



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL.**

**FUNDAMENTOS Y APLICACION DE LOS
ENGRANES**

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 DE NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

GEARS AND THEIR LUBRICATION

EVOLUTION OF GEARS

● In the earliest machines that man built to do his work, gears formed an essential part. The teeth of these early gears were pegs fashioned out of wood and inserted in the rims of wooden wheels. They were crude affairs and the loads that were transmitted were necessarily light—speeds were low. Lubrication was of little concern then, for when a tooth wore or broke, its replacement was a simple matter.

The first big forward step in gear design came when peg teeth were abandoned, and teeth shaped much like those in modern gears were developed. Gears with teeth instead of pegs were made by mortising or keying individual hard wood pieces of the desired profile into the rim of a wheel. The first metal gears were probably cast of either bronze or iron. With this advance, lubrication assumed an important role in reducing wear and prolonging the life of the gear. Loads and speeds, however, were moderate and vegetable or animal oils sufficed as lubricants.

Since those early times, correct gear-tooth profiles and proportions have been developed. Moreover, tools have been built capable of machining gear teeth in the hard, tough materials which advances in metallurgy have made available. Thus, present day gears with their accurately cut teeth of correct profile and finely finished surfaces are a far cry from the wooden pegged gears of the past. Modern gears fulfill a purpose practically every field where power must be

transmitted or where motions of machine parts must be controlled. Because of the countless ways in which gears are used, there are wide variations in their design, size, operating speed and loading.

Paralleling the developments in the technique of gear design and manufacture, lubrication has become increasingly important. Even with accurately cut teeth of correct profile, gears can not operate successfully unless a lubricating film is maintained between the surfaces of the meshing teeth. If this film permits metal-to-metal contacts to occur, wear will be rapid, tooth profiles will be destroyed and failure of the gear will result.

Correct Lubrication means that separating films are maintained, and that long gear life and reliable operation are assured. Once the importance of Correct Lubrication is fully realized more thought will be given to securing the right lubricant and to applying it in the right way.

Gargoyle Lubricants, which are recommended in this publication for enclosed gears, are unusually stable, and therefore, resist oxidation to an exceptional degree. They render excellent service over long periods of continuous operation. *Gargoyle* lubricants recommended for open gears have the strong adhesive properties which enable them to cling to the tooth surfaces; thus they provide maximum protection. Moreover, for both enclosed and open types, they have the necessary high film strength to withstand the heavy loads and shocks that may accompany gear operation.

FUNDAMENTALS

●Gears are employed to transmit motion and power from one revolving shaft to another. The shafts on which gears are mounted can only take one of three positions with respect to each other—they may be parallel (Fig. 1), may intersect at an angle (Fig. 2) or may cross (Fig. 3). In each case, power and motion are transmitted positively, efficiently and dependably. Because of this, the application of gears to modern industrial machinery is practically without limit.

FRICION WHEELS

Although gears are usually used to transmit motion from one shaft to another, it is quite possible to transmit this motion by means of friction wheels. When pressed tightly together the friction between the surfaces is sufficient to transmit a limited amount of power.* If the shafts are parallel, the friction wheels take the form of cylinders (Figs. 4 and 6). When shafts are not

parallel, the shapes of the friction wheels will be different. For example, on intersecting shafts, the wheels become cones (Fig. 8). Where motion is transmitted from a shaft to a reciprocating element (Fig. 10), a cylindrical friction wheel may engage a flat surface.

*All of these methods of transmitting power between cylinders, cones and flat surfaces involve true rolling motion. In other words, there is no slippage between the two elements—assuming, of course, that the power load does not exceed the frictional resistance of the contacting surfaces.

When shafts cross (one above the other) the frictional wheels may be cylindrical (Fig. 12), or they may be of hyperbolic cross section (Fig. 14). However, in neither case will there be true

* Power is transmitted by friction from one surface to another through innumerable microscopic irregularities or high points that press intensely together. It is believed that these molecules fuse and weld under the intense localized pressures to form microscopic bridges between the opposing surfaces. The driving surface acts through these bridges to cause movement of the driven surface. The breaking apart of these bridges consumes energy which is referred to as friction.

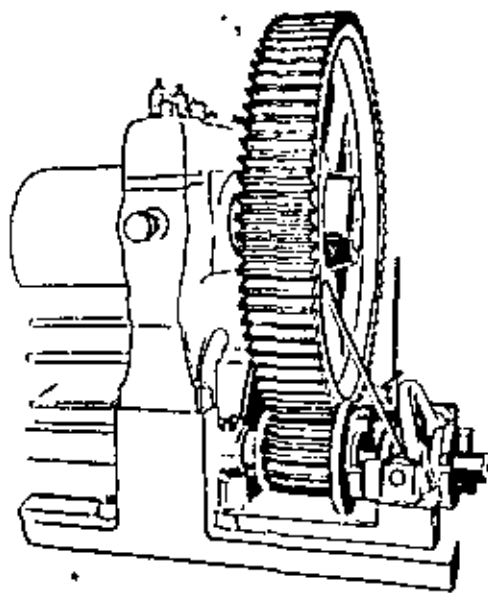
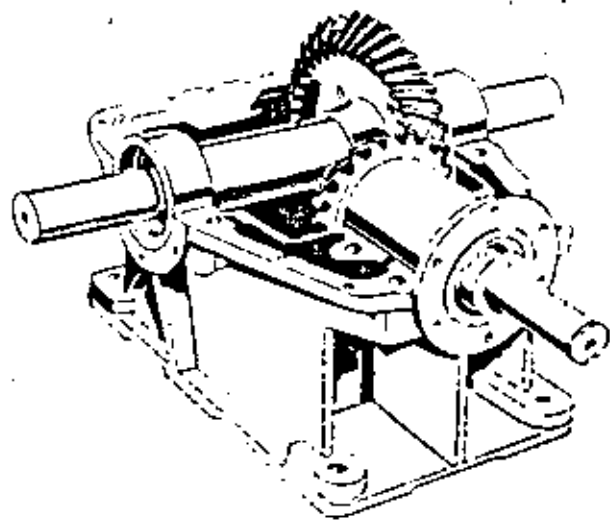


Fig. 1 . . . Parallel Shafts. This spur reduction gear and pinion drive a rubber mill. The teeth are lubricated by means of a brush or paddle.

Fig. 2 . . . Intersecting Shafts. The shafts of this splash-lubricated spiral bevel reduction-gear set intersect at a right angle. The larger gear, dipping into a bath of oil in the housing, carries oil to the point of mesh.



rolling action, because when shafts are crossed there is unavoidable side-slip between the surfaces of the friction wheels. This slippage occurs no matter how little power is involved.

Frictional drives are practical only where little power is being transmitted. They can not be used successfully where machine parts must be synchronized, as slippage would occur if the load were momentarily or permanently greater than the frictional force between the driving and driven wheels. Therefore, to transmit power under all conditions of operation, the minute surface irregularities must be greatly enlarged so that they assume the form of regularly spaced notches or teeth. The friction wheels then become meshing gears that can transmit power at fixed ratios of speed (Figs. 5, 7, 9, 11, 13 and 15). Toothed gears, therefore, may be considered as a development of friction wheels—the friction surfaces of the imaginary wheels then being referred to as pitch surfaces. The end view of the pitch surface is called the pitch circle. The intersection of the pitch surface with the tooth face is called the pitch line (Fig. 16).

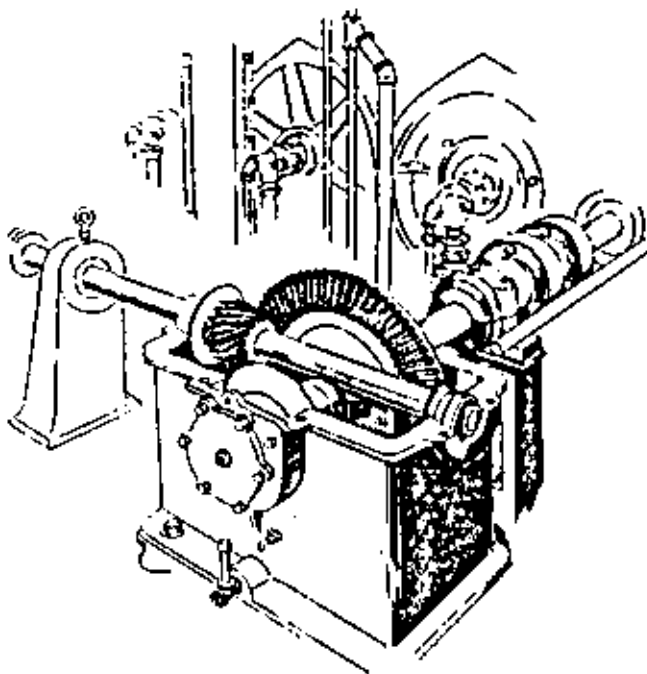
It is important to appreciate that the type of contact which occurs between two pitch surfaces will likewise be the type of contact that takes place between meshing teeth developed on those surfaces. The contact between two cylinders on parallel shafts (Fig. 4) takes place along a line. The contact between the teeth developed on these two cylinders (Fig. 5) also takes place along a similar line (Fig. 17). Likewise, the contact between two cones (Fig. 8) and the contact between the teeth developed on those cones (Fig. 9) occurs along a similar line (Fig. 18). The same condition exists on hypoid gears. However, the contact between pitch surfaces is not always a line. Where cylindrical surfaces are on crossed non-intersecting shafts, contact will occur at a point (Fig. 12) instead of along a line. When this is the case, the teeth developed on these surfaces also will make only point contact.

The transmission of motion by means of friction wheels is normally regular and uniform, but when teeth are developed on these surfaces, slight irregularities of motion are introduced unless these teeth are properly shaped and accurately machined. When correctly machined, however, motion between the teeth takes place smoothly, uniformly and without undue shock.

RATIO OF SHAFT SPEEDS

In transmitting motion from one shaft to another, the relative speeds of the shafts depend on the ratio of the number of teeth on each gear (Fig. 19). If the meshing gears have the same number of teeth, the speeds of the shafts are equal (Figs. 20 and 21). But if, for example, one gear has four times as many teeth as the other, the larger gear and shaft will revolve only one quarter as fast as the other (Fig. 22). Therefore, gears that either reduce or increase the speed of the driven shaft must necessarily comprise a small gear and a large gear. The small gear is usually called a pinion. When a set of gears is utilized to reduce the speed of the driven shaft, it is known as a speed reducer or reduction-gear set. If these speed changes are accomplished

Fig. 3 . . . Crossed Shafts. These hypoid gears transmit power between non-intersecting shafts at 90 degree with each other. The reduction-gear set shown drives the dryer section of a paper machine. It is splash-lubricated.



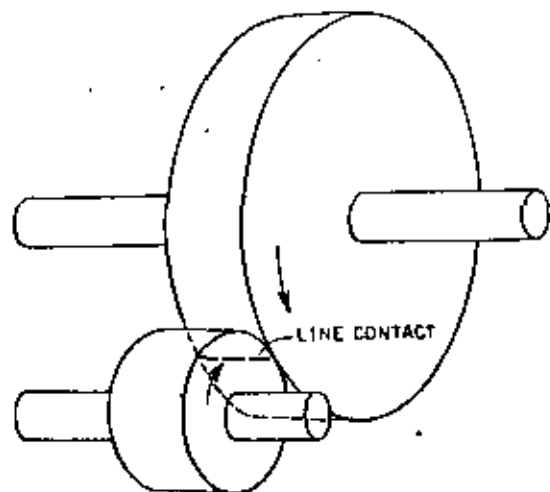


Fig. 4 . . . Cylindrical Friction Surfaces. These surfaces contact externally along a line and transmit motion between parallel shafts.

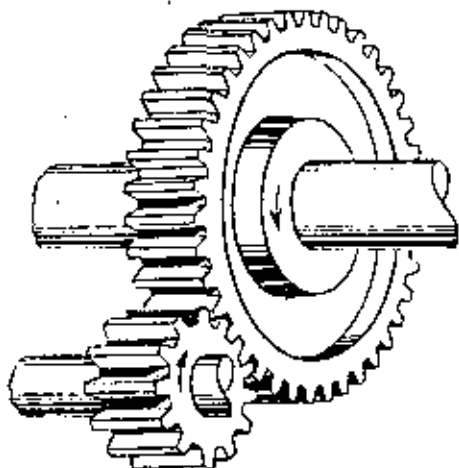


Fig. 5 . . . Spur Gears. The teeth of these gears are developed on external cylindrical pitch surfaces such as shown in Fig. 4.

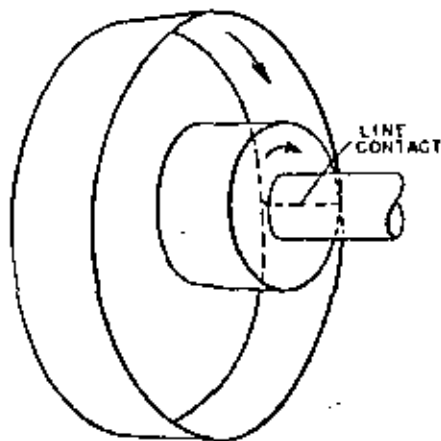


Fig. 6 . . . Cylindrical Friction Surfaces. These surfaces contact internally along a line and transmit motion between parallel shafts.

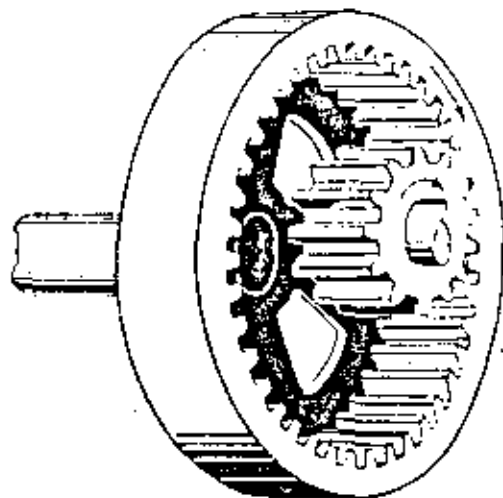
in a single step, the set is referred to as a single-reduction set (Figs. 2 and 22). When the speed changes are accomplished in two steps (Figs. 24 and 25), it is known as a double-reduction set. Still greater reductions are shown in Figs. 26, 27 and 28. When a set of gears is used to increase the speed of the driven shaft, it is known as a speed increaser or step-up gear set (Fig. 29). In the automotive industry, a step-up gear is always referred to as an overdrive.

TYPES OF GEARS

SPUR GEARS . . . When the shafts are parallel, the teeth of the meshing gears may be cut straight across the faces of the gear blanks (Fig. 5). A gear of this kind is called a spur gear. There are many special types of spur gears, some of which are not commonly encountered. Although none of these special forms differ materially in tooth action from the usual spur gear, it may be well to mention one or two of them that are sometimes found in special applications.

A spur gear in mesh with an element known as a rack is shown in Fig. 11. The rack may

Fig. 7 . . . Internal Spur Gear and Pinion. The teeth of these gears are developed respectively on internal and external cylindrical pitch surfaces, such as shown in Fig. 6.



visualized as a short section of an infinitely large spur gear; a gear so large in diameter that the mesh lie practically in a straight line.

Elliptical gears (Fig. 30) convert the uniform rotary motion of a driving shaft to a rhythmic, pulsating rotation of the driven shaft. These special spur gears are sometimes used to drive large chain conveyors in order to prevent the changes of conveyor speed that would occur when the long bar links pass around the sprockets at the driving end. This change of speed causes shock to the equipment. Smooth operation is assured by the use of an equalizer gear and an eccentric pinion for driving the chain sprockets (Fig. 31). Since the eccentric driving pinion revolves at constant speed, the motion imparted to the equalizer gear is irregular and is calculated to impart smooth, unvarying speed to the chains. This type of drive greatly reduces what might otherwise be excessive shock on the chains.

Another special type of spur gear is sometimes encountered in what is known as stop-motion or intermittent gears (Fig. 32). In this modification, the driving gear rotates continually, but actuates the driven gear only when the spur teeth

of both gears are engaged. At other times, the driven gear is locked in a fixed position of rest.

Ordinary gears are sometimes used in special groupings, for example, the planetary arrangement of the gears in Fig. 33 makes possible a very compact reduction-gear set. Such a unit usually comprises a central pinion, several planetary gears mounted on a spider, and an internal gear (ring gear) encircling the entire unit. One of the three elements—pinion, spider, or ring gear—must be held stationary, the other two then being used as power input and output elements. Usually, it is the ring gear that is rigidly fixed in the housing of the gear set. The pinion is usually the driving element with the spider the power take-off, i.e., the driven element. In this arrangement, the driving and driven shafts are in line with each other and rotate in the same direction, but at different speeds.

STEPPED GEARS . . . Since only a few teeth of a pair of spur gears are in contact at the same time, meshing of these gears may be accompanied by a slight impact as the load shifts from tooth to tooth. This is because the teeth undergo slight

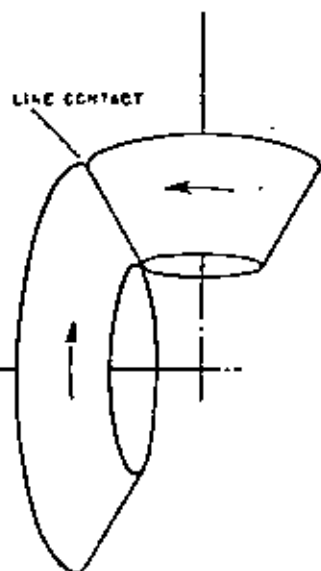


Fig. 8 . . . Conical Friction Surfaces. These surfaces transmit motion between intersecting shafts. In this case, the shafts intersect at a right angle, though conical friction surfaces may also transmit motion between shafts that intersect at larger or smaller angles. Contact occurs along a line.

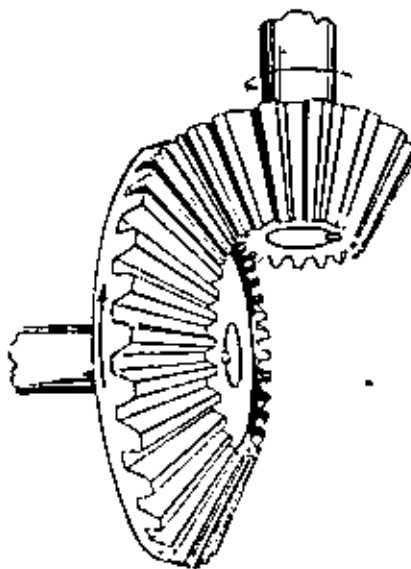


Fig. 9 . . . Bevel Gears. The teeth of these gears are developed on conical pitch surfaces, such as in Fig. 8.

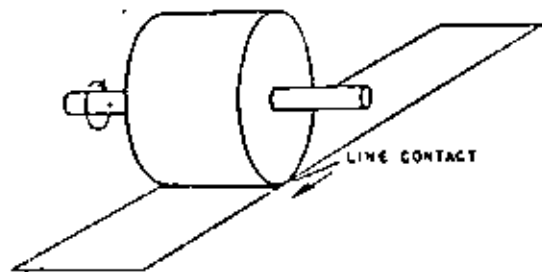


Fig. 10 . . . Cylindrical Friction Surface and Flat Surface. Rotary motion of the cylinder is converted to linear motion of the flat rectangular strip or vice versa. Contact occurs along a line.

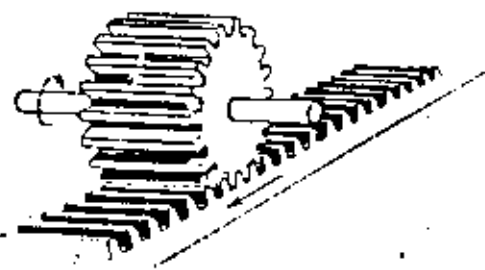


Fig. 11 . . . Spur Gear and Rack. These teeth are developed on a cylindrical and a flat pitch surface, such as shown in Fig. 10.

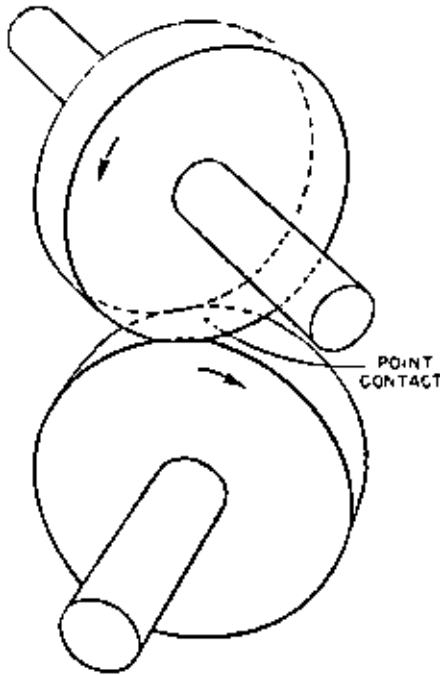


Fig. 12 . . . *Cylindrical Friction Surfaces.* These surfaces contact externally and transmit motion between non-parallel and non-intersecting shafts. Contact occurs only at a point.

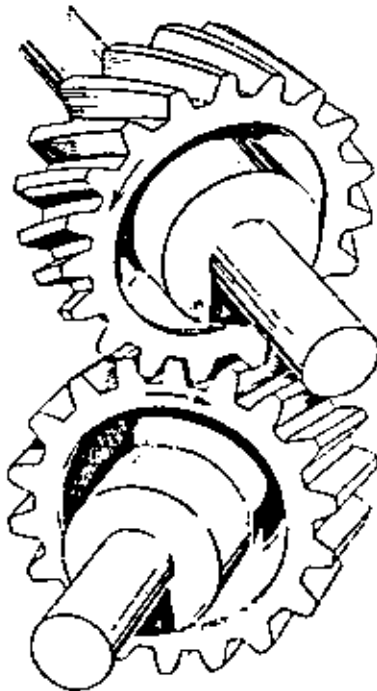


Fig. 13 . . . *Helical Gears.* In the position shown, these gears transmit motion between non-intersecting, non-parallel shafts. The gear teeth are developed on cylindrical pitch surfaces, such as shown in Fig. 12. Regardless of the angle between the shafts, the contact between teeth is concentrated on a point. This arrangement of gears is rarely used to transmit loads of any magnitude.

deformations as the load moves over the tooth surfaces. At low speeds, this is not a serious factor, but as speeds become higher and higher this deformation makes it more and more difficult to mesh straight spur-gear teeth without noise and shock. Although accurate machining of spur-gear teeth is a major factor in smoothing out any slight irregularities of transmitted motion and torque, these irregularities are minimized only when the gears are designed and machined to distribute the load on several engaging teeth.

An early method of accomplishing this result was by the use of stepped gears. In this construction, an assembly of two or more narrow gears

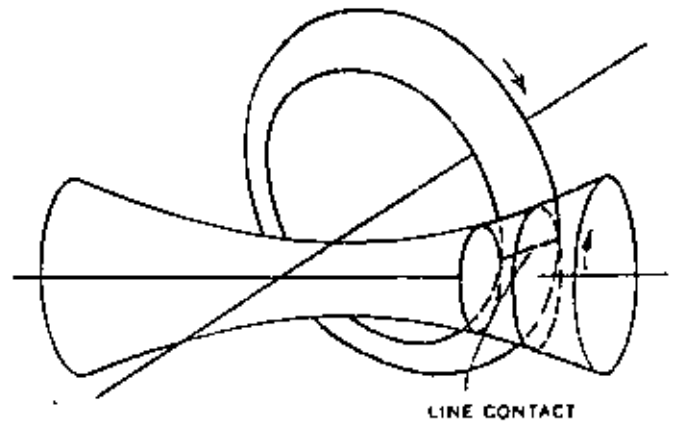


Fig. 14 . . . *Hyperbolic Friction Surfaces.* These surfaces contact externally and transmit motion between non-intersecting shafts at right angles. Contact occurs along a line.

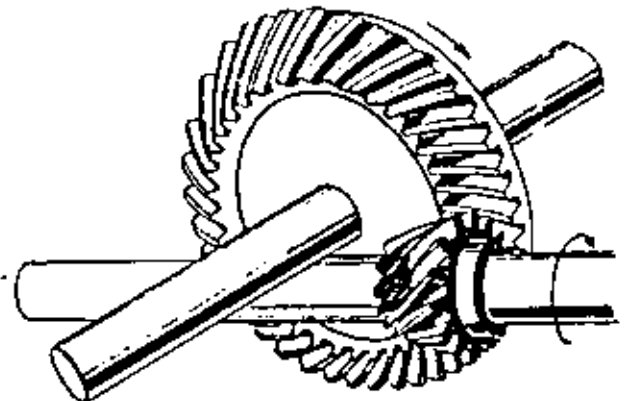


Fig. 15 . . . *Hypoid Gear and Pinion.* These gears transmit power between non-intersecting shafts at a right angle with each other. The teeth are developed on hyperbolic pitch surfaces such as shown in Fig. 14.

are substituted for each single, wide gear. These narrow gears are mounted on the shaft in such a way that the teeth are staggered (Fig. 34). Sudden transfer of load from one tooth to another is minimized as each adjacent staggered tooth absorbs part of the load before the preceding tooth leaves mesh. In effect, this increases the number of teeth in contact at any one time.

In rare cases, stepped gears are used to permit operation with zero backlash. When used for this purpose, one of the gears is an ordinary spur gear. The meshing gear consists of two narrow gears bolted together in such a position that all play between the meshing gear teeth is eliminated.

In general, the stepped type of gear is seldom used for ordinary transmission of power because of the difficulty of equalizing the load between the various tooth faces. For this use, however, the modern development of the stepped gear—the helical gear—is widely employed.

HELICAL GEARS—PARALLEL SHAFTS. If instead of two or three narrow gears, a stepped gear were composed of innumerable staggered laminations—each lamination so thin that it no longer appears as an individual unit—the result would be a gear with smoothly twisted teeth. In actual practice, twisted-tooth gears are machined from solid gear blanks with the twist uniformly in the

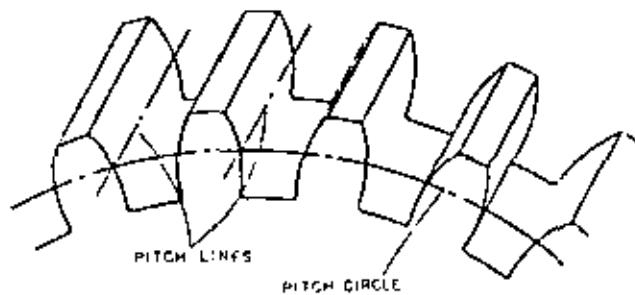


Fig. 16 (left) . . . Pitch Circle and Pitch Line. The circular end view or cross-section view of the pitch surface of a gear is called the pitch circle. The working surfaces of the teeth pass through the pitch surface. Therefore, the intersection of the tooth surface with the pitch surface becomes a line, called the pitch line. —

Fig. 17 (right) . . . A Spur-Gear Tooth Showing Lines of Tooth Contact. On the driving tooth, this contact first occurs below the pitch line. As the gear turns, this contact progressively sweeps upward to the top of the tooth. The action is reversed on the driven tooth.

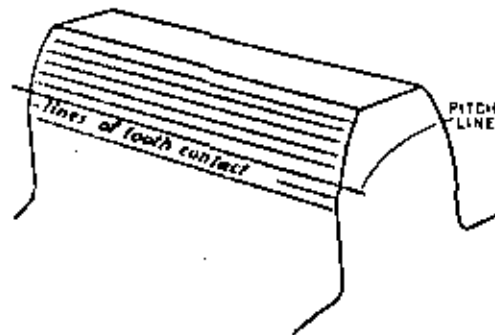


Fig. 18 (below) . . . A Bevel-Gear Tooth Showing Lines of Tooth Contact.

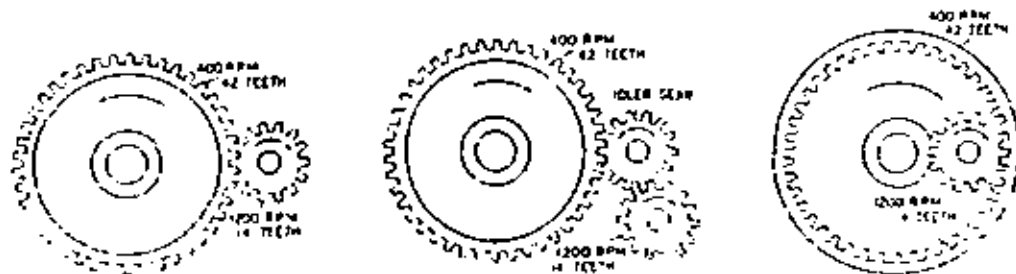
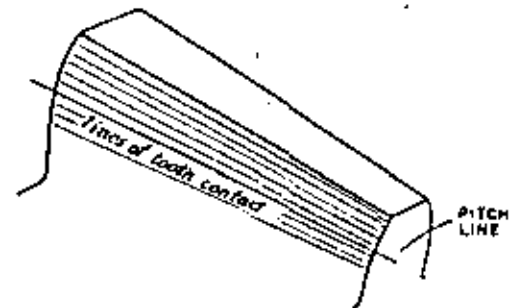


Fig. 19 . . . Speed Ratio. The relative number of teeth on any two meshing gears determines the ratio of speed between their shafts, and the arrangement of gears determines the relative directions of rotation. These fundamentals apply to all gear types. The presence of an idler gear does not affect the ratio of speed change, but does affect the direction of rotation.

same direction. Such a uniform twist is a true helix, and the resulting gears are called helical gears (Fig. 35). The angle of twist (helix angle) may range from about 20 deg. to 45 deg. The helix angle is selected so that several teeth will be continually in mesh at the same time. Even if only two of these helical teeth are in mesh, a very smooth transfer of power results. As the helix angle is increased, the number of teeth in simultaneous contact and the smoothness of tooth engagement are correspondingly increased.

Due to the angularity of their teeth, the operation of helical gears produces axial thrusts that must be absorbed by thrust bearings. In most cases, properly selected anti-friction bearings will take care of this thrust. However, by using two pairs of helical gears in opposed positions (Fig. 36) the thrust of one set of gears counteracts that of the other. This practice was first developed

during the era before adequate thrust bearings were available. Later developments in the economical cutting of gear teeth now make it possible to machine two opposed helical gears on a single gear blank. Such a gear is commonly known as a double-helical or a herringbone gear (Fig. 37). High-speed herringbone gears often have a continuous groove machined between the two sets of teeth to assist the escape of oil as the gears pass through mesh; or the two sets of teeth may be staggered for the same purpose.

HELICAL GEARS—NONPARALLEL SHAFTS . . .

When shafts are not parallel, but cross one another, it is still possible to transmit motion by means of cylindrical friction wheels. However, these surfaces do not roll truly, but with more or less side slippage. Moreover, no matter how little the shafts depart from the parallel position, contact between the cylinders ceases to be a line and

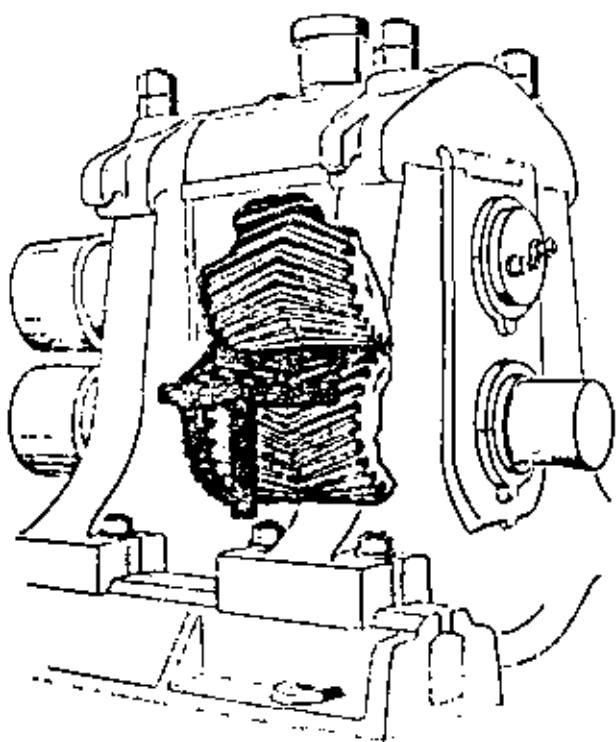


Fig. 20 . . . Pinion Stand. The gears in this set are the same size, have the same number of teeth, and thus revolve at the same speed. Oil is sprayed under pressure directly to the mesh of the gears.

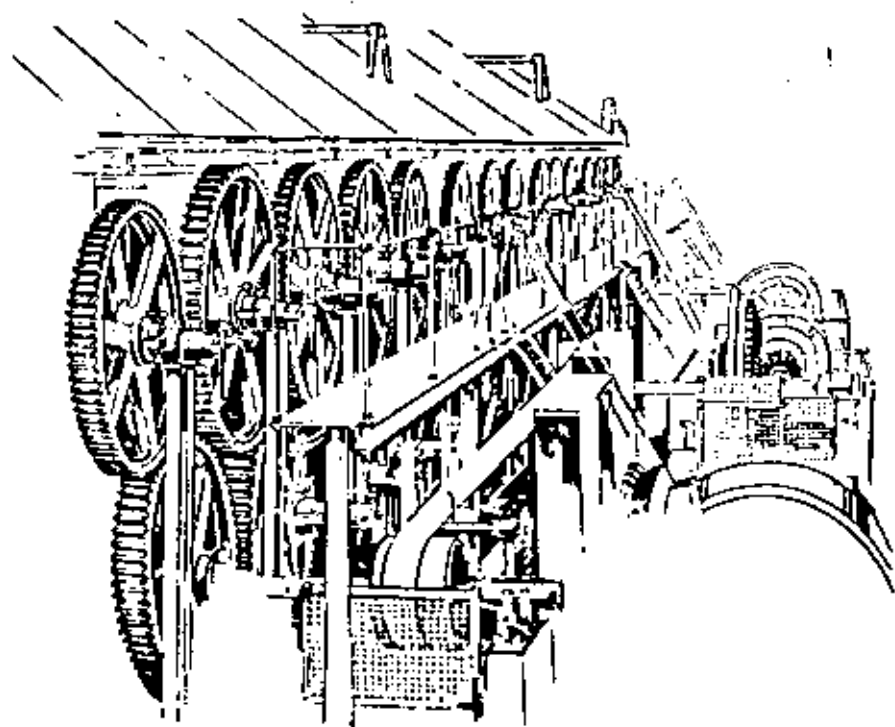


Fig. 21 . . . Gear Train. With the exception of the upper left gear, all of the gears shown are of the same size, hence rotate at the same speed. This train of gears drives the dryer rolls of a paper machine. On this machine, the gear teeth are lubricated by means of a brush or swab, but on more modern machines, gears are usually enclosed in an oil-tight housing and are lubricated by means of a circulation system.

shrinks to a mere point. As the shafts are moved more and more from the parallel position, the degree of rolling becomes less and less, and the amount of side slippage becomes greater and greater. When the shafts cross at right angles, all of the driving motion is lost through slippage and the driven cylinder does not turn at all. In other words, cylindrical pitch surfaces at right angles will not drive each other. However, by employing properly slanted helical teeth on these cylindrical pitch surfaces (Fig. 13) a limited amount of power may be transmitted irrespective of the angle between the crossed shafts. The resulting gears are true helical gears (Fig. 38) but are sometimes called spiral gears.

WORM GEARS . . . Where the driving gear of a helical right-angle drive is much smaller in diameter than the driven gear, the combination could be called a non-throated worm-gear set (Fig. 39), the smaller gear being the worm. Worm length, as compared to its diameter, permits the helical teeth to encircle the shaft more than once; thus giving the teeth the appearance of threads (Fig. 42) and giving the worm the appearance of a screw. When the worm has only one thread (tooth), it is commonly called a single-thread worm. If there is more than one tooth, it is known as a double-thread, a triple-thread, etc. worm (Fig. 43). The relative number of teeth on the two gears determines the ratio of speed reduction.

When the teeth of both worm and worm gear are of true helical form, the contacts concentrate on a series of mere points. This definitely limits the power that can be transmitted by such gears. Although these gears transmit motion very smoothly, excessive wear occurs if much power is involved. For this reason, non-throated worm gears and helical gears on crossed shafts are not very extensively used.

Since commercial worm-gear sets must transmit considerable power, it is, therefore, usual to machine the worm gear (Fig. 40) so that a considerably increased area of tooth surface will make contact. This is done by changing the shape

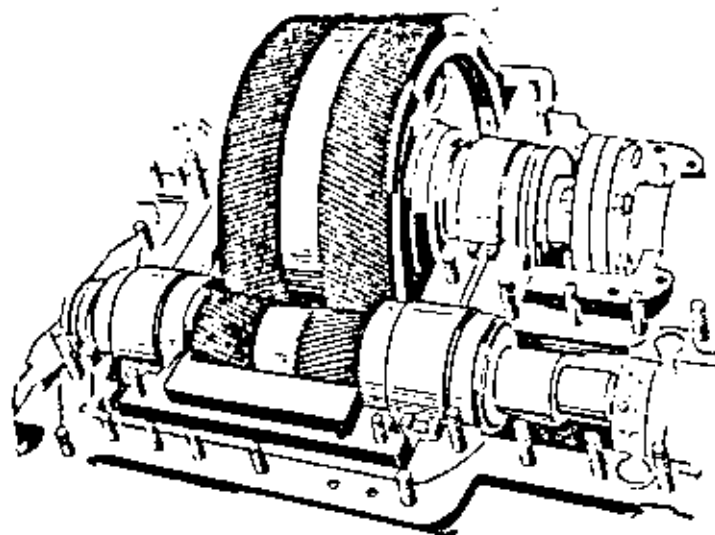


Fig. 22 . . . Single-Reduction Gear Set. This is a high-speed unit employing double helical gears and lubricated by means of a circulation system.

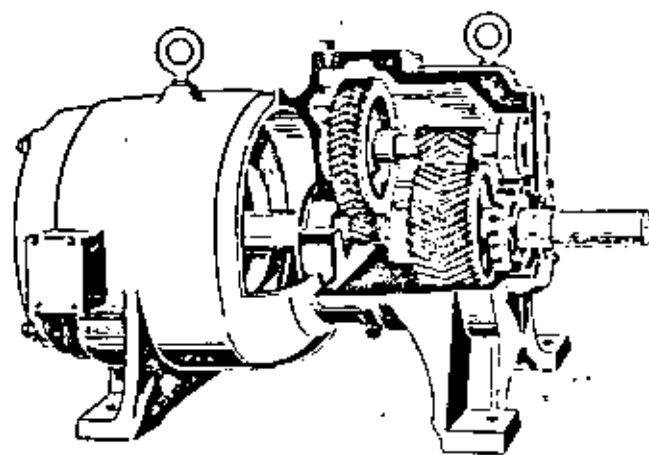


Fig. 23 . . . A Gearmotor Employing a Double-Reduction Gear Set. The herringbone gears of this set and the electric motor are incorporated in the same housing. Speed reduction is approximately 14 to 1. The gears are splash-oiled.

of the teeth of the driven gear so that these teeth partly encircle the worm. Such a gear is called a throated worm gear and is the type commonly used in worm-gear sets.

Another type of worm-gear set is a double-throated gear set, employing a throated worm and a throated gear (Fig. 41). Not only does the gear partly envelop the worm, but the worm also partly envelops the gear, thus still further increasing the area of contacting surface. These gears are able to carry very heavy loads.

BEVEL GEARS . . . When shafts intersect, the teeth of meshing gears may be cut straight across the faces of conical gear blanks. Such gears are called bevel gears (Fig. 9). Bevel gears are widely used where a right angle change in direction of shafting is required (Fig. 2), although occasionally the shafts may intersect at acute or obtuse angles. When of equal size and mounted on shafts at right angles, they are sometimes referred to as miter gears. Usually, however, the driving gear is smaller than the driven gear, because in the majority of cases, gear sets are employed to obtain a reduction of operating speed.

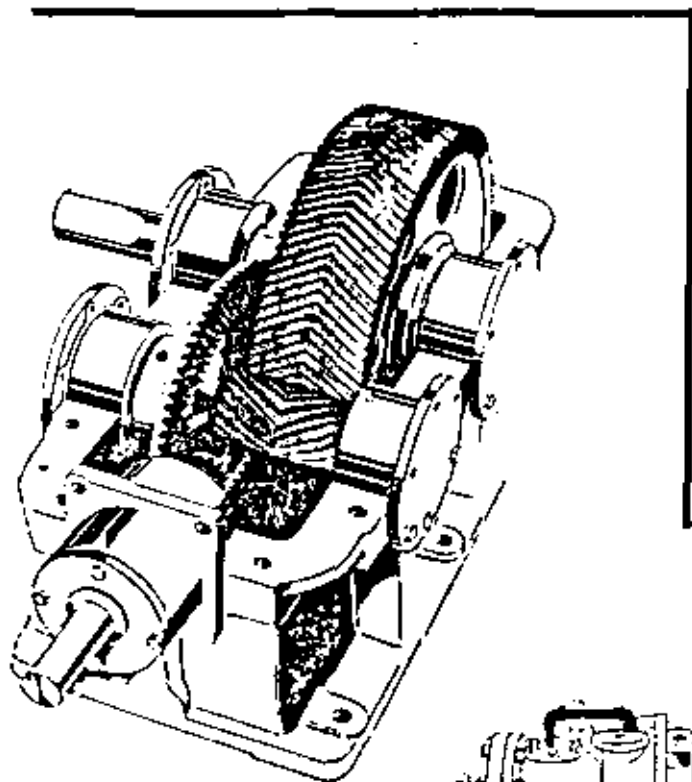


Fig. 24 (above) . . . Double-Reduction Gear Set. Both spiral and herringbone gears are used in this splash-oiled, high-speed, right-angle unit.

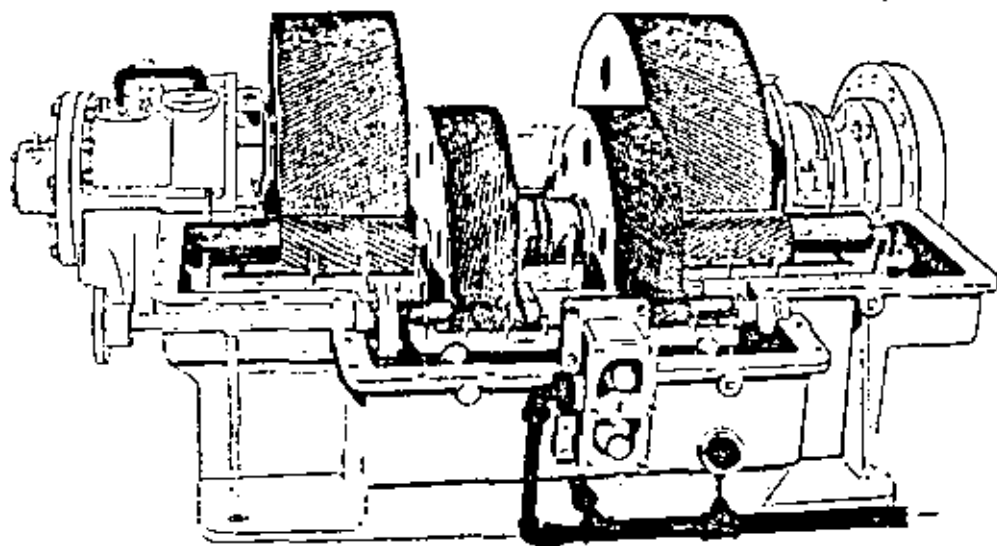


Fig. 25 (right) . . . Double-Reduction Gear Set. This is a high-speed unit employing paired or double helical gears. Gears are lubricated and cooled by means of a circulation-oiling system.

Bevel gears may be assembled in a special grouping known as a differential gear set (Fig. 44), such as are used in automotive vehicles. This arrangement of gears is intended to divide power and speed between two driven shafts, for example, to permit the wheels of motor vehicles to rotate at the different speeds made necessary when turning corners. Bevel gears may also be arranged to form a strong and compact planetary reduction gear set (Fig. 45) similar in principle to that shown in Fig. 33.

SPIRAL BEVEL GEARS . . . In the same way that the teeth of a spur gear may be twisted to make a helical gear, so may the teeth of an ordinary bevel gear be twisted to form a spiral bevel gear (Figs. 2 and 46). Because a bevel gear is developed on the surface of a cone, these twisted teeth will take the form of a spiral, thus the gears are called spiral bevel gears. The angle of the spiral is selected so that one end of a tooth enters mesh before the other end of the preceding tooth has disengaged. As with helical gears, this results in very smooth transfer of power.

HYPOID GEARS . . . Hypoid gears are employed where machine construction makes it necessary to cross the shafts, one below the other, and

where machine design precludes the use of a worm and gear. Where this construction is necessary, hypoid gears provide a strong, smooth and quiet drive. The shafts of practically all hypoid gears cross at right angles. Hypoid gears are used where space limitations require that one of the shafts be moved aside, as in some motor vehicles where lowering the drive shaft permits a lower floor level. They are also used where several pinions on a single shaft drive several cross shafts, as in the drives of high-speed paper machines. Still another use is where rigidity requires a supporting bearing on each side of each gear.

Although the ordinary hypoid gear is similar in appearance to the usual spiral bevel gear, it is not developed on the same type of pitch surface. Two conical pitch surfaces on intersecting shafts can be made to roll upon each other with line contact and without side slide, but if the shafts do not intersect, in other words, if they cross one below the other, the cones no longer make contact along a line, nor do they roll without sliding. Instead, they meet at a point and roll with more or less side-slip, depending on the position of the shafts. Gear teeth developed on such surfaces on crossed shafts would also make point contact and would give poor service.

To increase contact area, and thus, improve gear service, it is necessary to discard the cones in favor of surfaces that will bear upon each other along a line of contact. Line contact is secured by employing curved pitch surfaces of hyperbolic contour (Fig. 14). These surfaces, however, will not eliminate side-slip.

When teeth are developed on hyperbolic pitch surfaces, the teeth also meet in line contact, thus distributing the load over considerable tooth surface. Unit loading on the metal is, thereby, reduced, and ability to transmit power is greatly increased. The working surfaces of the meshing teeth, however, are always subject to side-slip and consequent friction. Such gears are called hypoid gears (Figs. 3 and 15).

Although most hypoid gears look like spiral bevel gears, this is not always the case. In rare cases, extreme offset of shafts and high ratios of reduction will require gears such as shown in Fig. 47. In this case, the pinion has only one tooth which causes it to resemble a worm.

TOOTH FORMS

TOOTH ACTION . . . Although gear teeth may extend straight across the gear blank as with spur

Fig. 26 (left) . . . Triple-Reduction Gear Set. Paired or double helical gears are employed for the high- and intermediate-speed gears. Herringbone gears are used for the low-speed reduction. The set is splash-oiled.

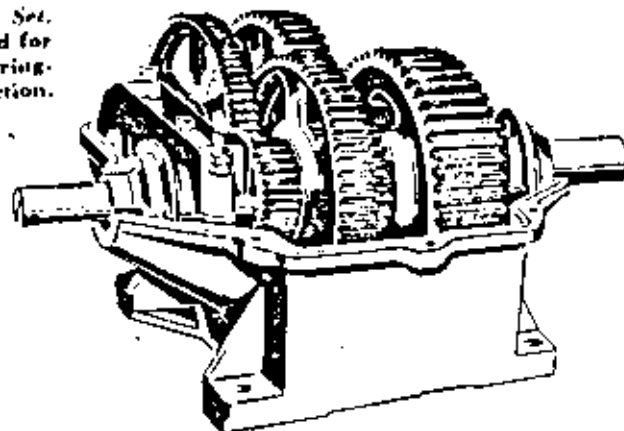
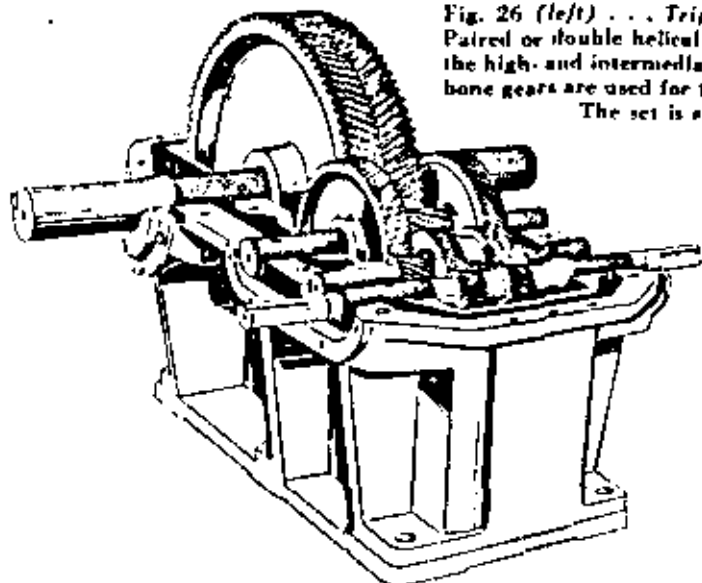


Fig. 27 . . . Quadruple-Reduction Spur-Gear Set. As in all multiple-reduction-gear sets, the load on the teeth of the low-speed gears is heavier than that on the high-speed gears. In this unit, therefore, the low-speed gears are wider, heavier and more rugged.

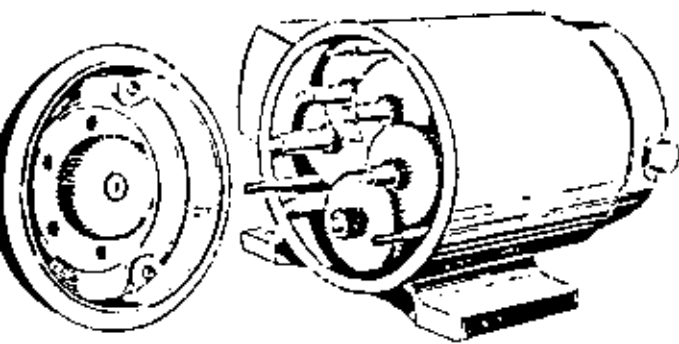


Fig. 28 . . . Spur-Reduction Gear Train. These gears are built into a small electric motor. A speed reduction of several hundred to one can be obtained.

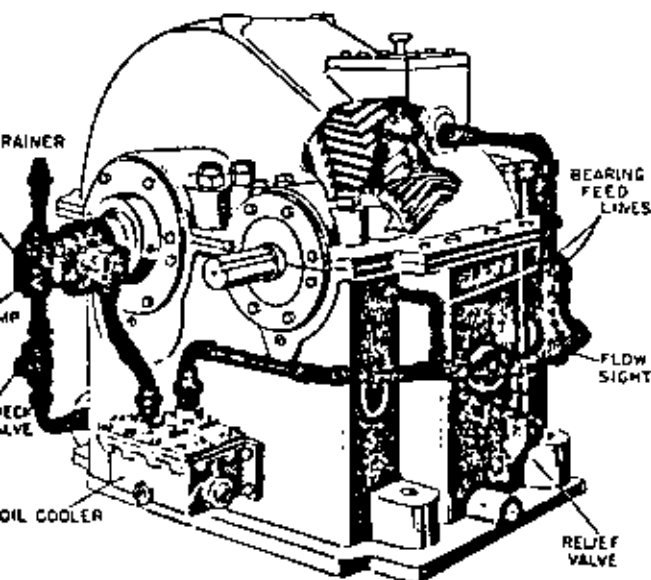


Fig. 29 . . . Speed-Increasing or Speed-up Gear Set. In this unit, the large gear drives the pinion. Oil is circulated under pressure to bearings and gear teeth by a gear pump on the end of the low-speed shafts.

gears, or may be twisted as with helical, spiral bevel and hypoid gears, or wrapped around the gear as with worms, or of gradually tapered shape as with bevel gears, all of these different teeth have the same basic cross-section. The principles of tooth form that apply to one type also apply to the others; thus, in studying tooth form, it becomes possible to concentrate attention on the simplest type of gear, namely, the ordinary spur gear. As spur gears (and all other gears) mesh, both sliding and rolling occur. There is a maxi-

imum of radial slide as the teeth first make contact (Fig. 43). As mesh proceeds, the rate of radial slide gradually decreases until at the pitch line it drops to zero. As mesh proceeds still further, the rate of slide again increases and reaches a maximum when the teeth finally leave contact. Conversely, the rate of rolling between teeth is at a minimum at the beginning of mesh. As the teeth pass through mesh, rolling increases to a maximum at the pitch line, then decreases again to a minimum when the teeth finally leave mesh.

TOOTH SYSTEMS . . . In designing and establishing the basic cross-section shape of a pair of teeth (Fig. 49), it is necessary, if the teeth are to function successfully, that a common normal (a line perpendicular to both tooth surfaces at the point of contact) shall always pass through the pitch point (point where the pitch circles meet). In theory, there are many tooth forms that might be employed; in fact, many shapes or contours of teeth have been evolved to accomplish this purpose. The involute tooth—American Standard Involute System (Fig. 50)—now enjoys the greatest popularity, having largely replaced the older cycloidal form (Fig. 51). There is also a less used modified-involute tooth (composite system) which combines both cycloidal and involute contours. These basic tooth forms may be applied to any type of gear.

ANGLE OF PRESSURE . . . Pressure* between gear teeth is applied along a line perpendicular to the surfaces at the point of contact. The slope of this line determines the angle of pressure and also the shape of the tooth (Fig. 52). Although this angle could be varied for different designs of teeth, actually for involute teeth, it has for industrial gears been standardized at $14\frac{1}{2}$ and 20 degrees with respect to a tangent to the pitch circles at the pitch point.

* Pressure is generally understood to refer to the force acting on a unit of area and is expressed in pounds per square inch. However, in the gear industry this term is also used in the following ways:

Pressure per inch of tooth width, meaning the force acting per inch of tooth width expressed in pounds per inch;

Pressure or total pressure, meaning the total force acting on a tooth expressed in pounds.

In this publication, the use of the term "pressure" conforms with the practice of the gear industry.

STUB-TOOTH GEARS . . . Irrespective of the system employed, teeth may sometimes be machined with less than normal height. Standard tooth contours are employed except that the upper portions of the teeth are eliminated. As a result, the strength of each tooth is increased which is considered the principal advantage of this type of tooth. The stubby appearance of these teeth has caused them to be known as stub teeth and the gears to be called stub-tooth gears.

The relative motion between the engaging teeth of stub-tooth gears is identical with that of standard tooth heights, except that the sliding action is less. On the other hand, there is less total tooth surface to do the work, and the period of contact between meshing teeth is shorter. As a result, smoothness of operation is sacrificed and there is a tendency for noise to increase.

LONG AND SHORT ADDENDUM . . . Ordinary involute teeth (Fig. 53), either standard or stub, on any type of gear, are designed with tooth height above the pitch line (addendum) equal to the height below the pitch line (dedendum) less a small amount for clearance at the bases of the teeth. Thus, the addendum is smaller than the dedendum by the amount of the clearance. In machining conventional involute teeth on small pinions, it frequently happens that the teeth are unavoidably undercut (narrowed in) at the roots, with a resulting sacrifice of strength. This loss of strength can be minimized if these pinions are designed with decreased dedendum and correspondingly increased addendum. The resulting increased tooth strength of the pinion is one of the important reasons for the adoption of this type of tooth. In order for such a pinion to mesh properly with the driven gear, the dedendum of each *driven* tooth is correspondingly increased and its addendum decreased. This has the effect of increasing the outer diameter of the pinion and decreasing the diameter of the gear. Such gears are known as "long and short-addendum gears" and are used where strength, prolonged tooth action and smooth operation are desired. To assure effective lubrication the long adden-

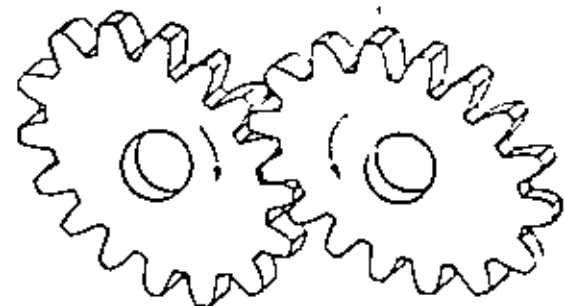


Fig. 30 . . . *Elliptical Gears.* Gears of this type convert the uniform speed of a drive shaft to a rhythmic, pulsating speed of the driven shaft. Their shape depends on the speed rhythm desired.

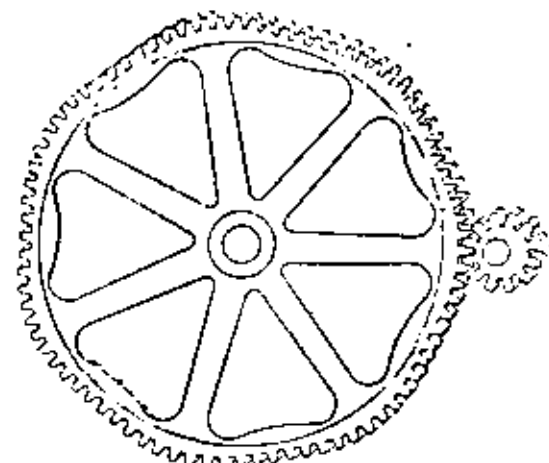


Fig. 31 . . . *Equalizer Gear.* Gears of this type are designed to provide uniform movement of conveyors using side chains with large bar links. The driving pinion revolves at constant speed, but because of its eccentricity, it drives the larger, many-sided gear with a pulsating rotation.

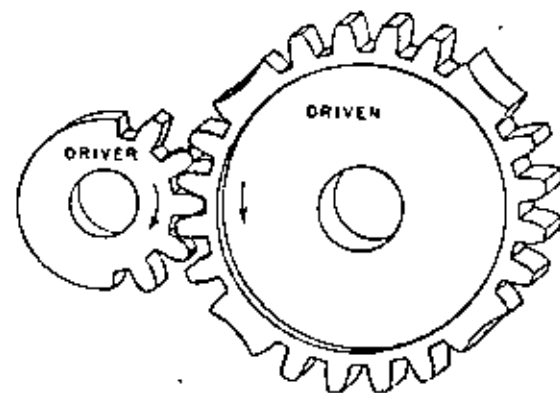


Fig. 32 . . . *Stop-Motion or Intermittent Gears.* The smaller gear rotates uniformly and imparts intermittent motion to the larger gear. When the teeth pass out of mesh, the cylindrical surface of the small gear locks the large gear in a fixed position. With gears as shown, this occurs four times during each revolution of the large gear.

dum teeth should be on the driving gear, irrespective of whether a speed reduction or speed increase is involved.

TOOTH CONTACT

The way in which the tooth surfaces of properly aligned gears make contact with each other is responsible for the heavy loads that gears are able to carry. In actual service, elastic deformation of the metallic surfaces of loaded gear teeth may

widen the theoretical lines (or points) of contact until they become narrow bands (or small areas). The radius of curvature of tooth profile has an effect on the extent to which these contacts widen. These bands may be less than 1/64 in. in width for small gears and up to 3/16 in. for large and heavily loaded gears.

Compared to unit loading (pounds per square inch) on bearings in general, the unit loading of gear-tooth surfaces is very much greater. For instance, with hardened steel-to-steel gears, tooth loads sufficient to cause surface stresses of 80,000 lb. per sq. in. are not unusual and in exceptional cases may be two or three times as high. These stresses are many times those which can be carried by ordinary bearing surfaces.

In an ordinary bearing, the journal continually rubs against the same part of the bearing surface, thus the heat which is generated (due either to fluid or metallic friction) is continually absorbed by the same area of bearing metal. This area, therefore, may quickly become overheated if heavily loaded. Although the surface of a bearing

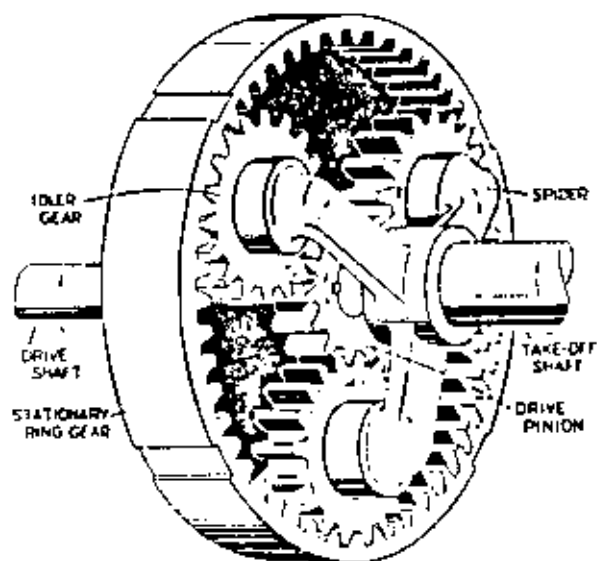


Fig. 33 . . . Planetary-Gear Reduction Set. The drive pinion engages three idler (planetary) gears and causes them to rotate. These three gears, which are mounted on a spider, roll around the inside of the stationary ring gear and pull the spider around with them thus causing the take-off shaft to rotate. Speed reduction between the shafts depends on the ratio of the number of teeth in the stationary ring gear to the number of teeth in the drive pinion.

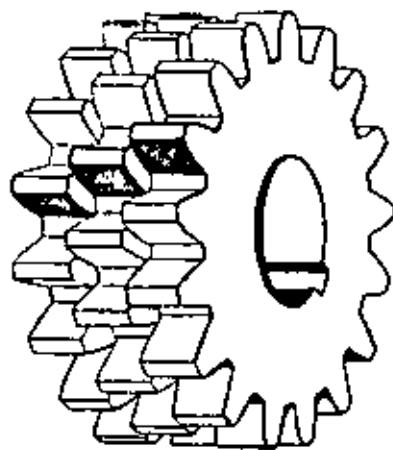


Fig. 34 (left) . . . Stepped Gear. Three spur gears, staggered and bolted together or keyed on the same shaft as one unit, greatly improve smoothness of action. Such a unit or gear meshes with a similar gear having opposite stagger.

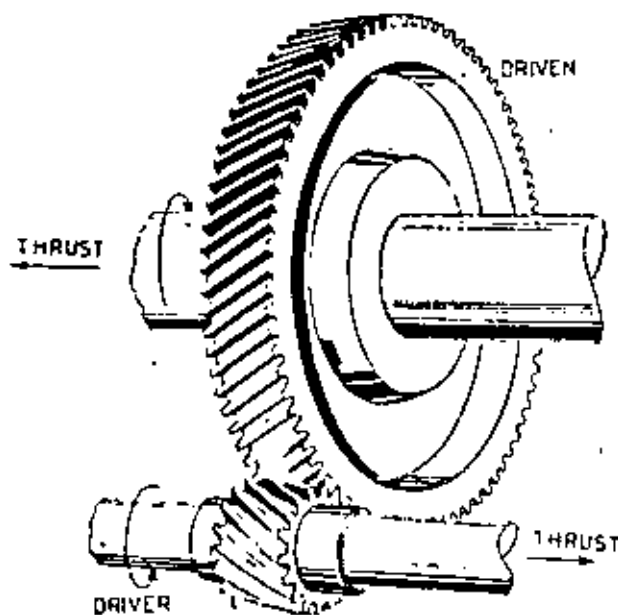


Fig. 35 . . . Single-Helical Gear and Pinion. These gears are shown transmitting power between parallel shafts. The load is distributed between two or more teeth. Due to the angularity of the teeth, the load carried by such a pair of gears produces an axial thrust on each shaft, these thrusts being opposite in direction.

may be in active use all of the time, this is not the case with gear teeth. With a gear, each little part of the surface of a tooth is in action for only an infinitesimal fraction of a second. The continual shifting of the point of action to new areas of cool metal and cool oil makes it possible to load-up gear surfaces to stress values approaching the critical limits of the gear metal.

The maximum loading that can be put on gear teeth also depends upon the velocity of slide between the surfaces. This is because the heat generated varies according to the rate of slide as well as according to pressure. If both load and rubbing speed are excessive, the frictional heat that is developed causes destruction of the tooth surfaces. This pressure-velocity factor, therefore, has a critical influence on the tendency of gear teeth to gall. The permissible value of this critical factor is influenced by the gear metal, the gear design, the character of the lubricant and method of its application.

For any gear, the area of surface contact and the manner in which the teeth roll and slide over

each other are both major factors in creating a full oil wedge and, therefore, in determining the effectiveness of gear lubrication.

SPUR GEARS . . . Spur-gear teeth, are cut straight across the face of the gear blanks, and the meshing teeth theoretically meet at a line of contact (Fig. 17) which lies parallel to the shaft. Straight teeth of bevel gears also make contact along a line (Fig. 18) which, if extended, would pass through the point of intersection of the two shafts. As teeth on either spur or bevel gears pass through mesh, the line of contact sweeps across the working face of each tooth. On the driving tooth, it starts at the bottom and finishes at the top. On the driven tooth, the line of contact starts at the top and finishes at the bottom.

HELICAL, SPIRAL BEVEL AND HYPOID GEARS . . . Contact takes place between stepped gears in the same manner (Fig. 34). Each section or lamination of the gear makes contact along a straight line; each line, because of the slight stagger be-

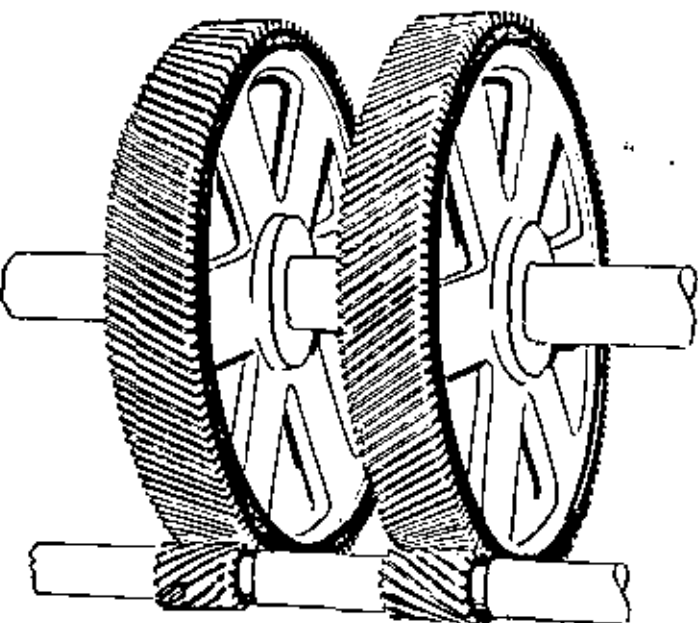


Fig. 36 . . . Double-Helical Gears and Pinions. Because of the opposed helix angles each gear counteracts the axial thrust of the other.

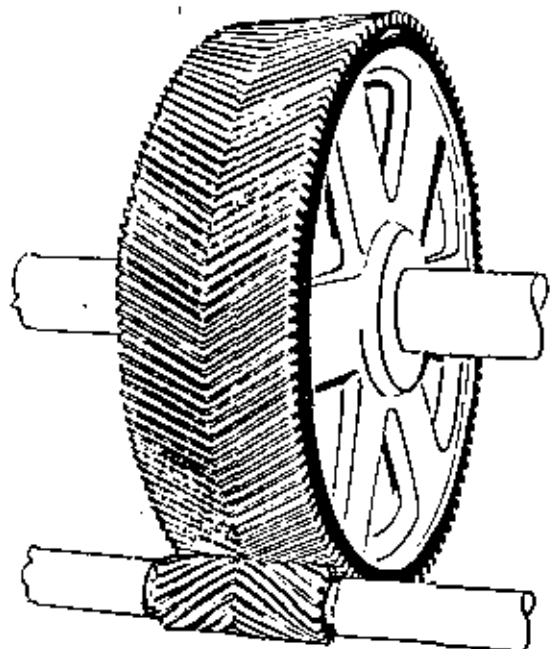


Fig. 37 . . . Double-Helical or Herringbone Gear and Pinion. Herringbone gears combine right- and left-hand helical teeth on a single gear. Accurately cut gears of this type transmit uniform torque quietly at high efficiency.

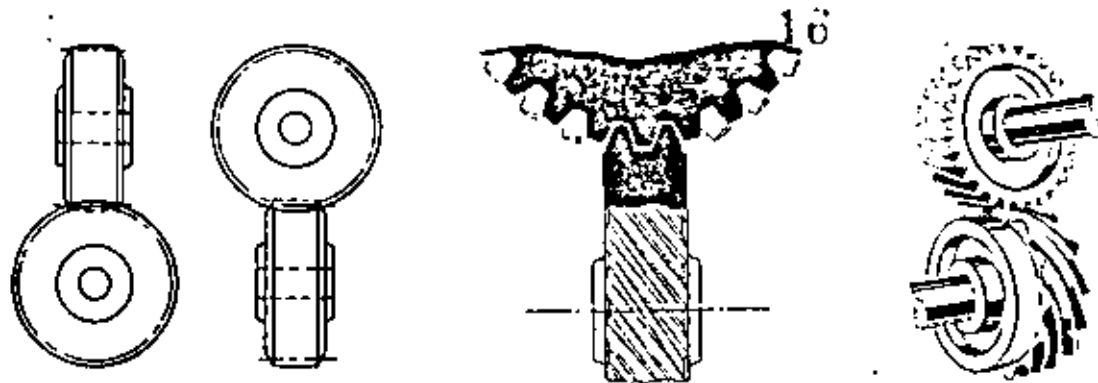


Fig. 38 . . . Helical Gears with Crossed Shafts. These views show the shafts at right angles to each other. The contact between the meshing teeth is concentrated on a point, and rapid wear results if loads of any size are carried.

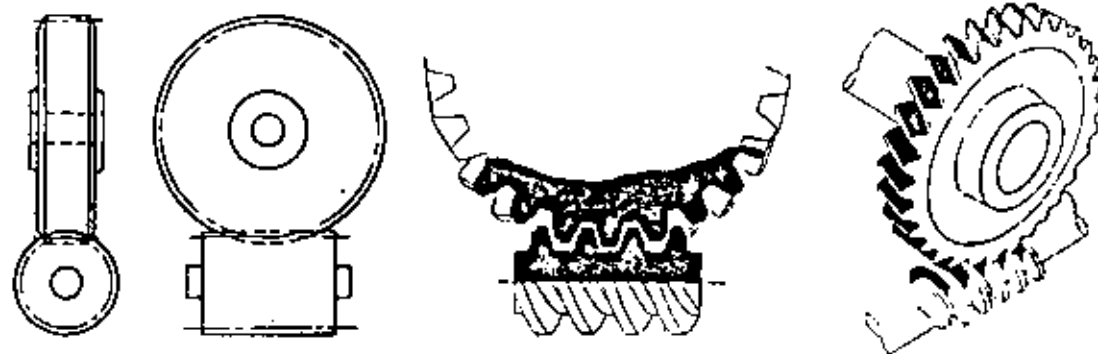


Fig. 39 . . . Non-Throated Worm and Gear. This is a modification of the helical gears shown in Fig. 38. Here too, the contact is concentrated on a point. The teeth of the gear are non-throated (not curved) and, therefore, do not envelop the worm.

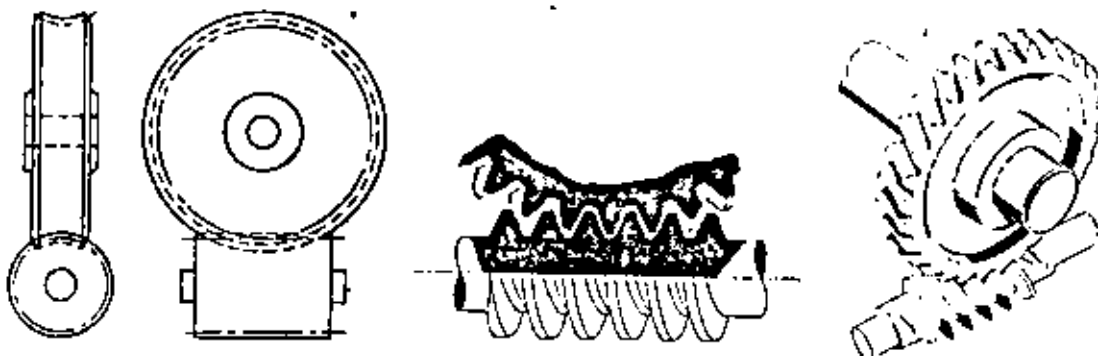


Fig. 40 . . . Single-Throated Worm and Gear. Gears of this type are employed in ordinary industrial worm-gear sets. The teeth of the gear are curved (throated) to envelop the worm. This modification results in theoretical line contact between each tooth of the gear and the thread or threads of the worm.

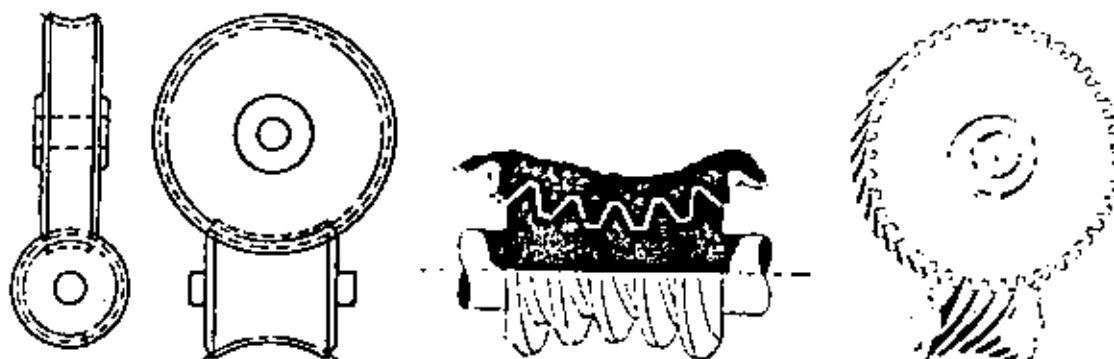


Fig. 41 . . . Double-Throated Worm and Gear. Both worm and gear have concave outer surfaces; thus each envelops the other. The resulting contact on each tooth is then distributed over a considerable area of tooth surface.

tween sections, is somewhat advanced, in other words, further along in its sweep than its adjacent successor. When innumerable laminations are combined into a smoothly twisted tooth, the short individual lines of contact blend into a smoothly slanted line (Fig. 54), extending from side to side of the tooth face and sweeping either upward or downward as the tooth passes through mesh. This slanted line contact occurs between the teeth of helical gears (on parallel shafts), spiral bevel gears and hypoid gears.

By increasing the angle of the helix or spiral, as the case may be, additional teeth go into mesh and simultaneously share the load. The increased angularity correspondingly shortens the length of the slanted contact line on each tooth with the result that shorter but more steeply slanted lines of contact are simultaneously sweeping across the faces of several teeth (Fig. 55). The total length of these lines of contact is greater than the single line of contact between straight spur teeth of the same width. Consequently, the load on these gears is not only distributed over more than one tooth but is also distributed over a longer line of contact. On the other hand, because of the thrust load that comes into play, the increased angularity of the teeth increases the loading on each tooth. These two factors more or less counterbalance each other so that the average unit loading remains about the same.

Helical gears on crossed shafts make tooth contact only on a point. As the teeth pass through mesh, this contact advances from below the pitch line of the driving tooth diagonally across the face of the tooth to its top and from the top of the driven tooth diagonally across the face to a point below the pitch line.

In a non-throated worm-gear set, tooth contact also takes place on a point. Several teeth may be in mesh at the same time, thus contact may simultaneously occur at several points. Along the mid-section of the gear, the teeth of the worm form the profile of a flat rack (Fig. 48B) which exactly meshes with the gear. If the rack were moved to right or left, the gear would be turned. To turn the gear continuously would require a rack of end-

less length, which of course is an impossibility. However, a rotating worm gives the effect of an endless rack. As the worm turns, an endless procession of rack teeth move against the teeth of the gear. But the turning of the worm introduces a great deal of side slip at the points of contact.

A point, or even several points, constitute too small an area to carry any appreciable load without destruction of the metal surface. Hence, helical gears at angles or non-throated worm gears are ordinarily employed to transmit motion only where very little power is involved.

WORM GEARS . . . Considerable power must be transmitted by commercial worm-gear sets,

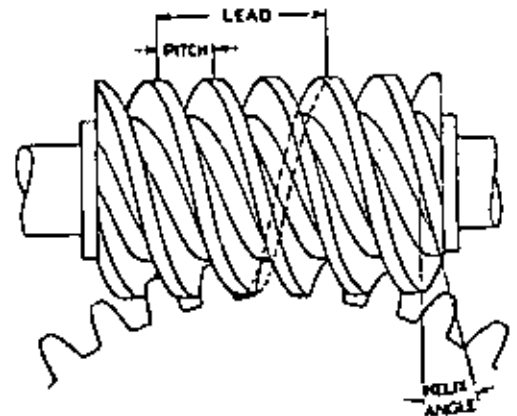


Fig. 42 . . . *Worm and Gear.* The distance that each thread of the worm advances during one turn of the worm is called the lead. The center-to-center distance between threads is the pitch—in this case one-third the lead. The lead angle or helix angle is the angle that the helix makes with a plane perpendicular to the worm axis. The helix angle depends jointly on the lead and worm diameter. Since the coefficient of metallic friction between certain dissimilar metals is lower than between similar metals, worms are generally made of hardened steel and the worm gears of bronze. Use of bronze in the construction of worm gears is of material assistance in minimizing wear and in preventing galling.



Fig. 43 . . . *Multiple-Thread Worm.* Eight teeth or threads are machined on this worm.

therefore, the gears of these sets are throated to provide a greatly increased area of contact surface. As indicated above, the worm can be compared to an endless toothed rack continually moving in the same direction (Fig. 56). Each tooth is slanted at an angle and the top of each tooth curved to the arc of a circle. The teeth are actually segments of the threads of the worm. The pitch surface of such a rack is a plane which is tangent to the cylindrical pitch surface of the gear. With reference to this (rack) pitch surface the worm teeth have normal contours at the mid-point of mesh, but toward either side of this midsection, as shown in Fig. 57, the height of each tooth above the pitch line is reduced and the depth below the pitch line is increased.

On the gear, the teeth are also of conventional contour at the mid-point. Toward the sides of the gear the contours change—the height above the pitch line is increased, and the depth below the pitch line is correspondingly decreased. To mesh with the curved teeth of the worm, it is further necessary to twist the teeth of the gear so that

toward their ends these teeth appear to lean considerably out of plumb. As a result of these alterations, the top and bottom of each gear tooth assumes a concave (throated) shape that conforms to the circumference of the worm. The pitch surface of the gear, however, is still a true cylinder, inasmuch as it is the teeth that are modified and not the pitch surface.

In a worm-gear set employing a throated gear, the worm-gear tooth theoretically makes contact with the worm thread along a line that curves diagonally across the gear tooth. The exact curve and slant depends on tooth design and on the relative number of threads of the worm and teeth on the gear. Usually, more than one thread of the worm is in mesh at the same time in which case there will be a separate line of contact on each meshing tooth. As meshing proceeds, these lines of contact move inward on the gear teeth and outward on the worm threads.

To secure smooth operation from a gear of this type, the teeth of the gear, and sometimes of the worm, are usually altered from theoretic-

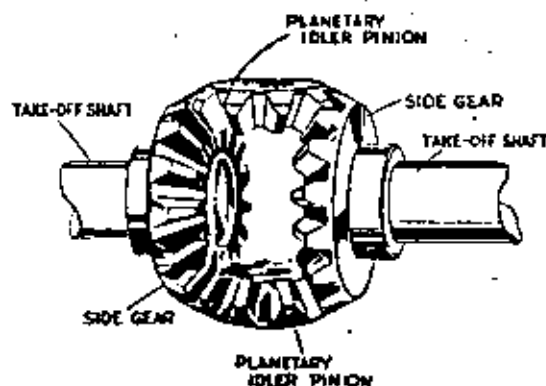
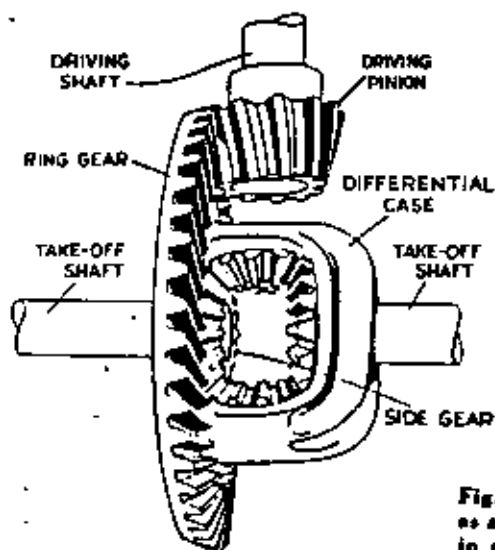


Fig. 44 . . . Differential-Gear Set. An assembly of beveled gears, known as a differential-gear set, permits variation in speed of two driven shafts in accordance with variable load requirements. The large ring gear is rigidly attached to a differential case. The planetary, idler pinions, meshing with the side gears, are pivoted on and revolve with the case, thereby turning the take-off shafts. When power is divided equally between both take-off shafts, the entire unit revolves as a solid block. Unbalanced load, however, puts a drag on the more heavily-loaded shaft and causes its side gear to slow up. Since ring gear and case are driven at constant speed, the planetary idler pinions are forced to turn on their pins as they revolve around the slower side gear. This turning of the idler pinions causes an increase in speed of the lightly-loaded shaft.

ally perfect standard tooth forms. Such alterations slightly spread the theoretical lines of contact into narrow bands of contact and, thereby, increase the load-carrying capacity of the unit. Load carrying capacity also depends on the number of teeth in simultaneous contacts. The exact design of the teeth varies according to the particular manufacturer of the worm-gear set, and for this reason, patterns of contact also vary.

In double-throated worm-gear sets, the worm is constructed so that its outline resembles the profile of an hour-glass (Fig. 53). Such a worm partly envelops the gear, and its threads engage the teeth of the gear throughout an increased length of the worm. The teeth of both the worm and gear are flat-sided—like rack teeth—and in the central plane of the gear they completely fill the intervening spaces (Fig. 41).

The exact character and pattern of contact in such a double-throated worm-gear set is somewhat controversial and seems to vary with gear design and the method used to machine the gears. One manufacturer of this type of gear states that

each tooth of the gear makes contact in a radial band extending from tip to root. As mesh proceeds this band of contact shifts in location but retains its general shape and size. It is generally agreed that contact in double-throated worm gears is entirely slide with no roll, and that radial contact occurs simultaneously over the full depth of all the worm teeth.

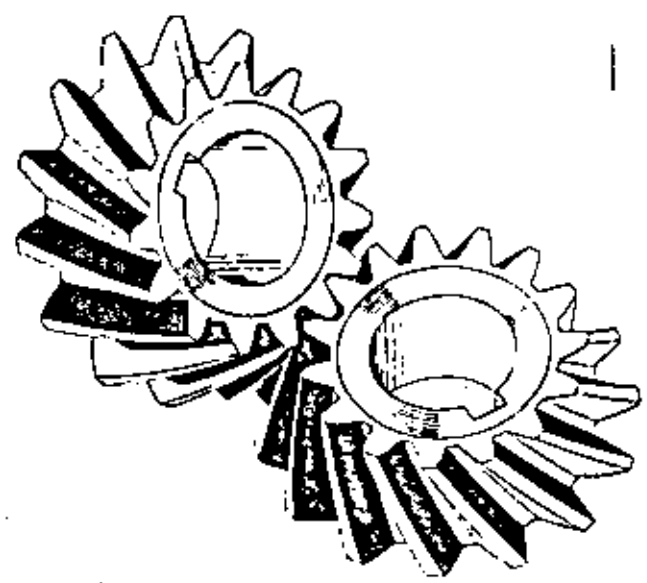


Fig. 46 . . . *Spiral Bevel Gears.* The teeth are cut at such an angle that one end of each tooth enters mesh before the other end of the preceding tooth has disengaged. Smooth, uniform transmission of power results.

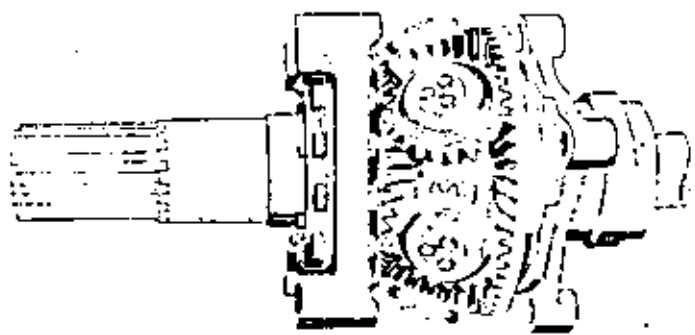


Fig. 45 . . . *Planetary-Reduction-Gear Set.* Bevel gears or spiral bevel gears may be employed in a planetary arrangement to function as a reduction-gear set. This is a development of the reduction gear set shown in Fig. 33. The drive pinion engages several idler (planetary) gears, thus causing them to rotate. These gears then roll around the stationary gear, dragging the spider with them and causing the take-off shaft to rotate. Speed reduction depends on the ratio of the number of teeth on the drive pinion and stationary gear.

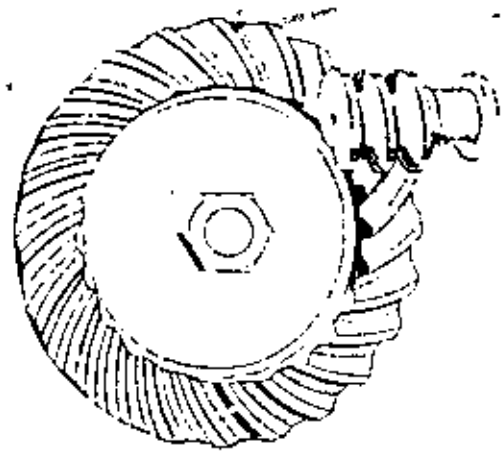
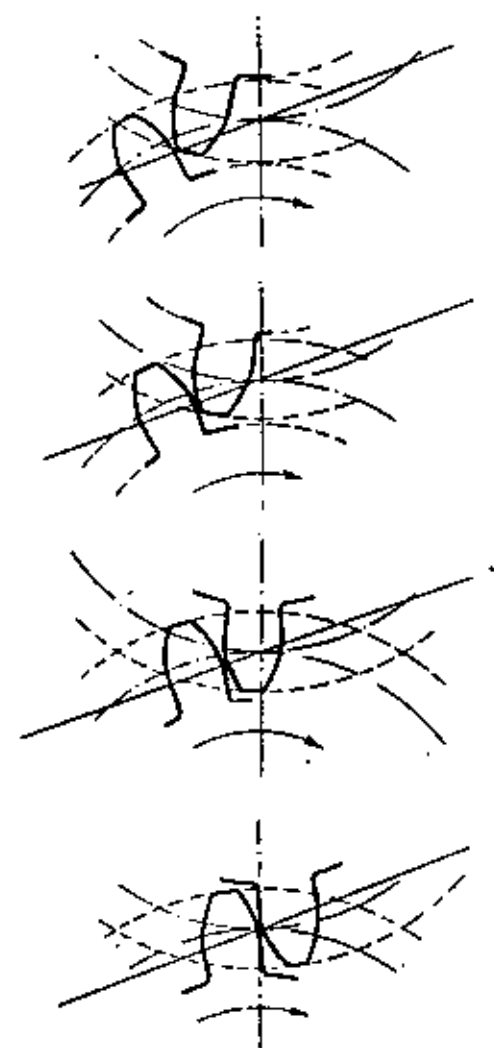
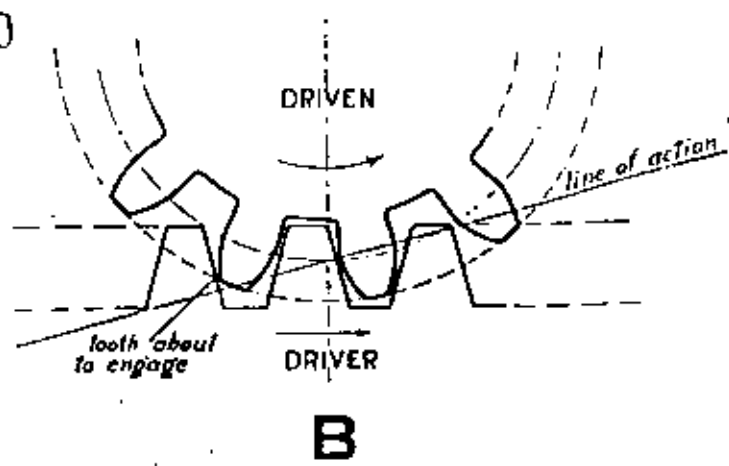
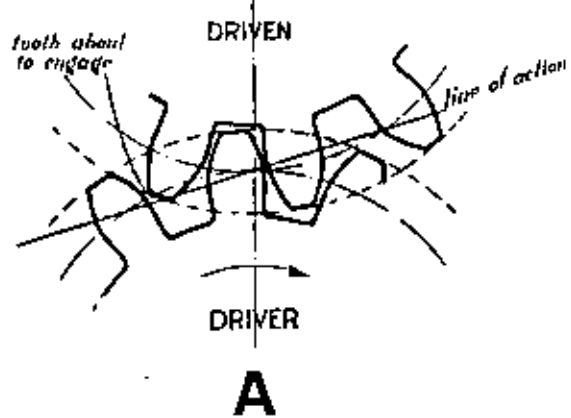


Fig. 47 . . . *Hypoid Gears.* Although hypoid gears are not ordinarily used for large reductions, it is possible to employ them for this purpose. The illustration shows a single-tooth hypoid pinion in mesh with a hypoid gear. This pinion bears a strong resemblance to a worm.



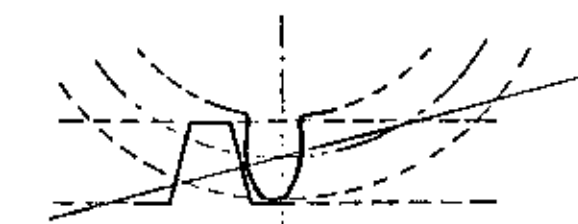
C



D



E



F

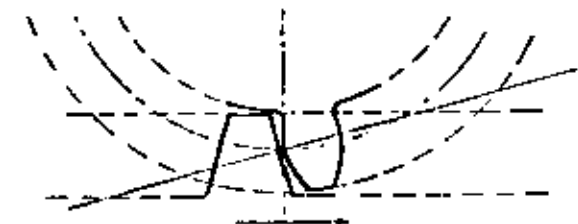


Fig. 48 . . . Gear-Teeth Action. Contact between meshing gear teeth is a combination of rolling and sliding, as shown by these progressive diagrams. The successive points of contact between the teeth as they pass through mesh form the line of action.

At A and B, power is being transmitted to the driven gears by the middle tooth of the driving gear or driving rack, as the case may be. In either case, the teeth at the extreme left of the drivers have not yet quite entered mesh.

At C, the driving teeth enter mesh when the trailing tips of the driven teeth reach the line of action.

At D and E, the mating teeth have passed further into mesh, and each tooth slides and rolls over the face of the other as their line of contact shifts progressively through the stages shown.

At F, the mating teeth are at the center of mesh and their line of contact is at the pitch line. At this stage, the teeth roll upon each other without any sliding motion. The line of contact on the driving tooth has moved outward a relatively small distance toward the pitch line. On the other hand, the line of contact of the driven tooth has moved inward a considerable distance toward the pitch line. Considerable slippage or sliding in addition to rolling has, therefore, been necessary in order to bring the pitch lines of both gears together. The shorter distance of travel on the driving tooth represents roll, and the additional distance traveled on the driven tooth represents slide. No sliding occurs at the pitch line, the action being only rolling. After the teeth pass center, this sliding action is reversed. The slide of the driving tooth is then distributed over a considerable area as the line of contact moves outward from the pitch line; while the slide on the driven tooth is distributed over a comparatively small area as the line of contact moves inward on this tooth from the pitch line. Contact is broken, when the leading tip of the driving tooth crosses the line of action.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL**

- * FACTORES DE DISEÑO MECANICO
- * CALCULO DE ENGRANES POR RESISTENCIA Y
DESGASTE

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

sobre el J es igual a W_r . Por tanto,

$$F'_{23} = 0.546 \text{ kN} \quad F'_{43} = 0.199 \text{ kN} \quad F'_{43} = 0.581 \text{ kN}$$

y las direcciones son como se indica en la figura 11-21b. Las reacciones del árbol en las direcciones x y y son

$$F'_{23} = -(F'_{23} + F'_{43}) = -(-0.546 + 0.199) = 0.347 \text{ kN}$$

$$F'_{43} = -(F'_{23} + F'_{43}) = -(0.199 - 0.546) = 0.347 \text{ kN}$$

La reacción resultante es

$$F_{23} = \sqrt{(0.347)^2 + (0.347)^2} = 0.491 \text{ kN}$$

Estas fuerzas se indican en la figura.

11-11 ESFUERZOS EN LOS DIENTES

Las consideraciones que siguen deben tenerse como importantes factores limitadores del diseño, al especificar la capacidad de una transmisión de engranes:

- 1 El calor generado durante la operación
- 2 La falla de los dientes por ruptura
- 3 La falla por fatiga en la superficie de los dientes
- 4 El desgaste abrasivo en la superficie de éstos
- 5 El ruido resultante de velocidades altas o de cargas fuertes

En este libro se estudiará la resistencia de los dientes de engrane con ase en tres clases de falla posibles. Estas son la falla estática debida a esfuerzos por flexión, la falla por fatiga debida también a esfuerzo por flexión y la falla por fatiga en la superficie, derivada de esfuerzos de contacto o hertianos.

El objetivo particular de esta sección es obtener una relación para el esfuerzo por flexión que se produce en el diente. Wilfred Lewis fue el primero que presentó una fórmula para calcular este esfuerzo en dientes de engranes, la que interviene la forma de los dientes. Esta fórmula fue publicada en 192 y sigue siendo fundamental para la mayor parte del diseño de engranes en la actualidad.

Para deducir la ecuación de Lewis observe la figura 11-22a que presenta un voladizo con dimensiones de su sección transversal F y t , con longitud l

y una carga W_r , distribuida uniformemente en toda la distancia F . El módulo de sección es $I/c = Ft^2/6$ y, por tanto, el esfuerzo por flexión es

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W_r l}{Ft^2} \quad (a)$$

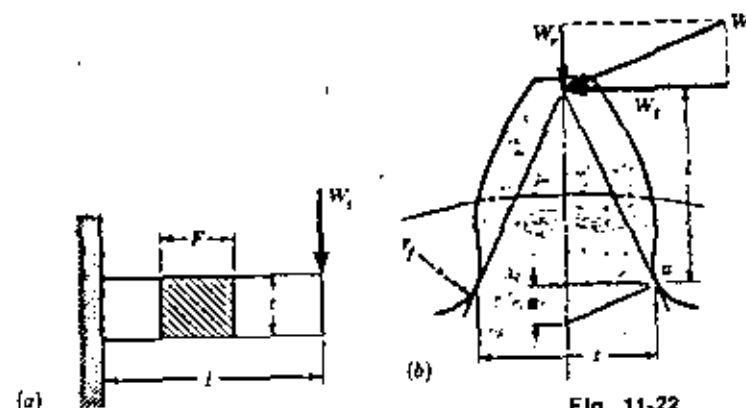


Fig. 11-22

Refiriéndose ahora a la figura 11-22b, se supone que el esfuerzo máximo que se tiene en un diente ocurre en el punto a . Por triángulos semejantes puede escribirse

$$\frac{l/2}{x} = \frac{l}{t/2} \quad \text{o} \quad x = \frac{t^2}{4l} \quad (b)$$

Reordenando la ecuación (a),

$$\sigma = \frac{6W_r l}{Ft^2} = \frac{W_r}{F} \frac{1}{t^2/6l} = \frac{W_r}{F} \frac{1}{t^2/4l} \frac{3}{2} \quad (c)$$

Si se sustituye el valor de x de la ecuación (b) en la (c), y se multiplican el numerador y el denominador por el paso circular p , se tiene

$$\sigma = \frac{W_r p}{F \left(\frac{t}{3}\right) x p} \quad (d)$$

Haciendo $y = 2x/3p$, resulta

$$\sigma = \frac{W_r}{F y} \quad (11-17)$$

Esto termina el desarrollo de la ecuación original de Lewis. Al factor y se le llama *factor de forma de Lewis* y puede obtenerse mediante una representación gráfica del diente de engrane, o bien, por computación digital.

Al aplicar esta ecuación la mayoría de los ingenieros de diseño prefieren

emplear el paso diametral para determinar los esfuerzos. Para hacer esto se sustituye $P = \pi / p$ y $Y = \pi$ y en la ecuación (11-17). Lo anterior da

$$\sigma = \frac{W_t P}{F Y} \quad (11-18)$$

En la tabla 11-3 se dan los valores del factor de forma Y .

La ecuación (11-18) puede utilizarse para obtener una estimación rápida del tamaño del engrane, introduciendo la resistencia del material, dividida entre un factor de seguridad adecuado, en vez del esfuerzo por flexión σ .

Tabla 11-3 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y PARA DIVERSOS SISTEMAS DE DIENTES

Número de dientes	14 $\frac{1}{2}$ compuestos de esvanete (obsoleto)	20°, altura completa	Plásmen pequeños 20°, altura completa		Engranajes interiores 20°, altura completa	
			altura completa	denton	Plásmen	Rueda
5	—	—	0.320	—	0.322	—
6	—	—	0.301	—	0.322	—
7	—	—	0.282	—	0.322	—
8	—	—	0.264	—	0.324	—
9	—	—	0.264	—	0.324	—
10	—	—	0.264	—	0.324	—
11	—	—	0.264	—	0.326	—
12	0.211	0.245	0.264	0.312	0.326	—
13	0.223	0.261	0.270	0.324	0.326	—
14	0.236	0.277	0.277	0.340	0.330	—
15	0.245	0.290	—	0.350	0.330	—
16	0.254	0.296	—	0.362	0.333	—
17	0.264	0.303	—	0.368	0.342	—
18	0.270	0.309	—	0.378	0.345	—
19	0.277	0.314	—	0.388	0.358	—
20	0.283	0.322	—	0.394	0.364	—
21	0.289	0.328	—	0.400	0.370	—
22	0.292	0.331	—	0.406	0.374	—
24	0.299	0.337	—	0.416	0.383	—
26	0.308	0.346	—	0.425	0.393	—
28	0.314	0.353	—	0.432	0.399	0.691
30	0.318	0.359	—	0.438	0.405	0.678
34	0.327	0.371	—	0.447	0.414	0.659
38	0.333	0.384	—	0.457	0.424	0.643
43	0.340	0.397	—	0.463	0.430	0.628
50	0.346	0.409	—	0.476	0.436	0.612
60	0.355	0.422	—	0.485	0.446	0.596
75	0.361	0.433	—	0.497	0.452	0.581
100	0.367	0.447	—	0.507	0.461	0.565
150	0.374	0.460	—	0.520	0.468	0.549
300	0.383	0.472	—	0.535	0.477	0.533
Cremañera	0.390	0.485	—	0.552	—	—

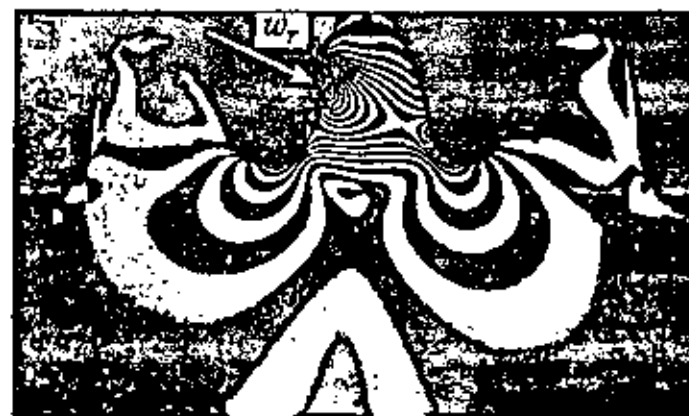


Fig. 11-23 Distribución del esfuerzo en un diente de engrane determinada por procedimientos fotoelásticos.

Empero, no debe emplearse para diseño final porque, como se demostrará en secciones posteriores, se necesitan elaboraciones considerables para lograr que la ecuación conduzca a engranes confiables de alto rendimiento.

Suposiciones

- 1 La ecuación de Lewis se resuelve usando la componente tangencial de la carga. Si se considerara la componente radial, ésta produciría un esfuerzo de compresión uniforme, al cual debería sumársele el esfuerzo por flexión. Por tanto, el efecto de la componente radial es aumentar la compresión y disminuir la tensión. Esto se aprecia claramente en la fotografía de la figura 11-23, en la cual se ve que es mayor el esfuerzo en el lado de compresión.
- 2 Se supone que el máximo esfuerzo ocurre cuando la carga está aplicada en la punta del diente. Si se cortan los engranes con suficiente precisión, la condición de carga en la punta no es la peor, porque habrá otro par de dientes en contacto cuando se presente tal condición. El examen de los dientes barridos o desprendidos demuestra que las cargas más fuertes ocurren cerca de la parte media del diente. Por lo tanto, el esfuerzo máximo se produce probablemente cuando un solo par de dientes soporta la carga completa y en un punto en el que otro par de dientes está a punto de entrar en contacto. Si son importantes el tamaño y el peso, debe suponerse esta condición.
- 3 Se supone que la carga tangencial W_t está uniformemente distribuida por toda la cara del engrane. Sin embargo, los engranes y sus ejes de soporte se fabrican con materiales elásticos, los cuales se deforman por efecto de las cargas. En consecuencia, es de esperar que ocurran deflexiones en los dientes de los engranes, deforme torsional en el

cuerpo de engrane y deformaciones por flexión en el eje de soporte. El efecto de tales deformaciones es ocasionar una distribución no uniforme de la carga. Cuando es grande la relación del ancho de cara al paso circular (F/p), por ejemplo mayor que 6, probablemente deban considerarse estas deformaciones.

- 4 Se desprecian los efectos de la concentración del esfuerzo. En la época de Lewis no se usaban factores de concentración de esfuerzos, pero las investigaciones recientes indican que es aconsejable utilizarlos.

11-12 ESTIMACION DEL TAMAÑO DE LOS ENGRANES

Para analizar un juego de engranes, con objeto de determinar la confiabilidad correspondiente a una vida especificada o el factor de seguridad contra una falla dada, es necesario conocer el tamaño de los engranes y los materiales de que están fabricados. En esta sección interesará principalmente obtener una estimación preliminar del tamaño de los engranes que se requieren para soportar una carga dada. Posteriormente esos resultados servirán como punto de partida para un análisis más elaborado. En forma alternativa, puede aplicarse el método para obtener una estimación rápida de la resistencia a la flexión de un engrane.

Se modificará primero la ecuación de Lewis (ecuación (11-18)) incorporando un factor de velocidad K_v en el denominador. Esto da la siguiente expresión para el esfuerzo por flexión en el diente:

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_v F Y} \quad (11-19)$$

El objeto del factor de velocidad es tener en cuenta el hecho de que la fuerza instantánea que actúa entre dientes en contacto es un poco mayor que la carga transmitida W_t , debido a imperfecciones de los perfiles de los dientes y a los efectos dinámicos provenientes de la elasticidad de los dientes y del eje durante el trabajo. Muchos diseñadores usan la ecuación de Barth para K_v al estimar el tamaño de los engranes. Esta ecuación es

$$K_v = \frac{600}{600 + V} \quad (11-20)$$

en la cual V es la velocidad en la línea de paso en pies por minuto.

Al resolver la ecuación (11-19) se selecciona el factor de forma Y para el piñón si ambos engranes son del mismo material. Si la rueda es de material menos resistente que el piñón, tiene que resolverse dos veces la ecuación, una para el piñón y otra para la rueda.

1. Para estimar el tamaño de engrane debe usarse un factor de seguridad

comprendido entre 3 y 5; además, en el caso de engranes ordinarios, debe basarse en la resistencia de fluencia del material. Cuando hay efectos de choque o de vibración deben usarse factores de seguridad mayores.

Por lo general, el ancho de cara, F , debe ser igual a 3 a 5 veces el paso circular.

A menos que los requisitos cinemáticos indiquen otra cosa, debe usarse siempre el menor número de dientes indicado en la tabla 11-1. Esto conducirá al engranaje o juego de engranes más pequeño y evitará la interferencia o el rebaje de los dientes.

EJEMPLO 11-4 Se desea un engranaje de reducción de dos elementos, con relación 4:1, para un motor de 1120 rpm y 100 hp. Los engranes deben ser de 20°, altura completa y hechos de acero UNS G10400, tratado térmicamente y estirado a 1000°F. Se trata de hacer una estimación preliminar del tamaño de los engranes que se requieren, suponiendo que el momento de rotación inicial no sea mayor que el de plena carga a la velocidad nominal.

SOLUCION. En la tabla 11-1 se encuentra el número mínimo de dientes del piñón que evita el rebaje de los dientes, o sea, 18. En consecuencia, se elegirá una rueda de 72 dientes para conectar a un piñón de 18 dientes y lograr una reducción de 4:1.

La ecuación (11-19) no puede resolverse directamente para obtener el tamaño del engrane, porque tanto W_t como K_v dependen del paso P . Así, es necesario ensayar diversos valores de P hasta obtener un resultado satisfactorio. Para la primera serie de determinaciones se usará $P = 4$ dte/plg. Entonces el diámetro del piñón será $d_2 = N_2/P = 18/4 = 4.5$ plg. La velocidad en la línea de paso es

$$V = \frac{\pi d n}{12} = \frac{\pi(4.5)(1120)}{12} = 1320 \text{ pie/min}$$

Luego, por la ecuación (11-15), se tiene que la carga transmitida es

$$W_t = \frac{33(10)^3 \text{ hp}}{V} = \frac{33(10)^3(100)}{1320} = 2500 \text{ lb}$$

A continuación, se encuentra $Y = 0.309$ en la tabla 11-3. Y luego, valiéndose de la ecuación (11-20), se halla que el factor de velocidad vale

$$K_v = \frac{600}{600 + V} = \frac{600}{600 + 1320} = 0.312$$

En la tabla A-17 se encuentra $S_y = 84$ kip/plg². Escogiendo un factor de seguridad de 4, el esfuerzo de diseño que deberá usarse es

$$\sigma = \frac{S_y}{n} = \frac{84}{4} = 21 \text{ kip/plg}^2$$

donde n es el factor de seguridad. Ahora se empleará la ecuación (11-19) con $\sigma = 21(10)^3 \text{ lb/plg}^2$, $W_t = 2500 \text{ lb}$, $P = 4 \text{ dte/plg}$, $K_v = 0.312$ y $Y = 0.309$, obteniendo

$$21(10)^3 = \frac{2500(4)}{0.312(0.309)F}$$

Despejando el ancho de cara, F , se tiene

$$F = \frac{2500(4)}{21(10)^3(0.312)(0.309)} = 4.94 \text{ plg}$$

Para ver si se ha logrado un buen diseño, primero se determina el paso circular p . Este es $p = \pi/P = \pi/4 = 0.785 \text{ plg}$. Entonces $3p = 2.36 \text{ plg}$ y $5p = 3.92 \text{ plg}$. Como el ancho de cara calculado no está comprendido entre $3p$ y $5p$, no se considera muy satisfactorio este valor.

Para una segunda serie de determinaciones se ensaya $P = 3 \text{ dte/plg}$. Siguiendo el mismo procedimiento, resulta:

$$\begin{aligned} d_2 &= 6 \text{ plg} \\ V &= 1760 \text{ pie/min} \\ W_t &= 1875 \text{ lb} \\ K_v &= 0.254 \end{aligned}$$

Nuevamente se sustituyen estos valores en la ecuación (11-19). El resultado es $F = 2.28 \text{ plg}$. Pero en este caso, $3p = 3.15 \text{ plg}$ y, en consecuencia, un engrane de paso diametral 3 tampoco es satisfactorio.

Hay dos maneras de resolver este problema. Emplear un engrane de paso 3 hecho de un material más débil, o bien, un engrane de paso 4 construido de un material más resistente. Como el engrane de paso 4 es menor, esta solución es preferible. Aunque puede costar más el material de mayor resistencia, un engrane pequeño es menos costoso de maquinar. Además, los engranes pequeños requerirán alojamientos menores y esto permitirá lograr un ahorro aún mayor.

Seleccionando un acero UNS G10500, tratado térmicamente y estirado a 900° F , se encuentra en la tabla A-17 que $S_y = 130 \text{ kip/plg}^2$. Con base en esta resistencia, el esfuerzo de diseño es

$$\sigma = \frac{S_y}{n} = \frac{130}{4} = 32.5 \text{ kip/plg}^2$$

Utilizando este esfuerzo de diseño con las demás determinaciones para el engrane de paso 4, la ecuación de Lewis da $F = 3.19 \text{ plg}$ para el ancho de cara, y este valor está dentro de los límites especificados de $3p$ y $5p$.

Nótese que el acero UNS G10400 podría tratarse también térmicamente para obtener aproximadamente la misma resistencia. ///

11-13 ESFUERZO DE FATIGA EN LOS DIENTES

Puede hacerse una segunda modificación a la ecuación de Lewis cambiando el factor de forma Y por el factor geométrico J . Entonces, la ecuación será

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_v F J} \quad (11-21)$$

Ahora se desea investigar los factores K_v y J con mayor detalle, de manera que la ecuación (11-21) dé resultados mucho más exactos que los que es posible obtener mediante las relaciones de la sección anterior.

Carga dinámica

El factor de velocidad K_v , llamado también *factor dinámico* (AGMA)*, tiene por objeto tomar en cuenta lo siguiente:

- 1 El efecto del espaciamento entre dientes y de los errores de su perfil
- 2 El efecto de la velocidad en la línea de paso y la velocidad angular (rpm)
- 3 La inercia y la rigidez de todos los elementos rotatorios
- 4 La carga transmitida por pulgada de ancho de cara
- 5 La rigidez del diente

Para los engranes cilíndricos cuyos dientes se terminan mediante herramienta del tipo sínfin o cepilladora, la AGMA recomienda la fórmula:

$$K_v = \frac{50}{50 - \sqrt{V}} \quad (11-22)$$

En cambio debe usarse la ecuación (11-20) para dientes inexactos, como los engranes de dientes cortados con fresadora.

Si los engranes tienen dientes con un acabado de cepillado o rectificado de alta precisión, y cuando están sujetos a carga dinámica apreciable, el factor dinámico de la AGMA es

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 - \sqrt{V}}} \quad (11-23)$$

* Hoja de información AGMA acerca de la resistencia de dientes de engranes cilíndricos, helicoidales, bihelicoidales ("herringbone") y cónicos. AGMA 225.01. American Gear Manufacturers Association, Washington, D.C.

En ambas ecuaciones, V es la velocidad en la línea de paso en pies por minuto.

Cuando en los engranes se acaban sus dientes por cepillado o rectificado de alta precisión y no hay carga dinámica apreciable, la AGMA recomienda el factor dinámico $K_v = 1$. En consecuencia, si en el diseño intervienen engranes de alta exactitud, el diseñador deberá decidir entonces si hay o no una carga dinámica apreciable. Para hacerlo, deben examinarse las máquinas matriz e impulsada. Si los engranes están entre un motor y un ventilador, es dudoso que pudiera desarrollarse una carga dinámica apreciable. En cambio, sería de esperar una carga dinámica considerable si los engranes estuvieran, por ejemplo, entre un motor de gasolina de un cilindro y la hoja de una sierra de cadena.

Concentración de esfuerzos

Una investigación fotoelástica realizada por Dolan y Broghamer hace más de 30 años es todavía la fuente de información primaria sobre la concentración de esfuerzos.* Para los dientes de engranes helicoidales de evolvente de 20° y para los de engranes cilíndricos de dientes rectos con las mismas características, estos investigadores establecieron la siguiente fórmula para el factor geométrico de concentración de esfuerzo,

$$K_t = 0.18 + \left(\frac{r}{r_f}\right)^{0.15} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.45} \quad (11-24)$$

y para los dientes de evolvente de 25° ,

$$K_t = 0.14 + \left(\frac{r}{r_f}\right)^{0.11} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.50} \quad (11-25)$$

donde el significado de las cantidades t , r_f y l es el ilustrado en la figura 11-22b. Sus valores pueden obtenerse mediante una delineación del contorno del diente o por computación digital.

En la mayor parte de los casos de diseño de engranes, $K_f \approx K_t$, debido al alto grado de sensibilidad a las ranuras, q , de los materiales de los engranes. Como se hizo notar en el capítulo 5, si hubiera duda respecto a que deba usarse K_t o K_f en el análisis, siempre se puede quedar en el lado de la seguridad usando K_t .

En nuestras investigaciones acerca del efecto de la relación de contacto, hemos descubierto que ya se han obtenido valores de K_f para dientes de 20° y

* T.J. Dolan y E.J. Broghamer, "A Photoelastic Study of the Stresses in Gear Tooth Fillets"; Univ. Ill. Eng. Expt. Sta. Bull. 335, marzo de 1942.

altura completa. Independientemente de lo tediosa que pueda ser la tarea, es necesario resolver la ecuación (11-24) o la (11-25) cuando tienen que investigarse otras formas de dientes. Sin embargo, hay un método menos preciso de obtener un valor estimado para K_f . Se comienza por suponer que el espesor del diente en su base es la mitad del paso circular, es decir,

$$t \approx \frac{p}{2} \quad (a)$$

Entonces, en la tabla 11-1 debe notarse que el radio estándar del filete o entalle del diente es

$$r_f = \frac{0.300}{P} = \frac{0.300}{\pi/p} = 0.0956p \quad (b)$$

de manera que, por las ecuaciones (a) y (b),

$$\frac{r_f}{t} = \frac{0.0956p}{0.5p} = 0.191$$

Ahora se recurre a la tabla A-25-6 y se encuentra que $K_t \approx 1.53$, en correspondencia con $r/d = 0.191$ y $D/d = 3$. También, usando $q = 0.95$ de la figura 5-19, se tendrá

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.95(1.53 - 1) = 1.50 \quad (c)$$

que representa un valor seguro de K_f , a usar cuando no se dispone de valores tabulados y no puede utilizarse la ecuación (11-24) ni la (11-25).

Factor geométrico

La forma del diente, el punto de aplicación de la carga crítica, la concentración del esfuerzo y el método por el que es compartida la carga por pares de dientes en contacto son factores que se toman en cuenta mediante un factor geométrico.

La figura 11-24 muestra un par de circunferencias de paso que hacen contacto en P . El piñón impulsor gira en el sentido del reloj y mueve a la rueda en sentido contrario, alrededor de O_2 . El contacto comenzará en el punto A , donde el flanco del piñón toca la punta del diente de la rueda. Si la relación de contacto es mayor que la unidad, entonces ya habrá otro par de dientes en contacto en un punto como D . A medida que prosigue la rotación, el par que está en contacto en D se moverá a B , punto en el que se separarán, mientras que el par de que estaba en A se moverá a C . Así pues, de C a D sólo habrá un par de dientes en contacto.

Al punto *C* se le conoce como el *punto más bajo de contacto de un solo diente* sobre el piñón. Al punto *D* se le llama *punto más alto de contacto de un solo diente*.

Si los dientes se hubieran formado con la más alta precisión y con un acabado de superficie de alta calidad, entonces sería muy probable que los dos pares de dientes embonantes compartieran la carga durante el periodo en que ambos pares están en contacto. Lo anterior significa que se ejercerá la carga crítica sobre un diente del piñón en *D*, el punto más alto de contacto de un solo diente.

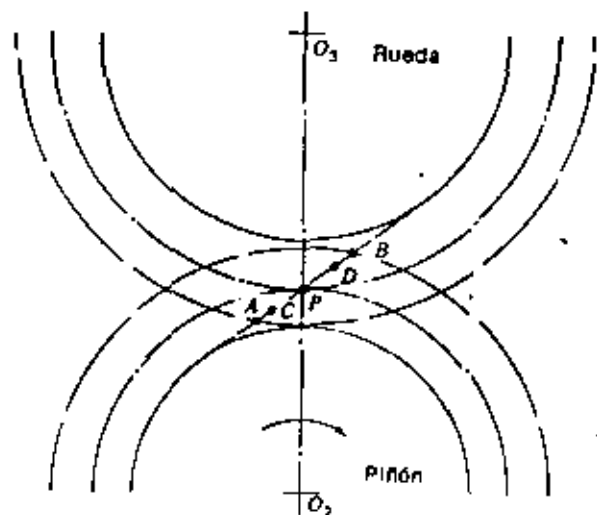


Fig. 11-24

Si los dientes no fueran de la más alta precisión, entonces no es probable que los dientes compartan la carga, lo cual significa que la máxima se ejercerá en la punta del diente del piñón, en *B*.

La AGMA ha definido un método para determinar si los dientes comparten la carga o no. Este método se basa en la precisión con la que se corten los dientes, así como en la deformación probable del diente durante la rotación.* Sin embargo, el método requiere que se conozcan en detalle todos los errores de maquinado o acabado y que se tenga un criterio basado en una experiencia considerable. Por consiguiente, en este libro se supondrá generalmente que la carga actúa en la punta, a menos que se sepa con certeza que los engranes están fabricados con la más alta precisión.

Como la concentración del esfuerzo depende de la configuración geométrica del diente, el *factor geométrico J* de la AGMA se define como

$$J = \frac{Y}{K_f} \quad (11-26)$$

* AGMA, hoja 225.01.

expresión en la que *Y* es similar al factor de forma de Lewis, pero incluye también las componentes de flexión y de compresión de la carga. La información proporcionada por la AGMA contiene un procedimiento para determinar este factor; dicho procedimiento se empleó para determinar los datos

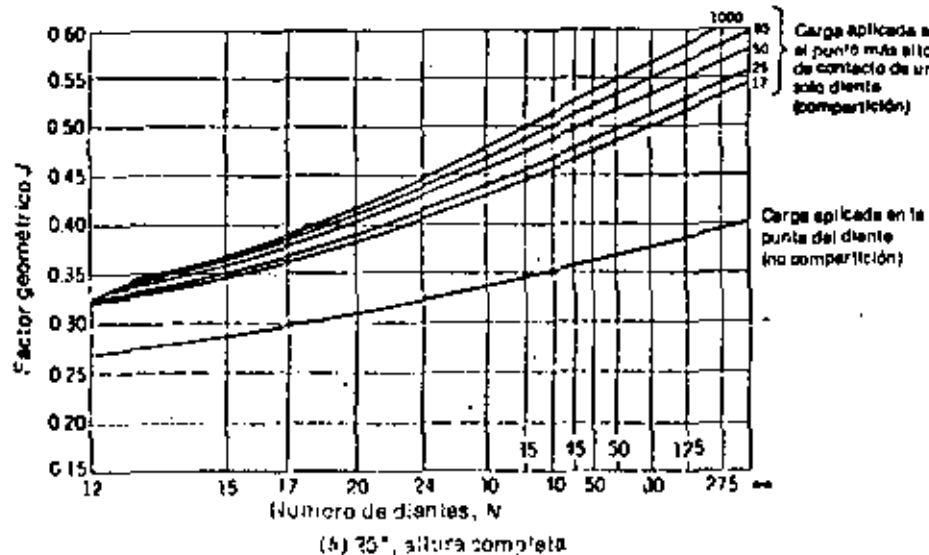
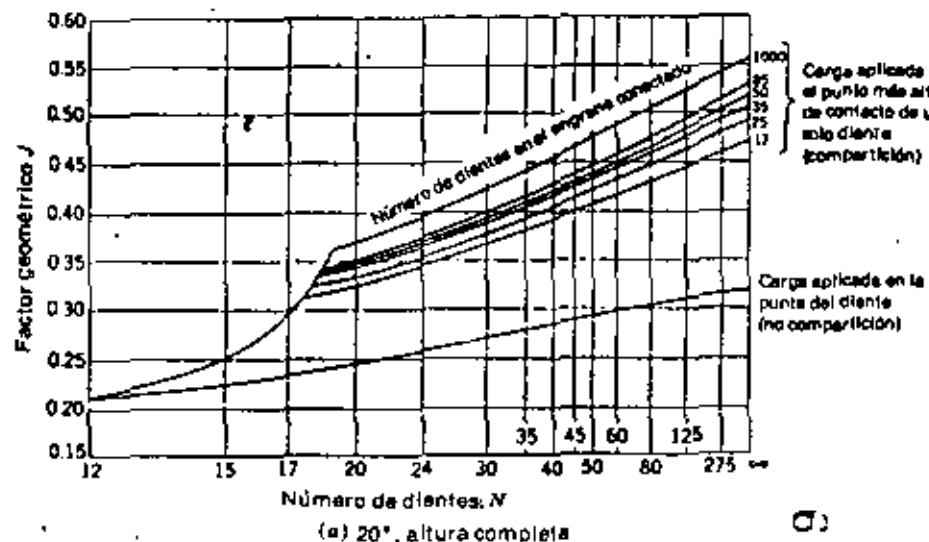


Fig. 11-25 Factores geométricos (*J*) para engranes cilíndricos con base en $r_f = 0.351P$. La abscisa es el número de dientes del engrane particular cuyo factor de configuración geométrica se desea. (AGMA Information Sheet 225.01.)

de los formas de la figura 11-25, que serán satisfactorios para la mayor parte de las formas de diente.*

Para las formas de dientes poco comunes puede usarse el valor estimado $K_f = 1.5$, junto con un factor Y de la tabla 11-3, cuando no se disponga de tiempo para calcular valores exactos. El factor geométrico aproximado es entonces

$$J = \frac{Y}{K_f} = \frac{Y}{1.5} = 0.667Y \quad (11-27)$$

EJEMPLO 11-5 En el ejemplo 11-4 se diseñó un engranaje de reducción. Con base en un motor de 100 hp y una velocidad de trabajo de 1120 rpm, se obtuvo una reducción de 4:1, seleccionando un piñón de 18 dientes conectado a una rueda de 72. Se seleccionó un paso diametral de 4 dte/plg como óptimo probable y, con base en este tamaño, se encontró una velocidad en la línea de paso de 1320 pie/min y una carga transmitida $W_t = 2500$ lb. Si se escoge un ancho de cara $F = 3\frac{1}{4}$ plg, ¿cuál será el esfuerzo de fatiga aplicando los métodos de la sección 11-13?

SOLUCION. La ecuación (11-22) da como factor de velocidad

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}} = \frac{50}{50 + \sqrt{1320}} = 0.579$$

En seguida, usando la curva para carga en la punta que aparece en la figura 11-25a, se encuentra $J = 0.23$. Sustituyendo estos valores y los obtenidos por la ecuación (11-21) se obtiene para el esfuerzo de fatiga

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_v F J} = \frac{2500(4)}{(0.579)(3.25)(0.23)} = 23.1(10)^3 \text{ lb/plg}^2 \quad \text{Resp.} \\ \text{////}$$

11-14 RESISTENCIA A LA FLEXION

Una vez obtenido el esfuerzo por medio de la ecuación de Lewis modificada, será interesante compararlo con la resistencia del diente para determinar si existe un factor de seguridad adecuado.

Cuando se desea la resistencia estática del diente, se usa S_u , si el material tiene resistencia de fluencia; de lo contrario, se usa S_{ut} .

Se han ideado ciertas simplificaciones para calcular los límites de resistencia a la fatiga de los aceros para engranes, por lo que —por conveniencia— se repetirá aquí la ecuación (5-30):

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_u \quad (11-28)$$

* También puede usarse una computadora o calculadora de escritorio programable para obtener J . Consulte K.R. Gitchel, "Computed Strength and Durability Geometry Factors for External Spur and Helical Gears with Rooting Check", ASME Paper No. 72-PTG-18, 1972.

en la cual S_u = límite de fatiga del diente de engrane, . . . plg², o bien, kgf/cm²

S'_u = límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria, lb/plg² o bien, kgf/cm²

k_a = factor de superficie

k_b = factor de tamaño

k_c = factor de confiabilidad

k_d = factor de temperatura

k_e = factor de modificación por concentración del esfuerzo

k_f = factor de efectos diversos

Acabado de la superficie

El factor de superficie k_a debe corresponder siempre a un acabado a máquina, aun cuando el flanco del diente sea esmerilado o cepillado. La razón de lo anterior es que generalmente no se rectifica el fondo del espacio entre dientes, probablemente por los efectos de debilitamiento. Por conveniencia, en la figura 11-26 se presenta una gráfica de los factores de superficie correspondientes tomados de la figura 5-17.

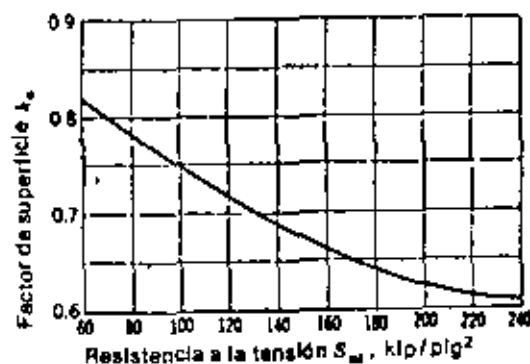


Fig. 11-26 Factores de acabado en superficie k_a para dientes de engranes cortados, acepillados y esmerilados.

Tamaño

Se recordará que el factor de tamaño k_b depende de si el elemento considerado es mayor o menor que la probeta estándar de viga rotatoria ($d = 0.30$ plg). Para los dientes de engranes esta transición ocurre a un paso diametral de 5 dte/plg. Por tanto, se usa

$$k_b = \begin{cases} 1.00 & P > 5 \\ 0.85 & P \leq 5 \end{cases} \quad (11-29)$$

Confiabilidad

Los factores de confiabilidad se aplican exactamente como en el capítulo 5 y, por ello, se reproduce aquí —por conveniencia— una parte de la tabla 5-2 como la tabla 11-4.

Temperatura

A menudo, en el diseño de engranes un factor importante es la temperatura del lubricante o del engrane. En tanto no se disponga de más información, se sugiere emplear la relación empírica

$$k_f = \begin{cases} 1.00 & T \leq 160^\circ\text{F} \\ \frac{620}{460 + T} & T > 160^\circ\text{F} \end{cases} \quad (11-30)$$

Tabla 11-4 FACTORES DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad R	0.50	0.90	0.99	0.999	0.9999	0.99999
Factor k_f	1.000	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

en la cual T es la temperatura máxima del lubricante ($^\circ\text{F}$). Se recomienda esta relación tanto para engranes cilíndricos rectos como para engranes helicoidales.

Concentración de esfuerzos

En la mayor parte de los estudios anteriores se usó el factor de concentración del esfuerzo como factor reductor de la resistencia, adoptando para k_t un valor menor que la unidad. Como se ha usado K_f como factor incrementador del esfuerzo en la ecuación de Lewis modificada, $k_t = 1.00$ para los engranes.

Efectos diversos

Los engranes que giran siempre en el mismo sentido y que no son engranes libres o locos, están sujetos a una fuerza que actúa siempre sobre el mismo lado del diente. De manera que la carga de fatiga se repite pero no se invierte; por lo tanto, se dice que el diente está sujeto a flexión en un solo sentido. Si se hace un juego de diagramas de Goodman modificados para los aceros de dureza Brinell comprendida entre 140 y 450, se halla que el límite de fatiga efectivo — un solo sentido— varía únicamente entre 40 y 50% más que el

límite de fatiga S_e . Por lo anterior, es conveniente utilizar en el diseño de engranes el factor de efectos diversos k_f , para modificar el límite de fatiga en los casos de flexión unidireccional de los dientes de un engrane. Así pues,

$$k_f = \begin{cases} 1.00 & \text{flexión invertida alternativamente} \\ 1.40 & \text{flexión repetida en un solo sentido} \end{cases} \quad (11-31)$$

La flexión completamente invertida o bidireccional ocurre cuando los engranes son locos y se presenta en cualquier rueda dentada que puede girar en uno u otro sentido.

Hierro fundido

En el caso de engranes de hierro colado deben usarse los límites de resistencia a la fatiga de la tabla A-20. Estos valores están totalmente corregidos por acabado de superficie, pero no por tamaño, temperatura ni efectos diversos. Probablemente no deban usarse los hierros fundidos de bajos grados si se desea tener alta confiabilidad. En todo caso debe evaluarse, en un programa de pruebas de laboratorio, el factor de confiabilidad k_f para hierros colados, porque la variación de las propiedades mecánicas puede ser bastante grande.

11-15 FACTOR DE SEGURIDAD

La fórmula

$$n_G = K_o K_m n \quad (11-32)$$

puede emplearse para calcular el factor de seguridad n_G de los engranes. En esta fórmula, K_o es el factor de sobrecarga. Los valores recomendados por la AGMA aparecen en la tabla 11-5. El factor K_m es un factor de distribución de carga establecido por la AGMA, que toma en cuenta la posibilidad de que la fuerza que actúa sobre un diente pueda no estar distribuida uniformemente a todo el ancho de la cara. Se usa la tabla 11-6 para determinar K_m . En la ecuación (11-32), el factor n es el factor de seguridad ordinario como se definió en el capítulo 1. La AGMA utiliza $n \geq 2$ para las cargas de fatiga.

EJEMPLO 11-6 En los ejemplos 11-4 y 11-5 se seleccionó provisionalmente un piñón de 18 dientes, 20° altura completa, p.d. diametral 4 y ancho de cara de $3\frac{1}{2}$ plg, para un reductor de velocidad acoplado a un motor eléctrico. El esfuerzo de fatiga se determinó por medio de la ecuación (11-21) y resultó de 23.1 kip/plg^2 . El material seleccionado fue un acero UNS G10530, tratado térmicamente y estirado a 900°F . Con base en una confiabilidad de 90% calcular los factores de seguridad n_G y n .

SOLUCION. Consultando la tabla A-17 se encuentra que la resistencia a la tensión es $S_u = 155 \text{ kip/plg}^2$. Por tanto, $S'_u = 0.50S_u = 0.50(155) = 77.5 \text{ kip/plg}^2$. De la figura 11-26 se toma $k_s = 0.66$. La ecuación (11-29) da $k_b = 0.85$. Y de la tabla 11-4, $k_c = 0.897$. Entonces $k_d = k_e = 1$ y $k_f = 1.40$. Por lo tanto, el límite de fatiga de los dientes es

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_u = 0.66(0.85)(0.897)(1)(1)(1.40)(77.5) = 54.6 \text{ kip/plg}^2$$

y, en consecuencia, el factor de seguridad vale

$$n_G = \frac{S_e}{\sigma} = \frac{54.6}{23.1} = 2.36 \quad \text{Resp.}$$

En seguida se encuentra que $K_s = 1.00$ en la tabla 11-5, suponiendo que no existe ninguna carga de choque. Considerando que se tienen condiciones normales de montaje, se selecciona en la tabla 11-6 un factor de distribución de carga $K_m = 1.7$. Reordenando la ecuación (11-32), resulta que el factor de seguridad n vale

$$n = \frac{n_G}{K_s K_m} = \frac{2.36}{1.00(1.7)} = 1.39 \quad \text{Resp.}$$

valor que es algo pequeño, como se hizo notar en la sección 11-15. ////

Tabla 11-5 FACTOR DE CORRECCION POR SOBRECARGA K_s

Características del impulso de la máquina motriz	Características de la carga impulsada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

* Darle W. Dudley (dir. ed.), *Gear Handbook*, págs. 13-20, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

Tabla 11-6 FACTOR DE DISTRIBUCION DE LA CARGA K_m PARA ENGRANES CILINDRICOS RECTOS *

Características de montaje	Ancho de cara, plg			
	0 a 2	4	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara.	Mayor que 2.2			

* Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-21, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

11-16 DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE

En las secciones anteriores se estudiaron el esfuerzo y la resistencia de un diente de engrane sujeto a acción flexionante, y también la forma de prevenir la posibilidad de que se rompa el diente por sobrecargas estáticas o por efecto de fatiga. En esta sección se estudiará la falla en las superficies de los dientes de engranes, a la que generalmente se llama *desgaste*. Como se explicó en la sección 5-24, una *picadura* es una fatiga superficial debida a muchas repeticiones de esfuerzos de contacto intensos. Otras fallas de superficie son la *escarificación*, que es una falla por falta de lubricación, y la *abrasión* que se manifiesta en desgaste debido a la presencia de materias extrañas.

Para asegurar una vida satisfactoria, los engranes deben diseñarse de manera que los esfuerzos dinámicos que actúan sobre la superficie queden dentro del límite de fatiga superficial del material. En muchos casos, la primera manifestación visible del desgaste aparece cerca de la línea de paso; esto es razonable porque la máxima carga dinámica ocurre cerca de esta área.

Para obtener una expresión para el esfuerzo de contacto en la superficie se empleará la teoría de Hertz. En la ecuación (2-89) se demostró que el esfuerzo de contacto entre dos cilindros puede calcularse por la fórmula

$$p_{\max} = -\frac{2F}{\pi bl} \quad (11-33)$$

en la cual p_{\max} = esfuerzo de compresión en la superficie, lb/plg², o bien, kgf/cm²

F = fuerza presionante de los cilindros, lb; o bien, kgf

l = longitud de los cilindros, plg; o bien, cm

y b se obtiene de la siguiente ecuación [ec. (2-88)]

$$b = \sqrt{\frac{2F \left[\frac{(1 - \mu_1^2)/E_1}{(1/d_1)} + \frac{(1 - \mu_2^2)/E_2}{(1/d_2)} \right]}{\pi l}} \quad (11-34)$$

en la cual μ_1 , μ_2 , E_1 y E_2 son las constantes elásticas, y d_1 y d_2 son los diámetros, respectivamente, de los dos cilindros.

Para adaptar estas relaciones a la notación usada en los engranes se sustituye a F con $W_t / \cos \phi$, a d con $2r$ y a l con el ancho de cara F . Con estos cambios puede sustituirse el valor de b dado por la ecuación (11-34) en la ecuación (11-33). Cambiando p_{\max} por σ_H , el *esfuerzo de compresión en la superficie (esfuerzo de Hertz)* resulta ser

$$\sigma_H = \frac{W_t}{\pi F \cos \phi} \sqrt{\frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{\left[\frac{(1 - \mu_1^2)/E_1}{(1/d_1)} + \frac{(1 - \mu_2^2)/E_2}{(1/d_2)} \right]}} \quad (11-35)$$

expresión en la cual r_1 y r_2 son los valores instantáneos de los radios de curvatura en los perfiles del piñón y de la rueda, respectivamente, en el punto de

contacto. Tomando en cuenta la repartición de la carga en el valor de W_t que se use, puede resolverse la ecuación (11-35) para determinar el esfuerzo de Hertz para cualquiera de los puntos o para todos ellos, desde el principio hasta el final del contacto del diente. Por supuesto, sólo existe rodamiento puro en el punto de paso. En cualquier otro lugar, el movimiento es una combinación de rodadura y deslizamiento. En la ecuación (11-35) no se considera ninguna acción de deslizamiento en la evaluación del esfuerzo.

Como ejemplo de la aplicación de esta fórmula, suponga que se desea hallar el esfuerzo de contacto cuando se tienen dos dientes en contacto en el punto de paso. Los radios de curvatura r_1 y r_2 de los perfiles de los dientes, cuando se tocan en el punto de paso, son

$$r_1 = \frac{d_p \operatorname{sen} \phi}{2} \quad r_2 = \frac{d_G \operatorname{sen} \phi}{2} \quad (a)$$

expresión en la cual ϕ es el ángulo de presión. Entonces

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\operatorname{sen} \phi} \left(\frac{1}{d_p} + \frac{1}{d_G} \right) \quad (b)$$

Definiendo la relación de velocidad m_G como

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p} \quad (11-36)$$

la ecuación (b) puede escribirse en la forma

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\operatorname{sen} \phi} \frac{m_G + 1}{m_G} \quad (c)$$

después de reordenar y de aplicar la ecuación (c), la ecuación (11-35) se transforma en

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{W_t}{F d_p} \frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \mu_G^2}{E_G} \right)} \frac{1}{\cos \phi \operatorname{sen} \phi} \frac{m_G}{m_G + 1}} \quad (11-37)$$

Expresión en la cual los subíndices P y G aplicados a μ y E se refieren al piñón y a la rueda, respectivamente.

Al segundo término del radical se le llama *coeficiente elástico* C_p . En consecuencia, la fórmula para C_p es

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \mu_G^2}{E_G} \right)}} \quad (11-38)$$

Se han calculado valores de C_p para diversas combinaciones de materiales, y se presentan en la tabla 11-7.

El *factor de configuración geométrica* I para engranes cilíndricos es el denominador del tercer término del radical de la ecuación (11-37). Por tanto,

$$I = \frac{\cos \phi \operatorname{sen} \phi}{2} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (11-39)$$

expresión que es válida para los engranes cilíndricos exteriores. Para engranes interiores el factor es

$$I = \frac{\cos \phi \operatorname{sen} \phi}{2} \frac{m_G}{m_G - 1} \quad (11-40)$$

Ahora recuerde que se usó un factor de velocidad K_v en la ecuación del esfuerzo por flexión para tener en cuenta el hecho de que la fuerza entre los dientes es realmente mayor que la carga transmitida, a causa del efecto dinámico. También debe usarse tal factor en la ecuación del esfuerzo de compresión de superficie, exactamente por las mismas razones. Cuando se usa en dicha fórmula, el factor de velocidad se designa por C_v , pero tiene los mismos valores y, en consecuencia, $C_v = K_v$; se utilizan las mismas fórmulas.

Con las ecuaciones (11-38) a (11-40) y la adición del factor de velocidad, la ecuación (11-37) puede escribirse en la siguiente forma más conveniente

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v F d_p I}} \quad (11-41)$$

Tabla 11-7 VALORES DEL COEFICIENTE ELASTICO C_p PARA ENGRANES CILINDRICOS RECTOS Y HELICOIDALES CON CONTACTO NO LOCALIZADO Y PARA $\nu = 0.30$. EN CADA CASO EL MODULO DE ELASTICIDAD ESTA EN 10^3 kip/plg^2 .

Piñón	Rueda			
	Acero	Hierro fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
Acero, $E = 30$	2300	2000	1950	1900
Hierro fundido, $E = 19$	2000	1800	1800	1750
Bronce de aluminio, $E = 17.5$	1950	1800	1750	1700
Bronce de estaño, $E = 16$	1900	1750	1700	1650

* Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-22. McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

11-17 RESISTENCIA A LA FATIGA EN LA SUPERFICIE

En el estudio de la resistencia de las superficies de contacto efectuado en la sección 5-24, se encontró que el límite de fatiga superficial de los aceros, expresado en kilolibras por pulgada cuadrada, se calcula por medio de la fórmula

$$S_{fs} = 0.4H_B - 10 \text{ kip/plg}^2 \quad (11-42)$$

en la cual H_B es el número de dureza Brinell de la menos dura de las dos superficies en contacto.

La AGMA recomienda que se modifique el límite de fatiga de superficie en forma bastante similar a la usada para el límite de fatiga por flexión. La ecuación es

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fs} \quad (11-43)$$

donde S_H = límite de fatiga superficial corregido, o resistencia hertziana

C_L = factor de duración o vida

C_H = factor de relación de dureza; se emplea 1.0 para engranes cilíndricos

C_T = factor de temperatura; se usa 1.0 para temperaturas menores que 120°C (250°F)

C_R = factor de confiabilidad

El factor de modificación de la vida, C_L , se emplea para incrementar la resistencia cuando se usa el engrane en periodos cortos; use la tabla 11-8. El factor de modificación de la confiabilidad, C_R , como lo presenta la AGMA, es bastante vago. Se cree que la AGMA considera que los valores de C_R son aproximadamente iguales a los de la tabla 11-8.

El factor de relación de dureza, C_H , lo incluyó probablemente la AGMA para tener en cuenta las diferencias de resistencia debidas a que uno de los engranes en contacto pudiera ser menos duro que el otro. Sin embargo, para los engranes cilíndricos $C_H = 1$.

La AGMA no hace recomendación alguna acerca de los valores a usar para el factor de temperatura C_T , cuando la temperatura sobrepasa los 120°C (250°F), excepto en cuanto que implica que probablemente deba usarse un valor $C_T > 1.0$.

Los factores de seguridad contra fallas en la superficie deben seleccionarse siguiendo los lineamientos descritos en la sección 11-15 y la ecuación (11-32). La AGMA utiliza los símbolos C_s y C_m para designar los factores de sobrecarga y de distribución de la carga, pero sus valores son iguales a los de K_s y K_m . Deben emplearse estos factores en el numerador de la ecuación (11-41) como factores de multiplicación de la carga.

Como se ha hecho notar muchas veces en este libro, nada puede sustituir satisfactoriamente a un programa completo de pruebas de laboratorio para verificar los resultados analíticos. Esto sucede de manera especial en el diseño de engranes para larga duración. Los métodos analíticos que se presentan aquí son útiles para obtener una respuesta general y para esbozar posibles soluciones cuando se topa con dificultades. No están ideados para dar resultados exactos.

Tabla 11-8 FACTORES DE MODIFICACION DE VIDA Y CONFIABILIDAD

Ciclos de vida	Factor de vida C_L	Confiabilidad R	Factor de confiabilidad C_R
10^6	1.5	Hasta 0.99	0.80
10^7	1.3	0.99 a 0.999	1.00
10^8	1.1	0.999 o mayor	1.25 o mayor
10^9 o más	1.0		

11-18 DISIPACION DEL CALOR

Generalmente, la pérdida de potencia en cada conexión de dientes de engranes cilíndricos es menor que el 1% de la potencia transmitida. La magnitud de esta pérdida depende de los materiales de los engranes, del sistema de dientes, de la lubricación, de la naturaleza de la superficie de los dientes y de la velocidad en la línea de paso. Además se tiene una pérdida de potencia en los cojinetes que puede ser hasta del 1 o 2%. Cuando el engranaje se instala en un alojamiento o carcasa, se sugiere agregar la pérdida en los engranes a la de los cojinetes y aplicar la ecuación (10-25).

A veces es necesario dirigir una corriente de aceite de enfriamiento (o refrigerante) contra los dientes para eliminar el calor generado. Una regla práctica aplicable en ocasiones es utilizar un valor de 1 litro/min de aceite refrigerante por cada 100 caballos (CV) transmitidos, o bien, 1 galón/min por cada 400 hp a transmitir.

11-19 MATERIALES PARA ENGRANES

Los engranes se fabrican generalmente de acero, hierro fundido, bronce o resinas fenólicas. Recientemente se han usado con éxito nylon, teflón, titanio y hierro sinterizado. La gran variedad de materiales que pueden usarse da al diseñador la oportunidad de obtener el material óptimo para cualquier necesidad en particular, ya sea que se trate de alta resistencia mecánica, larga duración al desgaste, operación silenciosa o alta confiabilidad.

En muchas aplicaciones, el acero es el único material satisfactorio porque combina las características de alta resistencia y bajo costo. Los engranes se fabrican tanto de acero simple al carbono como de aceros aleados, y no hay material que supere a éstos. En muchos casos, la elección de un material dependerá del éxito obtenido en la operación de tratamiento térmico con los diversos aceros. Cuando se requiere un engrane templado y revenido, se emplea un acero con 40 a 60 puntos de carbono. Si ha de ser templado superficialmente (en un agente carburizante) se emplea un acero con 20 puntos de carbono o menos. Siempre deben considerarse las propiedades del núcleo y las de la corteza o superficie endurecida.

El hierro fundido es un material muy útil para engranes por tener muy buena resistencia al desgaste. Es fácil de moldear y de maquinarse; además transmite potencia con menos ruido que el acero. Las resistencias a la tensión de los grados AGMA de hierro fundido son las mismas que los grados ASTM que figuran en el Apéndice.

Si la corrosión causa problemas, los engranes pueden fabricarse con bronce, los cuales son bastante útiles para reducir la fricción y el desgaste cuando la velocidad de deslizamiento es alta, como en las aplicaciones de tornillo sin fin. La AGMA presenta una lista de cinco bronce a base de estaño con pequeños porcentajes de níquel, plomo o zinc, que son adecuados como materiales para engranes. Sus durezas varían entre 70 y 85 Bhn.

Los engranes no metálicos se conectan con engranes de acero o de hierro fundido para obtener la máxima capacidad de carga. Para lograr buena resistencia al desgaste, el engrane metálico debe tener una dureza de por lo menos 300 Bhn. Un engrane no metálico soportaría casi tanta carga como un engrane de hierro fundido o de acero maleable, aun cuando la resistencia del material sea mucho menor por el bajo módulo de elasticidad. Este bajo módulo permite al engrane no metálico absorber los efectos de los errores en los dientes, de manera que no se origina carga dinámica. Un engrane no metálico tiene también la ventaja importante de trabajar bien con lubricación marginal.

Los laminados termoestables se usan mucho para engranes. Se fabrican de materiales en hojas compuestos de materias fibrosas o tejidas, con un cementante o aglutinante de resina; o bien, se moldean. Tanto el nylon como el teflón son materiales de engranes que han dado resultados excelentes.

11-20 DISEÑO DE CUERPOS DE ENGRANES

Los cuerpos de engranes se hacen por vaciado o moldeado, forja, maquinado a partir de material sólido, y por construcción soldada. En la figura 11-27 se ilustran algunos métodos típicos de fabricación. Cuando el piñón es pequeño frecuentemente se hace de una sola pieza con el eje, eliminando así la cufia o chaveta y el dispositivo de fijación axial.

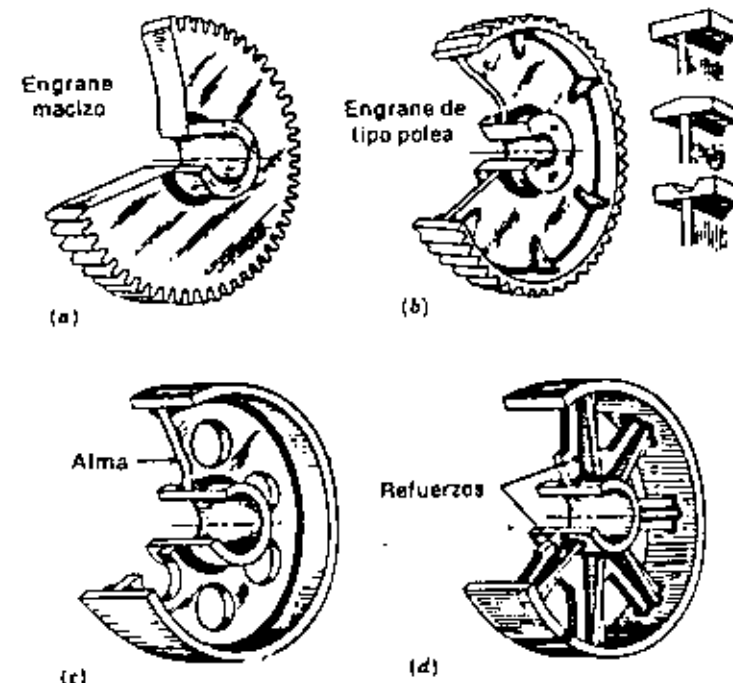


Fig. 11-27 Tipos de fabricación de engranes por soldadura: a) Cuerpo de engrane macizo con cubo soldado; b) Engrane con alma maciza y refuerzos soldados para rigidizar más el aro; c) Construcción satisfactoria para engranes de diámetro no muy grande y con ancho de cara pequeño; d) Cuerpo de engrane armado con brazos o rayos. (Cortesía de Lincoln Electric Company.)

12
Cuando se diseña un cuerpo de engrane, la rigidez es casi siempre una consideración de primera importancia. El cubo debe ser lo suficientemente grueso para mantener un ajuste apropiado con el eje y proporcionar suficiente metal para el asiento o cufiero. Este espesor también debe ser lo bastante grande para que pueda transmitirse momento de torsión, a través del cubo, al alma o a los brazos o rayos del engrane sin que haya serias concentraciones del esfuerzo. El cubo (o maza) debe tener la longitud suficiente para que el engrane gire en un solo plano, sin balancearse. Los brazos o el alma y el aro también deben tener rigidez, pero no demasiada, debido a su efecto sobre la carga dinámica.

No existen reglas generales para el diseño de cubos. Si se diseñan con suficiente rigidez, los esfuerzos por lo general serán pequeños, especialmente cuando se comparan con los esfuerzos en los dientes. La longitud de una maza debe ser, al menos, igual al ancho de cara, o mayor, si esto no diera una longitud apropiada para la chaveta o cufia. Algunas veces se utilizan dos cuñas. Si la holgura entre el agujero del engrane y el eje fuese relativamente grande, el

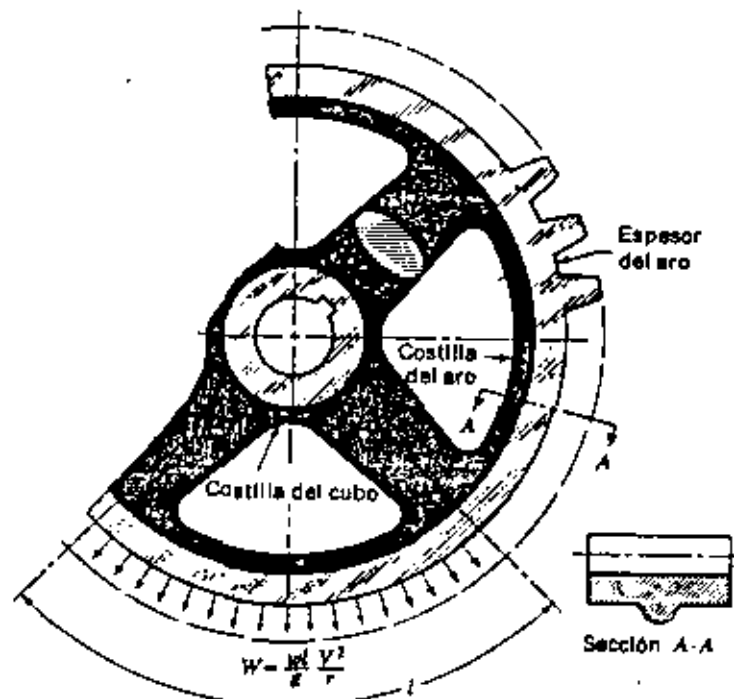


Fig. 11-28 Engrane de hierro fundido en el que se indica cómo se origina la flexión por fuerza centrífuga.

cubo debería tener una longitud, por lo menos, igual a dos veces el diámetro del agujero, pues una ligera inexactitud aquí se amplificaría en el aro. Muchos diseñadores prefieren hacer un dibujo a escala del engrane; las dimensiones del cubo pueden ajustarse entonces a ojo para obtener la rigidez necesaria.

La figura 11-28 es el dibujo de una parte de un engrane de hierro fundido. La costilla del cubo se utiliza para ligar los brazos y reducir la concentración de esfuerzos causada por el momento de torsión que se transmite del cubo a los rayos. Estos se indican de sección transversal elíptica, pero también pueden diseñarse con sección en H o en I, o de cualquier otra forma, dependiendo de la rigidez y la resistencia deseadas. La costilla del aro le da rigidez y resistencia adicionales.

Si un engrane gira a alta velocidad en la línea de paso, el peso del aro y los dientes puede ser suficiente para ocasionar esfuerzo por flexión de alta intensidad en la parte de aro comprendida entre dos brazos cualesquiera. Generalmente, cuando el engrane es de acero, estos esfuerzos no son muy importantes, pero cuando se utiliza hierro fundido conviene revisar este esfuerzo. Aunque el problema es complicado es posible obtener una aproximación con la hipótesis de que el aro es una viga con carga uniforme, fija en sus extremos a los brazos o rayos del engrane. La longitud de la viga sería la

longitud del arco, medida sobre la circunferencia del diámetro medio del aro entre las líneas centrales de los rayos. Con estas hipótesis, la carga flexionante total W es

$$W = \frac{wlV^2}{g r} \quad (11-44)$$

donde w = peso por unidad de longitud del aro con los dientes, lb/plg; o bien, kgf/cm

l = longitud del arco entre rayos, plg; o bien, cm

V = velocidad en la línea de paso, pie/s; o bien, m/s

g = aceleración de la gravedad, pie/s², o bien, m/s²

El momento flexionante máximo ocurre en los brazos y es

$$M_{\max} = \frac{Wl}{12} \quad (11-45)$$

El valor del esfuerzo puede obtenerse entonces sustituyendo el momento máximo y el módulo de sección en la ecuación del esfuerzo por flexión, $\sigma = Mc/I$. En esta solución se desprecia la curvatura del aro; las fuerzas de tensión, compresión o flexión en éste, debidas a la transmisión de momento de torsión entre los rayos y el aro; y el efecto de concentración del esfuerzo en la unión de un rayo y el aro. Además, no se puede estar seguro de la justificación de la hipótesis de que los extremos están fijos o son empotrados.

El aro debe tener también rigidez en dirección paralela al eje del engrane (fig. 11-29a), a fin de mantener una carga uniforme a través de la cara de los dientes. Esto significa que los brazos o el alma deben ser lo bastante gruesos para que den un soporte adecuado.

La carga sobre los rayos de un engrane es compleja. El momento de torsión a transmitir producirá flexión, la fuerza centrífuga sobre el aro ocasionará una combinación de flexión y tensión, y la carga dinámica que actúa entre los dientes originará una fuerza flexionante de vibración. Se puede obtener una aproximación despreciando todas ellas, excepto la de flexión producida por el momento torsional transmitido. De manera que la fuerza flexionante F (en lb, o bien, en kgf) es (fig. 11-29b)

$$F = \frac{T}{rn} \quad (11-46)$$

donde T = momento de torsión transmitido, lb·plg; o bien, kgf·cm

r = longitud de los rayos, plg; o bien, cm

n = número de éstos

El esfuerzo puede determinarse entonces hallando el momento flexionante máximo para un voladizo y sustituyendo su valor, junto con el del módulo de

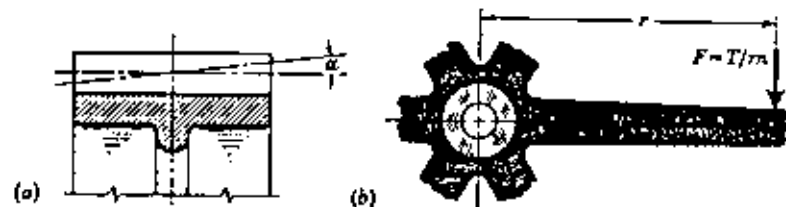


Fig. 11-29 a) Sección transversal de un aro de engrane; el aro debe tener suficiente rigidez para evitar la deformación angular α . b) Fuerza flexionante ejercida sobre un rayo.

sección, en la fórmula del esfuerzo por flexión $\sigma = Mc/I$. Debe utilizarse un alto factor de seguridad porque este método sólo da una aproximación regular y la concentración del esfuerzo siempre existe.

Los métodos analíticos estudiados anteriormente no se utilizan cada vez que ha de diseñarse un engrane. En muchos casos las cargas y las velocidades no son elevadas, y el engrane se puede diseñar en el tablero de dibujo utilizando proporciones adecuadas a la vista. Por otra parte, se presentan algunos casos en que las cargas son extremadamente elevadas o donde el peso del engrane es un factor muy importante; en estos casos puede ser conveniente realizar una investigación mucho más completa que la indicada aquí.

11-21 UNIONES DENTADAS DEL TIPO EVOLVENTE

Estos dispositivos, llamados también *empalmes ranurados*, se usan para acoplar dos ejes, o bien, para sustituir la acción de una chaveta al transmitir momento de rotación a un engrane, una polea, un volante, o a un elemento similar. El uso de las uniones dentadas es la mejor solución cuando se trata de transmitir grandes momentos de rotación. Aunque los dientes de las uniones se asemejan a los dientes de los engranes y se cortan con las mismas máquinas, su acción es diferente pues no hay efecto de rodamiento, todos los dientes ajustan bien entre sí y, además, la falta de movimiento relativo significa que no hay problema de desgaste en su diseño.

La USASI considera cinco estándares para uniones del tipo evolvente,* con formas de dientes numeradas de la 1 a la 5, que dependen del ángulo de presión empleado:

En la forma 1 (fig. 11-30) se tiene un ángulo de presión de 30° y una altura de dientes igual al 50% de la de los dientes de engranes de altura completa, y se pueden fabricar hasta con seis dientes.

En la forma 2 el ángulo de presión es de 45° , los dientes son cortos, con una altura de casi 50% de la de los dientes de engranes de evolvente estándares. Un ángulo de presión grande produce toques muy angostos en los dientes, pero se utilizó normalmente cuando el número de dientes es grande,

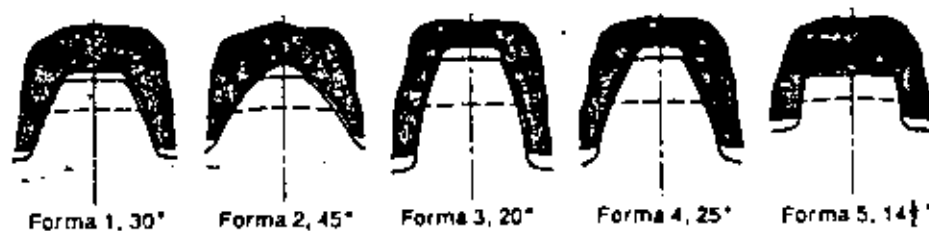


Fig. 11-30 Formas de dientes de empalmes ranurados de evolvente (tipo estándar). (Cortesía de Product Engineering.)



Fig. 11-31 Tres tipos de ajustes de uniones dentadas: a) Ajuste al diámetro mayor; b) ajuste al diámetro menor; c) ajuste sobre los lados. (Cortesía de Product Engineering.)

cuando el método de índice puede ser necesario o para obtener un eje más resistente.

En la forma 3 se tiene un ángulo de presión de 20° y una altura de dientes de 75%, aunque en la industria automotriz se utiliza un valor de 50%. Es fácil de maquinarse y tiene mayor área de apoyo o contacto que las formas 1 y 2.

Los dientes de la forma 4 tienen un ángulo de presión de 25° y altura de 70%.

Los dientes de la forma 5, con un ángulo de presión de sólo $14\frac{1}{2}^\circ$ y una altura de 30%, tienen el tope o parte superior de mayor tamaño que todos los demás, como se aprecia en la figura 11-30. Un diente más corto proporciona espacio para un eje de mayor diámetro, lo cual es con frecuencia un factor importante.

Se ilustran tres tipos de ajuste en la figura 11-31; el de ajuste al diámetro mayor es el más fácil de obtener y controlar, y da mejores características de centrado que el ajuste de apoyo lateral. Las dos partes de una unión dentada pueden ajustarse por contracción entre sí o tener un ajuste ligero, o aun flojo, lo que depende de las condiciones de diseño. Aun un montaje con ajuste flojo se centrará cuando se aplique momento de torsión.

El diagrama de la figura 11-32 lo elaboró Dudley* y con él se determina un valor aproximado del diámetro de paso. El ancho de cara a utilizar depende de si el empalme será fijo o flexible. En el caso de empalmes flexibles utili-

* Véase "W. Dudley, "Involute Splines", *Prod. Eng.* vol. 28, pág. 75, octubre de 1957.

* Obra citada.

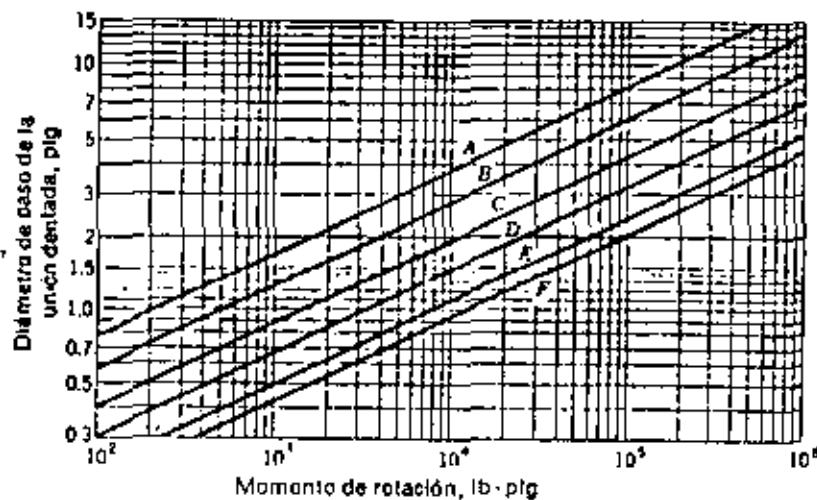


Fig. 11-32 Diagrama para determinar el diámetro de paso aproximado de una unión dentada para un momento de torsión dado. A es un empalme de tipo comercial, B un empalme de alta capacidad, y C una unión dentada que se usa en aviación; los tres empalmes son para acoplamiento flexible de dos ejes. Las uniones D, E y F son tres clases de empalmes fijos, siendo F el límite de diseño de estas uniones para un esfuerzo torsional en el eje de 4 550 kgf/cm² (o bien, 65 kip/plg²). (Cortesía de Product Engineering.)

zados para el acoplamiento de dos ejes, el ancho de cara puede tener un valor comprendido entre un sexto y la mitad del diámetro de paso; el primero se emplea cuando hay desalineamiento considerable. En los empalmes fijos parece no haber ninguna ventaja al hacer el ancho de cara mayor que el diámetro de paso.

Ni el desgaste ni el esfuerzo por flexión son importantes en el diseño de los dientes de los empalmes ranurados. El tipo más frecuente de falla es el de torsión del eje, y se puede prevenir aplicando los métodos usuales de análisis de esfuerzo y resistencia. Si esta última es una consideración importante, debe revisarse el esfuerzo de corte correspondiente al diámetro de paso; pero debe observarse que todos los dientes deben fallar en ambas piezas de la unión antes de que el cizallamiento o cortadura de los dientes arruine la transmisión. Otros esfuerzos que a veces conviene revisar son el esfuerzo de compresión en los lados de los dientes y el esfuerzo de tensión circunferencial (o de reventado) en el aro o anillo exterior de un acoplamiento flexible.

PROBLEMAS

Secciones 11-1 a 11-8

11-1 Un piñón de 22 dientes tiene un paso diametral de 4 dte/plg, gira a 1 200 rpm y mueve una rueda a 660 rpm. Halle el número de dientes de la rueda y la distancia teórica entre centros.

11-2 Un par de engranes tiene una relación de velocidad angular de 3.20. Hay 20 dientes en el impulsor y su paso circular es de 3 plg. Halle el número de dientes en el engrane impulsado, el paso diametral y la distancia teórica entre centros.

11-3 Un piñón de 24 dientes tiene un módulo de 2 mm y gira a una velocidad de 1 800 rpm. La rueda o engrane impulsado ha de trabajar a 450 rpm. Halle el paso circular, el número de dientes de la rueda y la distancia teórica entre centros.

11-4 Un piñón de 24 dientes embona con una rueda de 36 dientes y tiene un paso diametral de 4 dte/plg y un ángulo de presión de 20°. Haga un dibujo de los engranes en que se muestre un diente de cada uno. Halle y tabule los siguientes resultados: adendo, dedendo, holgura, paso circular, grueso de diente y diámetros de base; los arcos de aproximación, retroceso y acción; el paso base y la relación de contacto.

11-5 Un piñón de 17 dientes conectado a una rueda de 50 dientes tiene un paso diametral de 2½ dte/plg y un ángulo de presión de 20°. Trace un croquis de los engranes en que se muestre un diente de cada uno. Determine los arcos de aproximación, retroceso y acción, y la relación de contacto.

11-6 Dibuje un piñón de 26 dientes, conectado a una cremallera con un paso diametral de 2 dte/plg y un ángulo de presión de 20°.

- Halle los arcos de aproximación, retroceso y acción, y la relación de contacto.
- Dibuje una segunda cremallera conectada al mismo engrane pero desplazada ¼ plg, a partir del centro del piñón. Determine la nueva relación de contacto. ¿Habrá cambiado el ángulo de presión?

11-7 Un piñón de 15 dientes, con un ángulo de presión de 25° y un paso diametral de 3 dte/plg ha de mover una rueda de 18 dientes. Sin dibujar los dientes, haga un croquis a tamaño natural en que se distingan las circunferencias de paso, de base, de adendo y de dedendo y la línea de presión. Localice los dos puntos de interferencia e indique la magnitud de ésta, si existe. Sitúe los puntos inicial y final de contacto y márquelos. Calcule el paso base y halle la relación de contacto.

11-8 Se desea establecer un nuevo sistema de dientes de engranes en que haya dientes con adendo de 1/P, tal que en un piñón de 12 dientes no se necesite rebaje cuando sea generado. También se desea utilizar el ángulo de presión mínimo posible. Calcule el valor de este ángulo si el engrane a conectar es una cremallera.

Sección 11-9

11-9 En el sistema de la figura, el eje *a* está fijado al portador de engranes planetarios, el eje *b* está fijo al engrane solar 5 y el engrane solar 2 se fija a la armazón. Los engranes planetarios 3 y 4 tienen un eje común y están unidos entre sí. El eje *a* gira a 800 rpm en el sentido del reloj (s.r.); halle la velocidad y el sentido de rotación del eje *b*.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL.**

**FACTORES DE DISEÑO MECANICO
RESISTENCIA DE ELEMENTOS MECANICOS**

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

Resistencia de elementos mecánicos

Una de las consideraciones primordiales que se deben hacer para el diseño de una máquina o estructura es que su resistencia tiene que ser suficientemente mayor que el esfuerzo, para asegurar que existan la seguridad y la confiabilidad necesarias. Para lograr que las partes mecánicas no fallen en servicio, se necesita saber cuáles son las causas de que, en ocasiones, pueda haber faltas en su funcionamiento. Después se podrán establecer las relaciones que debe haber entre esfuerzos y resistencias, para obtener seguridad.

5-1 OBSERVACIONES ACERCA DE LA RESISTENCIA

Lo ideal es que, al diseñar un elemento de máquina, el ingeniero disponga de los resultados de una buena cantidad de ensayos de resistencia, realizados con el material particular elegido para el elemento. Esos ensayos deben haberse realizado con probetas que tengan el mismo tratamiento térmico, acabado superficial y tamaño que el elemento en diseño; además, las pruebas deberán efectuarse, exactamente, bajo las mismas condiciones de carga a que estaría expuesto el elemento durante el servicio. Lo anterior significa que, si la pieza ha de experimentar una carga de flexión, entonces se necesitan los resultados de un ensayo de flexión; si va a estar sometida a flexión y torsión combinadas, tendrá que ensayarse según esta combinación de esfuerzos. En caso de que el material escogido para el elemento sea acero UNS G10400 (tratado térmicamente, estirado a 480°C (900°F) y con acabado a esmeril, entonces, las probetas ensayadas deberán ser de este mismo material, entonces las probetas ensayadas deberán ser de este mismo material muy útil y precisa. Esos ensayos indican al ingeniero qué factor de segu-

riedad emplear y cuál es la confiabilidad para una duración (o vida) de servicio determinada. Siempre que tales datos puedan utilizarse para su diseño, el ingeniero podrá estar seguro de que ha realizado su trabajo lo mejor posible.

El costo de obtener tal cantidad de datos antes de iniciar el diseño está plenamente justificado cuando la falla de esa pieza puede poner en peligro la vida humana, o si tal elemento se fabricará en cantidades muy grandes. Por ejemplo, los automóviles y los refrigeradores son muy confiables porque se fabrican en número tan elevado, que se pueden probar ampliamente, con mucha anticipación a su manufactura. El costo de la ejecución de esos ensayos es muy bajo cuando se evalúa dividiendo el valor total entre el número de unidades o piezas fabricadas.

Ahora es posible distinguir las siguientes categorías de diseño:

- 1 La falla de la pieza o unidad pondría en peligro la vida humana; en consecuencia, se justifica un programa de pruebas elaborado concienzudamente.
- 2 La pieza se fabricará en cantidades suficientemente grandes que ameriten sólo una serie moderada de ensayos.
- 3 La pieza ha de fabricarse en cantidades tan pequeñas que no se justifica en absoluto ningún ensayo; o bien, el diseño debe terminarse tan aprisa que no queda el tiempo suficiente para efectuar ensayos.
- 4 La pieza ya ha sido diseñada, fabricada y probada con resultados insatisfactorios. Por lo tanto, se requiere hacer un análisis para saber por qué el elemento no resultó satisfactorio y qué se habrá de hacer para mejorarlo.

Las tres últimas categorías son a las que se les dedicará la mayor atención en este libro. Esto significa que, por lo general, el ingeniero de diseño o proyectista dispondrá únicamente de datos publicados en cuanto a valores de resistencia de fluencia, resistencia última y porcentaje de alargamiento, como los que se muestran en el Apéndice. ¡Y se espera que, con esta escasa información, un ingeniero diseñe elementos tomando en cuenta cargas estáticas y dinámicas, estados de esfuerzo biaxiales y triaxiales, altas y bajas temperaturas, y tamaños grandes y pequeños de piezas! Por lo común, los datos asequibles para el diseñador han obtenido a partir de un simple ensayo a la tensión, en el que la carga se aplicó gradualmente y se dio tiempo para que se desarrollara la deformación. Sin embargo, estos mismos datos son los que se deben usar para diseñar piezas que se someterán a cargas dinámicas complejas, aplicadas miles de veces por minuto. Por tanto, no es de sorprender que fallen los elementos de máquina así diseñados.

En resumen, el problema fundamental del diseñador estriba en utilizar los datos de ensayo simple a la tensión y relacionarlos con la resistencia de la pieza, con la tendencia del estado de esfuerzo o de las condiciones de carga. El resto de este capítulo se dedicará a resolver tal problema.

5-2 DUCTILIDAD Y DUREZA

Es posible que dos metales tengan exactamente la misma resistencia y la misma dureza; sin embargo, uno de ellos puede tener mayor capacidad para absorber sobrecargas, debido a la propiedad llamada *ductilidad*. En la figura 5-1 se ilustran dos de esos materiales, los cuales tienen aproximadamente las mismas resistencia y dureza. En (a) se indica la gráfica esfuerzo-deformación correspondiente a un material frágil, la cual revela que, en este material, sólo se produce una pequeña deformación plástica. Por otra parte, un material dúctil como el de (b) sufrirá una deformación plástica relativamente grande antes de la ruptura. La ductilidad se mide por el *porcentaje de alargamiento* del material antes de la ruptura. Usualmente, lo que se toma como límite entre la ductilidad y la fragilidad es un alargamiento (o elongación) relativo de 5%. Si en un material se produce un porcentaje de alargamiento menor que 5 en la ruptura, se dice entonces que es *frágil*; en tanto que uno que tenga más de 5 se considerará *dúctil*.

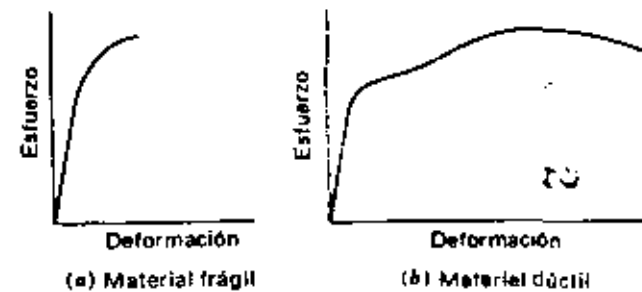


Fig. 5-1

El porcentaje de alargamiento de un material suele medirse utilizando una longitud de medición de 2 plg (o de 50 mm). Como la elongación no es una medida de la deformación real por unidad, a veces se usa otro método para determinar la ductilidad: después de que la probeta ha llegado a la ruptura, se mide el área transversal en la sección de fractura. La ductilidad se expresa entonces mediante el *porcentaje de reducción de área transversal*.

La característica por la que un material dúctil puede absorber grandes sobrecargas es un factor de seguridad adicional en el diseño. La ductilidad también es importante porque es una medida de la propiedad por la que un material puede trabajarse en frío. Por ejemplo, las operaciones de doblado, estirado, encabezado y conformado por alargamiento son procesos de labrado de metales que requieren materiales dúctiles.

Cuando hay que seleccionar un material para que resista desgaste, erosión o deformación plástica, generalmente la dureza es la propiedad más importante. Se dispone de varios procedimientos de prueba de dureza, los

204 FUNDAMENTOS DEL DISEÑO MECANICO

cuales se usan según la propiedad particular por la que se tenga mayor interés. Las cuatro medidas de dureza más empleadas son los llamados índices o números Brinell, Rockwell, Vickers y Knoop.

En la mayoría de los sistemas de ensayo de dureza se utiliza una carga estándar, la cual se aplica a una bola o a un cuerpo piramidal (penetradores), puestos en contacto con el material en prueba. En este caso la dureza se expresa en función de la profundidad de la penetración resultante. Lo anterior significa que la dureza es una propiedad fácil de medir, porque el ensayo no es destructivo y no se requieren probetas. Por lo general, el ensayo puede realizarse directamente en el propio elemento de máquina.

Algo particularmente valioso es el hecho de que el número de dureza Brinell, H_B , sirve para obtener una buena estimación de la resistencia última a la tensión del acero. La relación es

$$S_u = 500H_B \quad (5-1)$$

donde S_u está en lb/plg². En el sistema métrico gravitacional se expresa por

$$S_u = 35.15 H_B \quad (5-1a)$$

donde S_u está en kgf/cm². En el SI la relación correspondiente es

$$S_u = 3.45H_B \quad (5-2)$$

estando S_u en MPa.

Datsko* demuestra que la resistencia a la tensión se relaciona con la dureza mediante el exponente de endurecimiento por deformación y la carga aplicada; el propio Datsko ha elaborado gráficas de estas relaciones.

5-3 PROPIEDADES MECANICAS

En las tablas A-17 a A-24 se enumeran las propiedades de gran cantidad de materiales. Estas tablas son para el estudiante una fuente de información útil para resolver problemas y trabajos de diseño. En lo que respecta al ingeniero, las tablas le pueden servir como norma, en el sentido de que le proporcionan valores que es razonable esperar, si se tiene un control adecuado de los procesos de producción.

El nuevo sistema de designación numérica para metales y aleaciones, denominado Unified Numbering System** (UNS), se emplea en casos

* Joseph Datsko, "Material Properties and Manufacturing Processes", John Wiley & Sons, Inc., pág. 38, Nueva York, 1966.

** Puede conseguirse de la Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., E.U.A.

apropiados en este libro. La Society of Automotive Engineers (S.A.E., Sociedad de ingenieros de automóviles de E.U.A.) fue la primera en reconocer la necesidad de tal sistema y adoptó un sistema de numeración para los aceros. Posteriormente, el American Iron and Steel Institute (AISI) adoptó un sistema similar. En éste, una letra (o grupo de letras) usada como prefijo, indica el proceso mediante el cual se fabrica el acero. Por ejemplo, la A designa un acero aleado, producido según el procedimiento Siemens-Martin (o de crisol u hogar abierto) básico; la B corresponde a un acero al carbono, hecho según el proceso Bessemer ácido; la C es para un acero al carbono del proceso Siemens-Martin básico; la D corresponde a un acero al carbono del proceso Siemens-Martin ácido; la E designa un acero de horno eléctrico, y el

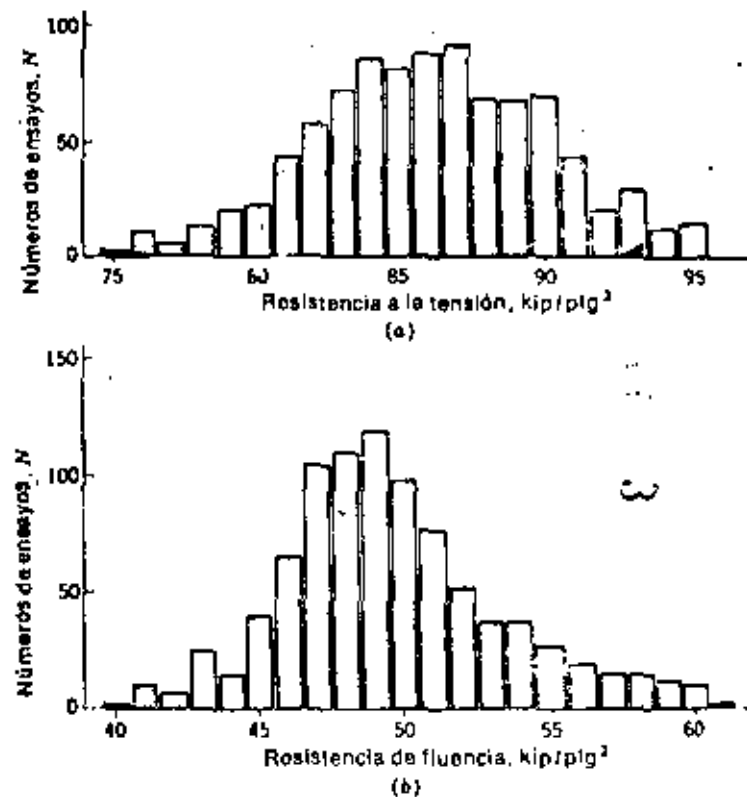


Fig. 5-2 Distribución de las propiedades a la tensión de acero UNS G10350, laminado en caliente. Los ensayos se hicieron con barras redondas, cuyo diámetro varió desde 1 hasta 9 plg. a) Distribución de resistencias a la tensión de 930 piezas de laminación; $S_u = 55.0$ kip/plg², $S_y = 4.04$ kip/plg². b) Distribución de resistencias de fluencia de 899 piezas laminadas; $S_y = 49.5$ kip/plg², $S_u = 5.36$ kip/plg². (Reproducida con permiso de "Metals Handbook", vol. 1, 8a. ed., pág. 64, American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1961.)

prefijo HMF es para aceros hechos mediante el relativamente nuevo proceso de horno de oxígeno básico. Los primeros dos números que están después del prefijo literal indican la composición, excluyendo el contenido de carbono. Las diversas composiciones utilizadas en aceros son las siguientes:

10 carbono, simple	46 níquel-molibdenu
11 carbono, de corte libre con más azufre o fósforo	48 níquel-molibdenu
13 manganeso	50 cromo
23 níquel	51 cromo
25 níquel	52 cromo
31 níquel-cromo	61 cromo-vanadio
33 níquel-cromo	86 cromo-níquel-molibdenu
40 molibdenu	87 cromo-níquel-molibdenu
41 cromo-molibdenu	92 manganeso-silicio
43 níquel-cromo-molibdenu	94 níquel-cromo-molibdenu

Los dos últimos números (o tres en el caso de los aceros de alto contenido de carbono de los grupos del cromo 51 y 52) indican el contenido aproximado de carbono. Así, un material designado por AISI C1040 es un acero al carbono Siemens-Martin básico, con un contenido de 0.37 a 0.44 por ciento de carbono. Análogamente, un material SAE 2330 es un acero níquel con 0.28 a 0.33 por ciento de carbono.

Si se observa la tabla A-17 se notará que la designación UNS de los aceros incluye a los números AISI y SAE anteriores. Por tanto, un acero UNS G10350 es el mismo que uno AISI 1035 o SAE 1035.

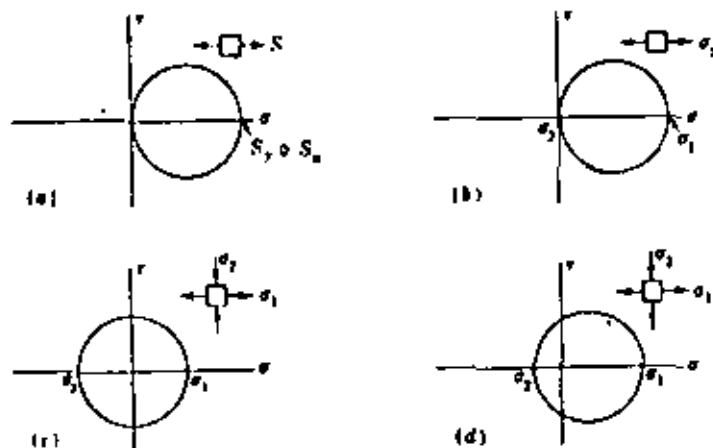


Fig. 5-3 a) Circulo de Mohr para el ensayo a tensión simple; b) círculo de Mohr para tensión pura; c) círculo de Mohr para torsión pura; d) círculo de Mohr para tensión y compresión combinadas.

Las designaciones numéricas UNS para otros materiales incluyen también el número original. Por ejemplo, una aleación de aluminio forjada UNS A93004 es el mismo material que la aleación 3004, designada así por la Aluminum Association.

El hierro colado no se designa por su composición, sino por su orden de resistencia a la tensión. Por ejemplo, es de esperar que un hierro fundido No. 30 tenga una resistencia a la tensión de 30 kip/plg². No se han asignado todavía números UNS a los hierros colados.

Casi es imposible encontrar información impresa acerca de las propiedades estadísticas de materiales. Sin embargo, para descubrir estas propiedades, tal vez se necesite hacer ensayos paralelos al proceso de producción, porque los resultados podrían variar en alto grado, según el control de calidad que se ejerciese. No obstante, si se tiene alguna información relativa a la distribución de valores de resistencia obtenidos en un gran número de ensayos, esos datos serán muy útiles como norma (o patrón), contra la cual se puedan comparar las propias distribuciones. Conforme a lo expresado se presenta la figura 5-2. La información que aporta esta distribución también será útil al estudiante como medio para resolver problemas.

5-4 TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO

Esta teoría de la falla es importante para hacer comparaciones. Sus predicciones no concuerdan con los experimentos y, de hecho, hasta pueden dar resultados que queden en la categoría de inseguros.

La teoría del esfuerzo normal máximo expresa que la falla se produce siempre que el mayor esfuerzo principal es igual a la resistencia de fluencia, o bien, a la resistencia última del material. En el capítulo 2 se encontró que los esfuerzos principales siempre se determinan cuando se conoce el estado de esfuerzo en un punto. Si se designa al mayor de estos tres esfuerzos como σ_1 , de manera que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, entonces esta teoría afirma que la falla se produce siempre que $\sigma_1 = S_y$ o $\sigma_1 = S_u$, según cuál sea la resistencia apli-

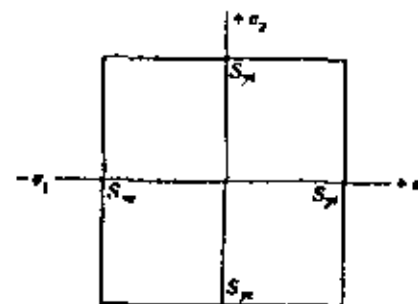


Fig. 5-4 Teoría del esfuerzo normal máximo para falla por esfuerzos biaxiales. La resistencia de fluencia a la tensión es S_y , y a la compresión, S_u .

cable. En este caso S_y es la resistencia de fluencia (= yield) y S_u es la resistencia última.

En la figura 5-3a se presenta el círculo de Mohr para un ensayo simple a la tensión; *b*, *c* y *d* representan otros casos de esfuerzo biaxial. El estado de esfuerzo uniaxial descrito en *b*) corresponde exactamente al ensayo a la tensión y, por tanto, no hay ningún problema en este caso. Ahora bien, la teoría del esfuerzo normal máximo expresa que únicamente el mayor esfuerzo principal predice la falla, mientras que los otros se pueden despreciar. Pero la figura 5-3c, que es el diagrama para torsión pura, indica que $\tau = \sigma_1$ y, en consecuencia, que la falla ocurriría cuando el esfuerzo cortante fuese igual a la resistencia a la tensión o a la compresión. Tal predicción no concuerda con los datos experimentales.

Ahora se considerará un sistema de ejes perpendiculares σ_1 y σ_2 , para visualizar mejor las implicaciones de esta teoría de falla. Lo anterior se muestra en la figura 5-4, en la que los esfuerzos de tensión se sitúan hacia arriba y hacia la derecha, en tanto que los de compresión hacia abajo y hacia la izquierda. Al trazar este diagrama, se supuso que son iguales las resistencias a la tensión y a la compresión. Hay que notar que sólo se obtiene un punto de ensayo real donde el diagrama corta a un eje. La teoría expresa que la falla ocurrirá cuando un punto de coordenadas σ_1 , σ_2 quede en la gráfica o fuera de ella. Posteriormente se verá una correlación de los datos de prueba con esta teoría. Por el momento, basta mencionar que, según esta teoría, los puntos que están dentro de la figura o en el primero y en el tercer cuadrantes se clasificarán como seguros, en tanto que puntos en el segundo y en el cuarto cuadrantes pueden considerarse como inseguros.

La teoría del esfuerzo normal máximo se puede usar para predecir la fluencia o la ruptura, según cual se use como criterio de falla. Si σ_1 es el esfuerzo principal de mayor valor absoluto de los tres, entonces la falla por fluencia ocurrirá siempre que

$$\sigma_1 = S_y \quad \text{o} \quad \sigma_1 = -S_y \quad (5-3)$$

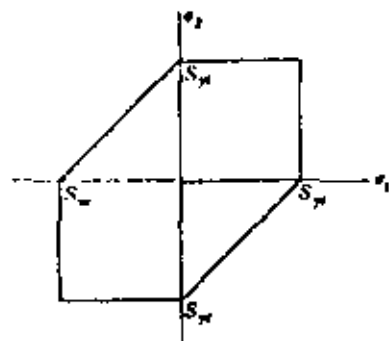


Fig. 5-5 Teoría del esfuerzo cortante máximo para la falla.

Análogamente, la falla por ruptura se producirá siempre que

$$\sigma_1 = S_u \quad \text{o} \quad \sigma_1 = -S_u \quad (5-4)$$

También es conveniente definir la seguridad utilizando el factor de seguridad n . Así, si la fluencia es el criterio de falla, el factor de seguridad n se obtiene siempre que

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{n} \quad \text{o} \quad \sigma_1 = -\frac{S_y}{n} \quad (5-5)$$

De modo semejante, para el caso de la ruptura,

$$\sigma_1 = \frac{S_u}{n} \quad \text{o} \quad \sigma_1 = -\frac{S_u}{n} \quad (5-6)$$

5-5 TEORIA DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO

Esta es una teoría fácil de emplear y siempre da predicciones seguras con respecto de los resultados de ensayos; se la ha utilizado en muchos reglamentos de diseño. Se utiliza únicamente para predecir la fluencia y, por lo tanto, se aplica sólo a los materiales dúctiles.

La teoría del esfuerzo cortante máximo afirma que se inicia la fluencia siempre que, en un elemento mecánico, el esfuerzo cortante máximo se vuelva igual al esfuerzo cortante máximo en una probeta a tensión, cuando ese espécimen empieza a ceder. Así, de la figura 5-3a, la fluencia empieza cuando $\tau_{\max} = S_y/2$. Cuando se trata de un estado de esfuerzo general se pueden hallar tres esfuerzos cortantes máximos (fig. 2-6b), que son

$$\tau_{12} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad \tau_{23} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \quad \tau_{13} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Se designa con τ_{\max} al mayor de ellos. Luego, según la teoría del esfuerzo máximo de corte, la falla por fluencia ocurre siempre que

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2} \quad (5-7)$$

Se debe notar que esta teoría predice que la resistencia de fluencia en cortante es igual a la mitad de la resistencia a la tensión. Es decir,

$$S_{\tau} = 0.50S_y \quad (5-8)$$

(Antes de seguir adelante, conviene que el lector repase la sección 5-4 y determine la relación existente entre S_{xy} y S_y , según lo predice la teoría del esfuerzo normal máximo.)

También se tiene que definir el concepto de seguridad de acuerdo con la teoría del esfuerzo cortante máximo. Esta teoría afirma que hay seguridad siempre que

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2n} \quad (5-9)$$

donde n es el factor de seguridad.

En la figura 5-5 se presenta una gráfica de esfuerzos biaxiales, de acuerdo con la teoría del esfuerzo cortante máximo. Cabe notar que la gráfica es igual a la correspondiente a la teoría del esfuerzo normal máximo, cuando ambos esfuerzos principales tienen el mismo signo.

5-6 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN

Esta teoría de falla se llama también *teoría de la energía de cortante* o *teoría de von Mises-Hencky*. Aplicarla es sólo un poco más difícil que aplicar la teoría del esfuerzo cortante máximo y es la teoría más conveniente para el caso de materiales dúctiles. Como la teoría del esfuerzo cortante máximo, ésta se emplea sólo para definir el principio de la fluencia.

La teoría de la energía de distorsión se originó a partir de la observación de que materiales dúctiles, sometidos a esfuerzo hidrostático (de igual tensión o compresión), tenían resistencias de fluencia muy superiores a los valores obtenidos por el ensayo a tensión simple. Así, se postuló que la fluencia no era, de ninguna manera, un fenómeno de tensión o de compresión simples, sino, más bien, que estaba relacionada de algún modo con la distorsión (o deformación angular) del elemento esforzado. Ahora bien, una de las primeras teorías de la falla afirmaba que la fluencia se inicia cuando la energía total de deformación, almacenada en el elemento esforzado, llega a ser igual a la energía elástica que hay en un elemento contenido en la probeta de tensión en el punto de cedencia. Esta teoría, denominada *teoría de la energía máxima de deformación*, ha dejado de utilizarse, pero fue precursora de la teoría de la energía de distorsión. Se ha formulado el siguiente razonamiento: ¿Por qué no considerar la energía total de deformación y restar de ella la energía utilizada, para producir únicamente un cambio de volumen? Así, la energía restante sería la correspondiente a la distorsión. Veamos cómo funciona esto.

La figura 5-6a muestra un elemento en el que actúan esfuerzos tales que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. En el caso de un cubo unitario, el trabajo efectuado en una de las direcciones principales es

$$u_1 = \frac{\sigma_1 \epsilon_1}{2}$$

donde $n = 1, 2 \text{ ó } 3$. Por lo tanto, de la ecuación (2-22), la energía total de deformación es

$$u = u_1 + u_2 + u_3 = [1/(2E)](\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)) \quad (b)$$

A continuación se definirá un esfuerzo medio

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (c)$$

y se aplicará este esfuerzo a cada una de las direcciones principales de un cubo unitario (fig. 5-6b). Los esfuerzos restantes, $\sigma_1 - \sigma_{\text{med}}$, $\sigma_2 - \sigma_{\text{med}}$ y $\sigma_3 - \sigma_{\text{med}}$, (fig. 5-6c), producirán únicamente distorsión. Sustituyendo σ_{med} en vez de σ_1 , σ_2 y σ_3 , en la ecuación (b) se obtiene la cantidad de energía de deformación que produce sólo cambio de volumen:

$$u_v = \frac{1}{2E} [3\sigma_{\text{med}}^2 - 2\mu(3)\sigma_{\text{med}}^2] = \frac{3\sigma_{\text{med}}^2}{2E} (1 - 2\mu) \quad (d)$$

Si ahora se hace la sustitución $\sigma_{\text{med}}^2 = [(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3]^2$ en la ecuación (d) y se simplifica la expresión, queda

$$u_v = \frac{1 - 2\mu}{6E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1) \quad (e)$$

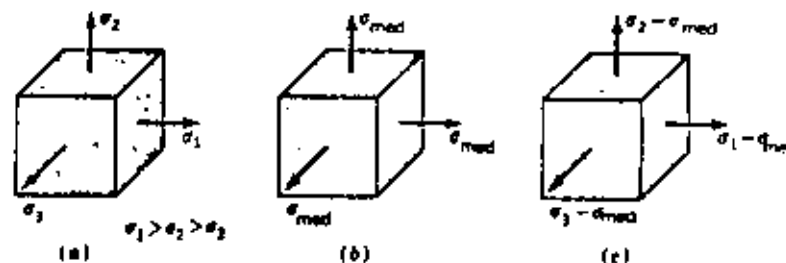


Fig. 5-6 a) Elemento en estado de esfuerzo triaxial; en este elemento se produce cambio de volumen y distorsión. b) Elemento en estado de tensión hidrostática, en el que sólo hay cambio de volumen. c) Elemento en que sólo se produce deformación angular, sin cambio de volumen.

Luego, para obtener la energía de distorsión, se resta la ecuación (e) de la (b). Con esto queda

$$u_d = u - u_v = \frac{1 + \mu}{3E} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (5-10)$$

Observe que la energía de distorsión es nula cuando $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$.

En el caso de un ensayo a tensión simple, $\sigma_1 = S_y$ y $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Por lo tanto, la energía de distorsión es

$$u_d = \frac{1 + \mu}{3E} S_y^2 \quad (5-11)$$

El criterio se obtiene igualando las ecuaciones (5-10) y (5-11).

$$2S_y^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \quad (5-12)$$

lo cual define la iniciación de la fluencia para un estado de esfuerzo triaxial. Cuando $\sigma_3 = 0$, el estado de esfuerzo se vuelve biaxial y la ecuación (5-12) se reduce a

$$S_y^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \quad (5-13)$$

Para casos de torsión pura, $\sigma_1 = -\sigma_2$ y $\tau = \sigma_1$; en consecuencia,

$$S_y = 0.577S_x \quad (5-14)$$

Al comparar la ecuación (5-14) con la (5-8), se observa que el criterio de energía de distorsión predice una resistencia de fluencia al cortante, sensiblemente mayor que la predicha por la teoría del esfuerzo cortante máximo. ¿A qué conclusión se llegará al hacer una comparación con la resistencia de fluencia al cortante, evaluada según la teoría del esfuerzo normal máximo?

Para estudios de análisis y diseño conviene definir el concepto de *esfuerzo de von Mises*, a partir de la ecuación (5-13), como

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (5-15)$$

Luego, la falla por fluencia queda predicha por la teoría de la energía de distorsión, siempre que

$$\sigma' = S_y \quad (5-16)$$

Análogamente, la seguridad se predice por

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (5-17)$$

donde n es el factor de seguridad, como antes.

EJEMPLO 5-1 Hay un elemento mecánico que se fabrica con un acero cuyo punto de fluencia es de 50 kip/plg². El estado de esfuerzo en un punto del elemento está dado por $\sigma_x = 20$, $\sigma_y = -8$ y $\tau_{xy} = 12$ (kip/plg²). Determinar el factor de seguridad utilizando las teorías del esfuerzo normal máximo, del esfuerzo cortante máximo y de la energía de distorsión.

SOLUCIÓN. Primeramente se traza el círculo de Mohr y se determinan los esfuerzos principales y el cortante máximo. Los resultados son

$$\sigma_1 = 24.4 \text{ kip/plg}^2 \quad \sigma_2 = -12.4 \text{ kip/plg}^2 \quad \sigma_3 = 0 \text{ kip/plg}^2$$

Por consiguiente,
$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{24.4 - (-12.4)}{2} = 18.4 \text{ kip/plg}^2$$

Para la teoría del esfuerzo normal máximo se aplica la ecuación (5-5). La respuesta es

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = \frac{50}{24.4} = 2.05$$

Para la teoría del esfuerzo cortante máximo se aplica la ecuación (5-9), lo que da por resultado:

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{\max}} = \frac{50}{(2)(18.4)} = 1.36$$

En el caso de la teoría de la energía de distorsión, se calcula primero el esfuerzo de von Mises, utilizando la ecuación (5-15). El resultado es

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2} = \sqrt{(20)^2 - (20)(-8) + (-8)^2} = 32.5 \text{ kip/plg}^2$$

A continuación, aplicando la ecuación (5-17), el factor de seguridad resulta

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{50}{32.5} = 1.54 \quad \text{///}$$

5-7 FALLA DE MATERIALES DUCTILES CON CARGAS ESTÁTICAS

Ahora es el momento de resumir los resultados de las tres secciones anteriores y relacionarlos con los resultados experimentales. Al transportar las tres teorías de falla a un sistema de coordenadas σ_1, σ_2 , se obtiene la gráfica de la figura 5-7. Experimentos bien documentados indican que la teoría de la

energía de distorsión predice la fluencia con la mayor exactitud en los cuatro cuadrantes. Así pues, el aceptar la teoría de la energía de distorsión como la correcta, significa que la teoría del esfuerzo cortante máximo siempre da resultados conservadores. Además, significa que la teoría del esfuerzo normal máximo proporciona resultados conservadores, *solamente* si son iguales los signos de los dos esfuerzos principales. En el caso de torsión pura, los signos de los dos esfuerzos principales son contrarios y, en consecuencia, únicamente puede aplicarse la teoría de la energía de distorsión o la del esfuerzo cortante máximo.

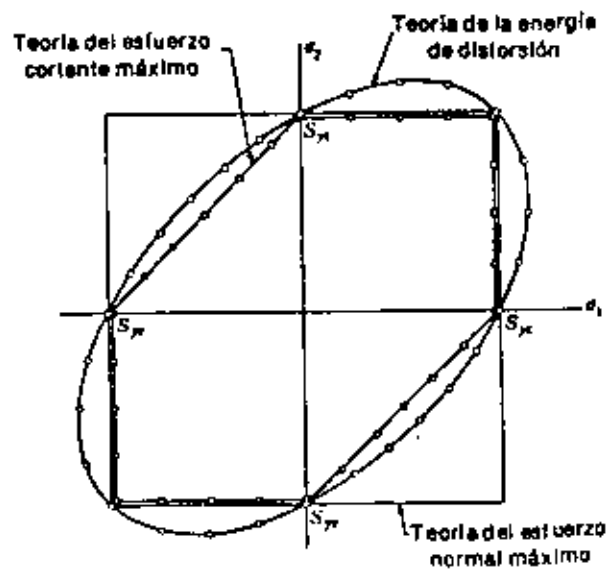


Fig. 5-7 Comparación de tres teorías de falla elástica para materiales dúctiles y esfuerzos biaxiales.

La decisión acerca de cuál teoría emplear, debe tomarla el ingeniero de diseño después de considerar los hechos que intervienen en el problema particular a resolver. Un diseñador que trata de descubrir por qué falló una pieza, a fin de llevar a cabo un mejor trabajo de rediseño, debe emplear ciertamente la teoría de la energía de distorsión. Si se está tratando de obtener dimensiones a las que no es necesario ajustarse estrictamente, y si el problema tiene que resolverse con rapidez, debe usarse la teoría del esfuerzo cortante máximo. Por otra parte, cuando el margen de seguridad debe mantenerse dentro de límites estrechos y el diseñador está empeñado en efectuar el mejor trabajo posible, sin tener que recurrir a las pruebas experimentales, hay que hacer uso de la teoría de la energía de distorsión.

5-8 FALLAS DE MATERIALES FRAGILES CON CARGAS ESTATICAS

Al seleccionar una teoría de falla, para el caso de materiales frágiles, se observan primero las siguientes características de la mayor parte de los materiales de esta clase:

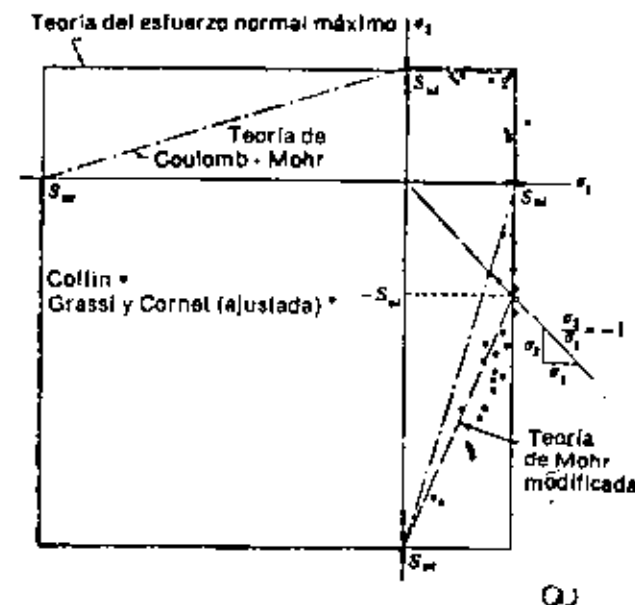


Fig. 5-8 Gráfica de datos experimentales obtenidos en ensayos de hierro colado gris a esfuerzo biaxial. Los datos se ajustaron de modo que correspondieran a $S_w = 32 \text{ kip/plg}^2$ y $S_w = 105 \text{ kip/plg}^2$. Se han superpuesto gráficas de las teorías del esfuerzo normal máximo, de Coulomb-Mohr y de Mohr modificada.

- 1 La gráfica del esfuerzo en función de la deformación es una línea continua y uniforme, hasta el punto de falla; ésta ocurre por ruptura y, por tanto, estos materiales no tienen resistencia de fluencia.
- 2 La resistencia a la compresión suele ser muchas veces mayor que la resistencia a la tensión.
- 3 La resistencia última de torsión, S_w , es decir el módulo de ruptura, es aproximadamente igual a la resistencia a la tensión.

La teoría del esfuerzo normal máximo y la teoría de Coulomb-Mohr se han aplicado para predecir la falla de materiales frágiles. La teoría del esfuerzo normal máximo ya ha sido investigada. Al emplear esta teoría, los puntos de prueba que se muestran en la figura 5-4 se cambiarían a los valores S_w y S_w .

La teoría de Coulomb-Mohr, a veces llamada teoría de la fricción interna, se basa en los resultados de dos ensayos, el de tensión y el de compresión. En el sistema de coordenadas $\sigma - \tau$ se trazan los dos círculos, uno para S_w y otro para S_w . Luego, la teoría de Coulomb-Mohr establece que la fractura se produce en un estado de esfuerzo tal que origina un círculo tangente a la envolvente de los dos círculos de prueba. Si se disponen los esfuerzos principales, de modo que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, entonces el círculo mayor quedará formado por σ_1 y σ_3 . Estos dos esfuerzos y las dos resistencias están relacionados por la ecuación

$$\frac{\sigma_1}{S_w} + \frac{\sigma_3}{S_w} = 1 \quad (5-18)$$

que define la ruptura por la teoría de Coulomb-Mohr. Para definir la seguridad, la ecuación se escribe

$$\frac{\sigma_1}{S_w} + \frac{\sigma_3}{S_w} = \frac{1}{n} \quad (5-19)$$

donde n es el factor de seguridad. En estas dos ecuaciones, es importante observar que S_w y σ_3 son cantidades negativas.

Afortunadamente, se puede hallar un número bastante grande de datos de puntos, los cuales se pueden usar para probar la validez de estas dos teorías.* Esta comparación se realizó en la figura 5-8. En el primer cuadrante, donde σ_1 y σ_2 tienen el mismo sentido, se observa que las dos teorías son idénticas y, por tanto, se verifica que se puede aplicar cualquiera de las dos teorías para predecir satisfactoriamente la ruptura. En el cuarto cuadrante es donde σ_1 y σ_2 tienen sentidos opuestos, en el que las dos teorías difieren. Se observa primero que a partir de la teoría de Coulomb-Mohr se obtienen resultados conservadores, puesto que todos los puntos de los datos quedan fuera.† Observe también, en la figura, la recta que tiene la pendiente $\sigma_2/\sigma_1 = -1$. Para la torsión pura, $\sigma_2 = -\sigma_1$ y, por tanto, la intersección de esta recta con la gráfica correspondiente a una teoría de falla da el valor de S_w , según lo predice esa teoría. Se debe notar que su intersección con la gráfica correspondiente a la teoría del esfuerzo normal máximo da $S_w = S_w$, lo cual, como ya se indicó, es una de las características de los materiales frágiles. Pero la teoría de Coulomb-Mohr predice un valor de S_w algo menor que S_w .

* L.F. Coffin, The Flow and Fracture of a Brittle Material, *Trans. ASME*, vol. 72, *J. Appl. Mech.*, vol. 17, págs. 233-248, 1950; R.C. Grassie y I. Cornet, Fracture of Gray Cast Iron Tubes under Biaxial Stresses *Trans. ASME*, vol. 71, *J. Appl. Mech.*, vol. 16, págs. 178-182, 1949.

† Una teoría conservadora es perfectamente satisfactoria para los diseños en que el objetivo es determinar un conjunto de dimensiones, para que no falle la pieza diseñada, pero es completamente inútil en un análisis cuyo objeto sea determinar por qué falló algo.

La teoría de Mohr modificada, que se muestra en el cuarto cuadrante de la figura 5-8, no es tan conservadora como la teoría de Coulomb-Mohr, pero es mejor para la predicción de la falla. Burton Paul propuso una teoría semejante, aunque ligeramente diferente, pero no se explicará aquí. La teoría de Mohr modificada se aplica mejor con un procedimiento gráfico, como se demuestra en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 5-2 Se diseñó un pasador pequeño de 6 mm de diámetro de hierro colado ASTM No. 40, para resistir una carga axial de compresión de 3.5 kN, combinada con una carga torsional de 9.8 N · m. Calcular el factor de seguridad para prevenir una falla estática aplicando cada una de las tres teorías para materiales frágiles.

SOLUCIÓN. El esfuerzo axial de compresión es

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} = -\frac{4(3.5)(10)^3}{\pi(6)^2} = -124 \text{ MPa}$$

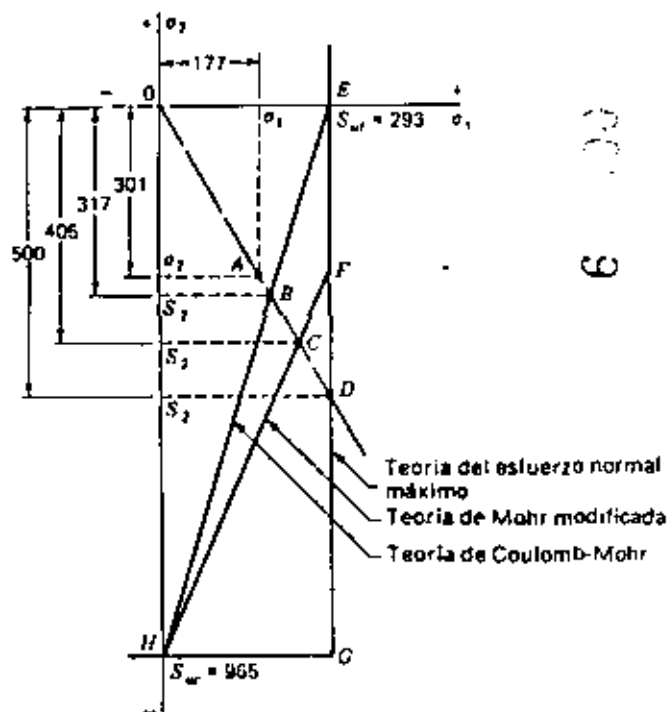


Fig. 5-9 Todos los esfuerzos y resistencias están en MPa.

* Burton Paul, A Modification of the Coulomb-Mohr Theory of Fracture, *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, serie E, vol. 28, No. 2, págs. 259-268, junio de 1961.

El esfuerzo cortante por torsión es

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16(9.8)(10)^3}{\pi(6)^3} = 231 \text{ MPa}$$

Cuando se traza el diagrama del círculo de Mohr, los esfuerzos principales resultan $\sigma_1 = 177 \text{ MPa}$, $\sigma_2 = -301 \text{ MPa}$.

Si se emplean los valores típicos de las resistencias, en vez de los mínimos, entonces de la tabla A-20 se obtiene $S_{ut} = 42.5 \text{ kip/plg}^2$ y $S_w = 140 \text{ kip/plg}^2$. Al convertir estos valores a unidades SI, resulta $S_{ut} = 293 \text{ MPa}$ y $S_w = 965 \text{ MPa}$.

El siguiente paso es trazar una gráfica a escala, correspondiente al cuarto cuadrante de la figura 5-8, utilizando las magnitudes de esfuerzo y resistencia que se han obtenido. Esto se efectúa en la figura 5-9. El punto *A* corresponde a las coordenadas σ_1, σ_2 del estado de esfuerzo real. Si σ_1 y σ_2 aumentan de magnitud, pero conservan la misma relación entre sí, entonces los puntos *B, C* y *D* representarían las fallas, según cada teoría. Por tanto, si *OA* representa el estado de esfuerzo, entonces *AB, AC* y *AD* representan los márgenes de seguridad respectivos (consulte en la sección 1-6 la definición del margen de seguridad). Los factores de seguridad correspondientes son iguales, respectivamente, a *OB* dividido entre *OA*, a *OC* dividido entre *OA* y a *OD* dividido entre *OA*.

Otra forma de obtener el factor de seguridad es proyectar los puntos *B, C* y *D* sobre el eje σ_1 o el σ_2 . Las intersecciones resultantes definen las resistencias correspondientes S_1 o S_2 , si se utiliza una notación mnemotécnica. Por lo tanto, en la figura 5-9 se puede leer la resistencia S_2 para cada teoría de falla. El factor de seguridad, para la teoría de Coulomb-Mohr, es

$$n = \frac{S_2}{\sigma_2} = \frac{-317}{-301} = 1.05 \quad \text{Resp.}$$

Para la teoría de Mohr modificada, se tiene

$$n = \frac{-405}{-301} = 1.35 \quad \text{Resp.}$$

Y para la teoría del esfuerzo normal máximo, se halla que

$$n = \frac{-500}{-301} = 1.6 \quad \text{Resp.}$$

Desde luego, el último resultado también se puede obtener si se divide S_w entre σ_1 y S_w entre σ_2 , y luego se selecciona el menor de los dos valores resultantes.

////

5-9 FATIGA

Para obtener las propiedades de materiales relacionadas con el diagrama esfuerzo-deformación, la carga se aplica gradualmente, dando suficiente tiempo para que se desarrolle la deformación. En las condiciones usuales, la probeta se ensaya hasta que se destruye, de manera que los esfuerzos se aplican sólo una vez. Estas condiciones se conocen como condiciones estáticas y se tienen con alto grado de aproximación en muchas estructuras y elementos de máquina.

Sin embargo, frecuentemente ocurre que los esfuerzos varían o fluctúan entre determinados valores. Por ejemplo, una fibra particular de la superficie de un eje rotatorio, sometida a la acción de cargas de flexión, pasa por esfuerzos de tensión y de compresión en cada revolución del eje. Si éste es parte de un motor eléctrico que gira a 1725 rpm, la fibra es esforzada en tensión y en compresión 1725 veces por minuto. Si, además, el eje también está cargado axialmente (por ejemplo, en el caso de un engrane helicoidal o de tornillo sin fin), habrá una componente axial de esfuerzo que se superpondrá a la componente de flexión. Esto, en cualquier fibra, ocasionará un esfuerzo que seguirá siendo fluctuante, pero que oscilará entre valores diferentes. Estas y otras clases de cargas que ocurren en elementos de máquina producen esfuerzos que se llaman repetidos, alternantes o fluctuantes.

En muchos casos hay que analizar elementos de máquina que han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes y, sin embargo, después de un cuidadoso análisis, se descubre que los esfuerzos máximos reales fueron inferiores a la resistencia última del material y, muchas veces, que fueron aún menores que la resistencia de fluencia. La característica más notable de estas fallas ha sido que los esfuerzos se repitieron un número muy grande de veces. Por lo tanto, la falla se denomina falla por fatiga.



Fig. 5-10 Falla por fatiga de una pieza forjada de $7\frac{1}{2} \text{ plg}$ de diámetro, con ajuste a presión. La probeta es de acero UNS G10450, normalizado y revenido, y fue sometida a flexión rotatoria. (Cortesía de The Timken Company.)

Las fallas por fatiga comienzan con una pequeña grieta. La grieta inicial es tan diminuta que no se puede percibir a simple vista y aun es bastante difícil localizarla por inspección con Magnaflex o con rayos X. La grieta se desarrollará en un punto de discontinuidad en el material, tal como un cambio en la sección transversal, un chavetero (o cuñero) o un orificio. Hay otros puntos menos obvios donde es probable que se inicien fallas por fatiga, como las marcas de inspección o de otra clase, grietas internas, o aun irregularidades causadas por el maquinado. Una vez que se forma una grieta, el efecto de concentración del esfuerzo se hace mayor y la grieta se extiende más rápidamente. Como el área esforzada disminuye en tamaño, el esfuerzo aumenta en magnitud hasta que, finalmente, el área restante falla de repente. En consecuencia, las fallas por fatiga se caracterizan por dos áreas distintas de falla (fig. 5-10). La primera de ellas se debe al desarrollo progresivo de la grieta, en tanto que la segunda se origina en la ruptura repentina. La zona de esta ruptura tiene un aspecto muy parecido al de la fractura de un material frágil, como el hierro colado, que ha fallado por tensión.

Cuando las piezas de máquina fallan estáticamente, por lo general sufren una deformación muy grande, debido a que el esfuerzo excedió a la resistencia de fluencia, y la pieza se reemplaza antes de que ocurra realmente la ruptura. Por tanto, muchas fallas estáticas son visibles y se detectan anticipadamente. Pero una falla por fatiga no da señal alguna; es repentina y total y, por lo tanto, peligrosa. El diseño contra fallas estáticas es relativamente sencillo, pues los conocimientos actuales sobre el asunto son bastante completos. Pero la fatiga es un fenómeno mucho más complicado, sólo explicado parcialmente, y si un ingeniero pretende ascender hasta la cima de su profesión, debe adquirir tanto conocimiento de la materia como sea posible. Cualquiera que no sepa lo suficiente sobre fallas por fatiga puede duplicar o triplicar los factores de seguridad y, así, crear un diseño que no fallará. Pero tales diseños no serán competitivos en el mercado actual, ni tampoco los ingenieros que los hayan realizado.

5-10 RESISTENCIA A LA FATIGA Y LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las probetas se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas y, así, se cuentan los ciclos o alternaciones de esfuerzos que soporta el material hasta la falla o ruptura. El dispositivo para ensayos de fatiga más ampliamente usado es la máquina de viga rotatoria de alta velocidad de R.R. Moore. Esta máquina somete a la probeta a flexión pura (no a cortante transversal) por medio de pesos. La muestra que se ilustra en la figura 5-11 se labra a máquina y se pulimenta muy cuidadosamente, recibiendo un pulimento final en dirección axial, para evitar rayaduras circunferenciales.

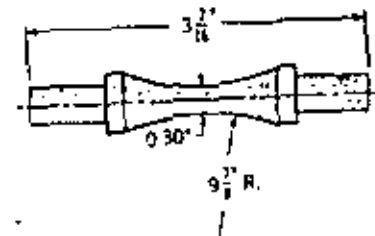


Fig. 5-11 Probeta para la máquina de ensayos de viga rotatoria de R.R. Moore.

Otras máquinas para ensayos de fatiga permiten aplicar a las probetas esfuerzos axiales, torsionales o combinados, de tipo fluctuante o alternante (invertido alternativamente).

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material es necesario un gran número de pruebas, debido a la naturaleza estadística de la fatiga. En el caso del ensayo con la viga rotatoria, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (alternaciones o inversiones sucesivas de esfuerzo) de la viga que se requieren para la falla. La primera prueba se realiza con un esfuerzo algo menor que la resistencia última del material. La segunda prueba se lleva a cabo con un esfuerzo menor que el utilizado en la primera. Este proceso se continúa, los resultados se grafican obteniendo un diagrama llamado S-N (fig. 5-12). Esta gráfica se puede trazar en papel semilog o log-log. En el caso de metales férreos y sus aleaciones la gráfica se vuelve horizontal después de que el material ha sido esforzado durante un cierto número de ciclos. El empleo de papel logarítmico destaca el recodo o ángulo de la curva, que no se manifestaría si los resultados se graficaran en un sistema de coordenadas cartesianas.

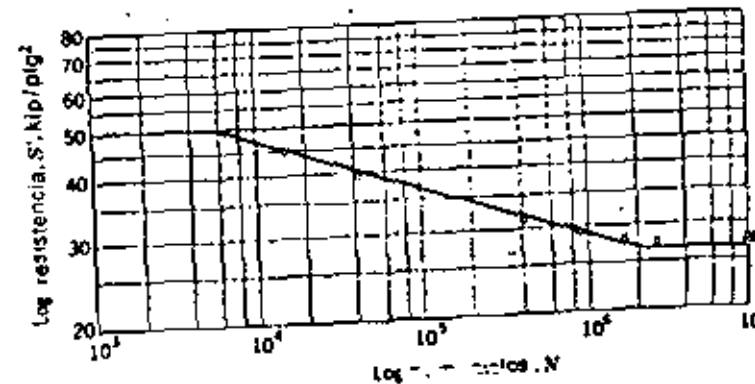


Fig. 5-12 Diagrama S-N para acero recocido UNS G10400. Los datos observados y graficados son (expresados en kip/plg² y ciclos, respectivamente): 45.0 a 15.1 (10)¹, 39.1 a 41.3 (10)¹, 33.0 a 408.3 (10)¹, 28.9 a 897.4 (10)¹, 28.05 a 1.696 (10)², 27.4 a 2.692 (10)², 27.25 a 10.012 (10)², 27.0 a 10.089 (10)². Las dos últimas probetas no fallaron.

Las ordenadas del diagrama $S-N$ son las resistencias a la fatiga S_f ; al expresar este tipo de resistencia también se debe indicar el número de ciclos, N , que corresponde.

En el caso de los aceros se presenta el recodo en la gráfica, y más allá de este punto la falla no ocurrirá, cualquiera que sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente al recodo se denomina *límite de resistencia a la fatiga*, S_f^* o simplemente, *límite de fatiga*. La gráfica de la figura 5-12 nunca llega a ser horizontal en el caso de metales no férricos y sus aleaciones y, por tanto, estos materiales no tienen límite de resistencia a la fatiga.

Como se señaló antes, siempre es una buena práctica de Ingeniería elaborar un programa de ensayos de los materiales que se emplearán en el diseño y la fabricación. De hecho, esto es un requisito, y no una opción, para prevenir la posibilidad de una falla por fatiga. Debido a esta necesidad de ensayos, sería realmente innecesario proseguir aquí el estudio de la falla por fatiga, si no fuera por una razón importante: el deseo de saber por qué ocurren las fallas por fatiga, a fin de poder emplear el método o los métodos más efectivos para aumentar la resistencia a la fatiga. Por lo tanto, nuestro objetivo principal al estudiar la fatiga es comprender por qué ocurren estas fallas, de manera que se pueda prevenirlas en forma óptima. Por esta razón, los enfoques analítico y de diseño presentados en este libro —o en cualquier otra obra de esta materia— no producen resultados absolutamente precisos. Los resultados deben considerarse como una guía, como un indicador de qué es importante, y qué no, en el diseño contra fallas por fatiga.

Los métodos de análisis de la falla por fatiga son una combinación de Ingeniería y ciencia. A menudo la ciencia no puede proporcionar las respuestas que se necesitan. Sin embargo, se deben seguir haciendo aviones para que vuelen sin peligro; un automóvil debe fabricarse con una confiabilidad que asegure una vida larga, sin averías y, al mismo tiempo, produzca utilidades a los accionistas de la industria. El caso de la fatiga es similar. La ciencia todavía no ha podido explicar completamente el mecanismo real de la fatiga. Pero el ingeniero tiene que seguir creando cosas que no fallen. En cierto sentido, este es un ejemplo clásico del verdadero significado de la Ingeniería, en contraste con el de la ciencia. Los ingenieros emplean la ciencia para resolver sus problemas si es factible utilizarla. Pero, ya sea factible o no, se debe resolver el problema y, cualquiera que sea la forma que tome la solución, en estas condiciones, se denomina Ingeniería.

Uno de los primeros problemas a resolver es el de saber si existe una relación general entre el límite de resistencia a la fatiga y las resistencias obtenidas de un ensayo simple a la tensión. Cuando se efectúa una investigación en la que se utilizan grandes cantidades de datos obtenidos en pruebas de tensión y en pruebas con la viga rotatoria, se halla que existe ciertamente una relación entre los resultados obtenidos en estos dos tipos de prueba. Dicha relación se puede observar en la figura 5-13. Debido a la dispersión, la

* En inglés: *fatigue limit*. (N. del T.)

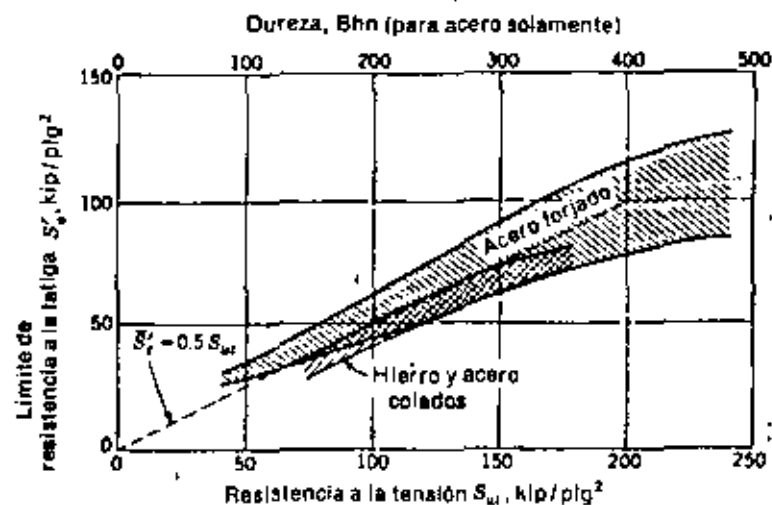


Fig. 5-13 Relación observada entre la resistencia a la tensión y el límite de fatiga para aceros forjado y laminado, y hierro colado. Se pueden obtener valores aproximados a partir de la dureza Brinell si se conoce la resistencia a la tensión. Las franjas que contienen las observaciones se llaman *bandas de dispersión*. [Reproducida con permiso de Charles Lipson y Robert C. Juvinell (dirs. eds.), "Application of Stress Analysis to Design and Metallurgy", The University of Michigan Summer Conference, Ann Arbor, Mich., 1961.]

gráfica de esta relación no puede ser una curva bien definida, pues habría que utilizar un pincel ancho para cubrir la mayor parte de los puntos de los datos. Al analizar minuciosamente la figura 5-13 se encuentra que, cuando se trata de aceros, el límite de resistencia a la fatiga varía desde, aproximadamente un 40 a un 60% de la resistencia a la tensión, hasta aproximadamente el valor de $S_u = 200$ kip/plg² (o sea, 14 000 kgf/cm²), y el límite de fatiga es, aparentemente, de unos 100 kip/plg² (esto es, 7 000 kgf/cm²) para resistencias a la tensión de 200 kip/plg², o más.

Ahora es importante observar que la dispersión de los puntos correspondientes al límite de fatiga no se debe, en absoluto, a una dispersión en las resistencias a la tensión de las probetas. Si, por ejemplo, se toma un gran número de muestras para la viga rotatoria, de un acero que tenga una $S_u = 100$ kip/plg² exactamente, entonces los límites de resistencia a la fatiga de estas probetas variarán entre 40 y 60 kip/plg², con una media de, aproximadamente, 50 kip/plg². Por esta razón es preferible usar las siguientes relaciones para predecir el *límite medio de resistencia a la fatiga de las probetas de viga rotatoria*:

$$\begin{aligned} S_f &= 0.50S_u & S_u &\leq 200 \text{ kip/plg}^2 \\ S_f &= 100 \text{ kip/plg}^2 & S_u &> 200 \text{ kip/plg}^2 \end{aligned} \quad (5-20)$$

Las relaciones correspondientes en el sistema métrico gravitacional son

$$\begin{aligned} S_e &= 0.50S_u & S_{ur} &\leq 14\,000 \text{ kgf/cm}^2 \\ S_e &= 7\,000 \text{ kgf/cm}^2 & S_{ur} &> 14\,000 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned} \quad (S-20a)$$

y para el SI son (redondeando las cifras):

$$\begin{aligned} S_e &= 0.50S_u & S_{ur} &\leq 1400 \text{ MPa} \\ S_e &= 700 \text{ MPa} & S_{ur} &> 1400 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (S-21)$$

La marca de "prima" en S_e indica probeta de viga rotatoria, porque el símbolo S_e se reservará para el límite de resistencia a la fatiga de un elemento de máquina particular. Pronto se verá que estas dos resistencias pueden ser totalmente distintas.

Como se indica en la figura 5-13, el límite de fatiga del hierro colado es algo menor que el del acero. Por lo general se emplea la siguiente relación para el hierro fundido:

$$S_e = 0.40S_u \quad (S-22)$$

Observe que este resultado difiere sólo ligeramente de los valores de la Tabla A-20.

Los industriales del procesamiento de aluminio y magnesio publican tablas muy completas de las propiedades de estos materiales, incluyendo la resistencia a la fatiga. Por lo común, esta resistencia varía desde aproximadamente el 30 hasta el 40% de la resistencia a la tensión, dependiendo de que el material sea fundido o forjado. Estos materiales no tienen límite de resistencia a la fatiga y la resistencia a la misma generalmente está basada en 10^8 o $5(10)^8$ ciclos de alternación de esfuerzo.

Como indican los datos de la tabla 5-1, las desviaciones estándares del límite de resistencia a la fatiga varían desde aproximadamente 4 hasta 10%. Si se tienen buenos cuidados, se realizan las inspecciones necesarias y se aplican técnicas de control adecuadas, es probable que se pueda mantener una desviación de 8% del límite de resistencia a la fatiga y, en el presente texto, se utilizará esta cifra para los análisis de confiabilidad.

La raya en el símbolo S_e para indicar el valor medio es una notación inconveniente y no se utilizará en lo sucesivo. En vez de esto, se empleará S'_e para el límite de resistencia a la fatiga de la probeta de viga rotatoria, que corresponde a una confiabilidad establecida R . Si la confiabilidad no se anuncia, se considerará que S'_e es el límite de resistencia a la fatiga, correspondiente a $R = 0.50$; es decir, el límite medio de fatiga.

Tabla 5-1 DESVIACIONES ESTANDARES DEL LIMITE DE FATIGA*

Material†	Resistencia a la tensión		Límite de fatiga		Desviación estándar		
	UNS No.	MPa	klp/plg ²	MPa	klp/plg ²	klp/plg ²	%
G43400, acero		965	140	489	71	3.5	4.9
		1310	190	586	85	6.7	7.8
		1580	230	620	90	5.3	5.9
		1790	260	668	97	6.3	6.5
G43500, acero		2070	300	689	100	4.4	4.4
		1000	145	579	84	5.4	6.4
R50001, aleación de titanio, serie,		524	76	186	27	1.6	6.0
A97076, aleación de aluminio		806	117	331	48	4.5	9.4
C63000, bronce de aluminio		1210	175	248	36	2.7	7.5

* Informado por F.B. Stulen, H.N. Cummings y W.C. Schulte, Preventing Fatigue Failures, Parte 5, *Machine Design*, vol. 33, pág. 161, junio 22 de 1961.

† Las aleaciones son tratadas térmicamente y trabajadas en caliente; las probetas lisas se someten a ensayos de viga rotatoria para larga duración.

5-11 RESISTENCIA DE VIDA FINITA

Muchos ingenieros diseñaban antes, irreflexivamente, todas las piezas o elementos para una vida o duración infinita. Esto es ineficiente; aun una pequeña investigación revelará con frecuencia que gran número de piezas no merecen esta consideración. En realidad es muy sencillo determinar la resistencia a la fatiga S'_f , correspondiente a una vida finita N . La figura 5-14 es una gráfica que muestra los resultados de un gran número de pruebas de fatiga, realizadas con diversos materiales y resistencias; en dicha figura la abscisa es el logaritmo del número de ciclos de esfuerzo N , como en el diagrama usual $S-N$, pero la ordenada es el logaritmo de la razón de la resistencia a la fatiga, a la resistencia a la tensión. En esta gráfica se puede apreciar que prácticamente todas las resistencias estarán en (o por encima de) una recta, trazada desde el límite de resistencia a la fatiga a 10^6 ciclos, hasta un punto que corresponde a $0.9 S_u$ a 10^3 ciclos. Además, una recta punteada, que represente la resistencia media a la fatiga, comenzaría en el límite de resistencia a la fatiga a 10^7 ciclos y cortaría a la línea de 1000 ciclos en $0.95 S_u$.

En este libro, todo lo que tenga una vida de 1000 ciclos o menos se tratará como un problema de estática, o sea, como un problema en el que se descarta la posibilidad de una falla por fatiga. Sin embargo, debe observarse que las fallas por fatiga a $N < 1000$ ciclos ocurren en casos aislados. Este es un tema de investigación interesante que no se puede considerar aquí.

El hecho importante que debe observarse en la figura 5-14 es que, con ayuda de las ecuaciones (5-20) y (5-21), constituye un medio para estimar la resistencia a la fatiga S'_f , correspondiente a un número de ciclos que varíe

desde 10^3 hasta infinito. Por lo tanto, con sólo utilizar datos publicados de ensayo a tensión, como los de la tabla A-17, se puede elaborar un diagrama $\log S$ - $\log N$ y trazar en él la línea de resistencia mínima o la de resistencia media, y permitirá determinar una S_f correspondiente a una vida N .

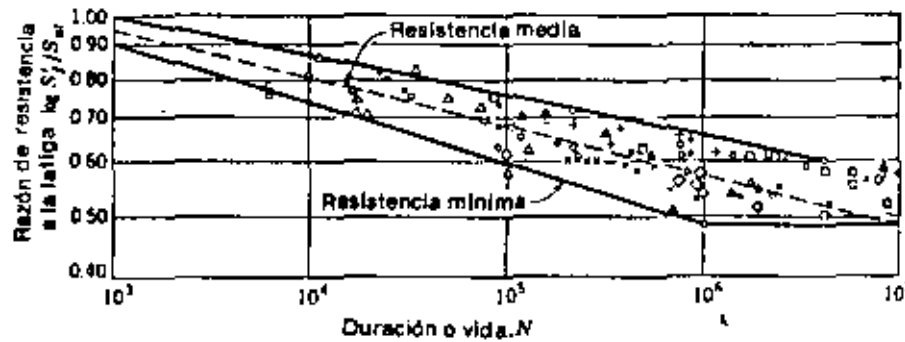


Fig. 5-14 Compilación de ensayos de fatiga, obtenida graficando la razón entre la resistencia a la fatiga y la resistencia a la tensión. Todos los datos son de pruebas con viga rotatoria. [Reproducido con permiso de Charles Lipson y Robert C. Juvinali (dirs. eds.), "Application of Stress Analysis to Design and Metallurgy", The University of Michigan Summer Conference, Ann Arbor, Mich., 1961.

Lo que sigue es importante. Suponga que se le pide a uno que sirva como perito en un tribunal, donde se examina un caso de falla por fatiga. De acuerdo con el análisis de la sección 5-10 acerca de la naturaleza estadística de la fatiga, ¿convendría utilizar la línea de resistencia media de la figura 5-14 o la línea de resistencia mínima, para estimar la vida N ? La figura 5-14 es una gráfica para diversos aceros elaborados por diferentes métodos de procesamiento y tratamiento térmico. La línea de resistencia mínima para todo el grupo podría coincidir realmente con la línea de resistencia media para un acero particular. Por esta razón, pudiera ser peligroso utilizar nada que no fuese la línea de resistencia mínima de la figura 5-14, para definir la resistencia media. Por tanto, es recomendable que se emplee una línea en el diagrama $\log S$ - $\log N$ que una $0.9 S_u$ a 10^3 ciclos y S_e a 10^6 ciclos, para definir la resistencia media a la fatiga S_f , que corresponde a una vida N .

Una forma fácil de obtener la resistencia a la fatiga S_f , correspondiente a un número dado de ciclos N , es trazar el diagrama S - N en papel log-log de 2×3 . Así, los valores serán fáciles de leer. Una desventaja de este procedimiento es que la pendiente de la recta S - N es tan pequeña que es difícil obtener resultados exactos.

Con las calculadoras de tipo científico, ahora se puede aplicar un método más fácil. Escribe la ecuación de S - N como

$$\log S_f = -m \log N + b$$

Esta recta debe cortar la de 10^3 ciclos en $0.9 S_u$ y a la de 10^6 ciclos en $0.9 S_e$. Al sustituir lo anterior en la ecuación (5-23), se pueden resolver las ecuaciones resultantes, para determinar las constantes m y b . Los resultados son

$$m = \frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_u}{S_e} \quad (5-24)$$

$$b = \log \frac{(0.9 S_u)^2}{S_e} \quad (5-25)$$

Cuando se conocen S_u y S_e , estas dos ecuaciones se pueden resolver con una calculadora de bolsillo. Luego, si se conoce N y ha de determinarse S_f , se resuelve la ecuación (5-23) en la forma

$$S_f = \frac{10^b}{N^m} \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad (5-26)$$

lo cual se realiza fácilmente mediante la calculadora. Ahora bien, si se conoce S_f y se desea despejar N , entonces la ecuación (5-23) da

$$N = \frac{10^{b/m}}{S_f^{1/m}} \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad (5-27)$$

Desde luego, el lector debe demostrar que estas relaciones son correctas.

Los términos S_f y S_e de las ecuaciones (5-24) a (5-27) designan, respectivamente, la resistencia a la fatiga y el límite de resistencia a la fatiga de una probeta del tipo de viga rotatoria. Si estas ecuaciones han de emplearse en el caso de un elemento real, sea de máquina o estructural, entonces dichos términos deben sustituirse con S_f y S_e , como en el ejemplo siguiente.

EJEMPLO 5-3 El límite de resistencia a la fatiga de un elemento de acero es 112 MPa y su resistencia a la tensión es de 385 MPa. ¿Cuál será la resistencia a la fatiga, correspondiente a una vida de $70(10)^3$ ciclos?

SOLUCIÓN. Puesto que $0.9 S_u = 0.9(385) = 346$ MPa, las ecuaciones (5-24) y (5-25) dan, respectivamente,

$$m = \frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_u}{S_e} = \frac{1}{3} \log \frac{346}{112} = 0.163$$

$$b = \log \frac{(0.9 S_u)^2}{S_e} = \log \frac{(346)^2}{112} = 3.029$$

Luego entonces, de la ecuación (5-26) resulta que la resistencia correspondiente a vida finita es

$$S_f = \frac{10^6}{N^m} = \frac{10^{3.029}}{[70(10)^3]^{0.163}} = 173 \text{ MPa} \quad \text{Resp.} \\ \text{////}$$

5-12 DAÑO ACUMULATIVO POR FATIGA

En vez de un solo esfuerzo alternante σ , aplicado durante n ciclos, suponga que una pieza se somete a un esfuerzo σ_1 , durante n_1 ciclos, a uno σ_2 durante n_2 ciclos, etc. En estas condiciones, el problema consistirá en estimar la duración o la fatiga de una pieza sometida a estos esfuerzos invertidos alternativamente, o a estimar el factor de seguridad, si la pieza tiene vida infinita. Si se indaga en las obras publicadas, se hallará que este problema todavía no se ha resuelto por completo. Por lo tanto, los resultados obtenidos por cualquiera de las técnicas aquí presentadas deben utilizarse como guías, para ver cómo se podría avanzar en la solución del problema. Nunca deberán emplearse tales resultados para obtener valores absolutos, a menos que los propios experimentos indiquen la posibilidad de hacerlo así. Por ahora, en las publicaciones sobre la materia no se ha informado de ningún procedimiento que siempre esté en concordancia con los experimentos.

La teoría más aceptada en la actualidad para explicar el daño acumulativo por fatiga es la llamada *teoría de la suma de razones de ciclos de Palmgren-Miner*, conocida también por *regla de Miner*,* matemáticamente.

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = C \quad (5-28)$$

donde n es el número de ciclos de esfuerzo σ aplicados a la muestra, y N es la vida correspondiente a σ . La constante C se determina experimentalmente y su valor suele estar en el intervalo

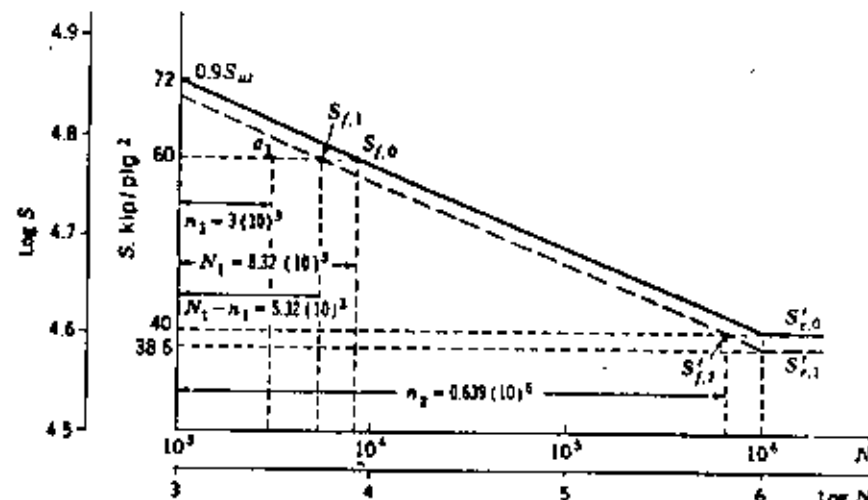
$$0.7 \leq C \leq 2.2$$

Muchos autores recomiendan el uso de $C = 1$, de manera que la ecuación (5-28) quedaría

$$\sum \frac{n}{N} = 1 \quad (5-29)$$

Para ilustrar el empleo de la regla de Miner, se considerará un acero que tiene las propiedades $S_w = 80 \text{ kip/plg}^2$ y $S'_{e,0} = 40 \text{ kip/plg}^2$, donde se utiliza el símbolo $S'_{e,0}$, en vez del usual S'_e , para indicar el límite de resistencia a la fatiga del material virgen (o no dañado). La gráfica $\log S - \log N$ para este material se indica en la figura 5-15 mediante la línea gruesa continua. Ahora se

* A. Palmgren, Die Lebensdauer von Kugellagern, ZVDI, vol. 68, págs. 339-341, 1924; M.A. Miner, Cumulative Damage in Fatigue, J. Appl. Mech., vol. 12, Trans. ASME, vol. 67, págs. A 159-A161, 1945.



[Fig. 5-15 Empleo de la regla de Miner, para predecir el límite de fatiga de un material que ha sido sobreesforzado un número finito de ciclos.

supondrá que se aplica un esfuerzo alternante $\sigma_1 = 60 \text{ kip/plg}^2$, durante $n_1 = 3000$ ciclos. Puesto que $\sigma_1 > S'_{e,0}$, el límite de resistencia a la fatiga se modificará y se desea hallar un nuevo límite $S'_{e,1}$ del material dañado usando la regla de Miner. La figura indica que el material tiene una vida $N_1 = 8320$ ciclos y, en consecuencia, después de aplicar σ_1 durante 3000 ciclos, existen $N_1 - n_1 = 5320$ ciclos de vida restantes. Esto localiza la resistencia de vida finita $S_{f,1}$ del material dañado, como se indica en la figura 5-15. Para obtener un segundo punto se formula la pregunta: Conociendo n_1 y N_1 , ¿cuántos ciclos de esfuerzo $\sigma_2 = S'_{e,0}$ se pueden aplicar, antes de que falle el material dañado? Esto corresponde a n_2 ciclos de esfuerzo alternante y,

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \quad (a)$$

$$n_2 = \left(1 - \frac{n_1}{N_1}\right) N_2 \quad (b)$$

Entonces $n_2 = \left[1 - \frac{3(10)^3}{8.32(10)^3}\right](10)^6 = 0.639(10)^6$ ciclos

Lo anterior corresponde a la resistencia de vida finita $S_{f,2}$ en la figura 5-15. La recta que pasa por $S_{f,1}$ y $S_{f,2}$ es la gráfica $\log S - \log N$ del material dañado, de acuerdo con la regla de Miner. El nuevo límite de resistencia a la fatiga es $S'_{e,1} = 38.6 \text{ kip/plg}^2$.

Aunque la regla de Miner se emplea por lo general, hay dos aspectos en los que no concuerda con los experimentos. Primero, se debe notar que esta teoría establece que se modifica la resistencia estática S_{ur} , o sea, disminuye debido a la aplicación de σ_1 ; observe la figura 5-15 en $N = 10^3$ ciclos. Experimentalmente, no se verifica esta predicción.

La regla de Miner, expresada por la ecuación (5-29), no toma en cuenta el orden en que se aplican los esfuerzos y, por lo tanto, ignora los esfuerzos menores que $S_{e,0}$. Pero en la figura 5-15 se ve que un esfuerzo σ_1 en el intervalo $S'_{e,1} < \sigma_1 < S'_{e,0}$ produciría daño si se aplicara después de que el límite de resistencia a la fatiga se hubiera modificado por la aplicación de σ_1 .

El método de Manson* subsana las dos deficiencias observadas en el método de Palmgren-Miner; históricamente es un enfoque mucho más reciente y su uso es igual de fácil. Excepto por un ligero cambio, en este libro se recomienda y se utilizará el método de Manson; este autor consideró la gráfica S -log N en vez de la gráfica log S -log N que se recomienda aquí. Manson también recurrió a la experimentación para determinar el punto de convergencia de las líneas S -log N , correspondiente a la resistencia estática, en vez de seleccionar arbitrariamente la intersección correspondiente a $N = 10^3$ ciclos y $S = 0.9 S_{ur}$ como se hizo aquí. Por supuesto, siempre es mejor utilizar la experimentación, pero el objetivo de este libro es emplear los datos de un ensayo a tensión simple, para aprender lo más posible acerca de la falla por fatiga.

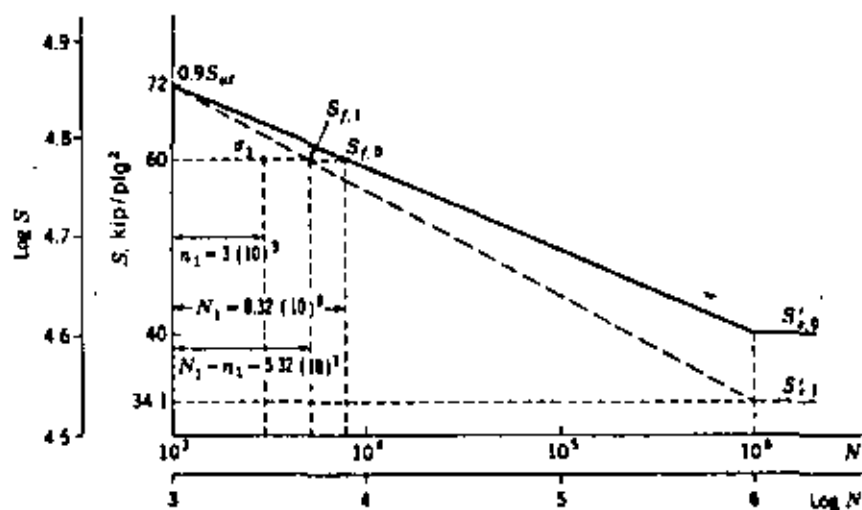


Fig. 5-16 Empleo del método de Manson, para predecir el límite de fatiga de un material que ha sido sobrestrezado un número finito de ciclos.

* S.S. Manson, A.J. Nachtigall, C.R. Ensign, and J.C. Freche, Further Investigation of a Relati Cumulative Fatigue Damage in Bending, Trans. ASME, J. Eng. Ind., ser. B, vol. 87 no. 1, -35, Febrero 1965.

Según se expone aquí, el método de Manson consiste en hacer que todas las líneas log S -log N —es decir, las líneas para el material dañado y para el material virgen— converjan al mismo punto, $0.9 S_{ur}$ a 10^3 ciclos. Además, las líneas log S -log N deben trazarse en el mismo orden cronológico en que se producen los esfuerzos.

Los datos del ejemplo anterior se utilizan con fines ilustrativos. Los resultados se muestran en la figura 5-16. Observe que la resistencia $S'_{f,1}$, correspondiente a $N_1 - n_1 = 5.32(10)^3$ ciclos, se halla de la misma manera que antes. Por este punto y por $0.9 S_{ur}$ a 10^3 ciclos, se traza la línea gruesa punteada para encontrar la de $N = 10^6$ ciclos y definir el límite de resistencia a la fatiga $S'_{e,1}$ del material dañado. En este caso, el nuevo límite de fatiga es 34.1 kip/plg^2 , algo menor que el hallado por el método de Miner.

Ahora es fácil ver en la figura 5-16 que un esfuerzo alternante $\sigma = 36 \text{ kip/plg}^2$, por ejemplo, no afectaría al límite de resistencia a la fatiga del material virgen, no importa cuántos ciclos se apliquen. Sin embargo, si $\sigma = 36 \text{ kip/plg}^2$ debe aplicarse después de que el material ha sido dañado por $\sigma_1 = 60 \text{ kip/plg}^2$, entonces se causará un daño adicional.

5-13 FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

El límite de resistencia a la fatiga, S_e , de un elemento de máquina puede ser considerablemente más pequeño que el límite de resistencia a la fatiga, S'_e , de la probeta para la viga rotatoria. Esta diferencia se puede tomar en cuenta empleando una variedad de factores de modificación, cada uno de los cuales corresponde a un efecto por separado. Si se utiliza este concepto, se puede escribir

$$S_e = k_s k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (5-30)$$

- donde S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
 S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria
 k_s = factor de superficie
 k_b = factor de tamaño
 k_c = factor de confiabilidad
 k_d = factor de temperatura
 k_e = factor de modificación por concentración del esfuerzo
 k_f = factor de efectos diversos

5-14 ACABADO DE SUPERFICIE

La superficie de la probeta de la viga rotatoria está perfectamente pulida y recibe un pulimento final en dirección axial, para eliminar cualesquiera rayaduras circunferenciales. Obviamente, la mayor parte de los elementos de máquina no tienen esta alta calidad de acabado. Los factores de modificación k_s , que se muestran en la figura 5-17, dependen de la calidad de acabado y de la

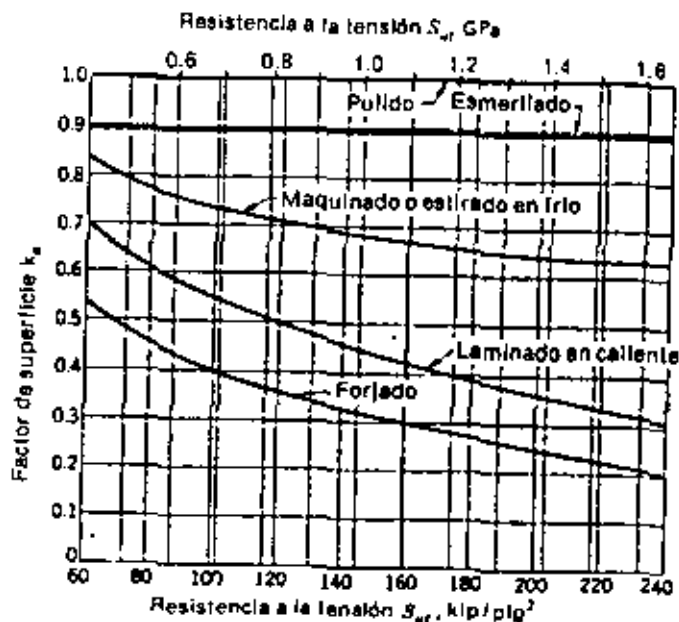


Fig. 5-17 Factores de modificación de acabado superficial para el acero. Estos son los factores k_s que se usan en la ecuación (5-30).

resistencia a la tensión. Se debe examinar este diagrama con cuidado, pues destaca la gran importancia de tener un buen acabado de superficie, cuando existe la posibilidad de falla por fatiga. Los factores que se indican en este diagrama se obtuvieron resumiendo grandes recopilaciones de datos, determinados en ensayos de aceros forjados y, probablemente, también son válidos para aceros fundidos y los hierros colados de los mejores grados.

Los factores de superficie para materiales no férricos, como las aleaciones de aluminio, deben considerarse iguales a la unidad, porque los límites de resistencia a la fatiga, tabulados para estos materiales, incluyen el efecto del acabado de superficie.

5-15 EFECTOS DE TAMAÑO

El ensayo de viga rotatoria da el límite de resistencia a la fatiga para una probeta de 0.30 plg de diámetro. Cuando son probetas de mayor tamaño las que se ensayan a esfuerzos que se invierten completamente en flexión o en torsión, se halla que el límite de resistencia a la fatiga es de 10 a 15% menor, para probetas hasta de 2 plg (50 mm). Cuando se trata de muestras de diámetro mayor que 2 plg, el límite de resistencia a la fatiga puede ser hasta 25% menor, pero hay que realizar pruebas particulares en tales casos.

La distribución triangular del esfuerzo, en el caso de flexión y de torsión, es muy similar a la distribución del esfuerzo en una barra ranurada. Es decir,

la flexión y la torsión se asemejan a la concentración de esfuerzos. Es probable que esto —junto con el hecho de que una probeta grande probablemente tendrá más defectos de superficie que una pequeña— sea lo que explique la reducción de los límites de resistencia a la fatiga en torsión y en flexión, debido al tamaño.

Por consiguiente, para los casos de flexión y torsión, k_s debe seleccionarse en la forma siguiente:

$$k_s = \begin{cases} 1 & d \leq 0.30 \text{ plg} (7.6 \text{ mm}) \\ 0.85 & 0.30 < d \leq 2 \text{ plg} (50 \text{ mm}) \\ 0.75 & d > 2 \text{ plg} (50 \text{ mm}) \end{cases}$$

La dimensión d corresponde a la altura de la sección transversal, h , en el caso de secciones no circulares en flexión.

Sorprendentemente, los valores de k_s , enlistados antes, también son apropiados para cargas axiales invertidas alternativamente, pero por razones totalmente distintas. En el caso de carga axial, la distribución del esfuerzo es constante y, por lo tanto, no se produce la concentración del esfuerzo cerca de la superficie. Sin embargo, al medir minuciosamente los límites de resistencia a la fatiga de aceros fundidos y forjados, se observa alguna disminución en el límite de fatiga, en probetas tomadas cerca del núcleo central, en comparación con muestras tomadas cerca de la superficie. Por consiguiente, parece perfectamente apropiado utilizar los valores anteriores para cargas axiales también. Luego entonces, para secciones no circulares, se considera que d es la dimensión menor de la sección transversal.

5-16 CONFIABILIDAD*

En esta sección se describirá un procedimiento analítico que permitirá diseñar un elemento mecánico sometido a cargas de fatiga, de manera que

* Los siguientes libros y artículos se recomiendan para estudio e información adicionales: Jack R. Benjamin y C. Allin Cornell, "Probability, Statistics and Decision for Civil Engineers", McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1970.

Charles Lipson y Narendra J. Sheth, "Statistical Design and Analysis of Engineering Experiments", McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1973.

Edward B. Haugen y Paul H. Wirsching, Probabilistic Design, *Machine Design*, vol. 47, nos. 10-14, 1975.

Dimitri Kececioglu, Louie B. Chester y Thomas M. Dodge, Combined Bending-Torsion Fatigue Reliability of AISI 4340 Steel Shafting with $K_t = 2.34$, *ASME* paper no. 74-WA/DE-12, 1974.

C. Mischke, A Method of Relating Factor of Safety and Reliability, *ASME* paper no. 69-WA/DE-6, 1969.

C. Mischke, Designing to a Reliability Specification, *SVE*, paper no. 72-43, 1974.

C.R. Mischke, A Rationale for Mechanical Design to a Reliability Specification, Implementing Mechanical Design to a Reliability Specification, and Organizing the Computer for Mechanical Design, *ASME*, paper, The Design Engineering Technical Conference, Nueva York, oct. 5-9, 1974.

Mỹ Dao-Thien y M. Massoud, On the Probabilistic Distributions of Stress and Strength in Design Problems, *ASME* paper no. 74-WA/DE-7, 1974.

tenga una vida deseada con determinada confiabilidad. De muchas maneras, la vida y la confiabilidad pueden constituir un método más efectivo para medir la eficiencia de diseño que el uso de un factor de seguridad, porque la vida y la confiabilidad se pueden medir fácilmente. El método presentado aquí es lógico, pero hay que hacer ensayos adicionales, antes de que se pueda recomendar para uso general. En particular, no se debe esperar que el método proporcione valores absolutos. Su mayor utilidad será servir como una guía que ayudará a descubrir cuál es lo más efectivo para aumentar la vida y la confiabilidad de elementos reales.

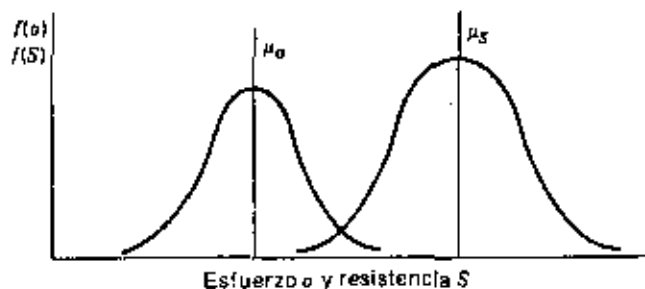


Fig. 5-18 Gráfica de distribuciones de esfuerzos y de resistencias, en la se indica el esfuerzo medio μ_σ y la resistencia media μ_S .

Para definir el significado exacto de la confiabilidad, se supondrá que se tiene un gran grupo o población de partes mecánicas. Se puede asociar cierta resistencia S y cierto esfuerzo σ a cada pieza. Pero como hay un gran número de ellas, existe una población de resistencias y una de esfuerzos. Estas dos poblaciones podrían tener distribuciones semejantes a las mostradas en la figura 5-18. Utilizando la notación de la sección 4-8, se designará por μ_σ y $\hat{\sigma}_\sigma$ a la media y a la desviación estándar del esfuerzo, mientras que se usarán μ_S y $\hat{\sigma}_S$ para denotar la media y la desviación estándar de la resistencia. Aunque la resistencia generalmente es mayor que el esfuerzo, la figura 5-18 muestra que el extremo de la derecha de la distribución del esfuerzo puede traslaparse con el extremo de la izquierda de la distribución de las resistencias y, por tanto, originar algunas fallas. Para determinar la confiabilidad, se combinan las dos poblaciones mediante las ecuaciones (4-39) y (4-40). La población combinada tendrá entonces un valor medio y una desviación estándar iguales a

$$\mu = \mu_S - \mu_\sigma \quad \hat{\sigma} = \sqrt{\hat{\sigma}_S^2 + \hat{\sigma}_\sigma^2}$$

La variable estandarizada correspondiente z_R es

$$z_R = \frac{\mu}{\hat{\sigma}} = \frac{\mu_S - \mu_\sigma}{\sqrt{\hat{\sigma}_S^2 + \hat{\sigma}_\sigma^2}} \quad (5-31)$$

Entrando con este valor de z_R en la tabla A-14, se puede hallar el área A_1 bajo la curva de distribución normal, correspondiente a la población combinada. Luego entonces la confiabilidad R es

$$R = 0.5 + A_1 \quad (5-32)$$

La ecuación (5-32) permite determinar la variable estandarizada z_R , correspondiente a una confiabilidad deseada. Por tanto, mediante la tabla A-14 se halla $z_R = 1.288$, para 90% de confiabilidad ($R = 0.90$ y $A_1 = 0.4000$).

Con sólo ver la tabla 5-1 se notará que no es probable que la desviación estándar del límite de resistencia a la fatiga para aceros exceda de 8%. De hecho, los datos presentados por Haugen y Wirsching* también muestran desviaciones estándares menores que 8%. Esto significa que, para obtener el límite de resistencia a la fatiga correspondiente a una confiabilidad especificada R , sólo hay que restar cierto número de desviaciones estándares del límite medio de resistencia a la fatiga. Por tanto, el factor de confiabilidad k_c es

$$\frac{1}{k_c} = 1 - 0.08z_R \quad (5-33)$$

La tabla 5-2 presenta la variable estandarizada z_R , correspondiente a las diversas confiabilidades que se requieren en el diseño, junto con el respectivo factor de confiabilidad k_c , calculado a partir de la ecuación (5-33).†

Al seguir el procedimiento sugerido aquí, es importante recordar que la distribución real de resistencia a la fatiga se puede representar mejor con la distribución de Weibull‡, § que con la distribución normal. Esta última distribución se prefiere aquí debido a la conveniencia de igualar al esfuerzo con la resistencia.

Al hacer uso de la tabla 5-2 se necesita observar cuidadosamente las condiciones en las que se pueden usar las ecuaciones (5-20) y (5-21) para hallar S'_t . En resumen, estas condiciones requieren que se conozca con certeza la resistencia última a la tensión S_w , a menos que S'_t se halle por algún otro método.

Los estudiantes que resuelven problemas para practicar requieren un método estándar para seleccionar S'_t , de manera que la "respuesta correcta" sea igual para todos los miembros de la clase. Es posible que se haya observado, al examinar la tabla A-17, que las resistencias son valores míni-

* Obra citada, no. 12, mayo 15 de 1975.

† Manifiesto mi profundo agradecimiento al Sr. Pt. J. Charles Mischke de Iowa State University por haber elaborado los valores superiores de esta tabla y haberme permitido incluirlos en esta obra. J.E.S.

‡ Lipson y Sheth, obra citada, pág. 324.

§ Consulte la sección 9-2.

mos, estimados para barras laminadas en caliente y estiradas en frío, y que estos son valores típicos cuando los aceros son tratados térmicamente. Por tanto, estos valores se pueden obtener siempre que uno se apegue a las especificaciones y se aplique el suficiente cuidado en la inspección y en el procesamiento. Por consiguiente, en este libro se supondrá que se han establecido procedimientos de control de calidad, con los cuales se asegure que la resistencia a la tensión S_u será siempre igual o mayor que los valores de la tabla A-17, cuando hay que prevenir la falla por fatiga.

Se advierte muy particularmente que estas recomendaciones son sólo para estudiantes. Las directrices correspondientes en la práctica de la Ingeniería se deben tomar de la experiencia en fabricación.

Tabla 5-2 FACTORES DE CONFIABILIDAD k_f , CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACION ESTANDAR DE 8% DEL LIMITE DE FATIGA

Confiablez R	Variable estandarizada z	Factor de confiabilidad k_f
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702
0.99999	4.261	0.659
0.999999	4.751	0.620
0.9999999	5.199	0.584
0.99999999	5.612	0.551
0.999999999	5.997	0.520

5-17 EFECTOS DE TEMPERATURA

El factor de temperatura k_t se debe obtener, si es posible, a partir de ensayos reales cuando hay que considerar la operación a altas temperaturas. Es posible que, en tales casos, se necesite aplicar k_t a ambos extremos del diagrama $S-N$, pues también puede reducirse la resistencia estática. Así mismo, en esos casos es deseable prevenir la posibilidad de falla por flujo plástico. Como factor de temperatura para los aceros se usa el valor (para temperaturas en grados Fahrenheit):

$$k_t = \frac{620}{460 + T} \tag{5-34}$$

cuando $T > 160^\circ\text{F}$; de otra manera se considera que $k_t = 1$.

5-18 CONCENTRACION DEL ESFUERZO*

En el desarrollo de las relaciones de esfuerzo básicas, se supone que la sección transversal permanece constante y que no existen irregularidades en un elemento. Sin embargo, la mayor parte de las piezas mecánicas deben tener agujeros, ranuras, muescas u otras clases de discontinuidades. Las discontinuidades de esta clase alteran la distribución de los esfuerzos, de modo que las relaciones de esfuerzo básicas ya no describen el estado de esfuerzo. Estas discontinuidades se denominan *acentuadores de esfuerzos*, y las regiones en las que están se llaman *áreas de concentración de esfuerzo*.

Hay un *factor de concentración de esfuerzo, teórico o geométrico*, K_f o $K_{f,0}$, el cual se utiliza para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad, con el esfuerzo nominal. Luego entonces, los esfuerzos máximos se expresan por las ecuaciones

$$\sigma_{máx} = K_f \sigma_0 \quad \tau_{máx} = K_{f,0} \tau_0 \tag{5-35}$$

donde σ_0 es el tipo usual de esfuerzo normal (Mc/I o F/A) y τ_0 es un esfuerzo cortante del tipo Tc/J o F/A ; estos valores se basan generalmente en áreas netas de sección transversal. La tabla A-25 contiene varias gráficas con las que se puede obtener la mayor parte de los valores de K_f o $K_{f,0}$. En otros casos se utiliza el índice para hallar el elemento mecánico en consideración.

La concentración del esfuerzo es un efecto altamente localizado. En realidad, los esfuerzos de gran intensidad sólo existen en una región muy pequeña, en los alrededores de la discontinuidad. En el caso de materiales dúctiles, la primera carga aplicada al elemento causará fluencia en la discontinuidad, lo cual aliviará la concentración del esfuerzo. Por lo tanto, cuando las piezas están hechas de material dúctil y las cargas son estáticas, no se necesita en absoluto utilizar un factor de concentración de esfuerzo.**

La concentración de esfuerzo sí tiene que considerarse cuando las partes han de hacerse de materiales frágiles, o cuando estarán sometidas a cargas de fatiga. Sin embargo, aun en estas condiciones, se encuentra que algunos materiales no son muy sensibles a la existencia de discontinuidades y, por lo tanto, no se tienen que usar los valores totales de los factores de concentración de esfuerzo teóricos. Para estos materiales, es conveniente utilizar un valor reducido de K_f . El factor resultante se define por la ecuación

$$K_f = \frac{\text{límite de fatiga de probetas sin discontinuidades}}{\text{límite de fatiga de probetas con discontinuidades}} \tag{a}$$

* La mejor obra de consulta acerca de la concentración del esfuerzo es R. F. Peterson, "Stress Concentration Factors", John Wiley & Sons, Nueva York, 1929.

** En una edición anterior de este libro, págs. 225-228 (2a. ed.), se indica que la fluencia en la vecindad de un acentuador de esfuerzo puede aumentar significativamente la resistencia estática de la pieza.

Este factor generalmente se denomina *factor de concentración de esfuerzo en el caso de fatiga*, aunque se utiliza también para materiales frágiles bajo cargas estáticas.

Ahora bien, al utilizar K_f , no importa, algebraicamente, si se emplea como factor para *incrementar el esfuerzo* o para *reducir la resistencia*. Esto sólo significa que puede colocarse en uno u otro miembro de la ecuación. Sin embargo, podrán evitarse muchas dificultades si se considera a K_f como factor de reducción de la resistencia de un elemento. En consecuencia, se llamará a K_f *factor de reducción de resistencia en el caso de fatiga* y, casi siempre, se empleará en este sentido. Lo anterior quiere decir que el factor de modificación por concentración del esfuerzo, k_e , de la ecuación (5-30), y K_f están relacionados como sigue:

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad (5-36)$$

La *sensibilidad a las ranuras* (o muescas) q se define por la ecuación

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (5-37)$$

donde el valor de q suele estar entre cero y la unidad. La ecuación (5-37) indica que, si $q = 0$, $K_f = 1$, y el material no tendrá sensibilidad a las ranuras. Por otra parte, si $q = 1$, entonces $K_f = K_t$ y el material será completamente sensible. En trabajos de análisis o diseño, se determina primero K_t a partir de la configuración geométrica de la pieza. Luego, habiéndose especificado el material, se puede hallar q y despejar K_f de la ecuación

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (5-38)$$

Cuando se trata de aceros y aleaciones de aluminio UNS A92024 hay que emplear la figura 5-19, para determinar q cuando las piezas se someten a la acción de la viga rotatoria, o a cargas axiales invertidas alternativamente. La figura 5-20 se usa para piezas sometidas a corte alternante.

Ambos diagramas (figs. 5-19 y 5-20) muestran que en caso de radios grandes de ranura y, especialmente en el caso de materiales de alta resistencia, el índice de sensibilidad se aproxima a la unidad. Esto significa que, en caso de duda, se puede hacer $K_f = K_t$ y obtener resultados seguros. Así mismo, si el radio fuese muy grande —y, en lo posible, siempre debe diseñarse así— entonces q no estará muy lejos del valor unitario y el error de suponer que K_f es igual a K_t será muy pequeño.

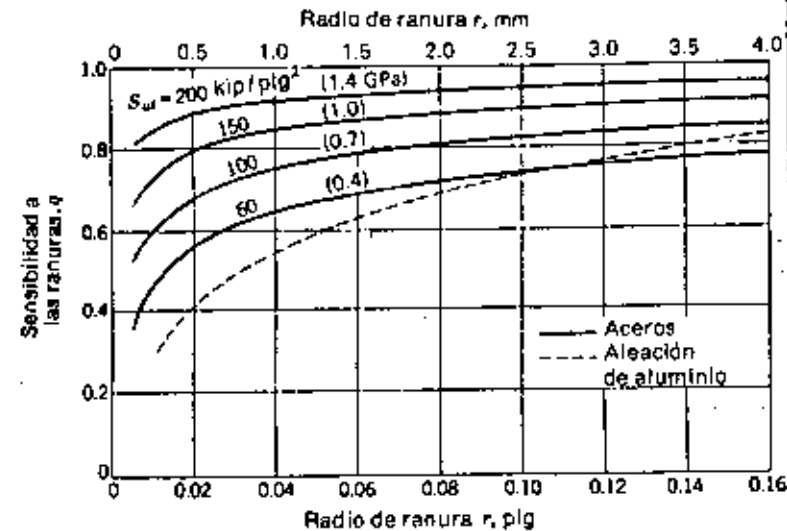


Fig. 5-19 Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente. En el caso de radios de ranura grandes se usan los valores de q correspondientes a $r = 0.16$ plg (4 mm). [Reproducido con permiso de George Sines y J.L. Waisman (dirs. eds.), "Metal Fatigue", págs. 296, 298, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1959.]

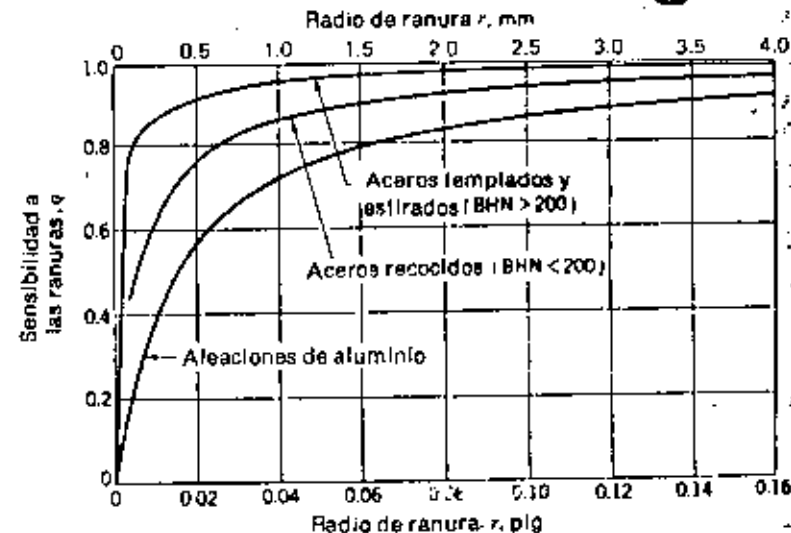


Fig. 5-20 Diagrama de sensibilidad a las ranuras, para materiales en torsión invertida alternativamente. En el caso de radios de ranura grandes se usan los valores de q correspondientes a $r = 0.16$ plg (4 mm).

Materiales frágiles

La sensibilidad de los hierros fundidos a las ranuras es muy baja; varía desde aproximadamente cero hasta 0.20, dependiendo de la resistencia a la tensión. Para actuar en forma conservadora, se recomienda usar una sensibilidad a las ranuras $q = 0.20$, para todas las clases de hierro colado.

Puesto que los materiales frágiles carecen de resistencia de fluencia, el factor de concentración de esfuerzo K_f debe aplicarse a la resistencia estática S_{ur} o S_{ur} , así como al límite de resistencia a la fatiga, según se observó antes. Esto significa que ambos extremos del diagrama $S-N$, para hierro colado, deben disminuirse en la misma cantidad, puesto que K_f tiene que emplearse para reducir la resistencia en cada extremo.

5-19 EFECTOS DIVERSOS

Uno de los motivos para emplear K_f es tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga, debida a todos los otros efectos; sin embargo, la verdadera razón de usarlo es que sirve como recordatorio de que deben considerarse dichos efectos, pues no se dispone de valores reales de K_f .

Los efectos residuales o remanentes pueden servir para mejorar el límite de resistencia a la fatiga, o bien, para afectarlo negativamente. Por lo general, si el esfuerzo remanente en la superficie de un elemento es de compresión, se mejora el límite mencionado. Las fallas por fatiga resultan fallas por tensión, o al menos, causadas por esfuerzos de tensión y, por consiguiente, todo lo que reduzca un esfuerzo de tensión, disminuirá también la posibilidad de una falla por fatiga. Hay operaciones como graneado (o picadura) con perdigones, martillado y laminado en frío, las cuales originan esfuerzos de compresión en la superficie de una pieza y ayudan a mejorar en gran medida el límite de resistencia a la fatiga. Desde luego, el material no debe ser trabajado en exceso.

El límite de resistencia a la fatiga de piezas formadas a partir de barras o láminas provenientes de estirado o laminación, así como aquellas que son de forja, puede resultar afectado por las llamadas *características direccionales* de la operación. Por ejemplo, en elementos laminados o estirados se tiene un límite de resistencia a la fatiga en la dirección transversal, el cual puede ser de 10 a 20% menor que el límite respectivo en la dirección longitudinal.

Las piezas con temple superficial pueden fallar en la superficie o a la distancia del radio máximo del núcleo, dependiendo del gradiente del esfuerzo. En la figura 5-21 se muestra la distribución, típicamente triangular, del esfuerzo en una barra sometida a flexión o a torsión. La línea gruesa indica los límites de resistencia a la fatiga, S_{ur} para la superficie (o corteza) y para el núcleo central. En este caso el límite de fatiga del núcleo gobierna el diseño, porque, según se aprecia en la figura, el esfuerzo σ o τ , según corresponda, a la distancia del radio exterior del núcleo, es sensiblemente mayor que el límite de resistencia a la fatiga del núcleo.

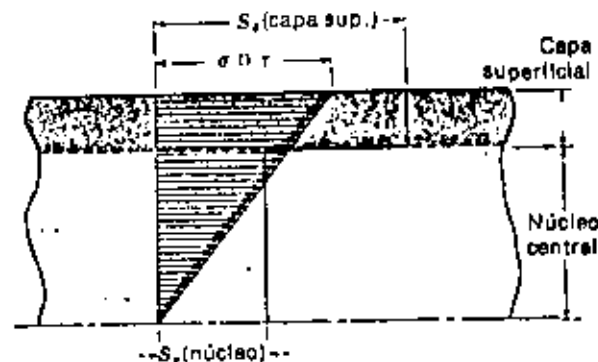


Fig. 5-21 Falla de una pieza con temple superficial en flexión o torsión. En este ejemplo la falla ocurre en el núcleo.

Por supuesto, si también hubiese concentración de esfuerzo, el gradiente de éste correspondería a una mayor pendiente y, por lo tanto, es improbable que se produzca una falla en el núcleo.

Corrosión

Es de esperar que, en piezas que funcionan en ambientes corrosivos, ocurra una disminución en su resistencia a la fatiga. Desde luego, esto sucede y se debe al ataque o picadura de la superficie a causa del material corrosivo. Pero el problema no es tan simple como el de determinar el límite de fatiga de una probeta que ha sufrido corrosión. La razón de esto es que la acción corrosiva y el esforzamiento se producen en forma simultánea, de manera que el debilitamiento resultante es mucho mayor que el producido por cada uno de los efectos, actuando sucesivamente. De hecho, el resultado de la acción de los esfuerzos es intensificar la corrosión.

Revestimientos metálicos

Esta clase de recubrimientos —como el cromado, el niquelado o el cadmiado— reducen el límite de fatiga hasta en 35%. En algunos casos, la reducción de aquél, por efecto del revestimiento, ha llegado a ser tan grave, que resultó necesario eliminar el proceso de recubrimiento.

EJEMPLO 5-4 Para tener una confiabilidad de 99%, determínese el límite de resistencia a la fatiga de una barra de acero UNS G10150, estirado en frío, de sección circular y con un diámetro de 25.4 mm (1 plg).

SOLUCION. De la tabla A-17 se obtiene $S_{ur} = 56 \text{ kip/plg}^2$, o sea, 3920 kgf/cm^2 y $H_F = 111$.

De la figura 5-17, $k_s = 0.84$.

Puesto que el término límite de fatiga se refiere al determinado por flexión, a menos que se diga otra cosa, $k_b = 0.85$ para flexión invertida alternativamente, por lo expresado en la sección 5-15.

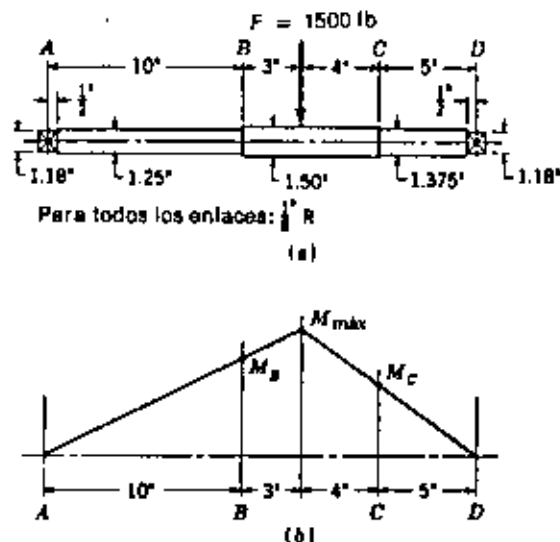


Fig. 5-22 a) Eje de transmisión rotatorio con carga vertical estacionaria. El material es acero UNS G10350, estrado a 1000°F y con acabado a máquina. b) Diagrama de momento flexionante.

De la tabla S-2, $K_t = 0.814$.

Puesto que no se indicó nada en sentido contrario, se considerará que $k_d = k_e = k_f = 1$.

De la ecuación (5-20)

$$S_e = 0.50S_u = 0.50(3920) = 1960 \text{ kgf/cm}^2$$

Y, entonces, de la ecuación (5-30)

$$S_e = (0.84)(0.85)(0.814)(1960) = 1139.1 \text{ kgf/cm}^2 \quad \text{Resp.}$$

////

EJEMPLO 5-5 En la figura 5-22a se muestra un eje rotatorio, sostenido por cojinetes de bolas en A y en D; dicho eje soporta una carga no rotatoria F. Mediante los métodos expuestos en las secciones anteriores, evalúe la duración de vida del elemento.

SOLUCION. De la figura 5-22b se ve que probablemente ocurrirá una falla en B y no en C. Al punto B corresponde menor sección transversal, mayor momento flexionante y mayor factor de concentración de esfuerzo. No es probable que la falla se produzca bajo la carga F, aunque el máximo momento ocurre en este sitio; esto se debe a que en tal punto no hay concentración de esfuerzo y la sección transversal es mayor.

Para resolver el problema, se determinará la resistencia en el punto B, puesto que probablemente será distinta en otros puntos; después se comparará su valor con el del esfuerzo en B.

De la tabla A-17 se obtiene $S_u = 103 \text{ kip/plg}^2$ y $S_y = 72 \text{ kip/plg}^2$. Por lo tanto,

$$S_e = (0.5)(103) = 51.5 \text{ kip/plg}^2$$

Los factores de superficie y tamaño son $k_s = 0.73$ y $k_t = 0.85$. La confiabilidad siempre se considera de 50%, a menos que se dé un valor específico; por lo tanto, $k_r = 1$. Así mismo, $k_d = 1$, puesto que no hay ninguna especificación respecto a la temperatura. Entonces, a partir de la figura A-25-9, se calculan

$$\frac{D}{d} = \frac{1.5}{1.25} = 1.20 \quad \frac{r}{d} = \frac{0.125}{1.25} = 0.10$$

y se halla $K_f = 1.60$. A continuación, entrando a la figura 5-19 con $S_u = 103 \text{ kip/plg}^2$, se obtiene $q = 0.82$. El factor de reducción de la resistencia a la fatiga resulta

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.82(1.60 - 1) = 1.49$$

En consecuencia, el factor de modificación para la concentración del esfuerzo es $k_s = 1/K_f = 1/1.49 = 0.671$. El límite de fatiga en el punto B es, por tanto,

$$S_e \text{ (en B)} = k_s k_t k_r S_e = (0.73)(0.85)(0.671)(51.5) = 21.4 \text{ lb/plg}^2$$

Ahora bien, para determinar el esfuerzo en B se tiene que el momento flexionante vale,

$$M_B = 10 \frac{9F}{22} = (10) \frac{(9)(1500)}{22} = 6140 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

El módulo de sección es $I/c = \pi d^3/32 = \pi (1.25)^3/32 = 0.192 \text{ plg}^3$. Por consiguiente, el esfuerzo es

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6140}{0.192} = 32(10)^3 \text{ lb/plg}^2$$

Como este esfuerzo es mayor que el límite de resistencia a la fatiga, la pieza tendrá duración finita.

Siguiendo el procedimiento del ejemplo 5-3, se halla primero $0.9 S_w = 0.9(103) = 92.7 \text{ kip/plg}^2$. Entonces

$$m = \frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_w}{S_f} = \frac{1}{3} \log \frac{92.7}{21.4} = 0.212$$

$$b = \log \frac{(0.9 S_w)^2}{S_f} = \log \frac{(92.7)^2}{21.4} = 2.604$$

Luego se calcula $b/m = 2.604/0.212 = 12.28$ y $1/m = 1/0.212 = 4.717$. Finalmente, de la ecuación (5-27) resulta que la duración estimada a 50% de confiabilidad es

$$N = \frac{10^{b/m}}{S_f^{1/m}} = \frac{10^{12.28}}{32^{4.717}} = 151(10)^3 \text{ ciclos} \quad \text{Resp.} \quad \text{////}$$

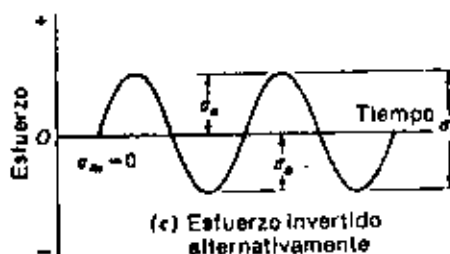
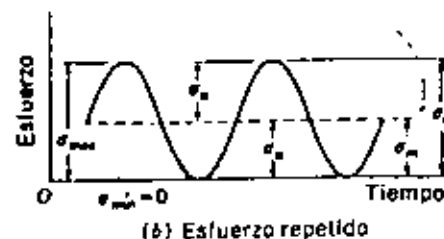
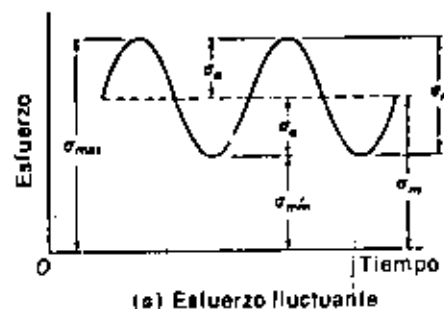


Fig. 5-23 Tipos de esfuerzo de fatiga.

5-20 ESFUERZOS FLUCTUANTES

En muchos casos se necesita determinar la resistencia de piezas, correspondiente a estados de esfuerzo diferentes a los casos en que hay inversión completa sucesiva. En muchas ocasiones, los esfuerzos fluctúan sin pasar por cero. La figura 5-23 ilustra algunas de las diversas relaciones esfuerzo-tiempo que se pueden presentar. Las componentes de esfuerzo que se considerarán, algunas de las cuales se indican en la figura 5-23a, son

σ_{\min} = esfuerzo mínimo

σ_m = esfuerzo medio

σ_{\max} = esfuerzo máximo

σ_r = intervalo total de esfuerzo

σ_a = amplitud de esfuerzo

σ_s = esfuerzo estacionario o estático

El esfuerzo estacionario o estático *no* es igual al esfuerzo medio; de hecho, puede tener cualquier valor entre σ_{\min} y σ_{\max} . El esfuerzo estático existe debido a una carga o precarga fija, constante en el tiempo, aplicada a la pieza; este esfuerzo suele ser independiente de la parte variable de la carga. Por ejemplo, un resorte helicoidal de compresión siempre trabaja colocado en un espacio cuya longitud es menor que la longitud normal o libre del resorte. El esfuerzo originado por esta compresión inicial se llama componente estacionaria o estática del esfuerzo, y no es igual al esfuerzo medio.

Los subíndices de estas componentes se aplican tanto a esfuerzos normales como a cortantes.

En la figura 5-23 se aprecia claramente que

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (5-39)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (5-40)$$

Aunque las componentes de esfuerzo se han definido en base a una forma senoidal de variación del esfuerzo en el tiempo, la forma exacta de la curva no parece tener particular significación.

5-21 RESISTENCIA A LA FATIGA EN EL CASO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Una vez definidas las diversas componentes de esfuerzo relacionadas con el trabajo de un elemento sometido a esfuerzo fluctuante, conviene variar el esfuerzo medio y la amplitud de esfuerzo, para investigar la resistencia a la fatiga de piezas sometidas a tales esfuerzos. Por lo general se emplean dos métodos de graficar los resultados de tales ensayos; ambos se muestran en la figura 5-24.

En el *diagrama de Goodman modificado* de la figura 5-24a, el esfuerzo medio es abscisa y las demás componentes del esfuerzo son ordenadas, considerando la tensión en la dirección positiva del eje vertical. El límite de resistencia a la fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según el caso, se llevan como ordenadas por encima o por debajo del origen. La línea de esfuerzo medio es una recta a 45° , que va del origen al punto A, y representa la resistencia a la tensión de la pieza. El diagrama de Goodman modificado consiste en las rectas trazadas desde el punto A hasta S_u (o S_f), arriba y abajo del origen. Se obtendría un mejor promedio para los puntos de falla si se trazaran curvas desde A; las rectas dan resultados aceptables y, en este libro se adoptará el diagrama de Goodman modificado para definir la falla. Se debe notar que la resistencia de fluencia se ha marcado en ambos ejes, porque la cedencia sería el criterio de falla si $\sigma_{máx}$ excediese a S_y .

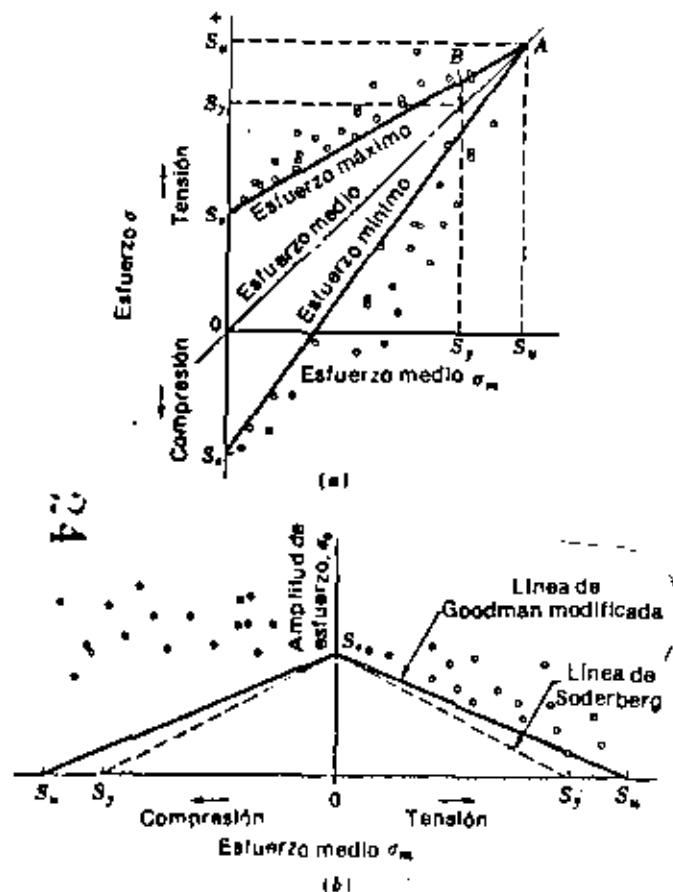


Fig. 5-24 Dos tipos de diagramas de fatiga en que se indican puntos de falla típicos. a) Diagrama de Goodman modificado; b) diagrama en que se indica la línea de Goodman modificada.

Otro diagrama de fatiga que se emplea con frecuencia es el de la figura 5-24b. En este caso, el esfuerzo medio se lleva también como abscisa, mientras que la tensión se indica a la derecha y la compresión a la izquierda del origen. Pero sólo se lleva como ordenada la amplitud de esfuerzo. Así pues, en este diagrama se usan sólo dos componentes de esfuerzo. El límite de fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según corresponda al problema particular, es el valor límite de la amplitud de esfuerzo y, así, se marcan en el eje de las ordenadas. Una recta trazada desde S_u hasta S_u en el eje de las abscisas, representa también el criterio de Goodman modificado, para los casos de falla. Obsérvese que, cuando el esfuerzo medio es de tensión, la mayor parte de los puntos de falla quedan por encima de esta línea. Sin embargo, sobre el lado de compresión, los puntos de falla indican que la magnitud del esfuerzo medio no tiene efecto alguno. También se ha propuesto que la línea de Soderberg, trazada de S_u a S_y , se use como criterio de diseño, porque la fluencia también se emplea para definir la falla. No obstante, debe notarse que la línea de Goodman modificada se carga al lado de la seguridad y, por lo tanto, la línea de Soderberg es aún más conservadora.

Hay que advertir que se han empleado estos dos diagramas para saber cómo fallan las piezas, y es posible usarlos para establecer un criterio bien definido para la fatiga o para la falla estática.

Como se indicó, el diagrama de Goodman modificado es particularmente útil, porque contiene las tres componentes de esfuerzo. En la figura 5-25 se ha trazado de nuevo el diagrama, para mostrar dichas componentes, e indicar también la forma en que se utilizará para definir la falla. Cuando el esfuerzo medio es de compresión, la falla se define por las dos líneas gruesas paralelas que parten de $+S_u$ y $-S_u$, y se han trazado hacia abajo y a la izquierda. Cuando el esfuerzo medio es de tensión, la falla se define por la línea de esfuerzo máximo o por la resistencia de fluencia, según lo indica el contorno de línea gruesa a la derecha del eje de las ordenadas. El diagrama de Goodman modificado es particularmente útil para el análisis, cuando todas las dimensiones de la pieza se conocen y se pueden calcular fácilmente las componentes de esfuerzo. Pero es bastante difícil emplearlo en el diseño, es decir, cuando no se conocen las dimensiones.

El diagrama de fatiga de la figura 5-26* es el que se empleará para fines de diseño y, en él, las líneas gruesas determinan el criterio de falla. Como

* Existe una justificable confusión con respecto a la terminología correcta para los diagramas de las figuras 5-24 a 5-26. En la figura 5-24a se utilizan los ejes originalmente empleados por Goodman, pero el diagrama es una modificación a su propuesta. Este diagrama de Goodman modificado se altera otra vez en la figura 5-24b, porque se emplea un nuevo sistema de ejes. Aun otra renovación se introduce en la figura 5-25, donde se ha añadido la resistencia de fluencia como factor limitante, y el diagrama se amplió a la región de esfuerzos de compresión. La cuarta modificación se obtiene convirtiendo esto a los ejes de la figura 5-26. El diagrama de Goodman original, que no se muestra, no se ha empleado desde hace muchos años. Por estos motivos, muchas personas, en forma enteramente correcta, simplifican las cosas y llaman a la figura 5-25 *diagrama de Goodman*, y a la figura 5-26, *diagrama de Goodman modificado*.

explicación, observe que la resistencia de fluencia también se ha marcado en el eje de esfuerzo medio, tanto para tensión como para compresión, y también en el eje de amplitud de esfuerzo. La recta que va de S_y a S_x define la falla por fluencia a compresión; y la trazada de S_y a S_x , la falla por fluencia a tensión. Se traza la línea de Goodman modificada para esfuerzo medio de tensión, y una recta horizontal desde S_x hacia la izquierda, para esfuerzo medio a compresión. Las intersecciones de las dos rectas en cada cuadrante son los puntos de transición entre una falla por fatiga y una falla por fluencia. En consecuencia, el contorno de la línea gruesa especificará cuándo ocurre la falla por uno u otro método.

En trabajos de diseño, por lo general se pueden determinar la amplitud de fuerza y la fuerza media. A veces se trabaja con momentos flexionantes o torsionantes. En estos casos generalmente se puede calcular el momento medio y la amplitud de momento. La amplitud de esfuerzo y el esfuerzo medio están relacionados con estos valores por las dimensiones que hay que determinar. La razón σ_a/σ_m es igual a F_a/F_m o a M_a/M_m . Por lo tanto, se puede trazar una recta que pase por el origen y el punto A, y hallar los valores límites de σ_a o σ_m como las proyecciones de este punto sobre los dos ejes.

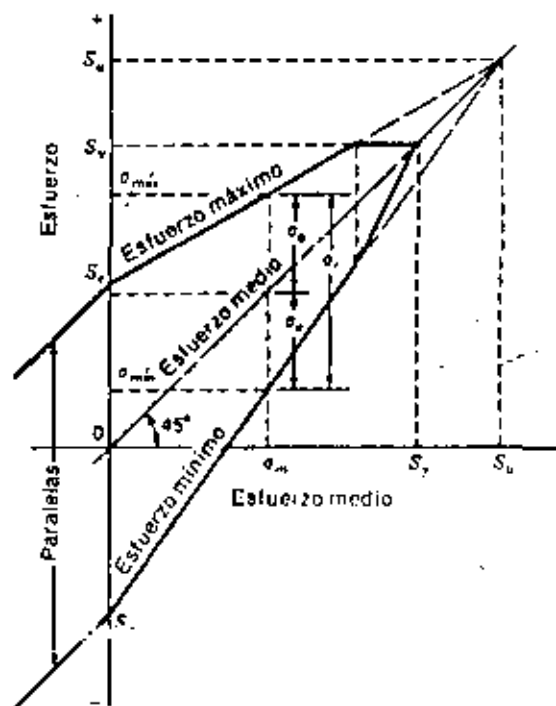


Fig. 5-25 Diagrama de Goodman modificado que muestra todas las líneas de falla y los valores límites de todas las componentes de esfuerzo para un esfuerzo medio particular.

Vale la pena notar la sencillez del procedimiento descrito. El valor de la resistencia a la fatiga marcado en el eje de ordenadas se corrigió previamente por tamaño, acabado de superficie, confiabilidad, concentración de esfuerzo y otros efectos. En consecuencia, no hay que preocuparse ya acerca de a cuáles componentes de esfuerzo se debieran haber aplicado estos factores.*

El criterio de Goodman modificado se aplica a hierros colados cuando el esfuerzo medio es de tensión. † Sin embargo, la existencia de un esfuerzo medio de compresión no tiene ningún efecto en el límite de resistencia a la fatiga.

EJEMPLO 5-6 Se desea determinar el tamaño de una barra de acero UNS G10500, estirado en frío, para que resista una precarga de tensión de 8 kip, y una carga fluctuante, también de tensión, que varía de 0 a 16 kip. Debido al diseño de los extremos, la barra tendrá un factor geométrico de concentración

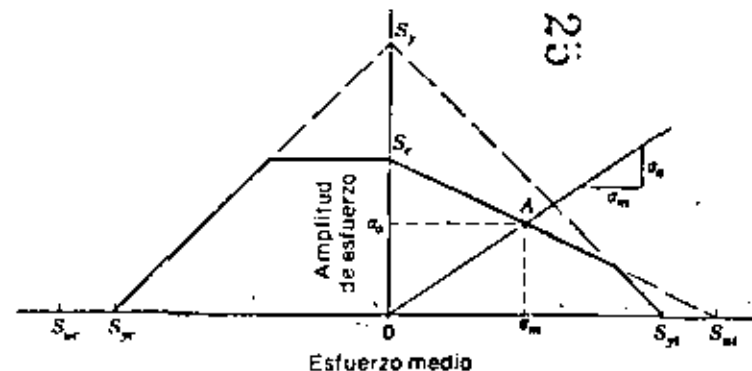


Fig. 5-26 Diagrama de fatiga que indica cómo encontrar los valores límites de σ_a y σ_m cuando se conoce la razón de los dos.

* Sin embargo, existen métodos más perfeccionados. Algunos incluyen un factor de seguridad, otros se refieren a un diseño específico, en contraste con el análisis, y otros más son totalmente analíticos. Las siguientes obras son muy recomendables:

W.N. Findley, J.J. Coleman y H.C. Hanley, *Theory for Combined Bending and Torsion Fatigue*, *Proceedings of the International Conference on the Fatigue of Metals*, Londres, 1956.

Robert C. Juvinall, "Engineering Considerations of Stress, Strain, and Strength", págs. 268 a 314, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1967.

Robert E. Little, "Analysis of the Effect of Mean Stress on Fatigue Strength of Notched Steel Specimens", disertación doctoral, publicación IP-630, The University of Michigan, 1960.

L.D. Mitchell y D.T. Vaughan, *A General Method for the Fatigue-Resistant Design of Mechanical Components*, Part 1 Graphical, ASME paper no. 74-WA/DE-4, Part 2 Analytical, ASME paper no. 74-WA/DE-5, 1975.

George Sines y J.L. Waisman (dircs. eds.), "Metal Fatigue", cap. 7, Mc Graw-Hill Book Company, Nueva York, 1959.

† Véase "Metals Handbook", 8a. ed., págs. 356 y 357, American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1961.

de esfuerzo de 2.02, correspondiente a un entalle o filete de radio igual a $\frac{1}{16}$ plg. Determinar un diámetro adecuado para duración infinita y un factor de seguridad de por lo menos 2.0.

SOLUCIÓN. De la tabla A-17, $S_y = 84$ kip/plg² y $S_u = 100$ kip/plg², de modo que $S'_y = 0.50 S_u = 0.50(100) = 50$ kip/plg². Luego se halla $k_s = 0.73$ mediante la figura 5-17. Para cargas axiales, $k_b = 0.85$ y, por la figura 5-19, $q = 0.86$; por lo tanto

$$K_f = 1 + q(K_r - 1) = 1 + 0.86(2.02 - 1) = 1.87$$

de manera que $k_t = 1/K_f = 1/1.87 = 0.535$. Estas son todas las correcciones necesarias, de modo que

$$S_r = (0.73)(0.85)(0.535)(50) = 16.6 \text{ kip/plg}^2$$

A continuación se determinan los esfuerzos en función de sus dimensiones. El esfuerzo estático es

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A} = \frac{8}{\pi d^2/4} = \frac{10.2}{d^2} \text{ kip/plg}^2$$

El intervalo total de esfuerzo es

$$\sigma_r = \frac{F_r}{A} = \frac{16}{\pi d^2/4} = \frac{20.4}{d^2} \text{ kip/plg}^2$$

Entonces

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = (10.2/d^2) \text{ kip/plg}^2$$

y en este caso,

$$\sigma_m = \sigma_s + \sigma_a = (20.4/d^2) \text{ kip/plg}^2$$

Por consiguiente,

$$\sigma_a/\sigma_m = 0.50$$

Para relacionar los esfuerzos y las resistencias, se traza un diagrama de fatiga (fig. 5-27). Observe que se necesita únicamente el lado de tensión. En este ejemplo se tiene la misma escala en ambos ejes, aunque, a veces, se

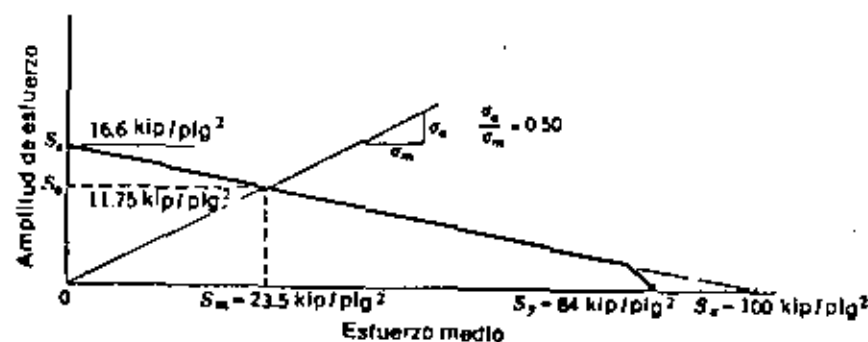


Fig. 5-27 Para $\sigma_a/\sigma_m = 0.50$, S_a es la amplitud de resistencia y S_m la resistencia media.

obtiene más exactitud si se usan escalas distintas. Al hacer lo anterior, hay que tener cuidado al trazar la recta desde la resistencia de fluencia hasta el punto de transición, ya que no forma un ángulo de 45° con el eje de esfuerzo medio. La intersección de la línea de Goodman modificada con otra recta a una pendiente de $\sigma_a/\sigma_m = 0.50$ define dos valores de resistencia. Utilizando una notación mnemotécnica, S_a es una resistencia correspondiente al esfuerzo σ_a , y S_m es una resistencia relativa al esfuerzo σ_m . Para un factor de seguridad de 2.0, se tiene

$$\sigma_a \leq S_a/2.0$$

En consecuencia,

$$10.2/d^2 \leq 11.75/2.0 \quad \text{o} \quad d \geq 1.32 \text{ plg}$$

Por lo tanto, se elegirá $d = 1 \frac{1}{4}$ plg. para tener un tamaño comercial.

5-22 RESISTENCIA A LA FATIGA EN TORSION

En la sección 5-5 se explicó que la teoría de esfuerzo cortante máximo predice que la resistencia de fluencia al corte es

$$S_{sy} = 0.50S_y \quad (a)$$

y que esta relación da valores conservadores. Por tanto, la ecuación (a) es muy útil para el diseño, porque es fácil de aplicar y de recordar, pero no sirve tan bien para el análisis de la falla. Se estableció que una predicción de falla más precisa es la que proporciona la teoría de la energía de distorsión, que predice que la resistencia de fluencia al cortante es

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (b)$$

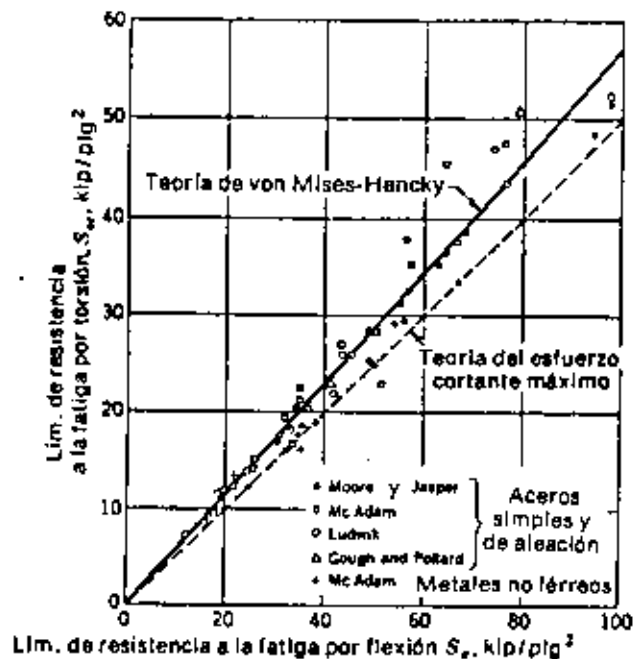


Fig. 5-28 Relación entre límites de fatiga en torsión y en flexión. [De Thomas J. Dolan, *Stress Range*, en Oscar J. Harger (dir. ed.), "ASME Handbook—Metals Engineering—Design", sec. 8-2, pág. 97, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1953. Reproducido con permiso de los editores.]

Como lo indican los experimentos cuyos resultados se muestran en la figura 5-28, es muy interesante ver que estas dos teorías sirven también para predecir el límite de fatiga al corte S_{sr} , cuando se conoce el límite de fatiga a la tensión S_e . Por lo tanto, la teoría de esfuerzo cortante máximo predice conservadoramente que

$$S_{sr} = 0.50S_e \quad (5-41)$$

y la teoría de la energía de distorsión señala que

$$S_{sr} = 0.577S_e \quad (5-42)$$

En este libro sólo se usará la ecuación (5-42) porque, como se indica en la figura 5-28, predice la falla con más exactitud.

Ahora se considerará el caso en que existe una amplitud de esfuerzo cortante por torsión, τ_a , y un esfuerzo cortante medio torsional τ_m . Las resis-

tencias correspondientes son el límite de fatiga por cortante o torsional S_{sr} , la resistencia de fluencia al corte S_{sy} , y el módulo torsional de ruptura S_{su} . Cuando se utilizan estas resistencias debe ser posible elaborar un diagrama de fatiga torsional, correspondiente al de la figura 5-26. Cuando se efectúa lo anterior y también se transporta al diagrama cierto número de observaciones experimentales de fallas, se obtiene el diagrama de la figura 5-29.

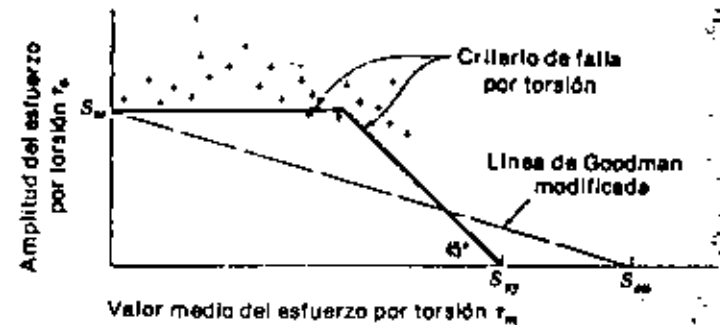


Fig. 5-29 Diagrama de fatiga para esfuerzo torsional alternante y medio combinados, en el que se indican puntos de falla.

Lo interesante en la figura 5-29 es que, hasta cierto punto, el esfuerzo medio torsional no tiene ningún efecto sobre el límite de fatiga a la torsión. Por lo tanto, ¡no es necesario en absoluto elaborar un diagrama para el caso de torsión! En cambio una falla por fatiga está indicada si

$$\tau_a = S_{sr} \quad (5-43)$$

y una falla estática, si

$$\tau_{m,s} = \tau_a + \tau_m = S_{sy} \quad (5-44)$$

como lo marca la línea gruesa de la figura 5-29. Desde luego, estas ecuaciones también se pueden utilizar para diseñar, si se utiliza un factor de seguridad.

5-23 FALLA POR FATIGA, DEBIDA A ESFUERZOS COMBINADOS

Uno de los problemas que se encuentran con más frecuencia en el diseño es el de un eje rotatorio sobre el que actúa un par de torsión constante y una carga flexionante estacionaria. En un elemento de la superficie del eje hay un

esfuerzo cortante torsional $\tau = Tc/J$, que es constante en magnitud y sentido cuando se refiere a una marca hecha en la superficie del eje. Pero, debido al momento de flexión, el mismo elemento tendrá un esfuerzo normal $\sigma = \pm Mc/I$, el cual varía de tensión a compresión y viceversa, a medida que gira el eje. Si se analizan los esfuerzos en el elemento mediante un diagrama de círculo de Mohr, se hallará que cuando gira el eje, los esfuerzos principales no mantienen la misma orientación, con respecto a una marca en la superficie.

El problema es aún más complicado cuando se considera que los esfuerzos normales σ_x y σ_y , así como el esfuerzo cortante τ_{xy} , en el estado de esfuerzo bidimensional general, pueden tener componentes media y alternante. En este libro se expondrá un método para utilizar la teoría de la energía de distorsión, aplicada a la fatiga, para resolver este problema, ya que toda la evidencia experimental disponible indica que este método da resultados conservadores; además, se basa en la teoría ya descrita en este capítulo.*

Para aplicar la teoría se determinan dos elementos de esfuerzo, uno para los esfuerzos medios y otro para los alternantes. Luego se trazan dos círculos de Mohr, uno para cada elemento, y se evalúan los esfuerzos medios principales con un círculo, y los esfuerzos alternantes principales mediante el otro. A continuación se definen esfuerzos de von Mises, medio y alternante, como sigue:

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2} \\ \sigma_a &= \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}\end{aligned}\quad (5-45)$$

Estos dos componentes de esfuerzo se pueden aplicar luego a un diagrama de fatiga, como el de la figura 5-26, utilizando exactamente como antes los criterios de Goodman modificados.

Ahora conviene hacer algunas advertencias. Fórmulas como la ecuación (5-45) también se pueden escribir utilizando las componentes de esfuerzo máximo y mínimo, pero éstas no producirán los mismos resultados. Además, conviene recordar que se debe utilizar el método de la sección 5-22 cuando los esfuerzos normales σ_x o σ_y son nulos. Aunque la ecuación (5-45) podría emplearse en tales casos, no se obtendrían los mismos resultados.

Existe una simplificación de la ecuación (5-45) que puede obtenerse fácilmente; esta simplificación elimina la necesidad de hacer análisis por medio

* En los siguientes artículos se estudia este asunto con mucho más detalle:

R. E. Little, Fatigue Stresses from Complex Loadings, *Machine Design*, enero 6 de 1966, págs. 145-149.

W. R. Miller, K. Ohji y J. Martin, Rotating Principal Axes in High-Cycle Fatigue, *ASME paper no. 66-WA/Met-9*, 1966.

Dimitri Kec y colaboradores, obra citada.

del círculo de Mohr, cuando τ_{xy} está acompañado por un esfuerzo normal único, es decir, σ_x . En este caso especial, los esfuerzos de von Mises son

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} \\ \sigma_a &= \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2}\end{aligned}\quad (5-46)$$

EJEMPLO 5-7 Una barra de acero tiene una $S_u = 700$ MPa, una $S_y = 500$ MPa y un límite de resistencia a la fatiga corregido $S_e = 200$ MPa. Para cada uno de los casos que siguen hay que encontrar los factores de seguridad necesarios para prevenir fallas por fatiga y estáticas:

- $\tau_m = 140$ MPa
- $\tau_m = 140$ MPa, $\tau_a = 70$ MPa
- $\tau_{xym} = 100$ MPa, $\sigma_{xm} = 80$ MPa
- $\sigma_{xm} = 60$ MPa, $\sigma_{ya} = 80$ MPa, $\tau_{xym} = 70$ MPa, $\tau_{xya} = 35$ MPa

SOLUCION. a) La resistencia de fluencia al cortante es

$$S_{\tau} = 0.577S_y = 0.577(500) = 288 \text{ MPa}$$

Por consiguiente,

$$n(\text{estática}) = S_{\tau}/\tau_{md} = 288/140 = 2.06$$

Puesto que τ_m es un esfuerzo constante, no existe fatiga.

b) El esfuerzo cortante máximo, por la figura 5-23, es

$$\tau_{md} = \tau_m + \tau_a = 140 + 70 = 210 \text{ MPa}$$

Por lo tanto,

$$n(\text{estática}) = S_{\tau}/\tau_{md} = 288/210 = 1.37$$

De la ecuación (5-42) se halla que el límite de fatiga al corte es

$$S_{\tau} = 0.577S_e = 0.577(200) = 115 \text{ MPa}$$

Por tanto, a partir de la ecuación (5-43) se tiene

$$n(\text{fatiga}) = S_w/\tau_a = 115/70 = 1.64 \quad \text{Resp.}$$

c) El esfuerzo máximo de von Mises ocurre cuando la componente alterante se suma a la componente media. Utilizando la ecuación (5-46), para evitar el empleo del círculo de Mohr, se tiene que

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{(80)^2 + 3(100)^2} = 191 \text{ MPa}$$

Por consiguiente, el factor de seguridad para prevenir una falla estática es

$$n(\text{estática}) = \frac{S_f}{\sigma'_{m\acute{a}x}} = \frac{500}{191} = 2.62 \quad \text{Resp.}$$

La teoría de la energía de distorsión se debe utilizar también para hallar la posibilidad de una falla por fatiga. Empleando la ecuación (5-46) de nuevo se obtiene

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{3(100)^2} = 173 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sigma_{xa} = 80 \text{ MPa}$$

En seguida se transportan estas dos componentes al sistema de ejes de esfuerzo del diagrama de fatiga de la figura 5-30. Si se traza una recta desde el origen hasta el punto A, determinado por estas dos coordenadas de esfuerzo, dicha línea cortará en B a la línea de Goodman modificada, dando una resistencia media $S_m = 270$ MPa, como se indica. Por tanto, el factor de seguridad contra la falla por fatiga es

$$n(\text{fatiga}) = S_m/\sigma'_m = 270/173 = 1.56 \quad \text{Resp.}$$

d) Para determinar la posibilidad de una falla estática, primero se calculan los esfuerzos normales máximos y los esfuerzos cortantes máximos, suponiendo que, a fin de cuentas, los esfuerzos máximos podrán ocurrir en forma simultánea. Esto da

$$\sigma_{x,m\acute{a}x} = \sigma_{xm} + \sigma_{xa} = 60 + 80 = 140 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy,m\acute{a}x} = \tau_{xym} + \tau_{xya} = 70 + 35 = 105 \text{ MPa}$$

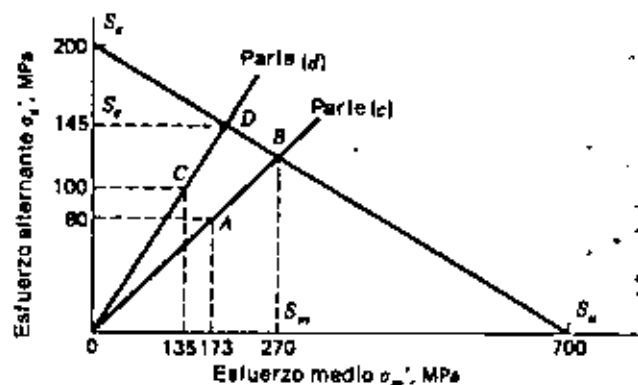


Fig. 5-30

Asimismo —evitando de nuevo el empleo del círculo de Mohr—, se halla que el máximo esfuerzo de von Mises es

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{(140)^2 + 3(105)^2} = 229 \text{ MPa}$$

Luego entonces, el factor de seguridad será

$$n(\text{estática}) = S_f/\sigma'_{m\acute{a}x} = 500/229 = 2.18 \quad \text{Resp.}$$

Para determinar la posibilidad de una falla por fatiga, se emplea la ecuación (5-46), obteniendo así

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{(60)^2 + 3(70)^2} = 135 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2} = \sqrt{(80)^2 + 3(35)^2} = 100 \text{ MPa}$$

Estas dos componentes de esfuerzo se llevan a la gráfica de la figura 5-30, como antes, obteniendo el punto C. Una recta que pase por el origen y el punto C cortará en D a la línea de Goodman modificada y determinará así la resistencia alterante $S_a = 145$ MPa. Observe que también se hubiera podido emplear la resistencia media, como se hizo antes. El factor de seguridad es

$$n(\text{fatiga}) = S_a/\sigma'_a = 145/100 = 1.45 \quad \text{Resp.}$$

5-24 RESISTENCIA EN LA SUPERFICIE

Nuestro estudio de este capítulo se ha referido, hasta ahora, a la falla de un elemento de máquina por fluencia, por ruptura y por fatiga. El límite de resistencia a la fatiga, obtenido por ensayo con la viga rotatoria, suele denominarse *límite de fatiga en flexión*, ya que se determina a partir de una prueba de viga rotatoria. En esta sección se estudiará una propiedad correspondiente a *materiales de piezas en contacto*, llamada *límite de fatiga en la superficie*. Con frecuencia, el ingeniero de diseño debe resolver problemas en los que dos elementos de máquina trabajan en contacto entre sí por rodamiento, por deslizamiento o por una combinación de contacto rodante y deslizante. Ejemplos bien conocidos de tales combinaciones son la acción entre los dientes de un par de engranes, una leva y su contraleva, una rueda y un riel o una cadena de transmisión y su rueda dentada. Si el diseñador tiene que crear máquinas de vida larga y satisfactoria, entonces es necesario que sepa cuál es la resistencia superficial de los materiales.

Cuando dos superficies ruedan, o ruedan y se deslizan una contra otra con suficiente fuerza, ocurrirá una falla por picadura, después de cierto número de ciclos de operación. Los autores no han llegado a un completo acuerdo en lo que respecta al mecanismo exacto de esta falla;* aunque el asunto es muy complicado, todos convienen en que los esfuerzos de Hertz, el número de ciclos, el acabado de superficie, la dureza, el grado de lubricación y la temperatura influyen en la resistencia. En la sección 2-20 se explicó que, cuando dos superficies se presionan una contra otra, se desarrolla un esfuerzo cortante máximo, ligeramente debajo de la superficie de contacto. Algunos autores postulan que este esfuerzo cortante máximo origina una falla por fatiga en la superficie y que, luego, se propaga rápidamente a toda la superficie. El lubricante entra después en la grieta que se formó y, por la presión llega a desprender finalmente las partículas flojas, actuando con efecto de cuña.

Para determinar la resistencia a la fatiga superficial de materiales de piezas en contacto, Buckingham† diseñó una máquina sencilla para ensayar un par de superficies en contacto rodante, en relación con sus investigaciones del desgaste en dientes de engranes. Buckingham y, posteriormente, Talbourdet‡ obtuvieron grandes cantidades de datos a partir de muchas pruebas, de modo que ahora se dispone de bastante información para diseño. Para que los resultados fueran útiles a los ingenieros de diseño, Buckingham

* Consulte, por ejemplo, Stewart Way, Pitting Due to Rolling Contact, *Trans. ASME*, vol. 57, págs. A-49-A-58, 1935, y Charles Lipton y L. V. Colwell (dirs. eds.), "Handbook of Mechanical Wear", pág. 95, University of Michigan Press, Ann Arbor, 1961.

† Earl Buckingham, "Analytical Mechanics of Gears", cap. 23, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1949.

‡ Según informe de W. D. Cram, Experimental Load-Stress Factors, en Charles Lipton y L. V. Colwell (dirs. eds.), "Engineering Approach to Surface Damage", University of Michigan Summer 1958, Ann Arbor, 1958.

definió un *factor de carga y esfuerzo*, denominado también *factor de desgaste*, que se obtiene de las ecuaciones de Hertz. Las ecuaciones (2-88) y (2-89) correspondientes a cilindros en contacto, resultan

$$b = \sqrt{\frac{2F(1-\mu_1^2)/E_1 + (1-\mu_2^2)/E_2}{\pi l \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}} \quad (5-47)$$

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi b l} \quad (5-48)$$

donde b = semianchura del área rectangular de contacto

F = fuerza de contacto

l = largo (o ancho) de los cilindros

μ = relación de Poisson

E = módulo de elasticidad

d = diámetro de los cilindros

En promedio, $\mu = 0.30$ para los materiales usados en Ingeniería. Por tanto, $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0.30$. También es más conveniente utilizar el radio de un cilindro, de modo que se toma $2r = d$. Si se designa ahora el ancho de los cilindros por w en vez de por l , y se elimina el signo de raíz cuadrada, la ecuación (5-41) queda

$$b^2 = 1.16 \frac{F(1/E_1) + (1/E_2)}{w \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)} \quad (5-49)$$

En seguida se definirá una nueva clase de límite de resistencia a la fatiga, llamado *límite de fatiga en la superficie*, utilizando la ecuación (5-48), como

$$S_{fr} = \frac{2F}{\pi b w} \quad (5-50)$$

Por consiguiente, este límite de fatiga es la presión de contacto que, después de gran número de ciclos, causará la falla de la superficie. A tales fallas con frecuencia se les llama *desgaste*, debido a que ocurren después de un tiempo muy largo. No obstante, no deben confundirse con el desgaste por abrasión. Sustituyendo el valor de b , de la ecuación (5-49), en la (5-50) y reordenando después, se tiene

$$2.8575 S_{fr}^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) = \frac{F}{w} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (5-51)$$

El primer miembro de esta ecuación contiene las constantes E_1 , E_2 y S_{fr} , que dependen de la selección de cierto material para cada elemento del par. Se designará a este grupo de términos por K_1 , *factor de carga y esfuerzo de*

Buckingham. Habiendo seleccionado los dos materiales, K_1 se calcula por la ecuación

$$K_1 = 2.857 S_{f_r}^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (5-52)$$

Conociendo, K_1 , la ecuación de diseño queda

$$K_1 = \frac{F}{w} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (5-53)$$

la que, si se satisface, definirá una falla por fatiga en la superficie, a los 10^6 ciclos de operación, según los experimentos de Talbourdet. Como generalmente se desea definir la seguridad en vez de la falla, se escribiría la ecuación (5-53) en la forma

$$\frac{K_1}{n} = \frac{F}{w} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (5-54)$$

donde n es el factor de seguridad.

Los valores del límite de fatiga en la superficie, para el caso de aceros, se pueden obtener de la ecuación

$$S_{f_r} = \begin{cases} 0.4H_B - 10 & \text{kip/plg}^2 \\ 2.76H_B - 70 & \text{MPa} \end{cases} \quad (5-55)$$

donde H_B es el número de dureza Brinell. Si los dos materiales tienen diferente dureza, usualmente se emplea el valor más bajo, aunque no siempre. Los resultados de este procedimiento concuerdan con los valores de los factores de carga y esfuerzo recomendados por Buckingham.

PROBLEMAS

Secciones 5-1 a 5-7

5-1 Un acero dúctil tiene una resistencia de fluencia de 40 kip/plg². Determine los factores de seguridad correspondientes a la falla mediante las teorías del esfuerzo normal máximo, del esfuerzo cortante máximo y de la energía de distorsión, respectivamente, para cada uno de los siguientes estados de esfuerzo (valores en kip/plg²):

- $\sigma_x = 10, \sigma_y = -4$
- $\sigma_x = 10, \tau_{xy} = 4$ (s.c.r.)
- $\sigma_x = -2, \sigma_y = -8, \tau_{xy} = 4$ (s.c.r.)
- $\sigma_x = 10, \sigma_y = 5, \tau_{xy} = 3$ (s.c.r.)

5-2 Un elemento de máquina se carga de manera que (valores en kgf/cm²) $\sigma_1 = 1400, \sigma_2 = -1050$ y $\sigma_3 = 0$; el material tiene una resistencia de fluencia mínima en tensión y compresión de 4200 kgf/cm². Determine el factor de seguridad para cada una de las siguientes teorías de falla:

- Teoría del esfuerzo normal máximo
- Teoría del esfuerzo cortante máximo
- Teoría de la energía de distorsión.

5-3 Una pieza de máquina se carga estáticamente y tiene una resistencia de fluencia de 350 MPa. Para cada estado de esfuerzo que se indica, evalúe el factor de seguridad mediante cada una de las tres teorías para falla estática (valores en MPa):

- $\sigma_1 = 70, \sigma_2 = 70$
- $\sigma_1 = 70, \sigma_2 = 35$
- $\sigma_1 = 70, \sigma_2 = -70$
- $\sigma_1 = -70, \sigma_2 = 0$.

5-4 Suponga que se usa latón amarillo duro, UNS C27000, como material para una varilla; calcule los factores de seguridad según cada una de las tres teorías de falla estática, correspondientes a los siguientes estados de esfuerzo (valores en MPa):

- $\sigma_x = 70, \sigma_y = 30$
- $\sigma_x = 70, \tau_{xy} = 30$ (s.c.r.)
- $\sigma_x = -10, \sigma_y = -60, \tau_{xy} = 30$ (s.c.r.)
- $\sigma_x = 50, \sigma_y = 20, \tau_{xy} = 40$ (s.c.r.)

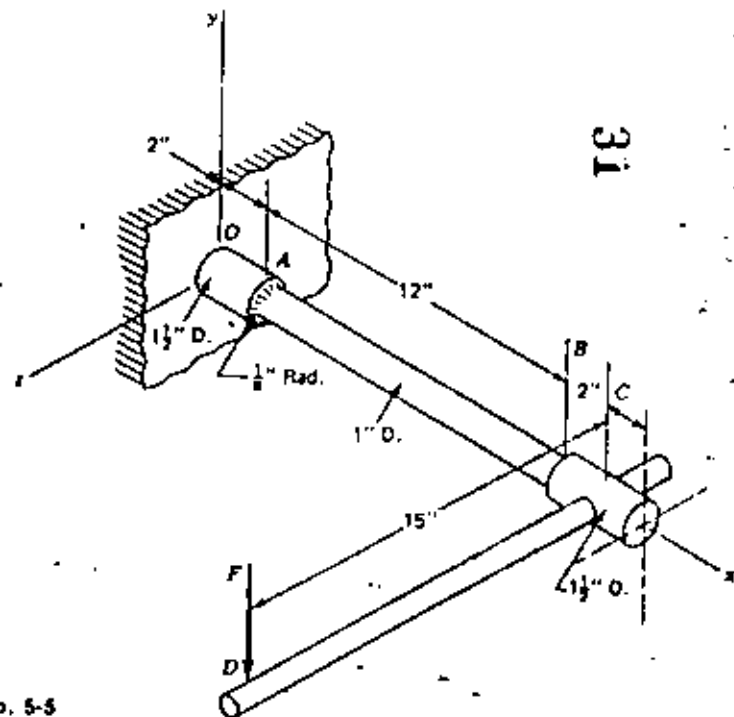


Fig. Prob. 5-5



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL**

- * FACTORES DE DISEÑO MECANICO
- * CALCULO DE ENGRANES DIVERSOS

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

Engranajes helicoidales, cónicos y de tornillo sin fin

En el análisis de las fuerzas en los engranajes cilíndricos rectos se supone que las fuerzas actúan en un solo plano. En este capítulo se estudiarán otros engranajes cilíndricos en los que las fuerzas no son coplanares. La razón de esto es que, en el caso de los engranajes helicoidales, los dientes ya no son paralelos al eje de rotación. Y en el caso de los engranajes cónicos, los ejes de rotación no son paralelos entre sí. También existen otras razones, como se verá después.

El análisis presentado en este Capítulo se apoyará básicamente en los principios fundamentales expuestos en el Capítulo II, especialmente en las tablas, diagramas y gráficas. Para cada tipo de engranaje se empleará el mismo plan general de presentación: consideraciones cinemáticas, análisis de fuerzas, resistencias a la flexión y resistencia en la superficie, en este orden siempre.

12-1 ENGRANAJES HELICOIDALES PARALELOS —CONSIDERACIONES CINEMATICAS

En la figura 12-1 se ilustran los engranajes helicoidales utilizados para transmitir movimiento entre ejes paralelos. El ángulo de hélice es el mismo en cada engrane, pero uno debe tener una hélice a la derecha y el otro una hélice a la izquierda. La forma del diente es un helicoides de evolvente y se ilustra en la Figura 12-2. Si se enrolla una tira de papel cortada en forma de paralelogramo oblicuo o bien se la aplica alrededor de un cilindro, entonces el borde inclinado de la tira se convierte en una hélice. Al desenrollar la tira, cada punto del borde mencionado genera una evolvente. La superficie obtenida cuando todo punto del borde tiene este efecto se denomina *helicoides de evolvente*.



Fig. 12-1 Un par de engranajes helicoidales. (Cortesia de Fellows Gear Shaper Company.)

El contacto inicial de los dientes de engranajes cilíndricos es una línea que se extiende a lo largo de toda la cara del diente. El contacto inicial de los dientes de engranajes helicoidales es un punto, el cual se convierte en una línea cuando los dientes hacen más contacto. En los engranajes cilíndricos, la línea de contacto es paralela al eje de rotación; en los engranajes helicoidales, la línea es una diagonal a través de la cara del diente. Es esta conexión gradual entre los dientes y la transmisión suave de la carga de un diente a otro, lo que da a los engranajes helicoidales la capacidad de transmitir cargas pesadas a altas velocidades. Debido a la naturaleza del contacto entre engranajes helicoidales, la relación de contacto es de importancia menor y el área de contacto, que es proporcional al ancho de cara del engrane, es la verdaderamente significativa.

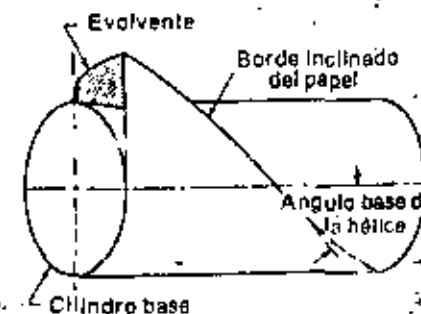


Fig. 12-2 Helicoides de evolvente.

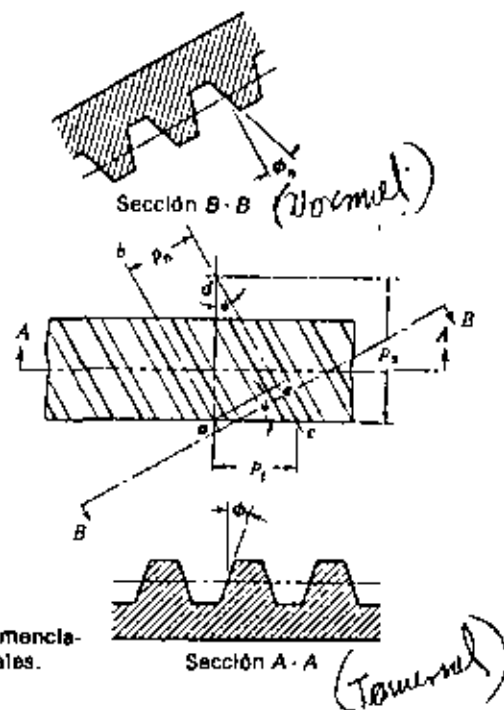


Fig. 12-3 Ilustración de la nomenclatura de los engranes helicoidales.

Los engranes helicoidales someten a los cojinetes de su eje a la acción de cargas radiales y axiales. Cuando estas últimas llegan a ser elevadas o son objetables por otras razones, tal vez convenga emplear engranes helicoidales dobles. Un engrane *bihelicoidal* o *helicoidal doble* llamado también de "esquina de pescado" equivale a dos engranes helicoidales de sesgo contrario montados lado a lado sobre el mismo eje. Dan origen a reacciones de empuje opuestas y, por lo tanto, se anula la carga axial.

Cuando se montan dos o más engranes helicoidales simples en el mismo eje, su sesgo (o inclinación de los dientes) debe seleccionarse de modo que produzca la carga mínima de empuje.

La figura 12-3 es una fracción de la vista superior de una cremallera helicoidal. Las líneas *ab* y *cd* son los ejes geométricos de dos dientes helicoidales adyacentes, tomados en el plano de paso. El ángulo ψ es el *ángulo de la hélice*. La distancia *ac* es el *paso circular transversal*, p_t , en el plano de rotación (denominado generalmente *paso circular*, a secas). La distancia *ae* es el *paso circular normal* p_n (en el plano normal a los dientes) y se relaciona con el paso circular transversal como sigue:

$$p_n = p_t \cos \psi \quad (12-1)$$

La distancia *ad* recibe el nombre de *paso axial*, p_x , y se relaciona por la expresión

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi} \quad (12-2)$$

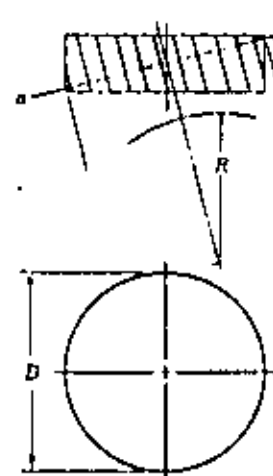


Fig. 12-4 Corte de un cilindro por un plano oblicuo.

Puesto que $p_t p_n = \pi$, el *paso diametral normal* es

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \psi} \quad (12-3)$$

El ángulo de presión ϕ_n en el plano normal es diferente del ángulo de presión ϕ_t en el plano transversal de rotación, debido a la angularidad de los dientes. Estos ángulos se relacionan mediante la ecuación

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t} \quad (12-4)$$

La figura 12-4 ilustra un cilindro cortado por un plano oblicuo *ab*, a un ángulo ψ con respecto a una sección recta. El plano oblicuo corta un arco que tiene un radio de curvatura *R*. Para la condición $\psi = 0$, el radio de curvatura es $R = D/2$. Si se imagina que el ángulo aumenta lentamente desde cero hasta 90° , se verá que *R* comienza en un valor de $D/2$ y aumenta hasta que, cuando $\psi = 90^\circ$, $R = \infty$. El radio *R* es el *radio de paso aparente* de un diente de engrane helicoidal, observado en la dirección de las generatrices del diente. Un engrane del mismo paso y con el radio *R* tendrá mayor número de dientes, debido al mayor valor del radio. En el diseño de engranes helicoidales, a tal número se denomina *número virtual de diente*. Por Geometría

analítica puede demostrarse que el número virtual de dientes está relacionado con el número real según la ecuación

$$N^* = \frac{N}{\cos^3 \psi} \quad (12-5)$$

donde N^* es el número virtual de dientes y N es el número real de los mismos. Es necesario saber el número virtual de dientes para aplicar la ecuación de Lewis y también, a veces, al cortar los dientes de forma helicoidal. Este radio de curvatura aparentemente mayor significa que pueden emplearse menos dientes en los engranes helicoidales, debido a que habrá menos rebaje.

12-2 ENGRANES HELICOIDALES — DIMENSIONES DE LOS DIENTES

Excepto en el caso de engranes de paso fino (con un paso diametral de 20 o más), no hay estándares para las dimensiones de los dientes de engranes helicoidales. Una razón de esto es que cuesta menos cambiar ligeramente el diseño que comprar herramientas especiales. Como los engranes helicoidales rara vez se utilizan en forma intercambiable y puesto que muchos diseños funcionan bien entre sí, habrá realmente poca ventaja en hacerlos intercambiables.

Como guía general, las dimensiones de los dientes se basan en un ángulo de presión normal de 20° . Entonces puede utilizarse la mayor parte de las proporciones tabuladas en la tabla 11-1. Las dimensiones de los dientes deben calcularse utilizando el paso diametral normal. Estas proporciones son adecuadas para ángulos de hélice de 0 a 30° , y todos los ángulos de hélice pueden cortarse con la misma herramienta. Desde luego, el paso diametral normal de ésta y del engrane deben ser iguales.

Un conjunto optativo de dimensiones puede basarse en un ángulo de presión transversal de 20° y en el uso del paso diametral transversal. Para éstos, los ángulos de hélice se limitan generalmente a 15 , 23 , 30 o 45° . Ángulos mayores que 45° no son recomendables. El paso diametral normal debe utilizarse hasta para calcular las dimensiones de los dientes. Generalmente, las proporciones indicadas en la tabla 11-1 serán satisfactorias.

Muchos autores recomiendan que el ancho de cara de los engranes helicoidales sea, al menos, dos veces el paso axial ($F = 2p_x$) para obtener el efecto propio de los engranes helicoidales. Las excepciones a esta regla son los engranes para automóvil, que tienen un ancho de cara considerablemente menor, y los engranes empleados en reductores de velocidad marinos que con frecuencia tienen un ancho de cara mucho mayor.

12-3 ENGRANES HELICOIDALES — ANALISIS DE FUERZAS

La figura 12-5 es una vista tridimensional de las fuerzas que actúan sobre un diente de engrane helicoidal. El punto de aplicación de las fuerzas está en el plano de paso y en el centro de la cara del engrane. Por la configuración geométrica de la figura, las tres componentes de la fuerza total (normal) en el diente, W , son:

$$W_r = W \sin \phi_n$$

$$W_t = W \cos \phi_n \cos \psi \quad (12-6)$$

$$W_a = W \cos \phi_n \sin \psi$$

donde W = fuerza total

W_r = componente radial

W_t = componente tangencial, denominada también *carga transmitida*

W_a = componente axial, llamada también *carga de empuje*

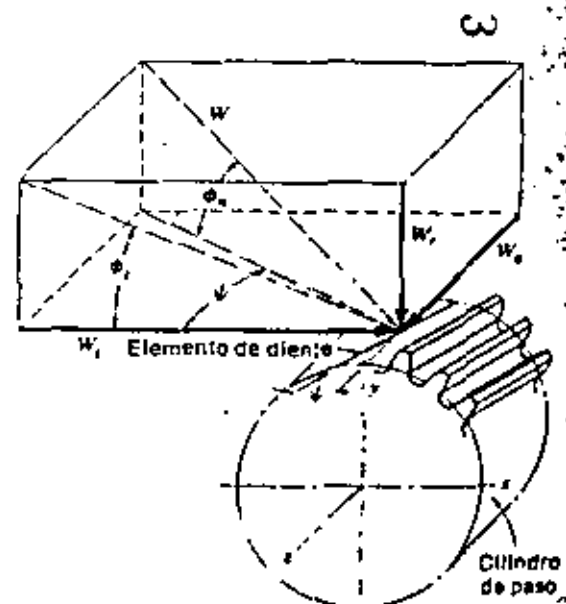


Fig. 12-5 Fuerzas que actúan sobre un diente de engrane helicoidal con sesgo a la derecha.

Generalmente W es conocida y las otras fuerzas son las que hay que determinar. En este caso no es difícil encontrar que

$$\begin{aligned} W_t &= W_1 \tan \phi_n \\ W_a &= W_t \tan \psi \\ W &= \frac{W_1}{\cos \phi_n \cos \psi} \end{aligned} \quad (12-7)$$

EJEMPLO 12-1 En la figura 12-6 se muestra un motor eléctrico de 1 hp que gira a 1800 rpm en el sentido del reloj visto desde la parte superior del eje x . Sobre el eje del motor está montado un piñón helicoidal de 16 dientes que tiene un ángulo de presión normal de 20° , un ángulo de hélice de 30° y un paso diametral normal de 12 dte/plg. El sesgo de la hélice se indica en la figura. Dibujar un croquis tridimensional del eje del motor y el piñón; después, indicar las fuerzas que actúan sobre este último y las reacciones de apoyo en los cojinetes A y B . El empuje o carga axial se resistirá en A .

SOLUCION. De la ecuación (12-4) se halla

$$\phi_t = \tan^{-1} \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} = \tan^{-1} \frac{\tan 20^\circ}{\cos 30^\circ} = 22.8^\circ$$

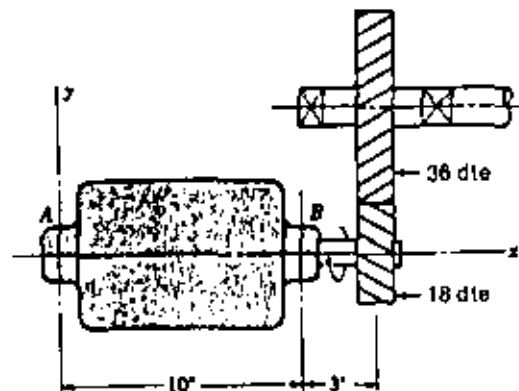


Fig. 12-8

Asimismo, $P_t = P_n \cos \psi = 12 \cos 30^\circ = 10.4$ dte/plg. Por consiguiente, el diámetro de paso del piñón es $d_p = 18/10.4 = 1.73$ plg. La velocidad en la línea de paso es

$$V = \frac{\pi d_p n}{12} = \frac{\pi(1.73)(1800)}{12} = 815 \text{ pie/min}$$

La carga transmitida vale

$$W_t = \frac{33000 P}{V} = \frac{(33000)(1)}{815} = 40.5 \text{ lb}$$

De la ecuación (12-7) se tiene

$$W_t = W_1 \tan \phi_t = (40.5)(0.422) = 17.1 \text{ lb}$$

$$W_a = W_t \tan \psi = (40.5)(0.577) = 23.4 \text{ lb}$$

$$W = \frac{W_1}{\cos \phi_n \cos \psi} = \frac{40.5}{(0.940)(0.866)} = 49.8 \text{ lb}$$

Como se indica, estas tres fuerzas, W_t en la dirección $-y$, W_a en la dirección $-x$ y W_1 en la dirección $+z$ actúan en el punto C (Fig. 12-7). Se suponen las reacciones de apoyo en A y B como se ilustra. Entonces $F_a^z = W_a = 23.4$ lb. Tomando momentos respecto del eje z ,

$$-(17.1)(13) + (23.4)\left(\frac{1.73}{2}\right) + 10F_a^y = 0$$

o bien, $F_a^y = 20$ lb. Por suma de fuerzas en la dirección y se obtiene $F_a^y = 2.9$ lb. Tomando momentos con respecto al eje y ,

$$10F_a^z - (40.5)(13) = 0$$

o bien, $F_a^z = 52.6$ lb. Sumando las fuerzas en la dirección z y resolviendo queda, $F_b^z = 12.1$ lb. Asimismo, el momento de torsión será $T = W_t d_p / 2 = (40.5)(1.73/2) = 35$ lb·plg.

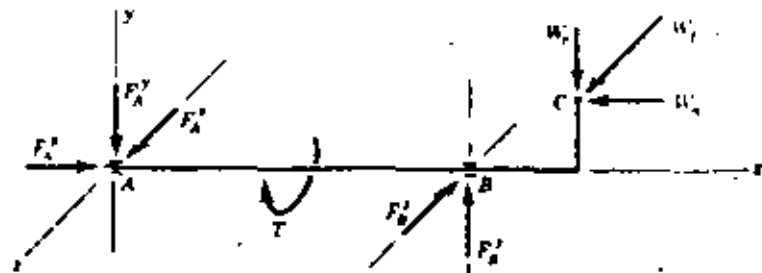


Fig. 12-7

EJEMPLO 12-2 Resuelva el ejemplo 12-1 utilizando vectores.

SOLUCION. La fuerza en C es

$$\mathbf{W} = -23.4\mathbf{i} - 17.1\mathbf{j} + 40.5\mathbf{k}$$

Los vectores de posición a B y C desde el origen A son

$$\mathbf{R}_B = 10\mathbf{i} \quad \mathbf{R}_C = 13\mathbf{i} + 0.865\mathbf{j}$$

Al tomar momentos respecto de A se tiene,

$$\mathbf{R}_B \times \mathbf{F}_B + \mathbf{T} + \mathbf{R}_C \times \mathbf{W} = 0$$

Utilizando las direcciones supuestas en la figura 12-7 y al sustituir los valores se obtiene

$$10\mathbf{i} \times (F_B^x \mathbf{j} - F_B^y \mathbf{k}) - T\mathbf{i} + (13\mathbf{i} + 0.865\mathbf{j}) \times (-23.4\mathbf{i} - 17.1\mathbf{j} + 40.5\mathbf{k}) = 0$$

Cuando se forman los productos de cruz se tiene,

$$(10F_B^y \mathbf{k} + 10F_B^x \mathbf{j}) - T\mathbf{i} + (35\mathbf{i} - 526\mathbf{j} - 200\mathbf{k}) = 0$$

de donde $T = 35 \text{ lb} \cdot \text{plg}$, $F_B^x = 20 \text{ lb}$ y $F_B^y = 52.6 \text{ lb}$.

En seguida, $\mathbf{F}_A = -\mathbf{F}_B - \mathbf{W}$, y por tanto, $\mathbf{F}_A = 23.4\mathbf{i} - 2.9\mathbf{j} + 12.1\mathbf{k} \text{ lb}$.

///

12-4 ENGRANES HELICOIDALES —ANÁLISIS DE LA RESISTENCIA

Se repetirán aquí las expresiones para los esfuerzos por flexión y de superficie en engranes cilíndricos rectos, pues se aplican también a los engranes helicoidales:

$$\sigma = \frac{W_t P_t}{K_v F J} \quad (12-8)$$

$$\sigma_H = C_s \sqrt{\frac{W_t}{C_v F d_p l}} \quad (12-9)$$

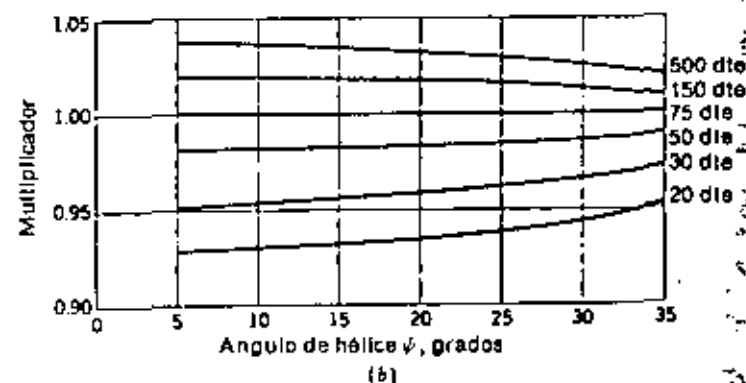
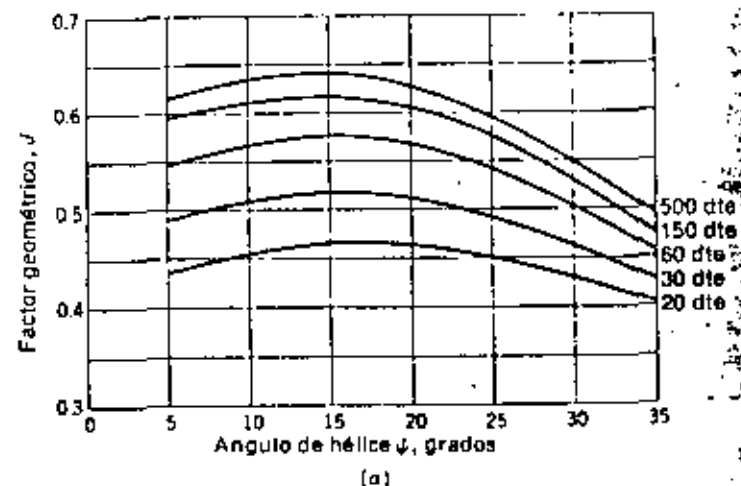


Fig. 12-8 Factores geométricos para engranes helicoidales y bishelicoidales con un ángulo de presión normal de 20° . a) Factores geométricos para engranes conectados a uno de 75 dientes. b) Multiplicadores del factor J a emplear cuando se utilicen números de dientes distintos de 75 en el engrane conectado. (AGMA Information Sheet 225.01.)

- donde σ = esfuerzo por flexión, lb/plg^2
 σ_H = esfuerzo de compresión de la superficie, lb/plg^2
 W_t = carga transmitida, lb
 P_t = paso diametral transversal, dte/plg
 K_v = C_v = factor dinámico o de velocidad
 d_p = diámetro de paso del piñón, plg
 J = factor geométrico (flexión)
 l = factor geométrico (durabilidad de la superficie)

Para engranes helicoidales el factor de velocidad generalmente se toma como

$$K_v = C_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}} \quad (12-10)$$

donde V es la velocidad en la línea de paso en pies por minuto (pie/mín).

En los factores geométricos para engranes helicoidales debe tenerse en cuenta el hecho de que el contacto ocurre a lo largo de una línea diagonal, a través de la cara del diente, y que generalmente se trata el paso transversal en vez del paso normal. La carga más desventajosa ocurre cuando la línea de contacto corta la punta del diente, pero el extremo no cargado refuerza al mismo.

Los factores J para $\phi_n = 20^\circ$ se muestran en la figura 12-8. La AGMA publica también factores J para $\phi_n = 15^\circ$ y $\phi_n = 22^\circ$.

Los factores geométricos I para engranes helicoidales y bihelicoidales se calculan de la ecuación*

$$I = \frac{\sin \phi_t \cos \phi_t}{2m_n} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (12-11)$$

para engranes externos. (Se utiliza el signo menos en el denominador del segundo término cuando se trata de engranes internos.) En esta ecuación ϕ_t es el ángulo de presión transversal y m_n es la razón o relación de compartición de carga y se halla con la fórmula

$$m_n = \frac{p_n}{0.95Z} \quad (12-12)$$

Aquí p_n es el paso base normal; se relaciona con el paso circular normal p_n por la ecuación

$$p_n = p_n \cos \phi_n \quad (12-13)$$

La cantidad Z es la longitud de la línea de acción en el plano transversal; se la obtiene en forma más conveniente a partir de una representación de los dos engranes, pero también es posible hallarla por la ecuación†

$$Z = \sqrt{(r_p + a)^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{(r_g + a)^2 - r_{bg}^2} - (r_p + r_g) \sin \phi_t \quad (12-14)$$

donde r_p y r_g son los radios de paso y r_{bp} y r_{bg} los radios de las circunferencias de base, respectivamente, del piñón y la rueda. Deben tomarse ciertas

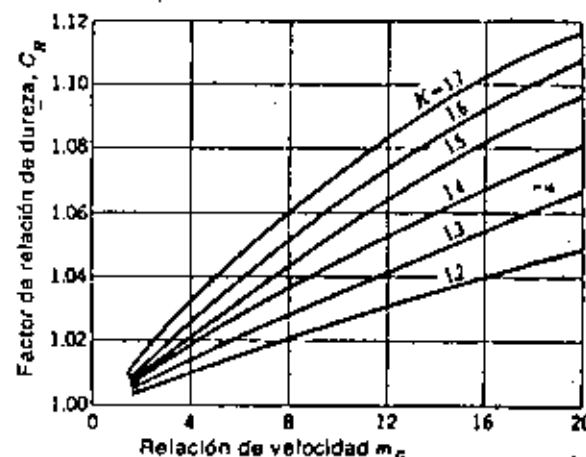


Fig. 12-9 Factor de relación de dureza C_H para engranes helicoidales. El factor K es el cociente de la dureza Brinell del piñón y la dureza Brinell de la rueda. Use $C_H = 1.00$ cuando $K < 1.2$. (AGMA Information Sheet 215.01.)

precauciones al utilizar la ecuación (12-14). Los perfiles de los dientes no son conjugados por debajo de la circunferencia de base y, en consecuencia, si $\sqrt{(r_p + a)^2 - r_{bp}^2}$, o bien, $\sqrt{(r_g + a)^2 - r_{bg}^2}$ es mayor que $(r_p + r_g) \sin \phi_t$, ese término se sustituye por $(r_p + r_g) \sin \phi_t$. Además, el radio exterior efectivo es algunas veces menor que $r + a$, debido a la eliminación de rebabas o al redondeo de las puntas de los dientes. Cuando esto sucede debe usarse siempre el radio exterior efectivo en vez de $r + a$.

Los factores de corrección y modificación de los engranes helicoidales son iguales a los correspondientes a los engranes cilíndricos rectos, excepto por los factores de distribución de carga K_m y C_m (tabla 12-1), y el factor de relación de dureza C_H (fig. 12-9). Con estos cambios, la ecuación (11-28) da el límite de resistencia a la fatiga en flexión, la ecuación (11-32) el factor de seguridad y las ecuaciones (11-42) y (11-43) el límite de fatiga en la superficie.

Tabla 12-1 FACTORES DE DISTRIBUCION DE CARGA C_m Y K_m PARA ENGRANES HELICOIDALES*

Características de montaje	Ancho de cara, plg			
	2	4	6	16 o más
Exacto, con pequeña holgura en cojinetes.				
Flexión mínima del eje, engranes de precisión	1.2	1.3	1.4	1.7
Menos rígido, engranes menos exactos.				
Contacto a través de toda la cara	1.5	1.6	1.7	2.0
Exactitud y montaje tales que existe un contacto menor que el largo de cara completa				más de 2.0

* Darle W. Dudley (dir. ed.), *Gear Handbook*, p. 1.33 McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

* Consulte la AGMA Information Sheet 211.02, febrero de 1969. El desarrollo puede verse en Joseph E. Shigley, *Kinematic Analysis of Mechanisms*, 2a. ed., pá. 100, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1969.

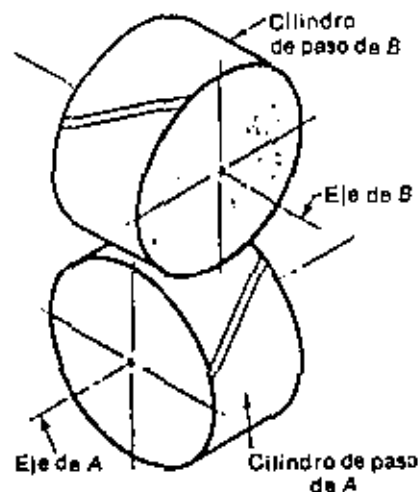


Fig. 12-10 Ilustración de los cilindros de paso de un par de engranes helicoidales cruzados a 90°.

12-5 ENGRANES HELICOIDALES CRUZADOS

Los engranes helicoidales cruzados, o espirales, son aquéllos en que las líneas de centros de los ejes no son paralelas ni se cortan. Son, en esencia, engranes o ruedas de tornillo sin fin no envolventes, debido a que las piezas de formación o cuerpos de los engranes son de forma cilíndrica. Esta clase de ruedas dentadas se ilustra en la figura 12-10.

Los dientes de engranes helicoidales cruzados tienen "contacto de punto" entre sí, que se convierte a "contacto de línea" a medida que se desgastan las ruedas. Por este motivo, sólo soportan cargas muy pequeñas. Los engranes helicoidales cruzados son para aplicaciones en instrumentos y, definitivamente, no se recomiendan para transmisión de potencia.

No se encuentran diferencias entre un engrane helicoidal cruzado y uno simplemente helicoidal hasta que se montan para que embonen entre sí, pues se fabrican en la misma forma. Generalmente, los pares de engranes helicoidales cruzados conectados tienen el mismo sesgo, es decir, una rueda impulsora con sesgo a la derecha va con una impulsada de sesgo a la derecha también. La relación entre empuje, sesgo y rotación en engranes helicoidales cruzados se ilustra en la figura 12-11.

Cuando se especifican tamaños de dientes, el paso normal debe utilizarse siempre. La razón de esto es que, cuando se utilizan ángulos de hélice diferentes para las ruedas impulsora e impulsada, los pasos transversales no son iguales. La relación entre los ángulos de ejes y de hélice es como sigue

$$\Sigma = \psi_1 \pm \psi_2 \quad (12-15)$$

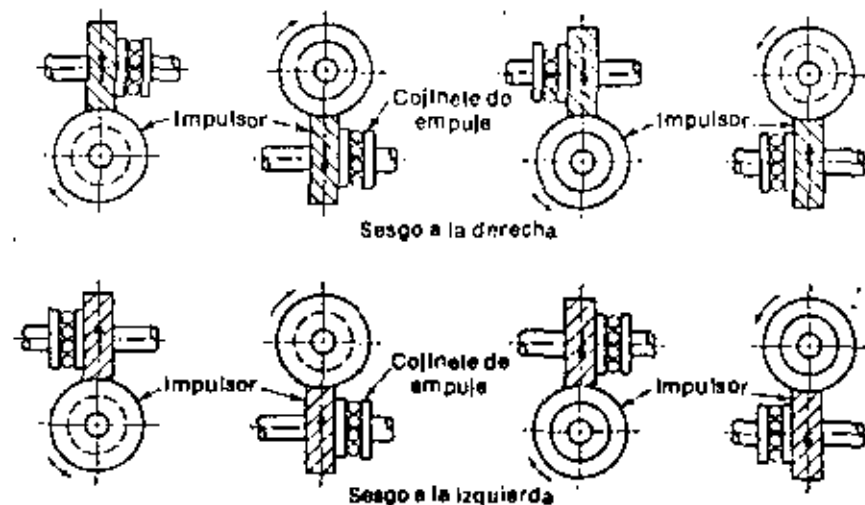


Fig. 12-11 Relaciones de carga axial, sentido de rotación y sesgo en engranes helicoidales cruzados. (Cortesía de Boston Gear Works, Inc.)

donde Σ es el ángulo de ejes. El signo más se utiliza cuando ambos ángulos de hélice tienen mismo sesgo y el signo menos cuando son de sesgo opuesto. Los engranes helicoidales cruzados de sesgo contrario se utilizan cuando el ángulo de ejes es pequeño.

El diámetro de paso se obtiene de la ecuación

$$d = \frac{N}{P_n \cos \psi} \quad (12-16)$$

donde N = número de dientes

P_n = paso diametral normal

ψ = ángulo de hélice

Puesto que los diámetros de paso no están relacionados directamente con los números de dientes, no pueden utilizarse para obtener la relación de velocidades angulares. Esta razón debe obtenerse a partir de la de los números de dientes.

En el diseño de engranes helicoidales cruzados la velocidad mínima de resbalamiento se obtiene cuando los ángulos de hélice son iguales. Sin embargo, cuando tales ángulos no son iguales debe usarse como impulsora a la rueda con el ángulo de hélice mayor, si ambos engranes son del mismo sesgo.

No existe ningún estándar para las proporciones de los dientes de engranes helicoidales cruzados. Muchas proporciones dan por resultado un buen funcionamiento de los dientes. Puesto que éstos tienen contacto de punto, debe hacerse un esfuerzo para obtener una relación de contacto de 2 o más. Por tal motivo, para cortar dientes helicoidales cruzados, generalmente se usan un ángulo de presión pequeño y un diente de gran altura.

12-6 MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN —CONSIDERACIONES CINEMÁTICAS

La figura 12-12 muestra un tornillo sin fin (o gusano) y su engrane (o rueda). Debe notarse que los ejes no se cortan y que el ángulo entre los mismos es de 90° , éste es el ángulo usual entre ejes, aunque pueden utilizarse otros. El tornillo sin fin, a veces llamado simplemente "sinfin", se distingue por la figura que tiene, quizá cinco o seis dientes (o hilos de rosca). Un gusano de un diente se asemejaría mucho a un hilo de rosca de tornillo Acme.

Los mecanismos de tornillo sin fin pueden ser simple o doblemente envolventes. Los del primer tipo son aquellos en los que la rueda envuelve o encierra parcialmente al tornillo, como se muestra en la figura 12-12. Los mecanismos en los que cada elemento envuelve parcialmente al otro son, desde luego, los doblemente envolventes. La diferencia más importante que hay entre los dos es que existe *contacto de superficie* entre los dientes de los elementos doblemente envolventes y sólo *contacto de línea* entre los de elementos simplemente envolventes.

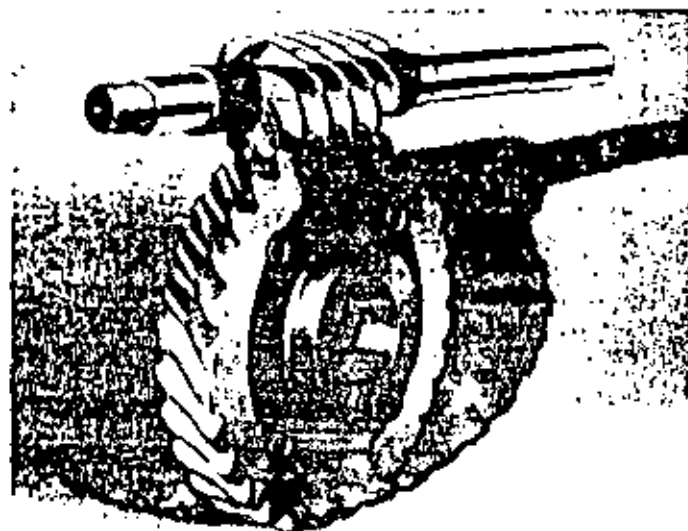


Fig. 12-12 Mecanismo de tornillo sin fin de tipo simplemente envolvente. (Cortesía de Horsburgh and Scott Company, Cleveland.)

En la figura 12-13 se ilustran los nombres que se dan a las partes de los mecanismos de tornillo sin fin. Los elementos del mecanismo tienen el mismo sesgo de hélice que los engranes helicoidales cruzados, pero los ángulos de hélice suelen ser completamente diferentes. Generalmente, el ángulo de hélice del tornillo es bastante grande y el de la rueda muy pequeño. Debido a esto, es usual especificar el ángulo de avance λ para el gusano y el ángulo de hélice ψ_G para el engrane; los dos ángulos son iguales cuando se tiene un ángulo entre ejes de 90° . El ángulo de avance del tornillo es el complemento de su ángulo de hélice, como se indica en la figura 12-13.

Al especificar el paso en mecanismos de tornillo sin fin se acostumbra enunciar el *paso axial*, p_x , del tornillo y el *paso circular transversal*, p_t , (a veces llamado simplemente paso circular) del engrane conectado. Estos pasos son iguales cuando el ángulo entre ejes es de 90° . El diámetro de paso del engrane es el diámetro medido sobre un plano que contiene al eje del gusano, como se muestra en la figura 12-13; es el mismo que para los engranes cilíndricos y vale

$$d_G = \frac{N_G p_t}{\pi} \quad (12-17)$$

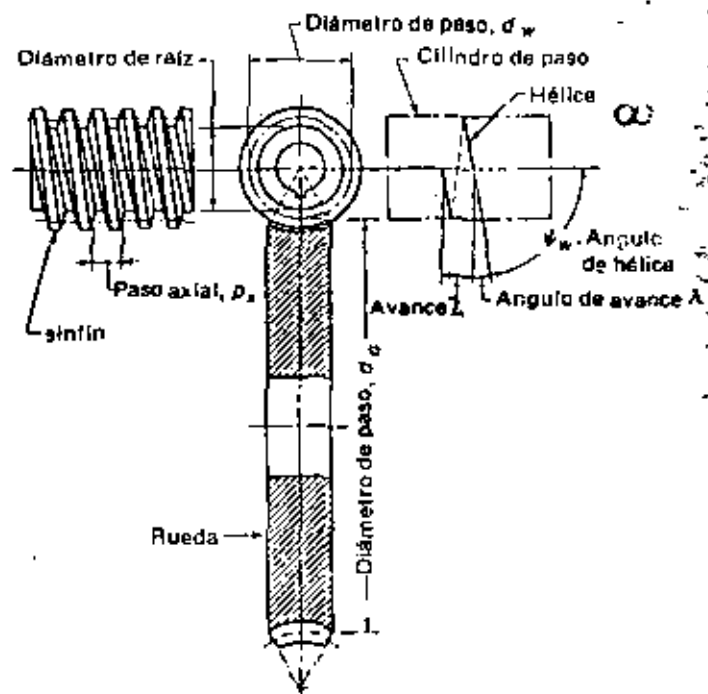


Fig. 12-13 Nomenclatura de un mecanismo de tornillo de tipo simplemente envolvente.

Puesto que no hay relación con el número de dientes, el tornillo sin fin puede tener cualquier diámetro de paso; sin embargo, este diámetro debe ser igual al diámetro de paso del cortador utilizado para formar los dientes del engrane del gusano. Por lo general hay que seleccionar el diámetro de paso del sinfín, de modo que quede dentro del intervalo

$$\frac{C^{0.875}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.7} \quad (12-18)$$

donde C es la distancia entre centros. Estas proporciones dan como resultado la capacidad óptima de potencia del mecanismo.

Tabla 12-2 ANGULOS DE PRESION Y ALTURAS DE DIENTE RECOMENDADOS PARA MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN.

Angulo de avance λ , grados	Angulo de presión ϕ_n , grados	Adendo a	Dedendo b_d
0-15	14½	0.3683 p_x	0.3683 p_x
15-30	20	0.3683 p_x	0.3683 p_x
30-35	25	0.2865 p_x	0.3314 p_x
35-40	25	0.2546 p_x	0.2947 p_x
40-45	30	0.2228 p_x	0.2578 p_x

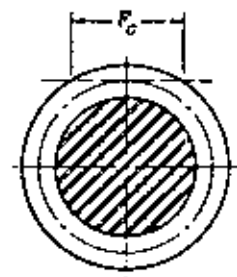


Fig. 12-14

El avance L y el ángulo de avance λ del sinfín tienen las siguientes relaciones:

$$L = p_x N_w \quad (12-19)$$

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_w} \quad (12-20)$$

Las formas de dientes para los mecanismos de gusano no han sido ampliamente estandarizadas, quizá porque se emplean cada vez menos y no ha sido muy necesario. Los ángulos de presión empleados dependen de los

ángulos de avance, y deben ser lo suficientemente grandes para evitar el rebaje por corte de los dientes del engrane en el lado en que termina el contacto. Una altura de dientes satisfactoria, que guarde la proporción correcta con el ángulo de avance, puede obtenerse dando a la altura un valor en proporción al del paso circular axial. La tabla 12-2 resume lo que se consideraría buena práctica para valores de ángulos de presión y de altura de dientes.

El ancho de cara F_G de la rueda del sinfín debe ser igual a la longitud de una tangente a la circunferencia de paso del sinfín entre sus puntos de intersección con la circunferencia de adendo, como se indica en la figura 12-14.

12-7 MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN —ANÁLISIS DE FUERZAS

Si se desprecia la fricción, entonces la única fuerza ejercida por el engrane sería W (fig. 12-15), que tiene tres componentes ortogonales: W^x , W^y y W^z . Por la configuración geométrica de la figura se aprecia que

$$W^x = W \cos \phi_n \sin \lambda$$

$$W^y = W \sin \phi_n \quad (12-21)$$

$$W^z = W \cos \phi_n \cos \lambda$$

Ahora se utilizarán los subíndices W y G para indicar las fuerzas que actúan contra el gusano (en inglés, *worm*) y el engrane (*gear*), respectivamente. Se observa que W^y es la fuerza radial, o de separación, para el gusano y la rueda. La fuerza tangencial que actúa sobre el tornillo sin fin W^x y sobre el engrane es W^z , suponiendo que el ángulo entre ejes es de 90° . La fuerza axial sobre el sinfín es W^z y sobre la rueda W^x . Puesto que las fuerzas en el engrane son opuestas a las que actúan en el tornillo, estas relaciones se resumen como sigue:

$$W'_{Wz} = -W'_{Gz} = W^z$$

$$W'_{Wx} = -W'_{Gx} = W^x \quad (12-22)$$

$$W'_{Wy} = -W'_{Gy} = W^y$$

Al utilizar las ecuaciones (12-21) y (12-22) es útil observar que el eje de la rueda es paralelo a la dirección x , que el eje del sinfín es paralelo a la dirección z , y que se ha empleado un sistema derecho de coordenadas.

En el estudio de los dientes de engranes cilíndricos rectos se vio que el movimiento de un diente relativo al del diente embonante es un rodamiento, principalmente; de hecho, cuando el contacto ocurre en el punto de paso, el movimiento es una rodadura simple. En contraste, el movimiento relativo entre los dientes de gusano y rueda es un deslizamiento puro y, así, es de es-

perar que la fricción tenga una función importante en el funcionamiento de un mecanismo de sinfín. Introduciendo el coeficiente de fricción μ se obtiene otro conjunto de relaciones similar al de las ecuaciones (12-21). En la figura 12-15 se ve que la fuerza W , normal al perfil del diente del sinfín, produce una fuerza de fricción $W_f = \mu W$, que tiene una componente $\mu W \cos \lambda$, en la dirección negativa de x , y otra componente $\mu W \sin \lambda$, en la dirección positiva de z . Por tanto, la ecuación (12-21) se convierte en

$$\begin{aligned} W^x &= W(\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda) \\ W^y &= W \sin \phi_n \\ W^z &= W(\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda) \end{aligned} \quad (12-23)$$

Desde luego, la ecuación (12-22) sigue siendo válida.

Si se sustituye W^z en la tercera de las ecuaciones (12-22) y se multiplican ambos miembros por μ , se halla que la fuerza de fricción o rozamiento es

$$W_f = \mu W = \frac{\mu W_{G1}}{\mu \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda} \quad (12-24)$$

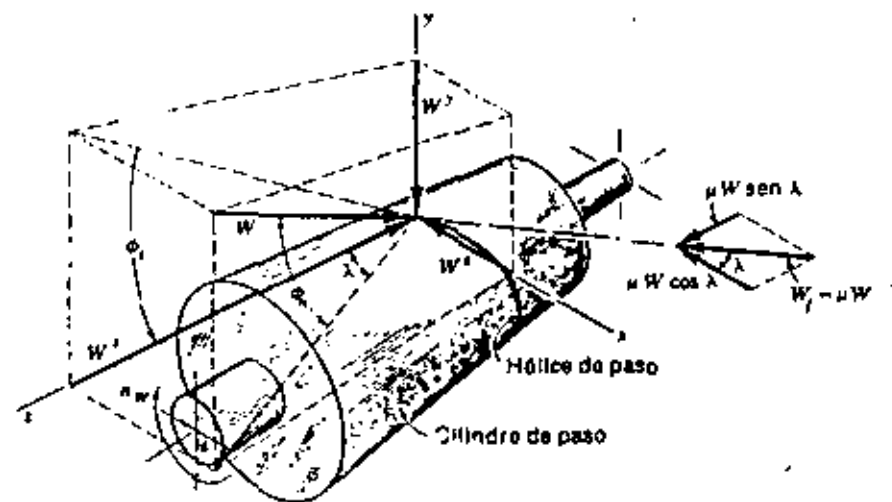


Fig. 12-15 Croquis del cilindro de paso de un sinfín en el que se indican las fuerzas que ejerce la rueda sobre él.

Hay otra relación útil que puede obtenerse resolviendo simultáneamente la primera y la tercera ecuaciones de (12-22), para tener una relación entre las dos fuerzas tangenciales. El resultado es

$$W_{W_r} = W_{G1} \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda}{\mu \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda} \quad (12-25)$$

La eficiencia η se puede definir por la ecuación

$$\eta = \frac{W_{W_r} \text{ (sin fricción)}}{W_{G1} \text{ (con fricción)}} \quad (a)$$

Se sustituye la ecuación (12-25), con $\mu = 0$, en el numerador de la ecuación (a) y la misma ecuación, sin cambio alguno, en el denominador de ésta. Después de reordenar resulta que la eficiencia es

$$\eta = \frac{\cos \phi_n - \mu \tan \lambda}{\cos \phi_n + \mu \cot \lambda} \quad (12-26)$$

Si se selecciona un valor típico del coeficiente de fricción, por ejemplo, $\mu = 0.05$, y los ángulos de presión de la tabla 12-2, se usará la ecuación (12-26) para obtener información útil de diseño. Al resolver esta ecuación, despejando los ángulos de hélice de 1° a 30° , se llega a los interesantes resultados que se muestran en la tabla 12-3.

Tabla 12-3 EFICIENCIA DE MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN PARA $\mu = 0.05$.

Angulo de hélice ψ , grados	Eficiencia η , %
1.0	25.7
2.5	46.8
5.0	62.6
7.5	71.2
10.0	76.8
15.0	82.7
20.0	86.0
25.0	88.0
30.0	89.2

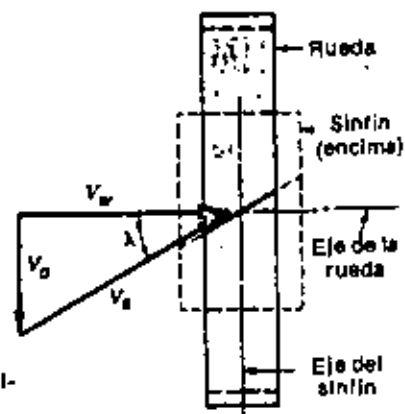


Fig. 12-16 Componentes de velocidad en un mecanismo de sinfín.

Muchos experimentos han demostrado que el coeficiente de fricción depende de la velocidad relativa o de deslizamiento. En la figura 12-16, V_d es la velocidad en la línea de paso de la rueda y V_w la velocidad en la línea de paso del sinfín. En consecuencia, vectorialmente se tiene $V_w = V_d + V_s$; y, por tanto,

$$V_s = \frac{V_w}{\cos \lambda} \quad (12-27)$$

Los valores publicados del coeficiente de fricción varían hasta un 20% debido sin duda a las diferencias en el acabado de superficie, materiales y lubricación. Los valores en el diagrama de la figura 12-17 son representativos e indican la tendencia general.

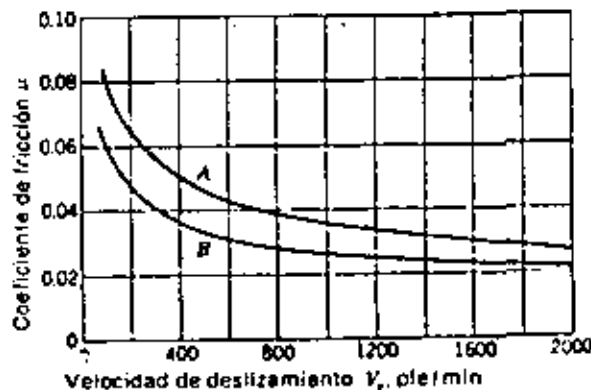


Fig. 12-17 Valores representativos del coeficiente de fricción para mecanismos de sinfín basados en la existencia de una buena lubricación. La curva B es para materiales de alta calidad, por ejemplo, un sinfín con temple de superficie conectado a una rueda de bronce fosforado. La curva A se emplea cuando es de esperar mayor fricción, como en el caso de sinfín y rueda de hierro colado.

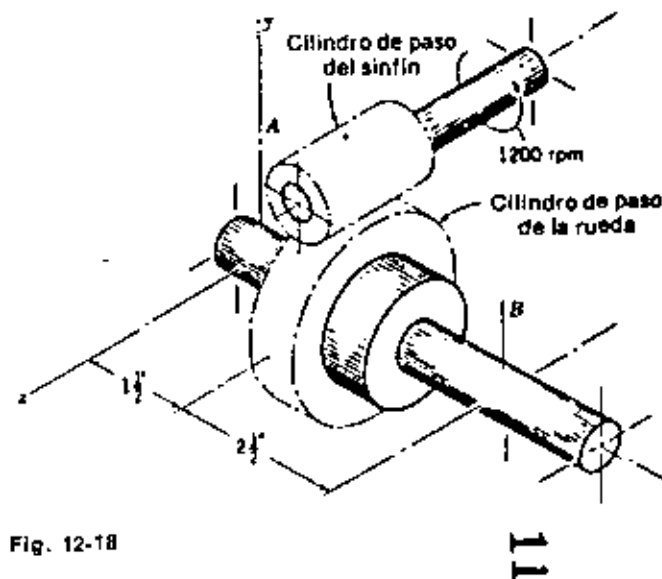


Fig. 12-18

EJEMPLO 12-3 Un tornillo sin fin de sesgo a la derecha y 2 dientes (o entradas) transmite 1 hp, a 1200 rpm, a una rueda con 30 dientes. Esta tiene un diámetro de paso transversal de 6 dientes por pulgada y un ancho de cara de 1 plg. El sinfín tiene un diámetro de paso de 2 plg y un anchura de cara de $2\frac{1}{2}$ plg. El ángulo de presión normal es de $14\frac{1}{2}^\circ$. Los materiales y la calidad de trabajo son tales que debe utilizarse la curva B de la figura 12-17 para obtener el coeficiente de fricción.

- Hallar el paso axial, la distancia entre centros, el avance y el ángulo de avance.
- La figura 12-18 es un croquis del mecanismo, orientado con respecto al sistema de coordenadas descrito en la sección 12-7; a la rueda del sinfín la soportan los cojinetes A y B. Calcular las fuerzas que ejercen los cojinetes sobre el eje de la rueda y el momento rotacional de salida.

SOLUCION. a) El paso axial es igual al paso circular transversal de la rueda, que es

$$p_x = \frac{\pi}{P} = \frac{\pi}{6} = 0.5236 \text{ plg} \quad \text{Resp.}$$

El diámetro de paso de la rueda es $d_g = N_g/P = 30/6 = 5$ plg. Por consiguiente, la distancia entre centros es

$$C = \frac{d_w + d_g}{2} = \frac{2 + 5}{2} = 3.5 \text{ plg} \quad \text{Resp.}$$

De la ecuación (12-19), el avance es

$$L = p_n N_w = (0.5236)(2) = 1.0472 \text{ plg} \quad \text{Resp.}$$

Utilizando, asimismo, la ecuación (12-20), se tiene

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi d_w} = \tan^{-1} \frac{1.0472}{\pi(2)} = 9.47^\circ, \quad \text{Resp.}$$

b) Si se usa la regla de la mano derecha para la rotación del tornillo se verá que el pulgar apunta en la dirección positiva de z . Ahora se utiliza la analogía del perno y la tuerca (el sinfín es de rosca a la derecha, como la de un tornillo o perno común), y se hace girar el perno con la mano derecha en el sentido del reloj, impidiendo al mismo tiempo la rotación de la tuerca con la mano izquierda. La tuerca se moverá axialmente a lo largo del perno hacia la mano derecha. Por consiguiente, la superficie de la rueda (fig. 12-18) que está en contacto con el tornillo se moverá en la dirección negativa de z . Por tanto, la rotación de la rueda será en el sentido del reloj alrededor del eje x , apuntando el pulgar de la mano derecha en la dirección negativa de x .

La velocidad del gusano en la línea de paso es

$$V_w = \frac{\pi d_w n_w}{12} = \frac{\pi(2)(1200)}{12} = 628 \text{ pie/min}$$

La velocidad de la rueda es $n_G = \left(\frac{1}{20}\right)(1200) = 80 \text{ rpm}$. De manera que la velocidad en la línea de paso vale

$$V_G = \frac{\pi d_G n_G}{12} = \frac{\pi(5)(80)}{12} = 105 \text{ pie/min}$$

Si luego se aplica la ecuación (12-27), se hallará que la velocidad de deslizamiento, V_s , es

$$V_s = \frac{V_w}{\cos \lambda} = \frac{628}{\cos 9.47^\circ} = 638 \text{ pie/min}$$

Empleando la figura 12-17 se halla que $\mu = 0.03$. También se requerirá el ángulo de presión normal ϕ_n . Puesto que el ángulo de hélice de la rueda es igual al ángulo de avance del sinfín podrá utilizarse la ecuación (12-4). Por consiguiente,

$$\phi = \tan^{-1} (\tan \phi_n \cos \psi) = \tan^{-1} (\tan 14.5^\circ \cos 9.47^\circ) = 14.3^\circ$$

Para determinar las fuerzas se partirá de la fórmula de la potencia

$$W_{w1} = \frac{33000 P}{V_w} = \frac{(33000)(1)}{628} = 52.5 \text{ lb}$$

Esta fuerza actúa en la dirección negativa de x , igual que en la figura 12-15. Utilizando la primera parte de la ecuación (12-23) se halla que

$$W = \frac{W^x}{\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda} \\ = \frac{52.5}{\cos 14.3^\circ \sin 9.47^\circ + 0.03 \cos 9.47^\circ} = 278 \text{ lb}$$

Asimismo, de la ecuación (12-23),

$$W^y = W \sin \phi_n = 278 \sin 14.3^\circ = 68.6 \text{ lb}$$

$$W^z = W(\cos^2 \phi_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda) \\ = 278(\cos^2 14.3^\circ \cos 9.47^\circ - 0.03 \sin 9.47^\circ) = 264 \text{ lb}$$

Ahora se determinarán las componentes que actúan sobre la rueda, como sigue:

$$W_{Gx} = -W^x = 52.5 \text{ lb}$$

$$W_{Gy} = -W^y = 68.6 \text{ lb} \quad W_{Gz} = -W^z = -264 \text{ lb}$$

En esta parte hay que recurrir a una representación tridimensional para simplificar el trabajo. Un croquis isométrico —como el de la figura 12-19— es fácil de realizar y ayudará a evitar errores. Debe notarse que el eje y es vertical y que los ejes x y z forman ángulos de 30° con la horizontal. La apariencia de profundidad se acentúa por el trazo de líneas paralelas a cada uno de los ejes coordenados en cada punto de interés.

Se considerará que B es el cojinete de empuje para que el eje de la rueda esté en compresión. Por tanto, la suma de fuerzas en la dirección x da

$$F_1^x = -52.5 \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Tomando momentos con respecto al eje z ,

$$-(52.5)(2.5) - (68.6)(1.5) + 4F_2^z = 0 \quad F_2^z = 58.6 \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

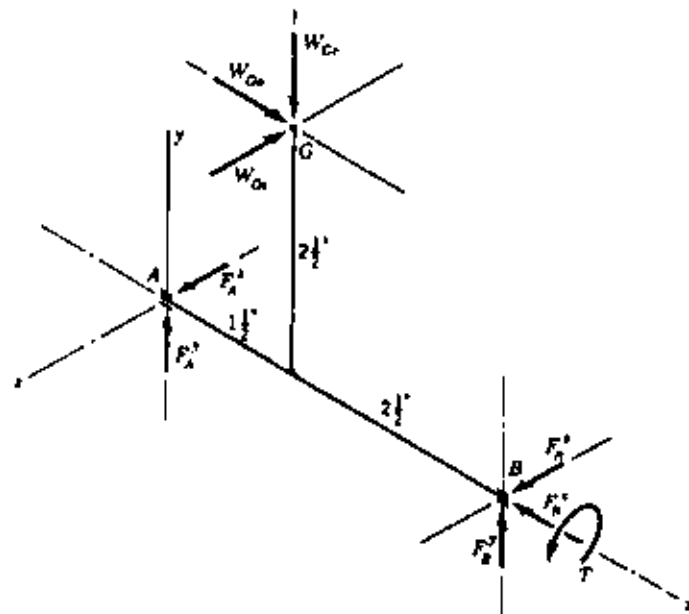


Fig. 12-19

Tomando momentos con respecto al eje y ,

$$(264)(1.5) - 4F_B^z = 0 \quad F_B^z = 99 \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Estas tres componentes se introducen ahora en el croquis, como se indica en B de la figura 12-19. Sumando fuerzas en la dirección y ,

$$-68.6 + 58.6 + F_A^y = 0 \quad F_A^y = 10 \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

En forma semejante, sumando fuerzas en la dirección z ,

$$-264 + 99 + F_A^z = 0 \quad F_A^z = 165 \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Estas dos componentes se trasladan ahora al punto A del croquis. Todavía hay que escribir una ecuación más. Sumando momentos respecto a x ,

$$-(264)(2.5) + T = 0 \quad T = 660 \text{ lb}\cdot\text{plg} \quad \text{Resp.}$$

Debido a la pérdida por fricción, este momento rotacional de salida es menor que el producto de la relación de transmisión y el momento de rotación de entrada.

///

EJEMPLO 12-4 Resuelva la parte (b) del ejemplo 12-3 utilizando vectores.

SOLUCION. Considerando la figura 12-19, se escribe

$$W_G = 52.5i - 68.6j - 264k$$

Luego se definen los vectores de posición

$$R_G = 1.5i + 2.5j \quad R_B = 4i$$

Si se escribe la ecuación de momentos respecto de A se tiene

$$R_G \times W_G + T + R_B \times F_B = 0 \quad (1)$$

Sustituyendo los valores conocidos,

$$(1.5i + 2.5j) \times (52.5i - 68.6j - 264k) + T + (4i) \times (F_B^x i + F_B^y j + F_B^z k) = 0$$

Cuando se forman los productos de cruz queda

$$(-660i + 396j - 234k) + T + (-4F_B^y j + 4F_B^z k) = 0 \quad (2)$$

$$T = 660i \text{ lb}\cdot\text{plg} \quad \text{Resp.}$$

Por tanto,

$$F_B^x = 58.6 \text{ lb} \quad F_B^z = 99 \text{ lb}$$

Tomando luego la suma de fuerzas se obtiene

$$F_A + F_B + W_G = 0 \quad (3)$$

y sustituyendo los valores conocidos

$$(F_A^x j + F_A^z k) + (F_B^x i + 58.6j + 99k) + (52.5i - 68.6j - 264k) = 0 \quad (4)$$

de donde

$$F_A^x = -52.5 \text{ lb}$$

y por tanto,

$$F_B = -52.5i + 58.6j + 99k \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Asimismo, de la ecuación (4)

$$F_A = 10j + 165k \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

12-8 CAPACIDADES DE POTENCIA DE UN MECANISMO DE TORNILLO SIN FIN

Cuando se utilizan estos dispositivos intermitentemente o a velocidades bajas de la rueda, la resistencia a la flexión de los dientes del engrane puede llegar a ser el factor de diseño principal. Puesto que los dientes del sinfín son intrínsecamente más resistentes que los de su rueda, por lo general no se los calcula, aunque pueden utilizarse los métodos del capítulo 6 para calcular los esfuerzos en los dientes de un tornillo. Los dientes de las ruedas de sinfín son gruesos y cortos en los dos bordes de la cara y delgados en el plano central; esto hace difícil determinar el esfuerzo por flexión. Buckingham* adapta la ecuación de Lewis como sigue:

$$\sigma = \frac{W_{G1}}{p_n F_G y} \quad (12-28)$$

$$p_n = p_x \cos \lambda \quad (12-29)$$

donde σ = esfuerzo por flexión, lb/plg²

W_{G1} = carga transmitida, lb

p_n = paso circular normal, plg

p_x = paso circular axial, plg

F_G = ancho de cara de la rueda, plg

y = factor de forma de Lewis relacionado con el paso circular

λ = ángulo de avance

Puesto que la ecuación sólo es una aproximación poco precisa, no se considera la concentración de esfuerzos. También por esta razón, los factores de forma no están relacionados con el número de dientes, sino solamente con el ángulo de presión normal. Los valores de y se tienen en la tabla 12-4.

Tabla 12-4 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y PARA MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN.

Ángulo de presión normal ϕ_n , grados	Factor de forma y
14½	0.100
20	0.125
25	0.150
30	0.175

* Earle Buckingham, *Analytical Mechanics of Gears*, pág. 495, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1949.

La ecuación de la AGMA para la potencia nominal de entrada (en hp) de un mecanismo de tornillo sin fin es

$$P = \frac{W_{G1} d_G n_w}{126\,000 m_G} + \frac{V_s W_f}{33\,000} \quad (12-30)$$

El primer término del segundo miembro es la potencia de salida y el segundo es la pérdida de potencia. La carga transmitida permisible W_{G1} se calcula con la ecuación

$$W_{G1} = K_s d_G^3 F_s K_m K_v \quad (12-31)$$

La notación en las ecuaciones (12-30) y (12-31) es como sigue:

W_{G1} = carga a transmitir, lb

d_G = diámetro de paso de la rueda, plg

n_w = velocidad del tornillo, rpm

m_G = relación de transmisión = N_G/N_w

V_s = velocidad de deslizamiento en el diámetro medio del tornillo, pie/min

W_f = fuerza de fricción, lb

K_s = factor de corrección por tamaño y materiales

F_s = ancho de cara efectivo; esta dimensión es el ancho de cara de la rueda o dos tercios del diámetro de paso del sinfín; se usa el menor de estos dos valores

K_m = factor de corrección de la relación de velocidades

K_v = factor de velocidad

Tabla 12-5 FACTOR DE MATERIALES K_s PARA MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN CILÍNDRICOS*.

Ancho de cara de la rueda, F_s , plg	Bronce colado en arena	Bronce de colado frío estático	Bronce de colado centrífugo
Hasta 3	700	800	1000
4	665	780	975
5	640	760	940
6	600	720	900
7	570	680	850
8	530	640	800
9	500	620	750

* Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-38, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

Para engranes de bronce de cobre-estaño y cobre-estaño-níquel que trabajan con sinfines de acero con temple de superficie a la dureza Rockwell 58C como mínimo.

Tabla 12-6 FACTOR DE CORRECCION DE LA RELACION DE VELOCIDADES K_m *

Razón m_g		Razón m_c		Razón m_p	
m_g	K_m	m_c	K_m	m_p	K_m
3.0	0.500	8.0	0.724	30.0	0.825
3.5	0.554	9.0	0.744	40.0	0.815
4.0	0.593	10.0	0.760	50.0	0.785
4.5	0.620	12.0	0.783	60.0	0.745
5.0	0.645	14.0	0.799	70.0	0.687
6.0	0.679	16.0	0.809	80.0	0.622
7.0	0.706	20.0	0.820	100.0	0.490

* Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-38, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

Los valores del factor de materiales para gusanos de acero templado que embonan con ruedas de bronce se indican en la tabla 12-5. Debe observarse el efecto del factor de corrección por tamaño mientras aumenta el ancho de cara.

Los valores del factor de corrección de la relación de velocidades K_m y el factor de velocidad K_v se encuentran en las tablas 12-6 y 12-7, respectivamente.

Tabla 12-7 FACTOR DE VELOCIDAD K_v *

Velocidad V_1 , pie/min	K_v	Velocidad V_2 , pie/min	K_v	Velocidad V_3 , pie/min	K_v
1	0.649	300	0.472	1400	0.216
1.5	0.647	350	0.446	1600	0.200
10	0.644	400	0.421	1800	0.187
20	0.638	450	0.398	2000	0.175
30	0.631	500	0.378	2200	0.165
40	0.625	550	0.358	2400	0.156
60	0.613	600	0.340	2600	0.148
80	0.600	700	0.310	2800	0.140
100	0.588	800	0.289	3000	0.134
150	0.558	900	0.269	4000	0.106
200	0.528	1000	0.258	5000	0.089
250	0.500	1200	0.235	6000	0.079

* Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-39, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

12-9 ENGRANES CONICOS RECTOS —CONSIDERACIONES CINEMATICAS

Cuando han de utilizarse engranes para transmitir movimiento entre ejes no paralelos, es necesario recurrir a los engranes cónicos. Un engranaje de este tipo es el que se muestra en la figura 12-20. Aunque los engranes cónicos

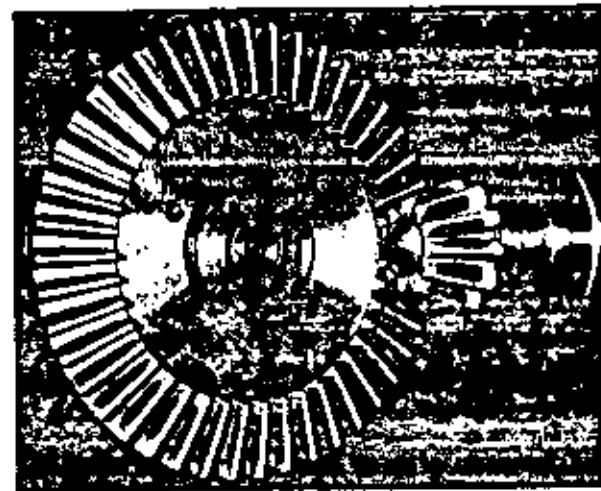


Fig. 12-20 Piñón y rueda cónicos de dientes rectos (Cortesía de Gleason Works, Rochester, N. Y.)

generalmente se hacen para un ángulo entre ejes de 90° , pueden producirse para casi cualquier otro ángulo citado. Los dientes pueden ser fundidos, fresados o generados. Sin embargo, sólo los dientes de este último tipo pueden clasificarse como exactos.

La terminología de los engranes cónicos se ilustra en la figura 12-21. El paso se mide por el extremo mayor de los dientes, y tanto el paso circular como el diámetro de paso, se calculan en la misma forma que para los engranes cilíndricos. Debe observarse que la holgura es uniforme. Los ángulos de paso se definen por los conos de paso que se unen por sus vértices, como se indica en la figura. Están relacionados con los números de dientes en la forma siguiente:

$$\tan \gamma = \frac{N_P}{N_G} \quad \tan \Gamma = \frac{N_G}{N_P} \quad (12-32)$$

donde los subíndices P y G designan al piñón y a la rueda, respectivamente; γ y Γ son, también respectivamente, los ángulos de paso del piñón y de la rueda.

La figura 12-21 muestra que la forma de los dientes, cuando se proyecta sobre el cono posterior, es igual que en el caso de un engrane cilíndrico con un radio igual al largo del cono posterior r_b . A esto se le denomina *aproximación de Tredgold*. El número de dientes en este engrane imaginario es

$$N' = \frac{2\pi r_b}{P} \quad (12-33)$$

Tabla 12-8 PROPORCIONES PARA DIENTES DE ENGRANES CÓNICOS RECTOS DE 20°.

Concepto	Fórmula										
Altura de trabajo	$h_t = 2.0/P$										
Holgura	$c = (0.188/P) + 0.002 \text{ pig}$										
Adendo de la rueda	$a_a = \frac{0.54}{P} + \frac{0.460}{P(m_{30})^2}$										
Relación de velocidad	$m_G = N_G/N_P$										
Relación equivalente de 90°	$m_{90} = m_G$ cuando $\Sigma = 90^\circ$ $m_{90} = \sqrt{m_G \frac{\cos \gamma}{\cos \Gamma}}$ cuando $\Sigma \neq 90^\circ$										
Ancho de cara	$F = \frac{A_s}{3}$ o $F = \frac{10}{P}$, el que sea menor										
Número mínima de dientes	<table border="1"> <tr> <td>Piñón</td> <td>16</td> <td>15</td> <td>14</td> <td>13</td> </tr> <tr> <td>Rueda</td> <td>18</td> <td>17</td> <td>20</td> <td>30</td> </tr> </table>	Piñón	16	15	14	13	Rueda	18	17	20	30
Piñón	16	15	14	13							
Rueda	18	17	20	30							

donde N' es el número virtual de dientes y p es el paso circular medido en el extremo mayor de los dientes.

Los engranes cónicos de dientes rectos estándares se cortan utilizando un ángulo de presión de 20°, adendos y dedendos desiguales y dientes de altura

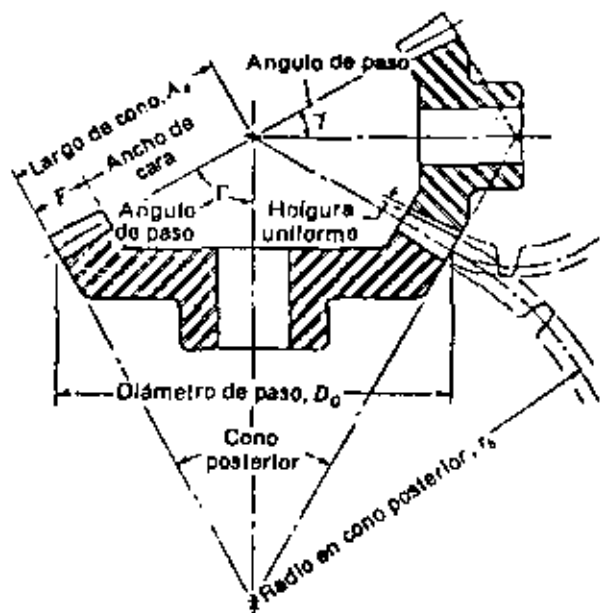


Fig. 12-21 Terminología de los engranes cónicos.

completa. Esto aumenta la razón de contacto, evita el rebaje e incrementa la resistencia del piñón. En la tabla 12-8 se encuentran las proporciones de dientes estándares consideradas en el extremo mayor de los mismos.

12-10 ENGRANES CÓNICOS —ANÁLISIS DE FUERZAS

Al determinar las cargas sobre el eje y los cojinetes en el caso de aplicaciones de engranes cónicos, la práctica usual es utilizar la carga tangencial (o a transmitir) que habría si todas las fuerzas estuviesen concentradas en el punto medio del diente. En tanto que la fuerza resultante real se produce en algún sitio entre el punto medio y el extremo mayor del diente, se comete sólo un pequeño error al adoptar esta hipótesis. Para la carga transmitida lo anterior da

$$W_t = \frac{T}{r_{med}} \quad (12-34)$$

donde T es el par de torsión y r_{med} es el radio de paso del engrane considerado en el punto medio del diente.

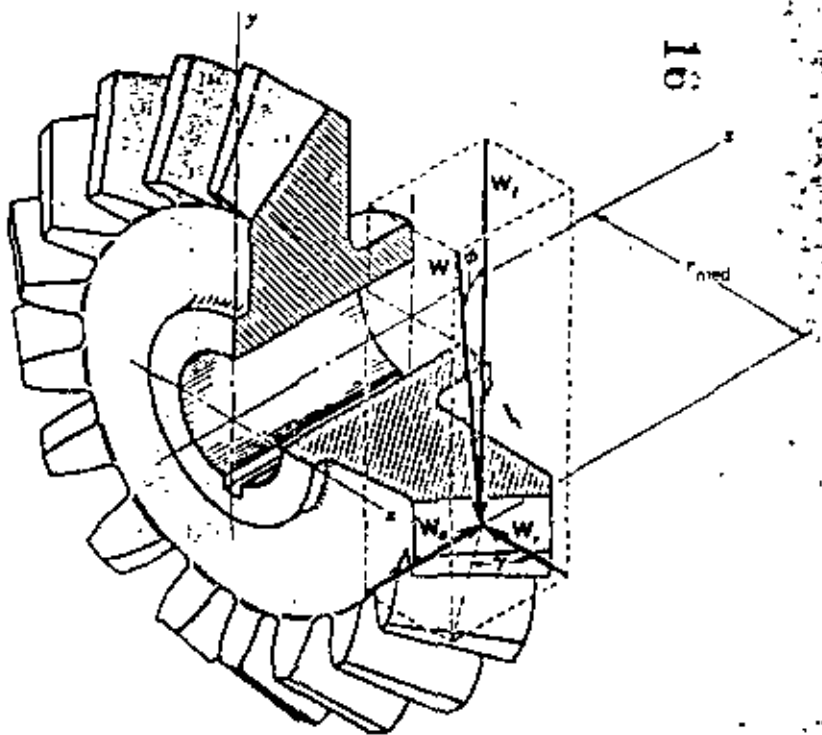


Fig. 12-22 Fuerzas entre dientes de engranes cónicos

Las fuerzas que actúan en el centro del diente se indican en la figura 12.22. La fuerza resultante W tiene tres componentes, una fuerza tangencial W_t , una fuerza radial W_r y una fuerza axial W_a . Por Trigonometría, se obtiene de la figura

$$W_t = W \tan \phi \cos \gamma \quad (12-35)$$

$$W_a = W \tan \phi \sin \gamma \quad (12-36)$$

Las tres fuerzas $-W_t$, W_r y W_a son perpendiculares entre sí y pueden utilizarse para determinar las cargas en los apoyos, utilizando los métodos de la Estática.

EJEMPLO 12-5 El piñón cónico de la figura 12-23 gira a 600 rpm en el sentido indicado y transmite 5 hp a la rueda. Las distancias de montaje, la localización de todos los cojinetes y los radios de paso medios del piñón y de la rueda se muestran en la figura. Para simplificar, los dientes se sustituyeron con los conos de paso. Los cojinetes A y B deben absorber las cargas de empuje. Determinar las fuerzas de apoyo que actúan sobre el eje de la rueda del engranaje.

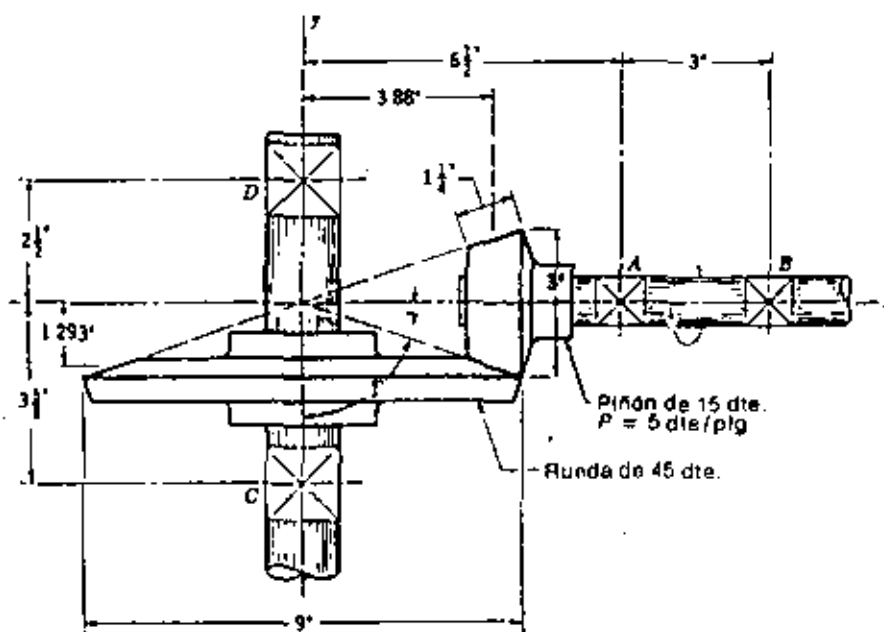


Fig. 12-23

SOLUCIÓN. Los ángulos de paso son:

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{1}{3} \right) = 18.4^\circ \quad \Gamma = \tan^{-1} \left(\frac{2}{3} \right) = 71.6^\circ$$

La velocidad en la línea de paso correspondiente al radio de paso medio es

$$V = \frac{2\pi r_p n}{12} = \frac{2\pi(1.293)(600)}{12} = 406 \text{ pie/min}$$

Por consiguiente, la carga transmitida es

$$W_t = \frac{33\,000 P}{V} = \frac{(33\,000)(5)}{406} = 406 \text{ lb}$$

y actúa en la dirección positiva de z , como se indica en la figura 12-24. Se tiene luego que

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \Gamma = 406 \tan 20^\circ \cos 71.6^\circ = 46.6 \text{ lb}$$

$$W_a = W_t \tan \phi \sin \Gamma = 406 \tan 20^\circ \sin 71.6^\circ = 140 \text{ lb}$$

donde W_r está en la dirección $-x$ y W_a en la dirección $-y$, como se ilustra en el croquis isométrico de la figura 12-24.

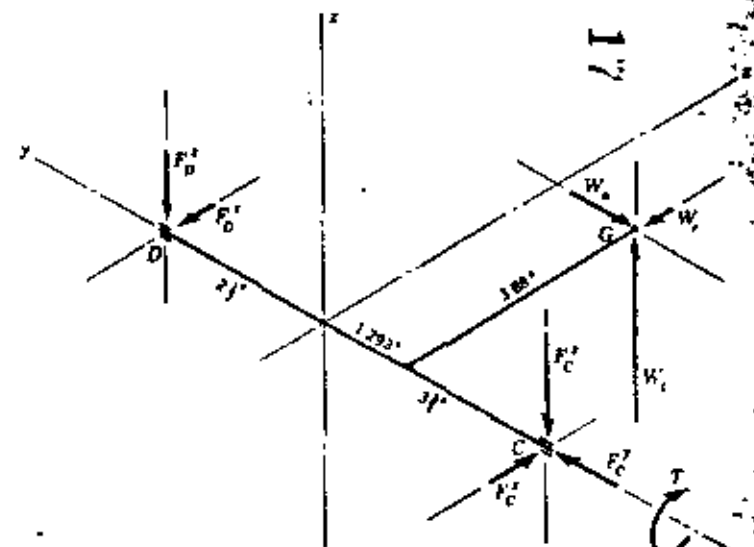


Fig. 12-24

660 DISEÑO DE ELEMENTOS MECANICOS

Como preparación para efectuar una suma de momentos con respecto al cojinete D , se define el factor de posición de D a G como

$$R_G = 3.88i - (2.5 + 1.293j) = 3.88i - 3.793j$$

También se requerirá un vector desde D hasta C

$$R_C = -(2.5 + 3.625j) = -6.125j$$

Luego, sumando momentos respecto a D , se tiene

$$R_G \times W + R_C \times F_C + T = 0 \quad (1)$$

Sustituyendo las componentes en la ecuación (1) se tiene

$$(3.88i - 3.793j) \times (-46.6i - 140j + 406k) + (6.125j) \times (F_C^x i + F_C^y j + F_C^z k) + Tj = 0 \quad (2)$$

Después de formar los dos productos de cruz, la ecuación queda

$$(-1504i - 1580j - 721k) + (-6.125F_C^x i + 6.125F_C^z k) + Tj = 0$$

de donde

$$T = 1580j \text{ lb} \cdot \text{plg} \quad F_C^x = 118 \text{ lb} \quad F_C^z = -246 \text{ lb} \quad (3)$$

Sumando ahora las fuerzas e igualando a cero:

$$F_D + F_C + W = 0 \quad (4)$$

Sustituyendo las componentes, la ecuación (4) da

$$(F_D^x i + F_D^z k) + (118i + F_C^y j - 246k) + (-46.6i - 140j + 406k) = 0 \quad (5)$$

Primero se ve que $F_C^y = 140 \text{ lb}$, y así,

$$F_C = 118i + 140j - 246k \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Luego, de la ecuación (5),

$$F_D = -71i - 160k \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$


Todo lo anterior se indica en la figura 12-24, en las direcciones apropiadas. El análisis para el eje del piñón es muy similar. ///

12-11 ENGRANES CONICOS
—ESFUERZO Y RESISTENCIA A LA FLEXION

En un montaje típico de engranes cónicos, como el de la figura 12-23, uno de los engranes con frecuencia se monta por fuera de los cojinetes. Esto significa que las deflexiones del eje pueden ser más pronunciadas y tener un efecto mayor sobre el contacto de los dientes. Hay otra dificultad que se presenta al calcular el esfuerzo en los dientes de engranes cónicos; es el hecho de que los dientes están ahusados. Por tanto, para lograr un contacto de línea perfecto, pasando por el centro del cono, los dientes deben flexionarse más en el extremo mayor que en el menor. Para lograr esta condición se requiere que la carga sea proporcionalmente superior en el extremo mayor. Debido a esta carga variable a través de la cara del diente, es deseable tener un ancho de cara razonablemente corto.

La ecuación para el esfuerzo por flexión en engranes cilíndricos se utiliza también en el caso de los cónicos y se repetirá aquí por conveniencia:

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_v F J} \quad (12-37)$$

donde las relaciones están basadas en el extremo mayor de los dientes. 

Precaución: La carga transmitida W_t debe calcularse utilizando el radio de paso en el extremo mayor de los dientes en la ecuación (12-37). Debe notarse que esta carga a transmitir no es la misma que se usó en el análisis de fuerzas (sección 12-10), aunque el símbolo es el mismo.

El factor geométrico J es diferente para los engranes cónicos debido a que se utilizó el sistema de adendos largo y corto, y a que los dientes son ahusados. Utilice la figura 12-25.

Los factores de modificaciones y de corrección para los engranes cónicos son los mismos que para los engranes cilíndricos, excepto por el factor de distribución de la carga K_w (tabla 12-9).*

Tabla 12-9 FACTORES DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA APROXIMADOS K_w Y C_v PARA ENGRANES CONICOS*

Aplicación	Ambos engranes entre cojinetes	Un engrane fuera de cojinetes	Ambos engranes fuera de cojinetes
En la industria, uso general	1.00-1.10	1.10-1.25	1.25-1.40
En automóviles	1.00-1.10	1.10-1.25	
En aviones	1.00-1.25	1.10-1.40	1.25-1.50

* AGMA Information Sheet 225.01, 1967, tabla 4.

* La AGMA utiliza un factor de tamaño diferente para engranes cónicos que para otros. Sin embargo, compensa lo anterior recomendando un conjunto distinto de esfuerzos admisibles. Consulte la AGMA Information Sheet 225.01, 1967.

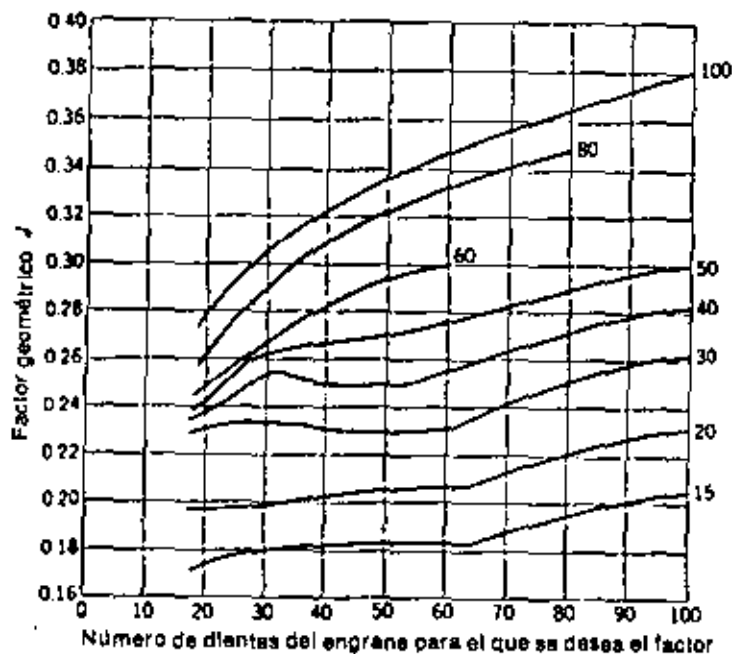


Fig. 12-25 Factores geométricos J para engranes cónicos rectos; corresponden a un ángulo entre ejes de 90° , un ángulo de presión de 20° y una hoigura $c = 0.2401$ P/plg. (AGMA Information Sheet 225.01.)

12-12 ENGRANES CONICOS— DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE

El esfuerzo de contacto hertziano para los engranes cónicos está dado por la ecuación

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t'}{C_r F d_p l}} \quad (12-38)$$

donde, de nuevo, todos los valores corresponden al extremo mayor de los dientes.

Como el contacto entre dientes de engranes cónicos tiende a estar localizado, el coeficiente elástico C_p debe basarse en un análisis hertziano de esferas de contacto, en vez de cilindros. Esto produce valores ligeramente distintos. Por lo tanto, habrá que utilizar la tabla 12-10.

La figura 12-26 es un diagrama del factor geométrico I para engranes cónicos. Todos los demás factores pueden obtenerse por los métodos del capítulo 11.

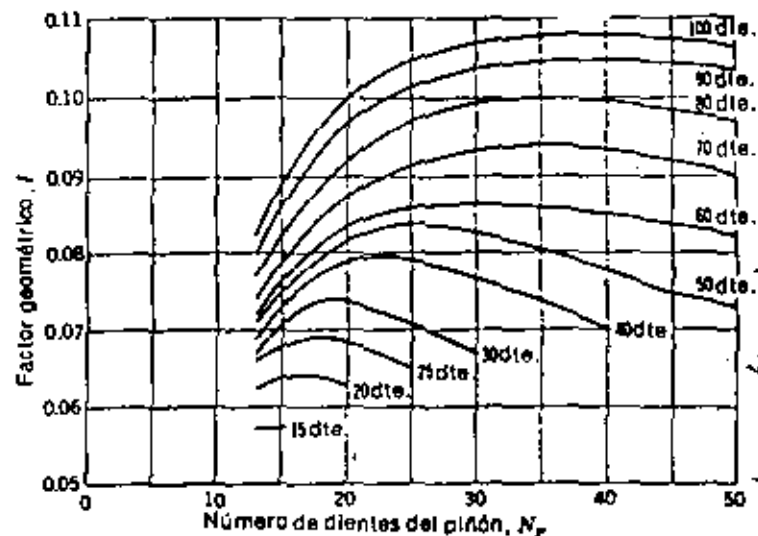


Fig. 12-26 Factores geométricos I para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de 20° y ejes a 90° . (AGMA Information Sheet 212.02.)

12-13 ENGRANES CONICOS ESPIRALES

Los engranes cónicos de dientes rectos son fáciles de diseñar y sencillos de fabricar; dan muy buenos resultados en el servicio si se montan exacta y positivamente. Sin embargo, como en el caso de los engranes cilíndricos rectos, se vuelven ruidosos con valores altos de la velocidad en la línea de paso. En estos casos con frecuencia es buena práctica de diseño recurrir a los engranes cónicos de dientes en espiral, que son los homólogos cónicos de los engranes helicoidales. La figura 12-27 muestra un par embonante de engranes cónicos esp

Tabla 12-10 VALORES DEL COEFICIENTE ELASTICO C_p PARA ENGRANES CONICOS Y DE OTRO TIPO CON CONTACTO LOCALIZADO. EL VALOR DEL MODULO DE ELASTICIDAD INDICADO EN CADA CASO ESTA EN 10^3 kpl/plg².

Piñón	Rueda			
	Acero	Hierro fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
Acero, $E = 30$	2800	2150	2400	2350
Hierro fundido, $E = 19$	2450	2250	2200	2150
Bronce de aluminio, $E = 17.5$	2400	2200	2150	2100
Bronce de estaño, $E = 16$	2350	2150	2100	2050

* AGMA Sheet 212.02.

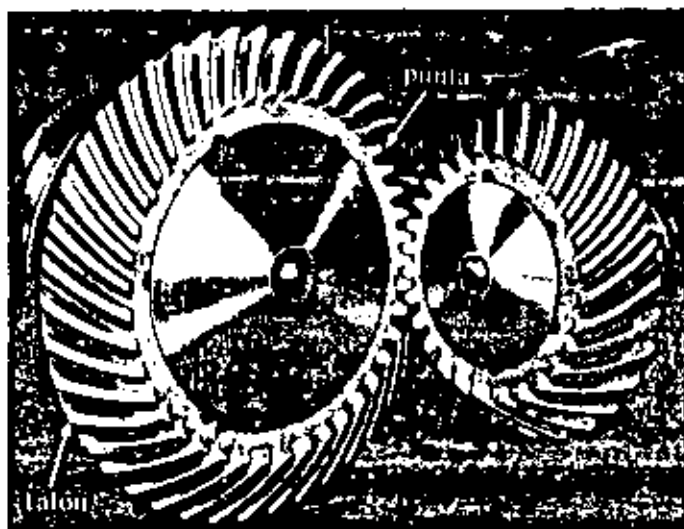


Fig. 12-27 Engranés cónicos espirales. (Cortesía de Gleason Works, Rochester, N. Y.)

rales, donde se puede ver que las superficies de paso y la naturaleza del contacto son iguales que para los engranes cónicos rectos, excepto por las diferencias originadas por los dientes en espiral.

El sesgo de la espiral se halla utilizando la regla de la mano derecha, estando el pulgar dirigido a lo largo del eje de rotación. En la figura 12-27, un piñón de sesgo a la izquierda (o de mano izquierda) está conectado con una rueda de sesgo a la derecha.

Tabla 12-11 AOENDOS DE RUEDA PARA ENGRANES CONICOS ESPIRALES DE PASO DIAMETRAL 1."

Razones			Razones			Razones		
Desde	Hasta	Adendo	Desde	Hasta	Adendo	Desde	Hasta	Adendo
1.00	1.00	0.850	1.23	1.26	0.710	1.82	1.90	0.570
1.00	1.02	0.840	1.26	1.28	0.700	1.90	1.99	0.560
1.02	1.03	0.830	1.28	1.31	0.690	1.99	2.10	0.550
1.03	1.05	0.820	1.31	1.34	0.680	2.10	2.23	0.540
1.05	1.06	0.810	1.34	1.37	0.670	2.23	2.38	0.530
1.06	1.08	0.800	1.37	1.41	0.660	2.38	2.58	0.520
1.08	1.09	0.790	1.41	1.44	0.650	2.58	2.82	0.510
1.09	1.11	0.780	1.44	1.48	0.640	2.82	3.17	0.500
1.11	1.13	0.770	1.48	1.52	0.630	3.17	3.67	0.490
1.13	1.15	0.760	1.52	1.57	0.620	3.67	4.56	0.480
1.15	1.17	0.750	1.57	1.63	0.610	4.56	7.00	0.470
1.17	1.19	0.740	1.63	1.68	0.600	7.00	∞	0.460
1.19	1.21	0.730	1.68	1.75	0.590			
1.21	1.23	0.720	1.75	1.82	0.580			

© Gleason Works, Rochester, N. Y.

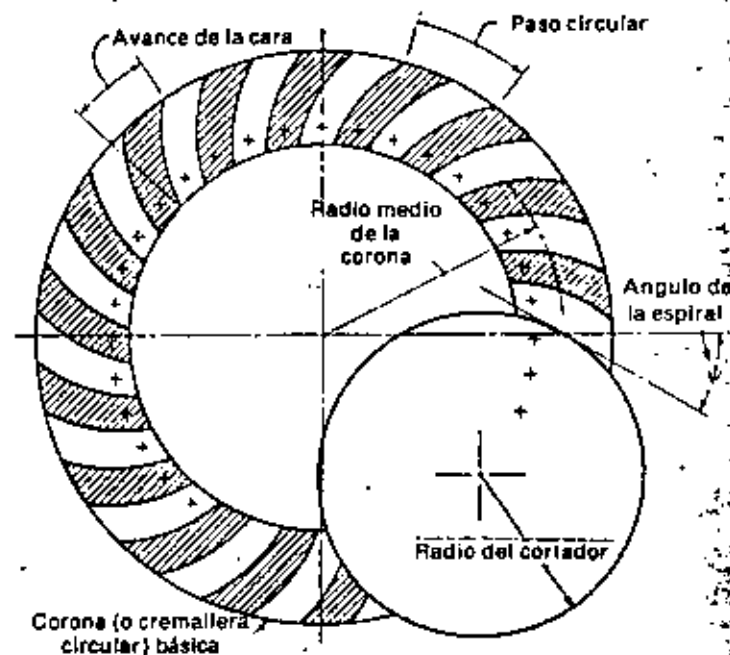


Fig. 12-28 Formado de los dientes de engrane espiral sobre la cremallera circular básica.

Los dientes de los engranes cónicos espirales se conjugan con una cremallera de corona básica ($2\Gamma = 180^\circ$), la cual se genera (como se indica en la figura 12-28) utilizando un cortador circular. El ángulo de espiral ψ se mide en el radio medio del engrane. Como en el caso de los engranes helicoidales, los engranes cónicos espirales tienen una acción mucho más suave entre los dientes que los engranes cónicos rectos y, por lo tanto, son útiles en aplicaciones de alta velocidad. Sin embargo, deben usarse cojinetes antifricción para resistir las cargas de empuje, debido a que estas cargas axiales son mayores que en el caso de los engranes cónicos rectos. La *relación de contacto de cara* es el avance de cara dividido entre el paso circular (fig. 12-28), y debe ser, al menos, de 1.25 para obtener una verdadera acción de dientes en espiral.

Los ángulos de presión utilizados en los engranes cónicos espirales generalmente son de $14\frac{1}{2}^\circ$ a 20° , en tanto que el ángulo de espiral es generalmente de 35° . El sesgo de la espiral debe seleccionarse a modo de hacer que los engranes se separen uno de otro y no para forzarlos entre sí, lo cual podría causar trabamiento. Por ejemplo, el piñón de sesgo a la izquierda de la figura 12-27 se forzará contra los dientes de la rueda, si gira en la dirección de los dedos de la mano derecha, cuando el pulgar está apuntando de izquierda a derecha. En cualquier caso, los cojinetes de los apoyos deben diseñarse siempre de manera que no exista sellura o juego en dirección axial.

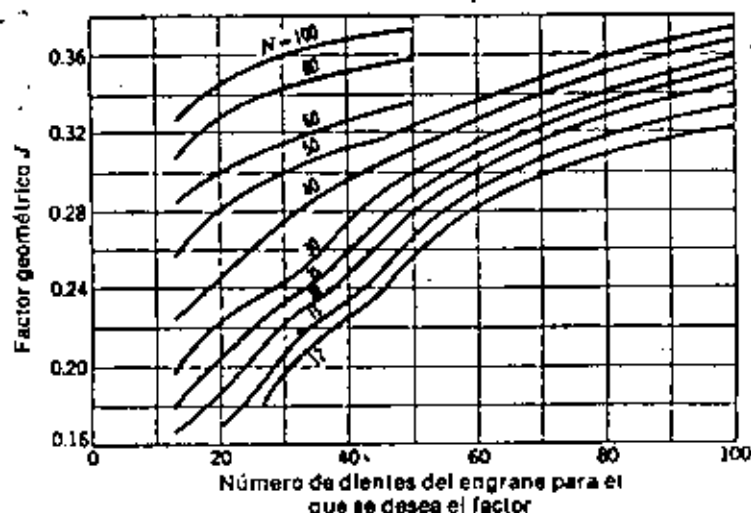


Fig. 12-29 Factores geométricos J para engranes cónicos espirales con ángulo de presión de 20° y ángulo de espiral de 35° . (Reproducido con permiso de *Gear Handbook*, págs. 13-36, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.)

Las proporciones de los dientes para engranes cónicos espirales con un ángulo de presión de 20° , un ángulo de espiral de 35° y una altura para dientes cortos se dan en la tabla 12-11. En este caso, la altura de trabajo de los dientes es de $1.700/P$ y la holgura de $0.188/P$.

La fuerza total W , normal al diente del piñón y que se supone concentrada a la distancia del radio medio del cono de paso, puede dividirse en tres componentes perpendiculares; tales son: la componente tangencial o carga transmitida W_t , la componente axial o de empuje W_a , y la componente radial o de separación, W_r . Desde luego, la fuerza W_t puede calcularse con la ecuación

$$W_t = \frac{T}{r_{med}} \quad (12-39)$$

donde T es el momento torsional de entrada y r_{med} es el radio medio del cono de paso del piñón. Las fuerzas W_a y W_r dependen del sesgo de la espiral y del sentido de rotación. Por lo tanto, hay cuatro casos posibles a considerar. Para una *espiral a la derecha con rotación en el sentido del reloj* y para una *espiral a la izquierda con rotación en sentido contrario al del reloj*, las ecuaciones son

$$W_a = \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \phi_n \sin \gamma - \sin \psi \cos \gamma) \quad (12-40)$$

$$W_r = \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \phi_n \cos \gamma + \sin \psi \sin \gamma)$$

Los otros dos casos son los de *espiral a la izquierda con rotación en sentido del reloj* y de *espiral a la derecha con rotación en sentido contrario al del reloj*. Para estos dos casos las ecuaciones son

$$W_a = \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \phi_n \sin \gamma + \sin \psi \cos \gamma) \quad (12-41)$$

$$W_r = \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \phi_n \cos \gamma - \sin \psi \sin \gamma)$$

donde ψ = ángulo de la espiral
 γ = ángulo de paso del piñón
 ϕ_n = ángulo de presión normal

y la rotación se observa desde el extremo de entrada del eje del piñón. Las ecuaciones (12-40) y (12-41) dan las fuerzas ejercidas por la rueda sobre el piñón. Un signo positivo para W_a o W_r indica que su sentido es hacia afuera del centro del cono.

Las fuerzas ejercidas por el piñón sobre la rueda son iguales y opuestas. Desde luego, la opuesta de una carga axial del piñón es una carga radial de la rueda, y la opuesta de una carga radial del piñón es una carga axial de la rueda.

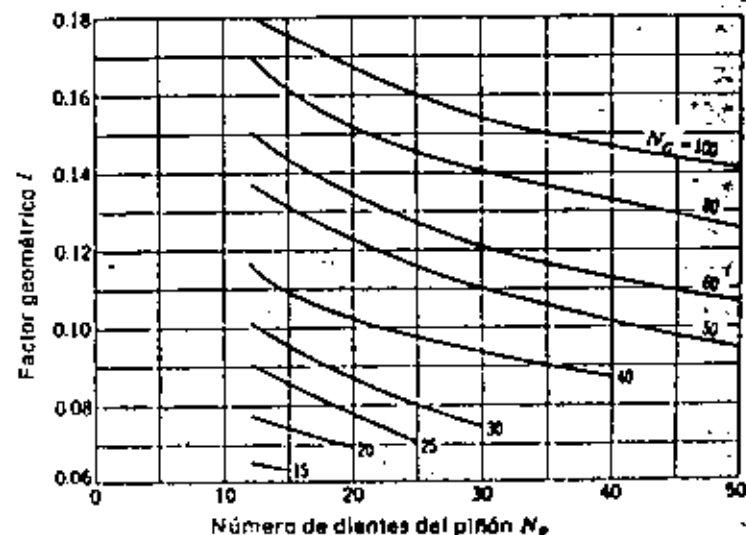


Fig. 12-30 Factores geométricos para engranes cónicos espirales con ángulo de presión de 20° y ángulo de espiral de 35° . (Reproducido con permiso de *Gear Handbook*, págs. 13-37, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.)

Excepto por los factores geométricos I y J , se aplican las mismas ecuaciones de esfuerzo y resistencia para los casos de flexión y desgaste que para los engranes cónicos rectos. Las figuras 12-29 y 12-30 se utilizan para determinar los factores J e I , respectivamente.

El engrane cónico Zerol es un engrane patentado de dientes curvos, pero con ángulo de espiral igual a cero. Por tanto, puede generarse utilizando las mismas herramientas que para un engrane cónico espiral regular. Los dientes curvos proporcionan una acción algo mejor entre dientes, que aquella que podría obtenerse con engranes cónicos de dientes rectos. Para el diseño quizá convenga más proceder como si se tratara de engranes cónicos rectos y, luego, utilizar simplemente un engrane cónico Zerol.

Con frecuencia es deseable —como en el caso de los diferenciales de automóvil— tener engranes semejantes a los cónicos, pero cuyos ejes estén desplazados. Tales engranes se denominan abreviadamente, *hipoidales* debido a que su superficie de paso es un hiperboloide de revolución. La acción entre dientes en tales engranes es una combinación de rodadura y deslizamiento a lo largo de una recta; tiene mucho en común con la que ocurre en las ruedas de sinfín. La figura 12-31 muestra un par de engranes hipoidales conectados.

La figura 12-32 ayudará en la clasificación de los engranes cónicos de tipo espiral. Se ve que un engrane hipoidal tiene un desplazamiento de eje relativamente pequeño. En caso de desplazamientos mayores, el piñón comienza a parecerse a un sinfín ahusado o cónico, y el conjunto se denomina entonces *engranaje espiroidal*.

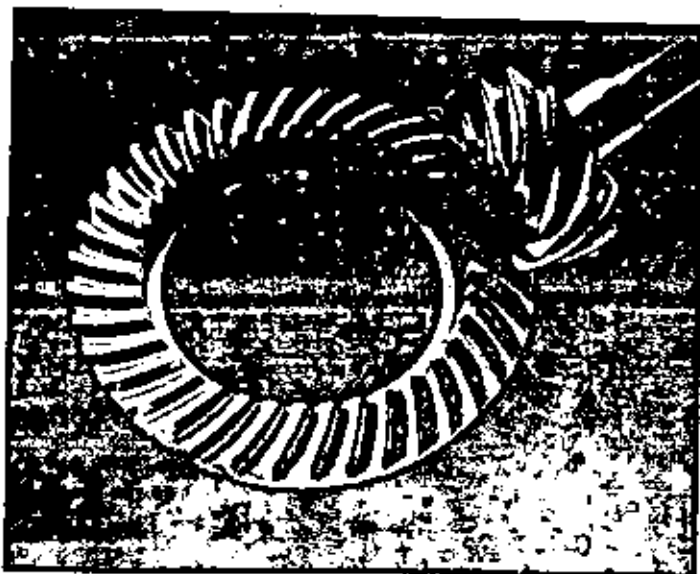


Fig. 12-31 Engranes hipoidales. (Gleason Works, Rochester, N. Y.)

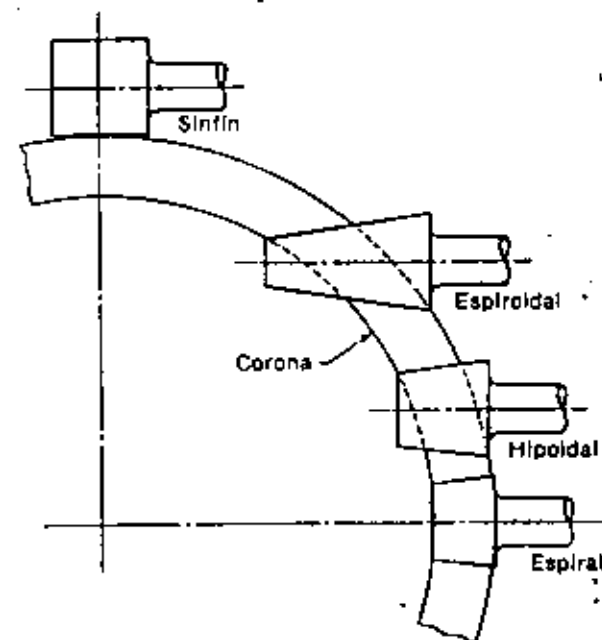


Fig. 12-32 Comparación de engranajes cónicos con ejes en intersección y desplazados. (Reproducido con permiso de *Gear Handbook*, págs. 2-14, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.)

EJEMPLO 12-6 Se considera que el piñón del ejemplo 12-5 (fig. 12-23) se forma con una espiral de 35° a la izquierda. Utilizando los restantes datos del ejemplo, determinar las fuerzas ejercidas sobre el eje de la rueda por los cojinetes en C y D .

SOLUCIÓN. Con $W_1 = 406$ lb se halla, por la ecuación (12-41), que

$$W_2 = \frac{406}{\cos 35^\circ} (\tan 20^\circ \sin 18.4^\circ + \sin 35^\circ \cos 18.4^\circ) = 326 \text{ lb}$$

$$W_3 = \frac{406}{\cos 35^\circ} (\tan 20^\circ \cos 18.4^\circ - \sin 35^\circ \sin 18.4^\circ) = 81 \text{ lb}$$

Estas son las fuerzas ejercidas por la rueda sobre el piñón. En relación con la figura 12-23, W_2 está en la dirección $-z$, W_3 en la dirección $+x$ y W_1 en la dirección $+y$. Las componentes correspondientes de las fuerzas sobre la rueda son las mismas que en la figura 12-24. Por consiguiente, para la rueda se tiene

$$W = -326i - 81j + 406k \text{ lb}$$



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL.**

- * FACTORES DE DISEÑO MECANICO
- * CARGA DINAMICA DE BUCKINGHAM

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

11-14. LA ECUACION DE BUCKINGHAM PARA LA CARGA DINAMICA¹

En la sección 11-12 se corrigió la ecuación (11-18) de los efectos dinámicos mediante la aplicación de un coeficiente de velocidad K_v . En esta sección presentaremos otro procedimiento para la determinación de la carga dinámica W_d con el método de Buckingham: se utiliza W_a en la ecuación (11-18) en lugar de W^t y se toma entonces para K_v un valor de unidad.

La figura 11-21 es un diagrama idealizado que muestra las fuerzas hipotéticas en un par de dientes durante el contacto. La abscisa representa la longitud de la línea de acción, con el punto inicial de contacto a y el punto k como punto final de contacto. Las ordenadas representan las fuerzas.

Para hacer visible la acción, debemos darnos cuenta de que existen errores de los dientes, debidos a inexactitudes del tallado, descentramiento de ejes y deformación de los dientes bajo la carga. Además, cada engranaje es una masa giratoria que posee inercia y, por tanto, requiere la aplicación de fuerza para cambiar su velocidad. La relación de contacto debe ser tal que otro par de dientes entre en contacto antes de que deje el contacto el par anterior.

Refiriéndonos de nuevo a la figura 11-21, hj representa la fuerza media en un par de dientes que están aproximándose al fin del contacto. La reducción súbita de la fuerza, representada por la línea gh , proviene de que un nuevo par de dientes entra en contacto en a , absorbiendo una porción de la carga.

Los resultados de los experimentos indican que la influencia de los errores de los dientes es más acusada cuando un nuevo par de dientes entra en contacto. Cuando un error de la forma de un punto en relieve entra en contacto, es necesario un aumento muy rápido de la fuerza, según se indica con la curva ab , para acelerar el engranaje conducido. El efecto resultante es la aceleración del engranaje conducido y la deceleración del conductor, con cambios de velocidad que son proporcionales a las masas relativas.

En el punto b la aceleración ha alcanzado un máximo y disminuye hasta el punto c , a medida que las masas giratorias cambian su velocidad. En el punto c tienen diferentes velocidades y, por tanto, se separan una de otra. A esta separación se oponen la fuerza transmitida y la elasticidad de los ejes. Los dientes quedan desengranados un corto periodo de tiempo, cd . Sin embargo, la carga hace que el engranaje conducido gire más despacio, mientras la potencia aplicada al conductor hace que éste acelere. El resultado es que los dientes entran en contacto de nuevo, esta vez con un impacto considerable, como vemos en la curva de . El punto e representa la fuerza máxima y es llamado *carga dinámica*. Esta es la carga W_d en la que nos interesamos.

Quando la acción pasa el punto e se supone que decae el movimiento vibratorio, y disminuye, estabilizándose, según un valor medio representado por fg . Los efectos secundarios después del punto e se supone que son de un tipo más pequeño y no se les prestará más atención.

Se han obtenido curvas de los dientes en acción tomadas con un oscilógrafo

y aparecen claramente los dos picos de carga, siendo el primero la carga de aceleración y el segundo la carga dinámica o de impacto.

Las ecuaciones de Buckingham. En su trabajo primitivo, Buckingham da dos versiones de la ecuación de la carga dinámica. Una de ellas puede ser consi-

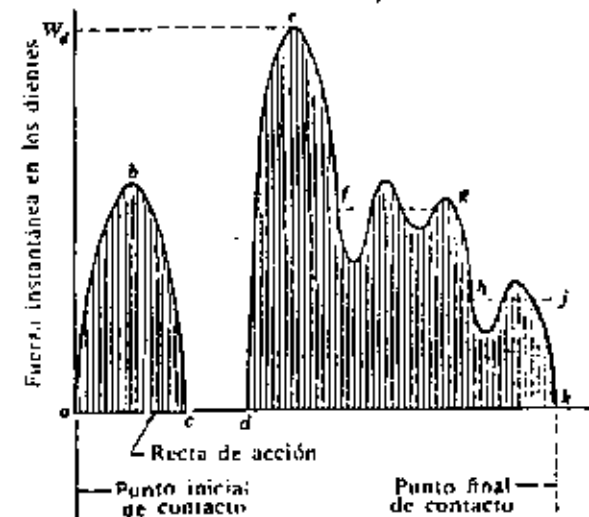


Fig. 11-21. Representación idealizada de la fuerza dinámica en un par de dientes durante el contacto.

derada como la ecuación exacta y la otra como una aproximación. El método más exacto considera los efectos de todas las masas, tales como volantes, poleas, etc., montadas en el eje del engranaje. El método que damos aquí desprecia las masas conectadas al eje y considera solo las masas de los engranajes.

La ecuación fundamental de Buckingham es

$$W_d = W^t + \sqrt{W_a(2W_1 - W_a)} \quad (11-21)$$

en donde W_d = carga dinámica, libras

W^t = carga transmitida, libras

W_a = carga de aceleración, libras

W_1 = carga necesaria para deformar los dientes el valor del error efectivo, libras

La carga de aceleración se encuentra mediante la ecuación

$$W_a = \frac{W_1 W_2}{W_1 + W_2} \quad (11-22)$$

¹ Earle Buckingham, «Analytical Mechanics of Gears», cap. 20, pág. 426, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1949.

la que W' es la fuerza media en libras, necesaria para acelerar las masas ando se las considera absolutamente rígidas. La fuerza puede obtenerse r la ecuación

$$W' = c_m V^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (11-23)$$

donde c_m = constante que depende del sistema de dientes: es 0.00086 para dientes de $14\frac{1}{2}^\circ$ y 0.00120 para dientes de 20°

m = masa efectiva, en slugs

V = velocidad en la línea primitiva, pies por minuto

R_1 = radio primitivo del piñón, pulgadas

R_2 = radio primitivo de la rueda dentada, pulgadas

valor de m se encuentra mediante la ecuación

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \quad (11-24)$$

la que m_1 y m_2 son las masas efectivas del piñón y la rueda dentada, respectivamente, en slugs, que actúan en la línea primitiva. La fuerza necesaria para formar el diente es

$$W'' = W' \left(\frac{e}{d} + 1 \right) \quad (11-25)$$

ando e el error medido en la acción en pulgadas y d es la deformación de los dentes en la línea primitiva, causada por la carga transmitida W'' . Esta deformación puede obtenerse mediante la siguiente ecuación:

$$d = \frac{c_s W''}{F} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (11-26)$$

nde c_s = 9,345 para engranajes de $14\frac{1}{2}$ grados; 9,000 para engranajes de 20° y altura completa, y 8,700 para engranajes de 20° chatos.

E_1 = módulo de elasticidad del piñón, libras por plg²

E_2 = módulo de elasticidad de la rueda dentada, libras por plg²

F = anchura de cara, plg.

se sustituye el valor de d de la ecuación (11-26) en la ecuación (11-25) bienemos

$$W'' = F \frac{c_s W''}{c_s \left[\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right]} + W' \quad (11-27)$$

$$= FC + W'$$

e donde

$$C = \frac{c_s}{c_s \left[\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right]} \quad (11-28)$$

Se pueden ahora calcular valores del coeficiente de deformación C para la combinaciones normales de materiales de engranajes, utilizando cada sistema de dientes y error en la acción, como damos en forma de las tablas (Tabla 11-14)

TABLA 11-14. Valores de C

Material	Forma de los dientes	Error en la acción, pulgadas					
		0.0005	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005
Fundición y fundición.	$14\frac{1}{2}^\circ$	400	800	1.600	2.400	3.200	4.000
Fundición y acero.....	$14\frac{1}{2}^\circ$	550	1.100	2.200	3.300	4.400	5.500
Acero y acero.....	$14\frac{1}{2}^\circ$	800	1.600	3.200	4.800	6.400	8.000
Fundición y fundición.	20° altura completa	415	830	1.660	2.490	3.320	4.150
Fundición y acero.....	20° altura completa	570	1.140	2.280	3.420	4.560	5.700
Acero y acero.....	20° altura completa	830	1.660	3.320	4.980	6.640	8.300
Fundición y fundición.	20° chatos	430	860	1.720	2.580	3.440	4.300
Fundición y acero.....	20° chatos	590	1.180	2.360	3.540	4.720	5.900
Acero y acero.....	20° chatos	860	1.720	3.440	5.160	6.880	8.600

Antes de que pueda obtenerse el valor de C , ha de seleccionarse el error esperado en la acción. Esto depende de la manera que estén tallados los engranajes. Se usa la siguiente clasificación:

Clase 1 = engranajes comerciales bien tallados

Clase 2 = engranajes tallados con gran cuidado

Clase 3 = engranajes rectificadas cuidadosamente o tallados con precisión

En la Tabla 11-15 se da el máximo error esperado en la acción, para estas tres clases.

TABLA 11-15. Máximo error probable en la acción, e

Diametral pitch	Clase 1	Clase 2	Clase 3
1	0.0048	0.0024	0.0012
2	0.0040	0.0020	0.0010
3	0.0032	0.0016	0.0008
4	0.0026	0.0016	0.0007
5	0.0022	0.0011	0.0006
6 y más finos	0.0020	0.0010	0.0005

Un método satisfactorio de seleccionar la clase de engranaje apropiada se basa en el nivel de ruido deseado. Es imposible obtener un juego de engranajes que funcionen sin ningún ruido. La cantidad de ruido producido es una buena

indicación de la exactitud con que están tallados los dientes. La figura 11-22 es un gráfico que dará el error permisible e para un nivel de ruido razonable. Si es necesario que sean muy silenciosos, se necesitará una mayor exactitud.

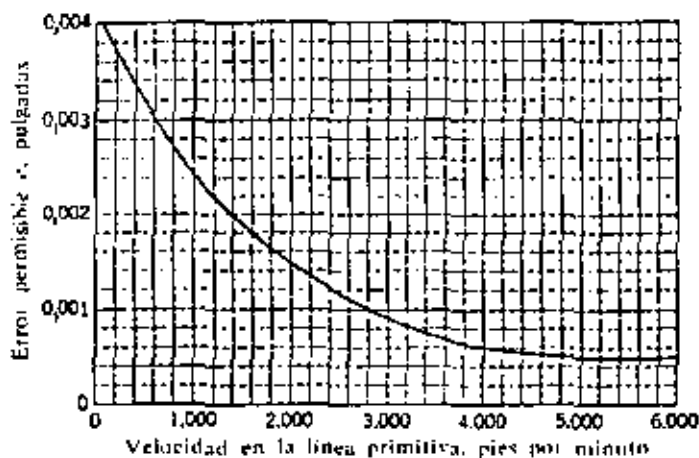


Fig. 11-22. Error permisible para un nivel de ruido razonable.

Ilustramos el método de utilización de la ecuación fundamental de Buckingham con el siguiente ejemplo.

Ejemplo 11-2. El piñón y rueda dentada representados en la figura 11-23 se han elegido, en un primer tanteo, para transmitir 10 hp con una velocidad de 1,200 pies por minuto en la línea primitiva bajo condiciones de carga constantes. Los engranajes están tallados comercialmente con gran exactitud, utilizando un sistema de involutas de 20°. El piñón está hecho de acero 1020, de 149 Bhn y no tiene tratamiento térmico. La rueda dentada está hecha de fundición del grado 30, con Bhn 170. Utilizando la ecuación de Buckingham, determinar si son necesarios algunos cambios en el proyecto, para que se transmita satisfactoriamente la carga.

Solución. *a.* Determinación de la carga dinámica. El primer paso en la solución consiste en obtener las masas efectivas. El piñón se divide en dos partes, como se ve en la figura 11-24, y se calcula separadamente la masa de cada parte. Entonces, como

$$\rho = 0,28 \text{ lb por plg}^3 \text{ para acero,}$$

$$m_a = \frac{\rho V_a}{g} = m \frac{\rho}{g} \frac{\pi d^2 l}{4} = \frac{(0,28)(\pi)(4)^2(1,75)}{(32,2)(4)} = 0,191 \text{ slug}$$

$$m_b = \frac{\rho V_b}{g} = \frac{(0,28)(\pi)(3,375)^2(0,875)}{(32,2)(4)} = 0,0682 \text{ slug}$$

El momento de inercia de un cilindro respecto de su propio eje es $J = md^2/8$. Por tanto, el momento de inercia del piñón es

$$J = \frac{1}{8} (m_a d_a^2 + m_b d_b^2) = \frac{(0,191)(4)^2 + (0,0682)(3,375)^2}{8} = 0,468 \text{ slug por plg}^2$$

La masa efectiva del piñón es entonces

$$m_1 = \frac{J}{R_1^2} = \frac{0,468}{(4)^2} = 0,117 \text{ slug} = \text{plg}^2$$

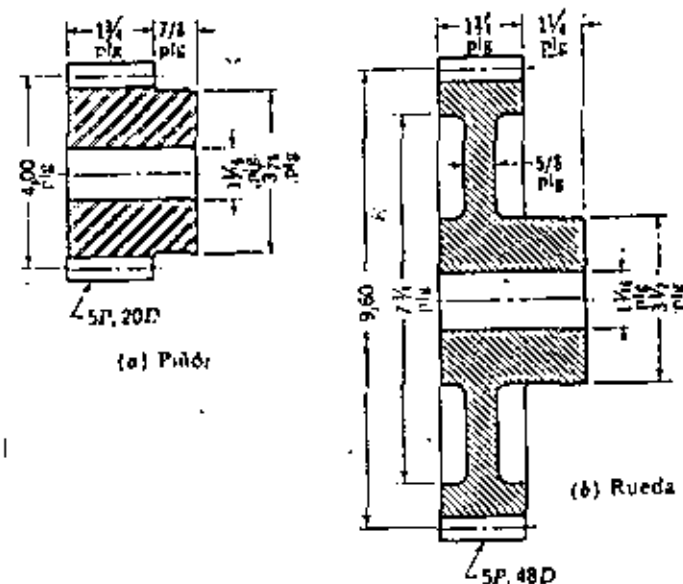


Fig. 11-23.

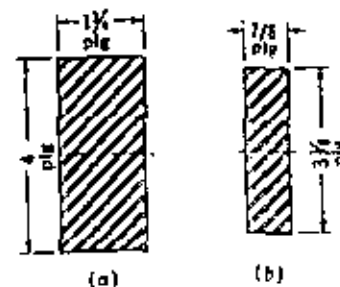


Fig. 11-24. División del piñón en dos partes.

La masa efectiva de la rueda dentada se encuentra de la misma manera. La manera de dividir el engranaje se ve en la figura 11-25. Utilizando una densidad de la fundición $\rho = 0,26$ libras por plg^3 , las masas son

$$m_a = \frac{\rho V_a}{g} = \frac{\rho}{g} \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_b^2) l = \frac{(0,26)(\pi)[(9,6)^2 - (7,25)^2](1,75)}{(32,2)(4)} = 0,357 \text{ slug}$$

$$m_b = \frac{\rho V_b}{g} = \frac{(0,26)(\pi)(7,75)^2(0,625)}{(32,2)(4)} = 0,238 \text{ slug}$$

$$m_c = \frac{\rho V_c}{g} = \frac{(0,26)(\pi)(3,5)^2(2,375)}{(32,2)(4)} = 0,184 \text{ slug}$$

El momento de inercia de un cilindro hueco respecto de su propio eje es $J = m(d_o^2 + d_i^2)/8$, siendo d_o y d_i los diámetros exterior e interior, respectivamente. El momento de inercia de la rueda completa es

$$J = \frac{1}{8} [m_1(d_o^2 + d_i^2) + m_2 d_o^2 + m_3 d_i^2]$$

$$= \frac{(0,357)[(9,6)^2 + (7,75)^2] + (0,208)(7,75)^2 + (0,184)(7,75)^2}{8}$$

$$= 6,19 \text{ slugs por plg}^2$$

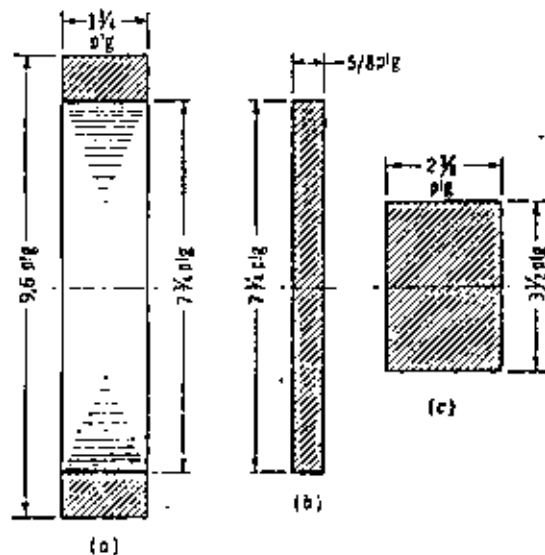


Fig. 11-25. División de la rueda dentada en tres partes.

La masa efectiva de la rueda es

$$m_2 = \frac{J}{R_2^2} = \frac{6,19}{(9,6/2)^2} = 0,269 \text{ slug}$$

Se calcula ahora la carga transmitida, suponiendo que 10 hp es la carga estimada y utilizando la ecuación (11-7):

$$W' = \frac{33.000 \text{ hp}}{V} = \frac{(33.000)(10)}{1.200} = 275 \text{ libras}$$

La masa efectiva del juego de engranajes se calcula con la ecuación (11-24):

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = \frac{(0,117)(0,269)}{0,117 + 0,269} = 0,0816 \text{ slug}$$

La fuerza W'_1 se calcula con la ecuación (11-23), como sigue:

$$W'_1 = c_1 m_1^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) = (0,00120)(0,0816)(1,200)^2 \left(\frac{1}{2,0} + \frac{1}{4,8} \right) = 99,8 \text{ lb}$$

Según la Tabla 11-15 el máximo error esperado en la acción para engranajes comerciales es 0,0022 plg. Emplearemos 0,002 plg. Utilizando fundición y acero y un perfil de dientes de 20°, según la Tabla 11-14, el coeficiente de deformación es $C = 2,280$. Sustituyendo este valor en la ecuación (11-27) obtenemos

$$W_2 = FC + W'^2 = (1,75)(2,280) + 275 = 4,265 \text{ lb}$$

La carga de aceleración, según la ecuación (11-22), es

$$W'' = \frac{W_1 W_2}{W_1 + W_2} = \frac{(99,8)(4,265)}{99,8 + 4,265} = 97,8 \text{ lb}$$

Sustituyendo ahora en la ecuación (11-21) para hallar la carga dinámica, encontramos

$$W_d = W' + \frac{W''(2W_2 - W_1)}{2W_2 - W_1 - W''}$$

$$= 275 + \frac{(97,8)(2(4,265) - 99,8)}{2(4,265) - 99,8 - 97,8} = 1,184 \text{ lb Resp.}$$

Es interesante comparar esta carga dinámica con el equivalente de la carga dinámica obtenido empleando el coeficiente de velocidad K_v . La curva D de la figura 11-8 nos da $K_v = 0,60$. Por tanto, la carga dinámica según este método es

$$W_d = \frac{W'}{K_v} = \frac{275}{0,60} = 459 \text{ lb}$$

o sea, menos de la mitad del valor dado por el método de Buckingham.

b. Determinación de las tensiones de flexión. Los valores a sustituir en la ecuación (11-18) son

- $K_m = 1,00$ según Tabla 11-6
- $K_v = 1,00$ porque se emplea W'_d en lugar de W'
- $P = 5$ «diametral pitch», dado
- $F = 1,75$ plg., anchura de cara, dado
- $K_s = 1,00$
- $K_m = 1,6$ para condiciones medias, según Tabla 11-7
- $J_1 = 0,24$ según figura 11-19 para carga en punta de piñón
- $J_2 = 0,29$ según figura 11-19 para carga en punta de la rueda

Por tanto, la tensión de flexión en los dientes del piñón es

$$\sigma = \frac{W'_d K_m P}{K_v F J_1} = \frac{(1,184)(1,00)}{1,00} \frac{5}{1,75} \frac{(1,00)(1,6)}{0,24}$$

$$= 22,600 \text{ lb por plg}^2$$

La tensión de flexión en los dientes de la rueda dentada es

$$\sigma = 22,600 \frac{J_1}{J_2} = 22,600 \frac{0,24}{0,29} = 18,700 \text{ libras por plg}^2$$

c. Determinación de la resistencia por flexión. Correspondiendo a una vida infinita, seguridad funcional del 99 por 100 y temperatura baja, encontramos que todos los coeficientes de la ecuación (11-19) son la unidad y, por tanto, las resistencias son los valores dados en las tablas. La Tabla 11-12 nos da un límite de fatiga de 22.000 libras por pulgada cuadrada para el piñón y como esto corresponde a un Bhn 140, podemos concluir que el piñón está proyectado satisfactoriamente.

Por otra parte, incluso el mejor grado de fundición tiene un límite de fatiga de solo 13.000 libras por pulgada cuadrada, y cuando se compara este valor con 18.500 libras por pulgada cuadrada, que es la tensión en la rueda dentada, se ve que no hay en absoluto margen

de seguridad. Resulta, por tanto, que el piñón es satisfactorio, pero la rueda dentada, no. Si se hace la rueda del mismo material que el piñón, será la más fuerte de los dos. En este ejemplo se debería volver a proyectar la fabricación del disco de la rueda dentada y hacerlo probablemente de acero forjado.

La ecuación aproximada de Buckingham. Se desea frecuentemente obtener una estimación rápida de la carga dinámica. La ecuación

$$W_d = W^1 + \frac{0,05V(FC + W^1)}{0,05V + \sqrt{FC + W^1}} \quad (11-29)$$

es una aproximación de la ecuación fundamental para condiciones normales de masa. Debe utilizarse con cuidado, ya que para condiciones anormales de masa los resultados pueden desviarse incluso más del 100 por 100 respecto a los dados por la ecuación fundamental.

Dudley, en su trabajo sobre aplicaciones de las turbinas de gas, encontró que las cargas dinámicas eran aproximadamente el 135 por 100 de las cargas transmitidas¹. Los cálculos de la misma carga, según el método de Buckingham, dan valores que varían del 135 al 175 por 100, y por ello Dudley manifiesta que el método de Buckingham da valores que son ligeramente altos. Sin embargo, aún parece ser el mejor método disponible para predecir la carga dinámica.

11-15. DURACION DE LA SUPERFICIE

Las secciones anteriores se han ocupado de la tensión y resistencia del diente de un engranaje sometido a la flexión y de cómo precaverse contra la posibilidad de rotura de los dientes por sobrecargas estáticas o por acción de la fatiga. En esta sección estamos interesados en el fallo de las superficies de los dientes, llamado comúnmente *desgaste*. El *picado*, según se explica en el párrafo 5-26, es un fallo de fatiga superficial debido a muchas repeticiones de tensiones de contacto altas. Otros fallos de las superficies son el *rayado*, que es un fallo de la lubricación, o la *abrasión*, que es un desgaste debido a la presencia de materias extrañas.

Para asegurar una vida satisfactoria, deben proyectarse los engranajes de tal manera que las tensiones dinámicas superficiales estén dentro del límite de fatiga superficial del material. En muchos casos, la primera prueba visible de desgaste aparece cerca de la línea primitiva; esto parece razonable a causa del hecho de que la carga dinámica máxima aparece cerca de este área.

Para obtener una expresión de la tensión de contacto superficial, debemos aplicar la teoría de Hertz. En el Cap. 2 [ecuación (2-42)] se vio que la tensión de contacto entre los cilindros puede calcularse mediante la ecuación

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi b l} \quad (11-30)$$

¹ Dudley, "Practical Gear Design", *loc. cit.*

empuje resultante en el eje del engranaje loco es cero. El engranaje conducido tiene un empuje axial, debido al engranaje loco, de 347 lb hacia abajo.

En las figuras 12-8b, c y d pueden verse los diagramas por separado de los engranajes conductor, loco y conducido, respectivamente. En los tres diagramas, las fuerzas que actúan en los centros son aquellas con que los ejes reaccionan contra los engranajes y tienen su misma dirección. La fuerza con que cada engranaje reacciona contra el eje es, por tanto, de la misma magnitud y sentido contrario. Las fuerzas radiales en los ejes son 638 lb para el conductor y conducidos y 1.200 lb para el engranaje loco, ya que sobre él actúan dos fuerzas.

12-4. PROPORCIONES DE LOS DIENTES EN LOS ENGRANAJES HELICOIDALES

No hay normalización de las proporciones de los dientes de engranajes helicoidales, excepto en los pitch finos («diametral pitch» 20 y más finos). Una razón para ello es que es más barato alterar ligeramente el proyecto que comprar herramientas especiales. De todas maneras, puesto que los engranajes helicoidales no suelen utilizarse con intercambiabilidad y como muchos diseños diferentes trabajan bien juntos, hay realmente muy pocas ventajas en hacerlos intercambiables.

TABLA 12-1. Proporciones de los dientes de engranajes helicoidales para $\Phi_n = 20^\circ$ *

«Diametral pitch» $P_n = 1$
Paso circunferencial normal $p_n = 3,14159$

Angulo de la hélice ψ , grados	«Diametral pitch» P	Paso circunferencial p	Paso axial p_x	Angulo de presión Φ_t	Profundidad de trabajo	Altura completa
0	1,000	3,14159	—	20°	2,000	2,250
5	0,996195	3,15339	36,04560	20°4'13,1"	2,000	2,250
8	0,990268	3,17247	22,57327	20°10'50,6"	2,000	2,250
10	0,984308	3,19006	18,09171	20°17'0,7"	2,000	2,250
12	0,978148	3,21178	15,11019	20°24'37,1"	2,000	2,250
15	0,965926	3,25242	12,13817	20°38'48,8"	2,000	2,250
18	0,951057	3,30326	10,16640	20°56'30,7"	2,000	2,250
20	0,939693	3,34321	9,18540	21°10'22,0"	2,000	2,250
21	0,933580	3,36510	8,76638	21°17'56,4"	2,000	2,250
22	0,927184	3,38832	8,38636	21°25'57,7"	2,000	2,250
23	0,920505	3,41290	8,04029	21°34'26,3"	2,000	2,250
24	0,913545	3,43890	7,72389	21°43'22,9"	2,000	2,250
25	0,906308	3,46636	7,43364	21°52'58,7"	2,000	2,250
26	0,898794	3,49534	7,16651	22°0'44,2"	2,000	2,250
27	0,891007	3,52589	6,91994	22°0'13'10,6"	2,000	2,250
28	0,882948	3,55807	6,69175	22°24'9,0"	2,000	2,250
29	0,874620	3,59195	6,48072	22°15'40,0"	2,000	2,250
30	0,866025	3,62760	6,28318	22°47'45,1"	2,000	2,250

* Darle W. Dudley, «Practical Gear Design», págs. 95-97, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1954.

Dudley recomienda dos juegos de proporciones básicas como guía general y manifiesta que pueden corrientemente modificarse satisfactoriamente para ajustarse a las dimensiones de cualquier herramienta que se tenga a mano. Las dimensiones del primer juego vienen dadas en la Tabla 12-1. Son para un «diametral pitch» normal igual a 1 y para ángulos de hélice comprendidos entre 0 y 30°. Para valores del pitch diferentes de la unidad, los valores de la Tabla deben dividirse por el nuevo valor del «diametral pitch» normal. Todos estos valores son para un ángulo de presión normal de 20° y, por ello, todos los diversos ángulos de hélice pueden tallarse con la misma fresa madre. Desde luego, el «diametral pitch» normal de la fresa madre y del engranaje a tallar deben ser iguales.

El segundo juego de proporciones está basado en un «diametral pitch» transverso de 1 y un ángulo de presión de 20°. Se dan valores para hélices entre 15 y 45°. No se recomiendan valores mayores de 45°. Los ángulos de 30 y 45° se utilizan generalmente para engranajes helicoidales dobles. Estas proporciones están dadas en la Tabla 12-2 y se recomiendan especialmente cuando el nivel de ruido debe mantenerse bajo.

Muchos autores recomiendan que la anchura de cara de los engranajes helicoidales sea por lo menos el doble del paso axial ($F = 2p_x$) para obtener

TABLA 12-2. Proporciones de dientes de engranajes helicoidales para $\Phi_t = 20^\circ$ *

«Diametral pitch» $P = 1$
Paso circunferencial $p = 3,14159$

Angulo de la hélice ψ , grados	«Diametral pitch» normal P_n	Paso circunferencial normal p_n	Paso axial p_x	Angulo de presión normal Φ_n	Profundidad de trabajo	Altura completa
15	1,03528	3,03454	11,72456	19°22'12,2"	2,000	2,350
21	1,0836	2,89185	7,40113	18°31'21,6"	1,840	2,200
30	1,15470	2,72070	5,44140	17°29'42,7"	1,740	2,050
45	1,41421	2,22144	3,14159	14°25'57,9"	1,420	1,700

* Darle W. Dudley, «Practical Gear Design», págs. 95-97, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1954.

el movimiento del engranaje helicoidal. Son excepciones a esta regla los engranajes de automóvil, que tienen una anchura de cara considerablemente menor, y los engranajes marinos, que a menudo tienen una cara mucho más ancha.

12-5. TENSIONES DE FLEXION EN LOS ENGRANAJES HELICOIDALES

La ecuación de la tensión de flexión en los engranajes cilíndricos se emplea también para los helicoidales. La repetimos para recordarla

$$\sigma = \frac{W'K_o}{K_p} \frac{P}{F} \frac{K_s K_m}{J} \quad (12-8)$$

en la que todos los coeficientes se calculan utilizando las mismas tablas y gráficos que en el caso de los engranajes cilíndricos, a excepción del coeficiente de distribución de carga K_m y el coeficiente de forma J . En la Tabla 12-3 se

TABLA 12-3. Coeficientes de distribución de carga C_m y K_m para engranajes helicoidales *

Característica del soporte	Anchura de cara, pulgadas			
	0-2	6	9	16 y más
Montajes precisos, pequeños juegos en los cojinetes, deformación mínima, engranajes de precisión	1,2	1,3	1,4	1,7
Montajes menos rígidos, engranajes menos exactos, contacto a lo largo de toda la cara	1,5	1,6	1,7	2,0
Precisión y montaje tales que hay un contacto menor que el de cara completa	Por encima de 2,0			

* Darle W. Dudley, «Gear Handbook», págs. 13-23, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1962.

dan coeficientes de distribución de carga. Los gráficos de la figura 12-9 dan los valores del coeficiente de forma J correspondientes a dientes de altura completa. Admitimos que estos son datos insuficientes para un proyecto

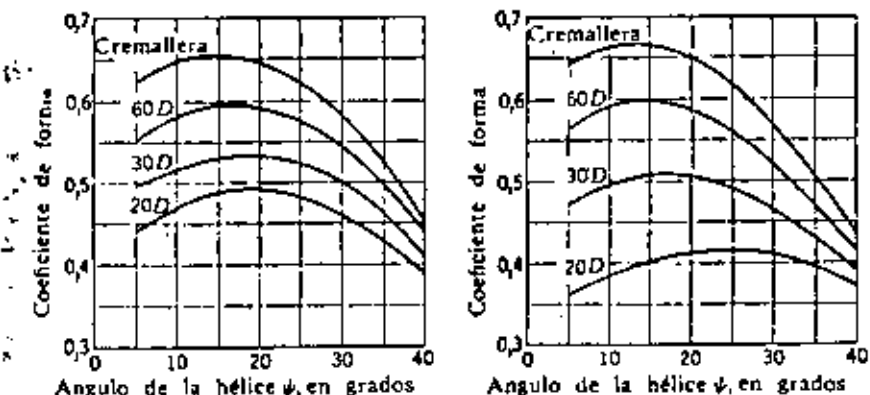


Fig. 12-9. Coeficientes de forma para engranajes helicoidales y en flecha. Izquierda, ángulo de presión normal, 22°; (derecha), ángulo de presión normal, 15°. (Con autorización del «Gear Handbook», págs. 13-14, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1962.)

general de engranajes helicoidales, pero, según se vaya obteniendo, irá apareciendo información adicional en la literatura, el lector debe estar atento a la publicación de esta información¹. Observar, particularmente, que el pitch

¹ Para detalles completos del cálculo, ver E. J. Wellauer, Strength Rating of Helical Gears—Derivations, Factors, Examples, AGMA Paper 229.04, junio 1960.

empleado en la ecuación (12-8) es el «diametral pitch» transverso, no el normal, como podía esperarse. La diferencia está compensada por el coeficiente de forma, incluyéndose en el término $\cos \psi$. El coeficiente J en engranajes helicoidales también tiene en cuenta la forma con que la carga se distribuye oblicuamente a lo largo de la cara de los dientes.

Resistencia a la flexión. La ecuación (11-19) vale para engranajes helicoidales, con todos los coeficientes y resistencias obtenidos para los engranajes cilíndricos.

12-6. LA ECUACION DE HUCKINGHAM PARA ENGRANAJES HELICOIDALES

Hay que realizar pocos cambios en las ecuaciones fundamentales de Buckingham para carga dinámica, cuando se aplican a los engranajes helicoidales. Las ecuaciones son como sigue:

$$W_d = W^t + \sqrt{W_a(2W_s - W_a)} \tag{12-9}$$

- en donde W_d = carga dinámica, lb
- W^t = carga transmitida, lb
- W_a = carga de aceleración, lb
- W_s = fuerza requerida para deformar los dientes el valor del error efectivo, lb

$$W_a = \frac{W_1 W_2}{W_1 + W_2} \tag{12-10}$$

en la que W_1 es la fuerza media, en libras, necesaria para acelerar las masas cuando se las considera como cuerpos rígidos.

$$W_1 = c_1 m V^2 \cos^2 \psi \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \tag{12-11}$$

- en donde m = masa efectiva, slugs
- V = velocidad en la línea primitiva, pies por minuto
- ψ = ángulo de la hélice
- R_1 = radio primitivo del conductor, pulgadas
- R_2 = radio primitivo del conducido, pulgadas
- $c_1 = 0,00086$ para un ángulo de presión normal de 14 1/2°
- $c_2 = 0,00120$ para un ángulo de presión normal de 20°

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \tag{12-12}$$

siendo m_1 y m_2 las masas del conductor y del conducido, respectivamente, en slugs.

$$W_s = FC \cos^2 \psi + W^t \tag{12-13}$$

El valor de C se obtiene en la Tabla 11-14, lo mismo que para engranajes cilíndricos.

La ecuación aproximada de Buckingham para engranajes helicoidales es

$$W_d = W_t + \frac{0,05VW_s \cos \psi}{0,05V + \sqrt{W_s}} \quad (12-14)$$

12-7. DURACION SUPERFICIAL DE LOS DIENTES DE ENGRANAJES HELICOIDALES

La ecuación de la tensión de contacto es

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t C_D C_s C_m C_f}{C_v DF}} \quad (12-15)$$

y la relación entre esta tensión y el límite de fatiga superficial es

$$\sigma_H = \frac{S_f C_1 C_2}{C_r C_x} \quad (12-16)$$

Ambas ecuaciones son idénticas a las empleadas para engranajes cilíndricos, y las letras tienen los mismos significados.

El coeficiente de distribución de carga C_m está dado en la Tabla 12-3; puede ser aconsejable una investigación más detallada siempre que F/D pase de 2.

Los coeficientes de forma f para engranajes helicoidales y flecha no han sido tabulados ni trazados sus gráficos. Se calculan con la ecuación¹

$$f = \frac{\sin \Phi_t \cos \Phi_f}{2m_n} \left(\frac{D_1}{D_1 + D_2} \right) \quad (12-17)$$

para engranajes externos, donde Φ_t es el ángulo de presión transversal y donde m_n es la razón de repartición de carga, que se halla en la ecuación

$$m_n = \frac{p_n}{0,95Z} \quad (12-18)$$

Aquí p_n es el *paso básico normal* y vale

$$p_n = p_n \cos \Phi_n \quad (12-19)$$

La cantidad Z es la longitud de la línea de acción en el plano transversal.

¹ Darle W. Dudley, «Gear Handbook», págs. 13-25, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1962.

Se obtiene mejor mediante un trazado de los engranajes, pero puede hallarse también con la ecuación¹

$$Z = \sqrt{(R_1 + a)^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{(R_2 + a)^2 - R_{b2}^2} - (R_1 + R_2) \sin \Phi_t \quad (12-20)$$

en donde R_1 y R_2 son los radios primitivos y R_{b1} y R_{b2} los radios de las circunferencias básicas del conductor y conducido, respectivamente. Se deben tomar ciertas precauciones al utilizar la ecuación (12-20). Los perfiles del diente no son conjugados por debajo de la circunferencia básica y, por consiguiente, si $\sqrt{(R_1 + a)^2 - R_{b1}^2}$ ó $\sqrt{(R_2 + a)^2 - R_{b2}^2}$ son mayores que $(R_1 + R_2) \sin \Phi_t$, este término debe remplazarse por $(R_1 + R_2) \sin \Phi_t$. Además, el radio efectivo exterior es algunas veces menor que $R + a$, debido a la eliminación de rebabas o a que se hayan redondeado las puntas de los dientes. Cuando así sucede, utilícese siempre el radio efectivo exterior en lugar de $R + a$.

Utilizar la figura 12-10 para hallar los valores del coeficiente de la razón de durezas C_H para engranajes helicoidales.

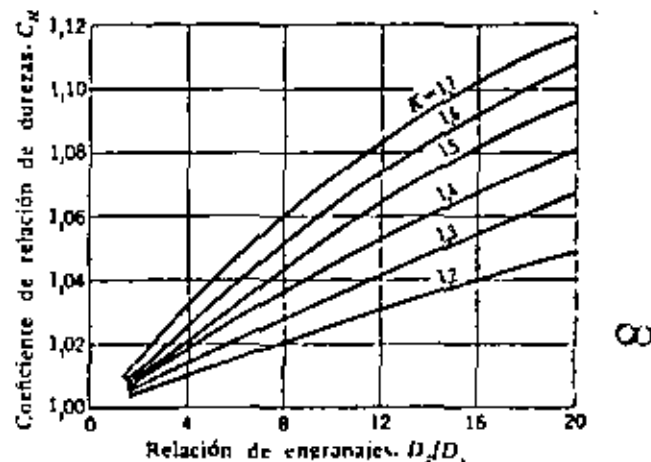


Fig. 12-10. Coeficiente de relación de durezas C_H para engranajes helicoidales. El coeficiente K es

$$K = \frac{\text{Bhn del piñón}}{\text{Bhn de la rueda}}$$

Utilícese $C_H = 1,00$ cuando $K < 1,2$. (Con autorización del «Gear Handbook», págs. 13-25, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.)

Todos los demás valores y coeficientes de las ecuaciones (12-15) y (12-16) se obtienen de la misma manera y de las mismas Tablas y gráficos que los de los engranajes cilíndricos.

¹ Para su desarrollo, ver Joseph E. Shigley, «Kinematic Analysis of Mechanisms», pág. 161, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1959.

vienen dados para un ángulo de ejes de 90° y para un juego creciente de 0.240/P plg. Para los engranajes con un juego normalizado deben disminuirse en un 11 por 100 los valores de J del gráfico en la figura 12-21.

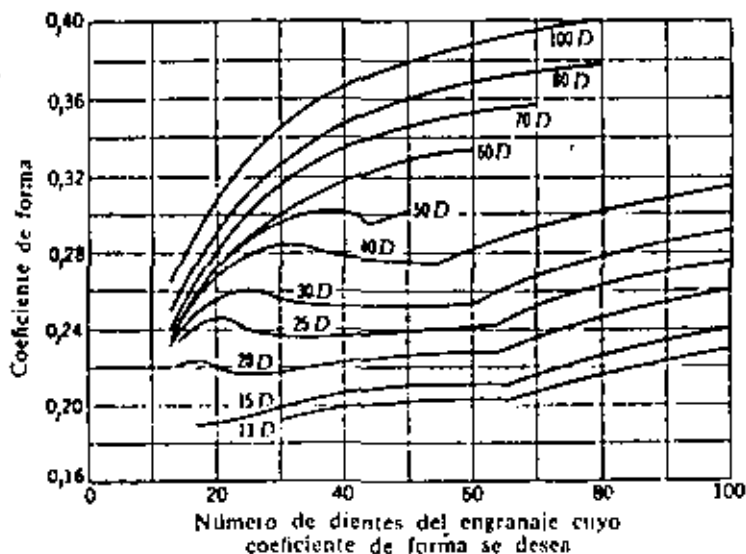


Fig. 12-21. Coeficientes de forma J, para engranajes cónicos de dientes rectos; éstos son para ángulo de ejes, 90°; ángulo de presión, 20° y juego $c = 0.240/P$ pulgadas. (Con autorización de «Gear Handbook», págs. 13-35, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1962; para solicitar gráficos, escríbase a Gleason Works, Rochester, Nueva York.)

La Tabla 12-11b da valores del coeficiente de distribución de carga K_m para pequeñas flexiones de los ejes. Si la flexión relativa total de los dos ejes pasa de 0.003 plg, quizá se tengan que aumentar considerablemente estos valores¹. Los coeficientes de dimensiones K_d pueden encontrarse en la Tabla 12-12.

TABLA 12-12. Coeficientes de dimensiones K_d para engranajes cónicos*

«Diametral pitch» P	Coficiente de dimensiones K_d
1	1.00
2	0.84
3	0.76
4	0.71
6	0.64
8	0.59
10	0.56
16 en adelante	0.50

* Darle W. Dudley, «Gear Handbook», págs. 13-36, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1962.

¹ Ver «Gear Handbook», *op. cit.*, págs. 13-26.

12-14. ENGRANAJES CONICOS DE DIENTES RECTOS. RESISTENCIA A LA FLEXION

La ecuación de la resistencia a la flexión es la misma que para los engranajes cilíndricos, y es

$$\sigma = \frac{SK_t}{K_r K_x} \quad (12-40)$$

Todos estos valores pueden hallarse en las tablas y gráficos del Cap. 11. Obsérvese en la Tabla 11-9 que los valores de K_x para engranajes cónicos son diferentes de los de los engranajes cilíndricos.

12-15. CARGAS DINAMICAS EN LOS ENGRANAJES CONICOS

La ecuación de Buckingham para la carga dinámica en los dientes de los engranajes cónicos contiene solo pequeños cambios. La fórmula

$$W_t = c_t m V^2 \left(\frac{\cos \gamma}{R_r} + \frac{\cos \Gamma}{R_d} \right) \quad (12-41)$$

da la fuerza media necesaria para acelerar las masas, cuando se las considera como rígidas. Las ecuaciones restantes son las mismas que para los engranajes cilíndricos.

12-16. DURACION SUPERFICIAL DE LOS ENGRANAJES CONICOS

Se obtiene la tensión de Hertz en los engranajes cónicos con la ecuación

$$\sigma_{H1} = C_r \sqrt{\frac{W_t C_p C_s C_x}{C_v D_p F I}} \quad (12-42)$$

y el valor máximo admisible de esta tensión es

$$\sigma_{H1} = \frac{S_{H1} C_L C_R}{C_p C_x} \quad (12-43)$$

El coeficiente elástico C_p para engranajes con contacto localizado es diferente del de los engranajes cilíndricos o helicoidales [ecuación (11-34)]. La Tabla 12-13 da las magnitudes de este coeficiente para $k = 1.5$ y un coeficiente de Poisson de 0.30.

Tabla 12-13. Valores del coeficiente elástico C_p para engranajes cónicos y otros con contacto localizado*

Material del piñón	Módulo de elasticidad E (Libras por pulgada cuadrada)	Material de la rueda y módulo de elasticidad E (lb por plg ²)			
		Acero (30)(10) ⁶	Fundición (19)(10) ⁶	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero.....	(30)(10) ⁶	2.800	2.450	2.400	2.300
Fundición.....	(19)(10) ⁶	2.450	2.250	2.200	2.150
Bronce al aluminio.....	(17,5)(10) ⁶	2.400	2.200	2.150	2.100
Bronce al estaño.....	(16)(10) ⁶	2.350	2.150	2.100	2.050

* Darle W. Dudley, «Gear Handbook», págs. 13-28, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1962.

Los coeficientes C_a , C_p , C_s y C_t son los mismos que para engranajes cilíndricos. Tómese la unidad para C_1 , C_f y C_g . La Tabla 12-11 proporciona los valores necesarios del coeficiente de distribución de carga C_m . Los coeficientes de forma I , para dientes normalizados solamente, vienen dados en el gráfico de la figura 12-22. Finalmente, utilícese para el coeficiente de temperatura C_r en engranajes cónicos el valor de K_r de la ecuación (11-20).

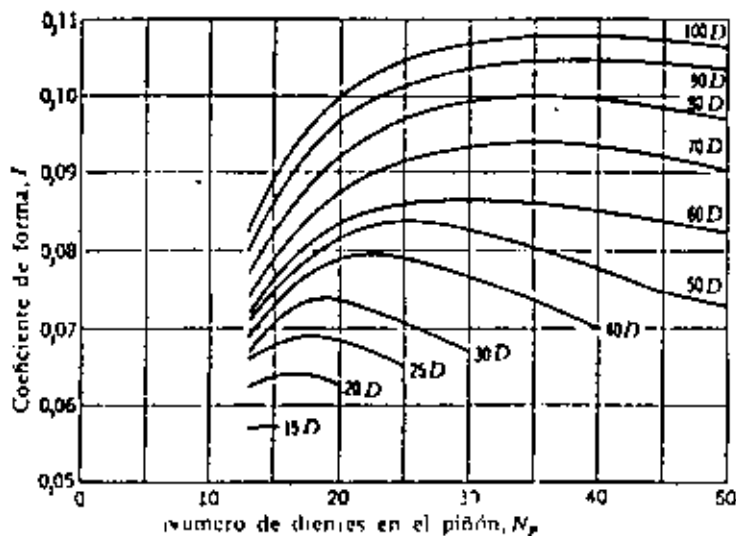


Fig. 12-22. Coeficiente de forma I , para engranajes cónicos de dientes rectos con ángulo de presión de 20°, montados con un ángulo de ejes de 90°. (Con autorización del «Gear Handbook», págs. 13-27, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1962.)

Ejemplo 12-2. El par de engranajes cónicos, cuyas dimensiones se indican en la figura 12-23, tienen que transmitir 1 hp a una velocidad del piñón de 1.800 r p m, con una carga uniforme. El piñón está montado exterior a los cojinetes, mientras la rueda está montada con cojinetes a ambos lados. El material de ambos es acero, con el piñón tratado térmicamente hasta alcanzar 250 de dureza Brinell y la rueda hasta 300 Brinell. Se puede determinar la

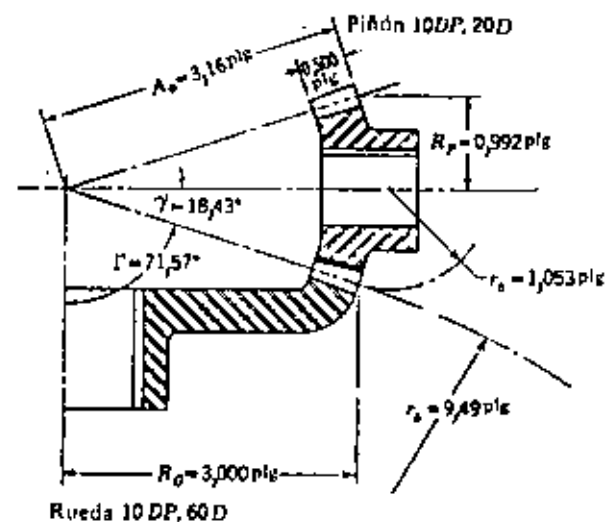


Fig. 12-23.

carga dinámica y compararla con la resistencia a la flexión y la resistencia al desgaste. Los momentos de inercia son 0,015 slug-plg² para el piñón y 0,347 slug-plg² para la rueda.

Solución. a. Carga dinámica. La velocidad en la línea primitiva es

$$V = \frac{2\pi R_p \omega}{12} = \frac{(2\pi)(0,992)(1.800)}{12} = 935 \text{ pies por minuto}$$

La carga transmitida es

$$W_t = \frac{33.000 \text{ hp}}{V} = \frac{(33.000)(1)}{935} = 30,8 \text{ lb}$$

Las masas efectivas de cada engranaje son

$$m_p = \frac{0,015}{(0,992)^2} = 0,0152 \text{ slug} \quad m_g = \frac{0,347}{3^2} = 0,0386 \text{ slug}$$

Por tanto, la masa efectiva es

$$m = \frac{m_p m_g}{m_p + m_g} = \frac{(0,0152)(0,0386)}{0,0152 + 0,0386} = 0,0109 \text{ slug}$$

Por consiguiente,

$$K_t = c_1 m V^2 \left(\frac{\cos \gamma}{R_p} + \frac{\cos \Gamma}{R_g} \right) = (0,0012)(0,0109)(935)^2 \left(\frac{\cos 18,43^\circ}{0,992} + \frac{\cos 71,57^\circ}{3} \right) = 12,2 \text{ lb}$$

10

Como el piñón está montado exterior a los cojinetes, se toma un error de movimiento de 1,000 plg. Según la Tabla 11-14, el coeficiente de deformación es 4.980. Por tanto,

$$W_t = FC + W^t = (0,5)(4,980) + 30,8 \approx 2,521 \text{ lb}$$

La carga de aceleración es

$$W_a = \frac{W_1 W_2}{W_1 + W_2} = \frac{(12,2)(2,521)}{12,2 + 2,521} = 12,1 \text{ lb}$$

Ahora podemos obtener la carga dinámica con la ecuación (11-21):

$$W_d = W^t + \sqrt{W_a(2W_a + W^t)}$$

$$= 30,8 + \sqrt{(12,1)(2 \times 2,521) + 30,8}$$

$$\approx 278 \text{ lb}$$

b. Tensión de flexión. Para su empleo en la ecuación (12-39), tenemos:

- $W^t = W_d = 278 \text{ lb}$
- $K_a = 1$, porque se emplea W_d en lugar de W^t
- $P = 10$ (dado)
- $F = 0,5$ plg (dado)
- $J_p = 0,272$ para el piñón, según figura 12-21
- $J_g = 0,228$ para la rueda, según figura 12-21
- $K_m = 0,56$, según Tabla 12-12
- $K_m = 0,25$, según Tabla 12-11
- $K_o = 1,00$, según Tabla 11-6

Luego

$$\sigma_p = \frac{W_d K_a P}{K_p E} \frac{K_m K_o}{J} = \frac{(278)(1,00)}{1,00} \frac{10}{0,5} \frac{(0,56)(1,25)}{0,272} = 14,300 \text{ lb por plg}^2$$

De manera similar, para la rueda cónica,

$$\sigma_g = 14,300 \frac{J_p}{J_g} = 14,300 \frac{0,272}{0,228} = 17,100 \text{ lb por plg}^2$$

c. Resistencia a la flexión y coeficiente de seguridad. Por la Tabla 11-12, los límites de fatiga son $S_p = 19,000$ libras por pulgada cuadrada y $S_g = 21,000$ libras por pulgada cuadrada (interpolada). Elegimos $K_A = 1,00$ según Tabla 11-9, $K_B = 1,00$ según Tabla 11-10 ($K_T = 1,00$). Como todos los coeficientes de corrección son la unidad, no hace falta la ecuación (12-40) y los coeficientes de seguridad son

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_p} = \frac{21,000}{14,300} = 1,47$$

$$n_g = \frac{S_g}{\sigma_g} = \frac{19,000}{17,100} = 1,11$$

d. Duración de la superficie. Los valores a emplear en las ecuaciones (12-42) y (12-43) para hallar la duración de la superficie son los siguientes:

- $C_p = 2,800$, según Tabla 12-13
- $H^t = W_d = 278 \text{ lb}$
- $C_m = 1,00$, según Tabla 11-6
- $C_T = 1,00$, porque se emplea H^t en lugar de H^d

- $C_v = C_f = C_R = 1,00$ (ver párrafo 12-16)
- $D_p = 1,984$ plg (dado)
- $F = 0,5$ plg (dado)
- $C_m = 1,25$, según Tabla 12-11
- $I = 0,082$, según figura 12-22
- $C_L = C_T = C_R = 1,00$

En este ejemplo estimaremos la resistencia al contacto utilizando la ecuación (5-31), basándola en la dureza de la rueda. Así,

$$S_{Fz} = 400 \text{ Bhn} - 10,000 = (400)(300) - 10,000 = 110,000 \text{ lb por plg}^2$$

Luego

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{H^t C_m C_v C_R C_L}{C_p \frac{D_p F}{I}}}$$

$$= 2,800 \sqrt{\frac{(278)(1,00)}{1,00} \frac{1,00}{(1,984)(0,5)} \frac{(1,25)(1,00)}{0,082}}$$

$$= 183,000 \text{ lb por plg}^2$$

Los coeficientes de corrección de la resistencia son todos la unidad y, como la tensión es mayor que la resistencia, este método de resolución predice un fallo de superficie.

Es bien conocido que las ecuaciones de Buckingham dan cargas dinámicas que son algo altas. Por tanto, será interesante resolver la ecuación (12-42) de nuevo, utilizando la carga transmitida real en lugar de W^t y empleando un coeficiente C_m para tener en cuenta el efecto dinámico. Utilizando la curva C de la figura 11-18, obtenemos $C_p = 0,71$. Por tanto, la tensión de contacto por este método es

$$\sigma_H = 183,000 \sqrt{\frac{30,8}{278} \frac{1,00}{0,71}} = 72,300 \text{ lb por plg}^2$$

Así que tenemos ahora un coeficiente de seguridad contra el fallo en la superficie igual a

$$n = \frac{110,000}{72,300} = 1,52$$

En este ejemplo la razón de la carga de Buckingham a la carga transmitida es 278/30,8 = 9,02, que es muy alta. Kohler¹ manifiesta que sus experiencias muestran que la carga dinámica nunca es mayor del triple de la carga transmitida, sea cual sea la magnitud del error de los dientes. Por otra parte, Shipley² manifiesta que la carga dinámica puede variar entre seis y diez veces el valor de la carga transmitida a altas velocidades, cuando el par transmitido es pequeño, aunque reconoce que éstos son casos muy especiales. Estas discrepancias aparentes son hechos que el lector debe valorar por sí mismo. Ellos subrayan de nuevo la necesidad de un programa concienzudo de pruebas antes de lanzar un nuevo producto al mercado.

12-17. CARGAS EN LOS DIENTES DE LOS ENGRANAJES CONICOS

Al determinar las cargas en eje y cojinete en las aplicaciones de los engranajes cónicos, la práctica corriente es emplear la carga tangencial o transmitida, que aparecerá si se concentra toda la fuerza en el punto medio de los dientes.

¹ H. K. Kohler, Mechanism and Measurement of Dynamic Loading in Spur Gears, Tesis de Doctorado, presentada en la Universidad de Sheffield, mayo 1959.

² «Gent Handbook», *op. cit.*, págs. 14-32.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL**

- * FACTORES METALURGICOS
- * ASPECTOS FUNDAMENTALES DE LOS
REQUISITOS DE RESISTENCIA EN LOS ENGRANES

**PROF. ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

By

D. H. BREEN

Manager, Materials Research and Engineering
International Harvester
Engineering Research
Hinsdale, Illinois

i

This paper deals with fundamentals related to the durability characteristics of carburized gears. Stress vs. strength relationships are the basis of the discussion with emphasis being placed on the role of metallurgical structure. It is not intended to be a rigorous analysis but is more philosophical in nature. It encourages recognition of subtleties that influence performance.

IMPORTANCE OF SURFACE

Discounting such problems as scoring and wear, gears are designed to carry intended loads without fracturing teeth or having profile degradation due to pitting or spalling. Each of these three phenomena, breakage, pitting and spalling, have differing characteristics with respect to origin and growth. They are all caused, however, by metal fatigue due to cyclic stresses.

Fractured teeth are generally the result of cyclic bending stresses exceeding the fatigue strength of material at the root fillet surface; hence the metallurgical structure of the material at that location is important. An ideal structure (refer Fig. 1) is thought to be a mixture of martensite and austenite with enough martensite to be at least 57 RC hard. This structure gives a G-50 bending fatigue strength at 10^6 cycles of about 120,000 psi.

Spur gear pitting may have one of two origin sites, the most usual is at the surface at the lowest point of single tooth contact, (refer Fig. 2) this location being the most severely stressed point due to the combination of contact load and negative sliding. The other, more prevalent in bearings than in gearing, starts subsurface (0.008" - 0.010" below) at the point of maximum shear stress. Both are dependent from a strength standpoint on the material structure at or near the surface. The G-50 contact fatigue strength at 2×10^7 cycles is about 310,000 psi for good quality gears. This value, of course, is dependent to a degree on the characteristics of the lubricant.

UNIQUENESS OF SPALLING FATIGUE

Spalling is sometimes confused with pitting since the end result can be similar in appearance. However, they have distinct differences both in origin and design approach for prevention. The origin is subsurface usually very close to the case-core juncture as in Figure 3 and thus is often referred to as subcase fatigue. The principle involved is demonstrated in Figure 4. Fracture starts where the stress vs strength curves intersect. This is usually deeper than .020" depending on case depth. The properties in this re-



Fig. 1 - 1000X carburized surface etched to show martensite plus austenitic structure.

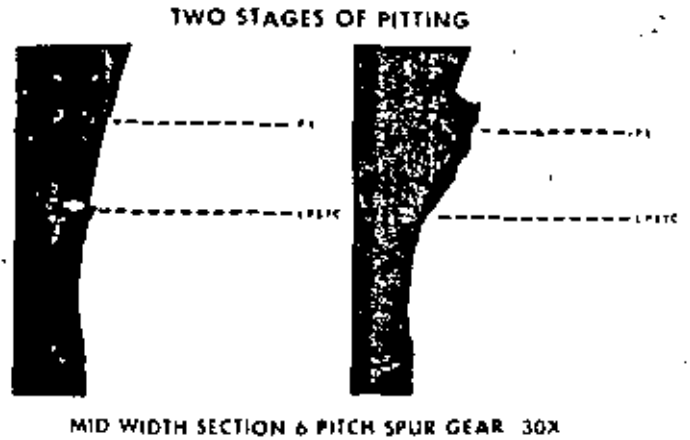


Fig. 2 - Tooth profile showing start of pit (left) at lowest point of single tooth contact and propagation to pitch line (right). 30X

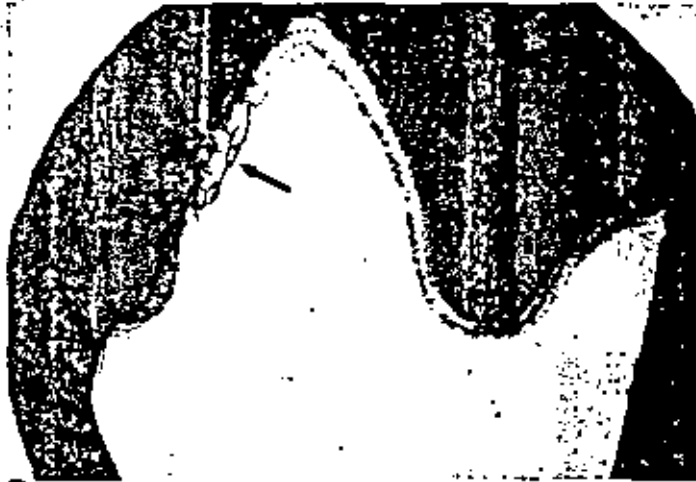


Fig. 3 - Etch pattern shows case depth. Subcase fatigue cracks form first then propagate orthogonally to the surface.

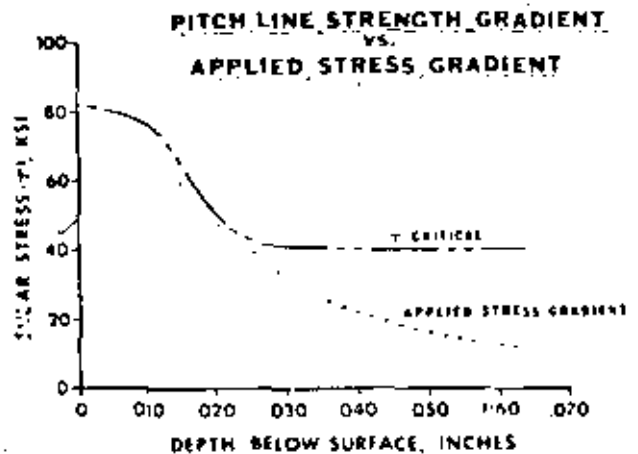


Fig. 4 - Shows intersection of stress and allowable stress near case-core interface. Strength ($T_{crit.}$) is converted from hardness gradient.

gion are dependent on case depth and core hardness, i.e., strength gradient. Unlike bending and pitting where quantitative systematic design analysis procedures have been used for some time, the subcase fatigue or spalling problem is often times ambiguously related to past practice and has frequently been controlled by the metallurgist as he selects materials and case depths. Sometimes a rule of thumb approach such as $1/16$ the tooth chordal thickness is used to establish case depth. This approach has apparently been reasonably successful since of these three types of distress, subcase fatigue evidences itself the least and is not a problem of major consequences in vehicle gearing. The ambiguity of this method could and does lead to undue conservativeness in selection of materials and case depths. It is thought that due to the high priority set on cost control and energy conservation and the necessary selectivity in allocation of capital that this aspect of gearing deserves a closer look since reduction in case depths and material optimization could save energy, create carburizing capacity and reduce cost. Strength gradient requirements are basic considerations and should be determined by engineering analysis. Then the material, carburizing cycles and quench media should be selected to give the desired result. G. H. Walter⁽¹⁾ in a companion paper has considered the metallurgical principles involved for this aspect of metallurgical design in detail; hence they will not be discussed here.

DEVELOPMENT OF S-N CURVES

In order to make subsequent discussion relative to metallurgical deviations consistent with basic stress vs. strength logic, and as a means of reemphasizing some of the fundamentals already discussed, further concepts are shown in Figures 5 and 6. Figure 5 shows torque vs. cycles to breakage, pitting and spalling curves for a 6 pitch test pinion. The type of information shown is typical for all gears, however, each gear will be different in detail depending on its design specifics. Note again the three competitive modes of fracture. The data for bending and pitting is from actual experiments, whereas the spalling curve has been arbitrarily placed. It is placed to the right of the other curves since the gear doesn't have a history of fracture due to subcase fatigue. At high torque levels this gear fractures by bending fatigue - at low stress levels and longer cycles pitting occurs. At some intermediate stress the fracture mode is unpredictable in that it may be either root fillet breakage or surface pitting. It is important to note that the spalling curve (i.e., subcase fatigue) could be to the left and thus be the mode of fracture if the case depth or core hardness (i.e., strength gradient)

T-N CURVES
 CARBURIZED 6 PITCH TEST PINION
 4 SQUARE GEAR TESTS

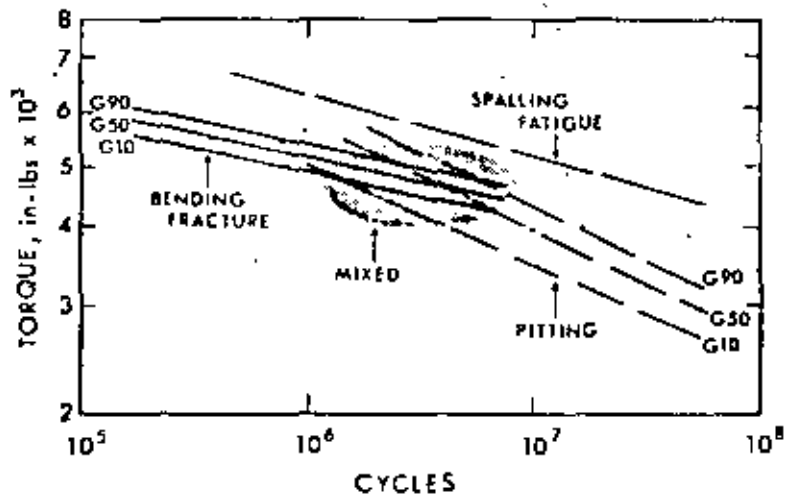


Fig. 5

BENDING AND CONTACT S-N CURVES

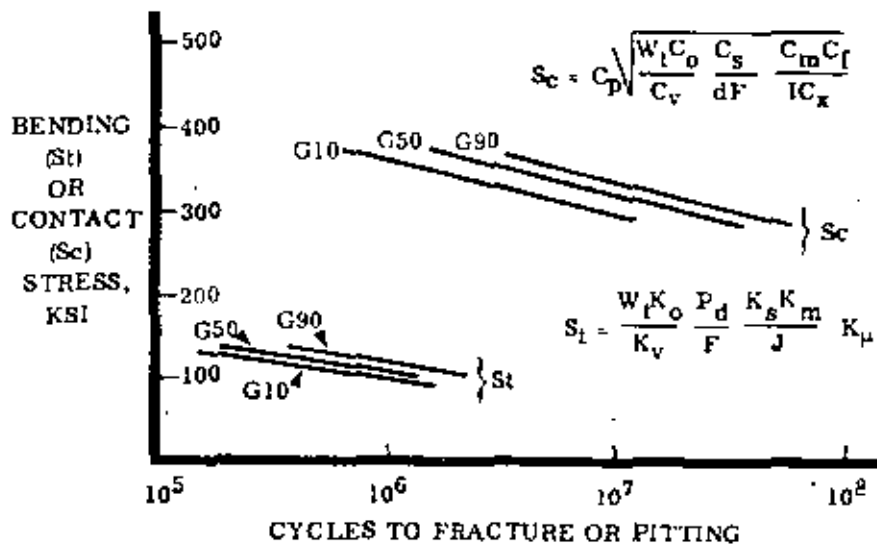


Fig. 6

were insufficient.

Setting tooth widths and other design characteristics affecting durability, or life prediction in general, always involves SN or allowable stress curves as shown in Figure 6. These curves can be developed from any number of sources such as specimen or dynamometer data. The translation of test data to useful allowable stress curves for design purposes should, of course, be done in as technically acceptable manner as possible. The data shown here comes from dynamometer tests on gears such as that shown in Figure 5. Where appropriate, all of the AGMA derating (K) factors were used for stress calculating purposes. Thus, when using curves such as these in design, similar factors must be used in the stress computations to obtain equivalent stress values. The curves shown in Figure 5 and 6 are representative of good acceptable commercial gearing insofar as metallurgy is concerned. In other words, the gears used in the tests were made from good quality steels and had acceptable metallurgical structure in critically stressed areas. The surface structure included intergranular oxidation which is unavoidably picked up using current commercial carburizing practices.

INFLUENCE OF SURFACE CONDITIONS

The purpose of the remainder of this discussion is to review some other metallurgical surface variations which can cause shifting of the design curves. No attempt will be made to be quantitative or even to attain absolute conceptual accuracy. This would not be within the scope of this discussion. Our intent is simply to enumerate other factors noteworthy of consideration and make a few appropriate comments. These variations are not always recognized and reported; hence their effects are frequently blamed on other potential causes such as material grade, etc. It is important, especially when conducting research that all such factors be considered.

Before proceeding with the discussion concerning variations, further note of the intergranular oxidation is appropriate. This condition which results from oxygen pickup during carburizing is shown in the photomicrograph of a gear surface, Figure 7. All gears that are used "as heat treated" exhibit this condition hence design curves adopted from gear tests would be acceptably representative. Some data⁽²⁾ have been generated indicating a significant improvement in gear durability could be had if oxidation of this sort was eliminated.

Another condition closely associated with intergranular oxidation is shown in Figure 8. This condition is brought



Fig. 7 - Note intergranular network. Surface (designated by arrows) has been nickel plated to preserve edge. 1000X Unetched

Fig. 8 - Carburized surface in etched condition showing transformation products associated with grain boundary oxidation. 1000X

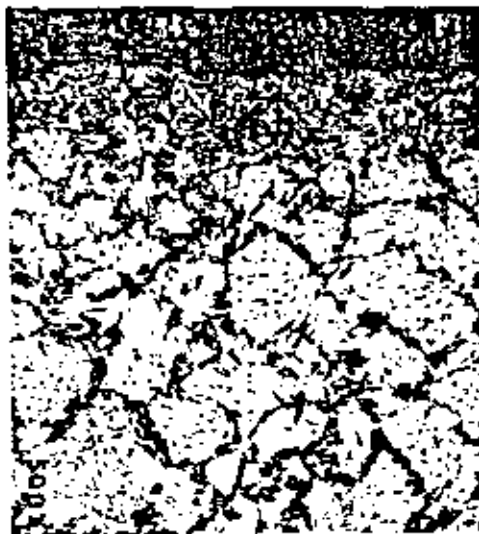


Fig. 9 - Continuous layer plus sub-surface grain boundary network due to insufficient case hardenability. 1000X.

about when steels with marginally low case hardenability are used. The grain boundary oxidation is selective in that alloying elements near boundaries are preferentially oxidized and hence not available to contribute to hardenability. This can cause local soft spots of non-martensitic transformation products as shown by the dark etching constituent. The surface may contain a discontinuous network as shown here or even a continuous layer of soft constituents (Fig. 9) depending on the amount of oxidation and case hardenability of the material. Both of these conditions are thought to be detrimental to pitting and bending fatigue. There is, however, some evidence⁽³⁾ to indicate that a continuous soft layer may improve low cycle bending fatigue properties.

No discussion on this subject would be complete without recognizing the questionable role of retained austenite. It can be said with a certain amount of confidence that retained austenite does not carry the stigma it once did. Many investigators have even reported it to be beneficial. Very certainly controlled amounts in the order of 15% or so cannot be considered detrimental for vehicle gearing.

Including those items already discussed there are at least a dozen surface conditions which can and do affect the surface durability characteristics of gears. Microcracks, (refer Fig. 10) grain size, carbon content, massive carbide content and morphology, (refer Fig. 11) non-metallic content and residual stress give a good start to the list. When one considers the number of conditions and their potential for interaction it is not difficult to understand the existence of confusion and controversy on such questions as what material makes the best gear. However, with such powerful tools as the electron microscope, x-ray diffraction and several microanalysis systems at our disposal, we should be on a new threshold of understanding if we are meticulous and persistent. With regard to electron microscopy we find that at least some gear fractures have intergranular origins as shown in the electron fractograph in Figure 12. High magnification electron microscopy also reveals that film type intergranular carbide networks as shown in Figure 13 can also exist in gears. This structure incidentally appeared very normal in a light micrograph at 1000 X. Certainly these subtle factors could have a gross effect on fatigue performance and could very well be related.

SUMMARY STATEMENT

As was indicated no attempt has been made here to make a comprehensive coverage of the subject. Each condition is a study unto itself. Our purpose has been to redefine fracture modes and to indicate that area on a gear where the metallurgical structure is significant insofar as gear



Fig. 10 - Microcracked coarse martensite plates. 1000X

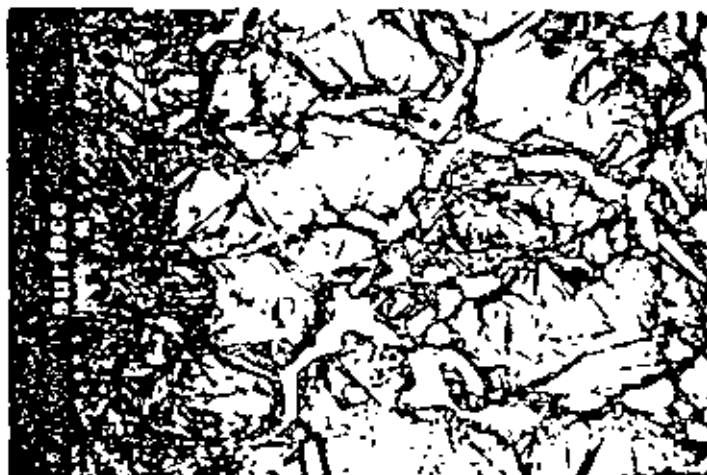


Fig. 11 - Massive carbides. 1000X



Fig. 12 - Faceted intergranular fracture mode in a high carbon case hardened region. 6000X

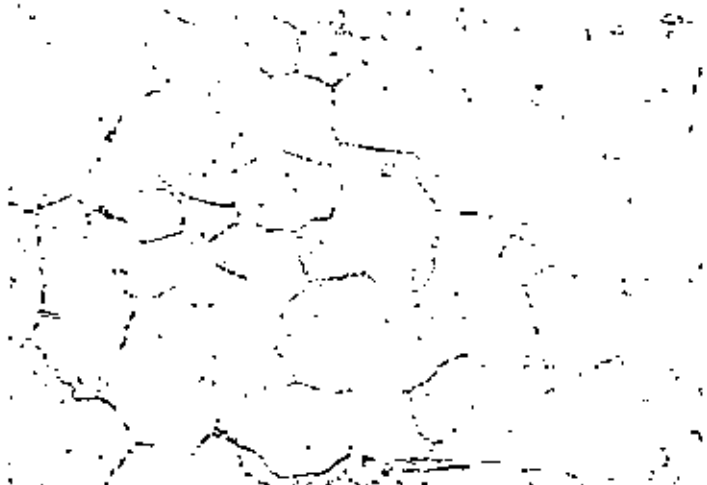


Fig. 13 - Intergranular carbide film in case hardened region. 2600X

life is concerned. When pitting or bending are involved the surface structure controls performance. Several significant surface variants have been described with the objective of warning against simplistic answers to problems related to gear performance and encouraging further work on this very important subject.

ACKNOWLEDGEMENTS

The data and photographs shown herein came from previous work done by the Metallurgical Section of the Engineering Research Division of International Harvester. The writer is indebted to numerous individuals in that organization for their cooperation and guidance.

REFERENCES

- (1) "Computer Oriented Gear Steel Design Procedure" by G. H. Walter, AGMA paper #109.35, 1974.
- (2) "Effect of Surface Condition on the Fatigue Resistance of Hardened Steel", by G. H. Robinson, Fatigue Durability of Carburized Steel, Special ASM Publication, 1957 P. 33-46.
- (3) IBID P.21.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL**

- * FACTORES METALURGICOS
- * LA ESTRUCTURA DE LOS METALES Y SU
INFLUENCIA EN EL RENDIMIENTO DE LOS
ENGRANES.

**PROF. ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

METALLURGICAL STRUCTURE AND GEAR PERFORMANCE

Maurice A. H. Howes

IIT Research Institute

Chicago, Illinois 60616

INTRODUCTION

Gears may be made from a wide variety of materials--ferrous and nonferrous metals, plastic, and wood. The majority of high-performance gears are of steel, and the emphasis in the paper will be on steel gears.

It is necessary to select material and process to produce an adequate gear at the lowest cost. Gears are generally designed to transmit power, and usually the best design is the smallest gear that will perform satisfactorily assuming a correctly designed gear having adequate load-carrying capacity. Many design factors need consideration in order to reduce the stresses to a low value. High performance steel gears are almost invariably heat treated, and the combination of material and process has an important effect on the capability of the gear to carry loads.

PRINCIPLES OF GEAR HEAT TREATMENT

Most gears are manufactured from steel, which is an iron-base alloy containing carbon and other additions. At room temperature the equilibrium structure of steel is a mixture of nearly pure iron (ferrite) and iron carbide (cementite). The ferrite and cementite are often present in alternate layers called pearlite (Fig. 1). At 0.8% carbon the structure is entirely pearlite and this equilibrium mixture is called the eutectoid composition.



Fig. 1. Scanning Electron Micrograph of Ferrite and Pearlite, X3000.

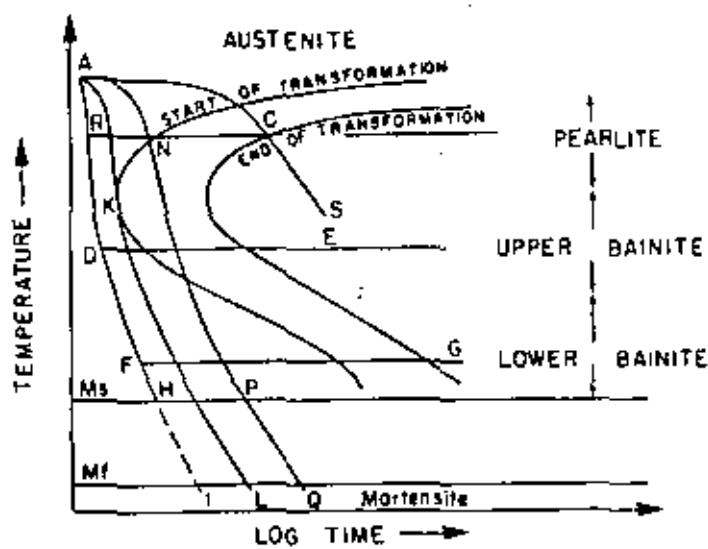


Fig. 2. Isothermal Transformation Diagram of a Eutectoid Carbon Steel.

When a steel gear is hardened, it is heated to a high temperature in order to convert the entire structure to a phase called austenite. Austenite is a single-phase structure of iron and carbon stable at high temperatures. If the steel were cooled slowly, the austenite would transform to pearlite, which is the equilibrium phase at room temperature. A pearlite structure is an annealed structure and is relatively soft with low physical properties. If the steel is cooled very rapidly, a very hard and strong structure forms called martensite, which is a metastable phase of carbon dissolved in iron. It may be tempered to produce lower hardness structures which are less brittle. Intermediate cooling rates will produce other structures referred to as bainites although this type of structure is only produced in quantity in an alloy steel. Eutectoid carbon steels produce predominantly martensite and pearlite, depending on the cooling rate. This is illustrated in Fig. 2, which is an isothermal transformation diagram for a 0.8% carbon steel. The two heavy curves in the shape of a "C" represent the start and finish of isothermal transformation. If a steel is rapidly cooled from A to H, it does not intersect the start of transformation line and remains as austenite until H is reached. This is the M_s or martensite start temperature, and at this temperature austenite starts to transform to martensite. As the temperature falls to I, the martensite finish (M_f) temperature, all the austenite transforms to martensite. The amount of austenite that transforms depends entirely on temperature and is independent of cooling rate. If M_f is below room temperature, some of the austenite does not transform and will remain permanently in the structure unless lower temperatures are encountered in service or the steel is given a subzero treatment. This austenite is referred to as retained austenite. If cooling from A is stopped at B and the temperature is held constant (an isothermal condition), then transformation starts at N and is completed at C and the final structure is pearlite. Similarly an isothermal treatment at D will produce upper bainite and at F lower bainite. At 900°F upper bainite resembles pearlite. Near the M_s temperature lower bainite resembles tempered martensite. Tempered martensite is martensite with some of the carbon precipitated from solid solution as carbide by a low-temperature tempering treatment.

If a steel is cooled at a lower rate than A-I (say, at A-L) such that the cooling curve forms a tangent to the start of transformation C-curve, this is the critical cooling rate (CCR) for this steel. This is the slowest

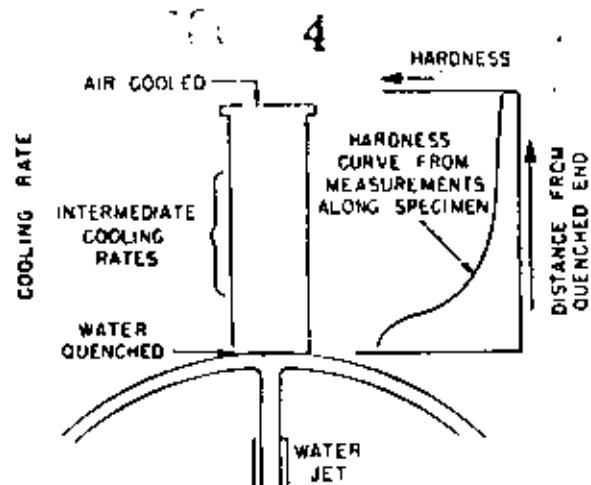


Fig. 3. Jominy Hardenability Test.

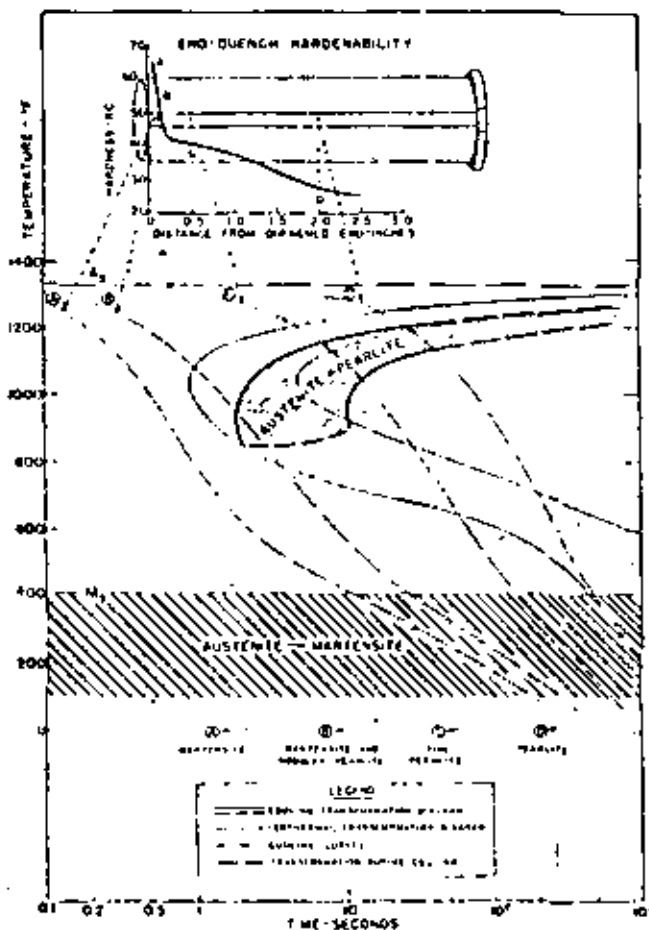


Fig. 4. Correlation of Continuous Cooling and Isothermal Transformation Diagrams with End Quench Hardenability Test Data for Eutectoid Carbon Steel.

cooling rate which could be used and still yield a fully martensitic structure in the steel. This cooling rate is a measure of the ability of the steel to be fully hardened, usually referred to as the hardenability. A steel composition having a higher hardenability would have the start of transformation curve displaced to the right and thus would allow a slower cooling rate to be used without transformation.

A slower cooling rate (say, A-Q) would cause transformation to start; but since the finish line is not intersected, the transformation would not be complete and so the structure at P would be a mixture of pearlite and austenite. At Q the austenite would transform to martensite leaving a final structure of pearlite and martensite. Cooling through A to S would complete transformation of the austenite in the pearlitic region and would result in a completely pearlitic structure.

Hardenability is usually measured by water quenching one end of a test piece 1 in. diameter by 4 in. long. Hardness may then be measured along the length of the bar and the equivalent hardness from water quench to air cooling obtained. This is illustrated in Fig. 3.

It is not theoretically correct to superimpose cooling rate curves on isothermal transformation diagrams as was done in Fig. 2. However, they can be superimposed on a modification of an isothermal transformation (I-T) diagram called a continuous cooling diagram or a cooling transformation diagram (C-T). This diagram represents phase changes under continuous cooling rather than isothermal conditions. An example of a C-T diagram for the steel shown in Fig. 2 is given in Fig. 4 (1). This also correlates end quench hardenability. A second example is shown in Fig. 5 for a higher hardenability steel 4140.* The time scale shows that slower cooling rates are permissible and still produce a martensitic structure. Notice that since the higher hardenability steel has a lower carbon content it has a lower maximum hardness than the lower hardenability steel. This illustrates the danger of confusing hardness and hardenability. The 4140 steel has a different shape I-T and C-T diagram making bainite more likely to be present in the quenched structure. In fact, at cooling rates less than the critical rate it is highly likely that bainite will be present.

A fully quenched martensitic structure lacks the toughness necessary for most gears to be able to resist

*These numbers refer to American Iron & Steel Institute classification.

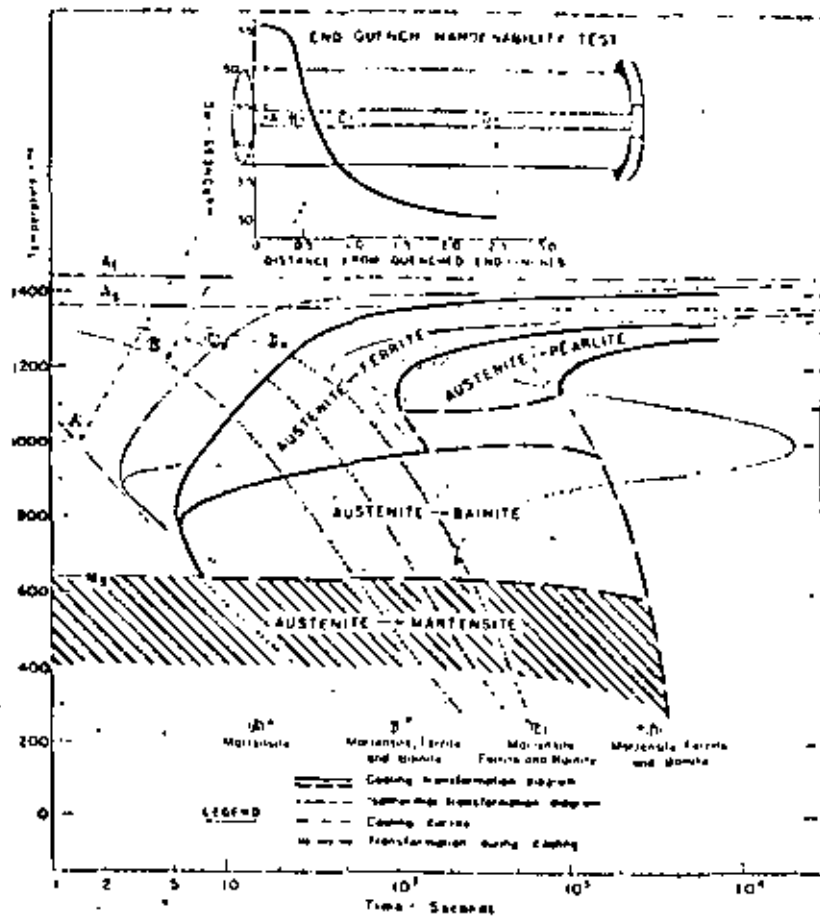


Fig. 5. Correlation of Continuous Cooling and Isothermal Transformation Diagrams with End Quench Hardenability Test Data for 4140 Steel.

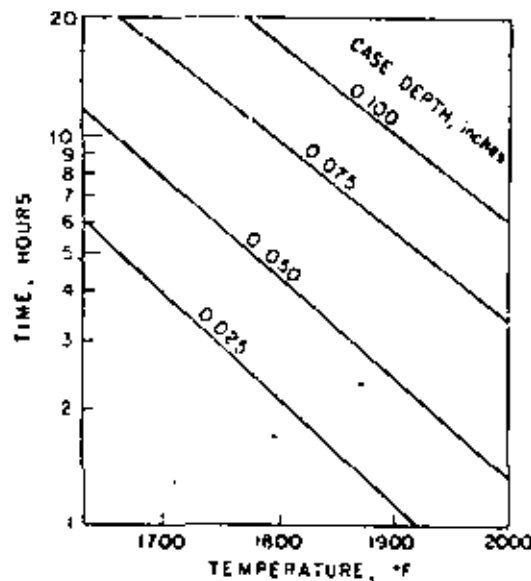


Fig. 6. Time Required to Produce a Case Depth that has a Minimum Hardness of R_C 55.

shock loading and the structure is modified by tempering. This is done by a controlled reheating which also reduces the residual stresses in the gear. Stresses are left in gears after heat treatment due to volume changes when different phases are formed and also due to stresses left by cooling the material rapidly. Temperatures as low as 300°F can result in considerable stress relief and increase in toughness without sacrificing appreciable hardness.

DIFFUSION TREATMENTS

The above considerations apply precisely to gears made from direct hardening steels. However, it has been found that gears can often be improved by treatments involving the diffusion of other elements into the surface:

1. Carburizing - The diffusion of carbon into the surface.
2. Carbonitriding - The simultaneous diffusion of both carbon and nitrogen into the surface.
3. Nitriding - The diffusion of nitrogen into the surface.

These treatments result in the production of a diffused layer of material of a different chemical composition resulting in different properties at the surface than in the core of the part. If a part is carburized, it can have a low carbon tough core with a high carbon, hard, wear-resistant case.

Carburizing

Carbon is diffused into the surface of the part by controlled exposure at temperatures of about 1650°F or above for the time necessary to form a layer of the desired thickness. Carbon may be introduced from the solid, liquid, or gaseous form. In the solid method parts are packed and heated in charcoal activated with energizing chemicals to give optimum carbon pickup by the steel. This method referred to as pack carburizing was for many years the only process used. Liquid carburizing involves immersing the parts in baths of molten sodium cyanide and other salts. The cyanide molecule provides the source of carbon. However, the most common process now in use is

gas carburizing where a controlled carburizing gas surrounds the parts in a sealed furnace. Whereas pack carburizing requires many man-hours to pack and unpack parts and liquid carburizing has potential pollution problems, gas carburizing is the least costly and most convenient way of carburizing high volume parts.

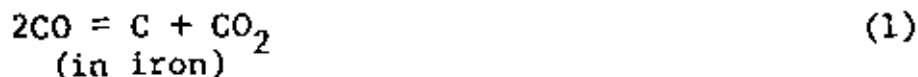
The rate at which carbon is absorbed and diffuses into steel is temperature dependent--the higher the carburizing temperature, the more quickly a case of given depth and hardness can be attained. The times required to develop different case depths up to 0.100 in. at various temperatures is shown in Fig. 6. Other investigators have reported similar trends (2,3).

The above data demonstrate the reduction in carburizing time that can be achieved by raising the carburizing temperature. Figure 7 shows the percent savings in carburizing time when temperatures are increased beyond 1750°F.

Control of the Process. If the surface carbon in a case is gradually increased, the hardness will also rise until it reaches a maximum. The decrease in hardness with increasing carbon from this point is due to retention of austenite. There is then an optimum carbon content to give maximum surface hardness and, as shown in Fig. 8, more carbon is required as the carburizing temperature increases for a nickel-chrome type of carburizing steel such as 8620. This type of information is only available for a limited number of steel compositions, but is of obvious importance if the optimum surface properties are to be obtained after high-temperature carburizing. These results may be modified if quenching is carried out at a temperature lower than the carburizing temperature.

To obtain a desired surface carbon content, the carbon potential of the atmosphere should be maintained and controlled by a gas atmosphere control system.

In controlling a carburizing atmosphere the aim is to make the atmosphere be in equilibrium with a desired carbon potential. It is difficult to measure carbon potential directly, and usually some other factor is measured which can be related to the carbon potential. The carburizing reactions occurring are:



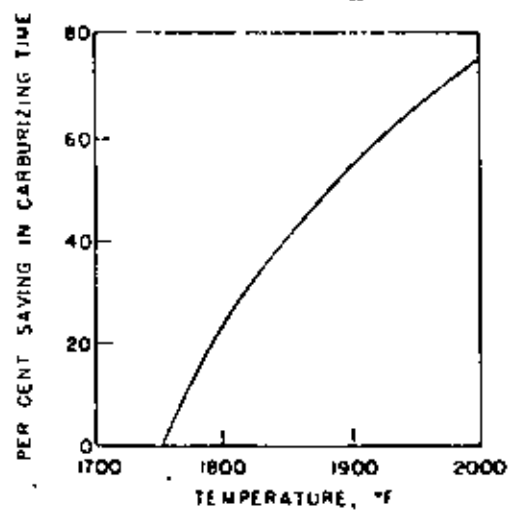


Fig. 7. The Effect of Process Temperature on Carburizing Time.

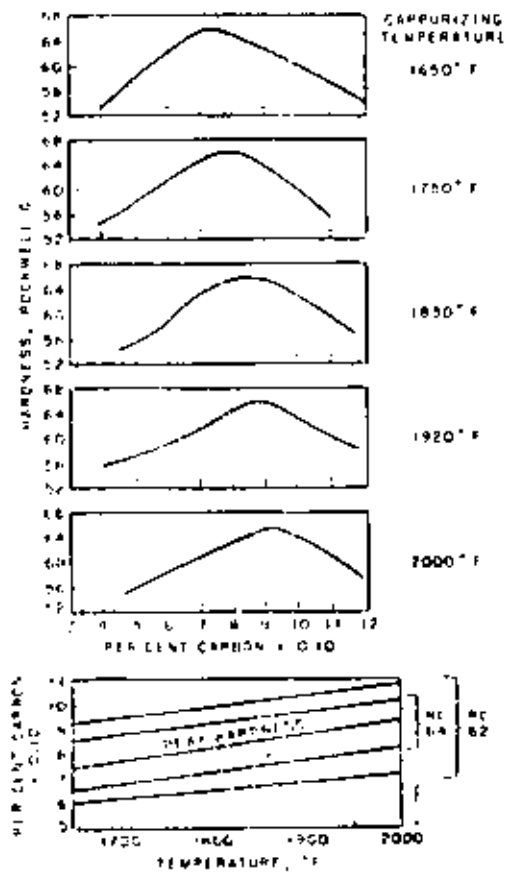


Fig. 8. The Effect of Carbon on the Surface Hardness of 8620 Steel Carburized and Direct Quenched from Temperatures up to 2000°F.



Therefore,

$$\text{Carburizing potential} \propto \frac{[\text{CO}]^2}{[\text{CO}_2]} \quad (3)$$

and
$$\propto \frac{\text{CH}_4}{[\text{H}_2]^2} \quad (4)$$

For a particular carrier gas the concentration of carbon monoxide and hydrogen is roughly constant for a wide range of carbon potential; therefore, increasing the amount of methane or other hydrocarbon or reducing the carbon dioxide content will increase the carburizing potential. The carbon dioxide will react with hydrogen as follows:



Thus, the carbon dioxide content and water content or dewpoint are interdependent. A high dewpoint will promote the formation of carbon dioxide and therefore reduce the carburizing potential.

Methane and other hydrocarbons will react with water as follows:



therefore, hydrocarbons may be added to reduce the dewpoint and increase the carburizing potential.

From this it can be seen that the carburizing potential can be determined by the measurement of carbon dioxide or dewpoint. The relationship between these factors and surface carbon content is shown in Fig. 9 (4).

It is inevitable that there should be a temperature gradient through a work load during heating and, if carburizing is allowed to proceed during the heating period, some lack of case depth uniformity would result. If close control is desired, it may be necessary to start the carburizing after the entire load has reached carburizing temperature.

Heat Treatment After Carburizing. The problem of grain growth has been a strong deterrent to wide acceptance of high-temperature carburizing, particularly among

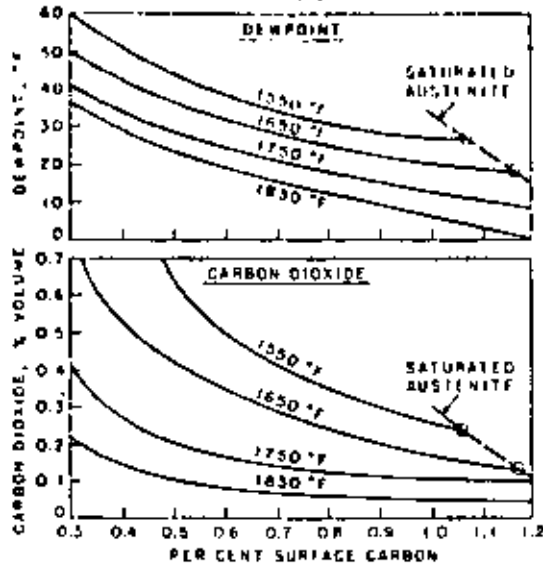


Fig. 9. Experimental Equilibrium Between Carbon Steels and Carburizing Atmospheres Generated from Propane.

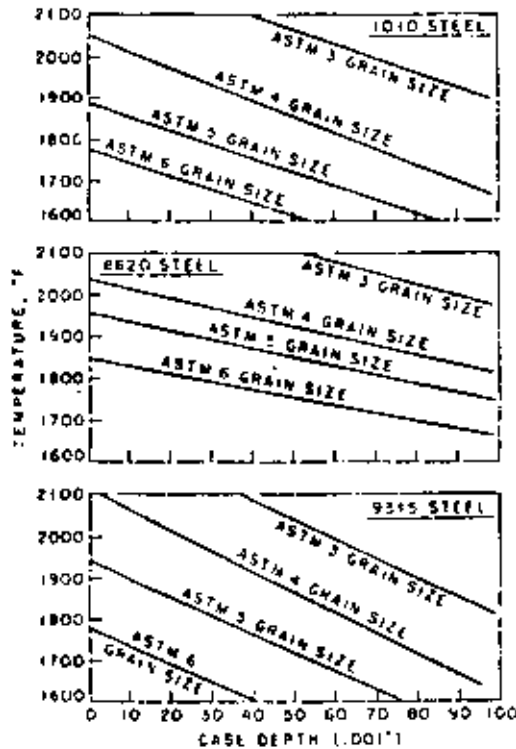


Fig. 10. Grain Growth During Carburizing of Three Steels having an Initial Grain Size of ASTM No. 7-8.

those companies that quench directly from carburizing. The fact that most aluminum-deoxidized steels begin to grain coarsen at temperatures above 1800°F probably accounts for the limit of 1700°-1750°F set as a practical temperature range for commercial carburizing treatments. 12

Except for pack carburizing and certain other treatments, where the practice is to slowly cool from carburizing and reheat for hardening, the bulk of commercial carburizing entails a direct quench from the carburizing temperature or from some slightly lower temperature. This direct quenching practice will not refine a structure that has been coarsened during carburizing and, therefore, it is desirable to avoid grain coarsening even at the expense of maintaining a rather low carburizing temperature.

Not all grades of steel grain-coarsen during carburizing in a like manner. There seems to be a tendency for higher alloy grades such as 9310 and 4615 to resist grain coarsening more than low alloy grades (3). However, this tendency seems to be influenced by minor constituents and steel processing methods as well as the major alloying additives, with the result that grain coarsening may not be predictable unless special measures are taken to control the steel. In measuring grain size, the average number of grains per unit area or volume is reported. Thus a smaller grain size number means a larger grain size.

The term case depth has no universally accepted definition. Total case depth is defined as the distance from the surface to a point at which structural differences between the case and core can no longer be distinguished. From a practical point of view it is better to specify an effective case depth. This is the depth at which 75-90% of the minimum surface hardness prevails. Very often the point at which the hardness falls to Rockwell C 50 is taken as the case depth but other levels can be specified.

Figure 10 shows the grain size that results after high-temperature carburizing to produce any desired case depth up to 0.100 in. in three commonly used carburizing steels. The resultant grain size increases with increasing case depth and with increasing temperature used for carburizing. For instance, if an 8620 steel is carburized to a depth of 0.050 in. at 1750°F, the grain size will probably be about ASTM No. 6; if the same case is produced at 2000°F, then the grain size will be ASTM No.

3-4. However, these results show that the particular batch of 8620 steel used in the tests resisted grain growth to a greater extent than did the 9315 steel.

Carbonitriding

Carbonitriding is capable of producing cases with better properties than carburized cases and using steels lower in cost than those required for both carburizing and nitriding. The nitrogen content increases the case hardenability very significantly, resulting in the following advantages: (1) A hard case may be produced with a lower cost steel than that required in carburizing. (2) Oil quenching may be used with low alloy steels instead of water quenching; thus less distortion will be produced, and an integral quench furnace may be used, whereas with water quenching the presence of water vapor would make the furnace atmosphere difficult to control. (3) A carbonitrided case does not lose hardness to the same extent as a carburized case during a tempering operation. (4) The wear resistance of a carbonitrided case can be higher than a carburized case. (5) Lower temperature carbonitriding treatments produce cases with minimum distortion characteristics similar to nitrided steels but on much lower cost materials.

One disadvantage of the process is that there is one extra variable to control--nitrogen diffusion--and the nitrogen-carbon ratio must be controlled to arrive at the optimum results.

The Effect of Nitrogen in Case Hardening. It has been shown by Jack (5) that nitrogen has an effect similar to carbon on the martensite structure. Nitrogen and carbon form a solid solution with iron, and both carbon and nitrogen affect the martensite structure to a similar extent when the quantity added is measured on an atomic percent basis. The mechanical properties of martensite are related to the strain in the martensite structure; therefore, the hardness of a nitrogen-martensite case should be similar to that of a carbon-martensite case when the added elements are present in the same atomic percentage.

It is observed in practice that the maximum hardness of a diffused case is reached when the amount of diffused element approaches eutectoid concentration. This relationship is readily available for carbon alloys (6), Fig. 11, but cannot be obtained for the nitrogen alloys since at the eutectoid composition (2.35%) the M_f point is

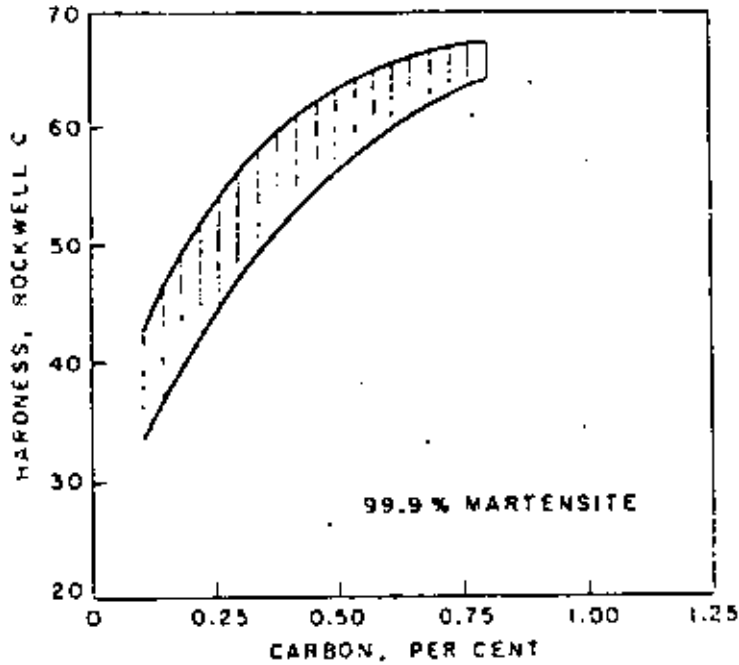


Fig. 11. Relationship Between Carbon Content and Hardness for Carbon Steels (6).

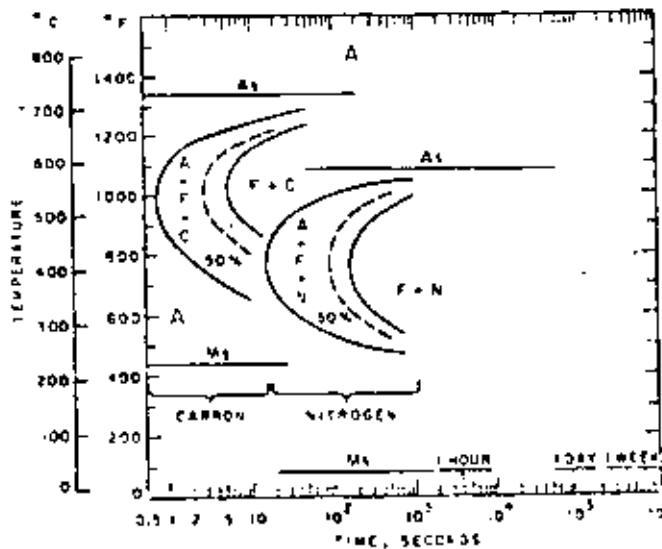


Fig. 12. Comparison of Isothermal Transformation Characteristics of Iron-Carbon and Iron-Nitrogen Eutectoid Alloys.

depressed to an extremely low temperature. In fact, austenite is retained in the alloy when the nitrogen content approaches around 1 1/2%, and this prevents the system from forming higher-nitrogen martensite with high hardnesses unless subzero treatments are used.

The most important reason for diffusing nitrogen into the surface of a steel is to increase hardenability. Figure 12 compares the isothermal transformation characteristics of the eutectoid iron-carbon alloy with eutectoid iron-nitrogen alloy. The much higher hardenability of the nitrogen alloys is very pronounced and, in fact, compares favorably with a highly alloyed steel. Figure 13 shows Jominy curves for carburized and carbonitrided 1020 steel.

Control of Carbonitrided Cases. The most important factor in the control of carbonitrided cases is the adjustment of the carbon-nitrogen additions such that the finished case consists mainly of martensite. Figure 14 shows calculated values for M_s , M_{90} (90% of the austenite was transformed to martensite) (7), and M_f (8). Suggested extensions for the iron-nitrogen alloys for M_s and M_{50} (50% martensite) have been added to this diagram using some limited information from Bose and Hawkes (9). It would seem that both carbon and nitrogen depress the martensitic transformation temperatures (M_s , M_f , M_{50}) to approximately the same extent when considered on an atomic percent basis. Since the effect of carbon and nitrogen on lowering the M_f point is additive, it can be seen that if more than about 5 at. % (N + C) is diffused into the case, austenite will be retained at room temperature and the hardness value will be reduced. Figure 15 shows the situation for a steel containing 0.8 wt% Mn which is more typical of a commercial mild steel. Optimum case hardness is likely to be obtained at about 4 at.% (N + C).

Since the total desirable content of nitrogen and carbon is known, then the decision has to be made as to the proportion of each element to be used. This may be varied from a case that consists of all carbon to a case that consists of all nitrogen. A case consisting of all nitrogen would have the highest hardenability and the highest resistance to tempering but would not be as hard as an all carbon case. For an optimum carbonitrided case just sufficient nitrogen to give the required hardenability should be used depending on the section size and quenching method to be used for the part. The balance should be carbon up to a total atomic percentage of 3.5-4.5. As discussed in a later section, a small proportion

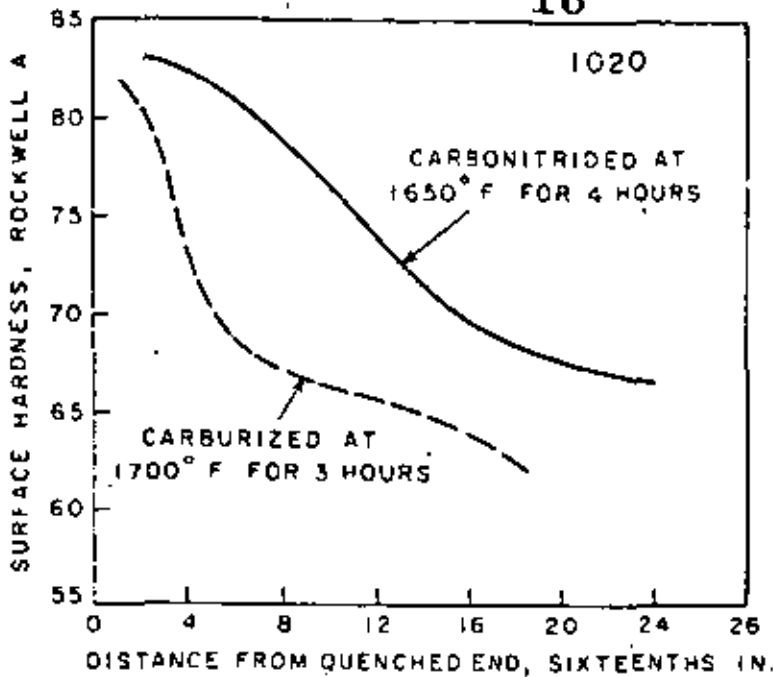


Fig. 13. Jominy Hardness for Carburized and Carbonitrided 1020 Steel (6).

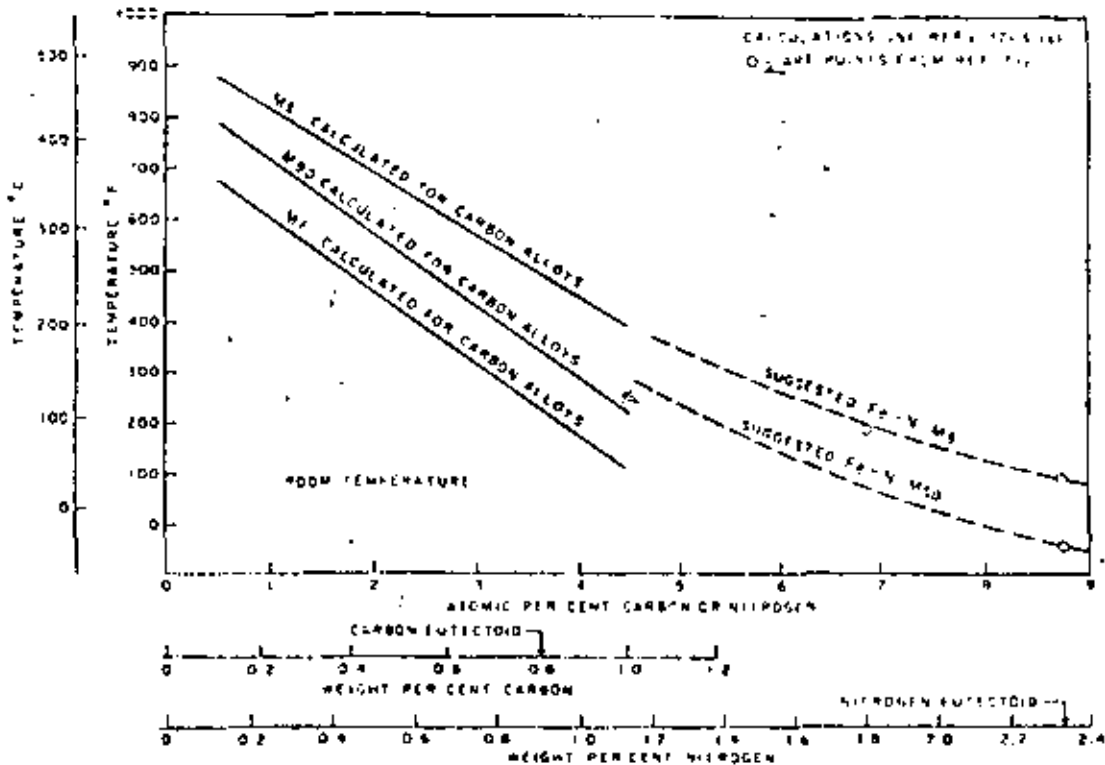


Fig. 14. Martensitic Transformation Points Calculated for Iron-Carbon Alloys and Suggested for Iron-Nitrogen Alloys.

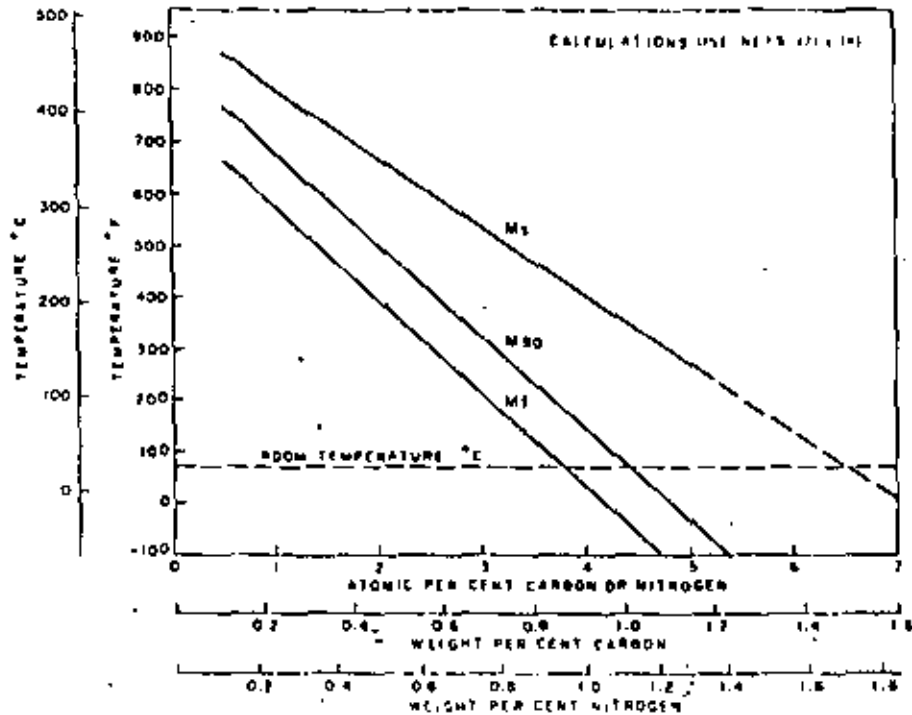


Fig. 15. Calculated Martensitic Transformation Points for Iron Alloys Containing 0.8 wt% Manganese.

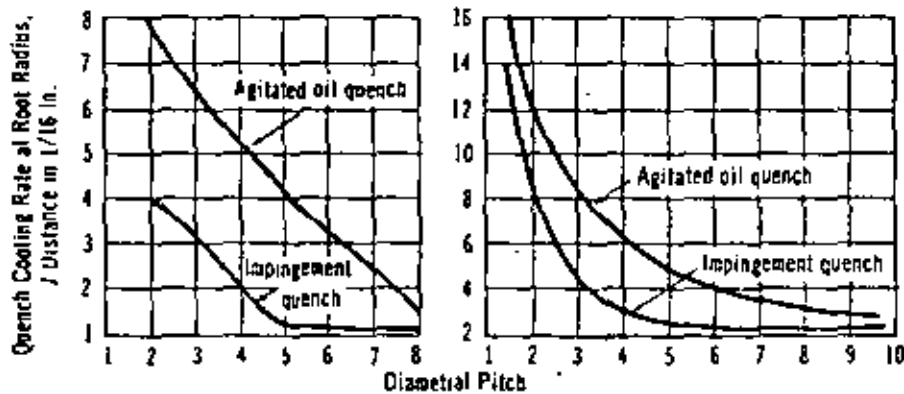


Fig. 16. Effect of Gear Pitch and Quenching Method on Surface Cooling Rates of Web Gears (left) and Pinion Gears (right). Rates are determined 0.060 in. below the surface (13).

of retained austenite may be beneficial, and in some circumstances it may be desirable to control the M_f point below room temperature.

Carbonitriding Treatment Temperature. The normal temperature range for carbonitriding is 1450-1650°F; the process can be performed at higher temperatures quite successfully but at the penalty of higher ammonia consumption. High-temperature carbonitriding is of considerable interest where deeper cases are required. It is reported that carbonitriding to produce a 0.015-0.020 in. case at 1700°F is 30% cheaper than at 1550°F due to the reduced processing time and that improved core properties are produced (10). Three times as much ammonia is required at 1700°F than at 1550°F to compensate for thermal decomposition.

Nitriding

Gas nitriding is a case hardening process whereby nitrogen is introduced into the surface of the part. Quenching is not required, and the process depends on the formation of hard nitride in the steel. The elements which form hard nitrides are aluminum, chromium, molybdenum, vanadium, and tungsten. Special steels containing these elements are necessary for nitriding, and the steel must be hardened and tempered before nitriding. The tempering temperature is higher than the nitriding temperature (930-1050°F) to ensure stability and provide the optimum structure for nitriding.

Nitriding is performed in a closed vessel through which ammonia is circulated. Part of the ammonia dissociates into active nitrogen and hydrogen. Some of the nitrogen combines with the steel to form nitrides. The excess gases pass from the furnace. The case formed consists of an outer "white layer" composed of nitrides of iron and other nitride-forming elements. The white layer is undesirable because it is soft and brittle and can spall in service, leading to wear or seizure. This layer is often removed by grinding. Immediately under is the hard layer containing precipitated nitrides. The nitrided case depth depends on the exposure time and temperature. Case depth increases with temperature, but above about 1000°F the surface hardness starts to decrease below the maximum. Attempts have been made to remove the white layer by means of a diffusion process in a two-stage treatment (11,12). This is achieved at the expense of some case depth and sometimes a lower case

hardness. The white layer may also be nearly all removed by immersion in hot aqueous cyanide solution followed by a light vapor blasting.

The main reasons for using nitriding are: (1) high surface hardness with high wear resistance, (2) resistance to case softening up to the nitriding temperature, (3) improved corrosion resistance, and (4) minimum distortion during heat treatment.

The disadvantages are that the process needs a special expensive steel and the processing times are long (typically 24-48 hours).

MODE OF GEAR FAILURE

Each gear tooth may be considered as a cantilever beam which, when it transmits the load, undergoes bending. The bending stresses are highest at the fillet and can cause breakage or fatigue failure. The contact stresses on the side of the tooth may cause scoring, wear, bending and pitting fatigue. The steel and processes should be chosen to produce a satisfactory structure to minimize the chance of any of the above failure mechanisms occurring.

Scoring is abrasive wear resulting from poor lubrication conditions. It is not normally affected by material or heat treatment although some surface treatments can be applied to help resist scoring.

Wear is the slow removal of material during service. Wear rate can be reduced by a high surface hardness on the gear.

Bending fatigue can result in tooth breakage generally at the root. Fatigue resistance is affected by surface conditions, metallurgical structure, and the residual stress pattern in the fillet at the root of the tooth.

Pitting fatigue is a compressive fatigue occurring at the point of maximum Hertzian stress. A crack system is formed either at the surface or subsurface eventually resulting in the detachment of a flake and leaving a small pit which rapidly enlarges by the removal of further material. Pitting fatigue may be affected by surface hardness, carbon content, metallurgical structure, and lubrication conditions.

SELECTION OF MATERIAL AND PROCESSING

When considering steel requirements there are two groups of properties of importance:

1. Manufacturing properties. These are the steel properties of importance during fabrication and processing and include hardenability, machinability, and formability.
2. Service properties. These are the physical properties that enable the part to perform under the designed loading condition.

These two groups are not necessarily compatible. For example, additions made to improve machinability may result in a lower fatigue strength in service. If high fatigue resistance is required, the extra expense of a vacuum melted steel should be considered. Large inclusions in steel can act as starting points for both bending fatigue and contact fatigue cracks. A range of steel-making processes are available from conventional BOF, OH, or EF steelmaking without any special treatment to vacuum remelting and degassing, or even electroslag remelting for the highest quality material. Each process will improve the quality and uniformity of the steel but at a cost penalty. Cleanliness can be specified using standards which have been established such as the ASTM recommended practice for determining the inclusion content of steel (E45). Inclusions are discontinuities in the continuous steel structure and are harmful. Inclusions are especially deleterious when they occur in critical stressed areas, and they are particularly damaging near or at stressed surfaces. They may be of different types such as oxides, silicates, sulfides, or carbides, and may be different in shape and distribution. Generally round inclusions are less damaging than long stringers. There is a critical size of inclusions below which the reduction in fatigue properties is not significant. As the inclusion size increases above the critical size, there is a rapid decrease in life. The critical size decreases as the strength level of the steel increases. Gears are often made from high strength steels in which the inclusion content is much more critical than in low-strength steels.

21 Hardenability

The steel selected should have adequate hardenability to develop the required physical properties, but excessive hardenability usually is obtained at the penalty of a higher cost. The cooling rate of two types of gears may be determined from the curves shown in Fig. 16 developed by Kern (13). Once the equivalent Jominy distance is known, a steel may be selected from the hardenability band of alloy steels.

This type of hardenability data can be used to select through-hardening steels. Through-hardening steels often used include 1040, 1060, 4140, 4340, and 52100. With the exception of 52100 the surface hardness of direct-hardened gears can be expected to be lower than a carburized gear. Water quenching is commonly used with plain carbon steels, and oil is used for alloy steels. Water quenching has a greater chance of producing distortion of the gears.

Most high performance gears are carburized, and steels may be selected from the data shown in Table 1 (13). It can be seen that a higher carbon content increases hardenability and that direct quenching allows a slightly lower hardenability steel to be used.

Table 1 — Gear Steel Selection According to Hardness (13)

Cooling Rate, J Distance (1/16 in.)*	Direct-Quenched Gears			Reheated Gears		
	Case Carbon					
	1.10%	0.90%	0.80%	1.10%	0.90%	0.80%
1	1018	1018	1018	1018	1018	1018
2	1524	1524	1524	1524	1524	1524
3	4026	4026	4026	8620	8620	4118
4	4118	4118	4118	8620	8620	8620
5	4118	4118	4118	8620	8620	8620
6	8620	8620	8620	8720	8620	8620
7	8620	8620	8620	8720	8720	8720
8	8720	8720	8720	8822†	8822	8822
9	8822†	8822	8822	8822	8822	8822
10	8822	8822	8822	8822	8882	8822
11	8822	8822	8822	4320	8822	8822
12	8822	8822	8822	4320	4320	4320
13	8822	8822	8822	4320	4320	4320
14	8822	8822	8822	4320	4320	4320
15	8822	8822	8822	4820	4820	4820
16	8822	8822	8822	4820	4820	4820
18	4320	4320	4320	4820	4820	4820
20	4320	4320	4320	4820	4820	4820
Over 20	4320	4820	4820	9310	9310	9310

*Cooling rate required for Rc 60 min, as quenched.

†8822 may need a lower carbon content if used for gears requiring machining after hardening.

A carburized gear may be regarded as a composite structure consisting of a low carbon steel in the core and a high carbon steel of the same alloy composition at the surface.

Case Carbon Content

Increasing the carbon content of the case (within limits) increases wear resistance and resistance to contact fatigue (14). As the carbon level increases above 0.8%, there is a tendency to retain austenite and to produce carbide networks in the case. Heavy carbide networks can produce brittle cases leading to tooth end chipping. It has been shown that a level of 15-25% retained austenite is desirable both for sliding wear resistance and resistance to pitting fatigue. Excessive retained austenite causes soft cases, resulting in wear during service, and should be avoided. Moderate quantities of retained austenite transform and work harden under the contact load. A carbon level in the range 0.9-1.0% generally gives the optimum case properties to resist contact fatigue and surface wear.

Case Depth

The case must be sufficiently deep to resist case cracking by the applied load. Since strong core structure helps support the case, a high hardenability steel that will harden in the core to a considerable depth may not need such a deep case as a lower hardenability steel. The case depths are usually based on practical experience, and it is difficult to calculate the optimum case depth with complete certainty. Pederson and Rice have suggested that case crushing will not occur if the subsurface shear yield stresses do not exceed 55% of the shear yield strength at any point at or below the surface (15). The maximum shear stress is located at or near the surface depending on the frictional forces at the surface. When the friction coefficient exceeds 0.1, then the maximum shear stresses are at the surface. On a gear tooth the position of maximum stress is likely to vary since the slip varies on different parts of the tooth. These calculations are involved, and many factors have to be considered. A further practical point is that case depths vary according to the heat treatment cycle and equipment used. With treatment in a batch-type furnace where a load is made up of large numbers of densely packed gears there will be a variation in case depth

throughout the load. This is because of variations in temperature, time at temperature, atmosphere composition, and atmosphere circulation.

Machinability and Formability

The steel selected should have acceptable properties for manufacturing processes. A poor machining grade such as AISI 1524 will be more expensive to machine; and if cold or warm forming is considered, a high carbon, high alloy steel will be more difficult to form than low carbon steels.

Nitrided Gears

Nitrided gears may be used when a high hardness, wear-resistant surface is desired that will resist scuffing better than carburized gears. In addition, the nitriding process is less likely to distort the gear and the physical properties are retained at higher working temperatures.

Aluminum-containing steels give the best results in terms of high hardness and wear resistance, but the case tends to be brittle and can chip under impact loads. Low alloy chromium steels provide a nitrided case with more ductility and a lower surface hardness but still having substantial wear resistance.

Carbonitrided Gears

Carbonitriding is generally applied to carbon or carbon-manganese steel gears usually of a lower duty than carburized gears. The core often has less strength than the carburized alloy steel gear because it is an oil-quenched low hardenability steel. The nitrogen in the case provides considerable hardenability, and the case hardens in a manner similar to a low alloy steel. However, the relatively soft core may not prevent case crushing if a severe service condition is required.

SUMMARY

In a successful gear design many of the factors are not metallurgical. For example, the design should use proportions of pressure angle, addendum, whole depth,

root fillet, helix angle profile, etc., to obtain the lowest possible stress factor. The gears should mate accurately to avoid significant derating. But after these factors are accounted for, the capacity of the gear set is purely a combination of metallurgy and lubrication science. The gear strength and surface properties should be as high as economically feasible in order that the size of the gear set can be minimized. The whole design is a delicate balance of engineering and economics in which the selection of material and processing play a vital part.

REFERENCES

- (1) Isothermal Transformation Diagrams, 3rd ed., United States Steel Corp., January 1966.
- (2) W. E. Jominy, *Metal Progr.*, Vol. 85, No. 5, 1964, p. 70.
- (3) H. N. Ipsen, *Metal Treat.*, January-February 1959.
- (4) M. A. H. Howes, *Metal Treat. Drop Forging*, Vol. 30, 1963, p. 263.
- (5) K. H. Jack, *Proc. Roy. Soc. (London)*, Vol. A208, 1951, pp. 200-215.
- (6) J. M. Hodge and M. A. Orehoski, ASM Metals Handbook, Vol. 2, 8th ed., 1964, p. 17.
- (7) K. Winterton, *Welding J. Res. Suppl.*, Vol. 40, 1961, pp. 253S-258S.
- (8) A. E. Nehrenberg, contribution to discussion of paper by Granger and Stewart, *Trans. AIME*, Vol. 167, 1946.
- (9) B. N. Bose and M. F. Hawkes, *Trans. AIME*, Vol. 188, 1950, pp. 307-316.
- (10) G. Dawes and R. J. Cooksey, *Iron Steel Inst. Spec. Rep. No. 95*, 1966, pp. 77-92.
- (11) M. Fisher and Z. Shaw, *J. Iron Steel Inst. (London)*, Vol. 136, 1937, pp. 143-167.

- (12) C. F. Floe, Metal Progr., Vol. 50, 1946, pp. 1212-1220.
- (13) R. F. Kern, Metal Progr., Vol. 102, No. 1, 1972, pp. 53-66.
- (14) J. P. Sheehan and M. A. H. Howes, Paper 720268, SAE Automotive Engineering Congress, Detroit, January 1972.
- (15) R. Pederson and S. L. Rice, "Case Crushing of Carburized and Hardened Gears," SAE National Farm, Constructional and Industrial Meeting, September 1960.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL**

**FACTORES METALURGICOS
ACEROS DE CEMENTACION**

**PROF. ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
7-12 NOV.
LAZARO CARDENAS, MICH.**

CAPÍTULO VII

ACEROS DE CEMENTACIÓN (1)

82. Reciben el nombre de aceros de cementación, un grupo de aceros de bajo contenido en carbono (variable generalmente de 0,05 a 0,25 %), que se utilizan para la fabricación de ciertas piezas de máquinas y motores que deben tener gran dureza superficial y buena tenacidad o resistencia al choque. Estas características al parecer opuestas entre sí, pueden obtenerse cementando la superficie de las piezas, es decir, carburando su zona periférica y dándoles luego a continuación el tratamiento térmico correspondiente. Las piezas así fabricadas pueden considerarse que en cierto modo están constituidas por dos aceros diferentes. Uno el de la zona interior de bajo contenido en carbono, tenaz y resistente, y otro el de la zona periférica de alto contenido en carbono, generalmente 0,80 a 1,10 % de C, que después del temple y revenido queda con una dureza muy elevada.

A pesar de que teóricamente la cementación es un tratamiento muy sencillo, al emplear este proceso surgen con cierta frecuencia bastantes complicaciones derivadas de los muchos factores que intervienen en el mismo, como son la forma y tamaño de las piezas, la composición y calidad de los aceros, los métodos de enfriamiento empleados, la temperatura y duración de los tratamientos, etc., factores muy complejos que deben estudiarse muy detenidamente para poder obtener, en cada caso, con relativa regularidad, resultados satisfactorios.

83. Principales clases de aceros de cementación.

Para la fabricación de piezas cementadas se emplean aceros al carbono y aleados, existiendo muchas clases diferentes de aceros de cementación. Todos ellos, como hemos dicho antes, contienen de 0,05 a 0,25 % de carbono aproximadamente, según se puede ver en las Tablas XXIX y XXX.

Excepcionalmente cuando no interesa conseguir una gran tenacidad en el núcleo central se llegan a emplear, a veces, aceros hasta de 0,40 % de carbono. Entre los diversos factores que deben tenerse en cuenta para la elección de uno u otro tipo de acero de cementación, los más importantes a considerar son tres: 1.º La forma o tamaño de las piezas que se van a fabricar junto con las tolerancias de dimensiones que se exigirán

a las piezas después del temple (ya que en función de las tolerancias que se admiten en las deformaciones, se decidirá si el temple se debe hacer en agua, en aceite o por algún otro procedimiento y, en consecuencia, estas condiciones servirán, en gran parte, para señalar los elementos de aleación que debe tener el acero; 2.º La resistencia que deben tener las piezas en el núcleo central y; 3.º El precio que se puede llegar a pagar por el acero.



FIGURA 92
x 100

Microestructura de un acero cromo-níquel de cementación de la siguiente composición: C = 0,10%, Cr = 0,72% y Ni = 2,01% cementado con carbón vegetal y carbonato bórico durante 4 horas a 900° y enfriando luego lentamente en el horno.

A pesar de ser las circunstancias que acabamos de señalar las más importantes para la selección de aceros de cementación, en la actualidad en muchos talleres se hace todavía la selección por sentimiento o preferencia personal hacia una composición química, más o menos conocida. Esta es una de las causas por la que, a veces, por no valorar debi-

Marca	COMPOSICIÓN EN %							
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
F 151	0,08/0,12	0,15/0,25	0,30/0,10	< 0,01	< 0,01	—	—	—
F 152	0,10/0,15	0,10/0,35	0,20/0,60	0,01	< 0,01	1,00/1,50	—	—
F 153	0,10/0,15	0,10/0,35	0,30/0,60	< 0,01	< 0,01	1,80/1,50	0,50/1,10	—
F 154	0,10/0,15	0,10/0,35	0,30/0,60	< 0,01	< 0,01	2,50/3,00	0,50/0,80	—
F 151	0,15/0,22	0,10/0,35	1,00/1,50	< 0,01	0,01	1,10/1,50	—	—
F 432	0,12/0,16	0,10/0,35	0,40/0,80	0,01	0,01	—	0,60/0,90	—
F 155	0,12/0,15	0,10/0,35	0,30/0,60	< 0,01	< 0,01	—	1,00/1,30	0,15/0,25
F 156	0,12/0,18	0,10/0,35	0,30/0,60	< 0,01	0,01	3,20/1,50	0,70/1,10	0,15/0,25
F 157	0,12/0,18	0,10/0,35	0,30/0,60	< 0,01	0,01	2,50/1,50	0,50/0,80	0,25/0,35
F 158	0,15/0,20	0,10/0,35	0,30/0,70	< 0,01	< 0,01	1,80/2,20	1,30/1,20	0,15/0,25
F 159	0,15/0,20	0,10/0,35	0,40/0,70	< 0,01	< 0,01	1,50/2,00	0,10/0,60	0,15/0,25

Tabla XXIX
Aceros de cementación del Instituto del Hierro y del Acero.

Marca	COMPOSICIÓN EN %									
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	V	P	S	
S A E (Estados Unidos)										
1010	0,05-0,12	0,30-0,60						< 0,045	< 0,055	
1015	0,10-0,20	"						"	"	
1025	0,20-0,30	"						"	"	
111A	0,10-0,20	1,10-1,60						< 0,04	< 0,05	
3315	0,10-0,20	0,30-0,60			3,25-3,75			"	"	
2320	0,15-0,21	"			3,25-3,75			"	"	
2512	0,12	"						"	"	
2516	0,10-0,20	"			4,75-5,25			"	"	
3315	"	"		0,45-0,75	1,00-1,50			"	"	
3715	"	"		0,90-1,25	1,50-2,00			"	"	
3720	0,11-0,23	"		0,60-1,25	1,50-2,00			"	"	
3812	0,14	"		1,15-1,75	3,25-3,75			"	"	
3925	0,20-0,30	"		1,35-1,75	3,25-3,75			"	"	
3915	0,10-0,20	"		0,60-0,95	2,75-3,25			"	"	
4115	"	"		1,00		0,15-0,25		"	"	
4415	"	0,40-0,70			1,45-2,00	0,20-0,30		"	"	
4420	0,15-0,25	"			"	"		"	"	
4440	0,25-0,45	0,50-0,80			"	"		"	"	
4415	0,10-0,20	0,40-0,60			3,25-3,75	"		"	"	
5120	0,15-0,25	0,30-0,60		0,60-0,90				"	"	
6115	0,10-0,20	"		0,60-1,10			0,15-0,18	"	"	
6120	0,15-0,25	"		0,80-1,10			"	"	"	
D I N (Alemania)										
St 1061	0,05-0,12	< 0,50	< 0,35							
St 1061	0,11-0,18	< 0,40	< 0,35							
C 72	0,10-0,25	0,20-0,40	0,15-0,60							
Fe 35	0,10-0,17	< 0,50	< 0,35							
FC N 25	"	"	"	0,75 ± 0,20	2,50 ± 0,25					
FC N 35	"	"	"	0,75 ± 0,20	3,50 ± 0,25					
FC N 45	"	"	"	1,10 ± 0,20	4,50 ± 0,25					
FC 30	0,10-0,16	0,40-0,60	"	0,30-0,50						
FC 60	0,13-0,18	0,40-0,60	"	0,60-0,90						
FC Mo 80	0,13-0,17	0,70-1,00	"	0,80-1,20	0,20-0,30					
FC Mo 100	0,17-0,23	0,80-1,10	"	1,00-1,30	0,20-0,30					
FC 80	0,14-0,19	1,10-1,40	"	0,80-1,10						
FC 100	0,19-0,25	1,20-1,50	"	1,20-1,50						
FC Mo 200	0,17-0,23	1,30-1,60	"	1,70-2,00	0,15-0,25					
20 Mo Cr 5	0,17-0,23	1,10-1,40	< 0,40	1,90-1,70						
22 Mo Cr 8	0,20-0,25	1,30-1,60	< 0,40	1,20-1,60						
U N I (Italia)										
U 10	0,05-0,13	0,30-0,61	< 0,35					< 0,035	< 0,055	
U 15	0,11-0,18	0,30-0,70	"					"	"	
U 20	0,12-0,16	0,40-0,60	"	0,60-0,90				"	"	
14 MC 1	0,13-0,18	0,40-1,40	"	0,80-1,10				"	"	
20 MC 1	0,17-0,22	1,00-1,50	"	1,10-1,50				"	"	
14 CN 5	0,12-0,16	0,80-1,10	"	1,00-1,30	0,70-1,10			"	"	
19 CN 1	0,16-0,22	0,80-1,10	"	1,00-1,30	0,90-1,10			"	"	
19 CN 2	0,16-0,22	0,80-1,10	"	1,00-1,30	1,50-1,90			"	"	
14 CN 0,04	0,13-0,17	0,40-0,80	"	1,00-1,20	0,25-0,30	0,20-0,30		"	"	

Tabla XXX
Aceros de cementación de uso normal en Estados Unidos, Alemania e Italia.

damente las circunstancias, que antes hemos citado, decisivas en el proceso, no se obtienen buenos resultados en determinadas fabricaciones.

Los aceros de cementación, de acuerdo con los elementos de aleación que contienen, se pueden clasificar en tres grupos: 1.º Aceros al carbono; 2.º Aceros de media aleación; y 3.º Aceros de alta aleación.

Por la resistencia y tenacidad que se puede llegar a alcanzar en el núcleo central de las piezas cementadas, se pueden clasificar en otros tres grupos: 1.º Aceros de gran tenacidad y baja resistencia, en los que no se suele dar en general gran importancia a la resistencia; con ellos se suele obtener en el núcleo central alargamientos superiores a 11%, resistencias superiores a 12 Kg/mm² y resistencias variables de 60 a 80 Kg/mm². 2.º Aceros de resistencia y tenacidad media, con resistencias en el núcleo variables de 80 a 110 Kg/mm², y 3.º Aceros de alta resistencia en el núcleo central con resistencias variables de 110 a 160 Kg/mm².

Por el método de realizar el temple se pueden clasificar en: 1.º Aceros de temple al agua; 2.º Aceros de temple al agua o al aceite (utilizándose uno u otro método de enfriamiento según sea el espesor de la pieza); y, 3.º Aceros de temple al aceite.

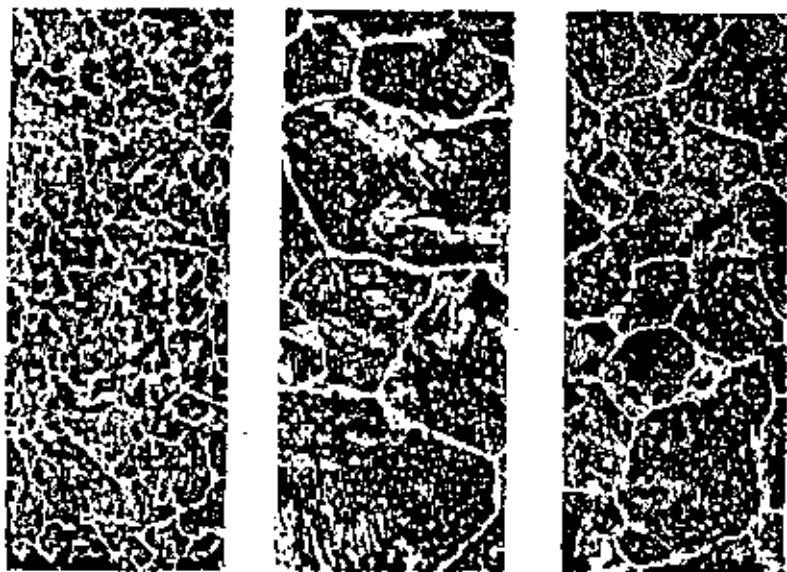


FIGURA 93
a) b) c)

Grano fino

Grano grueso

Grano mixto

Microfotografías de tres aceros de cementación que presentan en la capa cementada lamelas de grano muy diferentes.

Finalmente, por el tamaño de grano o aptitud de crecimiento del grano durante el calentamiento que se realiza en la cementación, se pueden clasificar en: 1.º Aceros de grano grueso; tamaño de grano de n.º 1 al 4; 2.º Aceros de grano medio; tamaño de grano del n.º 5 y 6; y 3.º Aceros de grano fino; tamaño de grano del n.º 7 y 8 (fig. 93).

84. Aceros al carbono.

En este grupo están incluidos los aceros que sólo contienen en cantidades apreciables carbono, silicio y manganeso, que son los tres elementos fundamentales en los aceros ordinarios; además siempre contienen también pequeños porcentajes de impurezas como fósforo, azufre, oxígeno, etc. Se caracterizan fundamentalmente porque para conseguir normalmente con esos aceros, después de la cementación y temple posterior, durezas superiores a 60 Rockwell-C, es necesario enfriarlos rápidamente en agua, ya que la velocidad crítica de temple del acero de 0,90% de carbono aproximadamente que constituye la capa cementada es muy elevada. El porcentaje de carbono que contienen suele variar de 0,10 a 0,25% y algunas veces llega excepcionalmente hasta 0,40% de C, utilizándose estos últimos sólo en contadísimas ocasiones, porque empleando esos aceros con alto contenido en carbono las piezas quedan, en general, con poca tenacidad en el núcleo central. El porcentaje de silicio suele ser inferior a 0,35% y el de manganeso suele variar de 0,50 a 0,70%. Empleando estos aceros al carbono, en el corazón de las piezas cementadas no se suelen obtener resistencias superiores a 80 Kg/mm². En la periferia después del temple rápido en agua, cuando se trata de piezas de tamaño reducido, se consiguen, prácticamente, las mismas durezas que con los aceros aleados. Estos aceros tienen el inconveniente de que cuando se trata de piezas de formas complicadas, las deformaciones pueden ser importantes.

También debe destacarse que durante la cementación, en general, a los aceros al carbono les crece el grano más que a los aceros aleados, y por lo tanto, quedan más frágiles y para obtener con ellos buenos resultados (tenacidad aceptable) es necesario cuidar bien los tratamientos de regeneración, que con frecuencia suele ser necesario dar después de la cementación.

Para pequeñas piezas suelen emplearse aceros con menos de 0,12% de C; tratándose de piezas de tamaño medio, se emplean aceros de 0,12 a 0,17% de C, y para las piezas grandes, se emplean aceros de 0,20% de carbono aproximadamente. La elección de estos diferentes porcentajes de carbono se hace porque en las piezas gruesas no se endurece o se endurece muy poco en el temple el núcleo central, sobre todo en los aceros de

muy bajo contenido en carbono, y por ello se suelen utilizar, como hemos señalado, porcentajes de carbono algo más elevados en las piezas grandes que en las pequeñas, para alcanzar una dureza suficiente que pueda soportar sin deformación o aplastamiento las presiones de la capa exterior dura. Como ya hemos dicho antes, estos aceros al carbono deben ser templados siempre en agua. Con frecuencia se fabrican estos aceros con porcentajes de manganeso más elevados (0,60 a 0,80 %) que los que suelen tener los aceros al carbono de usos generales (Mn = 0,30 a 0,60 %) porque en los aceros de cementación al carbono, interesa con frecuencia mejorar la templabilidad para obtener en el proceso buenos resultados.

85. Aceros débilmente aleados.

A este grupo pertenecen los aceros de baja aleación, en los que la suma de los porcentajes de elementos aleados, cromo, níquel, molibdeno y manganeso es inferior a 3 %. Entre ellos se encuentran los aceros cromo-molibdeno con Cr = 1 %, Mo = 0,20 % y C = 0,14 % y también los de la misma aleación y más elevado carbono C = 0,17 %, y también los de C = 0,21 %. Los aceros níquel-molibdeno con C = 0,10 a 0,20 %, Ni = 1,60 a 2 % y Mo = 0,20 a 0,30 %. En la actualidad son cada día más utilizados los aceros de triple aleación y bajo porcentaje de elemento aleado, cromo-níquel-molibdeno, con porcentajes de carbono variables desde 0,10 a 0,25 % y contenidos en Cr = 0,35 a 1 %, Ni = 0,35 a 1,50 %, y Mo = 0,15 a 0,10 %. De todos estos aceros los de más elevada aleación se suelen templar en aceite y los de menos aleación en agua. Para un mismo acero también suele ocurrir que cuando se trata de piezas pequeñas se pueden templar en aceite y las piezas grandes, en cambio, se deben templar en agua. A veces, también, es muy interesante enfriar durante unos segundos en agua y pasar luego al aceite. Estas variables en los métodos de enfriamiento se derivan de la templabilidad de estos aceros que, en muchos casos, se encuentra justo en el límite y no llega a ser suficiente para que se pueda realizar el temple en aceite, ya que enfriando en esa forma la dureza superficial que se alcanza no llega a 60 Rockwell-C.

Con estos aceros, combinando los elementos de aleación con un adecuado porcentaje de carbono, variable generalmente de 0,08 a 0,25 por ciento, se llega a alcanzar en el núcleo resistencias variables desde 70 a 130 Kg/mm².

Las diferencias entre las propiedades de los diversos tipos de aceros de este grupo, son difíciles de señalar y en la mayoría de los casos se

pueden conocer esas diferencias comparando las curvas Jominy (figuras 94 y 95) de las diferentes clases. Los aceros de triple aleación y bajo porcentaje de elementos aleados tienen templabilidades muy aceptables, y tienen la ventaja de que en su fabricación se llega a un aprovechamiento muy completo de las chalaras que contienen elementos de aleación.

86. Aceros de alta aleación.

En algunos casos, para la fabricación de piezas de gran responsabilidad, en que se quieren evitar las deformaciones y se quieren obtener además elevadas resistencias en el núcleo central, se emplean aceros con elementos de aleación en porcentajes superiores a 3 %. El contenido en carbono casi siempre suele ser inferior a 0,20 % de C, pues al ser la templabilidad de estos aceros muy elevada, no son necesarios porcentajes más altos de carbono para alcanzar resistencias en el núcleo de 90 a 150 Kg/mm².

A este grupo pertenecen los clásicos aceros al níquel de C = 0,10 a 0,20 % y Ni = 3 %, y también los de Ni = 5 %. También son muy utilizados para estos usos los aceros cromo-níquel con C = 0,10 a 0,20 %, Cr = 0,75 % y Ni = 3 %, y los de Cr = 1 % y Ni = 4 %. Para piezas de aviones y motores de aviación y piezas de alta resistencia y gran tamaño, son muy empleados los aceros cromo-níquel-molibdeno con los mismos o parecidos porcentajes de carbono y elementos de aleación que los cromo-níqueles que acabamos de citar, y contenidos en molibdeno variables de 0,20 a 0,60 %.

En estos aceros, conviene en general conservar el contenido en carbono relativamente bajo para que no se endurezca demasiado el corazón y llegue a disminuir sensiblemente la tenacidad. Para evitar la presencia de austenita retenida, en la zona periférica, después del temple, a veces se da a las piezas tratamientos especiales a temperaturas inferiores a cero grados.

87. Selección de los aceros de cementación.

Aunque es muy difícil dar unas reglas generales para la elección de aceros destinados a la fabricación de piezas cementadas, ya que es un problema extraordinariamente complejo por ser muchos los factores que intervienen en el mismo, a título de orientación a continuación señalamos unas normas que pueden servir de base para su selección.

Piezas a fabricar	Clase de acero	Tratamiento recomendable
Piezas pequeñas de formas regulares, en las que no es probable que se presenten problemas de deformaciones, ni es de gran interés ni la resistencia ni la tenacidad del núcleo.	Aceros al carbono	Temple al agua
Piezas de tamaño mediano y pequeño en las que deben evitarse las deformaciones, y en las que interesa buena tenacidad y resistencia en el núcleo variable de 70 a 90 Kg/mm ² .	Aceros de media aleación	Temple al aceite o al agua
Piezas de cualquier tamaño en las que no se permiten deformaciones sensibles en el temple y en las que interesa buena tenacidad y alta resistencia en el núcleo variable generalmente de 90 a 150 Kg/mm ² .	Aceros de alta aleación	Temple al aceite

Tabla XXXI
Aceros que conviene emplear y métodos de enfriamiento recomendables para la fabricación de piezas cementadas.

88 Tamaño de grano o posible crecimiento del tamaño de grano de los aceros de cementación.

En la utilización de los aceros de cementación se presenta un problema de crecimiento del tamaño de los granos que puede ocasionar falta de tenacidad y fragilidades anormales que son problemas típicos de la cementación y que son menos frecuentes en otros tipos de aceros o en otras clases de tratamientos. Este fenómeno se manifiesta en la cementación con más intensidad e importancia que en otros tratamientos, porque en este proceso las piezas deben ser calentadas a temperaturas (875°-950°), más elevadas que las que normalmente corresponden a los temple o recocidos ordinarios y la duración del calentamiento es también mayor que la que corresponde a otros tratamientos como el temple de muelles, cigüeñales, bielas, ejes, etc. Si no se estudia y resuelve este problema, con frecuencia aparecen piezas cementadas muy frágiles que con un golpe se rompen y en las que aparecen fracturas muy gruesas y cristalinas. Más adelante se estudiarán los tratamientos que deben darse después de la cementación a estos aceros, para evitar que las piezas queden frágiles, y ahora señalaremos, únicamente, los grupos de aceros que se comportan de diferente manera en este aspecto.

El crecimiento del grano de las diferentes clases de aceros se puede comprobar fácilmente cementando a 925° durante media hora tres vari-

llas de 8 mm aproximadamente de tres aceros. Uno al carbono, otro cromo-molibdeno y otro cromo-níquel y templándolos luego directamente en agua. Después de rotas las varillas por choque, golpeándolas con un martillo, se observa que el acero al carbono queda muy frágil y con el grano muy grueso; el acero cromo-níquel muy tenaz y con el grano fino, y el acero cromo-molibdeno tiene una tenacidad intermedia. Esto es debido a que el acero al carbono, al ser calentado durante media hora a 925°, experimenta un gran crecimiento de grano. El acero cromo-níquel conserva en cambio el grano fino y el comportamiento del acero cromo-molibdeno es intermedio. Estos fenómenos tienen luego mucha importancia en los resultados que se obtienen en la cementación y en los tratamientos de bonificación posteriores.

Para clasificar a los aceros de acuerdo con el crecimiento de grano que pueden experimentar en la cementación, se emplea el ensayo de Mac Quaid. Este ensayo se hace cementando durante 8 horas a 925° y enfriando lentamente hasta 600°, con velocidades inferiores a 15° sobre todo en la zona de 725°-650°. Observando luego, con ayuda del microscopio el tamaño de los granos de la zona cementada se califican los granos con números de 1 a 9 según sea su tamaño. En general, para la cementación, los aceros con tamaño de grano fino 6 a 9 son los preferidos. Los aceros de grano grueso sólo se suelen emplear en casos excepcionales.

Es interesante señalar que los aceros de grano grueso tienen mayor templabilidad que los de grano fino y, por ello, en algunas circunstancias muy excepcionales, se prefieren a pesar de ser más frágiles y de producirse en ellos más deformaciones que con los de grano fino. En general, no se suele recomendar el empleo de aceros de grano grueso más que cuando se trata de aceros al carbono. Los aceros aleados siempre suelen ser de grano fino.

Al estudiar el tamaño de grano de los aceros, se observó que las microestructuras de los aceros de grano fino y grueso eran bastante diferentes. En general, después de la cementación, los aceros de grano grueso presentan una estructura reticulada con la cementita contorneando los granos; a esa estructura se le dió la denominación de normal, y en cambio; a la estructura de la mayoría de los aceros de grano fino que en general tienen más tendencia a presentar la cementita globulizada, más o menos esferoidal, se le dió el nombre de anormal.

Con referencia a esta diferencia de comportamiento se han hecho muchos estudios, comprobándose, por ejemplo, que en los aceros al carbono que son los únicos que se suelen emplear con grano grueso, es más fácil conseguir elevadas durezas superficiales en la capa cementada después del temple cuando los aceros son normales, que cuando son aceros

anormales. Cuando se emplean aceros al carbono de grano fino (que suelen ser de templabilidad relativamente baja y anormales) se suele recomendar hacer el temple en agua salada o en agua con sosa con objeto de evitar la aparición de puntos blandos o también se recomienda a veces elevar el contenido en manganeso para mejorar la templabilidad.

Aunque anteriormente se ha señalado ya la acción que los elementos aleados ejercen en los aceros, a continuación indicaremos los detalles más interesantes relativos a los aceros de cementación.

89. Influencia de los elementos aleados en los aceros de cementación.

Entre todos los factores o características que pueden quedar modificados por la influencia de los elementos de aleación, la templabilidad y los puntos críticos son los que sufren variaciones más importantes.

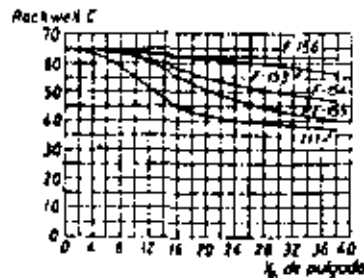
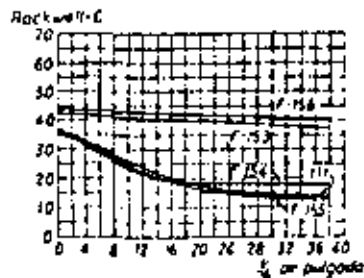


Figura 94. Curvas Jominy de varios aceros de cementación de uso frecuente cuyas composiciones se señalan en la Tabla XXIX.

Figura 95. Curvas Jominy correspondientes a la capa cementada de varios aceros de cementación de uso frecuente cuyas composiciones se señalan en la Tabla XXIX.

La templabilidad de la parte periférica y del núcleo central de las piezas cementadas quedan muy modificadas por la presencia de elementos aleados, circunstancia que modifica notablemente las características que con cada acero se pueden obtener.

En las figuras 94 y 95 se pueden ver las curvas Jominy de diversos aceros de cementación y las curvas Jominy que corresponden a las composiciones del acero de las capas cementadas. Observando esas curvas, se aprecian fácilmente diferencias importantes entre ellos y se comprende por qué unos aceros deben ser templados en agua y otros en cambio pueden ser templados con un simple enfriamiento en aceite.

Los elementos de aleación también tienen una influencia bastante

importante sobre las temperaturas críticas del material, tanto en lo que corresponde a la parte cementada como a la zona sin cementar, y también, como es natural, influyen en las temperaturas de tratamiento que deben emplearse en cada caso.

El níquel y el manganeso hacen descender los puntos críticos y el cromo y el molibdeno los elevan. En la figura 96 se señalan las temperaturas Ac_1 , Ac_{21} y Ac_{31} de diversos aceros, por medio de las líneas AD, A'D', etc.

La línea A'D' corresponde a los aceros de 5% de Ni; la A''D'' a los aceros cromo-níquel medios y la A'''D''' a los aceros cromo-molibdeno y cromo-vanadio con 1% de Cr. Las temperaturas críticas de un acero al carbono de 0,12% de C, son: $Ac_1 = 732^\circ$ y $Ac_2 = 870^\circ$. Las de un acero cromo-níquel de 0,10% de C; 0,60% de Cr y 3% de Ni, son: $Ac_1 = 715^\circ$ y $Ac_2 = 790^\circ$, y las de un acero cromo-molibdeno de 0,12% de C; 1% de Cr y 0,20% de Mo, son: $Ac_1 = 775^\circ$ y $Ac_2 = 875^\circ$.

Teniendo en cuenta que la cementación debe hacerse a temperaturas superiores en 30° a 60° al punto Ac_2 , pues así el acero se encuentra en estado austenítico, que disuelve con gran facilidad el carbono, las temperaturas de cementación serán:

Acero al carbono	900°-950°
Acero cromo-níquel	850°-900°
Acero cromo-molibdeno	900°-950° C?

Si se emplearan temperaturas inferiores al punto Ac_2 una parte del acero se encontraría en estado ferrítico, que no disuelve o sólo disuelve

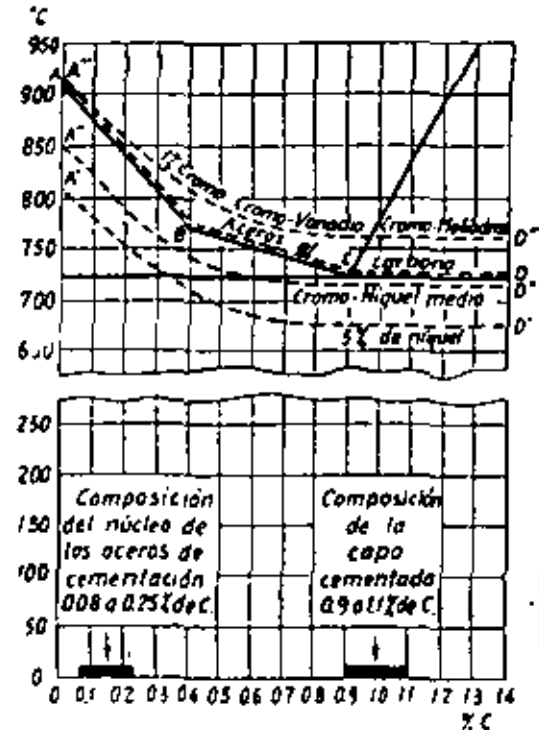


Figura 96. Temperaturas críticas de diversos aceros al carbono y aleados.

cantidades muy pequeñas de carbono, y la penetración del carbono en la cementación sería muy lenta. Las temperaturas de tratamiento que se emplean para el primer temple (temple del núcleo central) suelen ser 50° a 25° más elevadas que el punto Ac_3 , y para el segundo (temple de la periferia), de 35° a 55° más elevadas que el punto Ac_1 .

En los ejemplos anteriores esas temperaturas son:

Acero al carbono

Temple del núcleo central, 800°.
Temple de la periferia, 780°.

Acero cromo-níquel

Temple del núcleo central, 825°.
Temple de la periferia, 780°.

Acero cromo-molibdeno

Temple del núcleo central, 800°.
Temple de la periferia, 825°.

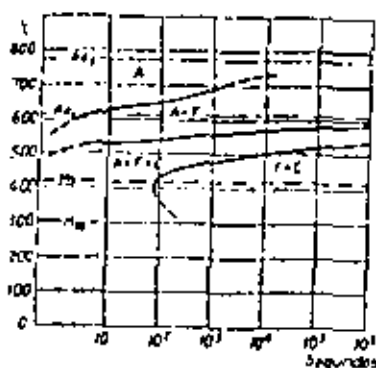


FIGURA 97

Curva de la S de un acero de cementación al níquel de la siguiente composición: C = 0,10%, Mn = 0,52% y Ni = 5%.

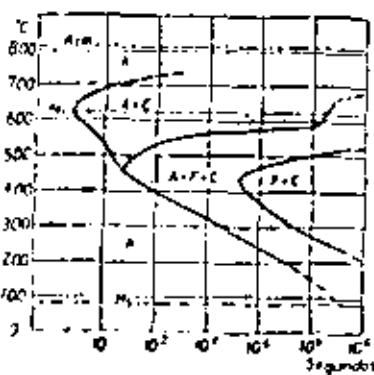


FIGURA 98

Curva de la S correspondiente a la capa cementada (1% de carbono aproximadamente) del mismo acero al níquel a que se hace referencia en la figura 97.

La velocidad de penetración y la distribución del carbono en el interior del acero no se modifica muy sensiblemente por la presencia de elementos de aleación en el acero. Sin embargo, se observa que el níquel y el silicio tienden a retardar esa penetración, y en cambio los elementos formadores de carburos como el cromo, molibdeno y manganeso, la aceleran.

A continuación indicaremos la influencia que ejercen aisladamente el manganeso, cromo, níquel y molibdeno en los aceros de cementación.

El manganeso en general da lugar a aceros de grano grueso, pero este

problema se resuelve en parte, haciendo durante el proceso de fabricación del acero adiciones especiales (generalmente de aluminio) para conseguir afinar el grano. El manganeso baja los puntos críticos de los aceros, por lo que el temple de los aceros con manganeso se realiza a tem-

peraturas más bajas que lo normal, lo cual tiene ciertas ventajas, porque se evitan descarbonaciones y deformaciones. El manganeso mejora notablemente la templabilidad por lo que a veces es posible templar en aceite piezas que con bajo contenido en manganeso sería necesario templar en agua.

El níquel mejora la tenacidad y la resistencia de los aceros de cementación. Baja los puntos críticos y al poderse utilizar (lo mismo que con los aceros al manganeso) temperaturas de tratamiento más bajas que lo normal, se disminuyen los peligros de formación de cascarilla, y de aparición de descarbonaciones y deformaciones. El níquel tiende a retrasar la transformación de la austenita en martensita. Si en los tratamientos se calienta el acero a temperatura demasiado elevada, en la zona periférica de las piezas cementadas de aceros altos en níquel aparece austenita retenida y el material no queda tan duro como le corresponde a su composición. Empleando las temperaturas de temple correctas (más bajas que las que corresponden a otros aceros) se resuelve fácilmente este problema.

El cromo aumenta en la zona central de las piezas cementadas la resistencia y la dureza que se obtiene después del temple, así como la dureza y resistencia al desgaste de la capa periférica. A veces, estos aceros son de grano grueso, frágiles y muy sensibles a pequeñas diferencias en las temperaturas de temple. Esas dificultades se pueden resolver lo mismo que en el caso de los aceros al manganeso, fabricando los aceros al cromo con grano fino (adicionando aluminio en la cuchara de colada). En los primeros años de empleo de los aceros al cromo, estos problemas impidieron que se difundiera rápidamente su empleo, pero posteriormente cuando se ha estudiado con detalle el tamaño de grano de los aceros y se ha llegado a regularlo, su empleo se ha extendido extraordinariamente.

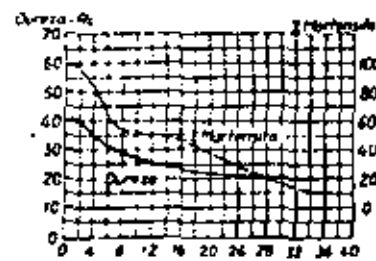


FIGURA 99

Curva Jominy y porcentaje de martensita correspondiente a los diferentes puntos de la probeta de un acero de la misma composición que el de la figura 97. Temperatura de calentamiento para el temple, 925°.

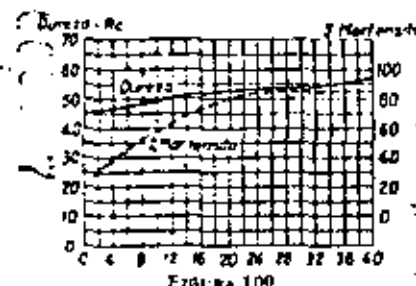


FIGURA 100

Curva Jominy y porcentaje de martensita correspondiente a los diferentes puntos de la probeta de un acero de la misma composición que el de la figura 98. Temperatura de calentamiento para el temple, 925°. En el extremo templado existe gran cantidad de austenita retenida.

El molibdeno mejora la templabilidad y la resistencia al desgaste. Además mantiene dura la capa periférica a pesar de que durante el trabajo llegue a calentarse por el roce la superficie de las piezas y alcancen temperaturas relativamente elevadas.

Con la adición del níquel y del cromo a la vez, se ha conseguido en los aceros de cementación alcanzar excelentes características mecánicas. El níquel da a los aceros gran tenacidad que precisamente les falta a los aceros al cromo y el cromo en cambio les da gran dureza y resistencia al desgaste que no tienen los aceros al níquel. Ambos aumentan la templabilidad y la resistencia en el corazón. Añadiendo además molibdeno a los aceros al níquel se mejora notablemente su templabilidad y con los aceros cromo-níquel-molibdeno ha sido posible fabricar piezas cementadas de gran tamaño con resistencias y durezas muy elevadas.

90. Capa cementada.

Se da el nombre de *capa cementada* a la zona que después de la cementación queda con un contenido de carbono superior a la del acero. Generalmente recibe el nombre de *capa dura* la zona superficial que después del último tratamiento queda con una dureza superior a 700 Vickers, y que suele corresponder a la zona cuyo porcentaje de carbono es superior a 0,50% de C aproximadamente.

A veces se suelen presentar dudas en la determinación de la capa dura, porque al emplearse diferentes máquinas para el ensayo de dureza y diferentes cargas de ensayo se obtienen también diferentes resultados. Más adelante explicaremos con detalle los mejores métodos para determinar el espesor de la capa dura.

Los espesores de las capas cementadas que normalmente se emplean en las piezas de máquinas y motores, se pueden clasificar en tres grupos:

1.º Capas delgadas con menos de 0,50 mm de espesor de cementación. Estas profundidades de cementación se utilizan para pequeñas piezas de acero al carbono, endurecidas generalmente con sales de cianuro y templadas directamente desde la temperatura de cementación. Estas piezas deben utilizarse siempre sin rectificado posterior.

2.º Capas medias de 0,50 a 1,50 mm. Estos espesores son los más corrientes para la mayoría de las piezas que se utilizan en la fabricación de máquinas y motores. Se pueden obtener empleando cementantes sólidos, líquidos o gaseosos, con aceros al carbono, débilmente aleados o de alta aleación.

3.º Capas de gran espesor, superiores a 1,50 mm. Son obtenidas generalmente por cementación con materias sólidas y con cementantes ga-

seosos y algunos veces, aunque más raramente, con cementantes líquidos. Las chapas de blindaje, que suelen fabricarse con capas cementadas superiores a 3 mm suelen ser cementadas con gases.

Cualquiera que sea el proceso que se emplee, no conviene en general que el contenido en carbono de la capa cementada pase de 1% y debe procurarse que la parte periférica después de rectificada, quede aproximadamente con 0,80 a 0,90% de carbono, con lo que se obtienen en el temple durezas de 62 a 65 Rockwell-C. Siempre conviene obtener durezas superiores a 60 Rockwell-C, que es aproximadamente el límite de dureza en que la lima ya no marca al acero.

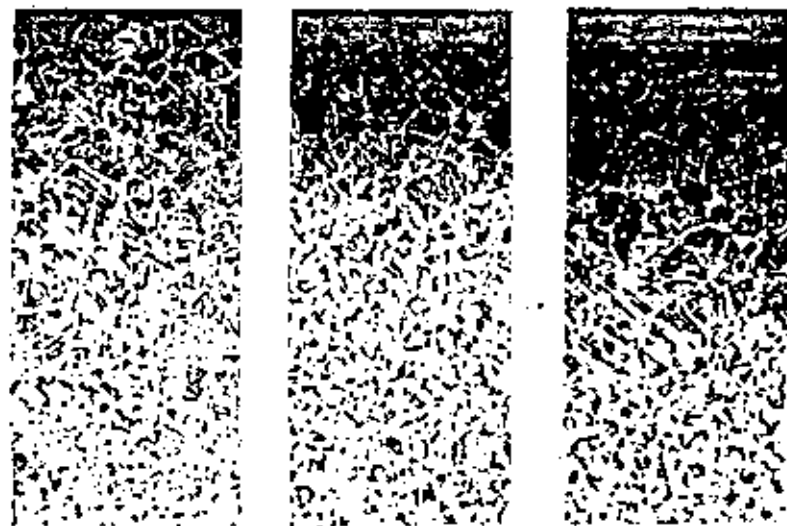


FIGURA 101
x 100

Diferentes espesores de capa cementada correspondientes a un acero al carbono de C = 0,11%.

Quando el contenido en carbono de la zona periférica es superior a la composición eutéctico de 0,90% de carbono, suelen aparecer redes de cementita o de carburos muy marcadas que pueden hacer frágil a la capa cementada y con tendencia a descascarillarse. En estos casos conviene dar a las piezas después de la cementación un recocido de difusión a 800-900° en una atmósfera o baño apropiado para disminuir el porcentaje de carbono de la periferia. Con este tratamiento se uniformiza bastante el contenido en carbono de la capa periférica y se evitan posibles desconchamientos en las piezas cementadas.

91. Características mecánicas de la capa cementada.

Las características de la capa cementada son casi siempre independientes de las del núcleo. Generalmente interesa que la dureza superficial sea superior a 60 Rockwell-C, aunque para algunas piezas que sufren poco rozamiento son suficientes durezas comprendidas entre 52 y 60 Rockwell-C.

Se consideran durezas muy buenas las mayores de 63 Rockwell-C; buenas las comprendidas entre 62 y 63 Rockwell-C y aceptables entre 60 y 62 Rockwell-C.

En piezas pequeñas estas durezas se consiguen lo mismo con los

aceros al carbono (templados en agua) que con los aceros aleados (templados en aceite), siendo ventajosa la utilización de estos últimos, porque al templar en aceite disminuyen las deformaciones y se obtiene una gran uniformidad en los resultados. Con los aceros aleados con cromo y molibdeno se obtienen durezas ligeramente superiores a las que se consiguen con otros aceros y mayor resistencia al desgaste, debido a la formación de carburos complejos en la zona periférica.

Para comprobar la dureza de la capa cementada, además de las máquinas de dureza Rockwell y Vickers, es muy útil el uso de la lima, que, empleada con precaución y cuidado, rinde muy buenos servicios. Utilizando una lima fina y nueva, se pueden distinguir las piezas que tienen una dureza inferior a 60 Rockwell, que son rayadas con la lima, de las de mayor dureza que no son rayadas. Empleando este procedimiento, se puede controlar rápida y eficazmente la marcha de la fabricación de piezas que por su forma complicada no pueden ser ensayadas con las máquinas de dureza ordinarias.

En algunas ocasiones, generalmente no muy frecuentes, no se llega a alcanzar en el temple de las piezas cementadas la dureza conveniente, debido a que en el calentamiento realizado para templar las piezas se descarbona la capa periférica y entonces la zona superficial queda con dureza baja (fig. 103).

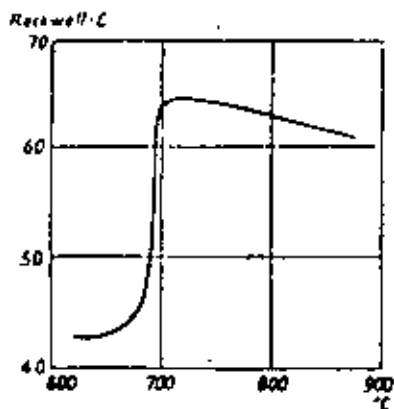


FIGURA 102

Influencia de la temperatura de temple en la dureza de la capa cementada de un acero de cementación cromo-níquel de la siguiente composición: C = 0,09%, Cr = 0,70% y Ni = 0,10%.



FIGURA 103
x 100

Capa exterior descarbonada (de color blanco) de una pieza de acero cementada que se ha descarbonado, durante el calentamiento que se le ha dado para realizar el temple.



FIGURA 104
x 200

Capa periférica de una pieza cementada y templada de un acero cromo-níquel de la siguiente composición: C = 0,09%, Cr = 0,82% y Ni = 3,10%. Por realizarse el temple a temperatura demasiado elevada (850°) aparece en la periferia austenita retenida (blanca) y grandes agujas negras de martensita.

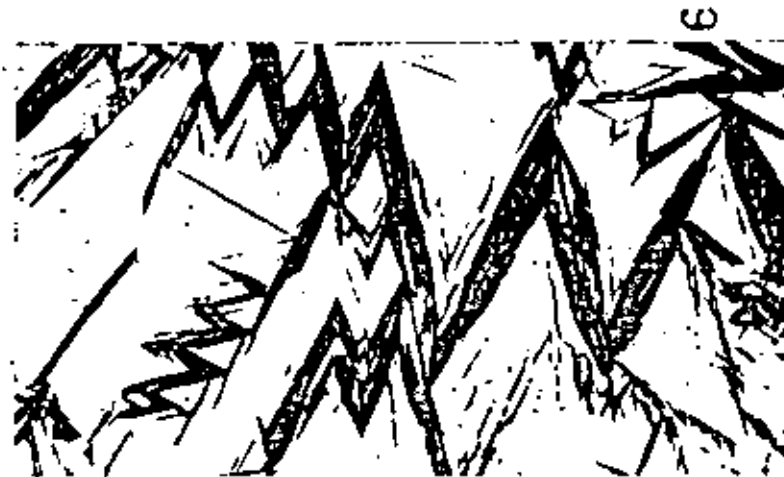


FIGURA 105
x 1.000

Agujas de martensita sobre un fondo blanco de austenita retenida, correspondientes a la zona periférica del acero de la figura 104.

También suele ocurrir a veces en los aceros de alta aleación cromo-níquel o cromo-níquel-molibdeno que después del temple de las piezas cementadas se obtienen durezas relativamente bajas de 60 a 61 Rockwell-C, inferiores a las que normalmente interesa obtener (62 a 65 Rockwell-C) e inferiores también a las que se suelen obtener sin dificultad cuando esas piezas se fabrican con aceros de cementación al carbono o de baja aleación. Esta baja dureza suele ser debida a la presencia de austenita retenida en la capa cementada como consecuencia del empleo de temperaturas de temple demasiado elevadas (figs. 104 y 105). En estos casos, la presencia de un elevado porcentaje de níquel en un acero de alto porcentaje en carbono y el empleo de altas temperaturas de temple, bajan las temperaturas M_s y M_f correspondientes al comienzo y al fin de las transformaciones de austenita en martensita (figs. 97 y 98). Este problema se suele solucionar fácilmente templando a temperaturas inferiores a las que dieron durezas bajas. El problema se suele presentar también en parte porque al ser las temperaturas de temple de la capa cementada de estos aceros relativamente bajas, 740° a 770°, inferiores a las que normalmente se emplean para los demás aceros de cementación, hay una tendencia natural en todos los talleres a emplear temperaturas de temple demasiado altas.

92. Medida del espesor de la capa cementada y de la capa dura.

Para conocer en los procesos de cementación la penetración del carbono, se pueden emplear varios procedimientos.

El más sencillo consiste en cementar junto con las piezas, dos o tres varillas, del mismo material, de 6 a 12 mm de diámetro. Después de cementadas se templan a 800° en agua y se rompen, pudiendo observarse en la fractura una capa periférica dura, que presenta un grano mucho más fino que el núcleo central y que señala con bastante aproximación la penetración del carbono. Al mismo tiempo se puede conocer si ha crecido o no el grano del núcleo central durante la cementación.

Otro método consiste en cortar las varillas después de cementadas, pulir las secciones transversales y atacarlas durante treinta segundos con ácido nítrico al 5%. Las zonas cementadas se ennegrecen y se puede medir con más precisión que en el caso anterior el espesor de esas zonas, que tienen un contenido en carbono superior a 0,50%.

El examen microscópico sirve para estudiar con gran claridad el avance de la cementación. Un procedimiento muy empleado, consiste en cortar las piezas o probetas cementadas, después de la cementación y antes del temple final, rectificando y puliendo luego la sección transversal. Se

ataca con Nital-5 y se mide el espesor del anillo periférico de color negro, que corresponde a la carga cementada, con un microscopio de retícula graduada, empleando 10 a 50 aumentos. Las estructuras recocidas de los aceros cementados, que son de tipo perlítico, son las que dan mejor idea del proceso y son también las más claras y más fáciles de observar. Para estudiar el avance de la cementación, basta en general con pocos aumentos (es suficiente con 10 a 100 aumentos).



FIGURA 106
x 100

Ensayo de microdureza Vickers en la sección transversal de un acero templado y templado. Se hicieron 7 huellas Vickers, algunas de las cuales son difíciles de observar con 100 aumentos.



FIGURA 107
x 500

Ensayo de microdureza Vickers en la sección transversal de un acero cementado y templado.

10

El análisis químico da también una idea muy exacta de la operación. Para realizarlo, conviene utilizar unos cilindros del acero que se quiere estudiar, de 15 a 20 mm de diámetro y 100 a 200 mm de longitud, que después de cementados con el resto de las piezas son torneados con ligeras pasadas de 1/10 de mm. Recogiendo y analizando la viruta de cada uno de los escalones, se conoce perfectamente la distribución del carbono en el acero.

A continuación explicamos un método para determinar la profundidad de la capa dura. Este ensayo se hace cementando y templando una varilla cilíndrica de 100 mm de longitud y de 10 a 30 mm de diámetro, de la misma clase de acero con que se han fabricado las piezas, a la que

se hace un rectificado ligeramente cónico, de forma que en uno de los extremos se conserve el diámetro inicial, y en el otro desaparezca completamente la capa cementada. Se hacen durezas a lo largo de toda la generatriz, y se anotan los resultados. Se observará que la dureza varía de un extremo a otro, existiendo una zona de máxima dureza, en la que los resultados son casi constantes. El espesor de esa zona señala la profundidad de la capa dura.

Los resultados que se obtienen al hacer el ensayo en la forma señalada variarán según sea la máquina de dureza empleada. Si se emplea máquina Vickers, el espesor que se obtiene para la capa, con dureza superior a 700 Vickers, por ejemplo, será mayor cuanto menor sea la carga empleada. Esto es debido a que al emplear las mayores cargas la punta del diamante llega antes a la zona blanda que cuando se emplean cargas pequeñas. Para piezas cementadas destinadas a la fabricación de automóviles y máquinas ligeras, es muy utilizada la dureza Rockwell-C y se consideran aceptables los espesores que con la carga de 150 Kg dan cifras Rockwell-C superiores a 62.

Otro método para determinar el espesor de la capa dura, es el microscopio. Se cortan transversalmente las piezas a ensayar y se hacen ensayos de microdureza (figs. 106 y 107), observando a partir de qué punto la dureza del material es inferior a 700 ó 750 Vickers por ejemplo.

En los ensayos de microdureza suelen emplearse cargas variables de 10 a 150 gramos.

93. Procesos de cementación.

Para cementar los aceros se pueden emplear cementantes sólidos, líquidos y gaseosos. Durante muchos siglos los cementantes sólidos han sido los únicos que se han empleado para la cementación del acero. Los cementantes líquidos a base de cianuros de potasio y de sodio fundidos se comenzaron a emplear en la primera mitad del siglo xx, y han tenido un gran desarrollo, sobre todo en talleres pequeños y para trabajos en pequeñas series. Finalmente, los cementantes gaseosos han adquirido a partir de la segunda guerra mundial un desarrollo extraordinario y en la actualidad son los más empleados en la mayoría de las grandes y modernas instalaciones de cementar.

La duración de la cementación cuando se utilizan cementantes sólidos oscila generalmente de 6 a 10 horas. Cuando se trata de sales o cementantes líquidos la duración de la cementación varía de 1 a 6 horas, y utilizando cementantes gaseosos varía de 1 hora a 2 días, según los casos.

La operación se realiza generalmente a temperaturas comprendidas entre 850° y 1.000°, siendo generalmente las temperaturas próximas a 900° las más utilizadas.

Una pieza después de cementada se puede considerar compuesta, como hemos dicho antes, por dos zonas principales de composición química diferente: el alma o núcleo central y la periferia o capa cementada, existiendo entre ellas otra tercera zona de transición de menor importancia (fig. 101).

Por quedar después de la cementación la capa exterior con un alto contenido en carbono y el corazón con la composición inicial, es posible obtener luego gran dureza en la periferia y alta tenacidad en el núcleo. Pero, como sólo con la cementación las piezas no adquieren esas propiedades, es necesario darles después unos tratamientos térmicos adecuados. Después de la cementación, la periferia, a pesar de tener un elevado contenido en carbono, está todavía relativamente blanda y el núcleo central, aun siendo de muy bajo contenido en carbono, puede ser frágil por tener la estructura muy gruesa debido a que ha permanecido el acero durante mucho tiempo a alta temperatura.

Como la periferia y el núcleo central de las piezas cementadas son de distinta composición, necesitarán diferentes tratamientos, pero como ambas partes son inseparables, esos tratamientos deberán ser de tal naturaleza, que actúen favorablemente sobre las dos partes, o que si favorecen a una, sean lo menos desfavorables para la otra.

A continuación estudiaremos los métodos de cementación más empleados y además estudiaremos también la cianuración, la llamada cementación en sales y la carbonitruración, que son procesos bastante parecidos a la cementación, ya que en ellos se produce también un notable aumento del contenido en carbono en la periferia de las piezas. Sin embargo, estos cuatro tratamientos se diferencian entre sí porque en la cianuración y en la carbonitruración el acero, además de carbono, absorbe también cierta cantidad de nitrógeno, que contribuyen también a que se consiga gran dureza en la superficie de las piezas.

94. Mecanismo de la cementación.

En el proceso de cementación se pueden distinguir tres etapas fundamentales: 1.ª Producción de carbono nascente en las proximidades de la superficie del acero; 2.ª Absorción del carbono en la zona periférica del acero; y 3.ª Difusión del carbono hacia la zona central. En realidad estas tres etapas se producen simultáneamente y se han señalado por separado para facilitar el estudio de las diferentes fases del proceso.

La cantidad y distribución del carbono absorbido por las piezas depende: 1.º De la temperatura y de la duración de la cementación; 2.º De la naturaleza de la sustancia cementante, y 3.º De la composición del acero sometido a la cementación.

En todas las cementaciones el carbono naciente se produce normalmente por descomposición de uno de los dos gases siguientes: óxido de carbono o metano.

El óxido de carbono se puede producir en el interior de las cajas de cementar por la reacción o descomposición de los carburantes sólidos que se emplean en la operación y en los baños de sales por la acción del oxígeno o dióxido de carbono sobre los cianuros o por descomposición de los cianatos.

El metano, que se emplea en los talleres de tratamientos térmicos, se suele recibir casi siempre en botellas, y a veces el metano puede provenir también de la descomposición

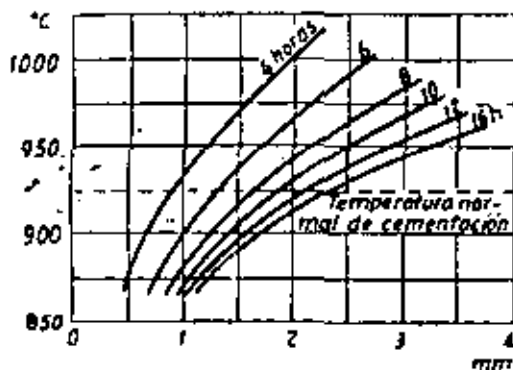
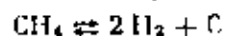
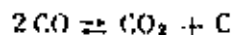


FIGURA 108

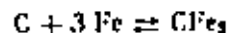
Profundidad de la penetración del carbono a diferentes temperaturas en función de la duración de la cementación con carburantes sólidos.

de hidrocarburos más complejos que durante el proceso se descomponen en hidrógeno y metano.

Las reacciones fundamentales de formación del carbono naciente son:



El carbono naciente a elevada temperatura en contacto con el acero se disuelve en el hierro y se difunde hacia el interior, de acuerdo con la siguiente reacción:



que explica la formación del carburo de hierro en el proceso.

Una condición fundamental para que se realice bien la difusión de este carbono hacia el interior, es que el acero se encuentre durante el proceso en estado austenítico, lo que exige un calentamiento a elevada temperatura, comprendida generalmente entre 850° y 1.000°. Cuando el acero se encuentra a temperatura inferior a esas que se acaban de citar,

el hierro se suele presentar en forma de hierro alfa que prácticamente no puede disolver el carbono. En cambio cuando el acero se encuentra en estado austenítico, el hierro se encuentra en estado gamma que disuelve fácilmente cantidades de carbono variables desde 0,90 a 1,70%. La cementación debe hacerse, por lo tanto, a temperaturas superiores a Ac_2 .

Cuando se cementan aceros de contenido en carbono relativamente elevado (0,20 a 0,40%) la cementación es más lenta que en los aceros de bajo contenido en carbono, porque la velocidad de difusión del carbono de estos aceros es mucho menor que la de aquéllos.

95. Cementación con materias sólidas.

Se utilizan diversas materias para suministrar el carbono que ha de absorber el acero durante la cementación. Las más empleadas suelen ser el carbón vegetal, el negro animal, huesos calcinados, cuero, cok, etc., mezclados con carbonatos de bario, calcio y sodio.

El carbón solo no se emplea porque con él no se suelen conseguir concentraciones de carbono en la periferia del acero, superiores a 0,65% de C. Mezclándolo en cambio con carbonatos alcalinos o alcalinotérreos, en la capa periférica se alcanzan fácilmente contenidos hasta de 1,20% de carbono.

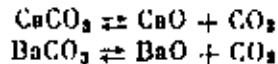
Durante muchos años, uno de los cementantes más utilizados fue la mezcla Caron preparada con 60% de carbón vegetal y 40% de carbonato bórico. El carbón se tritura en trozos de 3 a 6 mm de diámetro y luego se mezcla con el carbonato bórico en polvo. Experimentalmente se ha comprobado que se puede disminuir el porcentaje de carbonato bórico, que se empleaba antiguamente, obteniéndose muy buenos resultados con porcentajes de 10 a 15%, sin que pierda efecto sensible la acción carburante de la mezcla; bajando en cambio de 8%, el rendimiento disminuye ya notablemente. Se suele añadir también un 20% de cok como diluyente, porque facilita la penetración del calor a través del compuesto carburante, permite obtener rápidamente temperaturas uniformes en el interior de las cajas y disminuye el coste de la mezcla. Como activadores también se suelen emplear, aunque menos frecuentemente, el carbonato cálcico y el carbonato sódico. Es importante que el carbón y los demás materiales que se utilizan para preparar los cementantes sólidos estén bien secos, porque pequeñas trazas de humedad pueden dar lugar a descarbonaciones locales y luego a puntos blandos en las piezas después del último temple.

Como las mezclas cementantes pierden con el uso su actividad, es necesario renovarlas periódicamente, siendo una práctica muy corriente

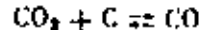
preparar las mezclas utilizando de 3 a 5 partes de la usada y una de la nueva.

La acción activadora de los carbonatos de calcio, bario y sodio se suele explicar de formas diferentes.

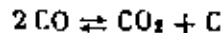
La teoría más antigua y más generalizada explica el fenómeno en la siguiente forma: primero se realiza la descomposición de los carbonatos a elevada temperatura de acuerdo con las siguientes reacciones:



Luego el CO_2 producido reacciona con el carbono y produce óxido de carbono:

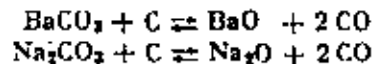


y finalmente el óxido de carbono se descompone en la superficie del acero según la siguiente reacción:



dando dióxido de carbono y carbono naciente que pasa al acero.

En la actualidad, sin embargo, cada día es más admitida otra hipótesis en cierto modo similar a la anterior, pero que no señala la formación de CO_2 y atribuye principalmente la acción activadora de los carbonatos a la reacción que se produce a alta temperatura con el carbono, formándose óxido de carbono de acuerdo con las reacciones:



y luego el CO producido es el que al descomponerse da lugar al carbono naciente, que es el que produce la carburación.

Los óxidos BaO y Na_2O que se producen en esas reacciones tienden luego a reaccionar con el CO_2 producido en la descomposición del CO , obteniéndose así los carbonatos correspondientes y con ello se realiza la regeneración de los carbonatos que no se consumen sino que al ser elementos productores de CO actúan como activadores del proceso de carburación. La presencia de estos óxidos tiende, por lo tanto, a bajar el contenido en CO_2 de los gases y a aumentar el porcentaje de CO , favoreciéndose con todo ello la cementación.

Los principales inconvenientes de los cementantes sólidos son:

1.º La gran duración de la operación; 2.º Elevado consumo de carbón; 3.º Necesidad de mucha mano de obra; 4.º Dificultad de templar las piezas directamente; y 5.º Irregularidad de temperaturas en las cajas de cementación.

CAPÍTULO VIII

ACEROS DE CEMENTACIÓN (II)

13

96. Endurecimiento superficial con baños de sales fundidas.

En los últimos años se ha generalizado extraordinariamente el uso de baños de sales para el endurecimiento superficial de los aceros. Para pequeños espesores este procedimiento es mucho más rápido que la cementación con materias sólidas, y es también más sencillo, empleándose cada día con más éxito en competencia con los cementantes sólidos, en especial cuando se trata de pequeñas instalaciones.

Para endurecer piezas sencillas o de poca responsabilidad con pequeños espesores de capa dura (0,1 a 0,5 mm de espesor) y series no muy grandes, es muy interesante la cianuración y la cementación con sales. Para obtener capas de profundidad media, se está también incrementando mucho en estos últimos años el uso de los baños de sales.

Es frecuente realizar la cementación con sales para obtener capas duras de 0,5 a 2 mm de espesor. Esta cementación se consigue empleando baños de cianuro activados con agentes catalizadores. Esos baños se preparan con sales inertes como el cloruro y carbonato sódico, elementos activos como el cianuro sódico, cianuro cálcico o cianuro potásico y catalizadores como los cloruros y fluoruros de bario, calcio, estroncio, etc., que sirven para incrementar la profundidad de penetración del carbono.

Los procesos de endurecimiento, empleando sales preparadas con cianuros, pueden dividirse en dos grupos: la cianuración y la cementación o carburación, que aunque semejantes en algunos aspectos pueden, sin embargo, considerarse como tratamientos diferentes.

En la cianuración el endurecimiento se consigue por la acción combinada del carbono y el nitrógeno, obteniéndose capas superficiales duras, de poca profundidad. Se utilizan baños preparados a base de cianuro sódico o potásico, y sales inertes, empleándose porcentajes de cianuro muy elevados, 20 a 50%, y temperaturas relativamente bajas, de 750-850°.

En la cementación o carburación con sales se utilizan baños preparados a base de cianuros y agentes catalizadores. El porcentaje de cianuro suele ser bajo, de 8 a 25%. La profundidad que se consigue es muy supe-

rior a la de cianuración, oscilando entre 0,2 y 3 mm y aunque en la periferia siempre hay un pequeño porcentaje de nitrógeno, puede considerarse que el endurecimiento es debido principalmente a la acción del carbono.

Como los cianuros se oxidan con gran facilidad, para evitar la descomposición de estos baños debe impedirse el contacto de las sales con

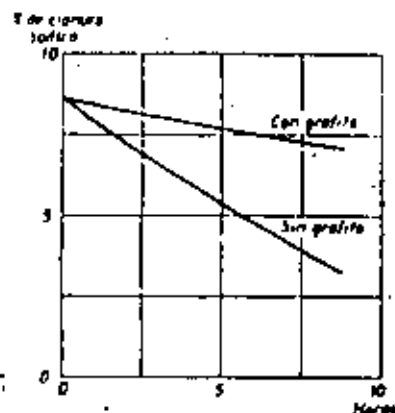


FIGURA 109

Variación del contenido en cianuro de un baño de sales para cementar cuando se utiliza sin proteger superficialmente y cuando se trabaja con el baño cubierto con escamas de grafito.

Para grandes series el costo de la cementación con sales es más elevado que la cementación gaseosa.

Las sales tienen el inconveniente de ser muy venenosas por vía bucal y aunque los humos que se desprenden no lo son, sin embargo causan molestias e irritan las vías respiratorias.

97. Cianuración.

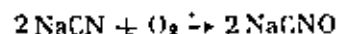
Este procedimiento se emplea para endurecer superficialmente pequeñas piezas de acero. Los baños de cianurar contienen cianuro, carbonato y cianato sódico con o sin cloruro sódico como diluyente.

El contenido de cianuro en el baño suele variar de 20 a 50 %. El cianato sódico no se añade intencionalmente al baño, sino que se forma por oxidación del cianuro durante el trabajo. Operando a temperaturas de 760° a 950° y empleando baños cubiertos con escamas de grafito, el porcentaje de cianato sódico no suele exceder de 3 %. El carbonato sódico

es el último producto que se forma en los baños por descomposición u oxidación del cianuro por la acción oxidante del aire.

La carburación del acero se realiza por la acción del CO que se forma en el baño y la nitruración por efecto de la acción del nitrógeno. La acción cementante y nitrurante de los baños de cianuro se ha venido explicando durante mucho tiempo en la siguiente forma:

El cianuro al reaccionar con el oxígeno del aire se oxida, dando cianato:



El cianato sódico a la temperatura de trabajo se descompone por la acción del calor en cianuro sódico, carbonato sódico, óxido de carbono y nitrógeno naciente:



El óxido de carbono que se libera durante la descomposición del cianato se descompone en dióxido de carbono y carbono naciente, que en contacto con el acero caliente se disuelve en el hierro gamma y se difunde hacia el interior. La reacción carburante es la siguiente:



siendo C el carbono naciente que pasa al acero.

El nitrógeno naciente que se forma pasa al acero y forma nitruros en la capa exterior.

El cianuro formado vuelve nuevamente a comenzar el ciclo siendo siempre el carbonato el producto final de la transformación.

Otra explicación de la incorporación del carbono y el nitrógeno a los aceros es la siguiente:

El cianuro por la acción del oxígeno se transforma en carbonato, óxido de carbono y nitrógeno:



El óxido de carbono se descompone en dióxido de carbono y carbono naciente:

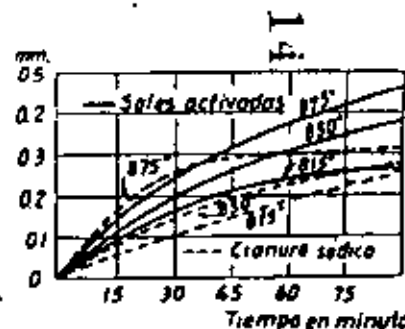
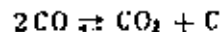


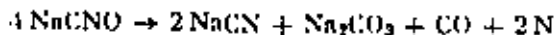
FIGURA 110

Profundidades de capa dura obtenidas al cianurar y cementar con sales activadas un acero al carbono estandulce.

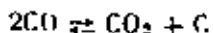
El dióxido de carbono ataca al cianuro y se forma cianato:



el cianato por la acción del calor se descompone en carbonato, cianuro, óxido de carbono y nitrógeno:



El CO formado en las diversas reacciones se descompone en la siguiente forma:



siendo en definitiva el carbono naciente formado y el nitrógeno naciente los que pasan al acero.

La acción del oxígeno del aire fué comprobada al observar que en los baños profundos la acción de la sales era menos rápida en el fondo que

% de C y de N.

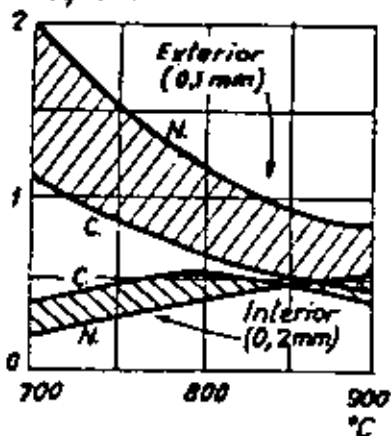


FIGURA 111

Influencia de la temperatura de cianuración en el contenido en carbono y nitrógeno de la capa periférica de un acero al carbono cianurado con sales de 25% de CNNa. Se señalan los valores correspondientes a una capa situada a 0,1 mm. de la periferia y a otra más interna situada a 0,2 mm. del exterior. (Hilshop)

tienen algo de cianato, siendo su formación casi automática sobre todo al elevarse la temperatura de los baños.

Los nitruros que se forman interfieren y dificultan la penetración del carbono y por su influencia perniciosa no se pueden utilizar los baños

en la superficie y la cementación se hacía más lentamente cuanto más difícil fuera el acceso del aire, retrasándose extraordinariamente si el aire que estaba en contacto con la superficie se desplazaba por una corriente de nitrógeno.

De acuerdo con los más recientes trabajos de investigación parece que, para que se realice la cianuración, es fundamental la formación de una cierta cantidad de cianato. Experimentalmente se ha comprobado que un baño de alto porcentaje en cianuro sin cianato, no cianura el acero. Es difícil encontrar en la práctica industrial un baño de cementar sin cianato, pues al estar todos los baños más o menos en contacto con el aire, el cianuro reacciona con el oxígeno y siempre con-

de cianuro sin catalizadores para producir económicamente capas duras de más de 0,30 mm de profundidad.

En la zona muy periférica, a menos de 0,1 mm del exterior, al elevarse la temperatura de cianuración desde 700° hasta 925°, los porcentajes de carbono y de nitrógeno disminuyen desde 1 y 2%, hasta 0,4 a 0,7%, respectivamente, y hacia el interior a 0,2 mm de la periferia los contenidos de carbono y de nitrógeno aumentan.

La composición de la capa cianurada varía mucho de unos casos a otros. En general el nitrógeno se encuentra concentrado en la zona exterior y los contenidos en nitrógeno son más altos que los contenidos en carbono en las zonas periféricas, y en cambio en las zonas interiores ocurre al revés, ya que el porcentaje de nitrógeno es inferior al porcentaje de carbono. En la figura 111 se ve la influencia de la temperatura de cianuración. Se observa que al aumentar la temperatura de tratamiento disminuye en la capa más exterior el porcentaje de carbono y de nitrógeno, y en cambio en la zona interior, al aumentar la temperatura, aumenta el contenido de nitrógeno. La influencia de la duración del proceso se acusa más en la composición de la zona interior que en la de la exterior.

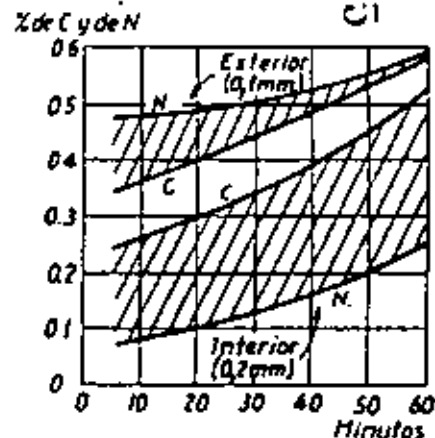


FIGURA 112

Influencia del tiempo de cianuración en el contenido en carbono y nitrógeno de la capa periférica de un acero al carbono cianurado con sales de 25% de CNNa a 300°. Se señalan los valores correspondientes a una capa situada a 0,1 mm. de la periferia y a otra más interna situada a 0,2 mm. del exterior. (Hilshop)

En la zona interior se ve que al aumentar la duración de la cianuración de 10 a 50 minutos por ejemplo, aumentan mucho los porcentajes de carbono y nitrógeno, y en cambio en la zona exterior el aumento del porcentaje de esos elementos, en especial el de nitrógeno, es muy poco sensible.

La cianuración se suele efectuar con sales que contienen de 20 a 50% de cianuro sódico, 30 a 40% de carbonato sódico y 20 a 30% de cloruro sódico, siendo recomendable utilizar porcentajes de cianuro variables de 30 a 40%.

En el comercio existe cianuro sódico para usos industriales de varias concentraciones, siendo las más corrientes las de 97, 75 y 45% de cianuro.

En los talleres se suele hacer diariamente análisis de las sales y, cuando con el uso disminuye el porcentaje de cianuro y el baño pierde actividad, se hacen adiciones de cianuro de alta concentración (generalmente 96 a 75 %) para mantener el contenido de cianuro del baño dentro de los límites convenientes. Hay métodos de análisis de sales muy sencillos y económicos que pueden ser realizados por personal no especializado en trabajos de laboratorio.

La profundidad de capa dura alcanzada en la cianuración depende también del espesor de las piezas. Con un acero determinado, a igualdad de temperatura y tiempo, el espesor de capa que se alcanza en un redondo de 6 mm es aproximadamente 15 % mayor que el que corresponde a uno de 12 mm y 40 % más que el de un redondo de 25 mm. A partir de este espesor la penetración es ya constante.

La cianuración se emplea no sólo para endurecer aceros de bajo contenido en carbono, sino también algunas veces para aceros de mayor contenido en carbono con o sin aleación, en los que además de elevadas propiedades en el núcleo, se desea también mejorar la dureza superficial. Esto se consigue calentando las piezas para el temple, en baños con 40 % de cianuro y manteniendo las piezas en el baño de 15 a 60 minutos aproximadamente. De esta forma después del revenido las piezas tendrán en el corazón las características correspondientes a un temple y revenido normal y la periferia quedará con 50 a 62 Rockwell-C, según la temperatura de revenido.

El principal inconveniente de los baños de cianuro es, como hemos señalado antes, el no poderse conseguir con ellos capas duras de gran profundidad. Para una determinada profundidad de capa cementada obtenida con cementantes sólidos y con cianuros, la profundidad de la capa dura es mayor en la cementación con materias sólidas. A una capa cementada de 1 mm de espesor, obtenida con baños de cianuro, no le suele corresponder más de 0,30 mm de capa dura, mientras que en el otro caso, para esa misma capa cementada, la capa dura es de 0,55 mm aproximadamente. Con los baños de cianuro activados se consigue, para un determinado espesor de capa cementada, mayor capa dura que en la cianuración.

98. Cementación en baños de sales.

En este proceso la gran dureza superficial que adquiere el acero, puede considerarse debida principalmente a la acción del carbono. La influencia del pequeño porcentaje de nitrógeno existente en la capa periférica es muy pequeña y puede ser despreciada.

Los baños de sales que se utilizan en este procedimiento se preparan generalmente a base de cianuro sódico, con porcentajes variables de cloruro y carbonato sódicos a los que se añade uno o más cloruros o fluoruros de sodio, bario, potasio, calcio o estroncio, que actúan como activadores del proceso, aumentando notablemente la penetración del carbono, y con ello la profundidad de la capa dura que puede variar desde 0,20 a 0,30 mm.

Experimentalmente se ha comprobado que en la cementación con sales la presencia de cloruros alcalinotérreos dificulta la penetración del ni-

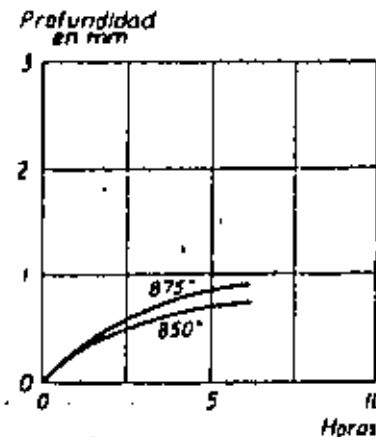


FIGURA 113

Profundidad de la capa cementada con más de 0,30 % de carbono en función de la temperatura y del tiempo en un acero de 0,10 % de carbono cementado con sales de penetración media (20 % de CNNa).

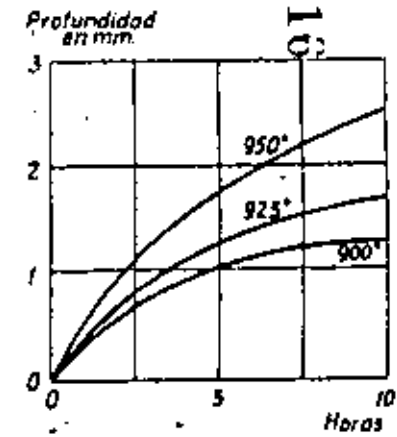


FIGURA 114

Profundidad de la capa cementada con más de 0,30 % de carbono en función de la temperatura y del tiempo, en un acero de 0,10 % de carbono cementado con sales de gran penetración (10 % de CNNa).

trógeno y favorece en cambio la penetración del carbono. Además, con las sales que contienen cloruros alcalinotérreos se puede operar a temperaturas más elevadas.

Las sales que se utilizan para la cementación de los aceros se pueden clasificar en dos grupos principales, de acuerdo con la penetración que con ellas se consigue. Unas con 17 a 23 % de cianuro, con alto porcentaje de cloruro sódico y bajo porcentaje de cloruro bórico, que se emplean a temperaturas variables de 850° a 925° y se emplean para obtener capas de espesor medio de 0,2 a 1,5 mm de profundidad; y otras de 7,5 a 12 % de cianuro con alto porcentaje de cloruro bórico y bajo porcentaje de cloruro sódico, que se usan cuando se desean obtener espesores variables de 1 a 3 mm y se emplean a temperaturas de 875° a 950°. También hay otras sales con 25 % de cianuro sódico y 70 % de cloruro cálcico, que

aunque de uso también bastante frecuente son, sin embargo, menos conocidas que las otras dos que hemos citado antes.

En la Tabla XXXII se señalan las composiciones de las sales de uso más corriente. El proceso de trabajo que se suele seguir en los talleres de tratamientos térmicos para mantener los baños con las composiciones adecuadas varía según la clase de sales empleadas.

El fin que se persigue siempre es mantener el baño durante toda la operación dentro de unos límites de composición que en la mayoría de los casos son los señalados en la citada Tabla XXXII.

Para conseguirlo, los fabricantes suelen preparar varios tipos de sales que, mezclados en proporciones convenientes, dan esas composiciones. Como con el uso suele disminuir el porcentaje de cianuro y se alteran también los porcentajes de otros elementos, es necesario añadir periódicamente ciertas sales para mantener una composición conveniente.

	Capa cementada de 0,2 a 1,5 mm	Capa cementada de 1 a 3 mm
Cianuro sódico	17 a 21 %	7,5 a 12 %
Cloruro bórico	14 a 40 %	15 a 55 %
Otras sales alcalinas	0 a 3,5 %	2 a 10 %
Cloruro potásico	—	5,5 a 20 %
Cloruro sódico	20 a 30 %	0 a 15 %
Carbonato sódico	< 30 %	< 30 %
Cianato sódico	< 1 %	< 0,30 %

Tabla XXXII

Composición de las sales empleadas para la cementación de los aceros.

Según los casos se suelen usar:

1.ª Una sola sal, a base de cianuro y cloruro cálcico con algo de cianuro sódico que contiene todos los elementos necesarios para cementar el acero y que a medida que se va gastando el baño sirve también para relleno. Esta sal suele contener $\text{CNNa} = 25\%$, $(\text{CN})_2\text{Ca} = 0,5-5\%$ y $\text{Cl}_2\text{Ca} = 70\%$, es muy barata, pero es higroscópica y es necesario lavar muy bien las piezas para evitar su corrosión. No es necesario hacer análisis del baño y observando el aspecto de su superficie se conoce su grado de actividad.

2.ª Dos sales, una de las cuales suele ser una sal neutra o una mezcla de sales neutras, constituida generalmente por cloruro y carbonato sódico y la otra una sal de cianuro con cloruros activadores ($\text{CNNa} = 30\%$, $\text{Cl}_2\text{Ba} = 50\%$ y $\text{ClNa} = 20\%$, aproximadamente).

3.ª También se suelen usar tres sales. Una de bajo punto de fusión neutra, compuesta generalmente por cloruro o carbonato sódico que

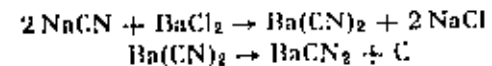
sirve para iniciar la fusión de una pequeña parte del baño de sales. Otra sal de cianurar con 80 a 90% de cianuro sódico y 5 a 10% de carbonato sódico y la tercera, que es la sal catalizadora, con 70 a 85% de cloruro bórico, 5 a 10% de cianuro sódico, 10% de cloruro sódico y 10% de carbonato sódico, aproximadamente.

En los dos últimos casos durante el trabajo se añaden periódicamente pequeñas cantidades de las sales de elevado contenido en cianuro para que el contenido en cianuro sea el adecuado.

Las profundidades que se consiguen empleando sales de media y gran penetración se señalan en las figuras 113 y 114.

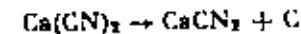
En los baños de cementar, lo mismo que en los de cianurar, debe cubrirse siempre la superficie de las sales con escamas de grafito para evitar una pérdida exagerada de cianuro por oxidación.

La actividad carburadora del cloruro bórico en las sales de cementar es debida principalmente a las siguientes reacciones:



en las que C representa el carbono naciente que pasa al acero.

En las sales en que se emplea el cianuro cálcico en vez del cianuro sódico, la principal reacción es la siguiente:



Aunque algo de nitrógeno naciente también se libera, en la práctica el fenómeno de liberación de carbono es mucho más importante.

La intensidad de estas reacciones se acentúa con la temperatura y con ella aumenta la liberación de carbono activo y disminuye la formación de nitrógeno, cuya influencia es perjudicial en este tratamiento porque dificulta la penetración del carbono en el acero. Como el porcentaje de cianato en el baño es un índice de la cantidad de nitrógeno que absorbe el acero, para asegurar una buena penetración de carbono debe evitarse que pase de ciertos límites, debiendo mantenerse en los baños de penetración media, porcentajes de cianato inferiores a 1% y en los de gran penetración menores del 0,30%.

Las irregularidades que se pueden presentar en estos procesos deben atribuirse a alguna de las siguientes circunstancias:

- 1.ª Contenido insuficiente de cianuro para generar el carbono activo.
- 2.ª Aumento exagerado del contenido de carbonato sódico.
- 3.ª Cantidad excesiva del cianato sódico.
- 4.ª Bajo contenido de cloruro bórico, y
- 5.ª Error en la temperatura de cementación.

99. Cementación con gases.

En el pasado siglo XIX Caron inició hacia el año 1860 los primeros trabajos y experiencias sobre la cementación gaseosa. Algunos años más tarde, Manesmann (1879), Charpy (1903) y Guillet (1904) estudiaron y desarrollaron también este procedimiento. El italiano Federico Giolitti fué, sin embargo, el primero que experimentó a fondo el proceso y en 1912 publicó el resultado de sus ensayos cementando con óxido de carbono, etileno, metano y gas del alumbrado.

Posteriormente, durante bastante tiempo, la cementación gaseosa se utilizó casi exclusivamente para la fabricación de blindajes y hasta los años 1925-1927 no comenzó a tomar verdadero desarrollo el procedimiento.

En este proceso, manteniendo las piezas de 1 a 8 horas en una atmósfera carburante, a temperaturas de 850° a 950°, se obtienen capas cementadas de 0,2 a 1,5 mm de profundidad. Únicamente en casos especiales, como la fabricación de blindajes, se emplean procesos más largos y se obtienen capas cementadas de mayor espesor. Aunque las instalaciones son bastante complicadas y costosas, la cementación de las piezas es muy sencilla y rápida. Se obtienen resultados muy regulares y se pueden cementar grandes cantidades de piezas en muy poco tiempo. El empleo de este procedimiento, que está sustituyendo en muchos casos a la cementación en cajas y a la cementación en sales, es de gran interés para las empresas que deban cementar muchas piezas y en cambio no es muy recomendable para talleres pequeños que trabajan sólo con pequeñas series. En la actualidad la cementación gaseosa es el método de endurecimiento superficial más empleado en grandes talleres, fábricas de automóviles, motocicletas, etc., donde se preparan cantidades muy importantes de piezas cementadas.

100. Tipos de hornos empleados.

Durante bastante tiempo la cementación gaseosa de piezas se ha efectuado casi exclusivamente en hornos rotativos, de eje casi horizontal (ligeramente inclinado) que todavía se emplean en la actualidad cuando no hay peligro de que se deformen las piezas por efectos de los continuos choques y movimientos a que están sometidas.

Posteriormente se comenzaron a emplear hornos continuos, en los que las piezas son transportadas a través del horno de un extremo a otro por medio de bandejas o cadenas móviles.

Para este tratamiento también se emplean hornos estacionarios, en

los que las piezas se colocan en cestas o colgadas con alambres según su forma y tamaño, introduciéndolas dentro de un recipiente cerrado a través del cual circula el gas carburante, que es agitado por un ventilador colocado en la parte superior del horno. Terminada la carburación se desplaza la cabeza o tapa del horno y se saca la cesta o dispositivo donde se hallan las piezas para ser llevadas rápidamente al horno o cámara de difusión que se encuentra a más baja temperatura y luego se pasan las piezas al baño de temple.

101. Atmósferas carburantes.

Habiéndose estudiado anteriormente el papel tan importante que desempeña el óxido de carbono en la cementación con materias sólidas, parece que bastaría colocar las piezas en presencia de ese gas a alta temperatura para conseguir su cementación. Sin embargo, la práctica ha demostrado que de esta forma no se consiguen buenos resultados y que, para obtener capas cementadas de composición y espesor conveniente,

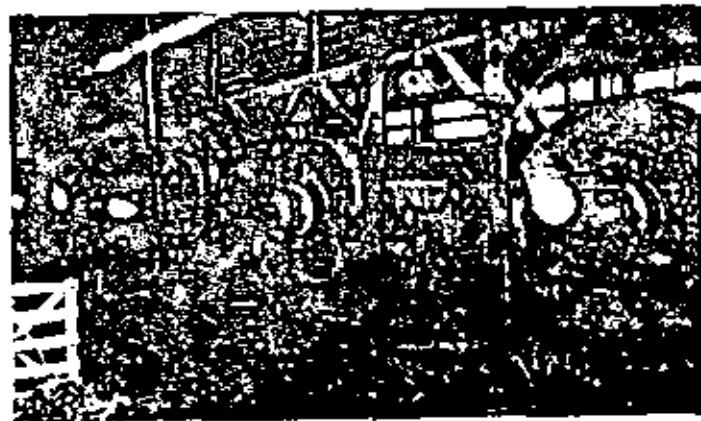


FIGURA 115

Una batería de hornos rotativos de carburación gaseosa.

es necesaria la presencia de hidrocarburos en las atmósferas carburantes. Se ha comprobado experimentalmente que el óxido de carbono a la elevada temperatura que se emplea en la cementación y en las condiciones en que generalmente se suele encontrar en los hornos, es muy estable y poco activo, y en cambio si se le añaden hidrocarburos, éstos se disocian fácilmente dando carbono nascente que pasa al acero, siendo en este último caso la cementación mucho más intensa.

El gas natural o el gas del alumbrado no pueden ser empleados como gases cementantes porque se obtienen resultados bastante irregulares, debido, por una parte, a las variaciones de composición de esos gases, y por otra a que, empleando esos gases, se suele formar un depósito de hollín sobre las piezas que dificulta la penetración del carbono. En la actualidad, esos gases son muy poco utilizados como cementantes gaseosos, aunque en cambio se emplean mucho para la preparación de atmósferas carburantes como explicaremos a continuación.

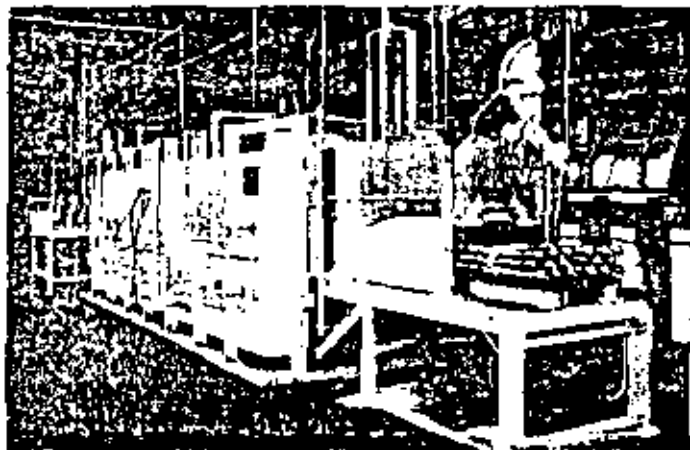


FIGURA 116
Un horno continuo de carburación gaseosa con butano.

Los mejores resultados se obtienen empleando hidrocarburos diluidos en otros gases, constituidos principalmente por óxido de carbono, nitrógeno, hidrógeno, etc. Las atmósferas carburantes se preparan generalmente empleando un gas portador o de relleno, y un gas o vapor activo o carburante. Como gas de relleno se suele utilizar generalmente un gas combustible casi totalmente quemado para eliminar mercaptanos, tioles, hidrocarburos etilénicos, etc., que son perjudiciales y que se eliminan en torres de absorción. Luego ese gas se regenera (aumentando su porcentaje de CO y de H₂) al ponerlo en contacto con un catalizador de níquel. Este tipo de gas suele recibir el nombre de gas endotérmico.

En América se suele emplear para la preparación de las atmósferas carburantes el gas natural y el gas de alumbrado, y en Europa gas de alumbrado y gas de gasógeno.

Una composición normal de gas portador es la siguiente: CO = 20%, H₂ = 39%, H₂O = 0,25%, CH₄ = 0,70%, CO₂ trazas, N₂ = 40%.

Como gas carburante activo se suele utilizar el metano y también se suelen emplear el butano, propano, etc., con buenos resultados.

La incorporación del metano al gas portador se suele hacer haciéndolo llegar directamente, en forma gaseosa, desde botellas o depósitos en los que se suele almacenar. Cuando se parte del propano, butano, etc., que también suelen estar almacenados a presión en botellas, se les hace

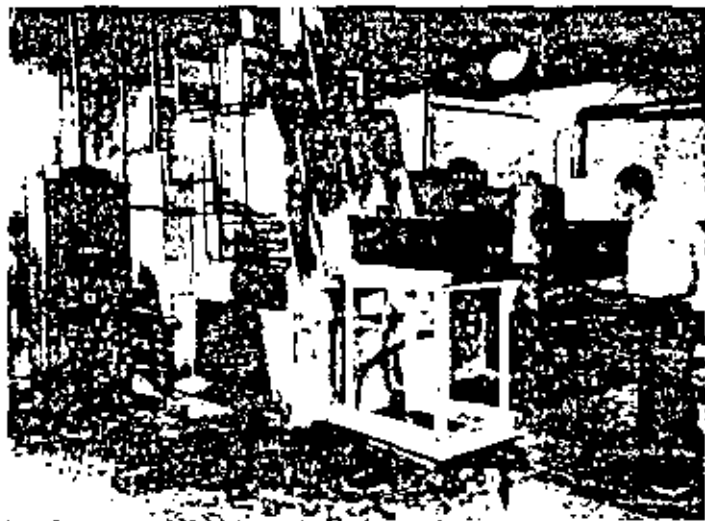
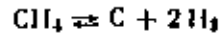


FIGURA 117
Un horno eléctrico de carburación.

pasar por una cámara a elevarla temperatura, donde en presencia de un catalizador (de níquel, carbón, platino, etc.), se disocian y transforman en metano. La mezcla gaseosa disociada, compuesta principalmente por metano, hidrógeno y óxido de carbono, es la que al ser incorporada al gas portador introduce el metano en la atmósfera carburante. La adición al gas portador de hidrocarburos sin disociar o acrítes en estado líquido, de no hacerse en forma muy estudiada, no es recomendable porque hay formación de una gran cantidad de hollín sobre las piezas.

Muy recientemente, sin embargo, se ha comenzado a obtener resultados excelentes carburando por gota en hornos de mufla o cámara cerrada donde se inyectan cantidades muy precisas de ciertos hidrocarburos debidamente tratados, debiendo tenerse siempre la precaución de emplear hidrocarburos y alcoholes de composición muy definida. Se suelen emplear indistintamente con o sin gas portador.

La reacción principal en la cementación gaseosa es la siguiente:



Siendo el carbono nascente el que, al ponerse en contacto con el acero a elevada temperatura, se disuelve en el hierro gamma.

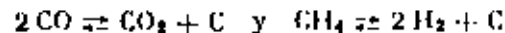
La utilización del gas portador en la cementación gaseosa, es muy interesante por ser más económico el uso de un gas portador barato que rellena fácilmente la cámara del horno, al que se añade una pequeña cantidad de hidrocarburos de precio elevado, que el empleo exclusivo de hidrocarburos. El uso del gas de relleno, al entrar en la atmósfera del horno en proporción adecuada, sirve para diluir el hidrocarburo que se introduce en el horno, y evita la formación de hollín que a veces se presenta cuando la cementación no se hace con las debidas precauciones. De esta forma, además, se consigue un gran potencial de cementación, empleando sólo cantidades muy pequeñas de metano.

El gas portador desplaza además al aire o gases que pueden existir en las cámaras de los hornos y asegura una cierta presión en su interior.

Los gases portadores constituidos por elementos o cuerpos inertes como el nitrógeno no dan buenos resultados, ya que conviene que contengan siempre un cierto porcentaje de CO y de H₂ para que la eficacia del gas carburante sea máxima y no se gaste parte del metano en reaccionar con los elementos perjudiciales como el oxígeno, vapor de agua y dióxido de carbono, que siempre existen en mayor o en menor cantidad en las atmósferas de los hornos.

La presencia del hidrógeno es también imprescindible para la cementación gaseosa. Aunque parezca extraño, es necesario que un elemento que puede ser tan descarburante como el hidrógeno, esté presente en las atmósferas carburantes. Al existir hidrógeno en la atmósfera del horno se evitan los depósitos carbonosos sobre las piezas, que en su ausencia aparecen por descomposición de los hidrocarburos y dificultan e impiden la cementación.

En todas las atmósferas carburantes existen CO₂ y H₂ como elementos derivados de las reacciones fundamentales de la cementación:



Si en algún caso no se encuentran presentes el CO₂ y H₂, es señal de que no se está produciendo la cementación del acero, ya que siempre que se produce ese fenómeno a la vez hay también formación de dióxido de carbono e hidrógeno.

En la cementación con atmósfera gaseosa, es frecuente efectuar el

proceso en dos fases: la primera, de carburación a elevada temperatura en atmósfera muy carburante, y la segunda, de difusión, a más baja temperatura (800° aproximadamente), en atmósfera neutra o ligeramente carburante para conseguir una correcta distribución del carbono en la capa cementada.

102. Carbonitruración.

La carbonitruración es un procedimiento muy empleado en la actualidad para endurecer superficialmente los aceros. Este tratamiento se diferencia de la cementación en que parte del endurecimiento se consigue por la acción del nitrógeno. Las piezas que se carbonitruran se calientan a temperaturas próximas a 850° en una atmósfera gaseosa que cede al acero simultáneamente carbono y nitrógeno y luego se enfrían en forma adecuada para obtener gran dureza en la zona superficial con buena tenacidad en el núcleo. El endurecimiento se consigue al templar las piezas cuya periferia ha absorbido una cantidad importante de carbono, favoreciéndose el endurecimiento como explicaremos más adelante por la presencia de nitrógeno en el acero.

Para introducir el carbono en el acero, se puede emplear un gas carbonoso o un líquido carburante

que se vaporiza en el horno. El nitrógeno absorbido por el acero proviene del amoníaco que se incorpora al gas.

Este proceso ha recibido diversos nombres como nitruración seca, nitruración gaseosa, nitruración y nitrocarburación. Se comenzó a usar hacia 1930, pero cuando ha adquirido gran desarrollo ha sido a partir del año 1945.

Una de las ventajas más importantes de la carbonitruración es que el nitrógeno absorbido en el proceso disminuye la velocidad crítica de temple del acero. Esto significa que la capa periférica de un acero carbonitrurado temple mucho más fácilmente que cuando el acero ha sido

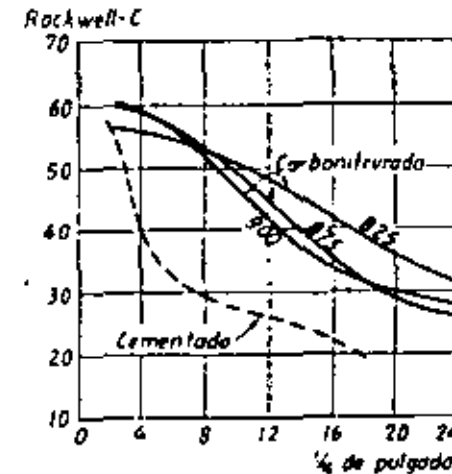


Figura 219

Curvas Jominy correspondientes a la composición de la capa exterior cementada y carbonitrurada según los casos a 825°, 875° y 900° de un acero al carbono de C = 0,08 %.

sólo cementado. Esto facilita mucho la sustitución de los aceros de alta aleación por aceros de bajo precio. Además amplía el campo de aplicaciones de los aceros baratos que a veces presentan el inconveniente de que después del temple que sigue a la cementación ordinaria, aparecen algunos puntos blandos en la capa dura, problema que no se suele presentar en la carbonitruración.

En la figura 118 se puede observar el efecto que sobre la templabilidad de un acero al carbono tiene la carbonitruración realizada a diferentes temperaturas. También se señala la templabilidad del mismo acero cementado. Se ve que el aumento de templabilidad debido a la presencia del nitrógeno es más acusado cuando se emplean bajas temperaturas de carbonitruración. De esta forma es posible a veces templar en aceite los aceros al carbono sometidos al proceso de carbonitruración, lo que es una gran ventaja porque así son menores las deformaciones de las piezas, y con frecuencia queda casi eliminado el enderezado y el rectificado final.

La presencia de nitrógeno en la austenita del acero carbonitrurado cuando éste es calentado a alta temperatura, da lugar a la mayor diferencia entre la cementación y la nitruración. La austenita con carbono y nitrógeno es más estable a bajas temperaturas que la austenita con carbono, y se transforma en el enfriamiento más lentamente. La austenita con carbono y nitrógeno se transforma en martensita a más baja temperatura que cuando no tiene nitrógeno.

Por carbonitruración se suelen obtener capas duras de espesor variable de 0,1 a 0,6 mm. En la figura 119 se puede ver la influencia del tiempo en el espesor de la capa carbonitrurada.

La dureza de la capa periférica que suele variar de 60 a 65 Rockwell-C depende del contenido en carbono y en nitrógeno, de la cantidad de austenita retenida que quede en el acero y de la presencia o ausencia de los compuestos complejos de hierro, carbono y nitrógeno que se forman cuando el proceso se hace a baja temperatura. Durezas superiores a 60 Rockwell-C son fáciles de conseguir. A veces, en los aceros aleados disminuye algo la dureza superficial por la presencia de austenita retenida.

Estos aceros conservan después del revenido durezas más elevadas que los aceros de cementación debido a la presencia de nitrógeno en la capa carbonitrurada. Generalmente es necesario emplear temperaturas de revenido más altas que las empleadas en la cementación para obtener la misma dureza. La resistencia al ablandamiento durante el revenido puede ser interesante cuando en el trabajo se tienen sobrecalentamientos anormales o cuando las piezas deban trabajar en caliente. El empleo de temperaturas de revenido algo elevadas es una ventaja por reducir bastante las tensiones residuales de las piezas.

La composición de la capa exterior depende de la temperatura y tiempo del tratamiento, de la composición de la atmósfera y del tipo de acero empleado. En general, cuanto más alta sea la temperatura de carbonitruración mayor es la profundidad de la capa exterior dura. Cuando se emplean bajas temperaturas se llega a producir una capa de composición muy compleja compuesta de hierro, carbono y nitrógeno, que es dura sin necesidad de tratamiento térmico posterior, siendo necesario para que se produzca esa capa emplear altos porcentajes de amoníaco.

En la figura 119 se detalla la influencia del tiempo y de la temperatura sobre el espesor de la capa exterior.

Práctica de la carbonitruración.—

El equipo necesario para realizar la carbonitruración está compuesto por un horno de cámara, de retorta o de mufla, en donde se introduce el gas o la atmósfera que suministra carbono y nitrógeno en forma apropiada para su incorporación al acero, y la instalación de preparación de la atmósfera correspondiente.

Cualquier equipo que sirva para la cementación gaseosa puede ser utilizado para carbonitrurar, ya que sólo hace falta adicionarle amoníaco a la atmósfera usada para la cementación. Para suministrar el carbono suele emplearse gas natural, gas de coque y gas de gasógeno. También se emplean hidrocarburos líquidos que se vaporizan a alta temperatura. El amoníaco suele emplearse en estado líquido y se almacena en botellas.

En realidad el proceso es muy parecido a la cementación gaseosa con la diferencia de que en la carbonitruración se incorpora el amoníaco a la atmósfera del horno.

Se suele emplear un gas portador que se obtiene al quemarse incompletamente el gas natural, gas del alumbrado o de coque o ciertos hidrocarburos con el aire en determinadas proporciones.

Una composición normal de un gas portador es la siguiente: $\text{CO} = 21\%$, $\text{H}_2 = 10\%$, $\text{CH}_4 = 1\%$. Resto nitrógeno y trazas de CO_2 , H_2O y O_2 . Este gas después de depurado como los que se emplean para la cementación gaseosa puede utilizarse mezclado con amoníaco solo o mezclado con

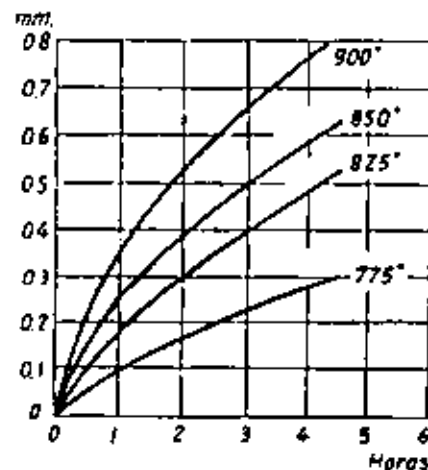


FIGURA 119
Influencia de la temperatura y de la duración del proceso en la profundidad de la capa carbonitrurada en un acero al carbono $\text{C} = 0,08\%$.

amoníaco y pequeñas cantidades de hidrocarburos con objeto de producir en cada caso las cantidades de C y N₂ convenientes para que se formen capas periféricas de la dureza conveniente. La cámara del horno debe estar bien aislada del exterior para que no se modifique la composición de los gases que hay en su interior.

Con la adición de hidrocarburos se consiguen muy altos contenidos en carbono. Sin embargo, deben cuidarse estas adiciones, ya que el exceso de hidrocarburos suele producir hollín que es muy perjudicial porque retarda la carbonitruración.

Otro tratamiento que también tiene alguna semejanza con la cementación y con la carbonitruración que acabamos de describir es el que se conoce con el nombre de *chapmanizing*. Consiste en cianurar las piezas en un baño de sales a través del cual se hace pasar una corriente de amoníaco. De esta forma se consigue en la periferia de las piezas de acero un elevado contenido en nitrógeno y una dureza extraordinaria. Recientemente se han comenzado a utilizar en lugar de amoníaco, gases disociados y también se han obtenido buenos resultados adicionando anilina al amoníaco.

La duración del tratamiento varía de treinta minutos a tres horas, se emplean temperaturas de 750° a 850° y se obtienen capas carbonitruradas de 0,1 a 0,6 mm de espesor. La composición del baño empleado es: 35% de cianuro sódico, 20% de cianuro potásico, 20% de carbonato sódico y 20% de carbonato potásico.

103. Fabricación de piezas cementadas.

Para la fabricación de piezas cementadas el proceso industrial que se suele seguir normalmente es, en líneas generales, el siguiente:

- 1.º Mecanización de la pieza dejando sólo un ligero exceso (de algunas centésimas o décimas, según sea la pieza que se va a fabricar).
- 2.º Cementación.
- 3.º Tratamiento de regeneración y endurecimiento, y
- 4.º Rectificación.

En ocasiones se realizan las operaciones de forma diferente. A veces, cuando existen graves problemas de deformaciones, se dan a las piezas antes del mecanizado ciertos tratamientos especiales, temple, calentamientos de austenización con transformaciones isotérmicas, etc. Otras veces, antes de la cementación, se protege a las piezas con pinturas o por cobrado electrolítico, para evitar que cemen ten ciertas zonas del material. También hay piezas que se dejan mecanizadas a las medidas definitivas porque luego no es necesario el rectificado final, etc. Se comprende, fácilmente, que los métodos que se pueden seguir son muy di-

ferentes y que el orden de operaciones que hemos citado anteriormente se dan sólo a título de orientación.

Los tratamientos de cementación, temperatura, duración de calentamiento, método de enfriamiento, etc., y los temple posteriores que es necesario dar a las piezas varían mucho de unos casos a otros, según sea la clase del acero y las características que se desean obtener.

En cada caso, la elección de uno u otro tratamiento dependerá de la forma y dimensiones de las piezas, de la composición del acero, de su tamaño de grano, o sea la tendencia del acero a adquirir una estructura gruesa durante la cementación y de las características que se quieran conseguir en el corazón y en la periferia de las piezas.

A continuación describiremos los más utilizados, señalando sus ven-

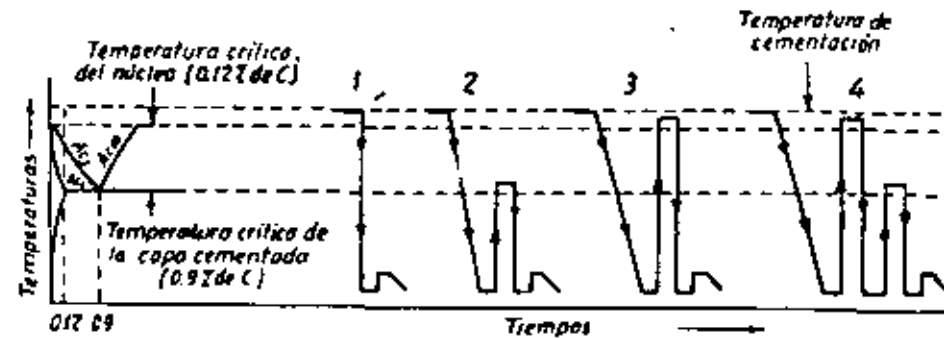


FIGURA 120

Diferentes clases de tratamientos que se suelen dar a las piezas cementadas.

tajas e inconvenientes y los casos en que conviene emplearlos. En la figura 120 se representa esquemáticamente cada uno de ellos.

1.º *Cementación, temple directo desde la temperatura de cementación y revenido final.*—Este tratamiento se da generalmente cuando se cementa en baño de sales o en atmósfera carburante, y raramente cuando se cementa en cajas.

Se recomienda para las piezas de poca responsabilidad y para cementaciones ligeras de 0,2 a 0,6 mm de espesor, en las que la tenacidad del núcleo no tiene mucha importancia.

Conviene utilizar aceros de baja aleación o al carbono, de grano fino, no siendo recomendable emplear aceros de alta aleación, porque como el temple se hace desde muy alta temperatura (exageradamente elevada para la periferia), hay peligro de que quede la capa cementada con mucha austenita residual sin transformar.

Con aceros de grano grueso, el corazón quedará frágil, porque después

de la cementación los granos habrán crecido exageradamente, y templando directamente desde la temperatura de cementación no se regenera el grano.

Con este tratamiento las deformaciones son muy pequeñas y se obtiene gran dureza en el corazón y en la periferia, pero hay peligro de que ambas zonas queden frágiles.

2.º Cementación, enfriamiento lento, temple a temperatura intermedia entre A_{c1} y A_{c2} y revenido final.—Este tratamiento se puede emplear con éxito cuando se usan aceros de alta aleación, que son generalmente de grano fino y no necesitan regenerar el corazón. Así se obtiene la máxima tenacidad del corazón, cuya resistencia será un poco inferior a la máxima que se obtiene templando a más alta temperatura.

Si se utiliza este tratamiento para aceros de grano grueso, la periferia quedará con buenas características, pero el corazón quedará bastante frágil por no haber sido regenerado. Con este tratamiento hay poco peligro de deformaciones.

A este tratamiento se le ha dado en los últimos años gran importancia, empleándose hornos de difusión a temperaturas ligeramente superiores a A_{c1} , desde cuya temperatura se templan las piezas. En estos hornos debe emplearse atmósfera controlada para evitar la descarbonación de la capa cementada.

3.º Cementación, enfriamiento lento, temple a temperatura ligeramente superior a A_{c2} y revenido final.—Con este tratamiento se obtiene la máxima resistencia en el núcleo. La tenacidad del corazón será buena, pues aunque haya crecido el grano durante la cementación, se afinará por haber sido calentado el acero para el temple a temperatura ligeramente superior a A_{c2} . En este tratamiento hay peligro de que la periferia quede con grano grueso y sea frágil, porque ha sido templada desde muy alta temperatura. La dureza de la capa cementada puede ser un poco baja por quedar algo de austenita residual sin transformar.

Este es el tratamiento que debe emplearse con los aceros de media aleación y grano fino, siempre que se quiera conseguir la máxima resistencia en el corazón, como ocurre en algunas piezas empleadas en la industria aeronáutica, de automóviles, etc.

4.º Cementación, enfriamiento, primer temple a temperatura ligeramente superior a A_{c2} , segundo temple a temperatura ligeramente superior a A_{c1} y revenido final.—Conviene emplear este tratamiento con los aceros al carbono y de media aleación y, en general, con todos los de grano grueso, en los que durante la cementación crece y crece el grano.

Hasta hace poco tiempo era el tratamiento más utilizado para piezas de responsabilidad, pero hoy, al poderse fabricar aceros de grano fino, se emplea en menos ocasiones.

Empleándolo, la periferia quedará dura y tenaz, y el corazón, que con el segundo temple ha recibido un temple imperfecto, quedará con una resistencia ligeramente inferior a la máxima y muy buena tenacidad.

Este tratamiento se suele utilizar todavía en algunos talleres, para aceros de alta aleación, en piezas de gran responsabilidad, cuando se teme que la cementación haya hecho crecer el grano del acero y se quiere utilizar un tratamiento que asegure en el corazón la máxima tenacidad.

5.º Austempering y martempering.—Cuando se quiere reducir al mínimo las deformaciones de las piezas cementadas, el temple se hace, enfriando en sales fundidas en lugar de agua o aceite.

Las durezas que se obtienen en la periferia dependen de muchos factores como son: composición, tamaño de las piezas, temperaturas del baño de sales, tiempo de permanencia en el mismo, etc.

23

104. Tratamientos de los aceros antes de la cementación.

Antes de la cementación, se da a veces a las piezas en bruto de forja, ciertos tratamientos especiales con el fin de conseguir algunas mejoras de gran interés. Se dan a las piezas esos tratamientos unas veces para reducir al mínimo las deformaciones que se producen en el temple que sigue a la cementación, otras veces para mejorar la maquinabilidad, facilitándose así el mecanizado del acero antes de la cementación y en ocasiones para conseguir ambas cosas a la vez.

Interesando cada día más el empleo de los aceros de cementación de media aleación y de precio relativamente bajo para la fabricación de engranajes de formas complicadas, como los de cajas de cambio, diferenciales, etc., conviene reducir en lo posible los problemas de deformaciones en el temple que con el empleo de estos aceros se presentan al constructor. Las deformaciones que se producen en el temple se pueden reducir de formas muy diferentes. Es corriente, por ejemplo, antes de la cementación, mecanizar las piezas en desbaste dándoles luego un revenido de estabilización a 650º, porque eliminan tensiones y evitan posibles deformaciones, y terminar luego el mecanizado. También se han empleado desde hace mucho tiempo máquinas para el enfriamiento de las piezas, en especial engranajes. Esas máquinas en el momento de templar el acero sujetan las piezas con un mecanismo hidráulico que impide o disminuye las deformaciones.

Otra forma de disminuir las deformaciones es realizar el temple interrumpido primero en agua durante 5 a 20 segundos y luego pasarlo al aceite. Con el martempering en baños de sales se han obtenido muy buenos resultados en el tratamiento de engranajes.

Para resolver el problema de deformaciones se dan también a las

piezas, a veces, ciertos tratamientos térmicos especiales antes del mecanizado. Con los aceros de media aleación es frecuente primero templar a 925° en agua las piezas en bruto de forja o estampación, y luego calentarlas a 875° aproximadamente y enfriarlas luego hasta 625° para transformar isotérmicamente a esa temperatura. El temple energético en agua y luego la transformación isotérmica da muy buenos resultados, ya que de esa forma se consigue eliminar ciertas estructuras en banditas (figura 122) que favorecen las deformaciones en el temple.

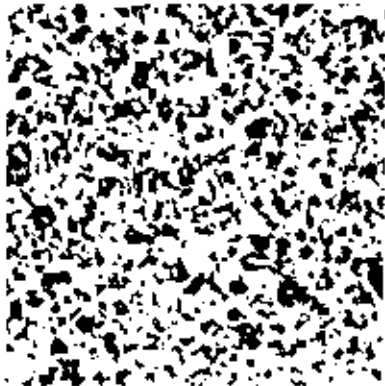


FIGURA 121
x 50

Sección transversal.



FIGURA 122
x 50

Sección longitudinal.

Microestructura de fácil mecanización correspondiente a un acero de la siguiente composición: C=0,14%, Cr=0,45% y Ni=1,10% sometido a un calentamiento a 910° seguido de transformación isotérmica a 625° con el fin de obtener una estructura ferrita-pearlita fácil para mecanizar.

Otro problema también de gran interés en los aceros de cementación, es mejorar su maquinabilidad. Experimentalmente se observa que estos aceros son difíciles de mecanizar sobre todo cuando son de grano fino. En los aceros de cementación de media aleación ese problema se resuelve haciendo crecer el grano por calentamiento a elevada temperatura (950° aproximadamente), y dejándolos enfriar luego al aire para obtener una estructura de ferrita y perlita relativamente gruesa y con buena aptitud al mecanizado.

En los aceros de alta aleación, como suelen ser de temple al aire, la maquinabilidad se suele mejorar calentando hasta austenizar y enfriando luego al aire, dándoles a continuación un revenido a 650° .

Con frecuencia se da también a estos aceros un calentamiento a 900° - 950° y luego se realiza isotérmicamente la transformación a 650° - 700° .

Generalmente se suelen combinar los tratamientos que se dan para evitar deformaciones, con los que se emplean para facilitar la mecanización, y así se puede llegar a resolver los dos problemas a la vez.

CAPÍTULO IX

ACEROS DE NITRURACIÓN

NO
1.

105. Reciben este nombre un grupo de aceros que tienen la propiedad de quedar con una gran dureza superficial después de permanecer dentro de un horno a temperatura relativamente elevada (unos 500° aproximadamente) en presencia de amoníaco disociado. Estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas que deben tener gran dureza en la capa periférica, y a la vez buena tenacidad en el núcleo.

Por medio del tratamiento de nitruración se pueden conseguir capas superficiales de dureza excepcionalmente elevada, directamente, sin necesidad de ningún otro tratamiento térmico posterior (temple y revenido) como exige la cementación. Las piezas nitruradas cuando son sacadas del horno al terminar la nitruración, quedan ya con una dureza elevadísima. Se suelen conseguir durezas superficiales variables de 600 a 1.100 Vickers, que dependen, principalmente, de la composición del acero que se ha empleado y que, en general, suelen ser más elevadas que las que se obtienen en las piezas cementadas. El espesor de la capa nitrurada y de la capa dura suele ser pequeño, inferior generalmente a 0,50 mm. La resistencia en el núcleo central suele oscilar de 75 a 130 Kg/mm².

Todas esas características se consiguen empleando aceros de 0,25 a 0,50% de carbono, aleados con cromo, aluminio, molibdeno y vanadio.

El contenido en carbono de los aceros de nitruración que, como hemos señalado, suele estar comprendido entre 0,25 y 0,50% de carbono, viene fijado por las características mecánicas (resistencias variables de 75 a 130 Kg/mm²) que se desean conseguir en el núcleo central después del temple y revenido que se dan a las piezas antes de la nitruración. Contenidos en carbono más bajos que 0,25% no se pueden emplear porque experimentalmente se ha visto que, con bajos contenidos en carbono, la capa exterior nitrurada queda muy frágil. Además, al no poderse obtener con aceros de bajo contenido en carbono gran resistencia en el núcleo central, en ocasiones éste cedería bajo la fuerte presión de la capa exterior. Contenidos en carbono más elevados no son recomendables porque la mecanización de las piezas sería difícil, sin que ese elevado contenido en carbono proporcione, por otra parte, ninguna ventaja apreciable.

Para que la nitruración sea eficaz y se alcancen grandes durezas con suficiente tenacidad, deben emplearse aceros con ciertos elementos de aleación. En ese sentido, el cromo, molibdeno, aluminio y vanadio son los que ejercen una influencia más notable y beneficiosa. En la nitruración las mayores durezas se consiguen con los aceros que contienen 1% de aluminio aproximadamente. Con los aceros de 3% de cromo se obtienen también durezas muy elevadas. Influyendo menos el molibdeno y el vanadio que esos otros elementos en las máximas durezas que se obtienen en las piezas.

Por realizarse la nitruración a temperaturas muy próximas a los 500° y durante un periodo muy largo de tiempo, es necesario vigilar la posible aparición de la «fragilidad Krupp» o fragilidad de revenido en el núcleo central de las piezas, ya que los calentamientos prolongados a esas temperaturas son muy peligrosos, y para contrarrestar ese fenómeno es muy conveniente y necesaria la presencia del molibdeno. Por esa circunstancia, todos los aceros de nitruración contienen porcentajes de molibdeno, variables de 0,20 a 1%.

106. Aceros de nitruración más empleados.

Los grupos de aceros de nitruración más utilizados en la actualidad son:

1.º Aceros cromo-aluminio-molibdeno con 0,80 a 1,20% de aluminio, 0,90 a 1,60% de cromo y 0,20% de molibdeno, que se emplean en los casos en que interesa la máxima dureza superficial, que suele oscilar entre 1.000 y 1.100 Vickers. Estos aceros fueron los que más se utilizaron en los primeros tiempos cuando se interesaba principalmente obtener durezas muy elevadas con gran resistencia al desgaste.

2.º Aceros altos en cromo con molibdeno y vanadio. Aunque con estos aceros sólo se consiguen durezas superficiales comprendidas entre

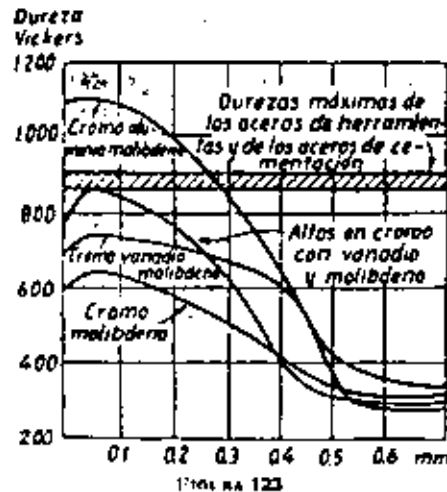


Gráfico comparativo de las durezas que se obtienen después de la nitruración empleando diferentes tipos de aceros, con las durezas que se obtienen normalmente con los aceros de herramientas y de cementación después del temple final.

800 y 850 Vickers, esas durezas son todavía extraordinarias y las capas nitruradas son mucho más tenaces que las de los aceros con aluminio. El contenido en cromo es de 3%; el molibdeno de 0,40 a 1% y el vanadio de 0, a 0,25%. Ese elevado porcentaje de cromo aumenta ligeramente la profundidad de la capa nitrurada. Estos aceros se emplean cuando interesan durezas muy elevadas, similares a las de la cementación, pero conviene también que la capa nitrurada sea tenaz y esté bien adherida.

3.º Aceros cromo-molibdeno-vanadio. Se obtienen durezas superficiales de 750 Vickers. El contenido en cromo es de 2%; el molibdeno de 0,25% y el vanadio de 0,15%. En estos aceros la dureza superficial es algo menor que la que corresponde a los anteriores, pero la tenacidad de la capa nitrurada es mayor que en los casos anteriores.

4.º Aceros cromo-molibdeno, que son de menor dureza superficial (650 Vickers), y tienen la capa nitrurada más tenaz que los anteriores. Su contenido en cromo es de 1% y en molibdeno de 1,20%.

Tipo de acero	N.º	COMPOSICIONES %								Periferia Dureza Vickers	Núcleo central Templado y revenido 550° R Kg/mm ²
		C	Si	Mn	Ni	Cr	Al	Mo	V		
Cromo-aluminio-molibdeno	1	0,50	0,35	0,65	—	1,80	1,10	0,20	—	1.100	120
	2	0,40	0,35	0,65	—	1,80	1,10	0,20	—	1.100	85
	3	0,30	0,35	0,65	—	1,80	1,10	0,20	—	1.100	81
	4	0,25	0,35	0,65	—	1,80	1,10	0,20	—	1.100	78
Alto en cromo con molibdeno y vanadio	5	0,40	0,30	0,50	0,30	3,00	—	1,00	0,25	850	133
	6	0,30	0,30	0,45	0,50	3,00	—	0,40	—	850	100
	7	0,25	0,30	0,45	0,50	3,00	—	0,40	—	850	78
Cromo-molibdeno-vanadio	8	0,35	0,30	0,50	—	2,00	—	0,25	0,15	750	90
	9	0,25	0,30	0,50	—	2,00	—	0,25	0,15	750	81
	10	0,25	0,30	0,50	—	2,00	—	0,25	0,15	750	81
Cromo-molib.	11	0,30	0,30	0,80	0,60	1,00	—	1,20	—	650	92

Tabla XXXIII
Composiciones y características mecánicas de diversos aceros de nitruración.

Aunque no se consideran aceros típicos de nitruración a veces también se nitruran los aceros austeníticos, cromo-níquel 14-11 para válvulas y los aceros inoxidables altos en cromo, consiguiéndose con este tratamiento mejorar notablemente su resistencia al rozamiento.

107. Características mecánicas.

La resistencia del núcleo central de las piezas nitruradas suele variar de 75 a 130 Kg/mm², llegándose en algunas ocasiones hasta 150 Kg/mm².

Cuando interesan resistencias muy elevadas, hay que utilizar aceros con 0,40 a 0,50 % de carbono, revenidos a 550°, y para bajas resistencias aceros de 0,25 a 0,30 % de carbono con revenidos a 700°.

En la Tabla XXXIII se señalan las características que se obtienen en el núcleo con diferentes aceros templados y revenidos a 650°.

Ya hemos señalado anteriormente que la dureza superficial es variable y depende de la composición. Con los aceros al aluminio del primer grupo se alcanzan durezas de 1.000 a 1.100 Vickers. Con los aceros altos en cromo se consiguen 800 a 850 Vickers y con los cromo-molibdeno y cromo-vanadio, se llega de 650 a 800 Vickers.

Numerosos investigadores han observado que las piezas nitruradas tienen una excepcional resistencia a la fatiga con poca sensibilidad a la influencia de las entallas. Esto parece que es debido a ciertos esfuerzos de compresión que se desarrollan en la superficie de las piezas, como consecuencia del aumento de volumen que experimentan después de la nitruración.

108. Profundidad de la capa nitrurada.

La profundidad de las capas nitruradas que se obtienen normalmente en la industria varía de 0,2 a 0,5 mm y su espesor depende principalmente de la temperatura y de la duración del tratamiento (fig. 124).

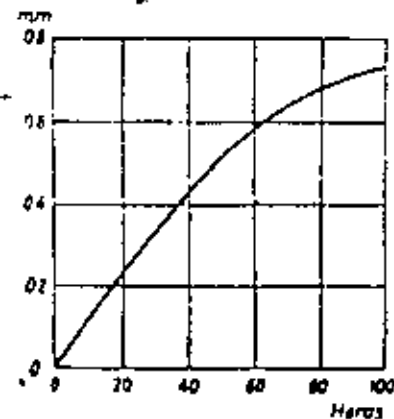


FIGURA 124

Influencia del tiempo en el espesor de la capa nitrurada que se obtiene al nitrurar los aceros a 500°.

A 550° con veinticinco horas se consigue 0,28 mm de espesor de capa y con ochenta horas 0,68 mm aproximadamente. Para reducir la duración de la nitruración y aumentar la velocidad de penetración del nitrógeno se han propuesto diversas combinaciones de procesos fraccionados. Algunos recomiendan nitrurar primero a 500° solamente durante algunas horas y luego continuar la nitruración a temperatura más elevada, 540° aproximadamente. Otros, en cambio, recomiendan comenzar nitrurando durante diez ho-

ras a 650° y luego quince horas a 525°. Sin embargo, estos métodos no han tenido mucha aceptación y generalmente se continúa manteniendo durante todo el proceso de nitruración la temperatura de 500°.

En la figura 125 se señalan las curvas de penetración de dureza de un acero cromo-molibdeno nitrurado a 485° durante diversos períodos de tiempo.

En ellas se observa que la máxima dureza se obtiene un poco debajo de la superficie. También se observa que las máximas durezas se obtienen con cortos períodos de nitruración.

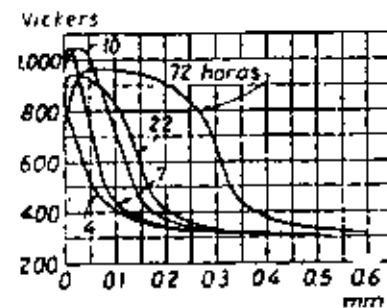


FIGURA 125

Influencia de la duración de la nitruración en la dureza y espesor de las capas nitruradas de un acero cromo-molibdeno de C = 0,25 % y Cr = 3 % nitrurado a 485°.

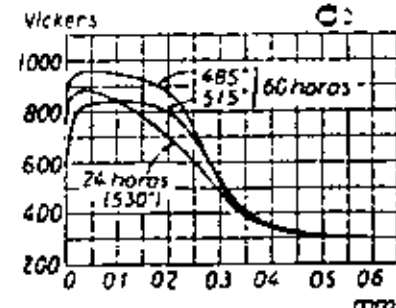


FIGURA 126

Influencia del tiempo y de la temperatura de nitruración en las durezas que se obtienen al nitrurar el mismo acero cromo-molibdeno a que se hace referencia en la figura 125.

La temperatura empleada en el proceso también influye en el carácter de las curvas de dureza. Esto se ve bien estudiando las figuras 125 y 126, y comparando los resultados correspondientes a veintidós horas a 485° y veinticuatro horas a 530°. Se observa que con temperatura más elevada (530°) tiene mayor profundidad la capa de dureza no muy elevada (880 Vickers) y en cambio la dureza máxima (950 Vickers) se obtiene a temperatura baja (485°).

La diferencia de la temperatura cuando se emplean sesenta horas se ve en la figura 126, donde se observa que las diferencias no son tan marcadas como cuando la duración es más corta. La máxima dureza corresponde también a la temperatura más baja y la penetración es parecida en los dos casos.

En los aceros inoxidables las temperaturas y los tiempos empleados en la nitruración son similares a los demás aceros. La penetración que se obtiene en los aceros inoxidables es, sin embargo, menor que en los demás aceros. Normalmente se obtienen durezas de 900 a 950 Vickers, siendo los aceros austeníticos los más difíciles de nitrurar.

109. Evolución del procedimiento y técnica de la nitruración.

La acción endurecedora que el nitrógeno ejerce sobre el hierro y los aceros fué descubierta por Fremy hacia el año 1861, cuando experimentaba la acción del amoníaco sobre piezas de acero calentadas a elevadas temperaturas.

A pesar del gran interés que parecía tener el proceso, pasaron muchos años sin que este método se pudiera aplicar industrialmente con éxito, debido a la fragilidad con que quedaba la capa superficial dura de los aceros nitrurados.

En 1905, el francés Hjalmar Braune anunció que en sus trabajos había descubierto la existencia de un eutectoide formado por hierro y nitruro de hierro Fe_3N , en las capas frágiles de los aceros nitrurados, que era parecido a la perlita. A este eutectoide se le llamó braunita en recuerdo de su descubridor.

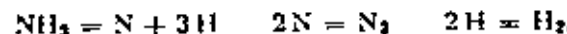
Después de terminada la primera guerra europea, en el año 1923, el Doctor Fry, de la casa Krupp, descubrió que el problema de fragilidad de la capa exterior de las piezas nitruradas podía ser resuelto con el empleo de una temperatura de nitruración relativamente baja (unos 500° aproximadamente) y con el uso de los aceros aleados con aluminio, cromo y molibdeno en lugar de aceros ordinarios al carbono.

Si se realiza el proceso a temperaturas muy próximas a 500° no aparece braunita en la capa superficial, como ocurre cuando el tratamiento se realiza a temperaturas elevadas y como normalmente se venía haciendo hasta que Fry realizó sus investigaciones. Estudiando con ayuda del microscopio la capa periférica de las piezas nitruradas, se ve que, en general, está formada por dos capas de aspecto diferente: una exterior blanca, muy delgada y muy frágil cuyo espesor suele variar de 0,05 a 0,005 mm, y otra interior de mayor espesor, oscura, que es la verdaderamente importante. Se ha comprobado que esta última capa está formada por nitruros de elementos aleados, y en cambio, en la exterior blanca, además de los nitruros aleados, aparece también el nitruro de hierro. La capa exterior blanca, generalmente de muy poco espesor, es muy perjudicial y su aparición debe evitarse en cuanto sea posible, siendo en cambio la capa interna de mayor espesor formada por los nitruros de aluminio, cromo y molibdeno la de mayor interés en el proceso y la verdaderamente fundamental. Generalmente, la capa exterior blanca queda eliminada cuando a las piezas se les da un ligero rectificado.

En los procesos industriales esas capas periféricas duras se forman cuando a la temperatura de nitruración (que como hemos dicho antes es de unos 500° aproximadamente), se pone el nitrógeno atómico en

contacto con la superficie del acero. Entonces el nitrógeno se difunde desde la superficie hacia el interior de las piezas de acero y se forman nitruros submicroscópicos en su zona periférica que, como veremos más adelante, son los causantes del aumento de dureza.

El nitrógeno que se emplea en el proceso proviene del amoníaco que, al ponerse a elevada temperatura en contacto con el acero caliente que actúa como un verdadero agente catalizador, se disocia en nitrógeno e hidrógeno atómicos produciéndose las siguientes reacciones:



siendo el nitrógeno atómico el agente fundamental en la nitruración.

Únicamente una pequeña proporción del nitrógeno reacciona en el acero, transformándose rápidamente el resto en nitrógeno molecular inerte. El hidrógeno también se encuentra en los primeros momentos en estado atómico, pero pasa luego rápidamente al estado molecular.

110. Diagrama hierro-nitrógeno.

En general, es muy difícil el estudio metalográfico de las piezas de aceros aleados nitrurados a temperatura corriente (unos 500° aproximadamente), por ser generalmente de tamaño submicroscópico los nitruros que se forman en ese proceso. En el diagrama hierro-nitrógeno se señalan los principales constituyentes que pueden aparecer, determinados en su mayor parte nitrurando los aceros a temperaturas mucho más elevadas que la normal, porque de esa forma se facilita mucho su estudio.

En el diagrama hierro-nitrógeno preparado inicialmente por Fry y corregido luego algunos años más tarde por Eisenhut, Kaupp y Cohrer (fig. 127), se señalan las zonas de equilibrio de los constituyentes formados por el hierro y el nitrógeno.

Al estudiar con ayuda del microscopio los aceros al carbono nitrurados a temperatura elevada (muy superior a las corrientes y recomendables), se observa la existencia de dos nitruros: uno Fe_2N (nitruro 1) que contiene 11,3% de nitrógeno, y otro Fe_4N , que contiene 5,8% (nitruro 2). También se observa la presencia de un eutectoide, con 2,35% de nitrógeno, constituido por hierro alfa y nitruro 2 (fase γ'), al que se le dió el nombre de braunita.

A temperaturas inferiores a la eutectoide (590°), el porcentaje de nitrógeno que puede formar solución sólida con el hierro alfa es muy pequeño, variando desde 0,42% a 590° , hasta 0,001% a la temperatura ambiente. En cambio, a temperaturas más elevadas, el hierro disuelve

mayores cantidades de nitrógeno y se forman otros constituyentes. Además de las fases α y γ que se presentan normalmente en todos los aceros ordinarios, aparecen la citada fase γ' que cristaliza en el sistema cúbico y es estable sólo en una zona muy estrecha de 5,6 a 5,9% de nitrógeno aproximadamente, y la fase ϵ que cristaliza en el sistema hexagonal y es estable para porcentajes de nitrógeno variables de 8 a 11,3%, aproximadamente.

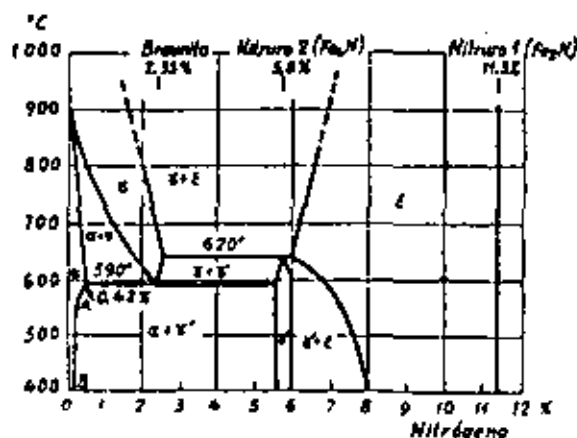


FIGURA 127
Diagrama hierro-nitrógeno.

Fry observó que nitrurando los aceros al carbono extrdulces de 700° a 800° en una atmósfera de amoníaco, se obtenían capas relativamente duras, pero tan frágiles que el proceso no tenía aplicación industrial, y comprobó también que la principal causa de esa gran fragilidad era la aparición del constituyente eutectoide (braunita: N = 2,35%), que se forma cuando la nitruración se realiza a temperatura superior a 590°. En ese caso se llegan a alcanzar en el interior de las piezas de acero muy elevados porcentajes de nitrógeno, llegando a veces hasta a 6 y 9%. En una sección transversal de un hierro nitrurado a 600° (temperatura demasiado elevada), se observa que la capa periférica está constituida por los siguientes constituyentes: una zona exterior clara de nitruros Fe_2N y Fe_4N ; otra oscura de braunita eutectoide; otra de carácter ferrítico o perlítico según sea el contenido en carbono del material que se nitrura, con un pequeño porcentaje de nitruro Fe_4N en los espacios intercrystalinos del hierro alfa, y finalmente, la capa interior inalterada. Además aparecen más o menos marcadas otras fases de transición que

se pueden determinar con ayuda del diagrama hierro-nitrógeno. De la periferia al centro pueden aparecer las siguientes fases: ϵ , $\epsilon + \gamma'$, γ' , $\gamma' + \alpha$ y α .

En sus experiencias Fry no consiguió con los aceros al carbono resultados satisfactorios, pues obtenía durezas relativamente bajas y las capas nitruradas tenían poca tenacidad. Más tarde, nitrurando aceros aleados, alcanzó un gran éxito, al descubrir la influencia decisiva del aluminio, cromo y molibdeno y al hallar ciertas composiciones con las que se obtienen capas nitruradas de extraordinaria dureza, bastante profundidad y buena tenacidad.

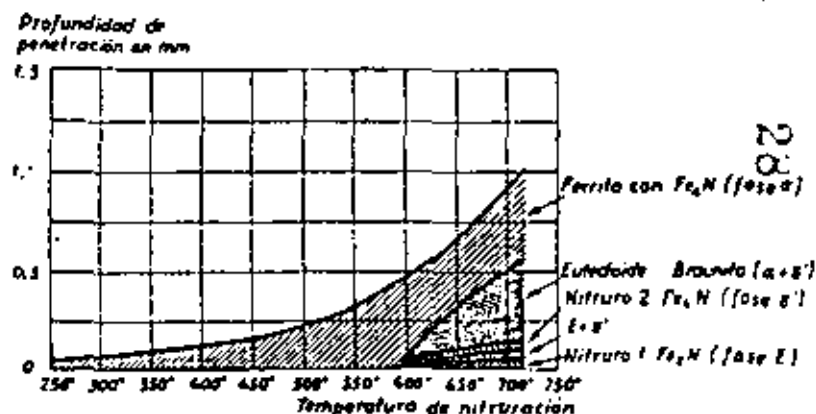
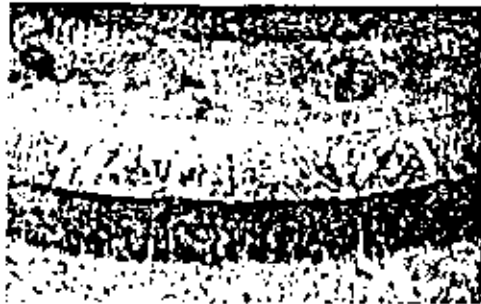


FIGURA 128
Composición de las capas nitruradas en función de la temperatura de nitruración.

El mecanismo de la nitruración difiere bastante del de la cementación. En este último tratamiento se emplean temperaturas elevadas para facilitar la solubilidad del carbono en la austenita y, en cambio, la nitruración se efectúa a temperaturas de unos 500° aproximadamente, inferiores a la eutectoide (590°) en las que el porcentaje de nitrógeno que se puede disolver en el acero es muy pequeño. No se emplean temperaturas más elevadas porque, aunque de esa forma la penetración del nitrógeno sería más fácil, se obtendrían capas nitruradas muy frágiles sin utilidad práctica industrial.

En los aceros ordinarios al carbono, la difusión del nitrógeno hacia el interior se efectúa con más facilidad que en los aceros aleados. A pesar de ello, sólo en estos últimos se producen capas superficiales de gran dureza y bien adheridas, debido a que los elementos aleados favorecen la formación de nitruros de aluminio, cromo, molibdeno, etc., en las capas periféricas.

En la figura 129 se puede ver la microestructura de un hierro nitrurado a 650° (temperatura demasiado elevada que no se emplea en la práctica industrial). La capa periférica blanca está constituida principalmente por Fe_2N (fase ϵ), luego inmediatamente, a continuación, hay otra capa formada por los constituyentes ϵ y γ' a la que sigue una capa constituida por la fase γ' en la que predomina el Fe_4N . Avanzando hacia el centro, aparece luego una capa oscura de braunita, constituida por la fase $\gamma' + \alpha$ que tiene una estructura laminar parecida a la de la perlita y junto a ella, más hacia el centro, se encuentra la zona de hierro alfa, con agujas de nitruro Fe_4N , que se han separado de la solución sólida en el enfriamiento. Finalmente aparece la zona central inalterada.



- ← Nitruro I Fe_2N (fase ϵ)
- ← $\epsilon + \gamma'$
- ← Nitruro 2 Fe_4N (fase γ')
- ← Eutectoide Braunita ($\alpha + \gamma'$)
- ← Ferrita con Fe_4N (fase α)

FIGURA 129

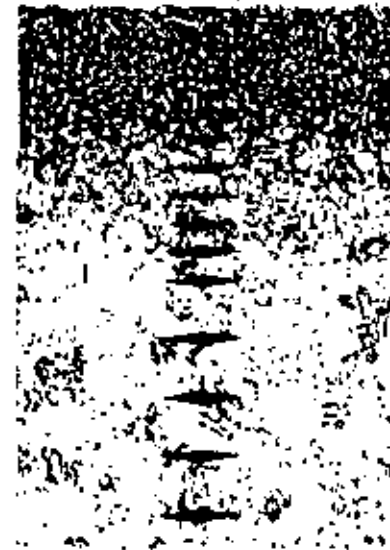
Microestructura de la capa periférica de un hierro electrolítico nitrurado durante ocho horas a 650° (1600°F).

En cambio, cuando la nitruración se hace a temperatura conveniente, 500° aproximadamente, los microconstituyentes de la capa exterior son, como ya hemos señalado antes, muy difíciles de observar. La penetración del nitrógeno es lenta y con 60 horas de nitruración sólo se suele conseguir una capa dura de 0,6 mm de profundidad aproximadamente, y además, el contenido máximo de nitrógeno en el acero es muy inferior al que corresponde a los aceros nitrurados a temperatura elevada.

111. Mecanismo del endurecimiento por nitruración.

Aunque en la actualidad no hay unanimidad absoluta en la interpretación de los fenómenos de endurecimiento que se producen en la nitruración, la teoría más admitida es la desarrollada por Fry y sus colaboradores, que señalan que la gran dureza de la capa nitrurada es debida

a que el nitrógeno o los nitruros que se forman en el proceso originan una fuerte deformación de la red cristalina del acero situado en la zona periférica de las piezas, que es la causa directa del aumento de dureza. Fry sugirió que el endurecimiento de los aceros cromo-aluminio es debido a la formación de nitruros de aleación, los cuales por ser insolubles en la matriz de ferrita son precipitados inmediatamente después de su formación en un estado de gran dispersión, y la deformación que ocasionan en la red cristalina es la que ocasiona el endurecimiento.

FIGURA 130
x 100

Microestructura de la capa nitrurada de un acero cromo-aluminio-molibdeno obtenida por nitruración durante 48 horas a 525° con una disolución de amoníaco de 30%. En la microfotografía de 100 aumentos se pueden observar las huellas hechas para determinar la dureza. (The Nitralloy Corporation.)

FIGURA 131
x 500

Es probable que el hierro actúe de portador, formándose primero el nitruro de hierro que es soluble en el hierro alfa (ferrita), el cual en estado de solución reacciona con los elementos aleados que también se encuentran disueltos en el hierro alfa. De esa manera se forman los nitruros aleados que, por ser insolubles en el hierro alfa, se precipitan inmediatamente quedando en forma de partículas submicroscópicas muy dispersas que deforman la red y aumentan la dureza del acero.

El éxito de Fry al nitrurar a 500° aceros aleados se debe a que en



FIGURA 132
X 100

Microestructura obtenida con el mismo acero de las figuras 130 y 131, obtenidas con el procedimiento Floe. Nitruando durante 8 horas a 525° con 20% de disolución seguido de nitruraciones a 560° durante 42 horas con 85% de disolución.
(The Nitrolux Corporation.)



FIGURA 131
X 300

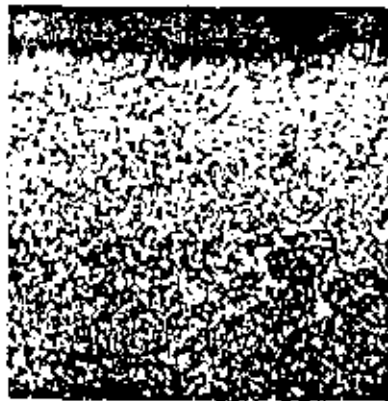


FIGURA 134
X 100

Microestructura de un acero de nitruración descarburado.



FIGURA 133
X 100

Noticia y separación de la capa exterior de una pieza ocurrida por haber nitrurado un acero de nitruración descarburado.

las condiciones que él eligió para la operación existían en el acero en solución sólida elementos aleados capaces de formar nitruros. Al difundirse hacia el interior el nitrógeno, cuando reacciona con esos elementos, se forman y precipitan nitruros de aluminio, cromo, molibdeno y vanadio que endurecen extraordinariamente la capa exterior.

La continua precipitación de nitruros aleados muy dispersos en la superficie de las piezas llega a saturar el acero formándose una barrera de nitruros que se opone a la penetración del nitrógeno hacia el interior. Una vez saturada la capa periférica la velocidad de penetración depende de la posibilidad de que esta capa transmita el nitrógeno hacia el interior, siendo esa velocidad de penetración lenta en especial en los aceros aleados. Este proceso de penetración del nitrógeno es muy diferente del de la cementación donde el carbono a la temperatura del proceso se disuelve en el hierro gamma (austenita), y al encontrarse en solución en el acero es fácil su difusión hacia el interior. En la nitruración de aceros aleados la penetración a través de la red cristalina deformada por la presencia de los nitruros es difícil. En cambio, en los aceros al carbono por disolverse los nitruros de hierro en la ferrita no deforman la red y la penetración es más fácil. En la cementación, la penetración del carbono a elevada temperatura también es fácil, porque al disolverse el carbono en la austenita no hay tampoco deformación de la red y el carbono se introduce sin gran dificultad hacia el interior.

112. Descarburación.

La presencia de ferrita en la superficie de las piezas nitruradas impide que la nitruración se haga en buenas condiciones, ya que las capas nitruradas de los aceros con ferrita saltan y quedan frágiles. La descarburación o presencia de ferrita puede ser debida a diferentes causas. La más frecuente es la descarburación de las piezas o barras durante la forja o laminación o durante los tratamientos o recorridos preliminares. Otra causa de la presencia de ferrita puede ser el temple imperfecto del material antes de la nitruración en el que no se ha llegado a la austenización completa o también puede ser debida a la descarburación en el calentamiento del temple. Los mejores resultados se obtienen cuando la nitruración se hace sobre martensita revenida; en cambio, con estructuras mixtas de ferrita y perlita o ferrita y sorbita, etc., queda la capa exterior frágil.

Finalmente, los aceros pueden descarburarse también durante el proceso de nitruración. El hidrógeno naciente que hay en los hornos debido a la disociación del amoníaco es descarburante, aunque su efecto a las

bajas temperaturas que se emplean en el proceso no es muy acentuada. Durante la nitruración el contenido de carbono de la zona muy superficial se reduce mientras aumenta el de nitrógeno. Mc Quaid ha señalado que nitrurando aceros de cromo, aluminio, molibdeno de 0,33% de carbono a 510° durante veinte horas en la superficie,

el porcentaje de carbono queda reducido a la mitad. Esta descarburación superficial, durante la nitruración, es la causa de que en las zonas más superficiales de las piezas no se obtiene la máxima dureza, encontrándose ésta un poco más al interior, donde la acción del carbono y del nitrógeno se refuerzan una a otra.

113. Ventajas de la nitruración.

Las propiedades más notables de las piezas nitruradas son:

Gran dureza.—Después de la nitruración, se consiguen durezas elevadísimas que no se obtienen por otros procedimientos de endurecimiento superficial (fig. 123). Las piezas nitruradas pueden quedar con durezas comprendidas entre 1.100 a 650 Vickers, según la composición del acero. Cuando interesa que la capa dura sea de gran tenacidad, conviene utilizar aceros, que después de la nitruración

queden con durezas relativamente bajas (650 a 850 Vickers), porque las capas nitruradas de máxima dureza tienen menor tenacidad.

Gran resistencia a la corrosión.—Los aceros, después de la nitruración, resisten mejor la acción corrosiva del agua dulce, agua salada, vapor o atmósfera húmeda que los aceros ordinarios, y por eso, este proceso es muy utilizado para las piezas que deben sufrir la acción de ciertos agentes corrosivos. Su resistencia al ataque por metales o aleaciones fundidas de aluminio, cobre, etc., también es mucho mayor que la de los aceros ordinarios. En el caso de que interese la máxima resistencia a la corrosión, no deben rectificarse las piezas después de nitruradas.

Ausencia de deformaciones.—Como en el tratamiento de nitruración no es necesario enfriar las piezas rápidamente desde alta temperatura en agua o aceite, se evitan los graves inconvenientes de los enfriamientos rápidos, que pueden dar origen a deformaciones importantes.

Endurecimiento exclusivo de determinadas superficies de las piezas. Durante la nitruración se pueden proteger perfectamente las superficies

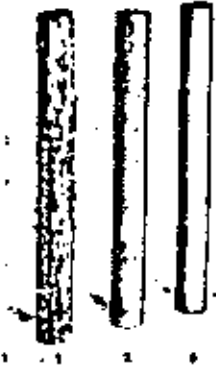


Figura 123

Aspecto que presentan tres barras nitruradas. En la primera, el acero está descarburado. En la segunda la descarburación se eliminó parcialmente por rectificado. En la tercera con el rectificado se eliminó totalmente la descarburación.

de las piezas que no se desea endurecer, aunque sean de formas complicadas e irregulares, dejando libres para nitrurar exclusivamente las zonas que deben quedar duras.

Retención de las durezas a temperaturas elevadas.—Las capas nitruradas conservan gran dureza hasta los 500°, especialmente cuando la

duración del calentamiento no es muy prolongada. En la figura 137 se puede apreciar la dureza con que quedan los aceros nitrurados y cementados después de haber permanecido a diversas temperaturas durante una hora. Las piezas nitruradas mantienen a temperaturas elevadas durezas superiores a las que se consiguen con otros procedimientos de endurecimiento de la capa periférica, como la cementación, temple superficial, etc., ya que la capa dura obtenida por estos métodos, pierde dureza muy rápidamente a partir de los 220°. Esa propiedad es muy interesante para órganos de máquinas en los que pueden presentarse sobrecalentamientos accidentales por falta de lubricación. En ese caso, si el material está cementado, al disminuir la dureza de una pieza puede agarrarse el mecanismo y en cambio no ocurrir nada si el acero está nitrurado.

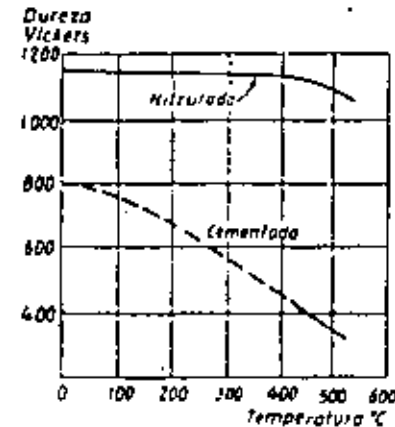


Figura 137

Gráfico comparativo de la dureza que tienen los aceros nitrurados y los aceros cementados después de haber sido calentados durante una hora a diversas temperaturas.

114. Instalaciones de nitrurar.

Los elementos necesarios para efectuar la nitruración son:

El horno de tratamiento, la caja de nitrurar, la botella de nitrógeno con las tuberías y accesorios y el aparato para medir la disociación.

Los hornos de tratamiento suelen ser casi siempre eléctricos con regulación automática de temperatura. La caja donde se colocan las piezas a nitrurar puede ser de níquel o de acero cromo-níquel austenítico (25-20 ó 20-12) para evitar que el nitrógeno le ataque y resista bien durante mucho tiempo la acción del calor. A veces también se utilizan cajas de hierro esmaltadas, que son mucho más baratas que las de materiales inoxidables, pero su resultado es algo inferior al de aquellas.

Para conseguir que el cierre de la tapa sea estanco, se emplean diversos procedimientos. Suele utilizarse empaquetadura de amianto que

algunas veces se recubre, además, con una envuelta de aluminio. Otras veces se emplea junta doble formada por una aleación de bajo punto de fusión y el cierre de amianto. Hay también quien usa polvo de cromita muy fino o varillas de cobre o níquel. Todo el reborde de la caja va, además, sujeto con tornillos para que el ajuste con la tapa sea perfecto. La caja llevará tres tubos, de níquel o de acero austenítico resistente al calor, uno en la parte inferior para la entrada del amoníaco, otro en la parte superior de salida y el tercero, cerrado, para el par del pirómetro.



FIGURA 138
Instalación semicontinua de hornos de nitruración.
(Wright Aeronautical Corporation.)

Junto al horno se colocará una batella de amoníaco, conectada con el tubo de entrada de gas de la caja. El tubo de salida irá a dos frascos lavadores llenos de agua, en los que el burbujeo servirá para tener una idea del consumo del gas. Periódicamente, en el tubo de salida se coloca el aparato para determinar el grado de disociación del amoníaco.

115. Disociación del amoníaco.

El proceso normal de nitruración se suele realizar a $500^{\circ} \pm 5^{\circ}$ produciéndose una disociación de un 30%. Los gases que hay en las cajas de nitruración contienen, por lo tanto, 70% de amoníaco sin disociar y 30% de nitrógeno más hidrógeno. En realidad, en este caso sólo se produce verdaderamente la disociación de un 17,7% del amoníaco que

entra en las cajas, pues aunque al hacer la medición en la forma que explicaremos más adelante, se obtiene el valor 30 esa medida no es la verdadera ya que hay un aumento de volumen en la disociación.

Recientemente Floc ha propuesto una nueva marcha del proceso, en la que se realiza la operación en dos etapas. La primera parte se realiza a 525° manteniendo la disociación a un 20% y durante la segunda parte

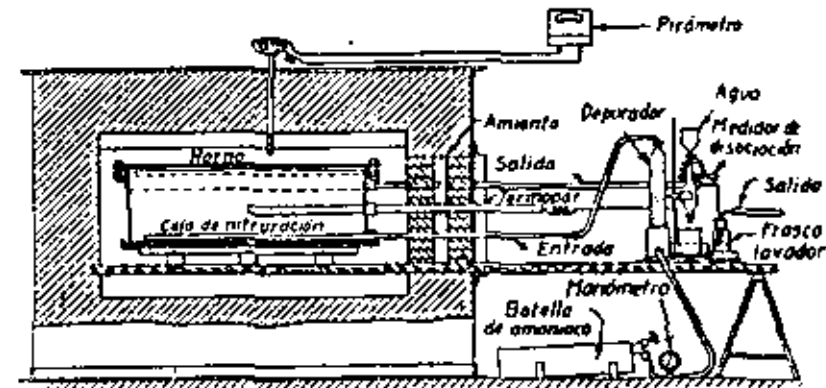


FIGURA 139
Esquema de una instalación de nitruración.

se eleva la disociación a un 80% y la temperatura se mantiene a 560° . Floc recomienda esta variante del proceso para obtener una capa dura más uniforme y tenaz y aprovechar mejor el amoníaco. Este proceso exige el uso de un disociador auxiliar colocado fuera del horno antes de la entrada del amoníaco en el mismo.

116. Medida de la disociación.

El aparato utilizado para determinar la cantidad de amoníaco disociado puede verse en la figura 140. Tiene cuatro llaves, que dejan libre cuando conviene el paso del gas, aire o agua entre los diferentes conductos.

Cuando se va a efectuar la determinación del grado de disociación del amoníaco se conecta el aparato en la tubería de salida de la caja y se opera en la siguiente forma:

Se cierra la llave *B* y se llena el depósito *G* con agua. Luego se conecta el tubo de salida de gas del horno, al tubo de entrada y se abren las llaves *A*, *C* y *D*, y comenzará a circular el gas que sale del horno a través del aparato, y al cabo de un rato se cierra la llave *C*, luego la *D*

y finalmente la A, con lo que tendremos el recipiente F lleno de una mezcla de hidrógeno, nitrógeno y amoníaco sin disociar. Entonces se abre la llave B y caerá cierta cantidad de agua a la cámara F. El amoníaco que está sin disociar es inmediatamente absorbido por el agua y encima de ella quedará un gas compuesto de hidrógeno y nitrógeno, y la escala de la cámara F marcará directamente el porcentaje de la disociación. Si el agua llega a la línea 30 se ha disociado un 30%. De acuerdo

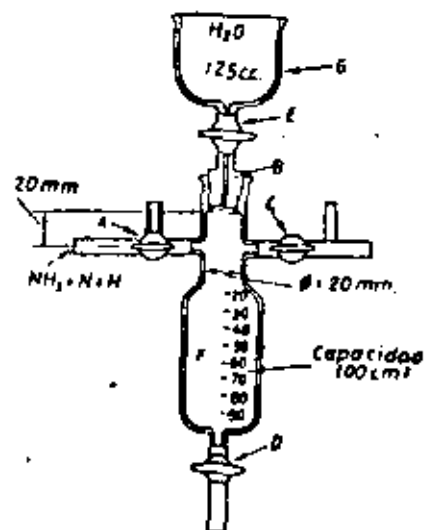


FIGURA 140

Aparato para medir la disociación del amoníaco en los procesos de nitruración.

Si se obtiene una cifra de disociación de un 10% por ejemplo, lo que ocurre cuando el agua en el aparato de disociación sube hasta la línea 10 de la graduación, es señal de que la disociación es imperfecta, seguramente porque circula demasiado gas a través de la cámara de nitruración y conviene reducir el paso un poco. Si en otro momento se obtiene un valor del 35% o más, la circulación del amoníaco debe aumentarse hasta que el grado de disociación llegue a los 25 a 30%. Estas cifras corresponden únicamente a un trabajo normal.

Cuando se usa un recipiente grande para nitrurar pocas piezas, es fácil que haya zonas con poco nitrógeno y se formen bolsitas de alta concentración de hidrógeno, lo que originará capas nitruradas muy delgadas que pueden dar lugar a muchos fracasos. En esos casos conviene hacer pasar mucho amoníaco con el fin de crear turbulencias alre-

con estas lecturas la corriente de amoníaco debe regularse para que el grado de disociación esté comprendido entre 25 y 30%. Durante el proceso de nitruración conviene examinar el grado de disociación cada dos o cuatro horas, regulando el paso del amoníaco de acuerdo con el grado de disociación.

La cantidad de amoníaco necesaria depende de la superficie de los objetos a nitrurar y no de su peso. Por ejemplo, un cubo de 100 mm de lado tiene una superficie de 60.000 mm² y un peso de 7,8 Kg aproximadamente. El mismo cubo, cortado en placas de 10 mm de espesor, tendrá el mismo peso, pero una superficie de 240.000 mm² mucho mayor y necesitará más amoníaco para la nitruración.

dor de las piezas, debiendo mantenerse la disociación de 10 ó 15% en vez de 25 a 30%.

117. Proceso de la nitruración.

Cuando después del temple y revenido han quedado las piezas con la resistencia deseada, se inicia la nitruración propiamente dicha.



FIGURA 141

Un horno de nitruración, con la raja dispuesta para su carga en el mismo.

Las fases más importantes de este proceso son: protección de ciertas superficies, limpieza; nitruración propiamente dicha y enfriamiento. A continuación describimos los detalles más importantes de cada una de ellas.

Protección contra la nitruración.—Cuando se quieren conservar blandas ciertas superficies de una pieza que va a ser nitrurada, se protegen esas partes con una película de estaño. Si es posible, se sumergen las partes que se quieren conservar blandas en un baño de aleación compuesto de 60% de plomo y 40% de estaño, llevada a 400° aproximadamente. Cuando se ve que está bien adherida la capa protectora, se sacan las piezas del baño y se les quita todo el estaño sobrante con un cepillo de alambre. Conviene que no quede ningún exceso de estaño, porque

como el punto de fusión de esta aleación es bastante inferior al de la temperatura de nitruración (500°), cualquier partícula que haya quedado sobrante en la pieza goteará o se deslizará sobre las superficies que deben endurecerse y aparecerán luego zonas blandas.

En el caso de que la zona que se desea proteger no se pueda sumergir en el baño de estaño, se utiliza un soldador de cobre o un soplete de gas, para aplicar el estaño. Previamente se limpian las superficies a proteger con una solución que se prepara en la siguiente forma: se diluyen 1.500 c.c. de ácido clorhídrico en 750 c.c. de agua, luego se disuelve en esta solución la mayor cantidad posible de cinc y después se añaden 30 a 60 gr de sal de amoníaco, filtrando cuando se enfríe la mezcla. Como ésta es corrosiva, es necesario, después de aplicar la capa de estaño, lavar con agua caliente todas las partes que se hayan mojado con ella.

El estañado electrolítico da también resultados bastante satisfactorios y es suficiente una película de 0,025 mm de espesor.

También se pueden proteger las superficies que deben quedar blandas, recubriéndolas con una pintura preparada en la siguiente forma:

- 5 partes de polvo muy fino de estaño,
- 2 partes de polvo muy fino de plomo, y
- 5 partes de óxido de cromo verde.

Los elementos se mezclan y almacenan en seco y se preparan pequeñas porciones de pintura, diluyéndola, en el momento de emplearla, en la solución ácida que hemos citado para el procedimiento anterior. Se mantiene esta mezcla bien agitada, aplicándola en las partes a proteger mediante un cepillo pequeño. Es conveniente que en el momento de ser aplicada la pintura, las superficies de las piezas estén calientes, para que se seque la pintura rápidamente. Conviene efectuar la nitruración inmediatamente, pues como la pintura es higroscópica, existe el peligro de que en contacto con la atmósfera se humedezca y origine corrosiones en la superficie de las piezas si permanece largo tiempo de esa forma.

Limpieza.—Después de terminada la protección de las superficies que han de quedar blandas, deben limpiarse y desengrasarse las piezas cuidadosamente, lavándolas con gasolina o con un baño de sosa cáustica o bien con tricloroetileno. Después debe efectuarse un lavado con agua hirviendo para quitar todas las trazas de gasolina o sosa. Esta última operación no es necesario hacerla si se usa tricloroetileno. Luego hay que secar las piezas antes de colocarlas en el recipiente de nitruración. El último método (tricloroetileno) es preferible cuando se desengrasan las piezas que tienen ciertos internos para acrite o artículos con agujeros, orificios, etc.

Preparación y control de la caja de nitruración.—Las piezas a nitrurar se colocan en la caja de manera que permitan la libre circulación del gas amoníaco. Suelen utilizarse rejillas de alambre de níquel puro para separar los diferentes pisos de piezas que se forman al colocar unas encima de otras. Cuando se nitruran piezas de tamaños muy diferentes, hay que tener cuidado de distribuir bien las masas para que el calor se trans-

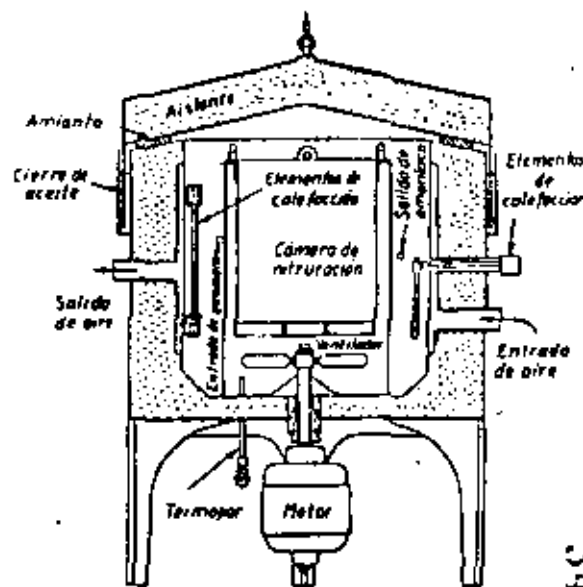


FIGURA 142
Un horno para nitrurar.

mita uniformemente y se consiga un calentamiento uniforme, no debiendo colocarse el primer piso junto al suelo de la caja, sino a una altura de 2,5 a 5 cm, sobre una rejilla de níquel, apoyada en soportes de aluminio, de modo que el gas pueda entrar debajo de la carga y penetrar por entre cada una de las piezas. Las piezas que se quieren nitrurar también por el interior, deben colocarse verticalmente para que el gas de amoníaco pueda subir libremente por los huecos, sobre todo cuando se trata de agujeros de menos de 50 mm de diámetro. El último piso de piezas debe quedar por lo menos a 15 cm por debajo del nivel del tubo de escape situado en la parte superior, porque en esa zona la nitruración se verifica en malas condiciones, ya que suele existir una alta concentración de hidrógeno.

Las piezas que han sido estañadas, para evitar la nitruración de ciertas

superficies, deben colocarse en la parte inferior de la caja, y en forma tal que si el estaño gotea durante la nitruración no caiga sobre alguna superficie que se quiere endurecer. Antes de la operación deben examinarse las rejillas de alambre para ver si tienen manchas de estaño, en el caso de que hayan sido empleadas anteriormente, limpiándolas si fuera necesario, calentando la parte estañada del alambre a un rojo vivo mediante un soplete de gas y cepillándola con cepillo de alambre rígido.

Después de colocada y cerrada la tapa, y antes de ser introducida la caja en el horno, se da paso al gas de amoníaco al interior de la caja y se realiza el primer control observando si hay algún escape de gas.

Pasado el período de nitruración se retira la caja del horno, dejándola enfriar al aire, manteniendo, sin embargo, la circulación de amoníaco hasta que la carga se haya enfriado hasta 150° aproximadamente. Antes de sacar la caja del horno es aconsejable dar algo más de amoníaco, a fin de contrarrestar la reducción de presión que tiene lugar en el interior del recipiente cuando éste sea sacado a una atmósfera más fría. Si la presión dentro de la caja no se mantiene por encima de la presión atmosférica, entrará aire y se oxidará la superficie de las partes nitruradas, provocando una decoloración y presentando las piezas un tono diferente del gris plata característico. Esta decoloración, cuya intensidad depende del espesor de la película de óxido, no perjudica la profundidad de la capa nitrurada ni su dureza.

118. Precauciones para evitar explosiones en la nitruración.

Como las mezclas de nitrógeno e hidrógeno pueden ser explosivas en determinadas condiciones, conviene tomar precauciones para evitar accidentes desagradables. Al empezar la operación, cuando el horno está todavía frío, deben pasarse de amoníaco o nitrógeno unas 20 veces el volumen de la caja para llegar a expulsar todo el oxígeno que hay en su interior. Luego, durante toda la duración del proceso, debe mantenerse una sobrepresión en la caja de nitrurar para evitar la entrada del aire. Después de terminada la operación durante el enfriamiento debe continuar el paso del amoníaco o de nitrógeno hasta que la carga llegue a enfriarse a unos 150°, ya que la disociación se produce hasta unos 200° aproximadamente.

Como el amoníaco reacciona con el mercurio en determinadas condiciones, no deben utilizarse válvulas o cierres de mercurio, debiendo evitarse el contacto entre ellos.

119. Deformaciones en las piezas nitruradas.

Como en las piezas nitruradas suele interesar una gran exactitud de medidas, algunas veces surgen dificultades porque las tensiones que se crean en el mecanizado de las piezas suelen originar deformaciones en las piezas nitruradas. Ese inconveniente puede evitarse dándoles un recocido de estabilización. Un proceso muy recomendable cuando se quieren evitar estos inconvenientes es el siguiente: mecanizado en destabe, temple y revenido, mecanizado intermedio, recocido de estabilización a una temperatura inferior a la de revenido (550°-650°) para eliminar tensiones, mecanizado final, nitruración y ligero rectificado o lapidado.

120. Aumento de volumen.

Durante la nitruración las piezas experimentan siempre un ligero aumento de volumen cuya importancia depende de la forma de las piezas, de la temperatura y de la duración del tratamiento.

Para limitar dentro de lo posible ese aumento de volumen, conviene que la estructura de las piezas que van a ser nitruradas sea sorbífica, sin nada de ferrita libre, debiendo de evitarse también cualquier descarburation superficial, pues además de dar lugar a capas nitruradas frágiles, origina dilataciones anormales en las piezas.

En piezas macizas, con capas nitruradas de 0,5 mm de espesor, son normales después de la nitruración aumentos de diámetro de 0,05 mm. En las piezas huecas, las variaciones de volumen dependen del espesor de las paredes. Con piezas de 70 mm de diámetro exterior, templadas y revenidas, mecanizadas y sometidas a continuación a un tratamiento de estabilización a 600°, nitruradas durante 72 horas a 500°, se obtuvieron los resultados que se señalan en la Tabla XXXIV:

Espesor de la pared en mm	Aumento del diámetro interior en mm	Aumento del diámetro exterior en mm
5	0,08	0,17
10	0,03	0,09
20	0,01	0,04

Tabla XXXIV
Variación de las dimensiones (diámetros interiores y exteriores) de bujías de acero de 70 mm de diámetro exterior nitruradas durante 72 horas a 500°.

120. Cuando las piezas son de forma complicada, el mejor método de conocer o prever las dilataciones que experimentan es nitrurar una o dos piezas y medir las dilataciones que aparecen.

Deben evitarse en lo posible en las piezas nitruradas las aristas vivas, porque en los vértices de los ángulos muy agudos se forman capas nitruradas que no poseen un núcleo central de suficiente espesor y tenacidad, para servirles de soporte y se agrietan y desprenden con facilidad.

121. Nitruración de herramientas de acero rápido.

Se puede mejorar el rendimiento de muchas herramientas y matrices, nitrurándolas superficialmente con sales de cianuro especialmente preparadas para ello. Este procedimiento es muy recomendable para herramientas de acero rápido como brocas, fresas, etc., pues de esta forma aumenta el rendimiento en 100, 200 y hasta en 300 %, según la clase de herramienta y el trabajo que debe de efectuar.

Los baños se preparan generalmente con 50 % de cianuro sódico y 50 % de cianuro potásico. También se utilizan con buen resultado baños con 70 % de cianuro sódico y 30 % de cianuro potásico, que son más baratos.

Se usan temperaturas variables desde 525° a 625°, obteniéndose capas nitruradas de 0,01 a 0,05 mm de espesor, con permanencias de 20 a 90 minutos en el baño.

Las herramientas deben ser templadas y revenidas antes de la nitruración, y nunca deben rectificarse después, porque desaparecería la capa nitrurada que es de muy pequeño espesor.

Con este tratamiento se obtienen durezas de 900 a 1.100 Vickers muy superiores a las que se consiguen normalmente con los aceros rápidos después del temple y revenido.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL**

- * FACTORES METALURGICOS
- * EL PROCESO DE CEMENTACION

**PROF. ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

CEMENTACIÓN

126. La mayor parte de las piezas que componen las máquinas y motores, se fabrican de forma que sus propiedades mecánicas sean bastante uniformes en toda la masa. Sin embargo, en ciertos mecanismos es necesario que algunas piezas tengan superficies muy duras, resistentes al desgaste y a la penetración, y el núcleo central muy tenaz, para poder soportar los choques a que están sometidas. Los procedimientos más usados en la actualidad para conseguir estas características, gran dureza y mucha tenacidad, al parecer opuestas entre sí, son los siguientes: la cementación, la cianuración, la carbonitruración, la nitruración, la sulfinitización, el temple local, el depósito por soldadura de delgadas capas superficiales de aceros de elevado contenido en carbono y el cromado duro.

La cementación, que es el más antiguo de todos esos procedimientos de endurecimiento superficial, consiste en aumentar el contenido en carbono en la superficie de las piezas de acero, rodeándolas con un medio carburante, y manteniendo todo el conjunto, durante un cierto tiempo a elevada temperatura. Luego se templen las piezas y quedan con gran dureza superficial.

Se pueden emplear cementantes sólidos, líquidos y gaseosos, oscilando la duración de la cementación de 6 a 10 horas cuando se utilizan cementantes sólidos, de 1 a 6 horas cuando se trata de sales o cementantes líquidos y de 1 hora a varios días utilizando cementantes gaseosos.

Se emplean aceros aleados y sin aleación, de bajo contenido en carbono, generalmente de 0,08 a 0,25 % de C y excepcionalmente algunas veces se cementan también aceros hasta de 0,40 % de C.

La operación se realiza generalmente a temperaturas comprendidas entre 850° y 1.000°, siendo las temperaturas próximas a 900° las más utilizadas.

En el proceso de cementación se pueden distinguir dos etapas distintas: 1.ª absorción del carbono por el acero, y 2.ª mejoramiento de características por medio de tratamientos térmicos adecuados.

La cantidad y distribución del carbono absorbido por las piezas depende: 1.ª De la composición del acero sometido a la cementación. 2.ª De

la naturaleza de la substancia cementante, y 3.º De la temperatura y de la duración de la cementación.

Una pieza después de cementada se puede considerar compuesta por dos zonas principales de composición química diferente; el alma o núcleo

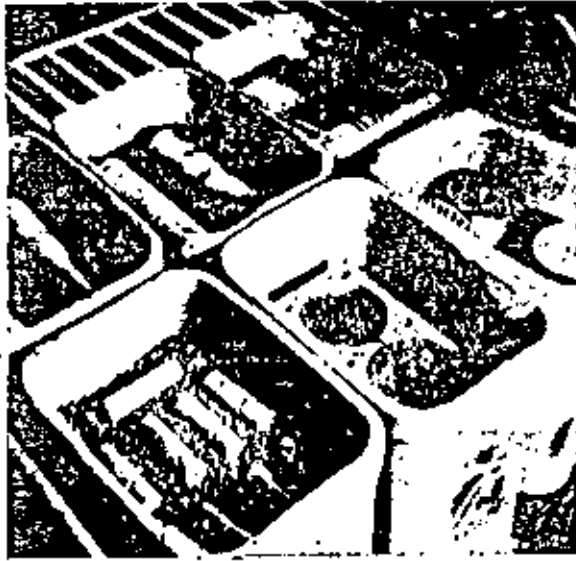


FIGURA 321
Piezas preparadas para cementar en cajas.

central y la periferia o capa cementada, existiendo entre ellas otra tercera zona de transición de menor importancia (fig. 322).

Por quedar después de la cementación, la capa exterior con un alto contenido en carbono y el corazón con la composición inicial, es posible obtener luego gran dureza en la periferia y alta tenacidad en el núcleo. Pero, como sólo con la cementación, las piezas no adquieren esas propiedades, es necesario darles después unos tratamientos térmicos adecuados. Después de la cementación, la periferia a pesar de tener un elevado contenido en carbono, está todavía relativamente blanda y el núcleo central, aun siendo de muy bajo contenido en carbono, puede ser frágil por tener la estructura muy gruesa, por haber permanecido el acero durante mucho tiempo a alta temperatura.

Como la periferia y el núcleo central de las piezas cementadas son de distinta composición, necesitarán diferentes tratamientos, pero como

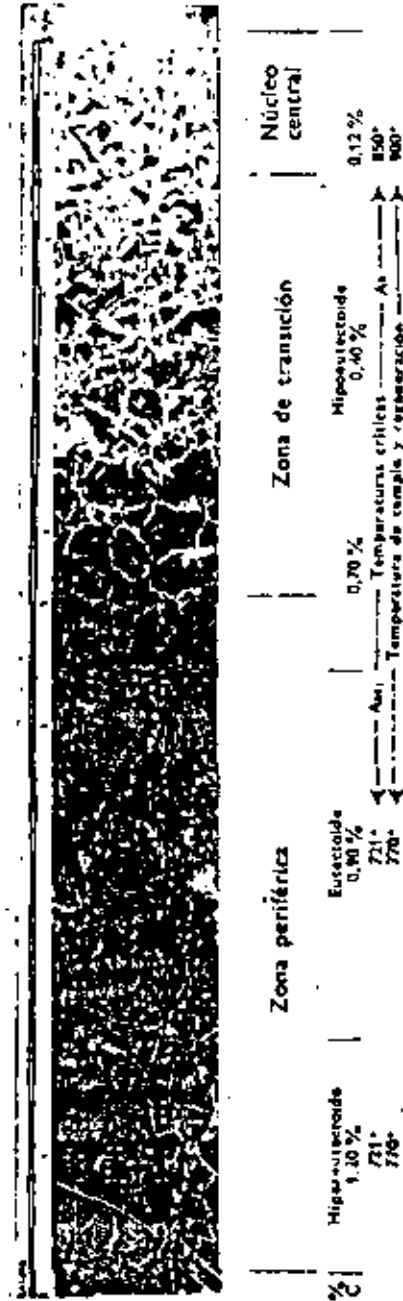


FIGURA 322

Cementación a 925° con 60 % de carbón de madera y 10 % de carbónato bórico, durante 11 horas, en un acero de 1,12 % de carbono.

ambas son inseparables, esos tratamientos deberán ser de la naturaleza, que actúen favorablemente sobre las dos partes, o que si favorecen a una, sean lo menos desfavorables para la otra.

En este capítulo estudiaremos también la cianuración y la carbonitruración porque, lo mismo que la cementación, en esos procesos hay un notable aumento del contenido en carbono en la periferia de las piezas.

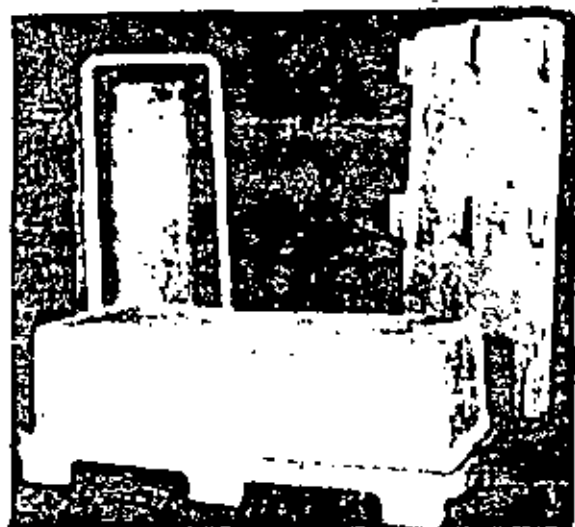


FIGURA 323
Cajas de cementar de acero refractario al calor
25 % de Cr y 20 % de Ni.

Sin embargo, estos tres tratamientos se diferencian porque en los dos primeros el acero absorbe además de carbono cierta cantidad de nitrógeno, que se combina formando nitruros, que contribuyen también a que se consiga gran dureza en la superficie de las piezas.

127. Instalaciones de cementar

Para la cementación de las piezas con carburantes sólidos se emplean hornos calentados con carbón, gas, fuel-oil y electricidad. En ellos se colocan las cajas de cementar, con las piezas y las mezclas cementantes dentro, cerrando bien las juntas, con barro o arcillas refractarias.

Se suelen utilizar recipientes de fundición, de acero moldeado, de

chapa de acero soldado, de acero moldeado inoxidable y de chapa embutida. Aunque el proceso de cementación se verifique de igual forma, cualquiera que sea el material de las cajas, las de acero moldeado inoxidable (resistentes al calor), son las mejores, porque no se oxidan y son de gran duración. Es conveniente que las cajas tengan patas o queden colocadas sobre apoyos para que penetre el calor por debajo y la cara inferior se pueda calentar con facilidad (figs. 323 y 325).

En la cementación con líquidos, las sales se disponen en crisoles de fundición o de chapa de acero embutida o soldada. Los crisoles de aceros refractarios al calor (inoxidables) son también los de mayor duración. El calentamiento de los crisoles puede hacerse con carbón, gas, fuel-oil o electricidad. En los hornos eléctricos de mufla debe evitarse el contacto de los vapores de cianuro con las resistencias porque las atacan y destruyen rápidamente.

Para la cementación en baños de sales es muy utilizado un tipo de horno eléctrico que consta de dos o tres electrodos, o grupos de dos electrodos que quedan sumergidos en el baño (pág. 180 y figuras 185 y 324). Como las sales fundidas son conductoras, pasa a través de ellas la corriente eléctrica y el calor originado por el paso de esa corriente, es suficiente para el calentamiento del baño. Se trabaja generalmente con voltajes variables de 8 a 30 voltios y la potencia del transformador suele variar de 10 a 150 kw. Como las sales sólidas no son conductoras de la corriente eléctrica la puesta en marcha es un poco complicada. Se comienza colocando entre dos electrodos un trozo de cok de tamaño apropiado, que se presiona contra ellos con una barra de hierro auxiliar para facilitar el contacto. El paso de la corriente calienta el carbón, que llega a ponerse al rojo, comenzando primero a fundirse las sales que están a su alrededor, y luego se calienta y funde el resto de la masa.

Después de cada operación conviene sacar con una cuchara casi todas las sales del crisol, porque es preferible hacer primero una pequeña cantidad de sales y hacer luego más adiciones en estado sólido, que intentar la fusión de una gran masa de sales que se han solidificado en el crisol. La temperatura se regula con gran exactitud modificando el voltaje. Es

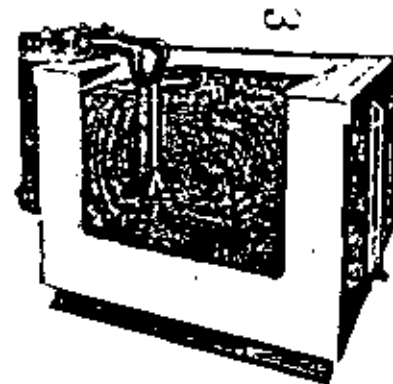


FIGURA 324
Horno eléctrico de electrodos para cementar con sales.

necesario disponer sobre los crisoles campanas con aspiradores para absorber los vapores que se desprenden.

Para la cementación gaseosa se usan hornos fijos y móviles. Los hornos rotativos circulares y los hornos continuos suelen ser los más empleados cuando se cementan piezas pequeñas. En estos hornos, la manipulación y el temple son automáticos.

128. Capa cementada.

Se da el nombre de capa cementada a la zona que después de la cementación queda con un contenido de carbono superior a la del acero y recibe el nombre de capa dura la zona superficial que después del último tratamiento queda con una dureza superior a 58-60 Rockwell-C., y que suele corresponder a la zona cuyo porcentaje de carbono es superior a 0,50-0,80 % de C.

Aunque de unos casos a otros hay bastantes diferencias, se puede considerar que en la mayoría de las piezas cementadas el espesor de la capa dura varía de la cuarta parte a la mitad (0,25 a 0,5) de la profundidad de la capa cementada.

A veces en lugar de hacer referencia a la profundidad de la capa cementada se señala según preferencias la capa con carbono superior a 0,3 o 0,5 % de carbono (fig. 335). Esto se hace porque en ocasiones ese espesor es casi aproximadamente el de la capa dura.

Conviene tener en cuenta todo esto al estudiar espesores de capa cementada, capa dura, etc.

Los espesores de las capas cementadas que normalmente se emplean en las piezas de máquinas y motores, se pueden clasificar en tres grupos:

1.º Capas delgadas con menos de 0,50 mm de espesor de cementación. Estas profundidades de cementación se utilizan para pequeñas piezas de acero al carbono, endurecidas generalmente con sales de cianuro y templadas directamente desde la temperatura de cementación. Estas piezas deben de utilizarse siempre sin rectificado posterior.

2.º Capas medias de 0,50 a 1,50 mm. Estos espesores son los más corrientes para la mayoría de las piezas que se utilizan en la fabricación de máquinas y motores. Se pueden emplear cementantes sólidos, líquidos o gaseosos, con aceros al carbono, débilmente aleados o de alta aleación.

3.º Capas de gran espesor, superiores a 1,50 mm. Son obtenidas, generalmente, por cementación con materias sólidas y con cementantes gaseosos y algunas veces, aunque más raramente, con cementantes líqui-

dos. Las chapas de blindaje, que suelen fabricarse con capas cementadas de 3 a 4 mm son cementadas con gases.

Cualquiera que sea el proceso que se emplee, conviene que el contenido en carbono de la capa cementada no pase de 1 % y debe procurarse que la parte periférica de la pieza después de rectificadas, quede aproximadamente con 0,8 a 0,9 % de carbono, con lo que se obtienen en el temple durezas de 62 a 65 Rockwell-C. Siempre conviene obtener durezas superiores a 60 Rockwell-C, que es aproximadamente el límite de dureza en que la lima ya no marca al acero.

Cuando el contenido en carbono de la zona periférica es superior a la composición eutécticoide de 0,90 % de carbono, suelen aparecer redes de cementita (fig. 322) o de carburos que pueden hacer frágil a la capa cementada y con tendencia a descascarillarse. En estos casos conviene dar a las piezas después de la cementación un recocido de difusión a 800°-900° en una atmósfera o baño apropiado para disminuir el porcentaje de carbono de la periferia. Con este tratamiento se uniformiza bastante el contenido en carbono y se evitan posibles desconchamientos en las piezas cementadas.

129. Cementación con materias sólidas

Se utilizan diversas materias para suministrar el carbono que ha de absorber el acero durante la cementación. Las más empleadas suelen ser el carbón vegetal, el negro animal, huesos calcinados, cuero, cok, etc., mezclados con carbonatos de bario, calcio y sodio.

El carbón sólo, no se emplea porque con él no se suelen conseguir concentraciones de carbono en la periferia del acero, superiores a 0,65 % de C. Mezclándolo en cambio con carbonatos alcalinos o alcalino-térreos, se alcanza hasta 1,20 % de carbono.

Durante muchos años, uno de los cementantes más utilizados fué la mezcla Caron preparada con 60 % de carbón vegetal y 40 % de carbonato bórico. El carbón se tritura en trozos de 3 a 6 mm de diámetro y luego se mezcla con el carbonato bórico en polvo. Recientemente se ha comprobado que se puede disminuir el contenido de carbonato bórico, obteniéndose muy buenos resultados con porcentajes de 10 a 15 %, sin que pierda efecto sensible la acción carburante de la mezcla; bajando en cambio de 8 %, el rendimiento disminuye ya notablemente. Se suele añadir también un 20 % de cok como diluyente, porque aumenta la velocidad de penetración del calor a través del compuesto carburante, permite obtener rápidamente temperaturas uniformes en el interior de las cajas y disminuye el coste de la mezcla. Como activadores también se

suelen emplear el carbonato cálcico y el carbonato sódico. Es importante que el carbón esté bien seco, porque pequeñas trazas de humedad, pueden dar lugar a descarbonaciones locales y luego a puntos blandos en las piezas después del último temple.

Durante mucho tiempo se creyó que la cementación de los aceros extra-dulces se verificaba, al penetrar el carbono del cementante sólido a través de la superficie del acero y difundirse luego hacia el interior.

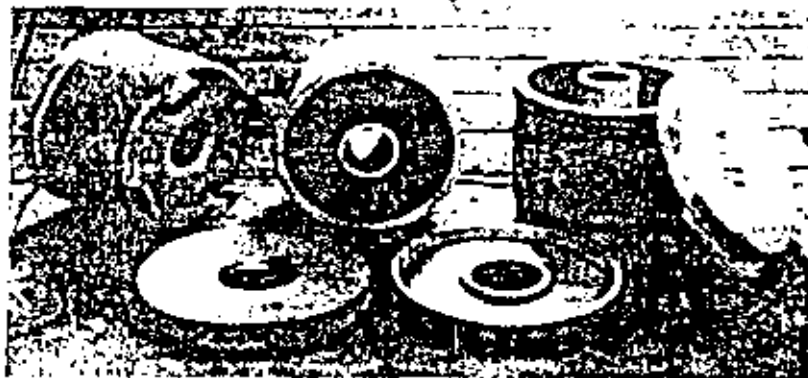


FIGURA 325

Cajas de acero tratadas al calor para engranajes.

Pero se ha comprobado que la transferencia del carbono al acero, se verifica siempre por medio de los gases que se desprenden al calentarse las mezclas cementantes a alta temperatura, siendo en estos procesos el óxido de carbono el principal agente carburante. Si se coloca un trozo de acero rodado de materias carburantes y se calienta a 925° en el vacío, de forma que no haya gases a su alrededor, el acero no absorbe carbono. Para que la cementación se verifique, ha de ponerse el carbono en contacto con la superficie del acero caliente en un estado adecuado para que se verifique la absorción. El éxito de la cementación, depende en gran parte de la aptitud del medio carburante para suministrar y rodear la superficie del acero con carbono, en un estado que se puede llamar activo, de tal naturaleza que su absorción por el acero se efectúe rápidamente. La experiencia ha demostrado que el carbono naciente que se forma en el interior de las cajas de cementación al descomponerse el óxido de carbono, se encuentra en un estado muy favorable para que se produzca la cementación.

El proceso de cementación por el carbón vegetal, coque, etc., se ex-

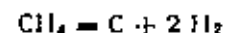
plica en la siguiente forma: El carbón a elevada temperatura, en contacto con el oxígeno del aire que hay siempre en el interior de las cajas, entre los huecos que deja la materia cementante, da óxido de carbono (CO) según la siguiente reacción:



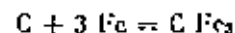
Luego el óxido de carbono formado se descompone a elevada temperatura en carbono naciente y dióxido de carbono.



En algunos procesos (en especial cementación gaseosa) también se realiza la cementación por la acción del metano que se descompone en hidrógeno y carbono naciente de acuerdo con la siguiente reacción:



En todos los casos el carbono naciente que se forma es el que produce la cementación. Al estar en contacto con el hierro a alta temperatura se combinan



o

formándose carburo de hierro o cementita, y luego al difundirse el carbono o el carburo de hierro hacia el interior de las piezas es cuando puede decirse que se produce verdaderamente la cementación.

En todos los casos, para que se verifique con facilidad la absorción del carbono, es necesario que el acero se encuentre en estado austenítico, con el hierro en forma de hierro gamma, condición que se cumple utilizando las temperaturas normales de cementación. En esas condiciones, de 850° a 950° el acero puede absorber hasta 1,40% de carbono aproximadamente, pudiéndose llegar hasta 1,7% de C a 1.145°. Cuando el hierro se encuentra en estado alfa a temperaturas más bajas, la capacidad de absorción del carbono es, en cambio, muy limitada. A 720°, por ejemplo, el hierro alfa sólo puede disolver 0,035% de carbono, aproximadamente.

El carbono, después de haber pasado al acero, queda disuelto en el hierro gamma y de acuerdo con las leyes de difusión, al existir en la periferia una concentración más elevada que en el interior, penetra hacia el corazón. En el proceso de cementación se señalan, por tanto, tres fases diferentes: 1.ª Producción de carbono naciente en las proximidades de la superficie de acero. 2.ª Absorción del carbono en la zona periférica del acero; y 3.ª Difusión del carbono hacia la zona central.

Los carbonatos, y en especial el carbonato bórico, que se emplean

sales. Para obtener capas profundas, aunque todavía son más utilizados los cementantes sólidos, se está también incrementando mucho en estos últimos años el uso de los baños de sales.

EVOLUCIÓN DEL PROCEDIMIENTO.—El cianuro potásico, que fué la primera sal utilizada para endurecer el acero, se emplea todavía en la actualidad en algunos talleres. La cianuración con polvos de cianuro es un procedimiento muy primitivo y poco preciso que no se puede utilizar más que para piezas sin ninguna responsabilidad. Se comienza calentando previamente en la fragua o en un horno las piezas o herramientas que se van a cementar. Cuando están calientes (700° a 900°) se rodean con polvos de cianuro, luego se vuelven a calentar a 780°-800° y finalmente se templan enfriándolas rápidamente en agua, obteniéndose en la superficie gran dureza.

Hacia el año 1915 se comenzó también a usar para endurecer los aceros extradulces el cianuro sódico, por que era más barato que el potásico. Se fundían las sales en crisoles, donde se introducían las piezas que se iban a cementar, permaneciendo allí un cierto tiempo y luego se templaban directamente en agua.

Posteriormente se comenzaron a utilizar sales compuestas, a base de cianuro sódico con proporciones variables de cloruro y carbonato sódico. Estas dos sales son inertes, pero mezcladas las tres en proporciones con-

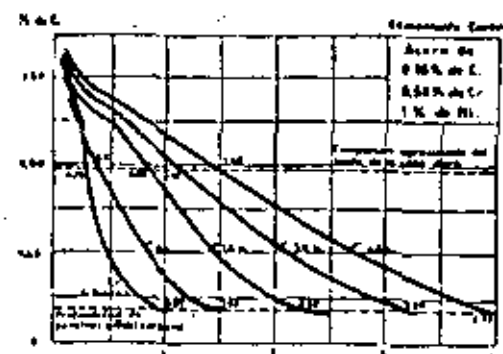


FIGURA 327

Contenido en carbono de la capa cementada, en función de la duración en horas, de la cementación, cuando ésta se realiza a 925°.

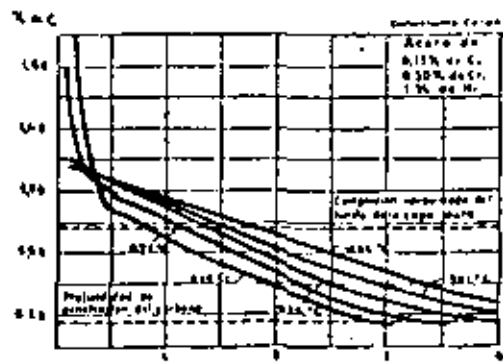


FIGURA 328

Influencia de la temperatura de cementación en la composición de la capa cementada. Duración de cementación cuarenta y ocho horas.

venientes se comportan prácticamente igual que el cianuro. Además como el cloruro y el carbonato son mucho más baratos que el cianuro las sales preparadas de esta forma resultan más económicas. Aunque empleando estas sales, las piezas quedan con gran dureza superficial, no se pueden conseguir económicamente capas duras de más de 0,3 mm de profundidad, aunque se eleve la temperatura de cianuración o se prolongue la duración del tratamiento, y además, se descomponen fácilmente al elevarse la temperatura del baño por encima de 850° a 875°.



FIGURA 329

Un horno para cementar calentado con fuel-oil. El horno auxiliar de la izquierda que se utiliza para precalentamientos o revenidos, es calentado con los gases de la combustión del horno de la derecha.

Mayores espesores de capa dura se consiguieron empleando el procedimiento Dringer, denominado también «Shimer Process», que consistía en introducir en un baño inerte o no carburante, compuesto de cloruro cálcico y sodio, trozos de cianamida cálcica infusible, sujetos en cestillas especiales.

El baño era reactivado introduciendo de vez en cuando nuevas cantidades de cianamida, que era el elemento activo de la cementación.

Para obtener capas duras de 0,5 a 2 mm de espesor con baños de sales, el mejor procedimiento es la cementación con baños de cianuro activados con agentes catalizadores. Estos baños se preparan con sales inertes como el cloruro y carbonato sódico, elementos activos como el cianuro sódico, cianuro cálcico o cianuro potásico y catalizadores como los cloruros y fluoruros de bario, calcio, estroncio, etc., que sirven para incrementar la profundidad de penetración del carbono.

Los procesos de endurecimiento, empleando sales preparadas con cianuros, pueden dividirse en dos grupos: la cianuración y la cementación.

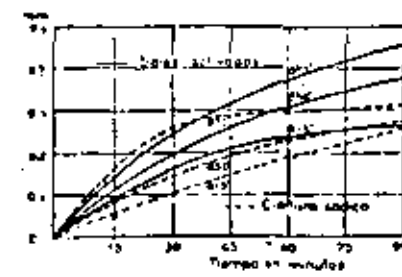
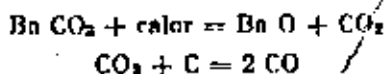


FIGURA 330

Profundidades de capa dura obtenidas al cianurar y cementar con sales activadas un acero al carbono extradulce. (E. H. Beckwith.)

mezclados con el carbón vegetal, aceleran la penetración del carbono naciente, que es como hemos señalado antes, el verdadero agente carburante, al facilitar la formación de óxido de carbono de acuerdo con las siguientes reacciones:



El CO producido se descompone en todos los casos, produciéndose carbono naciente $2 \text{CO} = \text{C} + \text{CO}_2$ y el BaO producido reacciona con el CO_2 obteniéndose nuevamente BaCO_3 .

Como las mezclas cementantes pierden con el uso su actividad, es necesario renovarlas periódicamente, siendo una práctica muy corriente preparar las mezclas utilizando de 3 a 5 partes de la usada y una de la nueva.

Los principales inconvenientes de los cementantes sólidos son:

- 1.º La gran duración de la operación, generalmente demasiado larga, ya que es necesario calentar hasta muy altas temperaturas las grandes cajas de cementación.
- 2.º El elevado consumo de combustible, necesario para calentar el cementante y las cajas.
- 3.º El elevado coste de preparación y colocación de las piezas en las cajas.
- 4.º La dificultad de templar directamente las piezas desde la caja y, por tanto, la imposibilidad de emplear dispositivos automáticos para el temple al trabajar con grandes series, y
- 5.º La irregularidad de temperaturas en el interior de las grandes cajas de cementación.

PENETRACIÓN Y DISTRIBUCIÓN DEL CARBONO

La profundidad de la capa cementada aumenta con la temperatura y con la duración de la cementación y depende también de la actividad del carburante empleado y de la composición del acero que se va a cementar (figs. 326 y 327).

Aunque la penetración del carbono no se verifica con idéntica velocidad en los diferentes tipos de aceros (Tablas XXXI y XXXII), en la

práctica industrial no son muy sensibles las diferencias entre las penetraciones que se consiguen en los aceros al carbono y los aceros al níquel, cromo-níquel, etc.

La absorción del carbono por el hierro gamma, es tanto más activa cuanto menor sea el porcentaje en carbono del acero. A medida que la carburación progresa, cuando el porcentaje de carbono aumenta, la velocidad de absorción disminuye, comportándose en ese caso el acero como una solución que se aproxima a su grado de saturación.

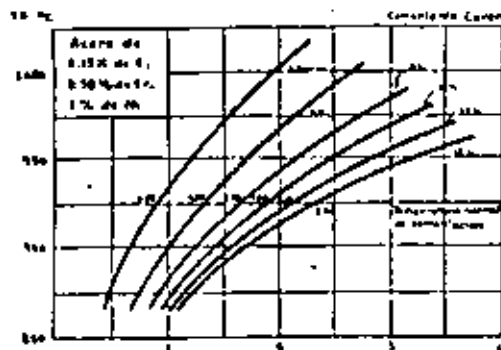


FIGURA 326

Profundidad de la penetración del carbono (capa cementada) que se consigue a diferentes temperaturas, en función de las horas de cementación.

Cementando un acero cromo-níquel de 0,15 % de C, 0,50 % de Cr y 1 % de Ni, a 925° con la mezcla

Caron de 60 % de carbón vegetal y 40 % de carbonato bórico, se obtiene al cabo de 4 horas una profundidad de 0,89 mm y una velocidad media de penetración de 0,22 mm por hora. A las 8 horas se llega a 1,60 milímetros y a las 16 horas, a 2,30 mm (figs. 326 y 327).

Cuando la cementación se verifica a bajas temperaturas, la penetración del carbono es muy pequeña y, en cambio, el porcentaje en carbono de la periferia es mayor que cuando se efectúa la cementación a temperaturas próximas a 925° (fig. 328).

130. Endurecimiento superficial con baños de sales fundidas

En los últimos años se ha generalizado extraordinariamente el uso de baños de sales para el endurecimiento superficial de los aceros. Para pequeños espesores este procedimiento es mucho más rápido que la cementación con materias sólidas, y es también más sencillo, empleándose cada día con más éxito en competencia con los cementantes sólidos.

Las sales tienen la desventaja de ser muy venenosas, y aunque los humos que desprenden no lo son, sin embargo, causan molestias e irritan las vías respiratorias.

Para endurecer piezas sencillas o de poca responsabilidad y para pequeños espesores de capa dura, conviene, en general, cementar con

o carburación, que aunque semejantes en algunos aspectos, pueden, sin embargo, considerarse como tratamientos diferentes.

En la cianuración el endurecimiento se consigue por la acción combinada del carbono y el nitrógeno, obteniéndose capas superficiales duras, de poca profundidad. Se utilizan baños preparados a base de cianuro sódico o potásico, y sales inertes, empleándose temperaturas relativamente bajas de 750°-850°.

En la cementación o carburación con sales, se utilizan baños preparados a base de cianuros y agentes catalizadores. La profundidad que se consigue es muy superior a la de la cianuración, oscilando entre 0,2 y 3 mm, y aunque en la periferia siempre hay un pequeño porcentaje de nitrógeno, puede considerarse que el endurecimiento es debido casi exclusivamente a la acción del carbono.

Como los cianuros se oxidan con gran facilidad, para evitar la descomposición de estos baños, debe impedirse el contacto de las sales con el aire, cubriéndolas con una capa de grafito en escamas u otras materias carbonosas. No se pueden usar crisoles preparados con ladrillos refractarios, ni proteger las piezas con barros o arcillas, porque también por esta causa las sales se descomponen.

La cementación con sales tiene la ventaja de que las instalaciones son sencillas y baratas. El precio de un horno de sales suele ser menor que el de cualquier otro tipo de horno.

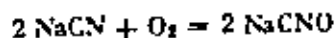
131. Cianuración

Este procedimiento se emplea para endurecer superficialmente pequeñas piezas de acero. Los baños de cianurar contienen cianuro, carbonato y cianato sódico con o sin cloruro sódico como diluyente.

El contenido de cianuro en el baño suele variar de 20 a 50 %. El cianato sódico no se añade intencionadamente al baño, sino que se forma por oxidación del cianuro durante el trabajo. Operando a temperaturas de 760° a 950° y empleando baños cubiertos con escamas de grafito, el porcentaje de cianato sódico no suele exceder de 3 %. El carbonato sódico es el último producto que se forma en los baños por descomposición u oxidación del cianuro por la acción oxidante del aire.

La carburación del acero se realiza por la acción del CO que se desprende en el baño y la nitruración por la acción del nitrógeno.

El cianuro se oxida al reaccionar con el oxígeno del aire, dando cianato

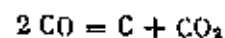


El cianato sódico a la temperatura de trabajo se descompone por la acción del calor en cianuro sódico, carbonato sódico, óxido de carbono y nitrógeno nascente.



El cianuro formado vuelve nuevamente a comenzar el ciclo, siendo siempre el carbonato el producto final de la transformación.

El óxido de carbono que se libera durante la descomposición del cianato, se descompone en carbono nascente y dióxido de carbono que en contacto con el acero caliente se disuelve en el hierro gamma y se difunde hacia el interior. La formación del carbono se produce en la siguiente forma



siendo C el carbono que pasa al acero. También pasa, como hemos dicho antes, algo del nitrógeno al acero, formando nitruros.

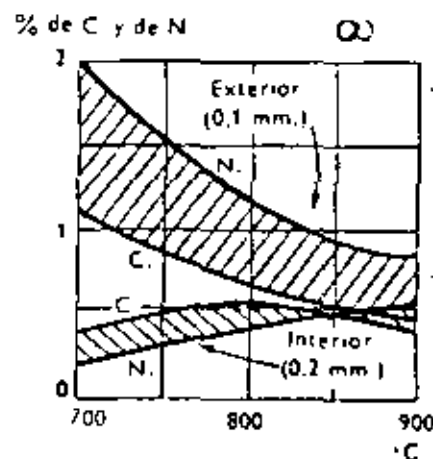


FIGURA 331
Influencia de la temperatura de cianuración en el contenido en carbono y nitrógeno de la capa periférica de un acero al carbono cianurado con sales de 25 % de CNNA. Se señalan los valores correspondientes a una capa situada a 0,1 mm de la periferia y a otra más interna situada a 0,2 mm del exterior. (Miskel)

El CO producido en las diversas reacciones que acabamos de citar, se descompone, siendo en definitiva el carbono nascente que se produce en esa descomposición y el nitrógeno nascente producido también en esas reacciones los que pasan al acero. El carbono forma carburos de hierro o aleados y el nitrógeno forma nitruros.

Para que se realice la cianuración es fundamental la formación de una cierta cantidad de cianato. Experimentalmente se ha comprobado que un baño de alto porcentaje en cianuro sin cianato, no cianura el acero. Esto es difícil que ocurra ya que en la práctica industrial todos

los baños de cianuro contienen siempre algo de cianato, ya que su formación es casi automática al elevarse la temperatura de los baños.

Los nitruros que se forman, interfieren y dificultan la penetración del carbono y por su influencia perniciosa no se pueden utilizar los baños de cianuro sin catalizadores para producir económicamente capas duras de más de 0,30 mm de profundidad.

En la zona muy periférica, a menos de 0,1 mm del exterior, al elevarse la temperatura de cianuración desde 700° hasta 925°, los porcentajes de carbono y de nitrógeno disminuyen desde 1 y 2% hasta 0,4 a 0,7%, respectivamente, y hacia el interior, a 0,2 mm de la periferia los contenidos de carbono y de nitrógeno aumentan (fig. 331).

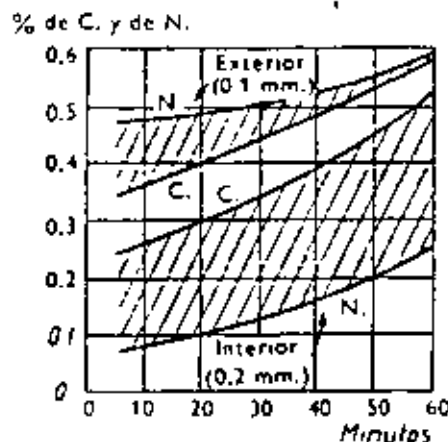


FIGURA 332

Influencia del tiempo de cianuración en el contenido en carbono y nitrógeno de la capa periférica de un acero al carbono cianurado con sales de 36% de $CNNa$ a 800°. Se señalan los valores correspondientes a una capa situada a 0,1 mm de la periferia y a otra más interna situada a 0,2 mm del exterior. (Hishop)

La composición de la capa cianurada varía mucho de unos casos a otros. En general, el nitrógeno se encuentra concentrado en la zona exterior y los contenidos en nitrógeno son más altos que los contenidos en carbono en las zonas periféricas, y en cambio, en las zonas interiores ocurre al revés, ya que el porcentaje de nitrógeno es inferior al porcentaje de carbono. En la figura 331 se ve la influencia de la temperatura de cianuración. Se observa que al aumentar la temperatura de tratamiento

disminuye en la capa más exterior el porcentaje de carbono y de nitrógeno, y en cambio en la zona interior, al aumentar la temperatura, aumenta el contenido de esos elementos. La influencia de la duración del proceso se acusa más en la composición de la zona interior que en la de la exterior.

En la zona interior se ve que al aumentar la duración de la cianuración de 10 a 50 minutos, por ejemplo, aumentan mucho los porcentajes de carbono y nitrógeno, y en cambio en la zona exterior el aumento del porcentaje de esos elementos, en especial el de nitrógeno, es muy poco sensible.

La cianuración se suele efectuar con sales que contienen de 20 a 50% de cianuro sódico, 30 a 40% de carbonato sódico y 20 a 30% de cloruro sódico, siendo recomendable utilizar porcentajes de cianuro variables de 30 a 40%.

En el comercio existe cianuro sódico para usos industriales de varias concentraciones, siendo las más corrientes las que se señalan en la tabla XXIX.

CONCENTRACIÓN	Cianuro sódico $CNNa$ %	Carbonato sódico CO_3Na_2 %	Cloruro sódico $ClNa$ %	Temperatura de fusión
96 a 98 %	97	2,3	Irzas	560°
75 %	75,3	3,5	21,2	590°
45 %	45,3	37	17,7	570°
30 %	30	50	30	625°

TABLA XXIX

Composición de diferentes calidades de cianuro sódico comercial.

En los talleres se hacen periódicamente análisis de las sales y cuando con el uso disminuye el porcentaje de cianuro y el baño pierde actividad, se hacen adiciones de cianuro de alta concentración (generalmente 96 a 75%) para mantener el contenido de cianuro del baño dentro de los límites convenientes.

La profundidad de capa dura alcanzada en la cianuración depende también del espesor de las piezas. Con un acero determinado, a igualdad de temperatura y tiempo, el espesor de capa que se alcanza en un redondo de 6 mm es, aproximadamente, 15% mayor que el que corresponde a uno de 12 mm y 40% más que el de un redondo de 25 mm. A partir de este espesor la penetración es ya constante.

La cianuración se emplea no sólo para endurecer aceros de bajo contenido en carbono, sino también algunas veces para aceros de mayor contenido en carbono con o sin aleación, en los que además de elevadas características en el núcleo, se desea también mejorar la dureza superficial. Esto se consigue calentando las piezas para el temple, en baños con 40% de cianuro y manteniendo las piezas en el baño de 15 a 60 minutos, aproximadamente. De esta forma después del revenido las piezas tendrán en el corazón las características correspondientes a un temple y revenido normal y la periferia quedará con 40 a 62 Rockwell-C, según la temperatura de revenido.

El principal inconveniente de los baños de cianuro es, como hemos señalado antes, el no poderse conseguir con ellos capas duras de gran profundidad. Para una determinada profundidad de capa cementada obtenida con cementantes sólidos y con cianuros, la profundidad de la capa dura es mayor en la cementación con materias sólidas. A una capa cementada de 1 mm de espesor, obtenida con baños de cianuro, no le suele corresponder más de 0,30 mm de capa dura, mientras que con los cementantes sólidos, para esa misma capa cementada, la capa dura es de 0,55 milímetros, aproximadamente. Con los baños de cianuro activados se consigue, para un determinado espesor de capa cementada, mayor capa dura que en la cianuración.

132. Cementación en baños de sales

En este proceso la gran dureza superficial que adquiere el acero, puede considerarse debida exclusivamente a la acción del carbono. La influencia del pequeño porcentaje de nitrógeno existente en la capa periférica es muy pequeña y puede ser casi despreciada.

Los baños de sales que se utilizan en este procedimiento se preparan generalmente a base de cianuro sódico, con porcentajes variables de cloruro y carbonato sódicos a los que se añade uno o más cloruros o fluoruros de bario, potasio, calcio o estroncio, que actúan como agentes catalíticos, aumentando notablemente la penetración del carbono, y con ello la profundidad de la capa dura que puede variar desde 0,2 a 3 mm.

Las sales que se utilizan para la cementación de los aceros, se pueden clasificar en dos grupos de acuerdo con la penetración que con ellas se consigue. Unas con 17 a 23% de cianuro que se emplean a temperaturas variables de 850° a 900° para capas de espesor medio de 0,2 a 1,5 mm de profundidad, y otras de 7,5 a 12% de cianuro para espesores variables de 1 a 3 mm, que se emplean a temperaturas de 875° a 950°.

En la Tabla XXX se dan las composiciones de las sales de cementar más usadas en la actualidad.

En los baños de cementar debe cubrirse siempre la superficie de las sales con escamas de grafito para evitar una pérdida grande de cianuro.

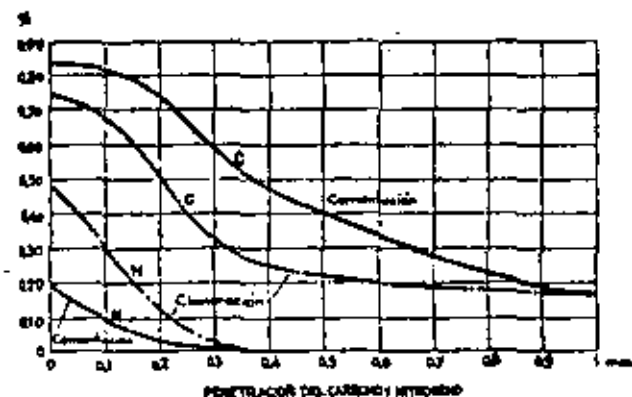
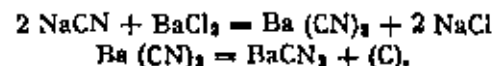


FIGURA 333
Penetración del carbono y del nitrógeno en un acero de 0,17% de C. endurecido por cianuración y por cementación con sales.

En los baños de sales activados con cloruro bórico la actividad carburadora es debida principalmente a las siguientes reacciones:



en las que (C) representa el carbono que pasa al acero.

I	Capa cementada de 0,2 a 3,3 mm %	Capa cementada de 1 a 3 mm
Cianuro sódico	17 a 23	7,5 a 12
Cloruro bórico	14 a 40	45 a 55
Otras sales alcalinas	0 a 3,5	2 a 10
Cloruro potásico	—	5,5 a 20
Cloruro sódico	20 a 30	10 a 15
Carbonato sódico	< 30	< 30
Cianato sódico	< 1	< 0,50

Tabla XXX
Composición de las sales empleadas para la cementación de los aceros.

La intensidad de esta reacción se acentúa con la temperatura y con ella aumenta la liberación de carbono activo y disminuye la formación

de nitrógeno, cuya influencia es perjudicial en este tratamiento porque dificulta la penetración del carbono en el acero. Como el porcentaje de cianato en el baño es un índice de la cantidad de nitrógeno que absorbe el acero, para asegurar una buena penetración de carbono debe evitarse

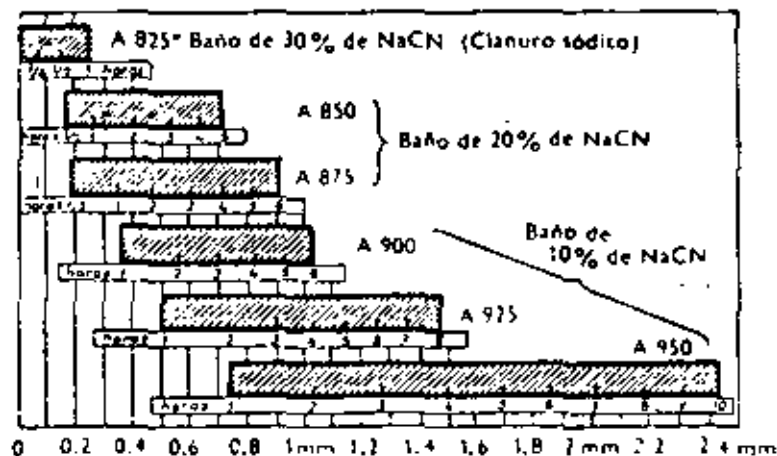


FIGURA 334

Influencia de la temperatura y de la naturaleza del cementante en el espesor de la capa cementada que alcanza un contenido en carbono superior a 0,30 %.

que pase de ciertos límites, debiendo mantenerse en los baños de penetración media, porcentajes de cianato inferiores a 1 % y en los de gran penetración menores del 0,3 %.

Las irregularidades que se pueden presentar en estos procesos deben atribuirse a alguna de las siguientes circunstancias:

- 1.º Contenido insuficiente de cianuro para generar el carbono activo.
- 2.º Aumento exagerado del contenido de carbonato sódico.
- 3.º Cantidad excesiva de cianato sódico, y
- 4.º Error en la temperatura de cementación.

Las profundidades que se consiguen empleando sales de media y gran penetración, se pueden observar en la figura 335.

El proceso de trabajo que se sigue en los talleres de tratamientos térmicos para mantener los baños con las composiciones adecuadas varía según la clase de sales empleadas.

El fin que se persigue siempre es mantener el baño durante toda la operación dentro de unos límites de composición que en la mayoría de los casos son los señalados en la Tabla XXX.

Para conseguirlo, los fabricantes suelen preparar varios tipos de sales que mezclados en proporciones convenientes, dan esas composiciones. Como con el uso suele disminuir el porcentaje de cianuro y se alteran también los porcentajes de otros elementos, es necesario añadir periódicamente ciertas sales para mantener una composición conveniente.

Según los casos se suelen usar:

1.º Una sola sal, que contiene todos los elementos necesarios para cementar el acero y que a medida que se va gastando el baño sirve tam-

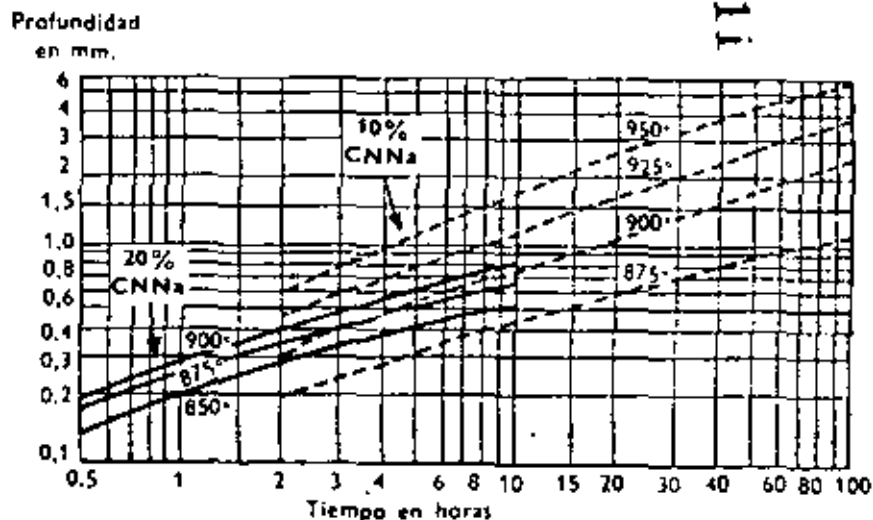


FIGURA 335

Situación de la capa de 0,50 % de C en función de la temperatura y del tiempo, en un acero de 0,10 % de carbono, cementado con sales de penetración media (20 % de cianuro sódico) y con sales de gran penetración (10 % de cianuro sódico)

bién para relleno. Esta sal suele contener $CNNa = 25\%$, $(CN)_2Ca = 0,5-5\%$ y $Cl_2Ca = 70\%$, es muy barata, pero es higroscópica y es necesario lavar muy bien las piezas para evitar su corrosión. No es necesario hacer análisis del baño y observando el aspecto de su superficie se conoce su grado de actividad.

2.º Dos sales, una de las cuales suele ser una sal neutra o una mezcla de sales neutras, y la otra una sal de cianuro con cloruros activadores ($CNNa = 30\%$, $Cl_2Ba = 50\%$ y $ClNa = 20\%$, aproximadamente).

3.º También se suelen usar tres sales. Una de bajo punto de fusión neutra, compuesta generalmente por cloruro o carbonato sódico que sirve para iniciar la fusión de una pequeña parte del baño de sales. Otra sal de

cianurar con 80 a 90% de cianuro sódico y 5 a 10% de carbonato sódico, y la tercera, que es la sal catalizadora, con 70 a 85% de cloruro bórico, 5 a 10% de cianuro sódico, 10% de cloruro sódico y 10% de carbonato sódico, aproximadamente.

En los dos últimos casos durante el trabajo se añaden periódicamente pequeñas cantidades de las sales de elevado contenido en cianuro para que el contenido en cianuro sea el adecuado.

133. Determinación del contenido en cianuro sódico

Para conducir bien la cianuración o la cementación con sales debe conocerse el contenido en cianuro del baño. Para hacer esa determinación, se puede emplear el método que describimos a continuación que es muy sencillo y rápido.

Se comienza el análisis disolviendo 2 gramos de la sal del baño de cementación en un matraz aforado de 250 cm³ lleno hasta la mitad de agua destilada. Tan pronto como se hayan disuelto las sales, se añade 5 cm³ de solución indicadora de yoduro potásico, que oscurecerá el líquido. Se rellena el matraz con agua hasta completar 250 cm³, se agita, se deja decantar y luego se filtra. Se toma del líquido filtrado 125 cm³ y utilizando una bureta graduada, se añade una solución de nitrato de plata hasta que vire el color a amarillo verdoso. Se anota el número de centímetros cúbicos de la solución de nitrato de plata en la probeta graduada antes y después de hacer la nitración y la diferencia, o sea el número de centímetros cúbicos de la solución de nitrato de plata gastados para que cambie el color, señala el porcentaje de cianuro que contiene el baño de sales. Con los 125 cm³ restantes de líquido filtrado se repite el ensayo para control.

Las soluciones se preparan en la siguiente forma:

1.ª Solución de nitrato de plata:

Nitrato de plata	17,34 grs.
Agua destilada	1.000 cm ³

2.ª Solución indicadora de yoduro potásico:

Sosa cáustica, 100 grs.
Yoduro potásico, 6 grs. (se disuelve con la sosa, en 800 cm ³ de agua).
Acetato de plomo, 15 grs. (se disuelve en 200 cm ³ de agua).
Agua destilada, 1.000 cm ³ .

134. Cementación con gases

En el pasado siglo XIX Caron inició hacia el año 1860 los primeros trabajos y experiencias sobre la cementación gaseosa. Algunos años más tarde, Manesmann (1879), Charpy (1903) y Guillet (1904), estudiaron y desarrollaron también este procedimiento. El italiano Federico Giolitti fué, sin embargo, el primero que experimentó a fondo el proceso, y en 1912 publicó el resultado de sus ensayos cementando con óxido de carbono, etileno, metano y gas del alumbrado.

Posteriormente, durante bastante tiempo, la cementación gaseosa se utilizó casi exclusivamente para la fabricación de blindajes y hasta los años 1925-1927 no comenzó a tomar verdadero desarrollo el procedimiento.

En este proceso, manteniendo las piezas de 1 a 8 horas en una atmósfera carburante, a temperaturas de 850° a 950°, se obtienen capas cementadas de 0,2 a 1,5 mm de profundidad. Únicamente en casos especiales, como la fabricación de blindajes, se emplean procesos más largos y se obtienen capas cementadas de mayor espesor. Aunque las instalaciones son bastante complicadas y costosas, la cementación de las piezas es muy sencilla y rápida. Se obtienen resultados muy regulares y se pueden cementar grandes cantidades de piezas en muy poco tiempo. El empleo de este procedimiento, que está sustituyendo en muchos casos a la cementación en cajas, y a la cementación en sales, es de gran interés para las empresas que deban cementar muchas piezas y, en cambio, no es muy recomendable para talleres pequeños que trabajan sólo con pequeñas series. En la actualidad la cementación gaseosa es el método de endurecimiento superficial más empleado en grandes talleres, fábricas de automóviles, motocicletas, etc., donde se preparan cantidades muy importantes de piezas cementadas.

135. Tipos de hornos empleados

Durante bastante tiempo la cementación gaseosa de piezas se ha efectuado casi exclusivamente en hornos rotativos, de eje casi horizontal (ligeramente inclinado) que todavía se emplean en la actualidad, cuando no hay peligro de que se deformen las piezas, por efecto de los continuos choques y movimientos a que están sometidas.

Posteriormente se comenzaron a emplear hornos continuos, en los que las piezas son transportadas a través del horno de un extremo a otro por medio de bandejas o cadenas móviles.

Para este tratamiento también se emplean hornos estacionarios, en los que las piezas se colocan en cestas o colgadas con alambres, según su forma y tamaño, introduciéndolas dentro de un recipiente cerrado a través del cual circula el gas carburante, que es agitado por un ventilador colocado en la parte superior del horno. Terminada la carburación se desliza la cabeza o tapa del horno y se saca la cesta o dispositivo donde se hallan las piezas para ser lleva-

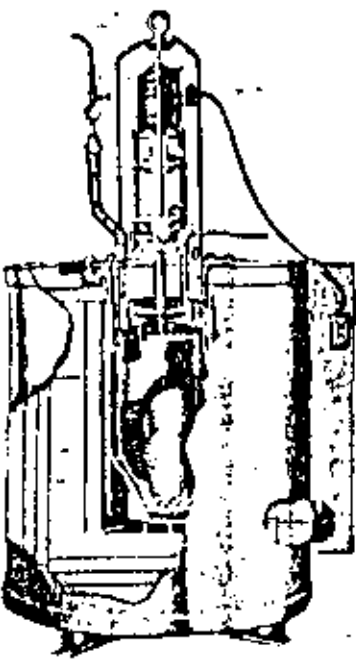


FIGURA 336

Esquema de un horno eléctrico para la cementación gaseosa.

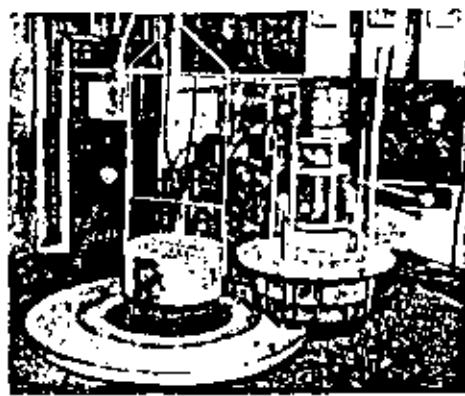


FIGURA 337

Instalación para cementación gaseosa. Obsérvese la cesta donde van colocadas las piezas, y a la derecha, la cabeza del horno, que ha sido desplazada al terminar la operación.

das rápidamente al horno o cámara de difusión que se encuentra a más baja temperatura y luego se pasan las piezas al baño de temple.

136. Atmósferas carburantes

Habiéndose estudiado anteriormente el papel tan importante que desempeña el óxido de carbono en la cementación con materias sólidas, parece que bastaría colocar las piezas en presencia de ese gas a alta temperatura para conseguir su cementación. Sin embargo, la práctica ha demostrado que de esta forma no se consiguen buenos resultados y que, para obtener capas cementadas de composición y espesor conveniente, es necesaria la presencia de hidrocarburos en las atmósferas carburantes.

Se ha comprobado experimentalmente que el óxido de carbono a la elevada temperatura que se emplea en la cementación y en las condiciones en que generalmente se suele encontrar en los hornos, es muy estable y poco activo, y en cambio si se le añaden hidrocarburos, estos se disocian fácilmente dando carbono naciente que pasa al acero, siendo en este último caso la cementación más intensa.

El gas natural o el gas del alumbrado no pueden ser empleados como gases cementantes porque se obtienen resultados bastante irregulares, debido, por una parte, a las variaciones de composición de esos gases, y por otra, a que, empleando esos gases, se suele formar un depósito de hollín sobre las piezas que dificulta la penetración del carbono. En la actualidad, esos gases son muy poco utilizados como cementantes gaseosos, aunque en cambio se emplean mucho para la preparación de atmósferas carburantes como explicaremos a continuación.

Los mejores resultados se obtienen empleando hidrocarburos diluidos en otros gases, constituidos principalmente por óxido de carbono, nitrógeno, hidrógeno, etc. Las atmósferas carburantes se preparan generalmente empleando un gas portador o de relleno, y un gas o vapor activo o carburante. Como gas de relleno se suele utilizar generalmente un gas combustible, casi totalmente quemado, para eliminar mercaptanos, tioles, hidrocarburos etilénicos, etc., que son perjudiciales y que se eliminan en torres de absorción. Luego ese gas se regenera (aumentando su porcentaje de CO y de H₂) al ponerlo en contacto con un catalizador de níquel. Este tipo de gas suele recibir el nombre de gas endotérmico.

En América se suele emplear para la preparación de las atmósferas carburantes el gas natural y el gas de alumbrado, y en Europa gas de alumbrado y gas de gasógeno.

Una composición normal de gas portador es la siguiente: CO = 20 %; H₂ = 39 %; H₂O = 0,25 %; CH₄ = 0,70 %; CO₂ trazas; N₂ = 40 %.

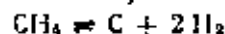
Como gas carburante activo se suele utilizar el metano y también se suelen emplear el butano, propano, etc., con buenos resultados.

La incorporación del metano al gas portador se realiza haciéndolo llegar directamente, en forma gaseosa, desde botellas o depósitos en los que se suele almacenar. Cuando se parte del propano, butano, etc., que también suelen estar almacenados a presión en botellas, se les hace pasar por una cámara a elevada temperatura, donde en presencia de un catalizador (de níquel, carbón, platino, etc.) se disocian y transforman en metano. La mezcla gaseosa disociada compuesta principalmente por metano, hidrógeno y óxido de carbono, es la que al incorporarla al gas portador, introduce el metano en la atmósfera carburante. La adición al gas portador de hidrocarburos sin disociar o aceites en estado líquido, de

no hacerse en forma muy estudiada, no es recomendable, porque hay formación de una gran cantidad de hollín sobre las piezas.

Muy recientemente, sin embargo, se ha comenzado a obtener resultados excelentes carburando por goteo en hornos de mufla o cámara cerrada donde se inyectan cantidades muy precisas de ciertos hidrocarburos debidamente tratados, debiendo tenerse siempre la precaución de emplear hidrocarburos y alcoholes de composición muy definida. Se suelen emplear indistintamente con o sin gas portador.

La reacción principal en la cementación gaseosa es la siguiente:



Siendo el carbono nascente el que, al ponerse en contacto con el acero a elevada temperatura, se disuelve en el hierro gamma.

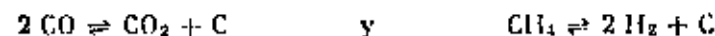
La utilización del gas portador en la cementación gaseosa, es muy interesante por ser más económico el uso de un gas portador barato que rellena fácilmente la cámara del horno, al que se añade una pequeña cantidad de hidrocarburos de precio elevado, que el empleo exclusivo de hidrocarburos. El uso del gas de relleno, al entrar en la atmósfera del horno en proporción adecuada, sirve para diluir el hidrocarburo que se introduce en el horno, y evita la formación de hollín que a veces se presenta cuando la cementación no se hace con las debidas precauciones. De esta forma, además, se consigue un gran potencial de cementación, empleando sólo cantidades muy pequeñas de metano.

El gas portador desplaza además al aire o gases que pueden existir en las cámaras de los hornos y asegura una cierta presión en su interior.

Los gases portadores constituidos por elementos o cuerpos inertes como el nitrógeno no dan buenos resultados, ya que conviene que contengan siempre un cierto porcentaje de CO y de H₂ para que la eficacia del gas carburante sea máxima y no se gaste parte del metano en reaccionar con los elementos perjudiciales como el oxígeno, vapor de agua y dióxido de carbono, que siempre existen en mayor o en menor cantidad en las atmósferas de los hornos.

La presencia del hidrógeno es también imprescindible para la cementación gaseosa. Aunque parezca extraño, es necesario que un elemento que puede ser un descarburante como el hidrógeno, esté presente en las atmósferas carburantes. Al existir hidrógeno en la atmósfera del horno se evitan los depósitos carbonosos sobre las piezas, que en su ausencia aparecen por descomposición de los hidrocarburos y dificultan e impiden la cementación.

En todas las atmósferas carburantes existen CO₂ y H₂ como elementos derivados de las reacciones fundamentales de la cementación:



Si en algún caso no se encuentran presentes el CO₂ y H₂ es señal de que no se está produciendo la cementación del acero, ya que siempre que se produce ese fenómeno a la vez hay también formación de dióxido de carbono e hidrógeno.

En la cementación con atmósfera gaseosa es frecuente efectuar el proceso en dos fases: la primera, de carburación a elevada temperatura en atmósfera muy carburante, y la segunda, de difusión, a más baja temperatura (800° aproximadamente), en atmósfera neutra o ligeramente carburante para conseguir una correcta distribución del carbono en la capa cementada.

137. Carbonitruración

La carbonitruración es un procedimiento muy empleado en la actualidad para endurecer superficialmente los aceros. Este tratamiento se diferencia de la cementación en que parte del endurecimiento se consigue por la acción del nitrógeno. Las piezas que se carbonitruran se calientan a temperaturas próximas a 850° en una atmósfera gaseosa que cede al acero simultáneamente carbono y nitrógeno y luego se enfrían en forma adecuada para obtener gran dureza en la zona superficial con buena tenacidad en el núcleo. El endurecimiento se consigue al templar las piezas cuya periferia ha absorbido una cantidad importante de carbono favoreciéndose el endurecimiento como explicaremos más adelante por la presencia de nitrógeno en el acero.

Para introducir el carbono en el acero, se puede emplear un gas carbonoso o un líquido carburante que se vaporiza en el horno. El nitrógeno absorbido por el acero proviene del amoníaco que se incorpora al gas.

Este proceso ha recibido diversos nombres, como cianuración seca, cianuración gaseosa, nitruración y nitrocarburación. Se comenzó a usar hacia 1930, pero cuando ha adquirido gran desarrollo ha sido a partir del año 1945.

Una de las ventajas más importantes de la carbonitruración es que el nitrógeno absorbido en el proceso disminuye la velocidad crítica de temple del acero. Esto significa que la capa periférica de un acero carbonitrurado temple mucho más fácilmente que cuando el acero ha sido sólo cementado. Esto facilita mucho la sustitución de los aceros de alta aleación por aceros de bajo precio. Además se amplía el campo de apli-

caciones de los aceros boratos, que a veces presentan el inconveniente de que después del temple que sigue a la cementación ordinaria, aparecen algunos puntos blandos en la capa dura, problema que no se suele presentar en la carbonitruración.

En la figura 338 se puede observar el efecto que sobre la templabilidad de un acero al carbono tiene la carbonitruración realizada a diferentes temperaturas. También se señala la templabilidad del mismo acero cementado. Se ve que el aumento de templabilidad debido a la presencia del nitrógeno es más acusado cuando se emplean bajas temperaturas de carbonitruración. De esta forma es posible a veces templar en aceite los aceros al carbono sometidos al proceso de carbonitruración, lo que es una gran ventaja porque así son menores las deformaciones de las piezas, y con frecuencia queda casi eliminado el enderezado y rectificado final.

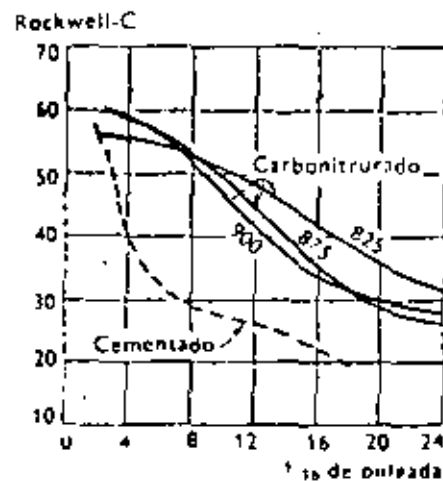


FIGURA 338

Curvas Jominy correspondientes a la composición de la capa exterior cementada y carbonitrurada según los casos a 825°, 875° y 900°, de un acero al carbono de C = 0,08 %.

do a alta temperatura, da lugar a la mayor diferencia entre la cementación y la nitruración. La austenita con carbono y nitrógeno es más estable a bajas temperaturas que la austenita con carbono, y se transforma en el enfriamiento más lentamente. La austenita con carbono y nitrógeno se transforma en martensita a más baja temperatura que cuando no tiene nitrógeno.

Por carbonitruración se suelen obtener capas duras de espesor variable de 0,1 a 0,6 mm. En la figura 339 se puede ver la influencia del tiempo en el espesor de la capa carbonitrurada.

La dureza de la capa periférica que suele variar de 60 a 65 Rockwell-C depende del contenido de carbono y de nitrógeno, de la cantidad de austenita retenida que quede en el acero y de la presencia o ausencia de los compuestos complejos de hierro, carbono y nitrógeno que se forman cuando el proceso se hace a baja temperatura. Durezas superiores a 60 Rockwell-C son fáciles de conseguir. A veces, en los aceros aleados dis-

minuye algo la dureza superficial por la presencia de austenita retenida.

Estos aceros conservan después del revenido durezas más elevadas que los aceros de cementación debido a la presencia de nitrógeno en la capa carbonitrurada. Generalmente es necesario emplear temperaturas de revenido más altas que las empleadas en la cementación para obtener la misma dureza. La resistencia al ablandamiento durante el revenido puede ser interesante cuando en el trabajo se temen sobrecalentamientos anormales o cuando las piezas deban trabajar en caliente. El empleo de temperaturas de revenido algo elevadas es una ventaja para reducir bastante las tensiones residuales de las piezas.

La composición de la capa exterior depende de la temperatura y tiempo del tratamiento, de la composición de la atmósfera y del tipo de acero empleado. En general, cuanto más alta sea la temperatura de carbonitruración mayor es la profundidad de la capa exterior dura. Cuando se emplean bajas temperaturas se llega a producir una capa de composición muy compleja compuesta de hierro, carbono y nitrógeno que es dura sin necesidad de tratamiento térmico posterior, siendo necesario para que se produzca esa capa emplear altos porcentajes de amoníaco.

En la figura 339 se detalla la influencia de tiempo y de la temperatura sobre el espesor de la capa exterior.

Práctica de la carbonitruración.—El equipo necesario para realizar la carbonitruración está compuesto por un horno de cámara, de retorta o de mufla, en donde se introduce el gas o la atmósfera que suministra carbono y nitrógeno en forma apropiada para su incorporación al acero, y la instalación de preparación de la atmósfera correspondiente. Cualquier equipo que sirva para la cementación gaseosa, puede ser utilizado para carbonitrurar, ya que sólo hace falta adicionarle amoníaco a la atmósfera usada para la cementación. Para suministrar el carbono suele emplearse gas natural, gas de coque y gas de gasógeno. También se em-

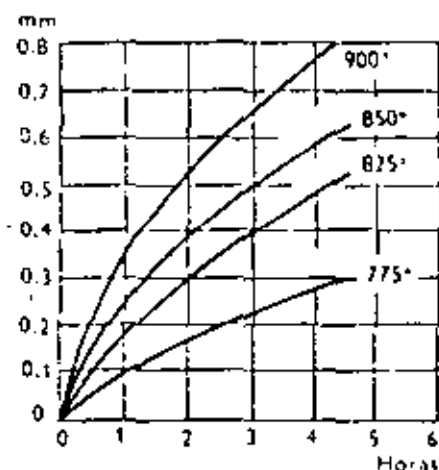


FIGURA 339

Influencia de la temperatura y de la duración del proceso en la profundidad de la capa carbonitrurada en un acero al carbono de C = 0,08 %.

pleno hidrocarburos líquidos que se vaporizan a alta temperatura. El amoniaco suele emplearse en estado líquido y se almacena en botellas.

En realidad, el proceso es muy parecido a la cementación gaseosa con la diferencia de que en la carbonitruración se incorpora el amoniaco a la atmósfera del horno.

Se suele emplear un gas portador que se obtiene al quemarse incompletamente el gas natural, gas del alumbrado o de coque o ciertos hidrocarburos con el aire en determinadas proporciones.

Una composición normal de un gas portador es la siguiente: $\text{CO} = 21\%$; $\text{H}_2 = 40\%$; $\text{CH}_4 = 1\%$. Resto nitrógeno y trazas de CO_2 , H_2O y O_2 . Este gas, después de depurado, como los que se emplean para la cementación gaseosa puede utilizarse mezclado con amoniaco solo o mezclado con amoniaco y pequeñas cantidades de hidrocarburos con objeto de producir en cada caso las cantidades C y N_2 convenientes para que se formen capas periféricas de la dureza conveniente. La cámara del horno debe estar bien aislada del exterior para que no se modifique la composición de los gases que hay en su interior.

Con la adición de hidrocarburos se consiguen muy altos contenidos en carbono. Sin embargo, deben cuidarse estas adiciones, ya que el exceso de hidrocarburos suele producir hollín, que es muy perjudicial porque retarda la carbonitruración.

Otro tratamiento que también tiene alguna semejanza con la cementación y con la carbonitruración que acabamos de describir es el que se conoce con el nombre de schupmanizing. Consiste en cianurar las piezas en un baño de sales a través del cual se hace pasar una corriente de amoniaco. De esta forma se consigue en la periferia de las piezas de acero un elevado contenido en nitrógeno y una dureza extraordinaria. Recientemente se ha comenzado a utilizar en lugar de amoniaco, gases disociados y también se han obtenido buenos resultados adicionando anilina al amoniaco.

La duración del tratamiento varia de treinta minutos a tres horas; se emplean temperaturas de 750° a 850° y se obtienen capas carbonitruradas de 0,1 a 0,6 mm de espesor. La composición del baño empleado es: 35% de cianuro sódico, 20% de cianuro potásico, 20% de carbonato sódico y 20% de carbonato potásico.

138. Sulfinización

Es un tratamiento desarrollado recientemente en Francia que mejora extraordinariamente la resistencia al desgaste de las piezas de acero, por la acción del azufre que se incorpora a la masa metálica por calentamiento

a baja temperatura (565°) de las citadas piezas en un baño de sales. Como en este tratamiento, aunque no se observa un aumento muy sensible de la dureza superficial del acero, si se produce en cambio un gran aumento de la resistencia al desgaste, al estudiar este tratamiento es necesario modificar en cierto modo las concepciones generalmente admitidas sobre la relación que hay entre dureza y resistencia al desgaste. En este caso, sin ser las piezas de una dureza extraordinaria, tienen una gran resistencia al desgaste.

Para el tratamiento se suele usar un baño formado por dos sales: Una de bajo punto de fusión constituida por carbonato sódico, con cianuro sódico y cloruro potásico, que en cierto modo puede considerarse como una típica sal de cianuración, y una sal portadora del azufre, constituida por cloruro potásico con cianuro sódico y sulfito sódico. El contenido en sulfito sódico del baño suele ser un 12% aproximadamente.

A veces se suele usar para relleno otra tercera sal de carácter neutro.

En la sulfinización se produce una transformación superficial del metal con penetración de ciertos cuerpos en la capa superficial del metal que se produce en forma parecida a la fosfatación. Pero en la sulfinización el agente de penetración es el sulfocianuro y las temperaturas de tratamiento (565°) son mucho más elevadas que las de fosfatación.

No se conocen bien los constituyentes microscópicos que se obtienen con este tratamiento. Parece que se producen precipitaciones de constituyentes submicroscópicos de naturaleza todavía no bien definida en las uniones de los granos que comunican a las piezas de acero propiedades de gran valor para numerosas aplicaciones.

En la sulfinización se forman dos capas: una superficial dura y frágil de muy poco espesor (de 10 a 30 micrones), y otra interior más blanda y de más espesor. La profundidad total máxima que se alcanza en el tratamiento es 0,30 mm.

El método de trabajo que se suele seguir es el siguiente: C)

1.º Mecanizado completo dejando un exceso de 0,02 mm para terminar luego por rectificado.

2.º Precaentamiento de las piezas a fin de evitar un descenso importante de temperatura en el baño.

3.º Introducir las piezas en el baño a 565° . Con 60 minutos de permanencia se obtiene 0,15 mm de espesor, pero la superficie se satura rápidamente y después de 3 horas, la penetración es máxima, alcanzándose 0,30 mm de profundidad.

En los casos en que no es necesario el rectificado con 0,15 mm de profundidad es suficiente.

4.º Sacar del horno las piezas e introducirlas en agua para que se desprendan las sales.

5.º Rectificado de las piezas en el caso de que sea necesario.

La propiedad más importante que se confiere al acero con el sulfinado es una mejora extraordinaria en su resistencia al desgaste. En numerosos ensayos tecnológicos hechos sobre ejes, cojinetes, levas, etc., con acero templado, con acero cementado y templado y con acero sulfinado, se observa que las piezas sulfinizadas tienen una resistencia al desgaste extraordinaria y mucho más elevada que las demás. Estudiando los desgastes producidos en un caso y en otro, se ven que los espesores y pesos perdidos en los diferentes ensayos son 5 a 20 veces menores en el acero sulfinado que en el tratamiento por otros procedimientos.

En este tratamiento la resistencia al desgaste es debida más que a un aumento de dureza, a la gran aptitud que tiene la capa sulfinizada al rozamiento. Parece que las superficies sulfinizadas se comportan en cierto modo como los metales antifricción y los constituyentes duros incrustados en la matriz favorecen y mejoran la resistencia al roce de las piezas de acero.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES**

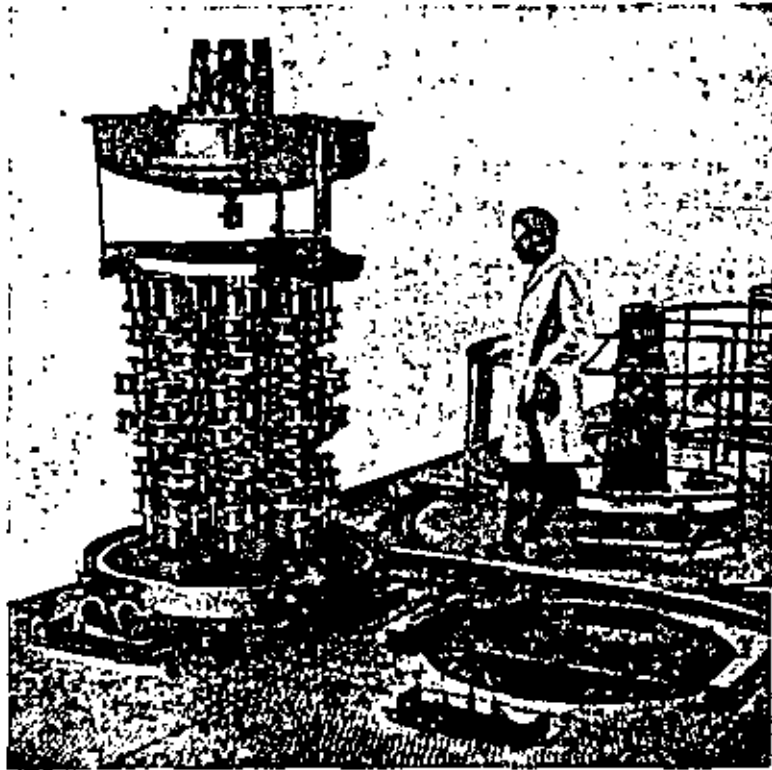
**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL.**

- * FACTORES METALURGICOS
- * ENDURECIMIENTO POR TEMPLE SUPERFICIAL

**PROF. ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

ración, y nunca deben rectificarse después, porque desaparecería la capa nitrurada que es de muy pequeño espesor.

Con este tratamiento se obtienen durezas de 900 a 1.100 Vickers, muy superiores a las que se consiguen normalmente con los aceros rápidos después del temple y revenido.



Un horno eléctrico vertical para la nitruración de aceros.

CAPÍTULO XV

ENDURECIMIENTO POR TEMPLE SUPERFICIAL

166. Calentamiento por llama oxiacetilénica

Este proceso, conocido con el nombre de «Shorter process», «Shorter-ing», «Flameado» o «temple con llama oxiacetilénica», se emplea con mucho éxito para endurecer superficialmente ciertas piezas de acero que, por su forma o dimensiones, no pueden ser endurecidas por otros métodos.

El procedimiento consiste en templar determinadas zonas de las piezas, calentándolas con una llama oxiacetilénica y enfriándolas luego rápidamente.

Para conseguir que las capas duras queden bien adheridas al resto del material y para evitar posibles desmenuamientos superficiales, debidos a una transición demasiado brusca de las zonas duras a las blandas, conviene que el contenido en carbono de los aceros esté comprendido entre 0,30 a 0,60% de C.

Se emplean instalaciones que constan de uno o varios sopletes que calientan las partes de las piezas que se desea endurecer y varios chorros de agua o depósitos auxiliares que enfrían rápidamente las zonas calientes que quedan templadas y con gran dureza. El foco de calor o la pieza se mueven constante o alternativamente para calentar y templar sucesivamente todas las zonas que hay que endurecer. En las primitivas instalaciones el movimiento de la llama se



FIGURA 343
Endurecimiento superficial de engranajes por llama oxiacetilénica.

hacia a mano, pero ahora se usan máquinas automáticas con las que se

consigue una gran regularidad en los resultados. El enfriamiento se hace generalmente con chorro de agua, aunque algunas veces también se realiza con corriente de aire a presión o introduciendo las piezas en un depósito de agua o aceite.

Las diferentes clases de instalaciones que se utilizan para este tratamiento se pueden clasificar en cuatro grupos:

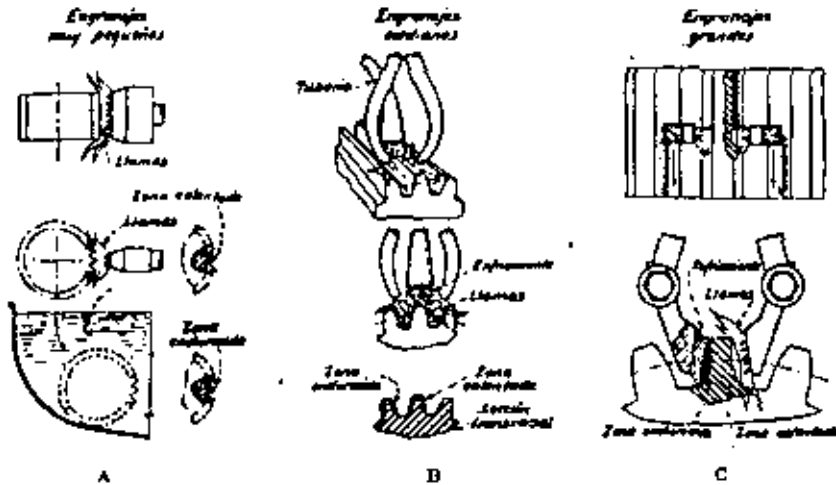


FIGURA 384

Procedimientos usados para el temple de engranajes por llama oxiacetilénica.

1.º Máquinas en las que las piezas permanecen quietas y la llama se mueve sobre la superficie que se va a templar, seguida más o menos inmediatamente del aparato de enfriamiento (fig. 384 B).

2.º Máquinas en las que la llama y el aparato de enfriamiento son estacionarios y la pieza se mueve (fig. 383). El trabajo es inverso, pero el movimiento relativo de la pieza con respecto al aparato es el mismo que en el caso anterior.

3.º Máquinas en las que la llama y el aparato de enfriamiento se mueven en una determinada dirección y la pieza se mueve en otra.

4.º Máquinas en las que se aplica la llama durante el tiempo necesario para que el acero alcance la temperatura de temple, luego se retira cuando se ha terminado el calentamiento de una zona y entonces se acerca el aparato de enfriamiento que enfría la zona caliente o se introduce la pieza en un depósito de agua (fig. 384 A). Luego se sigue calentando y templando sucesivamente en la misma forma todas las demás zonas que se han de endurecer.

En las tres primeras instalaciones el temple es progresivo, regulándose la velocidad de calentamiento por el tipo del soplete, el tamaño de la llama y la velocidad del movimiento. La intensidad del temple se regula por la distancia del chorro de agua al quemador, o sea, por el tiempo que transcurre desde que el acero alcanza la temperatura de temple hasta que comienza el enfriamiento con el chorro de agua.

Empleando las máquinas del cuarto grupo, el calentamiento y el temple son separados y consecutivos. La velocidad de calentamiento es

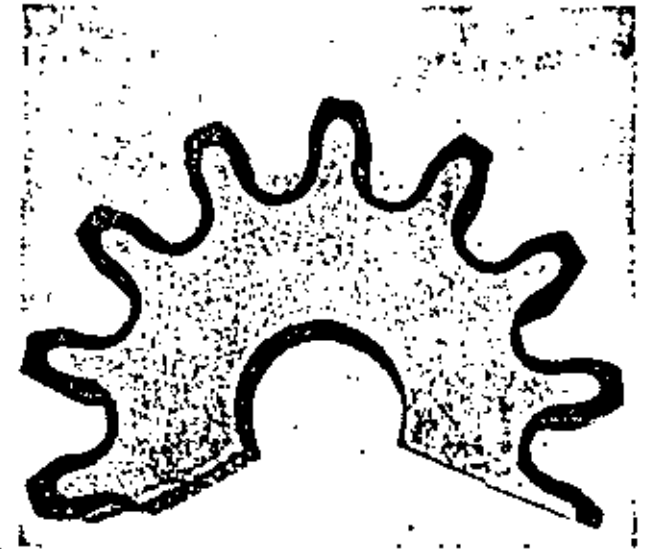


FIGURA 385

Sección transversal de un engranaje templado con llama oxiacetilénica.

regulada por el tamaño de la llama y la intensidad del temple por el intervalo que transcurre desde el momento en que se quita la llama hasta que se inicia el enfriamiento.

Hasta aquí nos hemos referido a calentamientos con llama oxiacetilénica, porque es la más empleada; sin embargo, algunas veces, también se utilizan para el calentamiento en lugar de acetileno gas del alumbrado, gas natural y otros gases derivados del petróleo y de la gasolina.

167. Ventajas del temple oxiacetilénico

El temple oxiacetilénico es muy utilizado para el endurecimiento de elementos de máquinas y de estructuras que, por su tamaño y forma, no pueden ser templados por otros procedimientos. Especialmente en el caso de grandes piezas, que por su volumen no pueden ser introducidas en los hornos de temple, se utiliza este procedimiento con gran éxito. Además, empleando este sistema se puede endurecer, si se desea, sólo la parte superficial de las piezas, sin afectar las propiedades del corazón (figura 385).

Cuando se utiliza este método para templar piezas de gran tamaño las deformaciones que se producen son muy pequeñas, porque se calienta

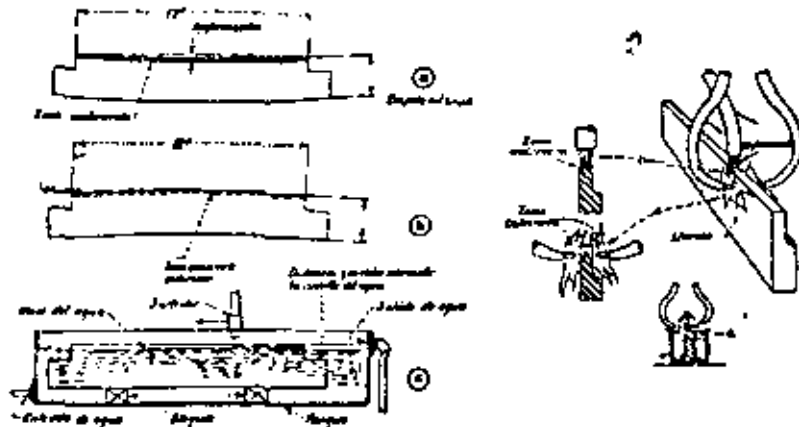


FIGURA 386

Temple de una cuchilla por llama oxiacetilénica.

sólo una pequeña parte de las piezas, y el resto, que está frío, tiene suficiente resistencia y rigidez para impedir cualquier deformación importante del material.

Este procedimiento es muy útil cuando se desea endurecer sólo determinadas zonas de las piezas. Tomando precauciones especiales y utilizando utillaje adecuado se obtienen mejores resultados que con el calentamiento en hornos.

En la figura 386 puede verse el proceso que se sigue para el temple de cuchillas. En la figura a se señala la forma que toma una cuchilla recta después del temple, cuando para el calentamiento del filo cortante se ha empleado el procedimiento oxiacetilénico.

En la figura b se indica la forma que debe darse a la cuchilla para compensar las deformaciones que se producen en el temple y conseguir que después del tratamiento queden rectas, y en la figura c se ven los dispositivos empleados para el temple de esta clase de cuchillas.

168. Clases de aceros

Aunque puede emplearse el procedimiento oxiacetilénico para templar todos los aceros de más de 0,30% de carbono, no se suelen utilizar contenidos en carbono superiores a 0,60% por el peligro de que se desconchen las capas duras.

Cuando interesa conseguir únicamente gran dureza superficial, basta con emplear aceros al carbono. Sin embargo, cuando además de la dureza superficial interesa que el núcleo quede con características relativamente elevadas, deben utilizarse aceros aleados.

En la Tabla XXXVIII se da una lista de algunos de los aceros más empleados para el temple por llama oxiacetilénica y las durezas que con ellos se pueden conseguir.

C	Mn	Si	Rockwell C
0,35	0,80	0,25	53
0,35	1,45	0,30	55
0,48	0,68	0,18	59
0,48	0,69	0,30	61
0,55	0,74	0,22	62
1,00	0,30	0,29	64

TABLA XXXVIII

Composición de algunos aceros muy utilizados para la fabricación de piezas, que se endurecen superficialmente por temple oxiacetilénico y máximas durezas que se suelen conseguir.

Las profundidades de la capa dura que se obtienen industrialmente, suelen variar de 1 a 6 mm y dependen en cada caso de la clase de acero y de la forma de efectuar el tratamiento. La velocidad de avance de la llama suele variar de 50 a 200 mm por minuto y la máxima dureza que se alcanza superficialmente, depende siempre del contenido en carbono del acero.

Cuando se emplean aceros de alta aleación, la profundidad de la dureza que se obtiene es mayor que en los aceros al carbono, ya que la penetración de temple aumenta con los elementos aleados y la variación de la dureza de la periferia al centro es menos brusca. El tiempo requerido para el calentamiento depende de la profundidad deseada. El calen-

lamiento de pequeñas zonas, con profundidades de 1 a 2 mm se suele conseguir en unos dos minutos aproximadamente.

La profundidad de la dureza se puede regular dentro de ciertos límites con gran facilidad, modificando la composición del acero, la forma de las piezas, las características del soplete, la intensidad de las llamas y la severidad del medio de enfriamiento.

169. Calentamiento por corrientes de inducción de alta frecuencia

Este procedimiento se utiliza para endurecer superficialmente pequeñas piezas de acero, por temple de su zona periférica. El calenta-

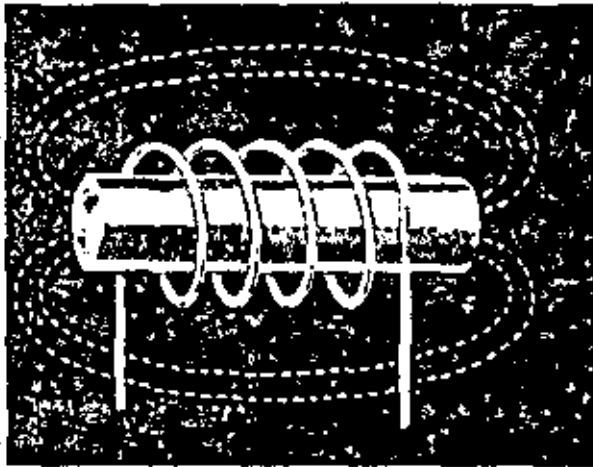


FIGURA 387

Al pasar la corriente eléctrica por las espiras se crea un campo magnético que atraviesa el acero.

miento por corrientes de alta frecuencia se efectúa en muy pocos segundos, pudiéndose además si se desea, localizar el tratamiento en zonas muy limitadas.

Las piezas se colocan en el interior de una espira o conjunto de espiras de forma apropiada, a través de las cuales se hace pasar una corriente eléctrica de alta frecuencia que calienta las piezas a elevada temperatura. Luego se enfrían rápidamente con ducha de agua o introduciéndoles en un recipiente de agua o aceite. Las espiras están consti-

tuidas por un tubo de cobre refrigerado interiormente por agua. La corriente eléctrica crea en el interior de las espiras un campo magnético alternativo (fig. 387), que a su vez da lugar a corrientes eléctricas alternativas de alta frecuencia en las piezas, que son suficientes para calentar el acero (fig. 388).

Un circuito de calentamiento por inducción es fundamentalmente un transformador, en el que el primario está constituido por las espiras

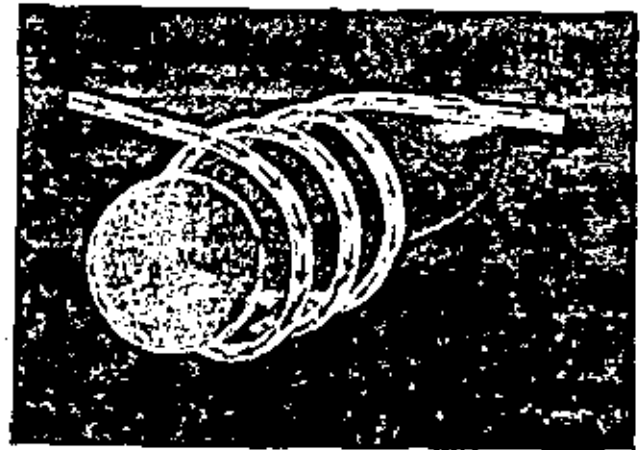


FIGURA 388

La capa periférica de la pieza de acero se calienta rápidamente al ser atravesada por corrientes eléctricas inducidas de alta frecuencia. (Corrientes de Foucault.)

través de las cuales pasa la corriente alterna y el secundario por la pieza que se va a calentar y que se coloca en su interior.

El calentamiento de las piezas de acero se efectúa en este proceso como consecuencia de dos fenómenos distintos:

1.º **Por histéresis.**—Bajo la acción del campo magnético las pequeñas partículas de hierro tienden a polarizarse en un determinado sentido, creándose en cada una de ellas un polo norte y un polo sur. Al variar el sentido del campo con mucha frecuencia, las pequeñas partículas tienden a seguir esas variaciones, modificándose la situación de sus polos y creándose una gran fricción molecular interna que desarrolla calor y que al disiparse a través de la pieza eleva su temperatura. En el temple de los aceros por alta frecuencia, el calentamiento por histéresis tiene muy poca importancia.

2.º **POR CORRIENTES DE FOUCAULT.**—En la periferia de las piezas sometidas a campos magnéticos alternativos de alta frecuencia, nacen unas corrientes periféricas circulares llamadas «corrientes de Foucault», que son capaces de calentar rápidamente la zona periférica de las piezas, llegándose a alcanzar en muy pocos segundos temperaturas del orden de los 800º a 1.000º.

En el temple de los aceros, el efecto de histéresis que es casi despreciable, no ejerce además ningún efecto cuando la temperatura de la

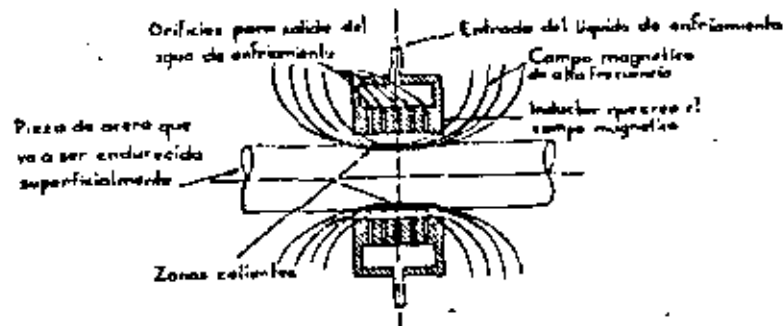


FIGURA 380

Esquema de un dispositivo para el endurecimiento superficial de barras de acero calentadas por corrientes de alta frecuencia.

pieza sobrepasa el punto A_2 (768º), porque a partir de esa temperatura el acero es amagnético. Entonces el calentamiento se efectúa exclusivamente por corrientes de Foucault, actuando el acero de la periferia de las piezas como una resistencia, que se calienta al paso de una corriente eléctrica de acuerdo con la ley de Joule. El calor desarrollado será proporcional a: $R I^2$, siendo R la resistencia del circuito e I la intensidad de la corriente que le atraviesa.

Cuando la temperatura del acero sobrepasa los 768º, cesa el efecto de histéresis y continúan desarrollándose las corrientes de Foucault, aunque su efecto se reduce a medida que aumenta la temperatura. Esto es una ventaja, pues automáticamente se evita el sobrecalentamiento excesivo de la periferia de las piezas.

170. Instalaciones para el calentamiento

Para generar corrientes de alta frecuencia para el calentamiento de las piezas de acero, existen tres tipos de instalaciones: 1.º Motor genera-

dor, 2.º Generadores con válvulas termoiónicas; y 3.º Generadores de chispa.

1.º **MOTOR-GENERADOR.**—Se emplean para frecuencias relativamente bajas de 60 a 25.000 ciclos por segundo, con capacidades variables desde 5 Kw hasta varios cientos de kilovatios. Se utilizan, en general, para grandes profundidades de calentamiento, variables desde 1,5 a 5 mm.

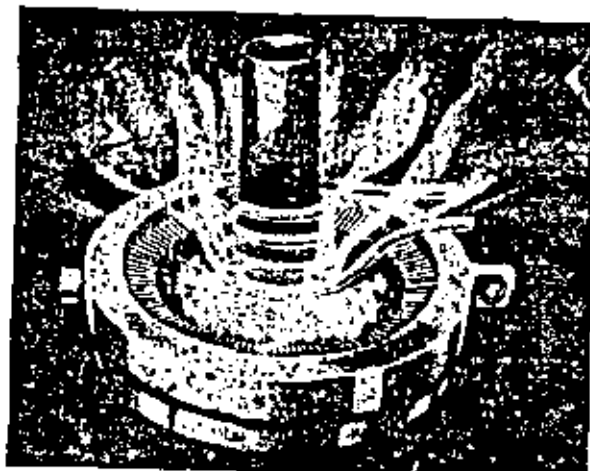


FIGURA 390

Temple por alta frecuencia de barras de acero.

2.º **GENERADORES DE VÁLVULAS.**—Se emplean para frecuencias muy elevadas desde 100.000 a 5.000.000 de ciclos por segundo, con capacidades de 5 a 100 Kw.

3.º **GENERADORES DE CHISPA.**—Se utilizan para frecuencias muy elevadas desde 20.000 a 1.000.000 de ciclos, con pequeñas capacidades de 5 a 40 Kw.

De las tres clases de instalaciones, las dos primeras son las más utilizadas, empleándose generalmente para grandes espesores el motor generador y para pequeños espesores, los generadores de válvulas.

171. Dispositivos de temple

En las instalaciones de temple por corrientes de alta frecuencia, se emplean los más variados dispositivos para el calentamiento y enfria-

miento de las piezas. En las figuras 389 y 390 se ven dos tipos de aparatos muy empleados para el temple de barras. Al avanzar la pieza y pasar a través de las espiras se calienta el acero de la zona periférica, que luego se temple al ser enfriado por los chorros de agua que están dispuestos muy próximos a la espira.

En la figura 391 se ve el método empleado para templar engranajes. Las superficies de los dientes que se desean endurecer, son calentadas al

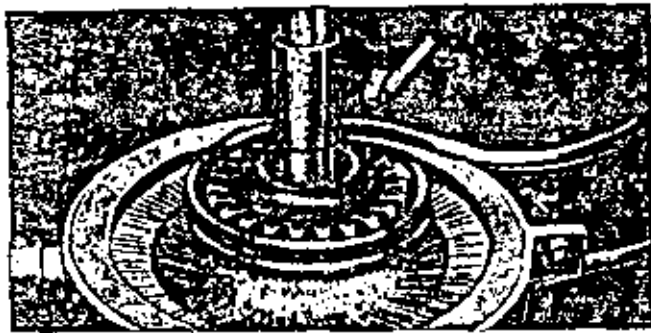


FIGURA 391
Temple de engranajes por alta frecuencia.

ser colocada la pieza dentro de las espiras y luego al desplazarse hacia abajo, los surtidores de agua especialmente dispuestos para ello, templan la zona que estaba caliente.

La disposición de las espiras debe ser adecuada a la forma de la pieza y al método de trabajo adoptado.

En las figuras 392 y 393 se ven dos instalaciones en las que las piezas van colocadas en cintas transportadoras. En una de ellas se calientan varias piezas a la vez, y en la otra cada pieza se calienta individualmente, empleándose en cada caso diferente disposición de las espiras.

Empleando instalaciones de alta frecuencia se pueden templar muchas piezas de pequeños motores y máquinas en mucho menos tiempo que el que se necesita utilizando cualquier otro medio de calentamiento. En la figura 394 se ven 75 piezas de un grupo motor compresor que han sido templadas en instalaciones de alta frecuencia. Para templar 100 bulones de los de mayor tamaño en un horno de mufla, se necesitan quince horas, y empleando corrientes de alta frecuencia, se templan en cuatro horas.

Para cada apoyo de leva se necesitan tres minutos empleando hornos de mufla y bastan quince segundos calentándolos por alta frecuencia.

En las diversas piezas de la figura, el ahorro de tiempo conseguido varía de la tercera a la vigésima parte.

Para el temple de muelles también se emplea con éxito el calentamiento por alta frecuencia.

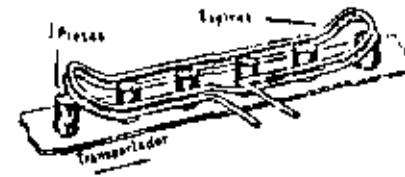


FIGURA 392
Calentamiento continuo de piezas de acero por alta frecuencia.

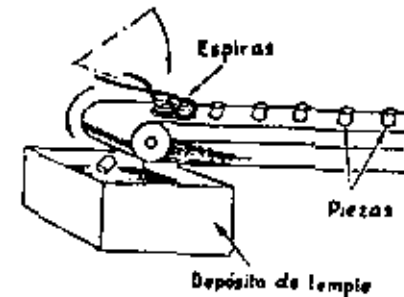


FIGURA 393
Temple de pequeñas piezas de acero por alta frecuencia.

miento por alta frecuencia. Una de las instalaciones más usadas es la de la figura 395. El muelle queda rodando por las espiras de cobre, apo-

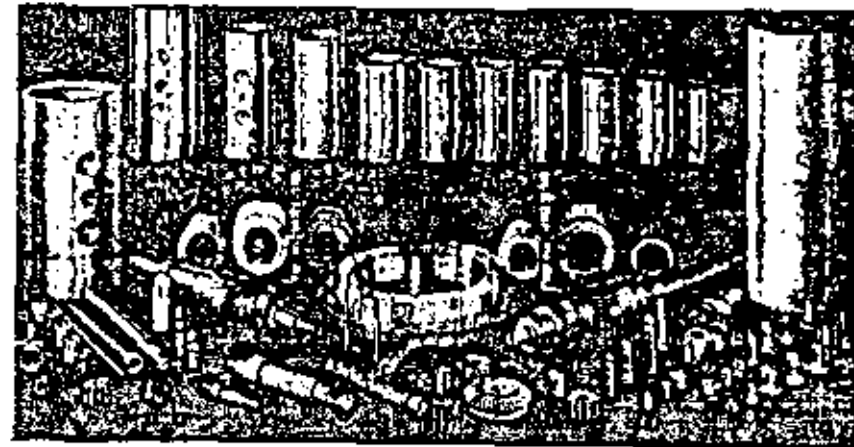


FIGURA 394
Diversas piezas templadas por alta frecuencia.

yado en dos cilindros móviles que le hacen girar alrededor de su eje durante el calentamiento. Terminado éste, se separan los cilindros y con el muelle al depósito de enfriamiento.

Los inconvenientes más importantes del temple por alta frecuencia son: 1.º el elevado costo de las instalaciones; 2.º la necesidad de preparar en cada caso dispositivos adecuados para cada clase de trabajo;

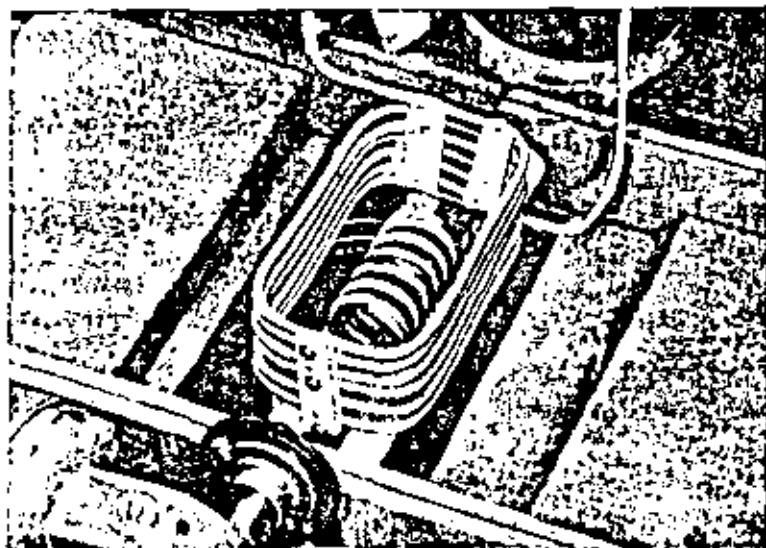


FIGURA 393
Instalación para el temple de muelles por alta frecuencia.

3.º la gran velocidad de calentamiento, y 4.º la gran diferencia de temperaturas que existe en un momento determinado en zonas muy próximas de las piezas, que da lugar luego a variaciones muy bruscas de dureza.

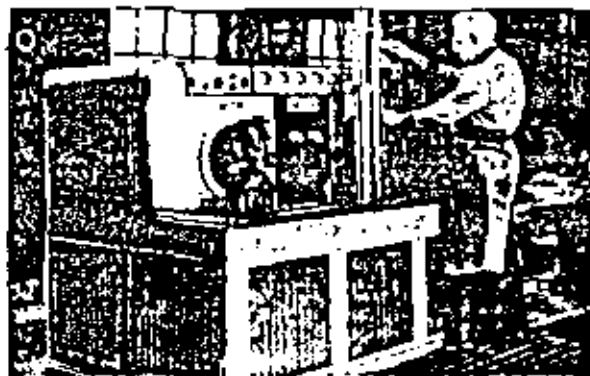
172. Control de la profundidad de calentamiento

La profundidad de calentamiento que se consigue utilizando instalaciones de alta frecuencia, depende principalmente de tres variables: frecuencia, potencia y tiempo. Modificando esas características se pueden utilizar las más variadas combinaciones para conseguir, en cada caso, los mejores resultados.

Para dar una idea de la influencia que cada uno de esos factores ejerce en el calentamiento, a continuación citamos algunos ejemplos en los que al mantener constantes dos factores, se ven las variaciones que

se consiguen modificando el tercero. Los resultados corresponden a barras de 25 mm de diámetro.

Variación de frecuencia.—Utilizando una instalación de 20 Kw y un segundo de calentamiento se obtiene con 500.000 ciclos, 2 mm de profundidad y con 2.000.000 de ciclos, 1 mm de profundidad.



Instalación para el temple de piezas por alta frecuencia.

Variación de la potencia.—Con medio segundo de calentamiento y 500.000 ciclos se obtiene, con 20 Kw, una profundidad de 1,2 mm y con 40 Kw la profundidad es de 3,1 mm.

Variación del tiempo.—Con una instalación de 20 Kw y 500.000 ciclos se obtiene, con un segundo, 2 mm de profundidad y con dos segundos, 2,9 mm.

173. Bombardeo de perdigones

Aunque esta operación no es un tratamiento térmico, la incluimos en este capítulo por considerarla como una de las más interesantes entre las que se utilizan hoy en la industria para mejorar el rendimiento de los aceros.

El procedimiento, que consiste en bombardear la superficie de las piezas con pequeñas bolas de acero, se emplea, principalmente, para aumentar la resistencia a la fatiga de numerosas piezas de máquinas y motores. El efecto que se consigue en este proceso es el mismo que se obtenía antiguamente, cuando se batían las espadas en frío con el extremo redondeado de los martillos. El método de trabajo ha sido moder-

nizado y los resultados que se obtienen con el bombardeo de perdigones, es muy parecido al que se obtenía antiguamente con el martillado.

Las zonas superficiales de las piezas quedan sometidas a grandes esfuerzos de compresión residuales, que incrementan la resistencia a la fatiga y evitan gran número de roturas que se inician en la superficie de las piezas.

Controlando el tamaño de las bolas, la velocidad de choque y el número de impactos por centímetro cuadrado, se puede emplear este procedimiento con gran éxito para piezas muy diversas como barras de torsión, muelles, ejes, palieres, piñones, cadenas, espárragos y otras muchas piezas.

Rick Mansell cita que en sus ensayos consiguió aumentar la resistencia a la fatiga de diferentes piezas en los siguientes porcentajes: cigüeñales, 900%; muelles helicoidales, 137%, y juntas soldadas, 475%.

Se emplean dos métodos para lanzar las bolas sobre las piezas. En uno de ellos las bolas son arrastradas por un soplado muy enérgico, análogo al del chorro de arena, en el que salen mezclados el aire y las bolas. Otro método consiste en colocarlas en una rueda que gira rápidamente y de la que salen despedidas por la fuerza centrífuga.

Uno de los procesos donde más éxito ha tenido este procedimiento, ha sido en la fabricación de muelles. Con este tratamiento es posible aumentar el límite de fatiga de 55-70 Kg/mm² hasta 80-100 Kg/mm², empleándose para muelles fabricados con barras de 6 a 20 mm de diámetro, presiones de aire de 4 a 6 Kg/cm² y perdigones de 0,5 a 1,5 mm de diámetro. La duración del tratamiento suele variar de 10 a 15 minutos.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**


**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL**

- * FACTORES METALURGICOS
- * GUIA DE SELECCION DE ACEROS Y PROCESOS
PARA LA FABRICACION DE ENGRANES

**PROF. ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

Guide to Gear Steels and Gearmaking Processes

Grades (a)	Sizes, in.		Forming Processes	Heat Treatment	Applications
	Pitch Diameter (b)	Face Width			
 <h2 style="text-align: center;">Spur</h2>					
A EX 33, 8627 4027 4118	3.25-6.25 5.6 2.727-3.090	1.0-1.8 2.4 1.902-1.925	Hot forge Hot forge Hot forge	Normalize (1,650 F), carburize (1,650-1,700 F), 300 F oil quench. Case depth: 0.035-0.050 in.	Automotive transmission gears Truck two-speed differential gears
B 8720H 8822H 1039 4118 mod 8620 8720H 8822H 1018 mod 1019 ASTM B476	2.20 (0.7-0.6) (0.4-1.0) 15-30 (0.5-0.7) 2.12 (0.1-0.4) (0.1-0.4) (0.3-0.5) (0.5-0.7) 1.4 (0.7-0.4)	1-6 3-6 1-4 0-1 1-2	Machine from upset forging Machine from upset forging Machine from upset forging or bar stock Machine from bar stock Powder metal	Carburize (1,700 F), reheat (1,560 F), oil quench, and temper (300 F) Case depth: 0.9-1.2 mm to 2.0-2.4 mm Heat (1,550 F) water quench, temper (300 F), and induction harden surface to 0.090-0.100 in., temper (300 F) Carburize (1,700 F), reheat (1,560 F), oil quench, and temper (300 F); or Carburize (1,700 F), direct quench, and temper (300 F); or Carburize (1,700 F) and direct quench; tempered by residual heat (150-200 F) Case depth 0.9-1.2 mm to 2.0-2.4 mm Carbonitride (1,600 F), drop to 1,450 F, oil quench, and temper (360 F) Case depth: 0.3-0.8 mm None	Final drive for tractors Final drive for tractors Transmission for tractors Accessory drive for tractors Accessory drive for tractors
C 1524 8620 1524 1022	0.5-48.0 0.5-48.0	0.365-3.00 0.365-3.00	Hob and shave, or hob Hob and shave, or hob	Carburize (1,700 F), oil quench, and temper (360 F) Effective case depth: 0.050-0.060 in. Carburize (1,700 F), air cool, induction heat, water quench, temper (360 F)	Speed change gears, planet pinions for farm equipment Speed change gears, planet pinions for farm equipment
D EX 16	Various	Various	Forge and machine	Carburize (1,750 F), oil quench, and temper (380-420 F) Effective case depth: 0.030-0.080 in.; larger gears have heavier cases	Truck transmissions
E 4027H EX 33 4327H	3.0 (6.5) 6.1 (6.5) 2.5 (6.5)	0.87 1.1 1.1	Hob and shave Hob and shave Shear speed and shave	Carburize 0.047-0.055 in. effective case depth, and temper at 350 F Carburize 0.042-0.055 in. effective case depth, and temper at 350 F Carburize 0.042-0.055 in. effective case depth, and temper at 350 F	Four-speed manual truck transmission Four-speed manual truck transmission Four-speed manual truck transmission
F 9310 1118 4820 5130 5140 5150 5155 8620	3.0-18.0 2.5-8.0 6.0-14.0 1.0-16.0 1.0-16.0 4.0-14.0 4.0-14.0 0.5-16.0	0.12-3.00 0.43-1.00 1.5-6.0 0.50-4.00 0.50-4.00 0.50-2.50 0.50-2.50 0.25-4.00	Hob, grind, hone Hob, shave Hob, shave, grind Hob, shave Hob, shave Hob, shave Hob, shave Hob, shave, grind, hone	Carburize (1,500-1,550 F) Carbonitride (1,500-1,700 F) Carburize (1,500-1,700 F) Carburize (1,500-1,700 F) Carburize (1,500-1,700 F) Induction harden (1,475-1,550 F) Induction harden (1,475-1,550 F) Carburize (1,525-1,575 F)	Aircraft gas turbine engines Transmissions for heavy duty transport — rd., highway equipment, buses, trucks, ordinance, etc.
G 4023 4023, 4027, 4028 1045			Machine from hot rolled tubing or bar Machine from hot-rolled bar Machine from bull welded, hot rolled bar	Carburize, oil quench, and temper to Rc 58 min. Case depth: 0.015-0.025 in. Carburize, oil quench, and temper to Rc 58 min. Case depth: 0.030-0.045 in. Induction harden teeth, temper to Rc 46-52 min. Case depth: 0.100-0.200 in.	Truck transmission gears (4023, 4027, 4028) Automotive starter drive gears (1045)
H 1020 Low carbon: 8620, 4320, 4620, 4820, 9310, 7320, etc. Medium- carbon: 1045, 4140, 4150, 4340, etc.	3/4 in. diam.—16 DP (c) to 134 in. diam.—0.75 DP (c) Max. face width, 54 in.		Bar stock, closed die forgings, open frame forgings, rolled rings with welded webs and hubs. Steel and iron castings. Hob teeth and shave when required.	1020: Carburize (1,750 F) water quench from 1,550 F, and temper to desired hardness. Medium carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness — some gears are flame or induction hardened. Low carbon, shallow and deep cases — see footnote (f) for heat treatments.	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses.

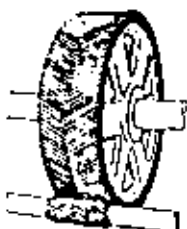
Gears (a)	Sizes, in.		Forming Processes	Heat Treatments	Applications
	Pitch Diameter (b)	Face Width			
Pinions: 4140 4340 4350	20-35 0.375-1 DP (c)	10-21	Forge and machine teeth	Heat (1,600 F), water quench, and temper to 8Hn 277-331	Mining machinery
Gears: Chromium-molybdenum cast steel; ASTM A148	50-600 0.375-1 DP (c)	10-21	Cast and machine teeth	Heat (1,600 F), water quench, and temper to 8Hn 229-277	Mining machinery



Single Helical

A	EX 33	1 1/2-6	5/8-1	Forge	Anneal, carburize (1,650 F, 0.025-0.040 in. case depth), and shot peen for fatigue strength	Gears for manual transmissions
	EX 33 and 8620	2.1-6.7	1.0 approx.	Forge	Normalize (1,650 F), carburize (1,650-1,700 F), oil quench and temper (275-425 F, depending on desired hardness). Case depth: 0.035-0.050 in.	Automotive transmission gears
	4027	3.5-6.4	1.1-1.6	Forge	Cycle anneal blank, carburize 0.010-0.016 in., hot oil quench, and temper	Automotive transmission gears
	5130	0.962	0.746	Cold form and machine from coil	Carburize 0.012-0.016 in., hot oil quench, and temper	Automotive transmission gears
	5130	2.044	3.700	Machine from seamless tubing		
B	Nitralloy N	5.8 (0.3-0.5)	5-7	Machine from forging	Solution treat (1,650 F), oil quench, temper (1,250 F), and gas nitride (980 F)	Final drive for marine transmissions
	4118 mod 8620	4-10 (0.1-0.5)	1-3	Machine from upset forging	Carburize (1,750 F), reheat (1,560 F), oil quench, and temper (300 F); or Carburize (1,700 F), direct quench, and temper (300 F); or Carburize (1,700 F) and direct quench; tempered by residual heat (150-200 F). Case depth: 0.9-1.2 mm to 2.0-2.4 mm	Accessory drive for tractors
C	3022, 1524	0.5 to 1.8	3	Hob and shave	Carburize (1,700 F), air cool, inductive harden, and temper (360 F)	Transmissions for farm equipment
	1524, 4023	0.5 to 1.8	3	Hob and shave	Carburize (1,700 F), oil quench, and temper (360 F). Effective case depth: 0.050-0.060 in.	Low range pinion for farm equipment
D	EX 16	Various	Various	Forge and machine	Carburize (1,750 F), oil quench, and temper (380-400 F). Effective case depth: 0.030-0.080 in.; larger gears have heavier cases	Truck transmissions
E	4027H	4.5 (8.0)	0.9	Shaper cut and shave	Carburize (effective case depth 0.042-0.055 in.), and temper at 350 F	Four speed manual truck transmissions
	2520H	2.0 (9.3)	0.9	Hob and shave	Carburize (effective case depth 0.035-0.045 in.), and temper at 350 F	Three speed manual transmissions
	4027H	3.2 (9.3)	0.8			
	4620H	3.2 (8.3)	0.75	Shaper cut and shave	Carburize (effective case depth, 0.035-0.045 in.), deep freeze - 120 F temper at 350 F	Four speed manual dragster transmission
	9310	2.1 (9.2)	0.8			
	8620 H	1.8 (9.4)	1.4	Hob and shave	Carburize (effective case depth, 0.035-0.045 in.), temper at 350 F	Four speed manual transmission
2.1 (9.4)		0.8	Shaper cut and shave			
2.5 (9.4)		0.8	Shaper cut and shave			
2.8 (10.6)		0.7	Hob and shave			
2.3 (15.5)		0.8	Hob and shave			
F	9310	3.0-18.0	0.12-3.0	Hob and grind	Carburize (1,500-1,550 F)	Aircraft gas turbine engines
	(e) 4140	1.0-11.0	2.5 max	Hob, shave, and hone	Nitride (1,550-1,600 F)	Truck engines
	4145	1.0-11.0	2.5 max	Hob, shave, and hone	Nitride (1,550-1,600 F)	Truck engines
	5140	6.0-14.0	1.0-4.0	Hob and shave	Carburize (1,500-1,550 F)	Transmissions for heavy-duty transport — buses, trucks,
	8620	6.0-14.0	1.0-4.0	Hob and shave	Carburize (1,525-1,575 F)	
G	4023			Machine from hot-rolled tubing or bar	Carburize, oil quench, and temper to Rc 58 min. Case depth: 0.015-0.025 in.	Automotive manual and automatic transmissions (4023, 4027)
	4023, 4027			Hot forged	Carburize, oil quench, and temper to Rc 58 min. Case depth: 0.030-0.045 in.	

Grades (a)	Sizes, in.		Forming Processes	Heat Treatments	Applications
	Pitch Diameter (D)	Face Width			
H 1020 Low carbon: 8620, 4320, 4620, 4820, 9310, 2320, etc. Medium-carbon: 1045, 4140, 4150, 4340, etc.	$\frac{3}{4}$ in. diam.—16 DP (c) to 134 in. diam.—1 DP (c) Max. face width, 54 in.		Bar stock, closed die forgings, open frame forgings, rolled rings with welded webs and hubs. Steel and iron castings. Hob teeth and shave when required.	1020: Carburize (1,750 F), water quench from 1,550 F, and temper to desired hardness. Medium carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness — some gears are flame or induction hardened. Low carbon, shallow and deep cases: see footnote (f) for heat treatments.	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses.
I Pinions: 4140 4340 4350 Gears: Chromium-molybdenum cast steel; ASTM A148	7-15 1-3 DP (c)	5-11	Forge and machine teeth	Heat (1,600 F), water quench, and temper to Bhn 277-331	Mining machinery
	32-170 1-3 DP (c)	5-11	Cast and machine teeth	Heat (1,600 F), water quench, and temper to Bhn 229-277	Mining machinery
J 4142H	2-12	1-4	Hob and shave	Heat (1,550 F), oil quench, temper, and gas nitride (975 F)	Industrial drives



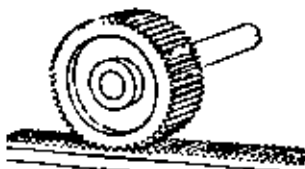
Herringbone

H 1020 Low carbon: 8620, 4320, 4620, 4820, 9310, etc. Medium carbon: 1045, 4140, 4150, 4340, etc.	$\frac{3}{4}$ in. diam.—16 DP (c) to 134 in. diam.—0.75 DP (c) Max. face width, 54 in.		Bar stock, closed die forgings, open frame forgings, rolled rings with welded webs and hubs. Steel and iron castings. Hob teeth and shave when required.	1020: Carburize (1,750 F), water quench from 1,550 F, and temper to desired hardness. Medium carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness — some gears are flame or induction hardened. Low carbon, shallow and deep cases: see footnote (f) for heat treatments.	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses.
---	--	--	--	--	---



Mitre

H 1020 Low carbon: 8620, 4320, 4620, 4820, 9310, etc. Medium carbon: 1045, 4140, 4150, 4340, etc.	$\frac{3}{4}$ in. diam.—16 DP (c) to 134 in. diam.—0.75 DP (c) Max. face width, 54 in.		Bar stock, closed die forgings, open frame forgings, rolled rings with welded webs and hubs. Steel and iron castings. Hob teeth and shave when required.	1020: Carburize (1,750 F), water quench from 1,550 F, and temper to desired hardness. Medium carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness — some gears are flame or induction hardened. Low carbon, shallow and deep cases: see footnote (f) for heat treatments.	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses.
---	--	--	--	--	---



Spur Rack and Pinion

H 1020 Low carbon: 8620, 4320, 4620, 4820, 9310, etc. Medium carbon: 1045, 4140, 4150, 4340, etc.	$\frac{3}{4}$ in. diam.—16 DP (c) to 134 in. diam.—0.75 DP (c) Max. face width, 54 in.		Bar stock, closed die forgings, open frame forgings, rolled rings with welded webs and hubs. Steel and iron castings. Hob teeth and shave when required.	1020: Carburize (1,750 F), water quench from 1,550 F, and temper to desired hardness. Medium carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness — some gears are flame or induction hardened. Low carbon, shallow and deep cases: see footnote (f) for heat treatments.	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses.
---	--	--	--	--	---

Grades (a)	Sizes, in.		Forming Processes	Heat Treatment:	Applications
	Pitch Diameter (b)	Face Width			



Internal

A	EX 33	2.75-4.5	1.0-1.25	Hot rolled annealed tubing	Carburize (1,650-1,700 F), oil quench, and temper (275-425 F, depending on desired hardness). Case depth: 0.035-0.050 in.	Automotive transmission gears
	5130	3.968	1.090	Machine and broach from seamless tubing	Carbonitride 0.012-0.015 in., hot oil quench, and temper	Automotive transmission gears
	8627	2.75-4.5	1.0-1.25	Hot forge	Normalize (1,650 F), carburize (1,650-1,700 F), oil quench, and temper (275-425 F, depending on desired hardness). Case depth: 0.035-0.050 in.	Automotive transmission gears
	Pearlitic Malleable Iron	0.666	1.000	Machine and broach from casting	Oil quench (Bhn 197-241), induction harden, and temper to Rc 50-56	Automotive transmission gears
B	4118 mod 8620 8822H	5.30 (0.0-3) (0.3-0.7)	1-4	Machine from upset forging, or ring roll forging	Carburize (1,700 F), reheat (1,560 F), oil quench, and temper (300 F); or Carburize (1,700 F), direct quench, and temper (300 F); or Carburize (1,700 F) and direct quench; tempered by residual heat (150-200 F). Case depth: 0.9-1.2 mm to 2.0-2.4 mm.	Planetary final drive and transmission gears for tractors
	4140H 43140H	5.20 (0.0-2)	1-4	Machine from upset forging, or ring roll forging	Heat (1,560 F), oil quench, temper (1,150 F), and gas nitride (880 F)	Transmissions for tractors
C	1053 ring 1566 ring 1524	3-18		Shape or broach	Anneal, stress relieve, induction harden teeth, temper (360 F) Carburize (1,700 F), oil quench, and temper (360 F). Effective case depth: 0.050-0.060 in.; or carburize (1,700 F), air cool, induction harden, and temper (360 F)	Final drive ring gears, farm equipment Planet pinions for farm equipment
E	4028H 1137	4.8 (15.5) 3.5 (9.4)	1.2 0.7	Broach Broach	Carbonitride (case depth: 0.018-0.023 in.) None	Planetary ring gear in automatic transmission Pump gear in automatic transmission
F	9310 (*) 4140	17.0 max 6.0-18.0	2.1 max 0.50-3.0	Shape and grind Shape and hone	Carburize (1,500-1,550 F) Nitride (1,550-1,600 F)	Aircraft gas turbine engines Transmissions, engines for heavy-duty equipment
	4145 5140	6.0-18.0 5.0-12.0	0.50-3.0 0.50-2.0	Shape and hone Shape and shave	Nitride (1,500-1,600 F) Carburize (1,500-1,600 F)	Truck engines Transmissions for heavy-duty transport — buses, trucks, etc.
H	Low carbon: 8620, 4620, etc. Medium carbon: 1050, 4140, etc.	156 1 1/2 DP (c)	9 1/2	Rolled rings or forgings; teeth are shaped on internal gears, hobbled on planet gears	Medium-carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness — some gears are flame hardened. Low-carbon, shallow and deep cases: see footnote (1) for heat treatments	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses



Straight Bevel

A	EX 33 8627H	2.124-3.398	0.800	Machine from bar stock, hot forge	Normalize (1,650 F), carbonitride (1,550 F), 300 F oil quench. Case depth: 0.012-0.015 in.	Passenger automotive differential gears
	EX 33	2.214-4.64	0.875-0.950	Machine from bar stock, hot forge	Normalize (1,650 F), carbonitride (1,550 F), 300 F oil quench	Truck differential gears
B	4118 mod 8620 8822H	3-25 (0.1-0.2) (0.3-0.5)	0-3	Machine from upset forging or cold finished bar stock	Carburize (1,700 F), reheat (1,560 F), oil quench, and temper (300 F). Case depth: 0.9-1.2 mm to 2.0-2.4 mm	Final drive for tractors

Grades (a)	Sizes, in.		Forming Processes	Heat Treatments	Applications
	Pitch Diameter (b)	Face Width			
C 1524 8615 1118	3			Carburize (1,700 F), oil quench, and temper (360 F) Effective case depth: 0.050-0.060 in.	Differential bevel gears and pinions for farm equipment
D 94B17			Machine from bar stock	Carburize (1,750 F), oil quench, and temper (380-400 F) Effective case depth: 0.030-0.080 in.; larger gears have heavier cases.	Truck rear axles, differential pinions
F 9310 (e) 8620	6.0 max 9.0 max	1.0 max, 2.0 max	Cut and grind Cut and grind	Carburize (1,500-1,550 F) Carburize (1,525-1,575 F)	Aircraft gas turbine engines Transmission engines for heavy-duty equipment
G 4023, 4027, 1518, 4615 1518, 1526	1.5-5.0	0.5-1.0	Cold formed Cold formed (1518), or hot forged (1526)	Carburize, quench and temper to Rc 58 min. Case depth: 0.030-0.045 in.	Automotive rear axle differential pinions (4023, 4027, 1518, 4615) and side gears (1518, 1526)
H Low-carbon: 8620, 4620, 4820, 9310, 2320, etc. Medium-carbon: 1045, 4140, 4150, 4340, etc.	94 in. OD 5½ CP (d) Carburized limited to 28 in. OD	13 max	Forgings, steel castings; generate teeth	Medium-carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness—some gears are flame or induction hardened. Low-carbon, shallow and deep cases: see footnote (f) for heat treatments	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses



Spiral Bevel

B 8720 mod 4118 mod	10-20 (0.1-0.4)	1-3	Machine from upset forging	Carburize (1,700 F), reheat (1,560 F), oil quench, and temper (300 F) Case depth: 0.9-1.2 mm to 2.0-2.4 mm	Final drive for tractors
C 1524, 8620	16 in. OD		Machine	Carburize (1,700 F), oil quench, and temper (360 F) Effective case depth: 0.050-0.060 in.	Pinions and shafts for farm equipment
F 9310 (e) 4820 8620	7.0 max 15.0 max 10.0 max	1.5 max 3.5 max 3.0 max	Cut and grind Cut Cut	Carburize (1,500-1,550 F) Carburize (1,550-1,700 F) Carburize (1,525-1,575 F)	Aircraft gas turbine engines Transmissions for heavy duty transport—trucks, buses, etc.
H Low-carbon: 8620, 4620, 4820, 9310, etc. Medium-carbon: 1045, 4140, 4150, 4340, etc.	94 in. OD 5½ CP (d) Carburized limited to 28 in. OD	13 max	Forgings, steel castings; generate teeth	Medium-carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness—some gears are flame hardened. Low-carbon, shallow and deep cases: see footnote (f) for heat treatments	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses



Zerol Bevel

B 8720 mod 4118 mod	10-20 (0.1-0.4)	1-3	Machine from upset forging	Carburize (1,700 F), reheat (1,560 F), oil quench, and temper (300 F). Case depth: 0.9-1.2 mm to 2.0-2.4 mm	Final drive for tractors
F 9310 (e)	6.0 max	1.0 max	Cut and grind	Carburize (1,500-1,550 F)	Aircraft gas turbine engines
H Low-carbon: 8620, 4620, 4820, 9310, etc. Medium-carbon: 1045, 4140, 4150, 4340, etc.	94 in. OD 5½ CP (d) Carburized limited to 28 in. OD	13 max	Forgings, steel castings; generate teeth	Medium-carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness—some gears are flame hardened. Low-carbon, shallow and deep cases: see footnote (f) for heat treatments	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses

Grades (a)	Sizes, in.		Forming Processes	Heat Treatment	Applications
	Pitch Diameter (b)	Face Width			



Skew Bevel

E	8620H 8620H	3.1 (6) 5.5 (6)	2.0 2.0	Machine Machine	Carburize (effective case depth: 0.042-0.055 in.), temper at 350 F Carburize (effective case depth: 0.042-0.055 in.), temper at 350 F	Marine transmission Marine transmission
H	Low-carbon: 8620, 4620, 4820, 9310, etc. Medium-carbon: 1045, 4140, 4150, 4340, etc.	94 in. OD 5½ CP (d) Carburized limited to 28 in. OD	13 max	Forgings, steel castings; generate teeth	Medium-carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness — some gears are flame hardened. Low-carbon, shallow and deep cases: see footnote (f) for heat treatments	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses



Face

B	8720 mod 8822H	1-4 (0.1-0.3)	1-3	Machine from upset forging	Carburize (1,700 F), reheat (1,550 F), oil quench, and temper (300 F). Case depth: 0.9-1.2 mm to 2.0-2.4 mm	Differential drive gear for tractors
F (e)	9310	4.6	0.3 max	Hob and grind	Carburize (1,500-1,550 F)	Aircraft gas turbine engines



Hypoid

A	EX 33 1526 4626 1527 EX 33	6-8½ 9¾ 8.50 10.5-15.0	1.240-1.375 1.552-2.0	Forge and machine Hot forge	Carburize (case depth: 0.035-0.050 or 0.045-0.060 in.), and induction anneal threaded end Carburize (1,650-1,700 F), 300 F oil quench. Case depth: 0.035-0.050 in.	Rear axle ring and pinion gears Passenger differential gears Truck differential gears
D*	Pinions: 4817 Gears: EX 17	Large		Forged and machine	Carburize (1,750 F), oil quench, and temper (380-400 F). Effective case depth: 0.030-0.080 in.; larger gears have heavier cases	Truck rear axles
G	Ring: 4023, 8615, 4620 Pinions: 4023, 8615, 4422, 4620	7-9 3-4	1-1½ 1-1½	Hot forging	Carburize, press quench, and temper to Rc 58 min. Case depth: 0.040-0.055 in. Carburize, mass quench, and temper to Rc 58 min. Case depth: 0.040-0.055 in.	Automotive rear axle drive pinions (4023, 8615, 4422, 4620) and gears (4023, 8615, 4620)
H	Low-carbon: 8620, 4620, 4820, 9310, etc. Medium-carbon: 1045, 4140, 4150, 4340, etc.	94 in. OD 5½ CP (d) Carburized limited to 28 in. OD	13 max	Forgings, steel castings; generate teeth	Medium-carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness — some gears are flame hardened. Low-carbon, shallow and deep cases: see footnote (f) for heat treatments	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses

Grades (a)	Sizes, In.		Forming Processes	Heat Treatments	Applications
	Pitch Diameter (b)	Face Width			



Cylindrical Worm

F (e)	1117	1.0 max	—	Grind	Carburize (1,500-1,700 F)	Truck engines
H	1020 8620 4140	12 in. max lead 20½ OD 1 DP (c)	—	Bar stock or forgings, cut teeth	1020: Carburize (1,550 F), water quench, and temper to desired hardness. Medium carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness. Low-carbon alloy, shallow and deep cases: See footnote (f).	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses



Single Enveloping Worm

B	Gear: 10L45 Worm: 1040 1215	8-10 (0.2-0.4) 1-3 (0.2-0.4) 2-4 (0.3-0.5)	1.2	Machine from upset forging Machine from forging Machine from bar stock	None Heat (1,600 F), water quench, and temper to Bhn 241-285. None	Steering gears for tractors
G	Drive gear: 8620	—	—	Machine from hot-rolled bar	Carburize, oil quench, and temper to Rc 58 min. Case depth: 0.020-0.030 in.	Automotive gas turbine re-generator drive gears
H	1020 8620 4140	12 in. max lead 20½ OD 1 DP (c)	—	Bar stock or forgings, cut teeth	1020: Carburize (1,550 F), water quench, and temper to desired hardness. Medium carbon: Heat (1,550-1,575 F), oil quench, and temper (600-1,200 F), depending on desired hardness. Low-carbon alloy, shallow and deep cases: See footnote (f).	Steel mill equipment, paper machinery, mining machinery, earthmoving equipment, printing presses



Crossed Axis Helical

B	1040 1144 4118 mod 4140H	1-3 (0-0.2) 1-3 (0-0.2) 1-3 (0-0.2)	0-2 0-2 0-2	Machine from forging, or cold finished steel Machine from forging Machine from forging	Heat (1,550 F), water quench, temper (300 F), and induction harden surface to 0.090-0.100 in., temper (300 F); or surface induction harden and furnace temper Carburize (1,700 F), reheat (1,560 F), oil quench, and temper (300 F). Case depth: 0.9-1.2 mm to 2.0-2.4 mm Heat (1,550 F), oil quench, and temper (300 F)	Accessory drive for tractors
F (e)	1117	1.4 max	0.75 max	Hob	Carburize (1,500-1,700 F)	Truck engines

(a) AISI or SAE steels except where specified. (b) Dimension in parentheses for supplier B is for circular thickness (chordal thickness for bevel gears); dimension in parentheses for supplier E is for normal pitch.

(c) Diametral pitch—ratio of number of teeth to number of inches of pitch diameter.

(d) Circular pitch—length of arc of the pitch circle between corresponding points on adjacent teeth.

(e) Case depths of carburized gears vary with diametral pitch (number of teeth per inch of circumference) as follows:

Diametral Pitch	Before Finish	After Finish
4.5-8	0.040-0.050 in	0.035-0.050 in
8-10	0.030-0.040	0.025-0.040
10-13	0.020-0.030	0.016-0.030
13-16	0.015-0.025	0.012-0.025
16-20	0.013-0.020	0.010-0.020

Carburized gears requiring further finishing must meet "After Finish" sizes; others must meet "Before Finish" sizes. For all other case hardening treatments, case depths vary with time, as empirically determined by knowledge of the gear's propensity for distortion during treatment.

(f) Low carbon, shallow cases (0.020-0.035 in.): Carburize (1,700 F), lower to 1,525 F, oil quench, and temper to desired hardness. Low carbon, deep cases (0.200 in.): Carburize (1,800 F for 90 hr), cool, and equalize at 1,500 F, cool to room temperature, reheat to 1,525 F, oil or water quench according to grade, and temper at 350 F. Gears of high-nickel steels are cooled to —120 F to reduce retained austenite.

Source: Warner Gear Div., Borg-Warner Corp.; Bucyrus-Erie Co.; Caterpillar Tractor Co.; General Mfg. Div., Chrysler Corp.; Deere & Co.; U.S. Electrical Motors Div., Emerson Electric Co.; Chevrolet Motor Div., and Detroit Diesel Allison Div., General Motors Corp.; Truck Div., International Harvester Co.; Tool Steel Gear & Pinion Co.; Illinois Gear Div., Wallace Murray Corp.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU PERSONAL
PROFESIONAL.**

- * LUBRICACION DE LOS ENGRANES
- * LUBRICACION DE LOS ENGRANES ENCERRADOS

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

LUBRICATION OF ENCLOSED GEARS

● Complete separation of the surfaces of gear teeth during mesh implies the presence of an oil film so thick that microscopic high spots on these surfaces do not touch. These thick, fluid films can only be formed when the meshing teeth of enclosed gears are flooded with correct lubricating oil. Oil is applied to enclosed gears either by means of splash lubrication or circulation oiling.

SPLASH LUBRICATION . . . This is the most common method of flood lubricating small enclosed gear sets (Figs. 59 to 62). In most units, the large gear dips into the oil, carries and splashes it to the point of mesh, as well as to the supporting bearings. Proper oil level is important. Too low a level will result in poor distribution and lack of lubrication. On the other hand, too high a level will result in unnecessary churning which wastes power, generates excessive heat, increases temperature and thins the oil. This is especially true in high-speed gearing.

CIRCULATION OILING . . . Two types of circulation systems are commonly employed, the

central system (Figs. 63, 64 and 65) and the self contained system (Figs. 66 to 68). In each, a stream of oil, supplied by a pump, is sprayed onto the teeth at the point of mesh. The pump also circulates oil to the bearings.

Oil filters are sometimes provided in circulation-oiling systems in order to keep the oil clean and free from impurities that would cause wear of tooth surfaces and supporting bearings. Bearing wear usually results in misalignment of the gears, with consequent over-stressing of the tooth surfaces.

Sometimes, gear installations are lubricated by a common circulation system, which may supply oil to several different gear units (Fig. 65). Such central systems usually include oil coolers and, in some cases, heaters which maintain uniform temperatures during operation. Since the tank may contain several thousand gallons of oil, the frequency of recirculation is low, and there is more time for impurities to settle out before the oil is recirculated. Purifiers are usually installed to prevent accumulation of deposits.

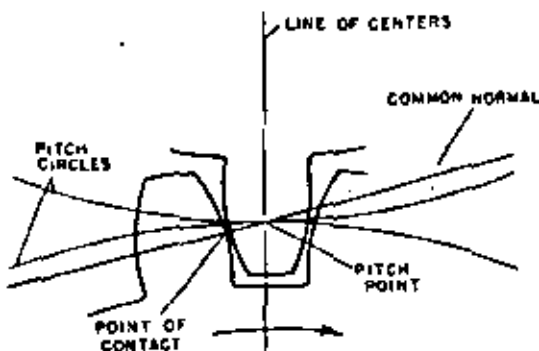
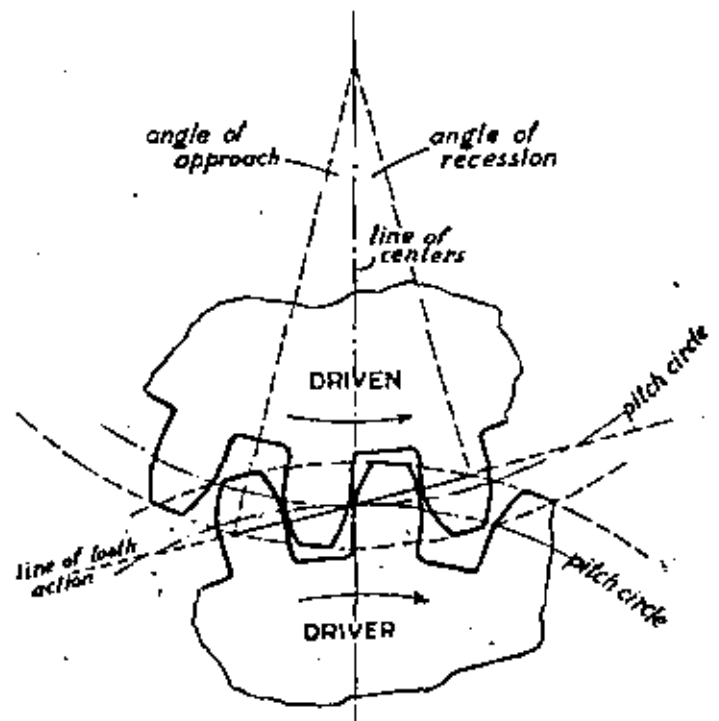


Fig. 49 (above) . . . *Tooth Form*. As two gear teeth pass through mesh, the point of contact moves along the tooth surface. One of the fundamental requirements of properly designed tooth shapes is that a straight line drawn through this point of contact and perpendicular to both contacting surfaces (common normal) must always pass through the point where the two pitch circles meet (pitch point).

Fig. 50 (right) . . . *Involute Gear Teeth*. As mating teeth slide and roll through mesh, the progressive points of contact between involute teeth always lie along a straight line of action. Tooth contacts from the beginning of mesh to the line of centers take place within what is called the angle of approach. Tooth contacts from the line of centers to the end of mesh take place within what is called the angle of recession.



FILM FORMATION

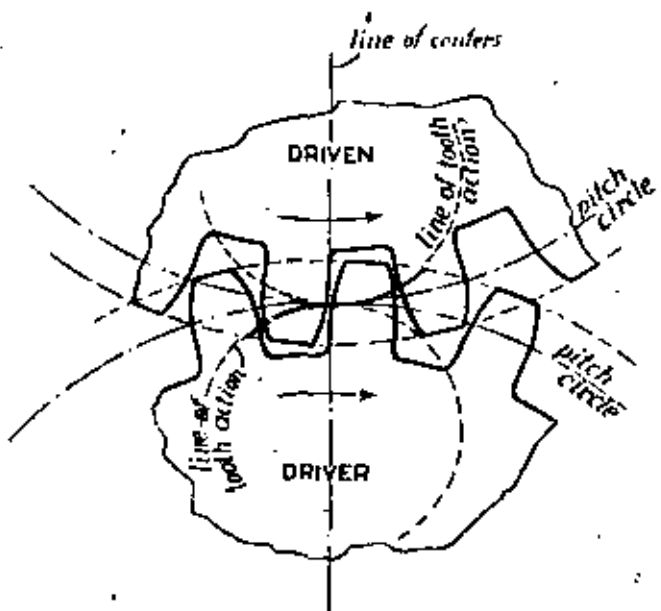


Fig. 51 . . . Cycloidal Gear Teeth. The progressive points of tooth contact lie on a reversing circular line.

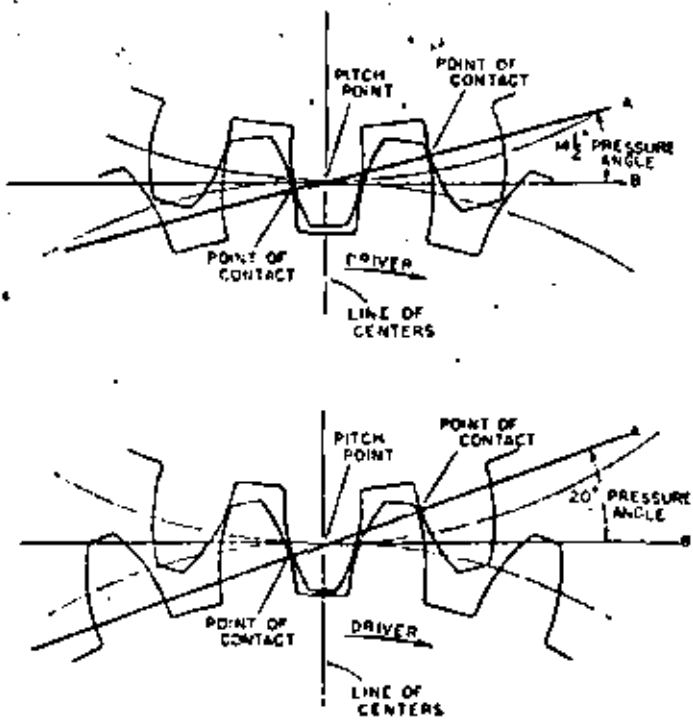


Fig. 52 . . . Pressure Angle. The pressure angle indicates the direction in which pressure is exerted between two meshing gear teeth. It is shown as the angle made between the two imaginary lines A and B. The line of action (A) passes through the point where the two pitch circles touch (pitch point) and also through the points where the teeth make contact (points of contact). With involute gears, irrespective of the position of the teeth as they pass through mesh, this line remains in the same position. The second line B passes through the pitch point and is at right angles to a line connecting the centers of the two gears. The angle between these two lines is the pressure angle and for ordinary usage, gear designers have standardized on tooth pressure angles of 14 1/2 and 20 degrees.

The lubrication of flooded gear teeth has much in common with the lubrication of flooded bearings. For example, in the lubrication of a plain bearing, the rotating journal carries the oil into the diminishing clearance space at the bottom of the bearing. The speed of the shaft and the viscosity of the oil are two of the important factors that determine the amount of oil that will be carried under the loaded journal or will be squeezed out of the ends of the bearing. If oil is carried under the journal, the shaft is lifted and then floats on a fluid film of oil.

From the standpoint of film formation, rotation of a journal in its bearing is comparable to the sliding action between the surfaces of engaging gear teeth. Certain additional factors, however, come into play. For instance, during the sliding action between gear teeth (Fig. 48), both engaging surfaces are in motion. This is similar to the action which would take place if the bearing that supports the rotating journal were also rotated in the same direction but at a different speed. Furthermore; with gear teeth, there is the factor of rolling to be considered. To understand what happens to an oil film when two teeth pass through mesh, it may be well to first consider what happens when two cylindrical friction wheels roll and slide on each other.

Suppose two wheels, or rollers (Fig. 4) are pressed together and are rotated in opposite directions at the same peripheral speed without slippage. Now suppose oil is poured on the rollers. A surface layer of oil will, of course, adhere to each roller, but the rolls where they come together will tend to squeeze out and remove this oil. Because of its resistance to flow, i.e., its viscosity, the oil will resist being removed and, in so doing, will tend to force the rollers apart. If rolling speed is high, rolling pressure light and oil viscosity heavy, then the oil cannot be quickly squeezed aside and an appreciable amount must go between the rollers (squeeze-film action). In so doing, the oil forces the rollers apart, with the result that a thick, fluid oil film is formed. The

faster the rate of rolling, the greater will be this squeeze-film action and the thicker the film. On the other hand, if rolling speed is low, rolling pressure high and oil body light, then it is quite possible that practically all of the oil will be squeezed ahead of the line of contact and will eventually escape at the sides of the rollers. In this case, a thick, fluid oil film will not be created.

Now assume that one of the rollers ceased to operate, in which case only sliding would result. The conditions that exist now are analogous to the conditions in plain flood-lubricated bearings. The oil adhering to the roller will be dragged into the area of contact just as oil adhering to a journal is drawn into the pressure area of a bearing. Oil, because of its viscosity will resist being squeezed aside and some will pass between the rollers. The faster the rate of rotation, i.e., the higher the rate of slide, the greater will be the wedging action and the thicker will be the oil film. A combination of the squeeze-film action and the wedge action occurs when both sliding and rolling exist.

The wedge formed between two contacting rollers is much shorter and more blunt than the wedge between a journal and its bearing. This is particularly true for rollers of small diameter. Fluid films do not form as readily in the blunt, wedge-shaped clearances between rollers as in the long, sharp wedge clearances of bearings. Therefore, the width of load-carrying area between rollers is much narrower than between a journal and its bearing. Because of this, the load between rollers is concentrated on a comparatively smaller surface area which, thus, increases the unit pressure and

makes it more difficult to maintain a fluid oil film.

Under adverse conditions of small diameter, low speed and high pressure, fluid films may no longer exist, but even so a film of microscopic thickness would remain bonded to the metallic

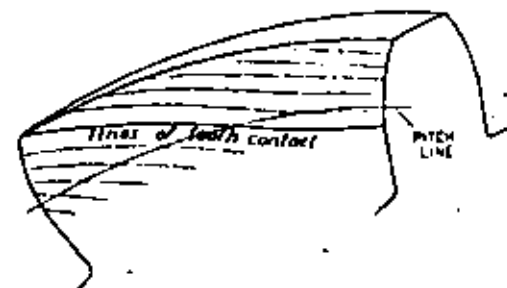


Fig. 54 . . . Tooth Contact of Low-Angle Helical Gear. Because of the diagonal slant of a helical tooth, every stage of contact from initial engagement to final parting is occurring simultaneously at some point across the width of the teeth. The resulting slanting line of contact sweeps upward over the driving tooth and downward on the driven tooth.

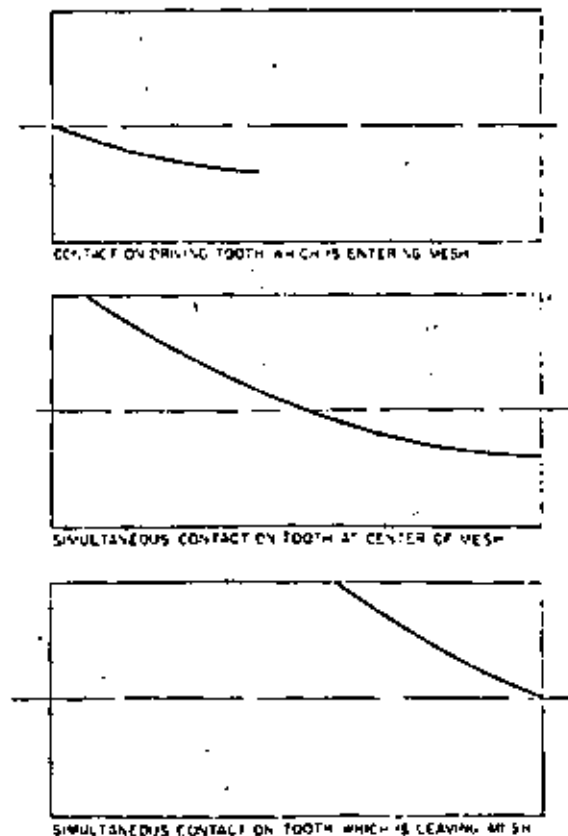


Fig. 55 . . . Contact on Helical Teeth. When the helix angle is such that more than one tooth is in simultaneous mesh, the line of contact is simultaneously distributed over all teeth involved. On a driving gear with three teeth in mesh, the developed lines of contact would be approximately as shown.

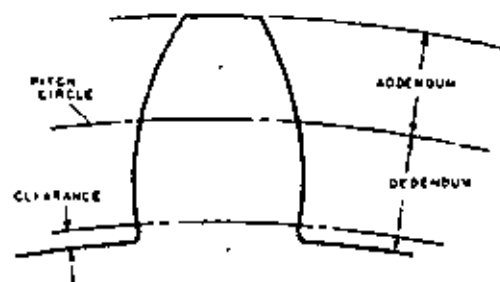


Fig. 53 . . . Tooth Height. The addendum is that part of a gear tooth outside the pitch circle. The dedendum is that part inside the pitch circle. The dedendum includes a small amount of space provided to permit the tops of the teeth of one gear to clear the roots of the teeth of the other gear.

surfaces of the rollers. Lubrication with such a film would constitute boundary lubrication.

As operating conditions become more severe, metal-to-metal contacts between microscopic high

spots increase until there is danger of widespread welding. Under such circumstances a film possessing anti-weld character is required.

Similar film formations occur between the rolling and sliding surfaces of meshing gear teeth. These actions are most easily visualized in connection with spur-gear teeth, although the same factors apply equally to other types of gears. In spur gears, as in all gears, there is a maximum of sliding as the teeth first make contact (Fig. 48). As mesh proceeds, the rate of slide gradually decreases until at the pitch line it drops to zero. As mesh proceeds still further, sliding again increases and reaches a maximum when the teeth finally leave contact. On each tooth of the driver, the slide is always away from the pitch line; in other words, the direction of motion of the driven teeth over the surfaces of the driving teeth is always away from the pitch lines of the driving teeth. Conversely the direction of motion of the driving teeth over the surfaces of the driven teeth is always toward the pitch lines of the driven teeth.

The rate of rolling is at a minimum at the beginning of mesh. As the teeth pass through mesh, rolling increases to a maximum at the pitch line, then decreases again to a minimum when the teeth finally leave mesh. The teeth of

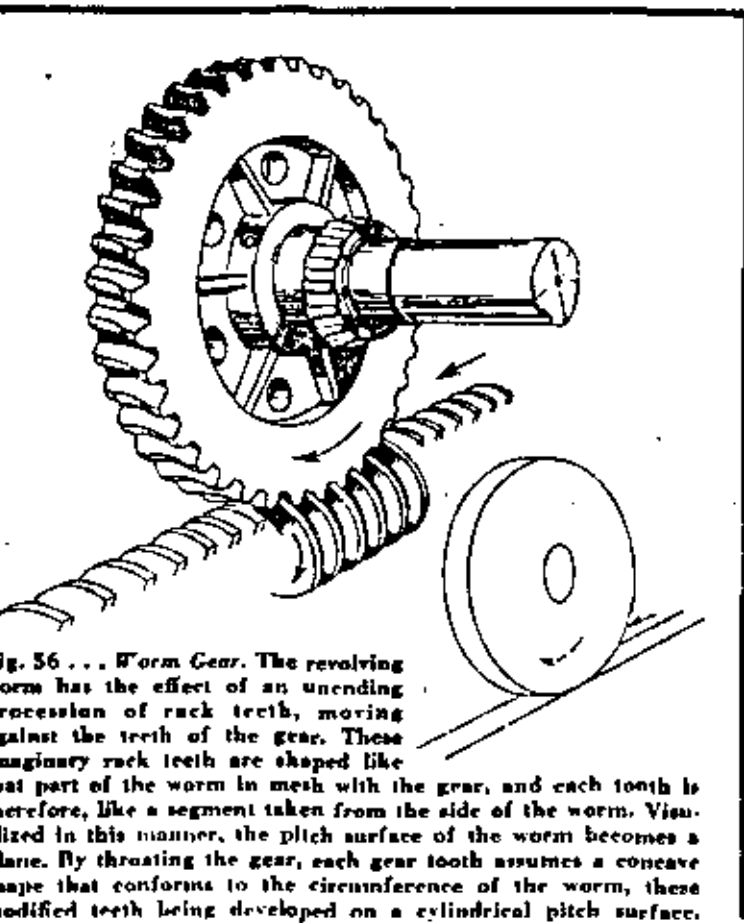


Fig. 56 . . . Worm Gear. The revolving worm has the effect of an unending procession of rack teeth, moving against the teeth of the gear. These imaginary rack teeth are shaped like that part of the worm in mesh with the gear, and each tooth is therefore, like a segment taken from the side of the worm. Visualized in this manner, the pitch surface of the worm becomes a plane. By throating the gear, each gear tooth assumes a concave shape that conforms to the circumference of the worm, these modified teeth being developed on a cylindrical pitch surface.

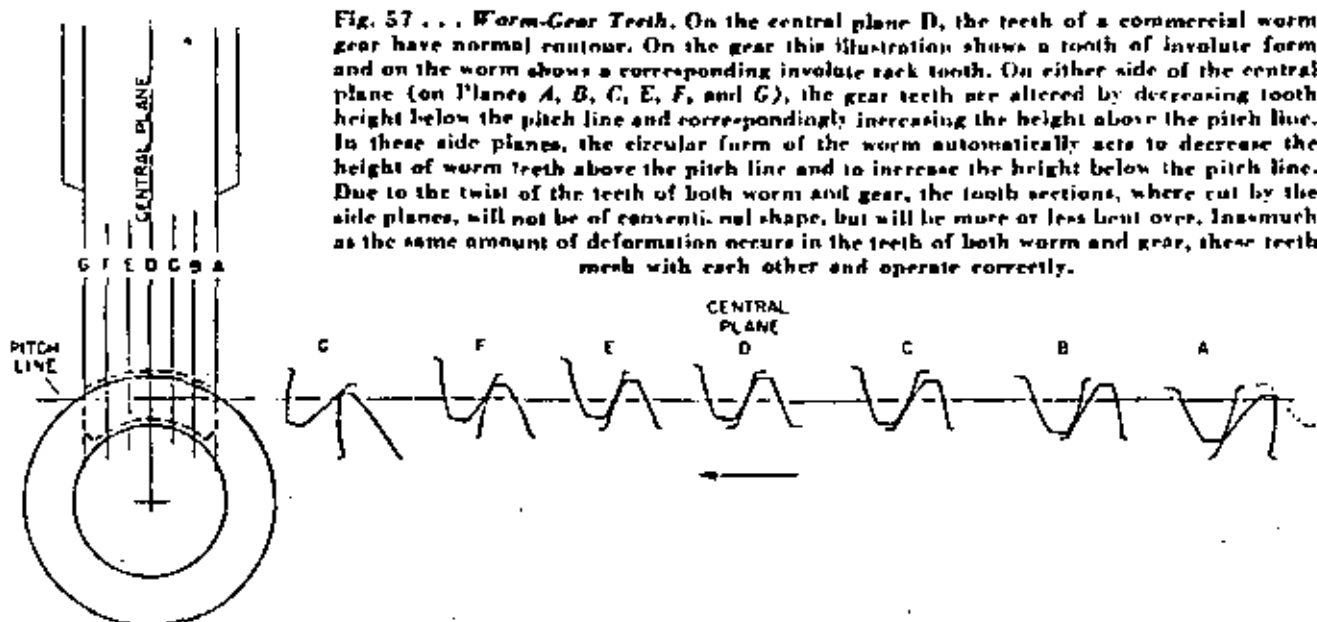


Fig. 57 . . . Worm-Gear Teeth. On the central plane D, the teeth of a commercial worm gear have normal contour. On the gear this illustration shows a tooth of involute form and on the worm shows a corresponding involute rack tooth. On either side of the central plane (on Planes A, B, C, E, F, and G), the gear teeth are altered by decreasing tooth height below the pitch line and correspondingly increasing the height above the pitch line. In these side planes, the circular form of the worm automatically acts to decrease the height of worm teeth above the pitch line and to increase the height below the pitch line. Due to the twist of the teeth of both worm and gear, the tooth sections, where cut by the side planes, will not be of conventional shape, but will be more or less bent over. Inasmuch as the same amount of deformation occurs in the teeth of both worm and gear, these teeth mesh with each other and operate correctly.

the driver roll always in the same direction, i.e., from tip to root over the surface of the driven eth. Conversely the driven-gear teeth roll always from root to tip over the working surfaces of the driving pinion teeth.

Direction of slide and roll should not be confused with direction of movement of the line of contact. The line of contact always moves from root to tip on a driving tooth and from tip to root on a driven tooth.

Throughout all stages of mesh, roll and slide aid each other in the formation of the oil film (Fig. 69). The intensity of the film-forming action at any stage of mesh is, therefore, the result of both the sliding and the rolling. One of these factors increases as the other decreases.

When two gear teeth pass through mesh, the oil wedge always points toward the root of the driving tooth. During the first part of mesh, the driven tooth slides and rolls over the surface of the driving tooth as shown in Fig. 69. Slide and roll in this direction act to form an oil wedge pointing toward the root of the driving tooth. When mesh has proceeded until contact is on the pitch line, sliding has diminished to zero and only rolling occurs. The direction of rolling is toward the root of the driven tooth, therefore, the oil wedge still points toward the root of the driving

tooth. During the interval of recession, the driving tooth slides and rolls over the driven tooth as shown in Fig. 69. There is, therefore, no reversal in the direction of the oil wedge, and during the entire period of mesh conditions are favorable for the formation of a fluid film.

In order that the tooth surfaces will form strong wedge films, it is, of course, necessary for these surfaces to be well coated with oil as they slide into actual contact with each other. From Fig. 69, it will be seen that to assure a good coating on these surfaces, the oil should be fed to the gear teeth as they approach mesh. This is automatically taken care of in splash- or bath-lubricated sets. When the oil is sprayed to the teeth by pressure circulation, the spray nozzles are placed on the incoming side of mesh.* Where gears are intended to operate in either direction (Fig. 64) provision should be made to feed oil to both sides of mesh.

Whether the teeth of meshing gears are actually separated by full, fluid films or whether boundary lubrication occurs, depends on operating factors such as lubricating-oil character, oil supply, speed, centrifugal force, operating tem-

* Very high-speed gears require that the oil be applied on the leaving side of mesh in order to avoid high pressure in the clearance spaces due to entrapped oil. In extreme cases it may be necessary to apply the oil to the side of the gear or as an oil fog.

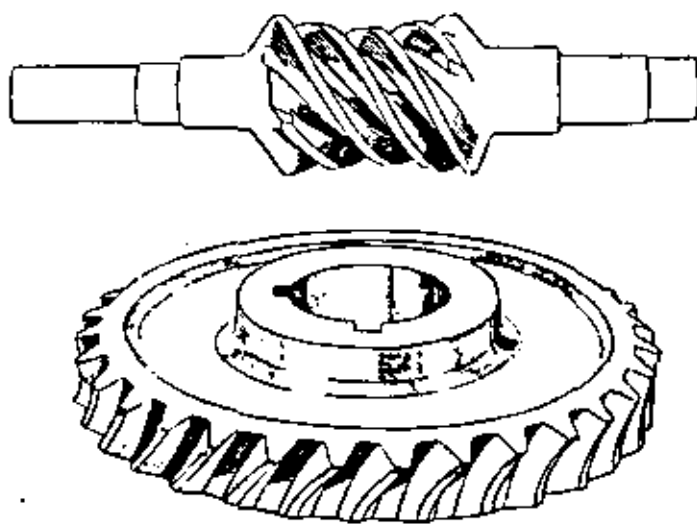


Fig. 58 . . . Double-Throated Worm and Worm-Gear. Both the worm and the gear are machined to envelop each other and all tooth surfaces are machined with flat sides as shown in Fig. 41. All teeth contact in full depth and all of the teeth of the worm are in working contact simultaneously with the result that these gears have a very considerable area of tooth contact.

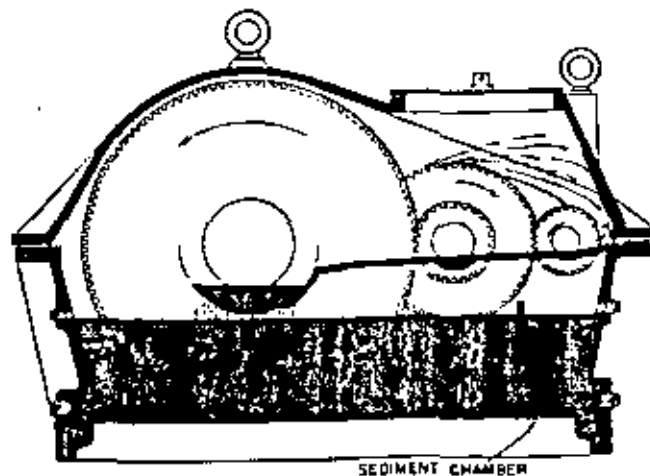


Fig. 59 . . . Splash-Lubricated Gear Set. In this double-reduction unit, oil splashed from the gears drains into a trough in the housing and thence to the bearings.

perature, load, shock, direction of slide, duration of contact, etc. All affect film formation and film maintenance. In actual practice, relatively few gears operate with full fluid films. Most gears operate either with intermittent fluid films or under continuous boundary conditions.

Boundary lubrication involves more or less metal-to-metal contact, and therefore, some wear must result. In many instances, this wear is negligible, but whether little or much, the rate of this wear will be greatest where maximum

rubbing (sliding) takes place on a small area of tooth surface. Sliding is greatest at the start and at the finish of mesh (Fig. 43). Wear occurs both above and below the pitch line, but tends to concentrate at the roots of the teeth. This is because the actual point of slide (line of contact) shifts position comparatively rapidly on the tooth surfaces above the pitch line. The rubbing action in this area is, thus, spread over a greater surface of metal. Less depth of wear occurs above the pitch line. Because the point of slide shifts position more slowly on the tooth surfaces below the pitch line, the rubbing action is more concentrated on those surfaces. With boundary lubrication, therefore, deepest wear takes place at the roots of the gear teeth.

Where comparatively few teeth on a driving pinion mesh with many teeth on a gear, the wear is concentrated on the fewer number of teeth. Because of this, when wear occurs, it is usually greatest at the roots of the pinion teeth.

The pinion teeth of high-speed precision gears are usually of long addendum design (see page 17). This has the effect of moving the root area of these teeth closer to the pitch line, and thus, at moments of boundary lubrication, tends to reduce the rate of wear. On the contrary, the

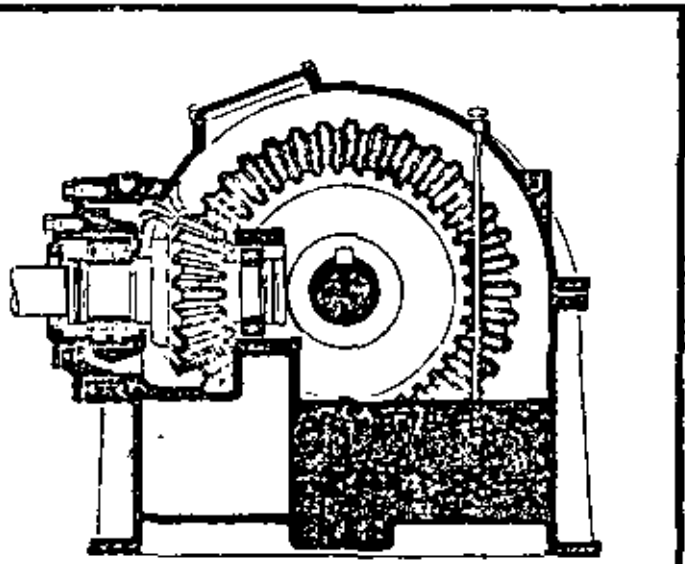


Fig. 60 . . . *Splash-Lubricated Gear Set.* The bearings of this bevel-gear set are lubricated by direct splash from the gears.

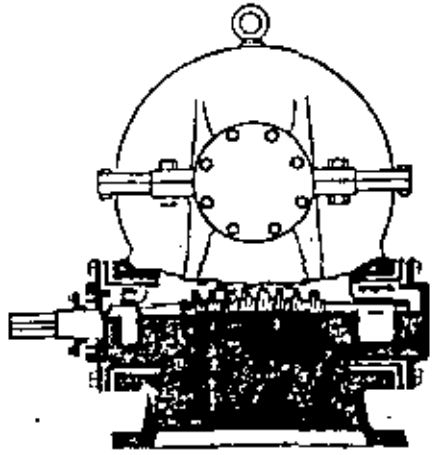


Fig. 61 . . . *Splash-Lubricated Under-Driven Worm-Gear Set.* Worm shaft is mounted on ball bearings. The worm is partly submerged and an oil-tight stuffing-box is required where the worm shaft enters the housing. Bearings on the wheel shaft are lubricated by oil that is carried up by the gear wheel. This oil is scraped from the wheel by a wiper and is then directed through oil ways to the bearings.

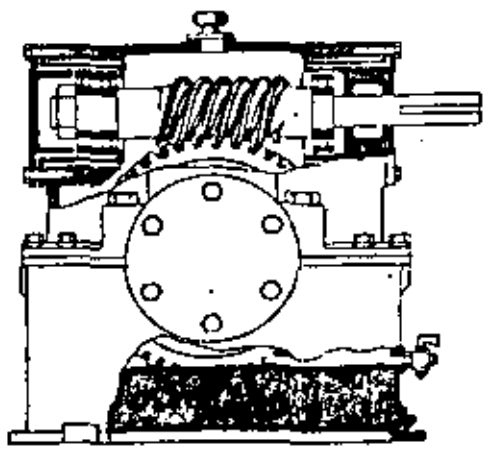


Fig. 62 . . . *Splash-Lubricated Over-Driven Worm-Gear Set.* The worm shaft is mounted on ball bearings which absorb both radial and thrust loading. The gear dips into a bath of oil in the bottom of the housing and carries the oil up to the worm whenever it splatters to the bearings. Since the worm lies considerably above the oil bath, leakage at the shaft is not a problem, and a stuffing-box is unnecessary.

long dedendum of the driven teeth aggravates the condition, tending to cause wear on the roots of these teeth. This may not be a serious matter where there are a large number of teeth on the gear and comparatively few on the pinion.

Considering, however, the effect of the long addendum of the pinion, the greater length of this addendum greatly increases the rubbing speed at the top of each pinion tooth. There is no reduction in tooth pressure, therefore, under conditions of boundary lubrication, this increased speed results in higher localized surface temperatures due to increased metallic friction. Wear and galling of tooth tips may result.

Although the rolling action is practically the same for all types of gears, the radial-sliding action already discussed completes the picture only for spur, bevel, spiral bevel and helical gears on parallel shafts. For hypoid and worm gears, there is in addition sidewise sliding. Tooth surfaces sliding upon each other without sidewise sliding, as in the case of spur gears, are the easiest to lubricate. When, however, there is a side slide such as occurs between the teeth of worm gears and hypoid gears, the formation and maintenance of an oil film is more difficult.

When the direction of slide is at *right angles*

to the line of contact, an oil wedge is most readily formed. Once the oil is drawn into the pressure area, there is very little opportunity for it to leak out at the sides of the gear teeth. A strong wedge film, therefore, results. When, however, the direction of slide coincides with the line of contact, which theoretically has no width, an oil wedge could not be formed. This is because the oil would be quickly squeezed aside at the leading end of the line, thus leaving the remainder of the contact without film protection.

With spur gears (also bevel gears) the direction of slide is at *right angles* to the line of contact (Fig. 17), and there is no sidewise slide. For helical and herringbone gears (also spiral bevel gears), the direction of slide is the same as for spur gears, but the line of contact is not at right angles to it. In fact, where teeth are twisted enough to bring two or more into action simultaneously (Fig. 55), contact will occur on each tooth as a short, steeply slanted line at a more or less sharp angle with the direction of slide.

There is a difference of opinion as to the exact pattern of contact and the exact direction of slippage in a worm-gear set. It seems reasonable, however, to accept the idea that, during operation of a worm and worm-gear, the resulting

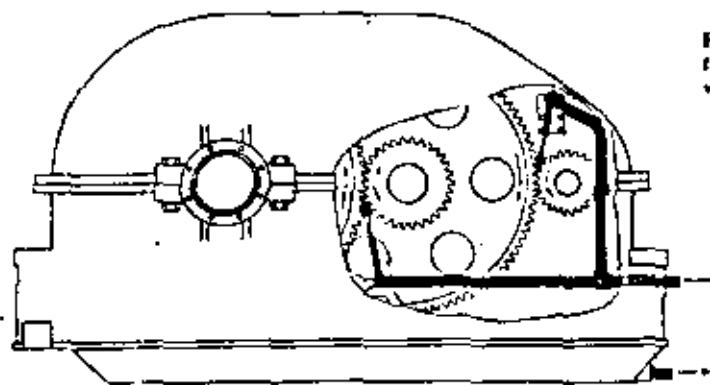
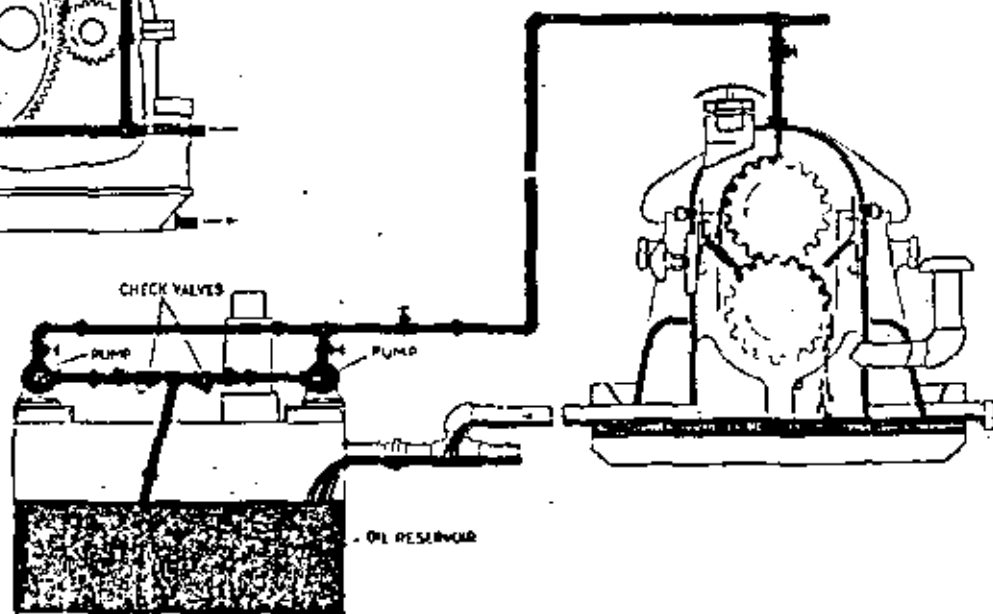


Fig. 63 (left) . . . Pressure Circulation System. Oil is pumped from an external reservoir and is sprayed directly into the mesh of the gears.

Fig. 64 (right) . . . Pinion Stand. Because these gears operate in either direction, provision is made to feed oil to both sides of mesh. Oil, pumped from a central reservoir, is flooded over the upper gear. Due to the rotation of this gear, oil is diverted to a baffle plate, which in turn guides the oil to the incoming teeth of the lower gear. Irrespective of the direction of rotation, the oil is thus fed to the teeth of both gears on the approaching side of mesh. Excess oil drains to the bottom of the gear housing, thence to the reservoir.



direction of slide is determined jointly by the radial sliding due to the rotation of the gear (Fig. 48), and by the lateral sliding due to rotation of the worm (Fig. 70). The combined sliding motion is represented by short arrows at *F* in Fig. 70. This slide varies in direction from end to end of the contact line and furthermore changes direction as contact advances across the gear teeth. Although lines of contact (contact patterns) on worm gears vary widely, nevertheless, in all cases, slide takes place in a direction more or less *coinciding* with the line of contact.

With hypoid gears, the angle which the direction of slide makes with the line of contact may vary widely depending on the amount of shaft offset. It may approximate that of a spiral bevel gear, or it may approach that of a worm gear.

Since the direction of slide during the meshing of spur-gear teeth is at right angles to the line of contact, optimum conditions exist for the formation and maintenance of oil wedge films. With helical, herringbone and spiral bevel gears, the direction of slide with respect to the line of contact is not sufficiently far from a right angle to interfere with the formation of an oil wedge. Worm gears, however, approach more closely to the condition where the direction of slide coin-

cides with the line of contact, and hence, the formation of an oil wedge is difficult. Since the action taking place between hypoid gear teeth may approach that of a worm or, may approximate that of a spiral bevel gear, the difficulty of forming a wedge film between these teeth is, therefore, less favorable than for spiral bevel gears, but more favorable than with worm gears.

FACTORS INFLUENCING LUBRICATION

To prevent metal-to-metal contact between meshing gear teeth, a thick oil film is required in the area of contact. The character of the oil employed has a major effect in establishing and maintaining this film. In selecting the oil for enclosed gears, the following factors of design and operation require consideration:

- (a) Type of gear
- (b) Pinion speed
- (c) Ratio of reduction
- (d) Operating temperature
- (e) Input horsepower
- (f) Nature of load (uniform or shock)
- (g) Type of drive (motor, turbine or reciprocating engine)
- (h) Method of oil application
- (i) Water contamination

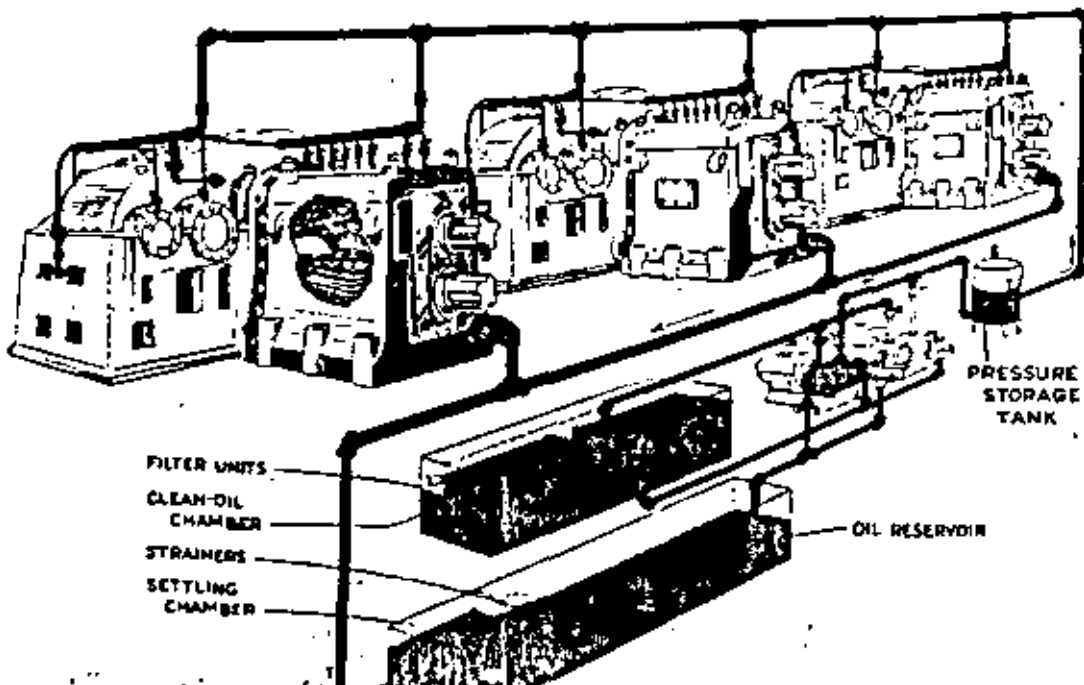


Fig. 65 . . . Central Oiling System. This group of pinion stands, and the reduction gears which drive them, are all lubricated by oil circulated from a centralized pumping system. Oil drains from the various gear housings to a settling chamber, thence through strainers into an oil reservoir. A pump takes its suction from the reservoir and delivers the oil through cloth-bag filter units and a pressure storage tank to the gears. Adjustable jet-feeds and sight-glasses permit regulation of the flow to the various gears and their bearings.

TYPE OF GEAR . . . On spur, helical, herring-bone, bevel and spiral-bevel-gear teeth, the line of contact between engaging teeth sweeps swiftly without side slide over the entire working surfaces of each tooth; hence contact at any specific point endures for only an instant. Pressure, therefore, at such a point is applied and released so quickly that there is comparatively little time to squeeze out the fluid film of lubricating oil. Moreover, the direction of sweep in relation to the line of contact acts to create a fluid film. However, if an effective oil film is to be formed, it is important that the oil be of proper viscosity. Too light an oil would be squeezed from between the gear teeth and metal-to-metal contact would occur. Too heavy an oil would result in needless fluid friction and higher operating temperature would, therefore, result.

On a worm gear the sweep of the line of contact on the teeth of the large gear takes place from the tops of the teeth to the roots, and at the same rate as would occur on the teeth of an equivalent spur gear turning at the same speed. The direction of sweep tends to form an effective oil film (Fig. 48), but speed is relatively slow, which makes film formation difficult.

On the other hand, the worm revolves at much greater speed and has a high sidewise velocity at the line of contact. Due to this high sliding velocity the duration of contact on any particular point of its thread surface is very brief. This condition would tend to form an effective oil film were it not for the fact that the direction of slide so nearly coincides with the line of contact (Fig. 70). This, as previously explained, hinders film formation and, thus, makes it necessary to employ a heavy-bodied oil. Boundary lubrication usually exists. This requires an oil possessing rich lubricating quality. With regard to hypoid gears*, the less the offset between the shafts, the more nearly do the film-forming factors approximate those of a spiral bevel gear. Conversely, the

* Hypoid gears are almost always steel-to-steel construction and are very often heat treated. The metallic surfaces of hardened gear teeth are capable of withstanding enormous stresses, and when hypoid gears operate under such conditions, special lubricants of extreme-pressure type are needed.

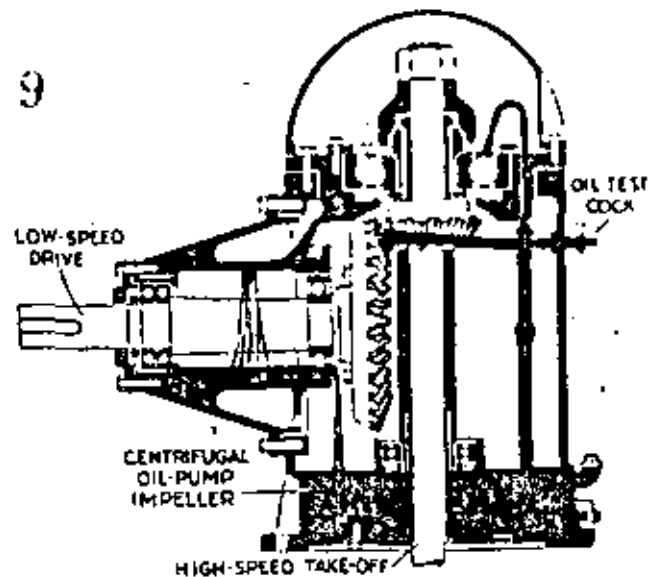


Fig. 66 . . . Right-Angle Speed-Increase Gear Set. Lubrication is effected by means of a self-contained circulation system using a centrifugal, impeller-type pump. Oil is sprayed to the mesh of the gears and to the bearings.

greater the offset the more nearly do these factors approach those of a worm gear.

PINION SPEED . . . The higher the speed of meshing gears, the higher will be the sliding and rolling speeds of individual teeth. Even though sliding between two teeth varies from maximum to zero to maximum during the meshing period, a thick film tends to form during zero slide because at that time rolling is a maximum (Fig. 48).

When an ample supply of oil is available, speed assists in forming and maintaining a fluid film. At high speed, more oil is drawn into the pressure area, and in addition, the time available for oil to be squeezed from between the meshing teeth is exceedingly short. Therefore, comparatively light bodied oils may be used, for despite their fluidity there is insufficient time to squeeze out the oil film. At low pinion speeds, however, more time is available for oil to be squeezed from between the teeth and less oil is drawn into the pressure area. Therefore, the lower the speed of the pinion, the heavier should be the body of the lubricating oil.

RATIO OF REDUCTION . . . With multiple-reduction gear sets containing two or more successive

steps of reduction, it is necessary to consider the low as well as the high-speed reductions. In so far as lubrication is concerned, the first reduction in such sets can be compared with a single-reduction gear set. However, because of the lower speed of the last reduction, the lubricating oil requirements are different.

Where the reduction of speed is less than 10-to-1, a single-reduction gear set is usually used. The oil is then selected on the basis of the speed of the driving pinion. When the reduction of speed is greater than 10 to 1, a multiple-reduction gear set is usually employed. In this case, oil should be selected to meet the requirements of the low-speed pinion of the last reduction, instead of the requirements of the high-speed pinion of the first reduction. Therefore, when the ratio of speed is greater than 10 to 1, heavier bodied oils are required.

For worm and hypoid gears it is not necessary to consider ratio of reduction in the selection of lubricants, because for such gears the type of sliding between the meshing teeth is the controlling factor in the formation of an effective oil film.

OPERATING TEMPERATURE. . . . The temperature, under which different gears may operate, constitutes another important factor in the selection of correct oil. The body of the oil in the barrel or container at ordinary room temperature may be quite different from its body at operating temperature. During operation, the heat generated by friction and by churning of the oil will increase the temperature of the oil in the base of the gear set. In a fully loaded spur, helical, herringbone, bevel, or spiral bevel gear set, the temperature rise will be approximately 50 deg. F. This is affected to some degree by the power input to the unit. Thus, when the exterior surroundings of the gears are at ordinary room temperature (50 deg. F. to 100 deg. F.), the maximum operating temperature with spur, helical, herringbone, bevel, spiral bevel gears should not exceed 150 deg. F.

Hypoid and worm gears normally operate at higher temperatures. Worm gears ordinarily operate with a 90 deg. F. rise in temperature when loaded to capacity. Some high-speed worm-gear sets are equipped with fans for air cooling which.

Fig. 67 (right) . . . Vertical Double-Reduction Gear Set. This unit is lubricated by means of a self-contained plunger pump. Oil is pumped to the upper part of the housing whence it flows by gravity to all rubbing surfaces.

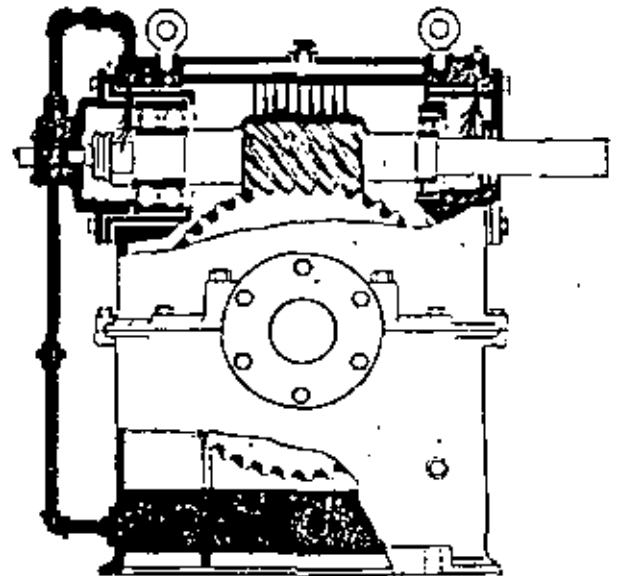
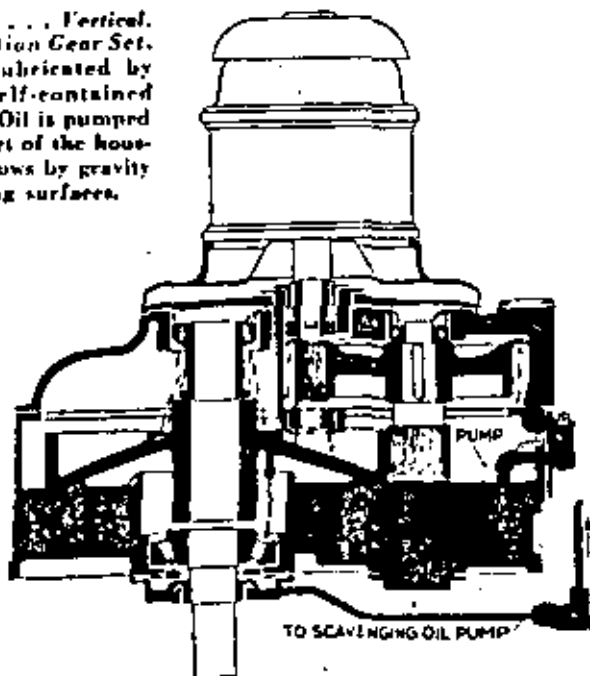


Fig. 68 . . . Worm-Gear Set. At low operating speeds, a bath-lubricated gear may not carry sufficient oil to the point of mesh. The bearings and gear teeth of this over-driven worm-gear set are, therefore, lubricated by means of a self-contained oil circulation system.

thus, permits increased loading without excessive temperature rise. In industrial service, the operating temperature of worm gears, including hypoid gears, should not exceed 190 deg. F. In automotive service, temperatures may exceed 250 deg.

Where gear sets are located in hot places or subjected to heat from outside sources, the final operating temperature may be considerably higher. In such cases, it is necessary to compensate for the increased temperature by using an oil of increased body.

Where gear sets are located in cold places, the final operating temperatures may be much lower than given above. Furthermore, the temperature of the gear set when first starting up may be so low that the oil ceases to flow properly. If the oil in a splash-lubricated set becomes too viscous, the gears will channel a groove through it with the result that practically no oil at all will be carried to the point of mesh. In circulation-oiled sets, the oil might not flow to the pump suction and thus would not be circulated to the point of mesh. Under cold conditions, therefore, it is necessary to select an oil which will be amply fluid for starting purposes, but which will also be heavy enough to maintain protecting oil films when heated to the operating temperature.

INPUT POWER . . . The load on the meshing teeth of a gear acts to squeeze the separating oil film from between the contact areas. Tooth pressure, therefore, is a factor to be considered in selecting proper body. The greater the pressure, the more viscous the oil must be in order to resist the squeezing action and thus to maintain an effective oil wedge. On the other hand, where gear-tooth pressures are light, a lighter-bodied oil will provide protective oil films that keep fluid friction at a minimum and assure low power loss.

Basically, the total force acting on gear teeth depends on the power transmitted and on the diameter and speed of the pinion. Formulae for the design of gears have been pretty well standardized, and according to these formulae, the maximum permissible unit loading for tooth sur-

faces largely depends on the Brinell or Rockwell C hardness of the gear metals.

Gears of low-horsepower rating are ordinarily constructed with narrow face, small diameter and small tooth size; those of higher horsepower rating are of wider face, larger diameter and larger tooth size. The teeth of the larger diameter gears will be able to carry greater loads per inch of tooth width than can be carried by the teeth of smaller gears even though both are designed to carry the same pressures per square inch of contacting surface. This is because the tooth profiles of the larger gears are formed by longer radii which results in wider bands of contact for similar loads per inch of tooth width. Therefore, with gears of similar type, the larger sizes (greater-horsepower units) are usually designed and constructed to take advantage of the increased width of contact line and thus to operate with higher linear tooth loadings, i.e., higher loads per inch of tooth width.

Input power has an effect on lubrication due to the heat which is generated between gear teeth.

Consider two reduction-gear sets of the same type, the same ratio of reduction and driven at the same rotational speeds, but designed for different horsepower ratings. In such a case, the gears designed for greater horsepower may be either of wider face or of larger diameter, or both.

Larger diameter gears may have either a greater number of teeth or the same number of teeth but of larger cross-sectional size. In either case, the total area of contact surface is increased. This contact surface is also increased when the gears are made wider and the cross-section of the teeth left unchanged.

Inasmuch as gears of similar type and hardness are constructed to operate with approximately the same pressures per square inch of tooth contact area, any increase of contact area will result in a corresponding increase in friction. Thus, irrespective of whether the increased power is taken care of by additional gear width or greater diameter or both, the result is increased friction. Furthermore, in either case there will be increased churning of the oil at the point of mesh. Where

splash lubrication is used, there will also be increased churning in the bottom of the gear case. This condition would be aggravated by high oil level or by heavy-bodied oil.

In both small and large units, the power lost in friction and in churning oil is converted to heat. The relative area of radiating surface per unit of heat generated is usually less in a large unit than in a small one. Hence, larger gear sets, transmitting greater amounts of power, tend to run hotter than smaller sets, unless equipped with oil coolers. Inasmuch as heat thins the oil, it is advisable to offset this condition by using heavier bodied oils for the larger and hotter units.

NATURE OF LOAD . . . The nature of the load on any gear set has an important influence on the selection of a lubricating oil. If this load is uniform, the torque (turning effort) and the pressure carried by the teeth will also be uniform. However, excessive tooth pressures due to shock loads, tend to momentarily rupture lubricating films that otherwise would separate the gear teeth if the load were more uniform. Therefore, where this shock-load factor has not been considered in

the design or selection of the gear set, an oil of heavier body is required to prevent film rupture.

Of course, in some operations, the conditions may be still more severe due to overloads or to a combination of heavy loads and extreme shock loads; as for example on rolling-mill stands or where gears are started under heavy load. In such cases, it may be impossible to maintain an effective oil wedge. Hence during a considerable part of mesh only boundary lubrication exists, which means that there is only a microscopic lubricating oil film between the rubbing surfaces. Excessive wear then results unless a special oil is used that possesses unusual film strength characteristics.

Occasionally, however, there are instances where, due to lack of space or other limiting and unavoidable circumstances, gears are loaded so heavily that it is very difficult to maintain an effective lubricating film between rubbing surfaces. Such loadings are quite usual on hypoid gears in the automotive field. When operating under this condition of extreme pressure, metal-to-metal contact is so severe that even the highest film strength will not completely solve this prob-

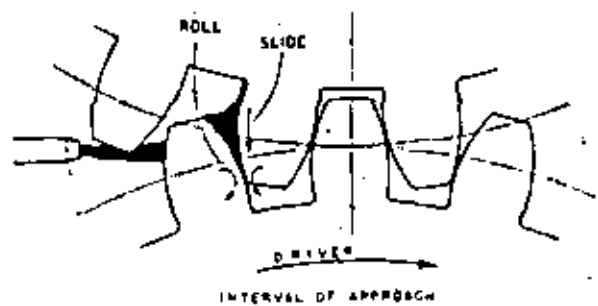
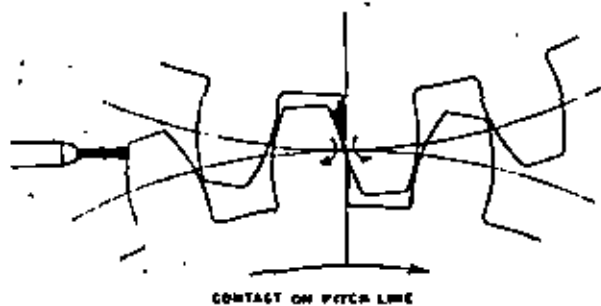
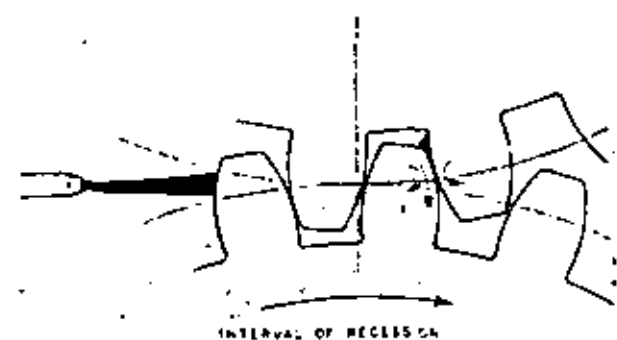


Fig. 69 . . . Wedge Formation. During the interval of approach, oil is drawn into the pressure (contact) area by the motion of the driven teeth as they slide over the surfaces—and toward the roots—of the driving teeth. On the other hand, during the interval of recession, the oil is then drawn into the pressure area by the motion of the driving teeth as they slide toward the tips of the driven teeth. Throughout the entire progress of mesh the rolling action of both driving and driven teeth feeds oil into the pressure area. At all times the oil enters this area from the same side. Therefore, from beginning to end of mesh no break or reversal of film formation occurs, the oil wedge always points in the same direction i. e., towards the roots of the driving teeth.



lem. Wear, therefore, cannot be avoided. However, it can be controlled by using oils that possess special properties which prevent the meshing tooth surfaces from welding together under the intense, localized pressures and spot temperatures. It is this welding or fusing that roughens, tears and scores the rubbing surfaces, and thus rapidly destroys the teeth. By chemically preventing welding, rapid and drastic tooth failure can be prevented. Only slow wear of a smooth and controlled character will then take place. Lubricants for this purpose are known as E.P. (Extreme-pressure) lubricants.

TYPE OF DRIVE . . . When the power transmitted by gears is developed by electric motors, steam turbines, hydraulic turbines, etc., the uniform turning effort of these prime movers throws no additional load on the teeth of the transmission gears. The variable torque developed by reciprocating engines, however, is accompanied by a corresponding variation in tooth loading. Therefore, when transmission gears are driven by steam engines, diesel engines, etc., heavier-bodied oils may be required in order to assure effective oil films at all times. Heavier oils are not necessary where this has been considered and compensated for in the design or selection of the gear set.

METHOD OF APPLICATION . . . When lubricating oil is applied to gear teeth by means of a splash system, the formation of an oil wedge between teeth is, generally speaking, less effective than when the oil is circulated and sprayed directly on the meshing surfaces. This is particularly true in the case of low-speed splash-lubricated units where only a limited amount of oil may be carried to the meshing area. Heavier bodied oil is needed to offset this condition, since the heavier the body the greater will be the quantity of oil that clings to the gear teeth.

With a gear set lubricated by a pressure-circulation system, there is usually a better opportunity for dispersal of heat than with a splash-lubricated system. This is because with a circulation system the oil is thrown against all internal

surfaces of the gear case, and is thus more readily cooled by these heat radiating surfaces. On the other hand, with a splash system, particularly on a low-speed unit, the oil may dribble over only a small internal surface of gear case, thus restricting heat dissipation. As a result, the splash-lubricated unit usually runs hotter and, therefore, requires a heavier bodied oil.

The lubricant in a circulation or splash-oiled gear set is subjected to very severe service. It is thrown from the gear teeth and shafts in the form of a mist or spray. In this atomized condition, it is exposed to the oxidizing effect of air. Fluid friction, and in some cases metallic friction, generates heat which raises the oil temperature.

The violent churning and agitation of the oil by the rotating gears of splash-lubricated sets also increases temperature. Increased temperature speeds up oil oxidation which, however, can be minimized by using oils especially manufactured to resist this action.

Oxidation is a chemical action which takes place more rapidly when the oil is broken into a mist, and thus, offers a large surface to the attacking oxygen in the air. When oil oxidizes, it forms sludge. Some oils have little resistance to this oxidizing action, i.e., are not chemically stable, and with such an oil in use, sludge particles soon start to form. These particles are soluble in the oil up to a certain limit (saturation point), which is higher for hot oil than for cold oil. Therefore, when the temperature of oxidized oil drops either in a cooler or after a shutdown, some of the soluble products of oxidation may precipitate as sludge. If these particles deposit on the cooling coils, they form a heat-insulating film that interferes with cooling. This results in a further increase of oil temperature, accompanied in turn by an increased rate of oxidation. Eventually, failure of lubrication and destruction of gears may result.

Some of these deposits may collect in idle spaces on the sides or in the bottom of the gear case. Or deposits may collect as a sticky mass in oil pipes and oilways. When this happens, oil flow is restricted. If the gears receive insufficient

Fig. 70 . . . Direction of Slide and Lines of Contact between Threads and Teeth of a Meshing Worm and Wheel.

Direction of side slide as shown by the arrow at *A* results solely from the rotation of the worm.

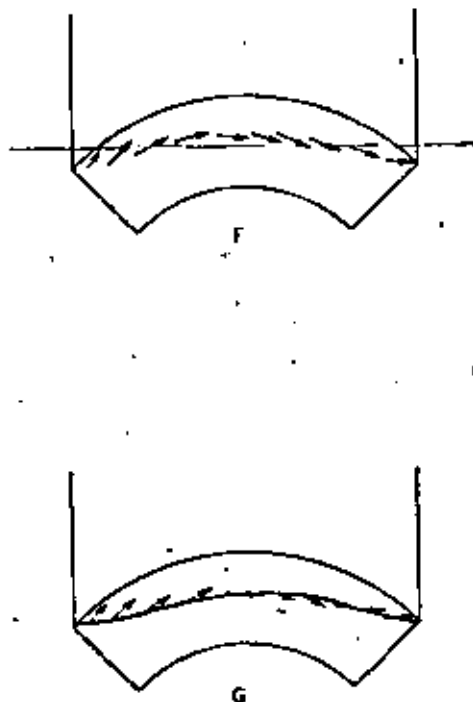
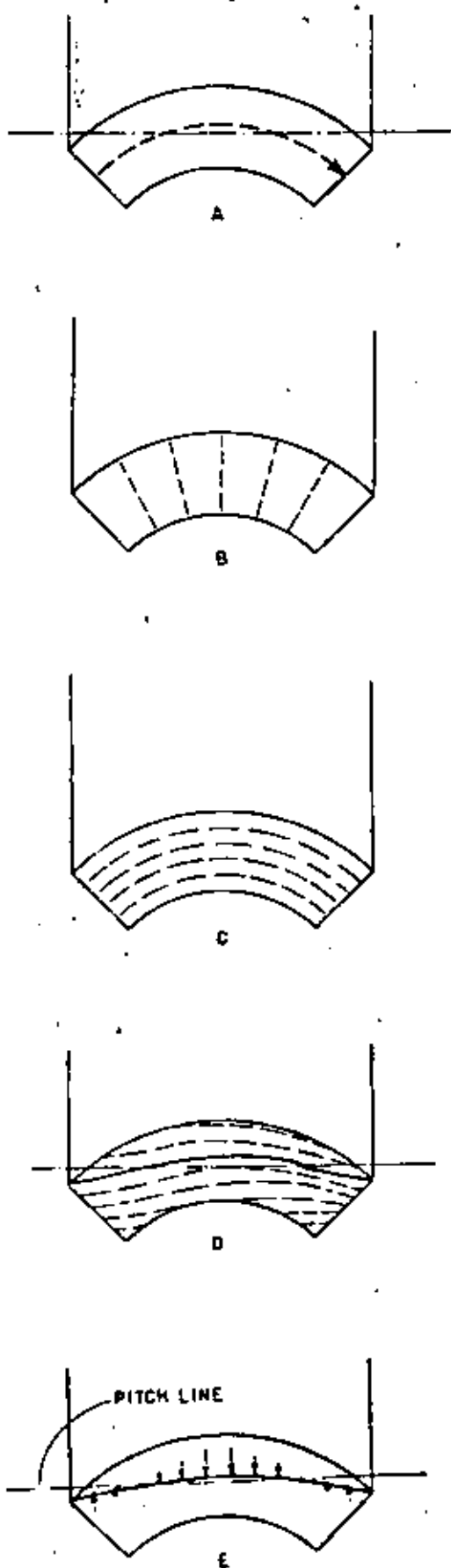
If the threads and teeth of a worm and wheel were machined so that the progressing line of contact were radial (*B*), the direction of slide would be at right angles to the line of contact as it assumes progressive positions and the condition would be most favorable for the formation of an oil wedge. This condition, however, does not exist in actual worm gears.

If the progressing lines of contact between the worm threads and gear teeth were concentric with the axis of the worm (*C*), the direction of slide would be along these lines of contact. A line contact sliding lengthwise along itself cannot form an oil wedge nor a strong separating film. Although this condition may be approached it does not actually exist in worm gears.

The actual lines of contact are different for each design of gears. Contact patterns vary and may occur simultaneously over two or more tooth surfaces. At *D* is shown a conventional line of contact, such as might exist between the threads and teeth of an actual worm and gear. As meshing continues, this line of contact advances from the tips to the roots across the faces of the driven gear teeth.

Direction of radial slide (*E*) at the conventional line of contact is due solely to the rotation of the gear and to the consequent passage of the threads through mesh (Fig. 48). The sliding action on the gear tooth is always toward the pitch line. Direction and extent of slide, therefore, depend on the position of the contact line in relation to the pitch line. Direction of combined slide (*F*) is due both to the side sliding of the worm (*A*) and the radial sliding of the gear (*E*).

The direction of combined slide makes very sharp angles with the conventional line of tooth contact. One stage of thread engagement is illustrated at *G*. This is the condition that exists in commercial gears except that under load the contact is actually a narrow band of area and not a theoretical line. A lubricant of maximum adhesiveness, oiliness and film strength is required in order to form and maintain an oil film under this condition.



lubrication, damage or destruction of tooth surfaces takes place. If the bearings receive insufficient lubrication excessive wear may result, causing misalignment of the shafts and gears. This may impose excessive loads on gear teeth which may rapidly destroy their surfaces.

In a worm-gear set, excessive oxidation may gradually thicken an unstable oil to such an extent that the gears may even cut a channel through the thickened oil. When this happens, sufficient oil can no longer be carried to the point of mesh with the result that the tooth surfaces of the worm and of the gear are severely damaged.

WATER CONTAMINATION . . . Water sometimes finds its way into the oiling systems of enclosed gears. This water may come from cooling coils or from condensed steam or may result from condensation of moisture in the atmosphere. In the latter case, it is often an indication of inadequate ventilation of the gear case and oil reservoirs. It is apt to occur in gear sets operated intermittently, where warm periods of operation alternate with cool periods of idleness. This possibility of moisture contamination makes it necessary to use an oil of high demulsibility, *i.e.*, an oil that separates quickly and completely from water.

Every effort should be made to exclude water from gear cases by preventing its entrance, by proper ventilation and by removing it with filters, centrifugal separators or dehumidifiers. If water is allowed to remain in a gear case, rusting may occur with consequent damage to the gear-tooth surfaces.

Water and rust also act to hasten deterioration of the oil. Water separates slowly, or not at all, from oil that has been oxidized or has been contaminated with dirt. In this respect, iron rust is a particularly objectionable form of contamination. Water in severely oxidized or dirty oil usually forms a permanent emulsion. Such an emulsion may cause excessive wear of gears and bearings by creating deposits that restrict the amount of oil flowing through pipes and oilways to the gears and bearings. The fact that oxidized oil promotes the formation of permanent emulsions constitutes

another reason for requiring an oil of maximum chemical stability in enclosed gears. Obviously then, to protect gear-tooth surfaces and bearings, an oil must not only separate quickly from water when new, but must have the high chemical stability necessary to maintain a rapid rate of separation even after long service in a gear case.

OIL CHARACTERISTICS

Since only a very thin lubricating-oil film stands between efficient gear operation and failure, it is of great importance that the oil used should be carefully selected to meet service requirements. Reliable, economical lubrication can be attained only through the use of oils having proper characteristics, namely

- (a) *Correct Fluidity (Body)*—a characteristic which assures the distribution of oil to all rubbing surfaces and the formation of protective fluid films at the prevailing speeds, pressures and temperatures.
- (b) *High Chemical Stability*—a characteristic which enables oils to resist the destructive oxidizing influence of continued circulation and agitation in the presence of air. This characteristic largely determines the durability of an oil and can be attained only in those oils especially refined for this purpose.
- (c) *Good Demulsibility*—A characteristic which assures quick separation of oil from water, thereby, protecting against the formation of emulsions which might be responsible for clogging of oil-ways, and thus shutting off the supply of oil.
- (d) *High Film Strength and Lubricity*—characteristics required under conditions of boundary lubrication which reduce friction and render an oil film resistant to rupture.
- (e) *Anti-Rust Qualities*—which protect against the formation of rust products which promote wear and increase the rate of oil oxidation.

In addition to the above, there is another characteristic that is necessary in the oil used for lubricating hypoid gears under extremely heavy operating pressures, namely

- (f) *Anti-Weld Properties*—A characteristic of special E. P. oils which, on steel-to-steel gear teeth, acts to prevent welding and destruction of rubbing surfaces.

GARGOYLE LUBRICANTS FOR ENCLOSED GEARS

The extent to which each of these characteristics is required depends on the type of gear and the conditions of speed, temperature, and load under which it operates. Since these conditions vary so widely, many different lubricants are needed to cover the entire range of operation. All of these conditions do not ordinarily occur in any one plant, and in most instances two or three lubricants are sufficient.

To make such oils requires first, a thorough knowledge of gear requirements, second, experience in producing lubricants to meet specific requirements; third, careful selection of the crudes and materials from which the lubricant is made; and fourth, accurate control of refining and manufacturing processes.

Gargoyle D.T.E. Oils are especially high-quality circulation oils that range in viscosity from light to very heavy. The base oils for these products were selected and refined to provide maximum ability to resist oxidation. This characteristic was further enhanced by the use of special additives. As a result they resist, to a maximum degree, the formulation of sludge and deposits in service where the oil is used over and over again for long periods. Other additives are

blended with the light to heavy bodied oils to inhibit rusting when water is present. The very heavy bodied oils possess this characteristic without the need for such additives.

The additives also provide extra anti-wear characteristics, and the base oils undergo a minimum change in body when operating temperatures vary. Thus a greater margin of safety is provided to protect against metal-to-metal contacts and the resulting friction and wear.

All grades separate readily from water and protect against the formation of emulsions.

Gargoyle Compounds are high-quality oils for enclosed gear sets operating under overloads or extremely heavy-duty conditions. These oils are exceptionally adhesive and produce tenacious oil films. They are so manufactured that these films offer exceptional resistance to rupture, even when squeezed to microscopic thinness, hence, protect against metal-to-metal contact and galling even under conditions of heavy tooth pressures. They remain fluid at low temperatures. When temperatures vary, a minimum change in adhesiveness and film strength results. They are specially processed to resist foaming.

The Gargoyle Compounds are stable products. They are non-corrosive and separate readily from moisture, thus they are successfully used where water is present.

Gargoyle Cylinder Oils are very heavy-bodied, superior-quality, compounded oils employed where strong and tenacious films are required. These oils possess rich lubricating qualities that protect the rubbing surfaces even under heavy tooth pressures and despite the wiping action of worm and hypoid gears.

Mobilube GX are extreme-pressure gear lubricants of heavy body manufactured from highly refined mineral oil possessing unusual chemical stability and resistance to oxidation. Blended with the base oil are special materials that are completely soluble in the oil, and which, in operation, form a protective surface layer of anti-weld material. This oil is also specially processed to provide protection against rusting when water is present in gear sets.

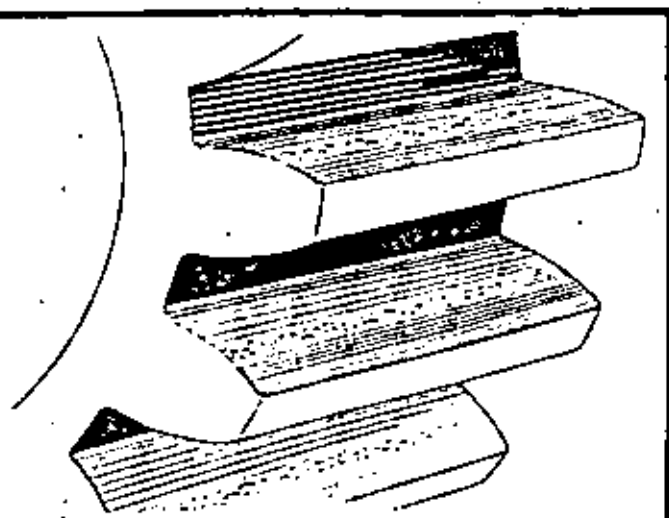


Fig. 71 . . . *Incipient Pitting.* Repeated stresses on the high or hard spots of gear teeth cause local fatigue failure of the metal. Small cones of metal break out at or slightly below the pitch line, leaving small craters or pits. After the high spots have broken out, further pitting may cease and normal wear may eventually polish out the pits.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL.**

- * LUBRICACION DE LOS ENGRANES
- * LUBRICACION DE ENGRANES
RELACION ENTRE TEORIA Y PRACTICA

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

Gear Lubrication: Relating Theory to Practice

01

T. I. FOWLE

Shell International Petroleum Co. Ltd.
London, SE1 7NA, England

The review begins with consideration of gear geometry, the fundamentals of wear and of boundary lubricant film formation as they affect the performance of gears.

The influence of the hydrodynamic oil film, of EP additives, and of mechanical and metallurgical factors on fatigue pitting are then outlined. Next, methods for estimating the onset of the little-understood form of thermal failure of lubrication, leading to the kind of severe wear known as scuffing and the associated problem of heat dissipation from gears, are described and discussed.

The influence of gear material on scuffing tendency, and of lubricant type on friction, together with the important process of running-in are considered and lead to recommendations for the selection of oils for parallel shaft gears and for worm gears. Finally, some comments are made on the significance of bench tests for load-carrying capacity.

GEAR CONTACT CONDITIONS

Gear teeth of whatever type (spur, helical, bevel, hypoid or worm) transfer power and motion through relatively tiny areas of mutual contact in the form of very narrow bands or ellipses, so narrow as to be spoken of as the "line of contact". This is because the curved surfaces of the mutually contacting teeth are opposed to one another, as they also are between the rolling elements and the inner ring of rolling bearings; whereas, in contrast, in plain bearings the curvature of the shaft and bearing combine to one another. Thus, contact conditions in gear teeth and in rolling element bearings are said to be counterformal, while those in plain bearings are said to be conformal. The tiny contact areas in counterformal contacts are thus subject to very high stresses and contrast with the low stresses in conformal contacts. Gear teeth thus have to be made from strong, hard materials, such as steel and the harder bronzes. As a

further consequence, because they have very limited plasticity, they need to be very accurately made and aligned if excessive local overloading is to be avoided.

Opposing gear teeth move over one another with a combination of sliding and rolling motion. Rolling motion does not promote rapid wear of surfaces, but sliding does. Gear teeth cannot work without some sliding action and pure rolling action only occurs in spur, helical, and bevel gears, and then only momentarily at the pitch point. In all other types of gears, there is some sliding combined with the rolling action at all positions of the point of contact. The faster the rate of sliding, the more difficult the conditions of lubrication become. The sliding speed depends on the peripheral or pitch-line speed of the gears and the distance of the point of contact from the pitch point. The maximum rate occurs at the tips of the teeth and the larger the tooth, i.e. the smaller the ratio:

$$\frac{\text{Pitch circle diameter}}{\text{Addendum height}}$$

which is usually close to the number of teeth in the gear, the greater the degree of sliding. High speed gears are, therefore, conveniently made with relatively large numbers of teeth.

In the case of spur, helical, and bevel gears, there is no sliding along the line or band of contact; and, because the band is so narrow, any contact between asperities is of comparatively short duration so that the probability of damage is relatively small. In worm and hypoid gears in contrast, there is some sliding along the line of contact which increases the severity of the conditions of lubrication and makes for different approaches in the selection of lubricants.

As a final point on conditions of contact, the important difference in tooth action between spur and helical gears and between straight bevel and spiral bevel gears must be mentioned. In the case of spur and straight bevel

gears, there are alternately one pair, then two pairs of teeth in contact. Any wear that occurs during single pair contact does not result in relief by transferring the load to another pair of teeth so that, once started, wear can continue. In contrast, in helical and spiral bevel gears, there are usually two or more pairs of teeth in contact. Thus, if any wear occurs between one pair of teeth, more load is transferred to the other pairs of teeth in contact, and the load on the pair undergoing wear is reduced. The conditions of lubrication are thus much easier in helical and spiral bevel gears, and the truth of the saying "helical gears run-in, but spur gears run out" will be appreciated.

WEAR

Under normal conditions, nominally unlubricated or "dry" gear teeth are covered by a film of oxide and adsorbed gases, water vapor, etc., from the atmosphere. This film may properly be considered as a primary lubricant film, for if it is removed, by severe rubbing, by operation in inert gases, or under very high vacuum, wear rates and friction increase enormously.

Leaving aside, for the moment, surface fatigue for separate consideration, there are basically three types of wear:

- (1) Mild wear of the oxide film
- (2) Adhesive or severe wear of the metal (scuffing)
- (3) Plowing

When asperities on opposing surfaces contact one another during sliding, there must be some mutual deformation which may be either elastic or plastic. If the asperities have a slope of about 1 degree or less, they deform elastically and the oxide film remains intact. Some wear of the oxide film only occurs, but at a rate which, in practice, little affects the performance of the gears within their working life.

If, however, the asperities have greater slope than about 1 degree, the deformation is plastic and the relatively brittle oxide layer on the surface is unable to follow adequately the movement of the underlying metal. It, therefore, breaks up exposing the bare metal which can then readily adhere or weld to similarly exposed metal on the opposing surface. As sliding continues, the area of the welded junction at first increases until, eventually, it is broken. This adhesion thus greatly increases sliding friction. Moreover, the welded junction is liable to work-harden considerably so that it may become stronger than one or both of the parent metals. Then, as the surfaces slide apart, fracture occurs, not at the weld, but in the weaker of the two parent surfaces so that particles of metal become transferred from one surface to the other, eventually becoming dislodged to form a discrete metallic wear particle. Under these conditions, wear can be very rapid, and since the associated rise in temperature makes welding easier and conditions generally more severe, the rate of wear usually considerably increases in

rapidity. The prevention of adhesive wear, especially the severe form known in the U. K. as "scuffing", and in the U. S. as "scoring", is the main purpose of lubrication. But, before this aspect is considered, it will be convenient to discuss the third form of wear: plowing or abrasion.

What is called plowing in fundamental wear studies is often known as "abrasion" when it occurs between gear teeth. Alternatively, it is sometimes called "scoring" in the U. K. or, when minor, "scratching". One form of plowing occurs when a very hard, rough, surface is mated with a softer one. In the general case, the asperities on one surface wear down the asperities on the other, but, in this case, the asperities on the harder surface are not worn down by rubbing of the softer one but, instead, continually cut into it.

In this case, therefore, it is important that the harder rubbing surfaces are properly smoothed or polished. The most common example of this is the worm gear in which the case-hardened steel worm should be highly polished so as not to wear the phosphor bronze wheel. The problem can also arise, however, when a case-hardened steel pinion is mated with a soft steel wheel, unless the pinion teeth are particularly finely finished.

A second form of plowing occurs when hard, sharp-edged particles, such as sand, or grinding dust, get caught between gear teeth. Such particles are liable to stick temporarily to gear teeth surfaces and plow into the surface of teeth which mate with them. Where two gears have teeth with markedly different surface hardnesses, the abrasive particles tend to embed themselves better in the softer teeth, consequently the harder teeth tend to suffer the greater amount of wear. Plowing from hard particles or dirt is particularly liable to occur in grease lubricated gears, since the particles cannot escape from the vicinity of the mesh as easily as they can with oil. According to a recent study, (1) only particles greater than about 20 microns are important for this form of wear in gears.

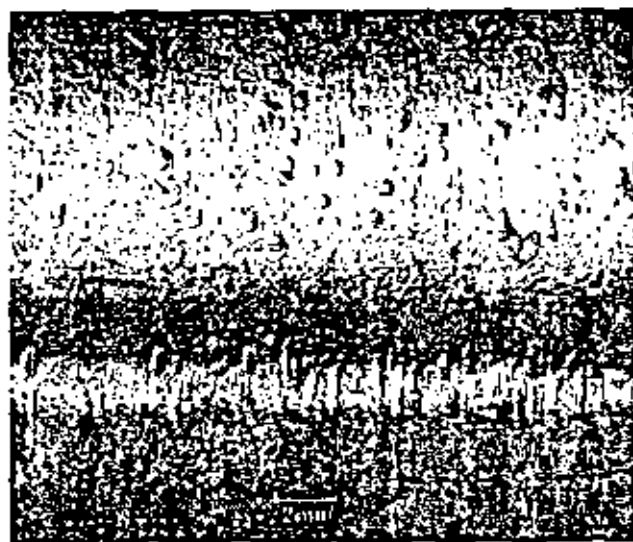


Fig. 1.—Abraded surface of oil pump gear. The abrasion was caused by sand left in the engine block casting.

Because of the rolling action between gear teeth, the plow marks from hard asperities or hard particles are relatively short in length (2), as shown in Fig. 1.

BOUNDARY LUBRICATION

Returning to the conditions of adhesion, to reduce friction and wear the normal film of oxide, adsorbed gases and vapors may be protected, supplemented, or even completely replaced by other, more suitable, solid films. For example, the surfaces may be given a prior phosphating treatment, or impregnated with graphite or molybdenum disulphide powders. The most common way is, however, to incorporate so-called "boundary lubricants" in the oil so that they may produce, by physical adsorption or chemical reaction, the desired film which will be soft and easily sheared, but difficult to penetrate or remove from the surfaces.

Typical of these "boundary lubricants" are long chain fatty acids such as stearic acid, which form closely packed films, either by adsorption of their acid end groups into the surface oxide, or by reaction with the oxide to form the soap of the gear metal (3). This type of film is indicated schematically in Fig. 2a. These films become ineffective at the desorption temperature or the melting point of the metal soap, which are generally around 100 C only, but, within their range of applicability, they

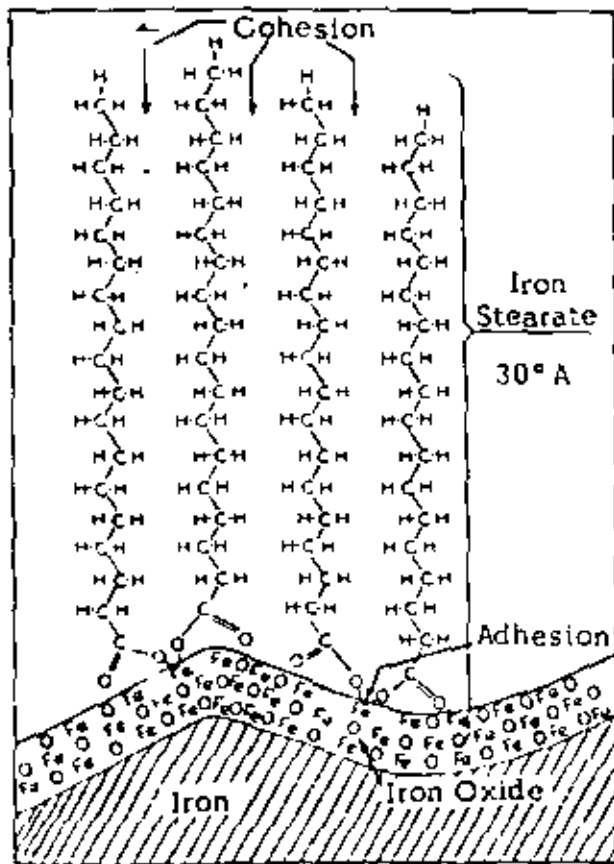


Fig. 2a—Schematic diagram representing the adsorption of stearic acid on an iron surface to form a monolayer of iron stearate with an essentially organic outer surface Ref. (3).

give low friction. In gear lubricants, these boundary additives are chiefly used in connection with worm gears where the bronze wheel forms a chemically reactive partner and where low friction is especially desirable.

For the more severe conditions in steel-steel gears, especially hypoid gears, this type of boundary lubricant is normally inadequate and additives, which will form films having higher melting points and greater adherence to the metal substrate, are required. More chemically reactive oil-soluble materials involving one more of the elements chlorine, phosphorus, and sulfur (often also lead and zinc) are thus used. These materials are generally known as extreme pressure or EP agents, though "extreme temperature" would have been a better description, and were originally designed for lubricants for the hypoid gear axles of passenger cars and trucks. The principle has, however, been extended, to lubricants for industrial gears.

The active elements; i.e., the chlorine, phosphorus and sulfur may be incorporated individually into organic, oil-soluble compounds, several of which may be added to an oil, or, alternatively, two or more of the elements may be present in one organic compound. Examples of the first kind are chlorinated paraffin wax, tritolyl phosphate, dibenzyl disulphide and, though an extreme case, free sulfur. Examples of the second kind are sulfo-chlorinated fatty oils, chlorophosphonates, and thiophosphates.

Basically, these additions undergo decompositions at the pressures, temperatures, and other conditions of the contact, the decomposition products producing on the teeth surface a film which is softer, less brittle and more adherent and therefore more effective than the oxide. The detailed mechanisms involved are seldom known, and even then usually in relation to performance in laboratory rigs. Essentially it seems, however, that those additives which are effective under mild conditions produce a mainly hydrocarbon film firmly anchored to the surface by their reactive groups (4). Under more severe conditions, however, these groups react with the surfaces to produce layers which are largely inorganic; e.g., iron phosphates, chlorides, sulphides, probably all of rather complex types (3) (5). This type of film is indicated schematically in Fig. 2b. Broadly speaking, the phosphorus containing additives are generally effective under relatively mild, steady running conditions, but those containing chlorine, and especially those containing sulfur, are required for the severer conditions of service, including shock loads. The melting points of the iron chlorides are, of course, considerably lower than those of the iron sulfides. The reacted layers tend to have greatest thickness where sliding speed and pressure, and consequently surface temperature, are greatest. Thus, Fig. 3, taken from the work of Borsoff (6), shows, in the case of spur gears, a minimum EP film thickness at the pitch line.

The catalytic effect of the bare metal of the tooth surface may be needed in some of these additives, particularly where phosphorus is the principal element in-

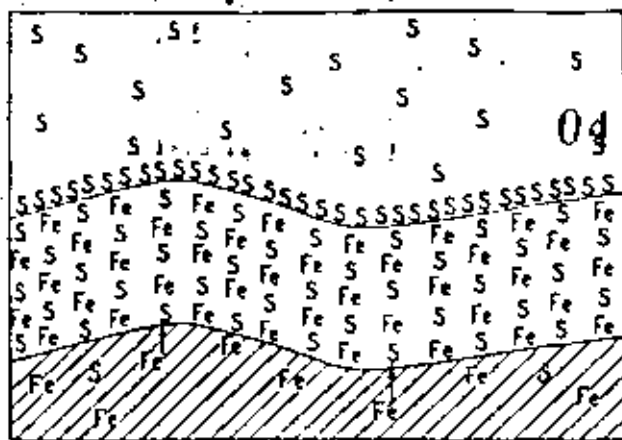


Fig 2b—Schematic diagram representing inorganic film of iron sulfide on iron formed by sulfur in the oil.

volved. For the metal to be catalytically active, the oxide layer has to be removed from the surface by the rubbing action of its partner. Consequently, such additives are not very effective outside the zone of contact and are not very effective under conditions of suddenly applied loads where distortion of the teeth under load may bring

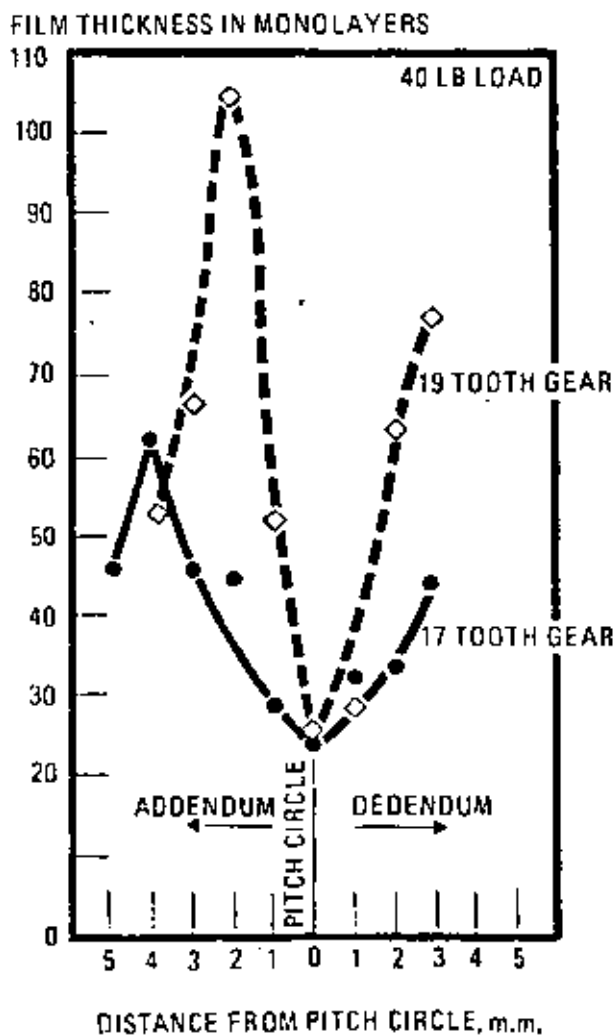


Fig 3—Intensity of EP film along a tooth profile

parts of the surface into contact which have otherwise not been subject to sliding (7). Accordingly, sulfur or chlorine containing EP additives are preferred to those containing phosphorus for shock load conditions where parts of the teeth not previously run together may be brought into sudden contact.

To be effective rapidly and economically, it is desirable that EP additives should be able to concentrate on the surfaces needing their protection. That is, desirably, the additive should be able to adsorb onto the surface and highly polar substances are thus advantageous. It follows, too, that the oil should preferably not contain other additives, or itself contain components which are more polar than the EP additive, otherwise the EP activity may be insufficient or the EP additive may have to be used at a higher concentration than otherwise necessary (8). It is, for example, a common finding that EP additives are less responsive in the more aromatic base oils.

If the EP film formed is readily wiped away by the rubbing action, for example if it is working at a temperature close to its melting point or if the film formed does not adhere well to the base metal, scuffing may be prevented at the expense of an excessive rate of wear. Thus, the EP additives intended for use with new hypoid gears often allow excessive wear of bronze worm gears at high oil temperatures. Such oils are, therefore, not generally advisable for bronze worm gears if oil temperatures are consistently above about 70 C.

Compared with automotive gear oils, industrial gear oils have to work under a wider range of conditions. They have, for example, to be able to lubricate steel-on-bronze gears as well as those of steel on steel, they have to be compatible with the materials of construction of more complicated systems and they have to be compatible with water. In the latter respect, they should be able to separate easily from any water that might get into the lubrication system, while the EP additives, and the EP films formed by them, should not be decomposed by water. It is for the latter reason that chlorine-containing additives have never been popular for industrial gear oils, since iron chloride readily hydrolyses and it is not always possible to prevent this occurring by using a second protective film. Lead soap, inactive sulfur type oils have, therefore, generally been preferred. But, recently, because of fears of environmental pollution by lead and certain limitations in thermal stability, there is a steady trend towards the use of sulfur-phosphorus type additives.

HYDRODYNAMIC LUBRICATION

Most gears run at loads and speeds at which continuous operation under boundary or EP conditions would result in excessive rates of wear. Except during starting and stopping, most gear teeth run with only intermittent and transient contact between opposing asperities. For the majority of their life, most of the load is carried by a hydrodynamically generated film of oil, typically averaging a thickness of one to two microns. For many years, however, calculations based on the theory of hydro-

dynamic lubrication published by Osborne Reynolds in 1886, and shown to be valid for plain bearings, gave film thicknesses which were far too small to be considered true. It was, therefore, believed that most gears ran under mainly boundary lubrication conditions, but nevertheless, for many instances were known of gears which had run for very long times and yet still showed original machining marks over the majority of the working surface.

These inconsistencies have been resolved over the last 20 years by the derivation of more accurate mathematical analyses and their confirmation by accurate and sophisticated laboratory measurements. The classical theory of Osborne Reynolds and his followers assumed that the solid surfaces were perfectly rigid and that the viscosity of the oil remained constant. These assumptions were reasonably close to the truth in the case of plain bearings where the contact surfaces were conformal and the pressure low, around 15 kg/cm², but, in the case of gear teeth with highly counterformal contact and very high contact pressures, up to 100 kg/mm², they were rather far from the truth. Thus, the elastic deflection of the surface in contact could be shown to be many times the oil film thickness being sought, while at pressures of 30 kg/mm² the oil viscosity could be raised 100,000 times.

Separate allowance for these two effects in the Reynolds theory produced insufficient increase in the calculated film thicknesses, but, when the two effects were taken together, film thickness, film profiles, and pressures distribution within the film could be calculated which agreed with practical experience and with laboratory measurements made at about the same time and subsequently (9) (10). Lubrication under these conditions has been given the name "elastohydrodynamic" or EHL.

The theory and results of EHL are by now well known. One of the most interesting results, apart from the realization that oil films of about one micron thickness can, after all, exist between gear teeth, is that the film thickness, under constant temperature conditions, is hardly affected by load at all. According to the widely used formula due to Dowson and Higginson, film thickness varies only as load raised to the power minus 0.13 and can, therefore, be ignored in approximate calculations. For parallel-shaft gears; i.e., spur and helical, an approximate expression for film thickness in terms of gear dimensions is:

$$h_{min} = 0.0017 (\mu_0 V_p)^{2/3} (D)^{1/3}$$

where

h_{min} = oil film thickness at the pitch line in microns

μ_0 = oil viscosity at atmospheric pressure and the temperature of the gear tooth surface in centipoise

V_p = pitch line speed m/s

D = center distance mm.

It may seem extraordinary that film thickness is virtually independent of load, but the point is that the very

thin oil film under high pressure actually becomes more rigid than the metal. Thus, an increase in the load results in a flattening of the metal and an expansion of the area of contact rather than a decreased film thickness.

It must be appreciated, however, that this expression assumes that the viscosity remains constant; that is, the temperature remains constant. In actual fact, an increase in load generally raises the temperature and decreases the viscosity, thus indirectly decreasing film thickness.

FATIGUE PITTING OF GEAR TEETH

Knowledge of elastohydrodynamic film thickness between gear teeth has been of great benefit in increasing our understanding of the phenomenon of fatigue pitting of the working surface of gear teeth. Typical fatigue pitting is shown in Fig. 4. Note that the pits mainly arise below the pitch line; i.e., in the dedendum of the tooth flank, the point of the typical "oyster shell" shape being pointed in the direction of sliding. Surface fatigue is the result of repeated surface or sub-surface stresses beyond the endurance limit of the material. The stresses may be excessive due to local overloading, from misalignment or undulations in the surface and from dynamic loads, aided by stress-raisers, either in the surface in the form of dents or asperities, or below the surface at hard non-metallic inclusions in the alloy. Moreover, as suggested by Broersma (11), pitting may be initiated by the sub-surface being weakened by too rapid hobbing.

The extent of contact between asperities on the opposing surfaces seems, however, to play a major part in the phenomenon. A very close correlation between tendency to pitting and what may be called the specific roughness ratio D :

$$D = \frac{\text{Sum of peak to valley roughnesses}}{\text{Theoretical elastohydrodynamic film thickness}}$$

has been obtained in laboratory tests (12) as shown in Fig. 5, and in surveys of practice. Thus, when D was 0.1 or just over no pitting occurred even after 10^7 cycles. There is evidence that when the surfaces are of unequal hardness the roughness of the harder is the more important (13). However this may be, the correlation suggests the advisability of having, sharp, smooth, well-finished cutter blades, correct cutting technique, cutting oil, etc.,



Fig. 4—Fatigue pitting

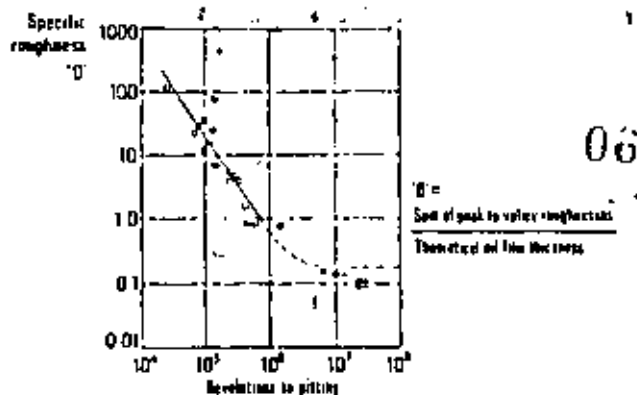


Fig. 5—Influence of specific surface roughness "D" on fatigue pitting

since no tooth surface can have a better surface finish than that of the cutter which produces it.

Another way of restraining pitting in practice would be to improve the "D ratio" by using more viscous oils, but, in practice, an effective increase in the viscosity of the oil on the teeth is not always possible: An increase of oil viscosity grade is often limited by considerations of low temperature starting, and, where high speed plain bearings are lubricated by the same oil, the bearings heat the oil almost irrespective of its viscosity grade until it has more or less the same operating viscosity.

The "D factor" is, of course, not the only factor involved in the phenomenon of pitting. Other important factors are the hardness and microstructure of the two gear materials, in particular a large amount of free ferrite in steels is believed to promote pitting. Accuracy of alignment and profile, and a low range of undulations along the width of the teeth, are also important. Actually, Fig. 4 is a clear example of the profile error known as "split marking". Thus, there is a band of heavily deformed metal on the addendum surface and heavy pitting on the dedendum. In between these two protuberances, from the profile, there is a band showing original machining marks which carried no load. This "split marking" is due to the hob not having been mounted concentric to its axis of rotation and is also characterized by a corresponding single protuberance in the middle of the profile of the reverse flank.

Associated with the effect of tooth errors is the effect of EP additives. When the effect of EP additives on fatigue pitting is investigated in laboratories using very accurate surfaces such as in disk machines, it is almost always found that EP additives promote pitting. This effect is still discernible in laboratory gear rig tests, where although alignment, profile accuracy and surface finish are very good, they are not as good as in disk machines. But experience, in practice with several sets of gears for marine steam turbines having rather pronounced undulations, repeatedly showed that whereas a standard turbine oil allowed heavy pitting on the crests of the undulations, a chlorine-containing EP turbine oil prevented pitting from occurring (14). There is good reason to

believe that the effect is due to the EP additive preventing the crests of the undulations from work hardening so that they can continue to deform plastically, thus spreading the load and reducing surface stresses.

Finally, perhaps most important of all, is the effect of shock loading on pitting. Recent work by Onions and Archard (13) has shown that, under otherwise comparable conditions, case-hardened steels suffered pitting in a gear rig at only 100th of the number of cycles that they did in a disk machine. Their conclusion was that this difference was due to the dynamic effect of load from the intermittent contact of the gear teeth. The effect of shock loads in practical gears must be even greater.

FILM FAILURE: SCUFFING AND INCIPIENT SCUFFING

If the load is increased on a pair of running gears, lubrication eventually fails. The power absorbed and the noise suddenly increase and smoke may be produced. The tooth surfaces are found to be worn and damaged as shown in Fig. 6a. This condition is known in the U. K. as "scuffing", and in the U. S. A. as "scoring" and is often preceded by a somewhat milder form of damage shown in Fig. 6b.

The causes of this latter form of rapid adhesive wear are even less certain than for scuffing, but it may possibly be due to the boundary film failing on one side before it does on the other. It is, however, recognized as a precursor of scuffing (15), and seems to be identified with the phenomenon of "ridging" which occurs in hypoid gears under some conditions of high torque—low speed operation (16). At the risk of making a confusing terminology even worse, it seems preferable for the purpose of this paper to call it "incipient scuffing" and thus avoid any suggestion that it is caused by plowing of hard



Fig. 6a—Scuffing (FZG Rig)



Fig. 6b—Indipient scuffing (FZG Rig)

particles or asperities which its other names "scoring" and "abrasion" may do.

Scuffing is a particularly severe form of adhesive wear. Metallic junctions grow in areas during sliding and it is believed that when these junctions grow to the extent that they coalesce with one another, or cannot be prevented from coalescing by the lubricant, the sudden increase in strength of the weld brings about the special condition of scuffing (17). In practice, however, there is often uncertainty as to whether or not scuffing has occurred and various descriptions such as "high speed", "low speed", "self-healing", and "self-aggravating scuffing" are sometimes used.

What seems to be an invariable concomitant of scuffing with steels, whose presence is used to decide cases of doubt, is the appearance in the microstructure of the rubbing surfaces and sub-surfaces of white etching layers. Although there is not yet unanimity on the nature and method of formation of these white-etching layers, a large section of informed opinion considers them to be supersaturated, untempered martensite. They are believed to be formed under conditions of rolling and sliding contact by the combined hydrostatic pressure and shear producing such high stresses that micro cracks are formed whose flanks are heated up to the melting point by the rapid deformation. The surrounding carbides are then dissolved into the deformed γ iron lattice (18). Whether the white layers form immediately before or immediately after scuffing is not clear, but one can easily imagine that surface films would be easily disrupted by the local contraction and softening of the steel.

It has been suggested that such failures may occur by some thermal breakdown of a previously complete EHL film. Whether this is so or not, such damage must certainly result if boundary lubrication breaks down over a substantial area and, having broken down, the in-

creased roughness of the surfaces must reduce the amount of load that could be carried by the EHL film. Recent work (19) in fact suggests that just before scuffing occurs around 10 percent of the load may be carried by boundary contacts, though these contribute as much as one-half to two-thirds of the total friction.

EHL theory cannot as yet account for failure of the film, but there seems little doubt that thermal effects, possibly including desorption, melting, etc., of surface films is involved. Though there is some doubt as to its absolute validity, the "Flash Temperature Theory" of H. Blok (20) has proved very useful in practice for gears running at moderate speeds. According to this theory, when the transient temperature of the tooth surfaces of gears lubricated by a straight mineral oil exceeds a value which is dependent only on the nature of the oil and the gear materials, the lubrication film breaks down and the tooth surfaces scuff. The transient surface temperature, T_c , is made up from two components, the steady surface temperature of the gear blank, T_b , and the momentary temperature flash, T_f , due to the heat developed by the friction of the contact. Thus,

$$T_c = T_b + T_f$$

For spur gears, an expression for T_f , also due to Prof. Blok, is

$$T_f = 1.11 \left(\frac{f}{b} \right) \frac{w}{\sqrt{Z}} \sqrt{V} \left| \frac{\sqrt{U_1} - \sqrt{U_2}}{\sqrt{V} - \sim} \right|$$

where

f = instantaneous coefficient of friction for the contact area

$b = (kpc)^{0.5}$, the thermal contact coefficient for the tooth face material in which k = thermal conductivity, p = density, c = specific heat/unit mass

w = tooth normal load/unit length of contact in the meshing position considered

Z = Hertzian contact band width

U_1 U_2 = tangential speeds of teeth 1, 2 perpendicular to the line of action for the meshing position considered

V = pitch line speed of the gears.

The values of $(\sqrt{U_1} - \sqrt{U_2}) / \sqrt{V}$ is dependent on the proportions of the teeth, as indicated in Fig. 7, which relates to conditions at the tip of the driving pinion tooth. This figure shows that the value, and, therefore, the severity of conditions, increases with small ratios of Pinion diameter/Addendum height; i.e., the severity increases with the size of the tooth. It also shows that the higher the reduction ratio the easier the conditions. Furthermore, when the wheel drives the pinion; i.e., the reduction ratio is less than one, conditions are more severe than when the pinion drives the wheel.

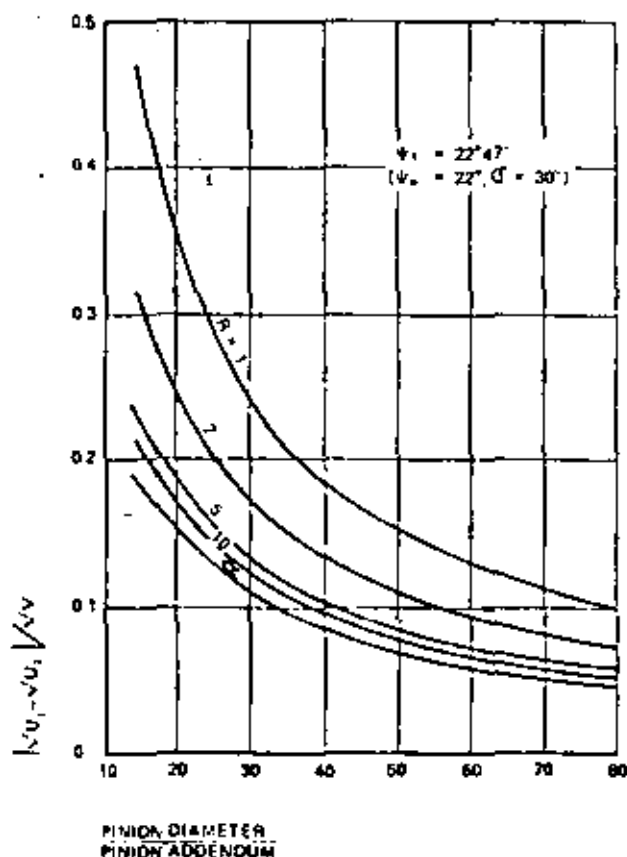


Fig. 7—Effect of addendum properties and gear ratio on flash temperature

Most companies using the flash temperature theory have developed typical values for the critical temperatures for the oils and gear steels that they use and published data is rather scanty. However, typical values for paraffinic straight mineral oils and En 34 and 20 Mn Cr 5 (the steels for the IAE Gear Rig and FZC Rig respectively) are:

Oil Viscosity cSt at 60°C	Critical Scuffing Temperature, °C
20	120-140
23	130-160
34	150-200
50	170-210
81	190-230
147	210-260

In order to improve the accuracy of the flash temperature, various modifications have been suggested from time to time. In particular, Carper and Ku (21) have found in laboratory tests that the critical temperature varies with a dimensionless parameter consisting of the absolute viscosity of the oil at the conjunction temperature, sliding speed, and sum velocity divided by the product of radius of curvature and the average Hertz stress.

These methods require a fairly accurate estimate for

the blank temperature T_b . In some cases this may not be very difficult, but, in other cases, elaborate calculation by means of "thermal network theory" (22) may be necessary.

08

Indeed, according to recent work by Niemann and co-workers (23), the blank surface temperature is, in fact, all-important. According to these workers, scuffing occurs not at a constant critical value of the transient surface temperature, but at a critical value of the steady surface temperature, T_s . And the critical value is not constant but increases with speed. This theory takes EP oils into account, which the Blok theory does not, the slope of the critical surface temperature versus speed lines increasing with EP activity, as shown in Fig. 8.

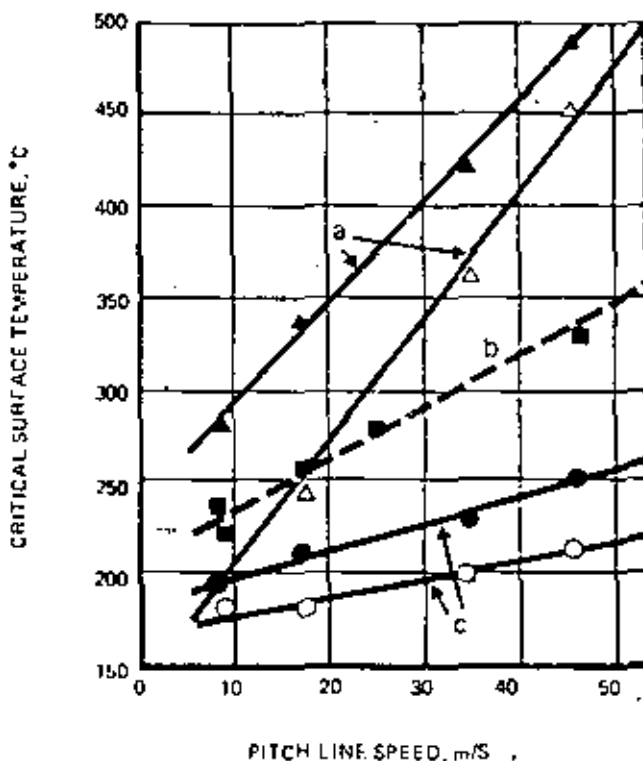


Fig. 8—Critical surface temperatures for scuffing according to Niemann/Seitzinger.

Another type of criterion is the "Frictional Power Intensity" originally suggested by Matveevsky (24) and defined as the rate of production of frictional heat per unit area of Hertzian contact. Bell and Dyson (25) have shown that this gave the best results in their disk machine tests and Moorhouse (26) found that frictional power intensity divided by sliding speed raised to the power 0.8 correlated best with scuffing failures in service.

As shown in Fig. 6a and b, when scuffing occurs there is usually an area along the pitch line where the sliding conditions are not severe enough to disrupt the oil film. But when, by accident, there is no oil there at all, scuffing may occur over the whole of the tooth flank, as shown in Fig. 9 (27, 28).



Fig. 9—Scuffing in the absence of a lubricant

HEAT DISSIPATION

The vital importance of the surface temperature of gear teeth is apparent from the previous discussion and underlines the importance of the cooling function of the oil. Oil has to be supplied to gear teeth at a greater rate than necessary for lubrication in order to remove frictional heat as rapidly as possible, thus to keep the blank temperature as low as possible and to minimize the risk of thermal failure of the oil film.

The process of heat removal by this means has been analyzed in detail by de Winter and Blok (29) who conclude that there is an upper limit to the amount of heat which can be withdrawn, formulated as follows:

$$Q_{tot} = 5.6 mb \theta_s \omega^{1/2}$$

where

Q_{tot} = the maximum amount of heat that can be withdrawn per unit width per meshing cycle,

m = the tooth module,

b = the thermal contact coefficient of the oil, approximately 500 SI units,

θ_s = the difference between oil supply temperature and gear surface temperature,

ω = the angular speed.

All the above factors expressed in consistent units.

Such rates are fortunately within the rate of supply used in practice, the lower limit of which is formed from the practical consideration that the sprayer nozzles should have a minimum bore of about 2.5 mm in order to avoid becoming accidentally choked by dirt in the oil.

Heat is best removed from the gear teeth by spraying the oil onto them when they are hottest; i.e., as they come out of mesh. Only in the case of very high speed gears is there a danger that the amount of oil left on the teeth on reentry into mesh will be insufficient to form a lubri-

cating film and, therefore, to need a supplementary supply at the ingoing side of mesh. And, only in the case of heavily loaded gears with large numbers of teeth and running at high speeds, do these authors conclude that better cooling than by spraying onto the gear teeth is needed. In such cases, it is suggested that cooling can be significantly improved by supplying oil to the inside of the gear by means of a banjo, the oil then passing through holes in the rim into the tooth spaces, as already is the practice in the sun gears of the Stockicht design of epicyclic gear.

EFFECT OF GEAR MATERIALS ON RESISTANCE TO SCUFFING

It has long been known that hardness and strength of gear materials are not reliable indicators of resistance to adhesive wear. To quote Merritt: (30) "Of two carbon steels, one containing 0.4% carbon and the other 0.55% carbon and so treated to give similar physical properties (i.e. Brinell hardness, tensile strength etc.) the steel with the higher carbon content will be found in all but exceptional circumstances to resist wear to an appreciably higher degree. Similarly, a chromium steel containing 0.3% carbon, 3% nickel and 0.8% chromium and heat treated to a strength of 55 tons/inch² will usually be found to have a resistance to wear inferior to that of a 0.60% carbon steel of similar hardness."

High carbon steels would thus be preferred if the only consideration were wear resistance, but strength and resistance to tooth breakage are possibly even more important properties, and alloy steels are, therefore, commonly used for the manufacture of highly rated gears. Tungsten and molybdenum, as in high speed steels, are generally found to increase the resistance to scuffing, the effect being attributed to the presence in the microstructure of massive carbide crystals having very high hardness at high temperatures, as is also the case with white cast irons. In contrast, the most popular alloying elements, chromium and nickel, either singly or in combination, generally seem to impair resistance to scuffing. Recently, Matveevsky and co-workers, (31) using a slow-speed bench rig, were able to correlate the surface energy of adhesion of oil to steel with the tendency to scuffing. Figure 10 shows the results obtained by these authors for additions of either chromium, nickel, or tungsten to high carbon steel.

In an earlier approach to this problem, Niemann and Lechner (32) obtained, as shown in Fig. 11, a significant correlation between the retained austenite content of a number of different steels and their tendency to scuff in the FZG test. These two approaches may have much in common, for certainly nickel increases the tendency to retain austenite, while chromium and tungsten do not.

When the lubricant film fails, the nature of the underlying oxide film is, of course, of first importance for the prevention of adhesion. And the nature of the oxide layer on steel may depend on its alloying elements. Chromium, particularly, has a greater affinity for oxygen than iron

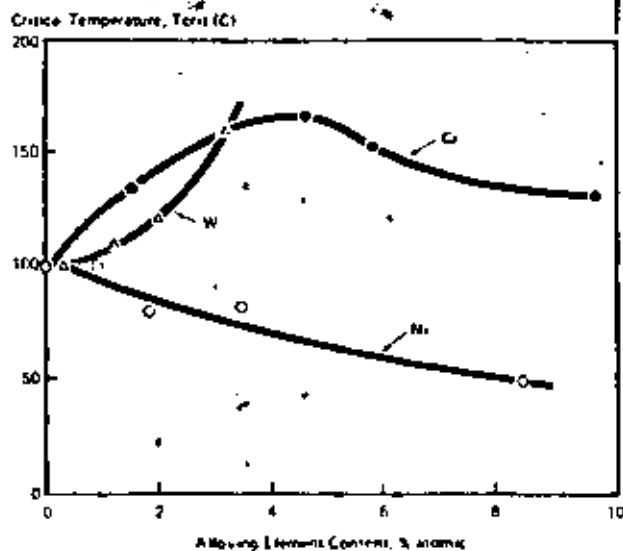


Fig. 10—Dependence of critical temperature on alloy content

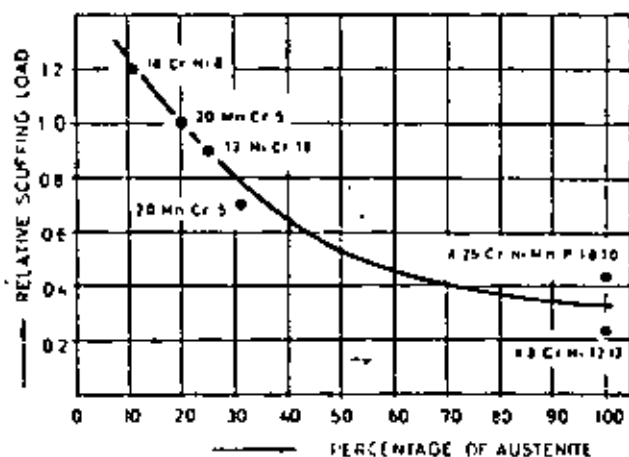


Fig. 11—Decrease of relative scuffing load with increasing austenite content of gear material.

has, and, with 12 percent Cr, there is an almost complete layer of chromic oxide rendering such steel stainless and resistant to further oxidation; e.g. scaling. This chromic oxide layer, which will tend in low alloy steels to occur particularly on high spots where there is rubbing, is very hard and brittle and, therefore, very liable to break up under sliding load to expose bare metal. Moreover, the hard oxide fragments may abrade the oxide film on the mating surface. Adhesion would thus be promoted. This may be the cause of the drop in load-carrying capacity at higher concentrations of chromium shown in Fig. 10. Thus, the difficulty of avoiding scuffing with 16/8 austenitic stainless steel may be due more to its thin, brittle oxide layer than to its austenitic structure. But experiments by Grew and Cameron (8) showed that the nature of the oxide film is not the only factor involved. They used the same 4.25 percent Ni 1.25 percent Cr case-carburized steel; i.e., having the same type of oxide layer, but with different quenching treatments to give

in one case a structure with 25 percent retained austenite, in the other case only 5 percent austenite. It was found that, in the former case, there was a breakdown of the lubricant film at a temperature of about 150 C, whereas in the latter case there was no failure up to 190 C. Thus, the question as to why austenite should be more prone to scuffing than martensite once the oxide film has been removed still needs an answer.

However, when in turn the oxide film fails, the final barrier to adhesion is the monolayer film of oxygen bound to the steel, or monolayer film formed from the lubricant, or a combination of the two. These films can be very tightly bound to metal surfaces, as has been clearly shown by Keller and co-workers (33), and need vacua of 10^{-8} Torr, and argon ion bombardment for their removal in the laboratory or, in practical situations, high temperatures or gross plastic deformation. Work in the USA has shown that films from light saturated organic vapors do not form a very effective film on pure iron, whereas oxygen and some oxygen and sulfur compounds do (34, 35, 36, 37). There is also evidence that small concentrations of carbon in iron greatly reduce adhesion. The picture is incomplete, but it would seem reasonable to suppose either that the presence of carbon atoms in the metal surface by themselves reduce adhesion, or that hydrocarbon films bond more tenaciously to the carbon atoms than to the iron atoms in steel. Thus, another factor in the relative resistance of steel to adhesion or scuffing might be the relative concentration of carbon atoms in their surfaces. This depends on the degree of strain necessary in the metal lattice to accommodate the carbon atoms, and it is certain that there is much less strain, and accordingly less surface segregation, in austenite than in martensite.

The availability of carbon atoms in the surface thus offers a possible explanation for the differing resistance to scuffing shown by austenitic and martensitic structures. The reasoning also extends to the case of unhardened pearlitic steels, although in this case it is likely that the interruption of the ferrous surface by the carbides restrains scuffing by preventing the junctions from growing in size. But, it is of interest that this explanation would not apply in the case of the bronzes where the function of tin seems analogous to that of carbon in steel.

With the bronzes, for worn wheels a 12 percent tin phosphor bronze has been found by experience to give optimum results, but though this material is exceptionally resistant to scuffing, it is rather apt to permit pitting and somewhat deficient in bending strength. Aluminium bronzes are, therefore, used for slow-speed high-torque worn gears, a further advantage being their lower cost. Unfortunately, however, aluminium bronze is prone to scuffing, even after prolonged running-in (38). This is partly attributable to the thin, hard, and brittle nature of the aluminium oxide which covers the surface and also gives this material its considerable resistance to corrosion, partly perhaps also to the fact that aluminium is inherently a more difficult metal to lubricate than tin. But, it is significant that recently developed processes for im-

proving the wear-resistance of yellow metals are basically the diffusion of high tin alloys into the surface (39). This may be because, like carbon in steel, tin, which is in the same group of the Periodic Table, is able to form stable organoderivatives from the oil, while aluminium, being in a different group, does not do so readily or so well. At all events, the best policy with aluminium bronze gears seems to be to depend as little as possible on boundary films and to maximize hydrodynamic lubrication by using as viscous an oil as possible.

11

RELATIONSHIP BETWEEN PITTING AND SCUFFING

Pitting and scuffing are usually treated as being distinct and separate phenomena, the former generally occurring at low speeds, the latter generally occurring at high speeds. There is however, much evidence (40, 41) that, at least sometimes, the two are interconnected, so that scuffing is sometimes found to promote subsequent pitting which, especially the form known as micropitting, is held to cause subsequent scuffing. Although EP oils may or may not delay pitting, once it has appeared there is reason for their use on such occasions since they may prevent scuffing from occurring subsequently.

FRICITION IN EHL FILMS

EHL theory has been very successful in accurately predicting the thickness of lubricant films in counterformal contacts. But no simple theory has yet been developed to predict correctly the friction arising in such contacts over the whole range of speeds, though some complex analyses have come fairly close (42). It seems that, within the contact and under the influence of the very high shear stresses (43), the lubricant viscosity becomes abnormally low. That is, lubricants which are Newtonian under other conditions are non-Newtonian in EHL contacts. This is a highly desirable effect because otherwise frictional resistance and power loss would be very much higher. But, if the non-Newtonian effects are too pronounced and occur in the inlet region of the film, then an insufficient amount of oil is forced into the load-carrying region and the film thickness is reduced. Ideally, therefore, a lubricant for EHL should be Newtonian at the conditions occurring at the inlet to the film, but non-Newtonian when fully within the load-carrying film.

Naturally, some types of lubricants are further from this ideal than others. The silicones are too non-Newtonian to be able to form sufficiently thick films, while mineral oils, especially the LVI types, are insufficiently non-Newtonian in the load-carrying film. Fatty oils such as castor oil, the synthetic diesters, and the polyglycols are pretty close to the ideal.

These properties are important, even though in practice EHL films may not be complete. They find their fullest importance in the lubrication of worm gears, since their power capacities are usually limited by temperature rise due to friction. Of these three types of lubricant, the

polyglycols have proved themselves most suited for heavily loaded, hot-running worm gears, since they are available in high viscosity ranges and have excellent oxidation stability. In contrast, the diesters are available only in comparatively low viscosity ranges and castor oil has relatively very poor oxidation stability.

While this paper mainly deals with the lubrication of toothed gearing, it is appropriate at this point to mention the oil lubricated friction drives. In such transmissions, one surface drives another by tangential forces transmitted through EHL oil films, and high friction in the film is, therefore, required. Accordingly, the opposite types of oil are often preferred for friction drives compared with those for toothed gears. Thus, while worm gears are best lubricated by oils having predominantly linear structure, like fatty oils, polyglycols and paraffinic mineral oils, the friction drives develop less slip with lubricants having a greater amount of cyclic groups; e.g., aromatics and naphthenes, as found in LVI mineral oils and certain synthetic oils such as polyphenyl ethers, alkylated naphthalene, chlorinated biphenyls. Although slip can be reduced by using such oils in preference to paraffinic mineral oils, the power loss is not necessarily reduced because it is the product of friction and slip. Since a reduction in slip is only the result of an increase in friction, the product may in fact increase.

RUNNING-IN

When gear units are first assembled, the contact between the teeth never forms a full and continuous line because of the unavoidable inaccuracy in tooth cutting and in assembly. Initially, therefore, the areas of tooth contact are very limited and the local pressures tend to be very high. If full load and speed is applied immediately to such a gear there is, therefore, a great danger that the surfaces will be damaged by abrasion or by scuffing. By running, however, under easy conditions such that abrasion and scuffing do not occur, the high spots on the surface are smoothly increased in length and area until contact is obtained over 80-90 percent of the face width. The gears may then take their proper designed loads and speeds without fear of damage.

During running-in, adjustment of the surfaces occurs partly by local wear at high rates with production of metallic debris and partly by plastic flow. At the same time, the asperities on the surfaces are smoothed down and a thick oxide film develops on the surfaces so that wear increasingly becomes of the mild type with oxide debris. Eventually, the surfaces may become smooth enough, and of large enough area for EHL films to form. At that stage, of course, wear virtually ceases, but, if the original surface undulations were rather pronounced, there may still be considerable areas of the teeth which do not bear load. Consequently, those parts of the teeth which do carry the load may be subject to excessive stress, especially under shock loads, and may eventually fail by pitting. Thus, while running-in is important, it cannot entirely eliminate the effects of poor machining.

Occasionally, it is possible to run-in gears using a lower viscosity oil than is afterwards used in service, so that the area of contact is rapidly increased. EP oils are also used during running-in. Initially, the idea was to protect against scuffing while promoting mild wear, but it now appears that at least certain EP additives promote running-in by permitting plastic flow of the prominent areas of the surfaces (14).

12

Unhardened or through hardened chromium steels are particularly difficult to run-in because the surface oxide is not wholly iron oxide, but, especially where load and surface distortion are heaviest, contains large amounts of chromic oxide. Chromic oxide does not develop thick layers readily, and, because it is also very hard and brittle, it breaks up easily under sliding loads exposing the bare metal thus promoting scuffing (44).

Some gears, such as hypoid and spiral bevel gears of automotive rear axles, are particularly difficult to run-in. This is because, owing to mutual distortion of the gears and their mountings, the full width of tooth contact only occurs when very heavy loads are applied. Thus, certain parts of the teeth cannot be run-in gradually under light load. It is to overcome this difficulty that EP additives for hypoid gear lubricants have to be rather chemically active, so that they can rapidly form thick scuff-resisting films on steel surfaces even before they have ever come into contact. Then, when sudden overloads are applied and those surfaces come into contact, no damage occurs.

SELECTION OF GEAR LUBRICANTS

It will be apparent that about the most important property is viscosity. High VI paraffinic oils (80 VI and over) are generally preferred for gear lubrication because of better oxidation stability, better response to antioxidants and to EP additives, as well as a smaller change of viscosity with temperature than naphthenic oils. Where low pour-points are required, however, naphthenic oils are necessarily and quite happily used. For hot-running worm gears, however, because it is so important to minimize tooth friction, paraffinic oils are definitely preferred to naphthenic oils, and, under the severest conditions, polyglycol types have proved extraordinarily effective. Similarly, where gears have to start up at very low temperatures, it may be necessary to use synthetic oils, such as the diesters and the polyglycols, which change relatively little in viscosity with temperature and have very low pour points.

Generally speaking, providing the oil can be properly fed to the tooth surfaces, the higher the viscosity grade of the oil the greater is the protection against the various forms of surface damage. Oil viscosity grade is, however, limited in practice either by excessively high temperatures arising in fast running bearings or by difficulties in starting up from cold, or both. Thus, low viscosity grades are used for high speed gears and vice versa. Accordingly, there tends to be a greater risk of scuffing at high speeds than at low, but this is offset to a considerable extent by the practice of designing high speed

gears to have smaller teeth and, therefore, a lower degree of sliding, as well as to have lower loads.

Some systems of lubricant recommendation, therefore, simply use the pitch line speed of the gears to determine the viscosity grade required; e.g., $v_g = 7,000/\sqrt{V}$ where v_g is the viscosity grade required in cSt at 100 F and V is the pitch line speed in ft/minute. But load can be usefully taken into consideration as shown in Fig. 12 developed a few years ago (45). This relates the viscosity grade v_g to the value K/V where K is Lloyd's load criterion related to Hertz pressure and defined as follows:

$$K = \frac{W_t}{d} \left(\frac{\rho + 1}{\rho} \right)$$

where

- W_t = tangential load in pounds per inch of face width
- d = pinion pitch diameter in inches (taken at the large end in bevel gears)
- ρ = gear ratio

Figure 12 applies where ambient temperatures are in the range 10-24 C (50-75 F).

Higher values of v_g are required under the following conditions:

1. Ambient temperatures normally exceed 24 C (75 F). The appropriate correction will be 10 percent in viscosity grade per 3 C (5 F) increase over 24 C (75 F).
2. The gears are subject to shock loads; e.g., rolling mill gears. An indication of the appropriate increase in viscosity grade can be made by multiplying the K factor by 1.5 for conditions of moderate shock or 2.0 for severe shock.
3. The mating gears have (a) similar chemical analyses or (b) include nickel chrome steel (except case hardened or nitrided steel). Increase the indicated value of v_g by 35 percent where this condition applies.
4. The indicated value is less than that required for the bearings.

Lower values of v_g than those indicated may be used:

- 1) When the ambient temperature is normally below 10 C (50 F)

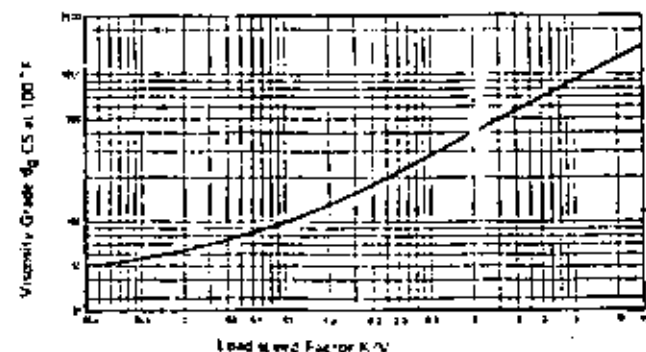


Fig. 12—Oil viscosity grade recommendation chart for parallel shaft gears.

- 2) In some cases where the teeth have been phosphated or sulfur impregnated, the risk of scuffing during running-in being reduced. A reduction of v_s of up to 25 percent may be possible.

13

Worm gears generally require a rather higher viscosity grade of oil than spur, helical, and bevel gears do for the same input speed because the reduction of tooth friction is of greater importance. A recommendation system based on experience for units with case hardened steel worms and phosphor bronze wheels is given below:

RECOMMENDED OIL VISCOSITY GRADES
(GSI AT 100°C) FOR TOTALLY ENCLOSED
WORM GEARS

CENTER DISTANCE, mm	WORM SPEED, rev/min				
	250	750	1,000	1,500	3,000
Up to 75	17	17	17	17	17
75 to 150	43	31	31	31	24
150 to 300	43	31	31	24	17
Over 300	31	24	24	17	14

Where worm gears frequently start and stop under high load, oils compounded with 5 percent fatty oil or its equivalent are recommended.

When information on output torque is available, a more accurate selection may be made from Fig. 13 using the parameter M_o/C^3N_w in which M_o is the output torque in lb. in., C the center distance in inches, and N_w the worm wheel rpm. In this parameter, an average relationship has been assumed between center distance and worm wheel diameter, and the result is an empirical measure of the quotient of surface stress in the conjunction between the rubbing surfaces and the tendency to generate an oil film (45).

The formation of a load carrying oil film in worm gears is specially liable to impairment by deflection of the wheel and worm under heavy loads (46). It appears that tooth friction can be an important part of the distorting forces since Kara and Wirtz (47) found that for each lubricant there is a maximum torque which,

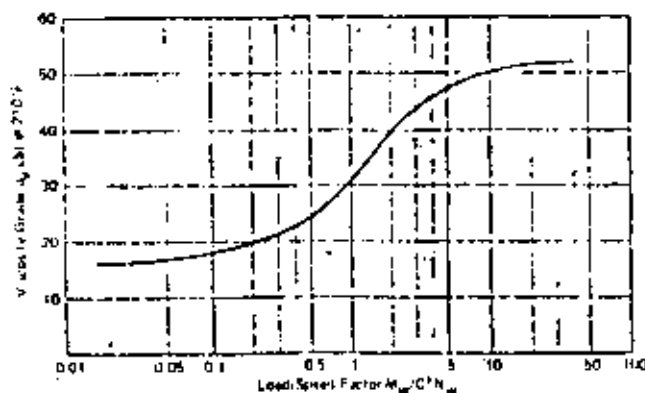


Fig. 13—Oil viscosity grade recommendation chart for worm gears.

independent of speed, worm gears can carry. These authors have, therefore, suggested replacing the speed factor in Dudley's expression for maximum torque (48) by a factor which increases with increasing viscosity grade of the oil.

TESTS FOR LOAD CARRYING CAPACITY

Straight mineral oils are perfectly adequate for the majority of gear units, but, where excessive loads may arise even if for only short periods; where the accuracy of the gear teeth or the compatibility of the steels may be in doubt; or where there is no time to run the gears in gently, EP oils are commonly used. EP properties are often specified by type, such as "lead-containing", "sulfur-phosphorus" etc. Often a particular level in a laboratory test rig is also specified; e.g., a Timken OK Value, (ASTM D2782), one of the many Four Ball criteria (IP239T), but most commonly the Weld Load (10 second or 60 second), an FZG test (DIN 51 354), Ryder Test (ASTM D1947), or an LAE test (IP166/68).

All such tests are "steel on steel" and can clearly distinguish between a straight mineral oil and an EP oil, but there is little confidence in their ability to otherwise rate load carrying capacity. Experience with hypoid oils shows that there are basically two types of load carrying additives: those that protect against scuffing under steady load conditions; and those which can protect against shock loading. Phosphorus containing additives such as the triaryl phosphate esters and especially the zinc dithiophosphates, give protection under steady load conditions but not under shock load conditions. In contrast, highly chlorinated hydrocarbons and highly sulfurized materials, as in hypoid or full EP oils, are good under shock conditions. The standard gear rig tests represent the steady load conditions very well and the zinc dithiophosphates give good results in these tests, but the hypoid oils usually cannot be failed by them. It has been pointed out that the steady way in which the load is raised in these tests helps to run-in the test gears by gradually relieving the tips and roots of the teeth. Such tests, therefore, favor zinc dithiophosphates with which wear is very slow (49). Greater definition between the zinc dithiophosphate type of additive and the full EP type has been obtained by starting the LAE test at a high load (50), but this procedure has not been widely accepted. In developing a modified FZG spur gear test rig equivalent to the CRC L-42 High Speed Shock Test for hypoid oils, the FZG Institute have increased the center distance from 91.5 mm to 140 mm with 8 mm module teeth instead of 4.5 so that the diameter/addendum ratio for the pinion reduces from 8.7 to 7.9. Also, to increase the severity the 19 tooth wheel drives the 15 tooth pinion instead of the 16 tooth pinion driving the 24 tooth wheel (51). (Refer Fig. 7.)

Oils containing phosphate esters or zinc dithiophosphates are often called antiwear oils because in the Four Ball Wear Test at low loads and long duration; e.g., 30 kg for 100 minutes, they allow only very small wear scars

on the lower balls, whereas by other criteria, including the Weld Load, and in the Timken test they are only a little better than the base oil. Oils which allow relatively large Four Ball wear scars under these conditions, do not, however, necessarily allow rapid wear of gear teeth; e.g., the lead soap active sulfur hypoid oils, so that the size of the wear scars on the lower balls is of limited significance. The difficulties of interpreting Timken OK Values in the range 35 lb to 80 plus have been well reviewed by Culp and Lieser (52), but no recent discussion of the significance of the Four Ball Weld Load appears to have been made.

Preference has usually been given to Four Ball criteria based on the conditions which first produce severe wear; e.g., two and one-half second seizure delay and the initial seizure load, on the grounds that they relate best to conditions in gears. In contrast, the Four Ball Weld Load has not been highly regarded for two reasons: because its value depends not only on the quality of the lubricant but also on the maximum torque that the machine can supply; i.e., because the results depend on the size of the motor and on the supply voltage; and because the rate of wear of the lower balls is so colossal that it cannot relate to events between gear teeth. Nevertheless, it is a quick and popular test for specification purposes; e.g., U. S. Steel specifications 220, 221, 222, 223, and general experience is that no hypoid oil with any pretensions to protection against shock load has a 10 sec Four Ball Weld Load lower than about 300 kg. In fact, the Royal Navy recently added a minimum Four Ball Weld Load (6 sec.) of 200 kg to the IAE Scuffing Load of 90 lbs minimum for their EP Turbine Oil specification in order to ensure a degree of protection against scuffing under maneuvering conditions. Furthermore, the oils with the best shock load characteristics in hypoid gears, (the lead soap active sulfur type) have very high Welds Loads—over 800 kg.

It seems possible that the essential characteristic of scuffing under shock loading is the sudden, simultaneous removal of the protective film over large areas on both sets of gear teeth. Up to the weld load in the Four Ball Machine, the wear is concentrated on the lower balls, but at the weld load the film must also disappear within the time period on both moving surfaces. Thus, the weld load may reflect the ability of lubricants to form and maintain an effective film rapidly on the top ball even though an inordinate amount of wear has to take place on the lower balls to provide the necessary degree of severity (53).

PRACTICAL FACTORS

The detail gone into above must not be allowed to obscure the importance of practical engineering factors: The teeth must be accurately cut as regards pitch, profile, helix angle, and concentricity; they must be accurately and rigidly mounted and they must be supplied with an adequate amount of clean, cool lubricant (54, 55). The more complex the lubrication system is, the easier

it is for it to become contaminated, and the more difficult it is to clean and inspect it. And not only is it more difficult, but more important that these complex systems should be free from all debris.

CONCLUSION

14

This paper attempts to review the most important aspects of gear lubrication from an enormous mass of literature that continually grows. But even so, important questions like the true nature of scuffing, how it comes about, and how it can accurately be taken account of in design, are not completely settled. The subject not only concerns engineers but brings in metallurgists, chemists, physicists, and petroleum technologists.

REFERENCES

- (1) Stow, St. N., "The Laws of Abrasive Gear Wear," *Maschinenbau*, 98-102 March 1973. (In German)
- (2) Borden, D. L. and Holloway, G. A., "Failure Analysis: Gears and Shafts," Form 6-0801, Falk Corporation October 1969
- (3) Godfrey, D., "Boundary Lubrication," *Proc. International Symposium on Lubrication and Wear*, Ed. D. Muster and B. Sternlicht, McCutchan Publishing Corporation, Berkeley, Calif., 1969.
- (4) Forbes, E. S., Battersby, J. and Upsdell, N. T., "Current Thoughts on the Mechanism of Action of Tricresyl Phosphate as a Load Carrying Additive," *Proc. I. Mech. E.* ISBN 0 85298 160 0, 1972/73.
- (5) Forbes, E. S., "The Load Carrying Action of Organo-Sulphur Compounds: A Review," *Wear*, 15, No 2, 87 (1970).
- (6) Boroff, V. N. and Wagner, C.D., "Studies of Formation and Behaviour of an Extreme Pressure Film," *Lubrication Engineering*, February, (1952)
- (7) Fowle, T. I. and Hughes, A., "Experience with L.P. Turbine Oil," *Proc. I. Mech. E.* 184, Part 30 1969-70.
- (8) Grew, N. J. S. and Cameron, A., "Thermodynamics of Boundary Lubrication and Scuffing," *Proc. R. Soc. London A* 327 47-59, (1972)
- (9) Symposium on Elastohydrodynamic Lubrication, *Proc. I. Mech. E.* 180, Part 3B 1965-66.
- (10) Dowson, D. and Higginson, G. R., "Elastohydrodynamic Lubrication," London, Pergamon, 1966.
- (11) Broersma, G., "Marine Gears", Haarlem, Netherlands, H. Stam 1960.
- (12) Dawson P. H., "Further Experiments on the Effect of Metallic Contact on the Pitting of Lubricated Rolling Surfaces," *Proc. I. Mech. E.*, 180, Part 3B 1965-66
- (13) Onions, R. A. and Archard, J. F., "The Pitting of Gears and Discs," *Proc. I. Mech. E.*, 188, No 54, 1974
- (14) Fowle, T. I. Contribution to discussion, *Trans. I. Mech. E.*, 85, Series A, 166, 1973
- (15) "Gear Tooth Damage," ZF Standard 201, Zahnradfabrik Friedrichshafen, Germany (In German).
- (16) Graham, R. and Towle, A., "Scuffing in Automobile Gears," *Chartered Mechanical Engineer*, November, 99-104, 1971.
- (17) Hirst, W., "Scuffing and its Prevention," *Chartered Mechanical Engineer*, April, 88-92, 1974
- (18) Schlicht, H., "Formation of White Etching Layers in Rolling Elements," *Harner's Technische Mitteilungen*, 2, No 2, 112-120, 1973 (In German)
- (19) Bell, J. C. and Dyson, A., "Mixed Friction in an Elastohydrodynamic System," *Proc. I. Mech. E.*, ISBN 0 85298 001 9, 1972.
- (20) Blok, H., "Recent Developments in Gear Tribology," *Proc. I. Mech. E.*, 184, Part 30, 1969-70.
- (21) Carper, H. J. and Ku, P. M., "Thermal and Scuffing Behavior of Disks in Sliding-Rolling Contact," *ASLE Transactions*, 18, 1, 39-47, (1975).
- (22) Bathgate, J., Kendall, R. H. and Moorhouse, P., "Thermal Aspects of Gear Lubrication," *Wear*, 15, 117, 1970.
- (23) Newman, G. and Seitzinger, K., "Temperature Rise as a Criterion for Scuffing Resistance of Case-Hardened Gear Teeth," VDI-Z, 113, No 2, 1971.

- (24) Matveevsky, R. M., "The Critical Temperature of Oil with Point and Line Contact Machines," *Jnl. Basic Eng., Trans. Am. Soc. Mech. Engineers*, 87, 751, (1965).
- (25) Bell, J. C. and Dyson, A., "The Effect of Some Operating Variables on the Scuffing of Hardened Steel Discs," *Proc. Inst. Mech. E.*, ISBN 0 85298 080 9, 1972.
- (26) Moorhouse, P., "The Prediction of the Scuffing of Gears in Industrial Service," FZG Colloquium, 25 April, 1973, FZG, Munich, Germany.
- (27) Marshall, R. A. and Chadwick, H. B., "Lubrication Engineering and the Petroleum Industry," *Jnl. Institute Plant Engineers*, July-August, VII, No. 10, 309, (1961).
- (28) Watson, H. J., "Lubrication of Gears," Part Six, *Scientific Lubrication*, July, 13, 1954.
- (29) de Winter, A. and Blok, H., "Fling-Off Cracking of Gear Teeth," ASME Paper No 72-PTG-2.
- (30) Merritt, H., "Gears," 1943, Pitman, London.
- (31) Matveevsky, R. M., Markov, A. A., and Buyanovsky, I. A., "Correlation of the Temperature Stability of Oil in Friction and Surface Energy of Adhesion of Oil to Metal," *ASLE Trans.*, 16, 1, 16-21, (1973).
- (32) Nieman, G. and Lechner, G., "The Scuffing Limit with Spur and Helical Gears," *Erdöl und Kohle*, 20 February 1967, No 2, 96-106.
- (33) Johnson, K. E. and Keller, D. V., "Effect of Contamination on the Adhesion of Metallic Couples in Ultra-High Vacuum," *Jnl. App. Phys.*, March, 38, No 4, 1967.
- (34) Buckley, D. H., "Interaction of Methane, Ethane, Ethylene and Acetylene with Iron (001) and their Influence on Surface Adhesion studied with LEED and Auger," NASA TND 5822, 1970.
- (35) Buckley, D. H., "Adsorption of Ethylene Oxide and Vinyl Chloride on and Iron (011) Surface and the Effect of these Films on Adhesion," NASA TND 5939, 1970.
- (36) Buckley, D. H., "Influence of Chemisorbed Films on the Adhesion and Friction of Clean Iron," NASA TND 4774, 1968.
- (37) McNicholas, T. and Keller, D. V., "Utilization of Contact Resistance in the Investigation of the Metallic Adhesion of Iron," *The Jnl. of Adhesion*, 1 July, (1969).
- (38) Mills, J. B., "Some Developments of Worm Gears for Heavy Goods Vehicles," *Gear Lubrication* (Institute Petroleum Symposium), Elsevier, Amsterdam, 1964.
- (39) Manuel Industriel de l'Usure et du Grippage, Centre Stephanois de Recherche Mécaniques, Edition Sciences et Industries Paris, 1973.
- (40) Davidson, H. F., "A Study of Helicopter Gear Lubrication," *Gear Lubrication* (Institute Petroleum Symposium) Elsevier, Amsterdam, 1964.
- (41) MacPherson, P. B. and Cameron, A., "Fatigue Scuffing—A New Form of Lubricant Failure," *ASLE Trans.*, 16, 1, 16-21, (1973).
- (42) Trachman, E. G. and Cheng, H. S., "Thermal and Non-Newtonian Effects on Traction in Elastohydrodynamic Contacts," *Proc. Inst. Mech. E.*, ISBN 0 85298 080 9, 1972.
- (43) Hirst, W. and Moore, A. J., "Non-Newtonian Behaviour in Elastohydrodynamic Lubrication," *Proc. Roy. Society. A337*, 101-121, (1974).
- (44) Farrel, R. F. and Eyre, T. S., "The Relationship between Load and Sliding Distance in the Initiation of Mild Wear in Steels," *Wear*, 15, 359-372, (1970).
- (45) The Lubrication of Industrial Gears, London, Shell International Petroleum Company Limited, 1964.
- (46) Waterworth, N., "Effects of Deflection of Gears and their Supports," *Proc. Inst. Mech. E.*, International Conference on Gearing, 1958.
- (47) Katz, W.-H. and Wirtz, H., "Experience in the Lubrication of Worm Gears," *Erdöl und Kohle*, June 1974, p 327-331. (In German)
- (48) Dudley, D. W., "Practical Gear Design," McGraw-Hill 1954.
- (49) Rüdinger, V., "Continuous Measurement of the Wear Behaviour of Gear Oils in the FZG Rig by means of Radio Nuclides," *Erdöl und Kohle*, April 1974, 201-204 (In German)
- (50) Evans, E. M. and Rushton, S. G. Contribution to discussion of the paper "Extreme Pressure Lubricants for Marine Gears" (by A. D. Newman) *Proc. Inst. Mech. E.* 174, 254, (1960).
- (51) Seitzinger, K., "Limitations and Possibilities of the FZG Rig, especially for Testing Hypoid Oils. Part 3," *Schmiertechnik und Tribologie*, 3, October 1972 (In German).
- (52) Culp, D. V. and Lieser, J. E., "Review of ASTM Procedures: The Timken Test 1932/1972," *NIJGI Spokesman*, September, (1973).
- (53) Fowle, T. I., "A note on the Four-Ball Machine," *Tribology News* 25, December, 10-12, (1974).
- (54) Finney, J. C., "What to Specify for Gear Reliability," *Hydrocarbon Processing*, December, 53-54, (1973).
- (55) Bradley, W. A., "Care and Feeding of Gears," *Chemical Engineering*, May 1, 84-92, (1972).



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL**

- * LUBRICACION DE LOS ENGRANES .
- * LA INFLUENCIA DE LOS LUBRICANTES EN
LA FALLA DE LOS ENGRANES .

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOVIEMBRE**

LAZARO CARDENAS, MICH.

SECTION V: Lubrication

The influence of lubricants on failures of bearings and gears

W. J. Bartz*

With increasing mechanisation, and widespread adoption of automatic control systems, the need has also increased for greater reliability in machine components. Clearly, a component failure in a complex system can lead to considerable cost and inconvenience, of which the actual repair to the component in question may constitute only a small proportion. It is the consequential problems, such as production loss, that can be most significant. In order to minimise the problem two approaches may be adopted. Firstly, components known to be sources of potential failures can be changed on a routine basis to minimise breakdown risks, or, secondly, a thorough analysis of the mode of failure of the affected components can be made as a first step in solving the problem at source.

Unfortunately, although the second approach is to be preferred, it is often difficult to reconstruct the mode of failure from the sometimes badly damaged parts. This problem is particularly acute in the case of lubricated machine components, and one must rely heavily on experience in such cases. It can be tempting, when faced with a particularly difficult investigation, to lay the blame for the failure on the lubricant, even though there is no real basis for such an opinion. It is, of course, manifestly unreasonable to malign the lubricant, since if the correct grade is present in sufficient quantities, hydrodynamic or hydrostatic operation should occur in a properly designed and maintained system¹.

Responsibility for failures

It is possible by observation, careful record-keeping, and education of maintenance staff to identify problem areas in mechanical devices and to conveniently group these².

In the first group are those failures associated with faulty design, material

selection, or manufacture of the component. In the second group are the failures resulting from mis-use or abuse of the component in terms of poor maintenance, badly executed repair work, incorrect operation, and overloading.

In the case of lubricated machine components, it is failures associated with the second category which occur most frequently. An example of this type of failure is the damage sustained by the flank of a gear because lubricant of insufficient load carrying capacity was used. This is clearly a maintenance fault and cannot be attributed to shortcomings in the lubricant which was wrongly applied. Similarly, it may be that failure of a component occurs because the applied load exceeds that for which it was designed. Again the damage cannot be attributed to the lubricant. Sometimes, of course, it may be obvious from the final condition of the lubricant whether it was wrongly selected initially or if it has been altered by mis-use. It is from such considerations, however, that the fundamental cause of component breakdown may be deduced.

When failures occur it is important to try to put in perspective, and quantify the relative importance of shortcomings in the component itself and the conditions of operation in which it is subjected. In this context it is interesting to observe the small number of failures actually attributable to the lubricant itself. An analysis of 2508 failures of machines and components revealed³ that 1222, or 48%, were the result of maintenance faults and only 362, or 14.8%, were the result of insufficient or contaminated lubricants, which of course are not fundamental defects in the lubricants themselves. In many recorded cases human errors play an important role. This is a situation that will only be improved by better training of maintenance staff and operators.

The designer has an important part to play in preventing failures. One of the

ways in which he can best do this is to recognise not only the requirement for proper supply and distribution of the lubricant, but the functional characteristics of lubricant types. Lubricant behaviour and how it affects component performance is quite readily definable for conditions of hydrodynamic operation, but for elastohydrodynamic and mixed film conditions difficulties still exist.

Comparison of appearance and causes of component failures

Examples of damaged components for examination and study are usually all too readily available. However this paper only proposes to deal with those components whose damage or failure can be associated with lubrication. It is proposed to deduce whether or not the lubricant itself was directly responsible by attempting to correlate the appearance of the components with possible modes of failure. This exercise will be concerned with the major groups of lubricated machine components — plain bearings, rolling bearings, and gears.

Table 1 sets out types of damage observed in rolling element bearings and the possible reasons for this damage³. Only the damage resulting from conditions of operation is considered, and failures due to manufacturing defects are excluded. In addition, those failures associated with artificially severe conditions of operation in terms of load, speed, and temperature are not included because the cause and effect in such cases is well established. From the table it can be seen that the causes of damage are associated with installation faults, inefficient sealing, incorrect lubricant, vibrations, stray electrical currents, and fatigue. The lubricant itself is only directly involved with a small proportion of the failures occurring. The major problem appears to be faulty installation, which often results in overloading and fatigue. Problems associated with the lubricant are really those of application in terms of too

little, too much, or incorrect grade. These are, of course, not shortcomings in the lubricant *per se*. Table 2 presents a similar analysis of problems with plain bearings⁴. For

successful operation these bearings must be correctly assembled under clean conditions and supplied with a sufficient quantity of clean lubricant of the correct grade to ensure hydro-

dynamic or hydrostatic conditions. Failure to meet any or all of these requirements will seriously effect the operation of such bearings, and damage arising from overheating, scuffing, corro-

Table 1 Appearance of roller bearing failures and their reasons

Failure reason	Failure appearance														
	Crumbling, breaking out	Deformation	Spalling	Depressions, Ball indentations	Cracks, bearing cracks	Scouring, scraping	Roughening	Uneven running track	Wear	Marking	Scuffing	Corrosion	Chatter marks	Rippling	Hot running
Assembling	Uneven preheating	X													
	Hammering	X		X	X	X									
	Improper tool handling	X	X												
	Tilting			X			X								
	Not using assembly tools		X		X										
	Loose seat					X				X		X			
	Touching					X			X	X					
Sealing	Scoring		X	X	X		X	X	X						X
	Asymmetrical support			X		X									
	Vibration			X	X		X	X					X		
	Stray currents									X				X	
	Material fatigue			X		X		X							
	Contaminations				X		X		X	X		X			X
	Humidity											X			
Lubricant	Lack		X						X		X				X
	Excess										X				X
	Improper								X		X	X			X

Table 2 Appearance of plain bearing failures and their reasons

Failure reason	Failure appearance											
	Scratching	Scoring	Wear	Asymmetrical contact pattern	Embedding of particles	Deformations	Cracks	Peeling of lining material	Crumbling, Breaking out	Erosion	Cavitation	Corrosion
Porous lining material									X			
Rigging during installing						X						
Misalignment				X								
Contaminations in bearing housing						X						
Failure of bonding							X					
Stray currents										X		X
Operating conditions										X	X	
Overloads		X	X	X			X					
Material fatigue							X	X				
Lubricant	Lack	X	X	X		X						
	Contamination	X	X	X	X					X		X

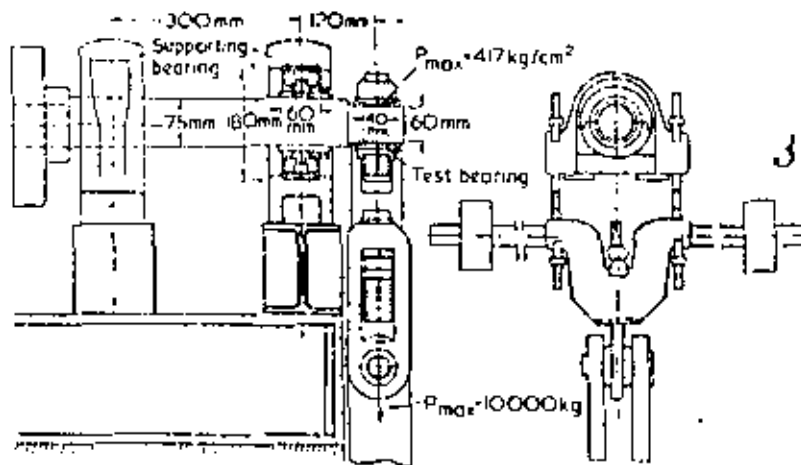


Fig 1 Test rig with overhung test bearing⁵

sion, and fatigue may occur. Again it will be noticed that, as with rolling element bearings, the lubricant itself cannot be held directly responsible for the damage or failure.

In Table 3 failures in gears, together with possible causes, are considered. With these components the importance of correct lubricant properties is more apparent than with the bearings previously considered. Damage, and ultimately failure, can occur in gears if insufficient lubricant, or an incorrect grade, or a contaminated lubricant is used.

The comparison of damage or failure appearance and possible causes in this

simplified way must be conducted carefully if incorrect conclusions are to be avoided. In addition, it is not claimed that this exercise is exhaustive, but most of the predominant relationships have been summarised. It is the aim of the tables to provide analyses of modes of failure in machine components and by doing so, hopefully, to minimise future problems. In addition, such tables enable the true role of the lubricant to be more easily recognised.

Preventing failures

It will now be apparent that the majority of component problems are associated with shortcomings in manufacture

or operating conditions, and that the cases in which breakdown is directly attributable to the lubricant itself are few. Provided a suitable lubricant can be supplied to the component at the right time and in sufficient quantities it should perform its many tasks in a satisfactory manner. If these conditions are not fulfilled, however, and in the absence of any other shortcomings in the assembly or operating conditions, then the danger of premature breakdown exists. It is important, at the design stage, to ensure that not only is a lubricant distribution system provided, but that the component can accept the lubricant when it is needed. The concept of 'inner' and 'outer' oil events has to be recognised and applied.

The reward for a properly designed and executed lubricant circuit can be trouble-free component operation for extended periods. In this context, it is worth remembering that plain bearings have been known to operate reliably for decades.

Plain bearing failures

Vogelphol has shown⁵ that, contrary to widely held opinion, a plain bearing represents one of the strongest parts of a machine, provided manufacturing or operating shortcomings can be avoided. Fig 1 shows the test rig used by Vogelphol with an overhung test bearing. This type of bearing and loading arrangement resulted in high bending

Table 3 Appearance of gear failures and their reasons

Failure Reason	Breakage		Flank failures											
	Overload breakage	Fatigue breakage	Spalling	Pitting	Indentations	Flaking	Plastic deformation	Wear	Scratching, scoring, scuffing	Cracks	Corrosion, fretting corrosion	Cold flow	Hot flow	Burning
Manufacturing influences		X	X	X	X	X	X	X	X	X				X
Overloading by jamming	X		X											
Frequent load reversals		X	X											
Material fatigue		X	X	X	X									
Operating conditions (speed, load)			X	X	X	X		X	X		X	X		X
Viscosity				X	X			X	X		X			X
Quality				X	X			X	X		X			X
Lack								X	X		X		X	X
Contamination								X	X		X			

stresses in the journal of $29\,000\text{ N/cm}^2$, and in a maximum specific load on the bearing of 4170 N/cm^2 . Even at a low speed of 25 rpm and using a low viscosity oil (31.5 mPas at 50°C) damage to the bearings could not be achieved. On the contrary, breakage of the shaft at the point of maximum bending stress occurred in each of the 30 tests conducted (Fig 2). This provides an impressive proof of the load carrying capacity of a bearing designed and lubricated properly.

Similar overloading tests also have been performed by Buske⁴. The test bearing, arranged between two supporting bearings, has been loaded to such an



Fig 2 Vogelpohl demonstrated the load carrying capacity of a properly designed and lubricated plain bearing. In 30 tests, the shaft broke before the bearing failed

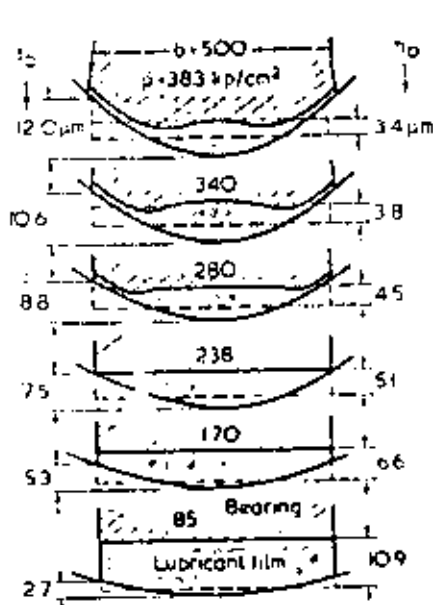


Fig 3 Axial profile and hydrodynamic oil pressure for an overloaded bearing

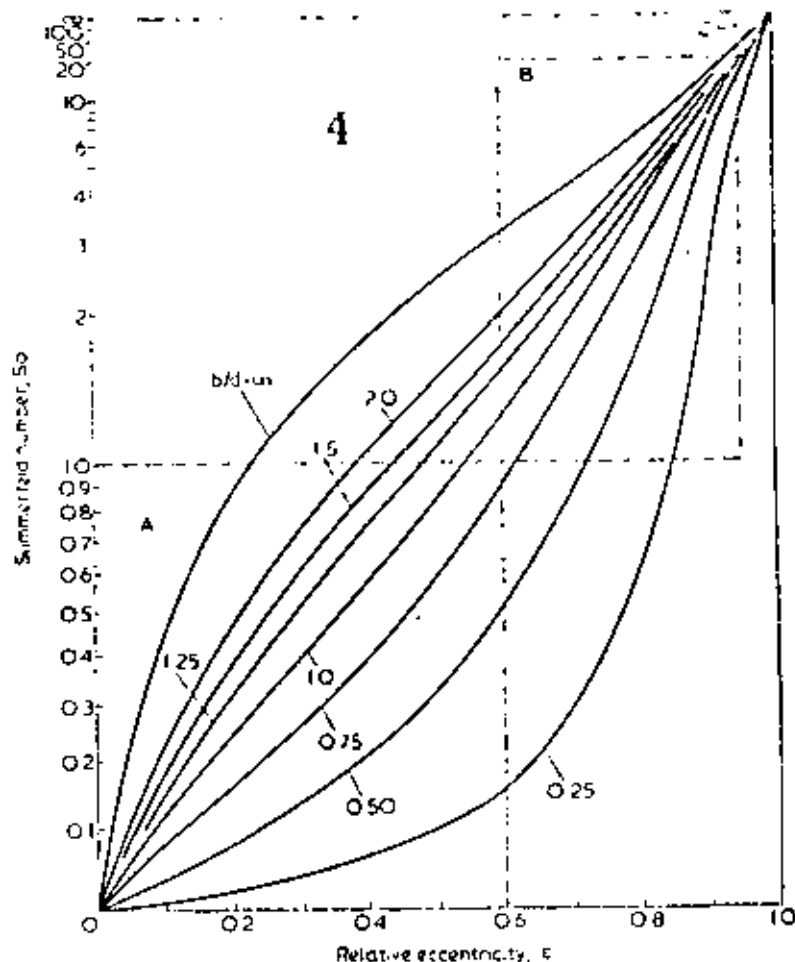


Fig 4 The operating point of a journal bearing can be determined using Sommerfeld numbers. For a steadily loaded bearing at different length/diameter (b/d) ratios, a family of curves is obtained. Discrete operating ranges have been marked according to experience

extent that remarkable deflections of the shaft have resulted. Fig 3 (left) shows that, above a certain load limit, direct contact between shaft and bearings would be expected. However, by careful design techniques and by selecting appropriate materials, the bearings were allowed to deflect and conform to the shape of the shaft. Fig 3 (right) shows axial oil film pressure profiles recorded for increasingly severe conditions of shaft deflection. One could easily imagine the catastrophic results which could have occurred in these two cases if any shortcomings in the inner or outer oil circuits had existed.

In order to eliminate failures in hydrodynamic steadily loaded bearings, an oil film pressure has to be developed to provide an operating condition sufficiently removed from the transition point in the region of fluid film lubrication. In so doing, the lower operat-

ing limit has been established. The upper operating limit is determined on the basis of allowable temperature rise in the bearing.

The operating point of the bearing controls the minimum film thickness within the bearing and greatly influences its reliability. The minimum film has to be thick enough to avoid direct contact of large surface areas. The minimum film thickness will be zero, if the surfaces of the shaft and the bearing are in contact, on the other hand it will be equal to the half of the bearing clearance if the shaft is concentric within the bearing. For determining the operating point of a journal bearing, the Sommerfeld number can be used. It is defined as:

$$S_0 = \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$$

with the specific load \bar{p} , the relative bearing clearance ψ , the viscosity η , and the angular velocity ω . For a steadily loaded journal bearing at different length/diameter ratios (b/d -ratio) a family of curves will be obtained⁷. In Fig 4 the Sommerfeld number has been plotted against the relative eccentricity. Discrete operating ranges have been marked according to practical experience⁸. An ideal situation would be to ensure continuous operation within area B. However at lower loads and at very high speeds, operation within area A cannot be avoided. In these cases special measures have to be taken in order to ensure a steady position of the shaft. If possible, operation in area C ($S_0 > 20$ and $E > 0.95$) should be avoided, because mixed film lubrication, and the possibility of wear, cannot be avoided in this area.

Rolling Element Bearing Failures

In rolling element bearings a pressurised oil film will be developed between the balls or rollers and the races. Plotting induced friction moment against speed, a curve will be obtained similar to the Stribeck curve for plain bearings. However, in rolling element bearings the point of minimum friction is generally not as pronounced as in plain bearings. The minimum friction in rolling element bearings is associated with a minimum film thickness of the order of magnitude of the surface roughness separating the two surfaces completely. At higher values of film thickness, the friction increases due to increased viscous drag. Because of greater surface

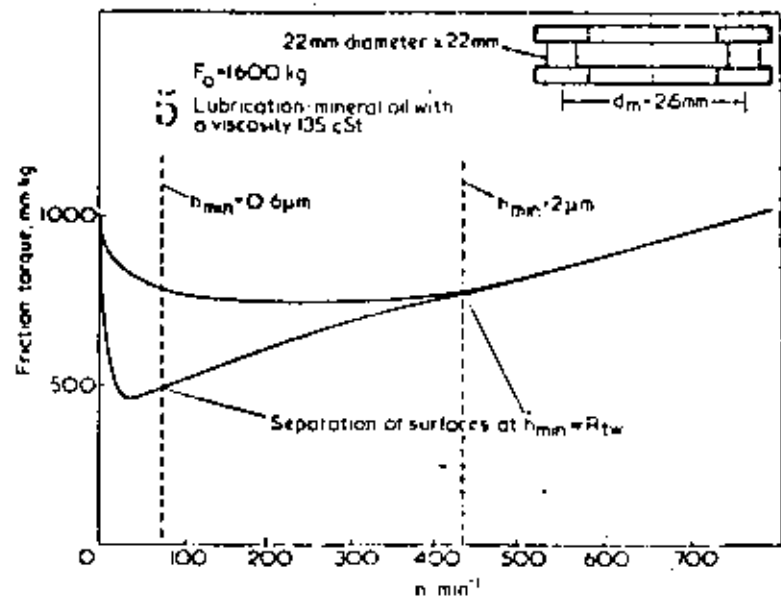


Fig 5 Friction moment/speed curves of axial roller bearings with different surface roughness⁹

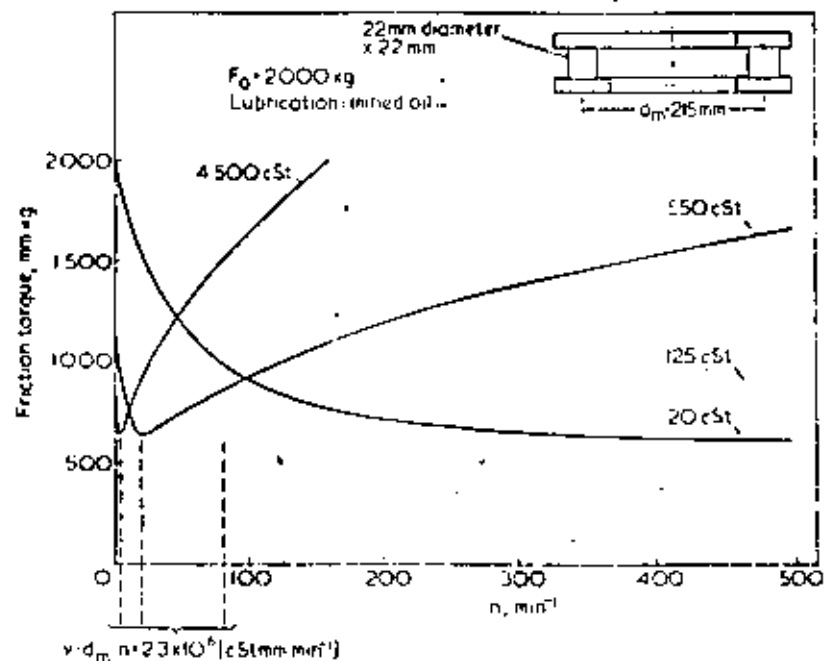


Fig 6 Friction moment versus speed for an axial roller bearing⁹

asperity heights, thicker films are necessary than for superfinished surfaces in order to transmit a given load with low friction and wear. For a given oil with known viscosity, according to hydrodynamic or elastohydrodynamic lubrication theory, the film thickness between rollers and races should increase with speed.

Fig 5, illustrating test results by Munnich⁹, confirms this conclusion.

For bearings with poor surface finish, the thicker oil films, necessary to separate the surfaces completely and achieve minimum friction, will be developed at higher speeds than with bearings having a better finish.

Fig 6, according to Munnich, illustrates that after developing the elastohydrodynamic minimum film thickness a complete separation of the surfaces and hence minimum friction will be

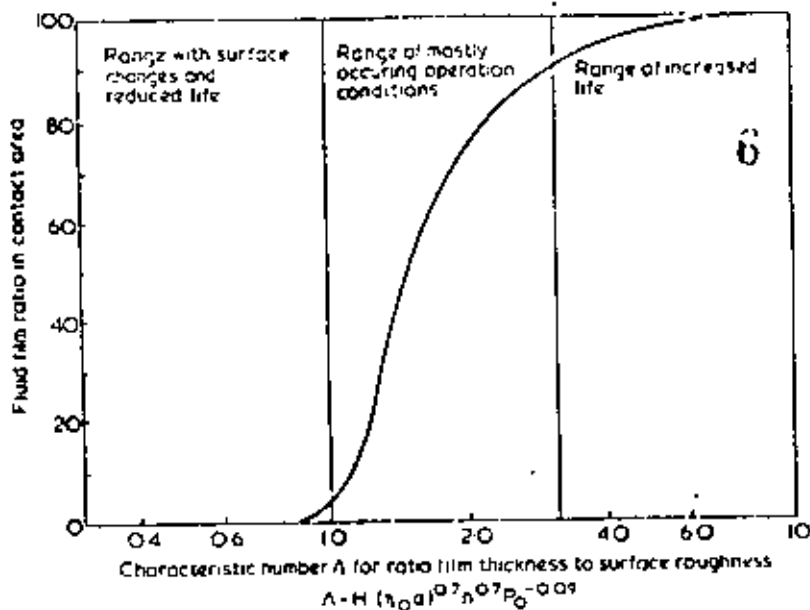


Fig 7 Elastohydrodynamic film thickness affects roller bearing life

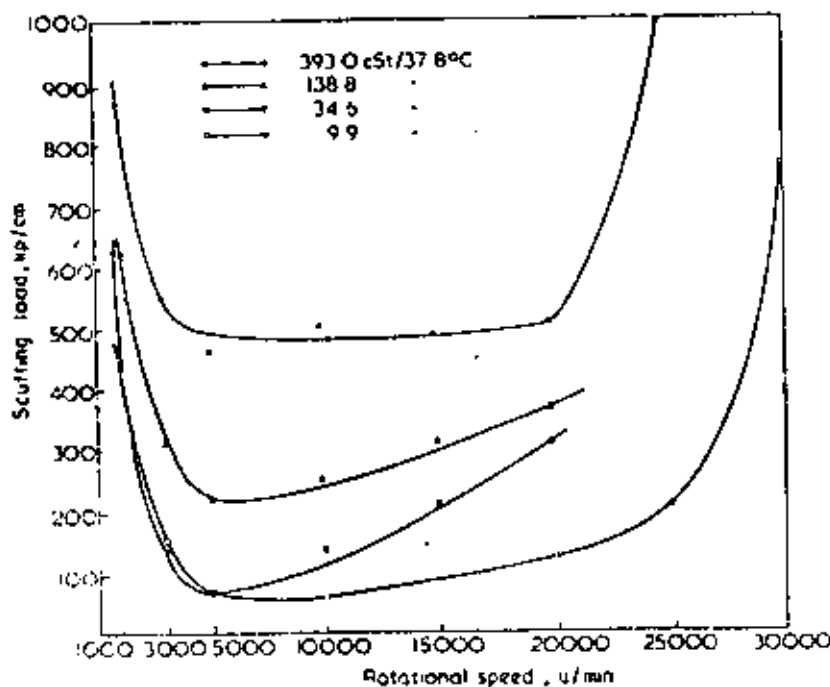


Fig 8 Scuffing load of gears depends on speed

achieved. At higher viscosities, lower speeds are sufficient for achieving minimum friction but at the expense of a higher rate of increase in friction with speed. According to Munnich the minimum friction for all viscosities was found to be

$$\mu \cdot d_m \cdot n = 2.3 \times 10^6 (\text{cSt} \cdot \text{mm} \cdot \text{min}^{-1})$$

Equal values for the expression $\mu d_m n$ are equivalent to equal values for the

minimum film thickness h_0 . As a guide, the ratio of film thickness to surface roughness may be used. It will be seen from Fig 7 that lower life will be associated with smaller values of this ratio. However, the value of this ratio increases with film thickness due to the increasing proportion of the load transmitted by the elastohydrodynamic film. In this figure the following symbols are used:

- Λ = Ratio of film thickness to effective surface roughness
- H = Bearing design coefficient
- P_0 = Equivalent static bearing load
- n = Journal speed
- η_0 = Viscosity at atmospheric pressure and operating temperature
- α = Pressure coefficient of viscosity

If the film thickness due to the lubricant viscosity is not sufficient to separate the surfaces completely, increased wear and the likelihood of breakdown of the bearing can only be avoided by using extreme pressure lubricants.

Gear Failures

The means of load transfer in gears is also by pressurized oil film. Fig 8 shows test results confirming this statement¹⁰. As expected, the scuffing load for a given oil at first decreases with increasing speed. However above a certain speed the scuffing load will increase again. In addition, the 'scuffing load limit curve' at higher viscosities will be shifted in the direction of higher allowable loads. These two effects may be readily explained if it is assumed that a pressurized fluid film will be developed between the meshing gears, at least partially separating the surfaces. It should be realised that direct contact cannot be avoided completely, and hence the position of the scuffing load curve will also depend on the surface active behaviour of the oil, ie on its extreme pressure properties. For calculating the film thickness, the viscosity-



Fig 9 Gear teeth showing different degrees of wear: (a) low wear, single scratches (b) severe wear and scuffing over the whole flank

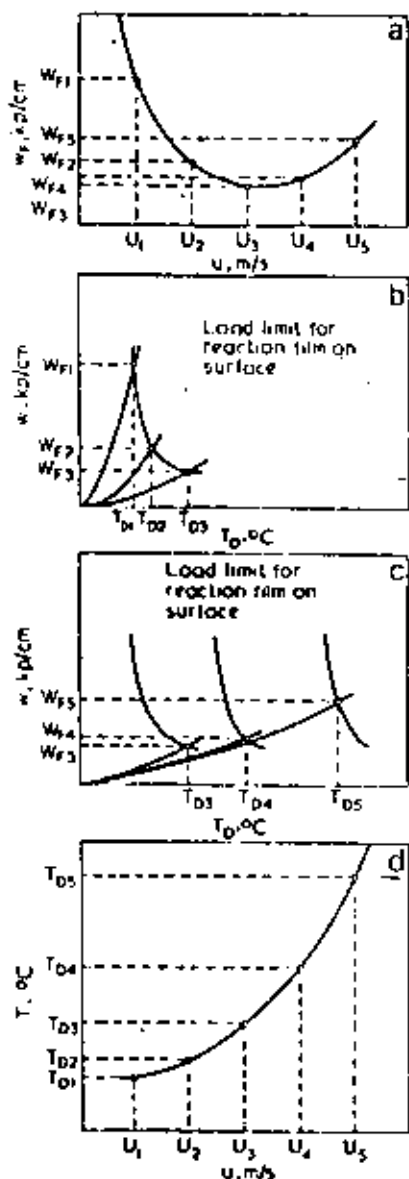


Fig 10 Interrelationships between load, velocity, and temperature for gear lubrication

pressure dependency, and the elastic properties of the surfaces have also to be taken into account. It follows therefore that the conditions are those for elastohydrodynamic lubrication. The mathematical model of this problem results in a complicated system of equations that only can be solved approximately.

Fig 9 shows scuffing over the whole flank of a spur gear tooth under known conditions of load, speed, and oil viscosity. By increasing the viscosity with the same operating conditions of load and speed, a thicker oil film will be developed, sufficient to separate the surfaces almost completely. By this expedient, the gear will be capable of more reliable operation. (Fig 9(b))

In view of these relationships it should be possible, theoretically, to ensure satisfactory operation of gears under all conditions without resorting to additives, provided the viscosity is high enough. In practice this approach will be limited by excessive heat generation which cannot be controlled above a certain maximum viscosity. From an analysis of the thermal conditions, the limits of acceptability of oils without ep additives may be derived. On this basis it may be concluded that gear oils with ep additives are only really necessary where the oil viscosity alone cannot provide protection of gear surfaces against wear and scuffing. Of course the reaction films developed on the flank surfaces using ep oils will only resist limited load and speed conditions. Exceeding these limits will result in increased wear and scuffing despite the protection afforded by such films. Lechner has shown¹¹, that breakdown of lubrication has to be taken into account when the gear flank equilibrium temperature has reached a specific value. The load limit on the basis of scuffing at the gear tooth mating surfaces with a given oil is shown to be speed dependant. Fig 10(a) shows a scuffing load-speed curve. Operation at lower speeds and with oils having a higher level of ep additives has the effect of increasing the load that can be carried. Examining this relationship in more detail, the portion of the curve where the load reduces with increasing speed is associated with mixed film and boundary lubrication of the mating surfaces. At constant circumferential speed the gear flank equilibrium temperature increases with load (Fig 10(b)) which will have the effect of lowering the reaction film load limit. The points of intersection of the curves in Fig 10(b) define the scuffing load limits.

In the portion of the curve in Fig 10(a), where the load increases with speed, the conditions of operation are characterised by a combination of fluid and mixed film lubrication. With rising circumferential speed, the load required to be carried directly by the reaction film will be reduced, because an increasing proportion will be transmitted by an elastohydrodynamic film. This has the effect of increasing the overall load carrying capacity. Fig 10(c) illustrates the apparent increase in the reaction film load limit with speed since with increasing speed the load limit curve is shifted along the temperature axis. The points of intersection with the equilibrium temperature-load cur-

ves will therefore occur at higher temperatures. Nonetheless, in spite of the increasing rate of temperature rise with load transmitted, the actual scuffing load will increase. Fig 10(d) illustrates the relationship between gear flank equilibrium temperature and circumferential speed.

Component failures associated with the lubricant

Component damage and failures influenced or caused directly by the lubricant may be conveniently grouped as follows:

Incorrect lubricant

This means the selection of a lubricant of incorrect type, quality, or viscosity. Fig 11 shows damage to a roller bearing caused by incorrect lubrication. While the extreme wear and ultimate failure of some lands of the cage possibly may not be obviously attributed to lubricant with inadequate properties, the scuffing failure on the face of the roller shown in Fig 12 is undoubtedly

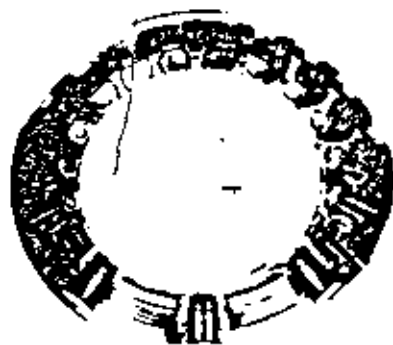


Fig 11 Damaged roller bearing probably resulting from inadequate lubricant properties

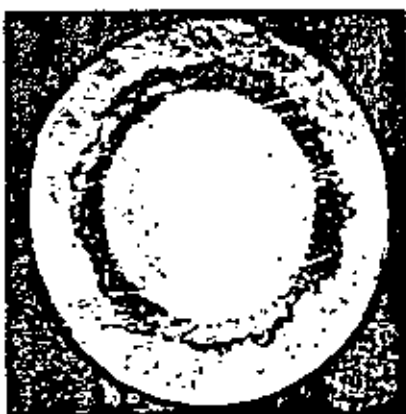


Fig 12 Scuffing on the face of a roller caused by inadequate load carrying capacity of the lubricant (courtesy SKF)



Fig 13 Damaged ball bearing resulting from inadequate high temperature properties of the lubricant

the result of insufficient load carrying capacity of the lubricant used.

The ball bearing shown in Fig 13 has been damaged because the lubricant selected could not resist the high temperatures occurring during the operation of the bearing.

The teeth of the hypoid gear of an automotive rear axle shown in Fig 14 have been worn to a fraction of the original width within a very short time. The main reason for this failure was inadequate extreme pressure properties of the gear oil used. As a consequence of the type of damage described, it is not unusual for tooth fracture to occur when wear has reduced the cross-sectional area of the teeth to the point at which they cannot sustain the applied torque. A failure of this type is shown in Fig 15.

In order to remove deposits from the worn gear shown in Fig 16(a) a flushing oil with a low viscosity has been used. Instead of operating the gear under light loads during the flushing periods, however, full torque was applied, with the result that excessive wear has occurred over a short period. Quite clearly inadequate viscosity was the prime factor in this failure.

Shortcomings of the lubrication system

Damage and failures can, and do, occur because limitations of lubrication systems are overlooked or ignored. For example, at high circumferential speeds it is possible that splash lubrication of gears will be insufficient to ensure satisfactory operation of the teeth. Under such circumstances provision of a more



Fig 14 Worn hypoid gear pinion of an automotive rear axle caused by insufficient extreme pressure properties of the lubricant



Fig 15 Tooth breakage as secondary failure due to insufficient cross-section for transmitting the load



Fig 16 Worm gear failure: (a) to remove deposits a low viscosity flushing oil was used. As a result of the low viscosity (b) the teeth were badly worn (Courtesy Allianz-Versicherungs AG)

sophisticated positive lubricant supply must be considered.

Similar comments, of course, apply to rolling element and plain bearings, where the limitations of 'dip' or 'ring' methods of supplying unpressurised lubricant must be recognised.

Excessive lubrication

This is not a problem affecting plain bearings, but it is well known with rolling element bearings and gears, where too high an oil level within the casing can give rise to unstable temperatures resulting from churning effects. In extreme cases, failure of the components can occur.

Lack of lubricant

It goes without saying that lack of lubricant can be far more damaging than excessive lubrication in all cases of sliding

or rolling contact. Sufficient lubricant must be present to not only allow formation of hydrodynamic or elastohydrodynamic films, but also to provide a medium for heat dissipation. Fig 17(a) shows a badly damaged plain bearing from a boiler feed pump which had an insufficient supply of lubricant under start up conditions. The conditions of operation have been sufficiently severe

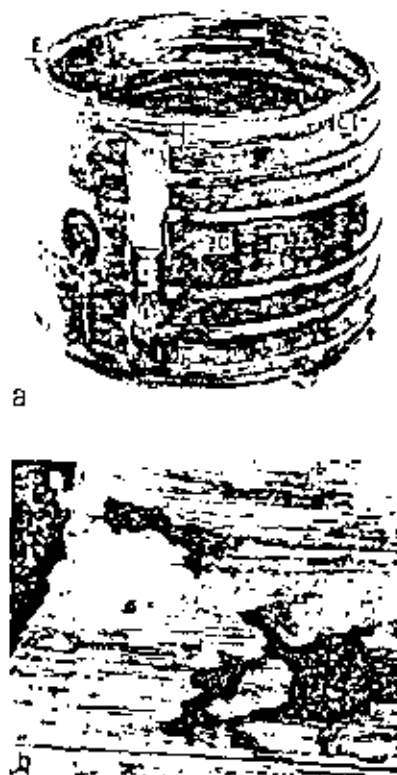


Fig 17 Damaged plain bearing (a) scuffed and deformed bearing resulting from lack of oil during start up (b) damaged bearing surface (Courtesy Allianz-Versicherungs AG)



Fig 18 Damage to the overlay of connecting rod bearings caused by lack of oil (Courtesy Glyco-Metall-Werke)

that seizure has occurred with associated tearing and smearing of the metal. In fact, oil holes and grooves have been partially blocked as a result of the damage. Fig 17(b) shows a detail of the damaged bearing surface. Fig 18 shows a set of connecting rod big end bearings produced with an electrodeposited soft overlay. It is clear from their appearance that these bearings have suffered from insufficient lubricant and the overlay has smeared as a consequence of this.

Fig 19 shows an interesting type of damage associated with lack of lubrication in a plain bearing. It can be seen that plastic flow of the soft bearing metal has occurred under the combined influence of oil film pressure and heating due to sparse lubrication. It should be noted that such damage can occur without actual contact between the journal and the bearing. Fig 20 illustrates a self-aligning roller bearing which has sustained excessive wear of the cage as a direct result of insufficient lubricant. Finally, in this category, Fig 21 shows, dramatically, plastic deformation in a case hardened gear. An interruption of the lubricant supply resulted in the generation of sufficient heat to cause distortion of the teeth, under the applied load.

Unsuitable Oil Feed

This is a category which applies predominantly to plain bearing damage. Essentially, the type of damage is overheating and seizure resulting from incorrectly designed or executed bearing features such as holes, grooves, and pockets.

Fig 22 shows damage to a bearing designed for hydrostatic operation. Because of the lack of attention to the design of the oil grooves, an efficient hydrostatic film could not be sustained and scuffing, followed by overheating and wiping, occurred.



Fig 19 Plastic flow of the surface of a plain bearing under the influence of heat and hydrodynamic film pressure



Fig 20 Self-aligned roller bearing with excessive cage wear due to lack of lubricant (Courtesy SKF)



Fig 21 Damage to a case hardened gear resulting from overheating associated with insufficient lubrication

Contaminated Lubricant

Solid and liquid contaminants can both cause damage to machine components. Fig 24 shows a microsection through a plain bearing, with an electro-deposited overlay, where the passage of a hard particle has damaged the surface. It can be clearly seen how the particle has permanently distorted both the

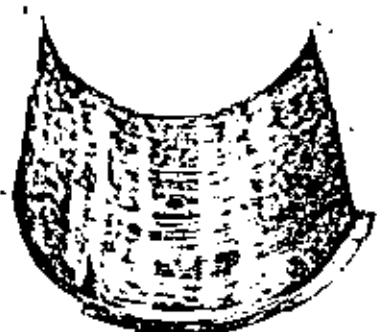


Fig 22 Damage to a hydrostatic bearing due to poor oil groove design

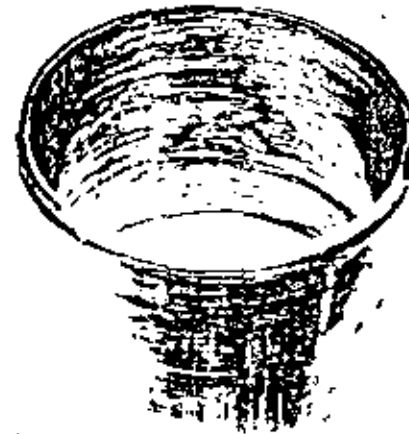
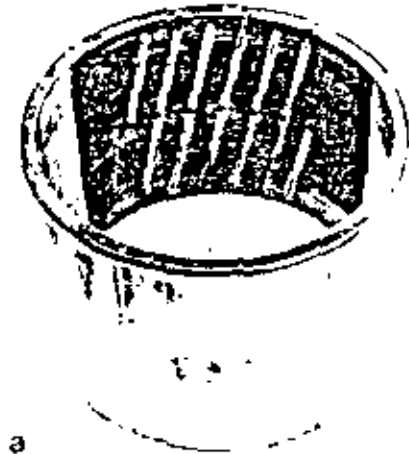


Fig 23 Damage resulting from (a) incorrect diagonal oil grooves (b) inadequate oil film associated with the groove pattern

overlay and the harder bearing material beneath. Such contaminants circulate with the lubricant and many become permanently embedded in the bearing surfaces. This can, of course, lead to wear of the journal and in extreme cases overheating and seizure.

Liquid contaminants can also be very damaging. A particular example in-



Fig 24 Microsection through a plain bearing damaged by the passage of a solid contaminant (Courtesy Glyco-Metall-Werke)



a



b



c

Fig 25 Plain bearing failure caused by contaminated oil (a) scuffing on the sliding surface (b) chips of material torn off the sliding surface (c) flanges developed by plastic deformation

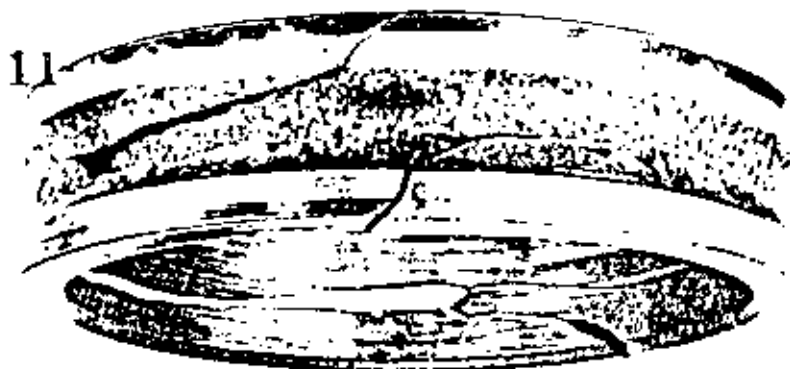


Fig 26 Ball bearing race damaged by sand contamination (Courtesy Allianz-Versicherungs-AG)

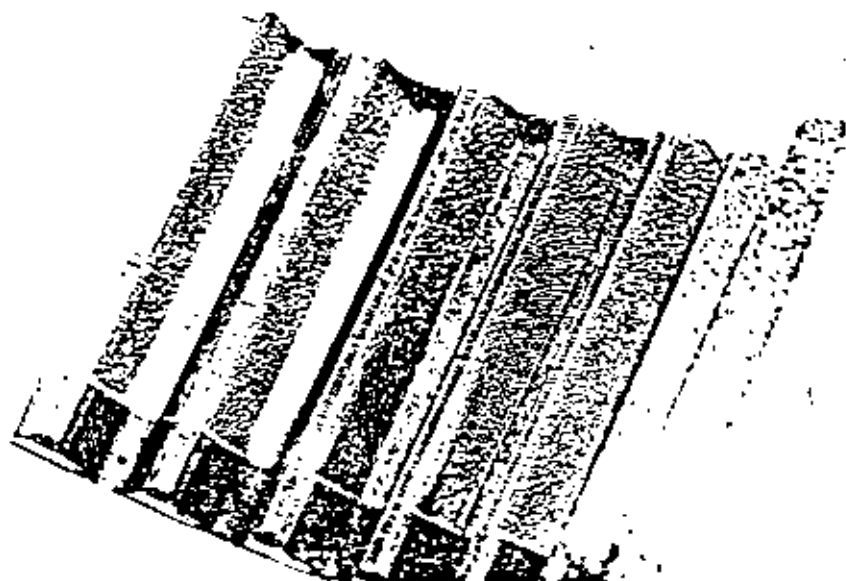


Fig 27 Corrosion on the flanks of an internal gear caused by acid oil (Courtesy Zahnradfabrik Friedrichshafen AG)

volves leakage of coolant, containing anti-freeze, from cracks in the cylinder head into the sump of a construction machine diesel engine. Fig 25(a) shows a bearing from this machine after operating on the low viscosity coolant/lubricant emulsion. The damage was so severe that strips of the bearing material up to 10 cm in length were torn off (Fig 25(b)) and the edges of the bearing itself became hammered over the ends of the housing (Fig 25(c)).

Fig 26 shows the damaging effect grains of sand, probably from imperfectly cleaned machine castings, can have upon the elements of a ball bearing. The abrasion and extensive cracking of the inner race is quite apparent.

If an acidic lubricant is used in a lead-bronze bearing, the lead is preferentially attacked, leaving a porous bronze matrix to carry the imposed loads. Normally an excessive operating clearance will develop as the result of compaction of the matrix and the bearing will soon cease to function properly. Fig 27 demonstrates that gears are also prone to attack by acidic lubricants, resulting in surface damage which will impair their performance.

Conclusions

It is hoped that the intention of this paper - to demonstrate that the lubricant is the prime cause of damage in only a small minority of cases - has

been achieved. It is important to recognize that the lubricant can, and should, be considered as relevant a feature of the design as the mechanical components themselves. The lubricant has its own properties, particularly those of viscosity and extreme pressure capability, which will impose as much of a constraint on the designer as the yield point or hardness values of the gear or bearing materials.

By attention to such considerations at the design stage, and ensuring an awareness on the part of the maintenance staff of the crucial role played by lubricants in industry, many of the areas of potential component failure could be removed with a consequent improvement in reliability and productivity.

References

12

- 1 Barts W. I. Ober die Rolle des Schmierstoffes bei Schaden an Maschinenelementen. *Der Maschinenschaden* 42 (1969) pp 65-76
- 2 Gebauer G. Die Qualifikation des Wartungspersonals, ein wichtiger Faktor für den Betrieb von Maschinenanlagen. *Der Maschinenschaden* 39, (1966) pp 73-80
- 3 Bachmeier H. Die Analyse von Walzlagerschaden. *Der Maschinenschaden* 40 (1967) pp 113-123
- 4 Huppmann H. Schaden an hydrodynamischen Gleitlagern im Großmaschinenbau. *Der Maschinenschaden* 42 (1969) 1, pp 1-9
- 5 Vogelwohl G. Betriebs sichere Gleitlager. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag 1967
- 6 Buske A. Der Einfluss der Lagergestaltung auf die Belastbarkeit und Betriebssicherheit. *Stahl und Eisen* 71 (1951) pp 1420-1433
- 7 Sachsenfeld H. and Walther A. Gleitlagerberechnungen. *VDI-Forschungsheft 441*, Düsseldorf VDI-Verlag 1954
- 8 Drossel K. Schmierung und Gestaltung von Gleitlagern. *Stahl und Eisen* 77 (1954) 17, pp 1133-1145 and 18, 1196-1204
- 9 Munnich H. Einflüsse auf den Schmierzustand von Walzlagern. *VDI-Berichte Nr 141*, 1970 pp 67-74
- 10 Borsuff V. N. On the mechanism of gear lubrication. *Trans, ASME J. Basic Eng* 51 (1959) pp 79-93
- 11 Lechner G. Zahnradschmierung. *Maschinenmarkt* 74 (1968) 2, 24-31



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL.**

- * LUBRICACION DE ENGRANES
- * ANEXO: INFLUENCIA DE LOS LUBRICANTES,
EN LA FALLA DE LOS ENGRANES.

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

Failure and Failure Analysis

Gear Failure Modes—Importance of Lubrication and Mechanics

P. M. Ku, ASLE

Southwest Research Institute, San Antonio, Texas 78284

Any rational approach to gear design must consider, as a minimum, the impact of the various modes of gear-tooth failure on gear performance; operating life and reliability; and size, weight, and cost. Gear teeth may fail basically by either strength-related or lubrication-related causes. However, many strength-related failures are influenced by lubrication, or may be induced by lubrication-related failures. This paper emphasizes the principal lubrication-related failure modes of gear teeth, and examines the complex interactions between gear mechanics and gear lubrication in affecting such failure modes.

INTRODUCTION

The subject of gear lubrication, and particularly the effect of lubrication on gear-tooth scoring (scuffing), was discussed at the First ASLE Gear Lubrication Symposium held in 1959 (1). Since that time, many other conferences have dealt with various facets of gear lubrication, design, and manufacture (2-12). The objective of this Second ASLE Gear Lubrication Symposium is to take stock of the progress that has been made in recent years, with emphasis on the practice of gear lubrication. In this opening paper, it is the author's assignment to provide a broad perspective to gear lubrication and gear-tooth failure modes, hopefully laying some groundwork for the more specialized papers to follow. It must be emphasized that gear lubrication is a highly complex subject, which involves not merely "lubrication" as the term is commonly applied to a steady state of affairs; but must take into account the consequences of the transient nature of gear-tooth action, and this entails a consideration of gear mechanics.

The principal requirements of gear design are gear performance (such as load-carrying capacity, vibrations, noise, etc.); operating life and reliability; and size, weight, and initial and operating costs. The relative emphasis to

be placed on these requirements depends to a substantial degree on the specific application. Since these requirements are in many respects mutually conflicting, the optimization of the design, or the achievement of an overall compromise, is not easy. Nevertheless, in any rational approach to gear design, a knowledge of how the gear performance is influenced by the various modes of gear-tooth failure is essential.

A complete gear system which includes the mating gears, the shafts and support bearings, the seals, and the housing, may fail in many different ways. However, most such failures manifest themselves in failure of the gear teeth—which may be the direct result of improper gear-tooth lubrication, or the result of failure or improper condition of the other components which lead to some form of gear-tooth failure. The impact of gear-tooth failure on gear performance is thus obvious.

MAJOR MODES OF GEAR-TOOTH FAILURE

AGMA cites 21 modes of gear-tooth failure (13), divided into four broad headings of wear, surface fatigue (pitting), plastic flow, and breakage. It is believed more logical to classify the gear-tooth failure modes under two basic categories, namely, lubrication-related modes and strength-related modes. Major modes of lubrication-related failure are rubbing wear, scoring, and pitting. Major modes of strength-related failure are plastic flow and breakage.

Rubbing wear is a loss of metal by the rubbing action between two relatively moving surfaces, when there is a lack of an intact oil film of sufficient thickness to separate the surfaces (14, 15). One form of rubbing wear is *adhesive wear*, or that caused by metal transfer due to localized adhesion or a solid-phase welding process, and subsequent detachment of particles from one or both surfaces. The other form of rubbing wear is *abrasive wear*, caused by abrasive action between the relatively moving surfaces, or by the presence of abrasive particles between them.

These particles may be dirt or other solid contaminants, or particles detached from the surfaces themselves due to severe pitting or wear.

Rubbing wear is of course harmful if severe, or if it continues at an undiminishing rate. However, rubbing wear which diminishes with time, such as that associated with a break-in process, is not damaging but in fact beneficial.

Scoring is a severe form of adhesive wear, which results in rapid damage to one or both surfaces in relative motion (16, 17). In contrast to the other modes of lubrication-related tooth failure, which generally take time to develop or reach destructive magnitude, scoring occurs quite precipitously and is, therefore, the most urgent one confronting the designer. Obviously, as long as scoring cannot be avoided, all time-dependent modes of failure are essentially academic. In other words, with gears that are adequately designed and manufactured strengthwise, scoring is the first performance barrier that must be crossed. It is only after scoring can assuredly be controlled that the other failure modes become truly relevant. This accounts for the enormous emphasis to date on gear scoring by researchers and designers alike.

Since scoring is a form of adhesive wear, it cannot occur if an oil film of sufficient thickness separates the surfaces. However, mere lack of an oil film of sufficient thickness, while it inevitably leads to adhesive wear, may not cause scoring. In order for adhesive wear to advance to scoring, another necessary condition must be satisfied. Although the precise mechanism of scoring is, at present, not yet understood, the consensus is that it is the result of intense, localized frictional heating at the rubbing contact and is thus thermal in character.

Pitting is the consequence of repeated stress cycling of the surfaces beyond the metal's endurance limit, which leads to surface or subsurface cracks and eventually the detachment of fragments from and the formation of pits on one or both surfaces (17, 18). Being a surface fatigue phenomenon, pitting takes time to develop. However, while rubbing wear and scoring cannot take place if an intact oil film of adequate thickness separates the two surfaces, pitting can occur even though it takes more time. This is because the presence of such an oil film merely modulates the intensity of the repeated surface stressing; but does not eliminate it altogether.

Plastic flow is the surface deformation resulting from plastic yielding of one or both surfaces in relative motion, usually associated with heavy loads or high temperatures. Although basically a strength-related phenomenon, it can nevertheless be influenced by lubrication. For example, high temperature which results in a reduction of the metal's yield strength may be due to inadequate lubrication. Moreover, rippling (a form of plastic flow) is apparently related to a complex interaction between the oil film and surfaces (19).

Breakage of a gear tooth is caused by the bending stress imposed on it by the transmitted torque. Outright breakage due to excessive bending stress beyond the fracture strength of the tooth is rather rare. A more common form

of tooth breakage is that due to bending fatigue (20). Breakage is basically a strength-related failure. However, severe pitting or wear may so weaken the tooth (otherwise adequate for the service) as to cause breakage. In this connection, a lubrication-related failure may lead to breakage failure.

It is seen that gear-tooth failures may be due to either strength-related causes or lubrication-related causes. However, many strength-related failures are directly or indirectly influenced by lubrication.

IMPACT OF GEAR MECHANICS

Lubrication is concerned with the behavior of interacting surfaces in relative motion. Accordingly, the study of the lubrication of any machine element must, by necessity, include a consideration of the total effect of the following participating factors:

1. Motions without regard to the forces acting, or a study of *kinematics*.
2. Forces, displacements, and motions, which are the concern of what may be termed *pseudo-statics* (where a state of rest may be assumed without introducing serious errors) and *dynamics* (the general case).
3. Material and surface characteristics, both physical and chemical.
4. Lubricant characteristics, both physical and chemical.
5. Characteristics of the surrounding atmosphere, both physical and chemical.

In other words, lubrication deals with the total interaction including all physical and chemical causes and effects, which are in most respects time-dependent in character. In an effort to gain an insight into some specific aspects of the total problem, one customarily begins by isolating the problem into neat, individual packages that can be more readily attacked. This is a logical and necessary learning process; but one must not lose sight of the fact that his prescribed packages may or may not neatly simulate gear operation. It is perhaps not an overstatement that although much has been learned about the lubrication of idealized sliding-rolling systems in steady-state operation, certain basic issues still remain. Additionally, in order to translate such idealized knowledge into practice, the mechanical behavior of gears must be brought into focus; but this is an area that has not engaged the needed attention of lubrication engineers.

Gears employ counterformal surfaces and are thus subject to high contact stresses. They experience relatively high sum velocities combined with relatively high sliding velocities, which may be cyclic or sustained depending on the gear type.

Gear kinematics can be precisely defined by assuming completely rigid gears (21, 22). Even so, the matter acquires much complexity with such gear types as the hypoids, spiral bevels, and worms. In reality, gears are never completely rigid, hence one must deal with the

interactions between forces and displacements or motions. One then encounters the problems of pseudo-statics and dynamics of gears, which will now be highlighted.

Surface Deformation—Since gears are not completely rigid, one must consider the consequences of this fact. One important consequence is the local elastic deformation of the counterformal surfaces under load, which gives rise to elastohydrodynamic lubrication (2, 8). Further comments about EHD lubrication as applied to gears will be deferred until later.

Tooth Deflection—The elastic deflection of the gear teeth necessitates tooth profile modification, which affects load sharing (23-25). Consider, for example, a set of involute spur gears (assuming no manufacturing errors) with a contact ratio of less than two, for which the load is carried by two pairs of teeth at the beginning and end of the mesh cycle, and by only one pair of teeth during the remaining portion of the mesh cycle. In this simple case, the relation between the load sharing pattern and tooth profile modification for a particular design load can be established by pseudostatics with relative ease, but still with some measure of empiricism. If the contact ratio is, say, between two and three, the load is carried by three pairs of teeth at the beginning, middle, and end of the mesh cycle, and by two pairs of teeth during the remaining portions of the mesh cycle. The load sharing and profile modification problem of high-contact-ratio gears is considerably more difficult to solve. Design optimization is far more complex, because the propensity of both strength-related and lubrication-related failures depends markedly on how the high contact ratio is achieved (26). Nevertheless, high contact ratio normally exists in such gears as helicals, hypoids, and worms; and it is gaining in popularity for aircraft spur gears.

Other Deflections—The gear bodies, shafts, support bearings, and housing also deform under load. These deflections may modify load sharing among the teeth, or cause tooth misalignment. Analysis of these deflections is even more difficult than that of tooth deflection; a rational approach is currently lacking.

Tooth Misalignment—Tooth misalignment may be due to the numerous bulk deflections mentioned above, manufacturing errors, stackup of tolerances in the assembly process, or differential thermal expansion. Whatever the causes, misalignment can substantially affect both strength-related and lubrication-related failures (26, 27). Misalignment is one of the most nasty problems to handle, because it is difficult to measure and control in practice, and reliable prediction of its effects is still not available.

Dynamics—The dynamics of gear-tooth behavior, due to the transient nature of tooth engagement, operation away from the profile-modified design point, manufacturing errors, and externally imposed dynamic conditions, is an exceedingly complex subject. Clearly, if the actual tooth load is much higher than that derived for the pseudo-static case, then estimates for both strength-related and lubrication-related failures based on the quasi-static load can be overly optimistic. The dynamics

of gear teeth of simple geometry, under idealized conditions, has been a subject of much study (28-31), mainly with regard to strength-related failures. Even so, the dynamics of a complete gear system, and also the dynamics of lubricant flow to and over the gear teeth, are quite different matters. The effects of gear and lubricant flow dynamics on lubrication-related failures, as well as the time-dependent chemical interactions involved in the failure processes, are by and large not well understood at present.

ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION

In considering gear-tooth failures and their effect on gear performance, mention should first be made of elastohydrodynamic lubrication. It is clear from the foregoing that the attainment of an intact EHD film between the surfaces of mating gear teeth is a desirable design goal, as it precludes rubbing wear and scuffing, and minimizes pitting danger. In order to ensure full EHD lubrication, a ratio of oil film thickness to composite surface roughness of the order of two to three is believed necessary (17, 32). This condition must, in general, be approached much of the time in the operation of gears lubricated with straight mineral oils, as otherwise excessive wear, if not scoring, is likely to occur. However, unless the choice of gear steel is very unfortunate, it is no longer such a serious concern even when operating with straight mineral oils, and certainly not with oils which provide significant or substantial scoring and wear protection in boundary lubrication. Accordingly, a design based on the assumption of full EHD lubrication of gear teeth is not only unnecessary in the general context; but is, in fact, too conservative from the standpoint of size and weight.

It should be emphasized that whether one desires to design gears to operate at some high or low ratio of oil film thickness to composite surface roughness, one has no real assurance that such a design condition will indeed be achieved in practice. Strictly speaking, the classical minimum EHD film thickness equation, such as Dowson's earlier equation (33) or his more recent one (34), applies to a steady-state, flooded, isothermal flow through a rectangular conjunction of perfectly smooth surfaces. Use of such an equation for other than these stated conditions requires extreme caution and can often be misleading. The reasons are many:

1. The gear-tooth action is certainly not steady-state, and its consequences on EHD film development needs to be examined. There are, for example, the questions of dynamic tooth load and squeeze-film effect. Dynamic load as such is probably not a serious obstacle to the use of the classical EHD film thickness equation, because the equation states that the film thickness is quite insensitive to load. Even the squeeze-film effect due to normal approach of the surfaces does not appear to have a significant impact on EHD film thickness (35). However, regardless of these, the flow through the gear mesh necessarily involves cyclic fluid acceleration and deceleration,

and their effect on EHD film thickness is by and large not well understood.

2. Due to the action of the gear teeth and the conventional manner of oil supply, the state of gear-tooth lubrication is probably always starved, or far from the flooded assumption. Although the effect of starvation on film thickness behavior is quite well understood by assuming an arbitrary inlet boundary location and shape with a uniform temperature distribution across the film (36), these assumptions are not realistic for gears. Moreover, there is presently no reliable way to relate the extent of starvation (i.e., the inlet boundary location) to lubricant, design, and operating parameters, even under these idealized conditions.

3. The assumption of an isothermal flow process does not hold in practice, due to heating caused by the viscous shear of the oil in the conjunction inlet. Although a correction may be applied for this effect, such as that due to Cheng (37), or the problem may be solved by direct numerical analysis, these solutions can still be misleading unless the nonuniform temperature distribution across the inlet film is taken into account (38). Reliable assessment of the temperature gradient across the inlet film, particularly considering sliding (39) and the complex participating flow and heat transfer involved, is, to say the least, no easy task.

4. Actual gear-mesh conjunctions are generally not strictly rectangular, but elliptic in shape. If the aspect ratio of the ellipse normal to the flow or motion is large, little error results from the rectangular assumption. However, there are instances in gear design where this condition is not satisfied. In that event, a correction for the conjunction-geometry effect, such as that due to Cheng (40), may be applied, or the problem may be solved by direct numerical analysis. In either case, the result is only approximate unless the complex flow and heat transfer in the inlet region are taken into account.

5. Actual gear-tooth surfaces are never perfectly smooth. Surface roughness and surface texture affect the EHD film development in a complex manner (41-43); but there is as yet no confident way to assess their effect. Indeed, if the composite surface roughness involved is about the same order of magnitude as the "nominal" film thickness, EHD flow in the classical sense no longer prevails and the meaning of the film thickness calculated by the classical equation becomes quite obscure.

6. In the development of the classical EHD film thickness equation, the assumption of Newtonian flow is implicit in the use of some suitable value of pressure-viscosity coefficient for the oil. Although the effect of lubricant rheology on EHD film thickness is not very large, there is considerable evidence that it is not negligible (44, 45).

7. As mentioned previously, gears are extremely susceptible to misalignment. The presence of misalignment tends to distort the tooth conjunction shape so that it is no longer elliptic with a large aspect ratio, in which case the use of the classical EHD film thickness equation,

even with a conjunction-geometry correction, may be questionable.

BOUNDARY LUBRICATION

The above remarks are not intended to minimize the important contributions of the EHD theory to the understanding of the lubrication of counterformal surfaces. It is only that, as knowledge on the details of EHD lubrication expands, complications begin to emerge and further refinements appear necessary. In particular, once the operation leaves the full EHD lubrication regime, a continuous and undisturbed oil film no longer exists between the mating surfaces. The operation then enters the rather ill-defined micro and partial EHD lubrication, mixed lubrication, and classical boundary lubrication regimes—herein collectively called the boundary lubrication regime for the sake of brevity.

What is even more important is the fact that the EHD theory is basically a physical proposition, which does not consider the chemical interaction that takes place. It has been argued previously that of the three major lubrication-related gear-tooth failure modes, EHD lubrication is not a necessary condition for pitting and not a sufficient condition for scoring. Therefore, in assessing the effect of lubrication-related failure modes on gear performance, the crucial question is not when and how full EHD film ceases to prevail; but rather when and how the boundary film formed by the oil-metal-atmosphere interaction ceases to inhibit or minimize surface failures.

Boundary lubrication is, of course, the most investigated but perplexing subject in lubrication. Literally thousands of references exist that pertain to various aspects of boundary lubrication; but a few broad treatises should suffice to illustrate its scope and tremendous complexity (6, 7, 46-50). It is not possible to deal with the subject of boundary lubrication in simple terms. What appears particularly important as pertains to the lubrication-related failure modes of gear teeth will be commented on later, in the light of current understanding. In any case, as the operation moves into the boundary lubrication regime; i.e., when contact between the gear-tooth surfaces takes place, rubbing wear becomes inevitable, scoring becomes a possibility, and pitting becomes more severe. The manifestation of rubbing wear and pitting damages is time-dependent, and their rates of damage depend upon the physical and chemical oil-metal-atmosphere interactions, which are, as emphasized previously, strongly influenced by gear mechanics. The occurrence of scoring is quite precipitous, and is apparently also controlled by boundary lubrication considerations in some way.

It is very difficult to describe the lubrication-related modes of gear-tooth failure, or to evaluate their impact on gear performance with much confidence, mainly because the mechanisms of the failure modes are still not well understood and the effect of gear mechanics on these failure modes—while known to be large—cannot be accurately assessed. However, regardless of the approxi-

mations involved, an analysis made in 1958 by Blok (51) is instructive.

In his analysis, Blok derived general expressions for the maximum power transmittable by a set of homologous gears, or gears having similar design and materials, using a straight mineral oil. He assumed that rubbing wear would not take place if the operation is in the full EHD regime. He considered that scoring was governed by his critical temperature hypothesis (16), with the critical temperature and instantaneous coefficient of tooth friction assumed constant. He regarded pitting as strictly a mechanical consideration by ignoring the effect of lubrication. As will be seen later, these assumptions are rather drastic oversimplifications of very complex phenomena. Quite apart from the difficulty of defining the mechanisms of the failure phenomena, which will hopefully come about in due time, it is believed that the time-dependent nature of the damages due to rubbing wear and pitting can be introduced in the scheme of analysis. While such refinements will alter Blok's predicted trends substantially in some regimes of gear operation, it is not believed that his major conclusions will be greatly altered: In the absence of strength-related failures, the maximum power transmittable through a set of homologous gears is primarily limited at low speeds by rubbing wear, at intermediate speeds by pitting or scoring, and at high speeds by scoring.

FRICITION

Gear-tooth friction behavior is of particular interest not only because it affects gear efficiency and the attendant friction heat removal problem; but also for its influence on pitting and especially on scoring. The problem is complex because the instantaneous loads and velocities in the gear mesh do not remain constant. The matter is further complicated by the almost inevitable occurrence of misalignment and dynamic loads.

Gears operate, at least some of the time and invariably under rubbing wear- and scoring-limited conditions, in the boundary lubrication regime. Pitting can take place in the full EHD regime; but is aggravated when the operation moves into the boundary lubrication regime. Friction behavior through the whole range of EHD and boundary lubrication regimes is, therefore, of interest.

The friction behavior of counterformal conjunctions under full EHD conditions is pronouncedly influenced, among other factors, by rheological and thermal considerations (52-56). Probably the most generalized treatment of EHD friction behavior is that given by Archard and Baglin (57, 58); but the work suffers from the same objections as those discussed previously under EHD film thickness behavior. Moreover, in dealing with EHD friction behavior, the effects of lubricant rheology and starvation are expected to be even more marked.

The friction behavior in boundary lubrication is even more complex, because it is so strongly influenced by the oil-metal-atmosphere interaction (46-50, 59-64). Ku and associates have found that the friction coefficient of

sliding-rolling disks, under substantially boundary lubrication conditions, is affected not only by surface roughness, but also by surface texture (62). Their unpublished work also shows that lubricant, metal, and surface treatment affect the friction coefficient. They have further observed that the friction coefficient is dependent upon whether the rubbing sites are precisely synchronized, or not precisely synchronized, in the operation of the disks (63). Their experiments show that cross-ground disks; i.e., disks with grinding marks running perpendicular to the direction of sliding, give lower friction than circumferentially-ground disks; and this is important because spur gears, for example, are usually ground crosswise to the sliding direction. As to the effect of rubbing-site synchronization, the unsynchronized mode of operation gives lower friction than the synchronized mode; and this is relevant to the performance of hunting-tooth vs non-hunting-tooth gears.

The generalization of the friction behavior in boundary lubrication is clearly very difficult; and since the participating chemical effects cannot be ignored, it appears likely that specific situations can only be dealt with separately and, at least for the time being, empirically by experimental determinations. To extend the treatment to the whole range of EHD and boundary lubrication regimes only makes a difficult problem even more so. References (60) and (64) are examples of empirical correlations of friction coefficient for some specific situations; but great caution should be exercised in using such data.

SCORING

Although the basic mechanism of the scoring phenomenon is still largely not understood, there is good agreement that the breakdown of the EHD film is only a necessary but insufficient condition for scoring (16, 17, 27, 62-68). In other words, in order for scoring to occur, the operation must move not only into the boundary lubrication regime, but must also meet an additional requirement. However, largely because the mechanism of scoring is basically unsettled, what form this additional scoring criterion must take is still very much of an open question. All available evidence appears to suggest that how deeply the operation may safely extend into the boundary lubrication regime without resulting in scoring depends upon the physical and chemical nature of the oil, the metal and surface, the surrounding atmosphere, as well as the operating conditions. And if there is a generalized scoring criterion, the consensus is that it is thermal in character; i.e., it is the consequence of the intense frictional heat generation at the potential failure site.

Of the various thermal scoring models that have been examined, the most famous is no doubt the critical temperature model (16). Other principal models include the critical power intensity model (66) and the critical power model (64). These models have been compared (64, 68); but the comparisons are basically inconclusive. In short, there are no lack of data or arguments either to support

or to refute any one of these models in some way. However, from the point of view of generality; i. e., the potential of the model to account for the greatest number of design, material, lubricant, and operating variables, it appears, at this time, that the critical temperature model is the most promising, provided suitable refinements are added to Blok's original concept. Some of these refinements include the recognition that both the critical temperature and the friction coefficient are not merely functions of the oil-metal-atmosphere combination; but depend also upon the operating conditions and surface details.

Clearly, the usefulness of any predictive model, no matter how simple or elaborate, can only be established by applying it to actual performance results. Without going into details, it can be said that the correlation of predicted scoring-limited performance of sliding-rolling disks with disk test data has been reasonably satisfactory to date (64). However, application of the same technique to correlate with the scoring-limited performance of gears has not met with similar success. It is the author's conclusion that the chief difference between disk tests and gear tests is that the disk operation is steady-state while the gear operation is not. This problem has been discussed at some length earlier. Analysis of several sets of aircraft-quality gear test data available appears to suggest that the major problems are gear misalignment and dynamic tooth load, with the result that the actual scoring-limited load-carrying capacity of gears may be very much lower than the equivalent disk-test performance. The "correction" for each effect that is required to obtain reasonable disk-vs-gear scoring performance correlation may, under unfavorable circumstances, amount to as much as twenty-five percent or more of the disk-test load-carrying capacity.

PITTING

Although pitting in nearly pure-rolling systems, such as in rolling-element bearings, has received a great deal of attention, pitting in rolling-sliding systems, such as in gears, has so far been largely overlooked. This latter oversight may be due to two reasons. Firstly, as mentioned before, scoring has an overriding influence on maximum gear performance. Secondly, with gears of low contact ratios, pitting usually occurs near the pitchline, where the Hertz stress is maximum and the motion is nearly pure rolling. These are, of course, gross simplifications of the problem.

Consider first the case of nearly pure rolling. A popular view appears to be that the pitting life is largely a function of the oil film thickness to composite surface roughness ratio (64, 71). However, even in pure rolling, there is enough evidence to show that, with oils of different chemical compositions, the chemical effect on pitting life cannot be ignored (17, 72-74). In addition, the effects of steel composition, metallurgical structure, etc., have also been observed (75-77). The combined effects of oil

film thickness to composite surface roughness ratio and oil type have been reported also (77); it is shown that the pitting life is not merely a function of the ratio but also of oil composition.

Published work on pitting in gears has apparently been limited to a study of the effect of lubricants (78) and another on the effect of materials (79). The former shows that with oils of different chemical types, oil viscosity (or oil film thickness to composite surface roughness ratio) is not a unique measure of pitting life. The latter shows, among other things, that the pitting life is influenced by load sharing and tooth profile modification. These two papers are concerned with gears with a contact ratio of less than two. For gears with higher contact ratios, the load sharing pattern is quite different and the maximum Hertz stress may very well occur in the mesh cycle where the sliding velocity may be high (26). Accordingly, the effect of sliding friction on pitting, under EHD and particularly boundary lubrication conditions, cannot be overlooked.

Possibly the most interesting work, now in process of publication, is a comparative experimental study performed by Onion and Archard on disk and gear pitting (80). They have found, among other things, a surface texture effect on disk pitting rather similar to that on disk scoring mentioned earlier. Just as significantly, they have found that the gear pitting life is only about $1/100$ th of the disk pitting life under equivalent operating conditions. These authors believe that misalignment was not a significant problem in their tests, and, accordingly, conclude that the difference was due principally to the dynamic tooth load experienced in gear operation. If their conclusion is accepted, it would mean that the dynamic tooth load would be about 4.5 times the quasi-static tooth load! This value appears to be inordinately high unless the gear-tooth error is excessive. On the other hand, gear misalignment is an elusive matter as said before; even a slight misalignment can conceivably make a great deal of difference.

RUBBING WEAR

Gear wear has not commanded much attention to date, mainly because it takes time to become damaging and thus presents a less urgent problem than scoring. On the other hand, in applications where scoring has been avoided, the gear life becomes a matter of competition between pitting and wear. In other words, for long-life applications, wear is certainly a failure mode to contend with, just as is pitting.

Wear may take place under rubbing conditions or nonrubbing conditions. The present discussion will be concerned with rubbing wear, the more common type in gear operation. As said before, rubbing wear cannot occur without entering into the boundary lubrication regime. Hence, a safe but conservative design is to aim for full EHD lubrication at the mating gear-tooth surfaces, or close to this condition. In practical gearing, such

a conservative approach is seldom necessary, even when operating with a straight mineral oil, with reasonable choice of gear material. If oils possessing EP quality are used, considerable penetration into the boundary lubrication regime may be possible without excessive wear. In these latter instances, the boundary lubrication interaction at the rubbing site becomes the dominant consideration.

The subject of rubbing wear under steady-state sliding conditions has, of course, been extensively studied (6, 14, 15, 46-50). However, the literature contains little dealing with rubbing wear under steady-state sliding-rolling conditions, or under the transient conditions of gear-tooth action. If it can be assumed that the knowledge of wear gained from steady-state sliding can be applied to the transient state of gear-tooth action, then a tentative approach to rubbing wear in gears becomes possible. For example, Rowe's model for lubricated wear (81, 82), which is an extension of Archard's model for unlubricated wear (15), is, though rather involved, quite amenable to such a treatment. To this author's knowledge, Rowe's wear model has not been tried on gears. However, a simpler, empirical wear equation has been applied to compute the tooth wear profile of a spur gear by taking into account the variations of sliding velocity and tooth load through the mesh cycle (83). The tooth wear profile so computed has been found to be qualitatively quite similar to that commonly observed, although refinements appear possible.

Of course, the real test of any gear wear analysis lies in quantitative correlation with gear test results. This has not yet been done, at least to the author's knowledge. It is likely that such an effort will show, as in the instances of scoring and pitting, that the dynamic tooth load and misalignment play very important roles.

HEAT TRANSFER

It must be clear that the ultimate performance of a lubricated system is limited in many respects by cooling. The problem consists of two parts, frictional heat generation at the rubbing sites, and heat transfer from these points ultimately to the surrounding atmosphere. The difficult problem of handling friction in sliding-rolling contacts, and particularly in a gear mesh, has already been alluded to. As to the heat transfer problem, little has been done except for the recent work on the fling-off oil cooling of the gear teeth by Blok and associates (87, 85).

The overall problem of heat transfer in a complete gear transmission has been described by Blok (86), and also by Bathgate and associates (87), by treating the system as a network of thermal potentials and impedances. Unfortunately, rigorous analysis of this character requires a detailed knowledge of the heat transfer processes from various rotating machine elements, such as bearings and gears, and the associated coefficients. Such information is currently not available.

CONCLUSIONS

This paper examines, in broad terms, the current state of understanding of gear lubrication, with emphasis on the impact of the principal lubrication-related modes of gear-tooth failure on gear performance. The implications of elastohydrodynamic lubrication and boundary lubrication on these failure modes are considered. The consequences of the transient nature of gear-tooth action are discussed. In particular, the overwhelming influence of gear mechanics on gear lubrication is emphasized.

REFERENCES

- (1) Gear Lubrication Symposium, ASLE, Chicago, Ill., Jan. 1959; papers published in *Lub. Engrg.*, 13, and *ASLE Trans.*, 2, (1959).
- (2) *Elastohydrodynamic Lubrication*, Proc. IMechE, 180, Pt. 3B, (1965-66).
- (3) *Gear Lubrication*, Inst. Petroleum, (1966).
- (4) *Conference on Lubrication and Wear*, Proc. IMechE, 182, Pt. 3A, (1967-68).
- (5) *Proc. International Conference on Gearing*, IMechE, (1970).
- (6) Ku, F. M., editor, *Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts*, NASA Spec. Publ. 237, (1970).
- (7) Ku, F. M., editor, *Interdisciplinary Approach to Liquid Lubricant Technology*, NASA Spec. Publ. 318, (1972).
- (8) *Elastohydrodynamic Lubrication*, 1972 Symposium, IMechE, (1972).
- (9) International Symposium on Gearing and Transmissions, IFTOMI-ASME-AGMA, San Francisco, Calif., Oct. 1972; papers published in *Mechanism & Machine Theory*, 8, (1973) and *ASME Trans., Jour. Engrg. for Industry*, 95B, (1973) and 96B, (1974).
- (10) Gear Scuffing—State of Calculation Methods, FZG Colloquium, Munich, Germany, April 1973.
- (11) Guichelaar, P. J., Levy, B. S., and Pankh, N. M., editors, *Gear Manufacture and Performance*, Am. Soc. of Metals, 1973.
- (12) First Power Transmission and Gearing Conference, ASME, New York, N. Y., Oct. 1974.
- (13) "Nomenclature of Gear-Tooth Wear and Failure," *AGMA Standard 110.03*, 1962.
- (14) Rabinowitz, L., *Friction and Wear of Materials*, John Wiley & Sons, New York, 1965.
- (15) Archard, J. F., "Wear," *Interdisciplinary Approach to Friction and Wear*, NASA Spec. Publ. 161, 267-334, (1963).
- (16) Blok, H., "Les températures des surfaces dans des conditions de graissage sous pression extrême," *Congr. mondial pétrole, 2^{me} Congr.*, 3, (1937).
- (17) Ku, F. M., "Tribology of Gears and Splines," *Proc. Tribology Workshop*, NSF, 402-427, (1974).
- (18) Littmann, W. E., "The Mechanism of Contact Fatigue," *Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts*, NASA Spec. Publ. 237, 309-368, (1970).
- (19) Landon, E. W., "Slow-Speed Wear of Steel Surfaces Lubricated by Thin Oil Films," *ASLE Trans.*, 11, 6-18, (1966).
- (20) "Rating the Strength of Spur Gear Teeth," *AGMA Standard 220.02*, 1969.
- (21) Buckingham, P., *Analytical Mechanics of Gears*, McGraw-Hill Book Co., 1949.
- (22) Dyson, A., *General Theory of Kinematics and Geometry of Gears in Three Dimensions*, Oxford Univ. Press, 1969.
- (23) Walker, H., "Gear Tooth Deflection and Profile Modification, I," *The Engineer*, 166, 409-412, (1933).
- (24) Walker, H., "Gear Tooth Deflection and Profile Modification, II," *The Engineer*, 166, 434-436, (1938).
- (25) Walker, H., "Gear Tooth Deflection and Profile Modification, III," *The Engineer*, 170, 102-104, (1940).
- (26) Staph, R. E., "A Parametric Analysis of High-Contact-Rate Spur Gears," ASLE, Annual Meeting, Atlanta, Ga., May 5-9, 1973.
- (27) Kelley, B. W. and Izanski, A. J., "Lubrication of Involute Gearing," *Proc. IMechE*, 182, Pt. 3A, 173-184, (1967-68).
- (28) Reswick, J. B., "Dynamic Loads in Spur and Helical Gear Teeth," *Trans. ASME*, 77, 635-644, (1955).
- (29) Harris, S. L., "Dynamic Loads on the Teeth of Spur Gears," *Proc. IMechE*, 172, 87-100, (1958).

- (30) Tuplin, W. A., "Dynamic Loads on Gear Teeth," *Proc. Int. Conf. on Gearing, IMechE*, 18-23, (1958)
- (31) Seireg, A. and Houser, D., "Evaluation of Dynamic Factors for Spur and Helical Gears," *Trans. ASME, Jour. Eng. for Industry*, 92B, 504-515, (1970).
- (32) Akin, L. S., "EHD Film Thickness Formulae for Power Transmission Gears," *Trans. ASME, Jour. Lub. Tech.*, 96F, 426-431, (1974).
- (33) Dowson, D. and Higginson, G. R., *Elastohydrodynamic Lubrication*, Pergamon Press, 1966.
- (34) Dowson, D., "Elastohydrodynamic Lubrication," *Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts, NASA Spec. Publ. 237*, 27-76, (1970).
- (35) Sanborn, D. M. and Winer, W. O., "Fluid Rheological Effects in Sliding Elastohydrodynamic Point Contacts With Transient Loading: I—Film Thickness," *Trans. ASME, Jour. Lub. Tech.*, 93F, 262-271, (1971).
- (36) Castle, P. and Dowson, D., "A Theoretical Analysis of the Starved Elastohydrodynamic Lubrication Problem for Cylinders in line Contact," *Elastohydrodynamic Lubrication, 1972 Symposium, IMechE*, 131-137, (1972).
- (37) Cheng, H. S., "Calculation of Elastohydrodynamic Film Thickness in High-Speed Rolling and Sliding Contacts," *MTI Rept.* 67-24, 1967.
- (38) Dixon, A. and Wilson, A. R., "Film Thicknesses in Elastohydrodynamic Lubrication at High Slide/Roll Ratios," *Proc. IMechE*, 183, Pt. 3P, 81-97, (1968-69).
- (39) Turchina, V., Sanborn, D. M., and Winer, W. O., "Temperature Measurements in Sliding Elastohydrodynamic Point Contacts," *Trans. ASME, Jour. Lub. Tech.*, 96F, 464-471, (1974).
- (40) Cheng, H. S., "A Numerical Solution of the Elastohydrodynamic Film Thickness in an Elliptic Contact," *Trans. ASME, Jour. Lub. Tech.*, 92F, 155-162, (1970).
- (41) Fewles, P. E., "The Application of Elastohydrodynamic Film Thickness to Individual Asperity-Asperity Contacts," *Trans. ASME, Jour. Lub. Tech.*, 91F, 464-476, (1969).
- (42) Johnson, K. L., Greenwood, J. A., and Pratt, S. Y., "A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication," *Wear*, 19, 91-108, (1972).
- (43) Archard, J. F., "Elastohydrodynamic Lubrication of Real Surfaces," *Tribology*, 5, B-14, (1971).
- (44) Naylor, H., "The Rheological Behavior of Lubricants," *Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts, NASA Spec. Publ. 237*, 279-308, (1970).
- (45) Cheng, H. S., "Rheology in Lubrication," *Interdisciplinary Approach to Liquid Lubricant Technology, NASA Spec. Publ. 318*, 263-314, (1973).
- (46) Bowden, F. P. and Tabor, D., *The Friction and Lubrication of Solids*, Pt. I, Oxford Univ. Press, 1954.
- (47) Bowden, F. P. and Tabor, D., *The Friction and Lubrication of Solids*, Pt. II, Oxford Univ. Press, 1964.
- (48) Ku, P. M., editor, *Interdisciplinary Approach to Friction and Wear, NASA Spec. Publ. 181*, 1968.
- (49) Jang, F. F., Klaus, F. E., and Fein, R. S., editors, *Boundary Lubrication—An Appraisal of World Literature*, ASME, 1969.
- (50) Ling, F. F., *Surface Mechanics*, John Wiley & Sons, 1973.
- (51) Blok, H., "Lubrication as a Gear Design Factor," *Proc. Int. Conf. on Gearing, IMechE*, 144-158, (1958).
- (52) Jefferts, J. A. and Johnson, K. L., "Sliding Friction between Lubricated Rollers," *Proc. IMechE*, 182, Pt. 1, 281-291, (1967-68).
- (53) Dowson, D. and Whomes, T. J., "Effect of Surface Quality upon the Traction Characteristics of Lubricated Cylindrical Contacts," *Proc. IMechE*, 182, Pt. 1, 292-299, (1967-68).
- (54) Flint, M. A., "Traction in Elastohydrodynamic Contacts," *Proc. IMechE*, 182, Pt. 1, 300-306, (1967-68).
- (55) Johnson, K. L. and Cameron, R., "Shear Behavior of Elastohydrodynamic Oil Films at High Rolling Contact Pressures," *Proc. IMechE*, 182, Pt. 1, 307-319, (1967-68).
- (56) Dixon, A., "Frictional Traction and Lubricant Rheology in Elastohydrodynamic Lubrication," *Phil. Trans., Roy. Soc.*, 260A, 1-33, (1970).
- (57) Archard, J. F. and Baglin, K. P., "Non-Dimensional Presentation of Friction Traction in Elastohydrodynamic Lubrication: Part I, Fully Flooded Conditions," *ASME Preprint 75-11B-31*, (1974).
- (58) Archard, J. F. and Baglin, K. P., "Non-Dimensional Presentation of Friction Traction in Elastohydrodynamic Lubrication: Part II, Starved Conditions," *ASME Preprint 76-11B-32*, (1974).
- (59) Miharić, J. A., "Influence of the Friction Conditions on the Magnitude of the Friction Coefficient in the Case of Rolling with Sliding," *Proc. Int. Conf. on Gearing, IMechE*, 159-164, (1958).
- (60) Bonediet, G. H. and Kelley, B. W., "Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction," *ASLE Trans.*, 4, 59-70, (1961).
- (61) Bell, J. C. and Dixon, A., "Mixed Friction in an Elastohydrodynamic System," *Elastohydrodynamic Lubrication, 1972 Symposium, IMechE*, 68-76, (1972).
- (62) Staph, H. E., Ku, P. M., and Carper, H. J., "Effect of Surface Roughness and Surface Texture on Scuffing," *Mechanism and Machine Theory*, 8, 197-208, (1973).
- (63) Carper, H. J., Ku, P. M., and Anderson, E. L., "Effect of Some Material and Operating Variables on Scuffing," *Mechanism and Machine Theory*, 8, 209-232, (1973).
- (64) Carper, H. J. and Ku, P. M., "Thermal and Scuffing Behavior of Disks in Sliding-Rolling Contact," *ASLE Trans.*, 18, 39-47, (1975).
- (65) Leach, E. F. and Kelley, B. W., "Temperature—The Key to Lubricant Capacity," *ASLE Trans.*, 8, 271-285, (1955).
- (66) Maslowsky, R. M., "The Critical Temperature of Oil with Point and Line Contact Machines," *Trans. ASME, Jour. Basic Eng.*, 87D, 754-760, (1965).
- (67) Bell, J. C. and Dixon, A., "The Effect of Some Operating Factors on the Scuffing of Hardened Steel Discs," *Elastohydrodynamic Lubrication, 1972 Symposium, IMechE*, 61-67, (1972).
- (68) Bell, J. C., Dixon, A., and Hadley, J. W., "The Effects of Rolling and Sliding Speeds on the Scuffing of Lubricated Steel Discs," *ASLE Trans.*, 18, 62-73, (1975).
- (69) Dawson, P. H., "The Pitting of Lubricated Gear Teeth and Rollers," *Power Transmission*, 30, 208-271, (1961).
- (70) Dawson, P. H., "Effect of Metallic Contact on the Pitting of Lubricated Rolling Nipples," *Jour. Mech. Eng. Sci.*, 4, 26-31, (1962).
- (71) Dawson, P. H., "Further Experiments on the Effect of Metallic Contact on the Pitting of Lubricated Rolling Surfaces," *Proc. IMechE*, 180, Pt. 3B, 95-100, (1963-64).
- (72) Rounds, F. G., "Effects of Base Oil Viscosity and Type on Bearing Ball Fatigue," *ASLE Trans.*, 5, 172-182, (1962).
- (73) Rounds, F. G., "Some Effects of Additives on Rolling Contact Fatigue," *ASLE Trans.*, 10, 243-255, (1967).
- (74) Appelhohn, J. K., "Effect of Lubricants—General Background," *Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts, NASA SP-237*, 439-462, (1970).
- (75) Zaretsky, E. V. and Anderson, W. J., "Effect of Materials—General Background," *Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts, NASA SP-237*, 379-408, (1970).
- (76) Bamberg, E. N., "Effect of Materials—Metallurgy Viewpoint," *Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts, NASA SP-237*, 409-462, (1970).
- (77) Rounds, F. G., "Influence of Steel Composition on Additive Performance," *ASLE Trans.*, 15, 54-66, (1972).
- (78) Davidson, T. E. and Ku, P. M., "The Effect of Lubricants on Gear Tooth Surface Fatigue," *ASME Trans.*, 1, 40-50, (1958).
- (79) Townsend, D. P. and Zaretsky, E. V., "A Life Study of AISI M50 and Super Nitralloy Spur Gears with and without Tip Relief," *Trans. ASME, Jour. Lub. Tech.*, 96F, 503-509, (1974).
- (80) Onions, R. A. and Archard, J. F., "The Pitting of Gears and Discs," to be published.
- (81) Rowe, C. N., "Some Aspects of the Heat Adsorption in the Function of a Boundary Lubricant," *ASLE Trans.*, 9, 101-111, (1966).
- (82) Rowe, C. N., "Role of Additive Adsorption in the Mitigation of Wear," *ASLE Trans.*, 13, 179-188, (1970).
- (83) Thompson, R. A. and Wrickbroth, B., "Gear Diagnostics and Wear Detection," *ASME Preprint 69-VIBR-10*, (1969).
- (84) DeWinter, A. and Blok, H., "Fine Chip Cooling of Gear Teeth," *Trans. ASME, Jour. Eng. for Industry*, 96B, 61-70, (1974).
- (85) Heijningen, G. J. J. and Blok, H., "Continuous As Against Intermittent Thin-Chip Cooling," *Trans. ASME, Jour. Lub. Tech.*, 96F, 529-538, (1974).
- (86) Blok, H., "The Postulate About the Constancy of Seating Temperature," *Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts, NASA Spec. Publ. 237*, 154-248, (1970).
- (87) Bathgate, J., Kendall, K. B., and Marchhouse, P., "Thermal Aspects of Gear Lubrication," *Gear*, 15, 117-129, (1970).

Failure in Gears and Related Machine Components

R. A. Wilde

Eaton Corporation
26201 Northwestern Highway
Southfield, Michigan 48076

Tooth breakage and abrasive wear are gear failure mechanisms that are well understood. Adhesive wear (scuffing and scoring) and surface pitting are more complex failure mechanisms.

When sliding is introduced into the rolling condition the rubbing between partially lubricated surfaces introduce high surface tensile stresses which result in adhesive wear and surface pitting. Neither of these failures will occur if a continuous oil film separates the metal surfaces.

Because these failures are the result of the interaction of many variables, a systems approach is required to understand the nature of the failure. The following variables have a direct effect on the thickness of the oil film and therefore on the amount of metal to metal contact: Surface roughness, direction of scratches relative to the sliding direction, oil viscosity, conduction temperature, rolling speed, relative sliding speed, oil composition and load (Hertz stress). These variables will have significantly different effects when sliding is introduced to the rolling condition as occurs in gear applications.

Key words: Abrasive wear; adhesive wear; gear failure; machine component failure; mechanical failure; surface pitting.

1. Introduction

This paper will describe the types of failures that gears might experience. The general principles that are advanced will also apply to clutches, brakes and other components. Tooth breakage and abrasive wear are gear failure mechanisms that are rather well understood so they will be reviewed only briefly. Most of the discussion will concentrate on failures that are caused by adhesive wear and surface pitting which are more complex failure mechanisms. Neither of these failure mechanisms will occur if a continuous oil film separates the metal surfaces.

The factor that distinguishes this paper from that of Dr. Walter Littmann's is that the two mating surfaces experience substantial relative sliding in addition to rolling.

2. Tooth Breakage

Gear teeth under load act like cantilever beams. Bending loads on gear teeth usually cause the highest stresses to occur at root fillets. Whole gear teeth or substantial portions of the teeth can be broken off as the result of high overloads, often of an impact nature. Also, fatigue failures can occur as a result of high cyclic stresses.

Gear tooth fractures may be averted by proper consideration of design, metallurgical and machining factors [1,2].¹

¹ Figures in brackets indicate the ASTM references at the end of this presentation.

3. Abrasive Wear

Abrasive wear takes place whenever hard, foreign particles, such as metal grit, metallic oxides and dirt from the environment are present between the rolling and sliding gear surfaces.

These hard particles first penetrate the metal, adhere temporarily to one surface, and, in turn, tear metallic particles from the second surface. Abrasive wear normally does not occur in a gear drive unless the lubricating oil becomes contaminated with foreign particles that are larger than 30 micrometres [3].

The best abrasive wear resistance is generally found in an alloy steel with a structure of uniformly distributed fine carbide in a martensite matrix containing some residual austenite. The bearing alloy 52100 properly heat treated has this type of structure. Residual austenite is thought to add toughness to the matrix, provide support for the carbide and be capable of undergoing transformation to martensite locally during wear [4].

The abrasive wear resistance of an alloy steel will increase with its carbide content but only if it is finely distributed. A carburized steel with 0.09/1.00 percent surface carbon heat treated properly to obtain a good distribution of the excess carbides would be a reasonably good structure (figure 1).

4. Scuffing Failure

First, the failures caused by extreme conditions of adhesive wear, which will be called scuffing failures,

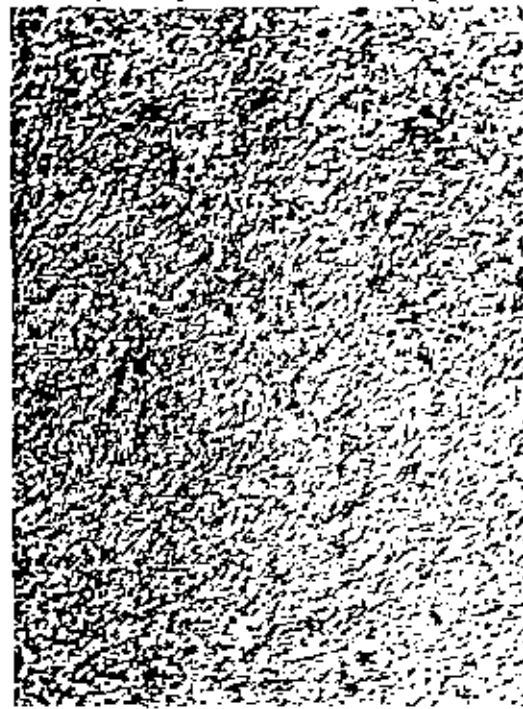


FIGURE 1. Surface microstructure of carburized (0.90/1.0 percent C) 8620 steel with (a) fine spheroidized carbides and (b) fine martensitic needles.

will be examined. These failures occur under rolling and sliding conditions when a critical area of adhesive contact takes place through the oil film which generates enough heat so that the oil is rolled away from the surface ahead of the contact. This enables the contact area to spread in an uncontrolled manner causing catastrophic scuffing. The way to prevent adhesive wear is to prevent all metal to metal contact through the oil film.

What are the factors that influence the oil film between the surfaces? To simplify the discussion, we will consider either gears or test rollers that are rolling and sliding against one another at load pressures in the range of 50 000 psi to 300 000 psi mean Hertz stress. In the case of gears at these loads, several things take place. First, both surfaces elastically deform. This increases the load carrying contact area, and consequently the pressure distribution over the contact area is changed. Second, the viscosity of the oil increases due to the rise of the pressure. Third, the shear rate has a permanent or semi-permanent effect on the viscosity of various oils. The higher the shear rate, the lower the apparent viscosity will be. This shear rate increases rapidly with the increase in relative sliding velocities of the gear faces. Finally, the temperature of the gear surface is raised by the elastic flexing of the material under load and by asperity contact through the oil film in heavily loaded gears which causes a temperature rise in the oil and has the effect of lowering the viscosity (5).

There is another way of looking at two metal surfaces that are held apart by a film of oil. If any load

is applied the oil film will gradually be squeezed out from between the metal surfaces. The rate at which the oil is squeezed out is dependent on a number of factors. The higher the load the quicker the oil is squeezed out. The lower the oil viscosity the quicker the oil is squeezed out. The higher the temperature of the oil the lower the viscosity and the quicker the oil is squeezed out. The shorter the distance the oil has to travel, i.e., the smaller the area of contact, the quicker the oil is squeezed out. The oil viscosity is increased somewhat by load and decreased by the shearing action in the oil as the relative sliding velocity is increased. As two rollers roll against each other the oil is wedged into the contact. The higher the speed the more oil is wedged between the rollers and the less time there is to squeeze the oil out.

So far we can translate these statements into these relationships: Resistance to adhesive wear and scuffing is increased by:

- Higher oil viscosity
- Higher roller or gear speeds
- Lower operating temperatures
- Lower unit load on surface
- Lower relative sliding velocity
- Larger areas of contact

This brings us to the Critical Temperature Equation of Blok. The Critical Temperature Theory proposes that every oil (i.e., oil mixture) has a temperature beyond which scuffing will occur. One of the basic problems of trying to develop mathematical formulas

for predicting scuffing is that scuffing initiates on a microscopic scale and evidence is being developed on the basis of macroscopic or bulk measurements.

This critical temperature is the sum of two temperatures as follows:

$$T_{cr} = T_s + \Delta T_{cr} \quad (1)$$

where T_{cr} = Temperature at surface for scuffing

T_s = Bulk roller (gear) temperature

ΔT = Momentary rise in temperature between rollers (gears) from frictional heating (from Blok equation).

This rise in temperature is calculated as follows:

$$\Delta T = \frac{0.79 f W_c (\sqrt{V_1} - \sqrt{V_2})}{a \sqrt{b}}$$

where f = Coefficient of friction

W_c = Equivalent unit load, lb/in

V_1 = Surface speed of upper roller, in/s

V_2 = Surface speed of lower roller, in/s

a = A material constant, lb/in⁻¹ s^{-1/2} °F⁻¹

b = Semiwidth of contact ellipse (minor axis), in

α = Blok thermal coefficient

= $(kpc)^{1/2} = 41.8 \text{ lb}/\text{r in s}^{1/2}$

k = thermal conductivity

p = density

c = specific heat

This equation shows that ΔT is increased and therefore scuffing is adversely affected by an increase in sliding velocity, load, and coefficient of friction. The coefficient of friction represents the energy losses when the two surfaces are brought close together. The major loss would be adhesion and separation of asperity peaks between the two surfaces. Minor losses would be from resistance to oil shear and overcoming other attractive forces between the metal surfaces of a noncontact nature.

The major deficiency of the critical temperature hypothesis is that it does not consider surface roughness, which has a large effect on T_{cr} . Some data developed at the Southwest Research Institute will give some idea of the magnitude of this effect. The tests were run in a Caterpillar roller test rig using 3 in diam rollers with a 14 in crown radius and phasing gears were used to develop the desired amount of relative sliding. The rollers were ground in the circumferential direction. The surface roughness was measured in the circumferential and transverse (axial) directions and averaged together to obtain the composite roughness, in μin (1.A).

Figure 2 shows typical surfaces as ground and after

break-in. At this higher surface finish there was little difference in the surface roughness number. Figure 3 shows another roller with a rougher surface which was substantially improved by break-in (composite 12.5 to 9.5-25 per cent improvement). During break-in the projecting asperities on the surface are worn away as the rolls are step loaded to a high preload level. It is obvious that the broken-in surface at 13.0/6.0 μin is different than a newly ground surface of the equivalent surface roughness. The pointed asperities have become flats and the volume of the valleys into which the oil can be squeezed is considerably reduced.

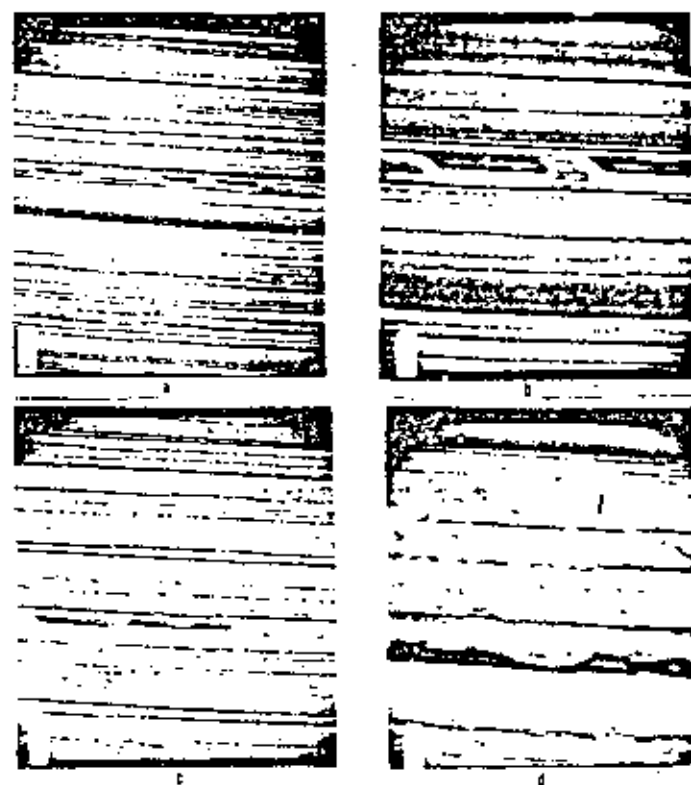


FIGURE 2. Scanning electron micrographs of ground roller surfaces.

- (a) As ground—X 510. Surface finish in transverse and circumferential directions 3.0/1.3 RMS.
 (b) As ground—X 1620.
 (c) As ground plus break-in—X 510. Surface in transverse and circumferential directions—1.5/1.0 RMS.
 (d) As ground plus break-in—X 1620.

The surface roughness in the range of 4 to 30 has a significant effect on the critical temperature T_{cr} . An increase of 1 μin δ_f reduces the critical temperature by 5 °F. In the program δ_f varied by 12 μin so this effect could change the T_{cr} by 60 °F. An increase of 1 μin in δ_f reduces the critical temperature by 20 °F. In the program, δ_f varied by 3 μin so this effect could change the T_{cr} by 160 °F, which is substantial.

The purpose of this example was to show that surface roughness of gears and rollers or other devices will have a significant effect on the load at which scuffing occurs.

The direction of the grinding marks also has a big effect on loads to failure. SWRI had some rollers ground transverse to the direction of sliding and rolling and

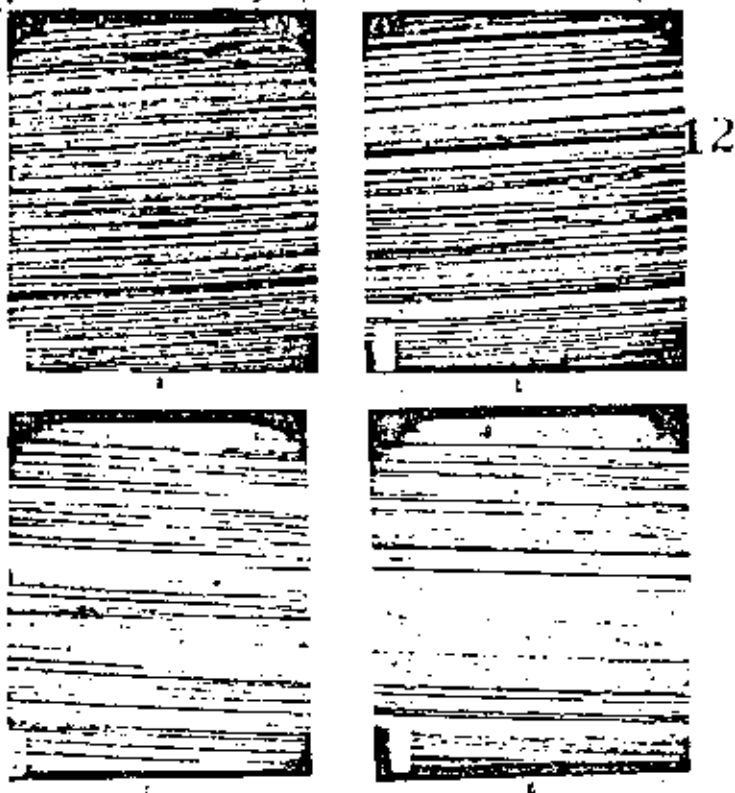


FIGURE 3. Scanning electron micrographs of ground roller *AX95U*.

- (a) As ground— $\times 100$. Surface finish in transverse and circumferential directions—12.0/6.0 RMS.
 (b) As ground— $\times 500$.
 (c) As ground plus laceration— $\times 100$. Surface finish in transverse and circumferential directions—13.0/6.0 RMS.
 (d) As ground plus laceration— $\times 500$.

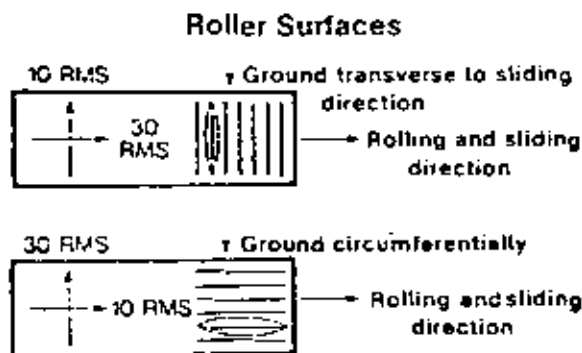


FIGURE 4. Wear scars in rollers ground in transverse and circumferential directions.

loads to failure were compared with rollers ground circumferentially (fig. 4). The rollers were run at a high load with no break-in. The rollers ground circumferentially failed immediately with long circumferential scuffing scars.

The rollers ground in the transverse direction developed wear scars, transverse to the rolling direction, at substantial loads. The interrupted nature of the surface prevented the wear scar from spreading in a catastrophic manner in the rolling and sliding direction. This shows that the composite surface roughness values,

which in this experiment would be the same, are not enough to describe the critical surface condition. This also suggests that cutting gears transverse to the rolling and sliding direction is an aid in resisting scuffing but was not done for this reason, and that the spline machine marks are in the wrong direction to minimize scuffing during axial movement.

In the case of heavy-duty gears such as truck ring and pinion gears in the differential, the loads are in the range of 250,000/300,000 psi Hertz stress which put the gears into boundary lubrication, i.e., intermittent metal to metal contact is occurring. To prevent scuffing, additives such as sulphur and phosphorus are added to the oil. At the temperature range that the gears will see in service (250/300 °F), these additives react chemically with the steel surface to form sulphides and phosphides which prevent the two gear surfaces from adhering to each other. This allows the differential to operate successfully in the boundary lubrication regime.

Another way of minimizing metal adhesion in heavy-duty gearing operating in the boundary lubrication regime is to introduce some ammonia (5 cfm) in the last stages of carburizing, especially in those cases where the gears are cooled to 1575/1600 °F before quenching. The steel surface will accept nitrogen readily at these temperatures and the concentration of iron nitrides in the surface will significantly reduce adhesion.

Scuffing type failures can be prevented by the following means:

- (1) Reduce the conjunction temperature.
- (2) Use as smooth surfaces as practical. If there are machining marks, have them perpendicular to the rolling and sliding direction.
- (3) Use lots of oil—direct it on the most heavily loaded areas.
- (4) Cool the oil.
- (5) In those cases where the gears are operating in the boundary lubrication regime, use E.P. additives in the oil such as sulphur and phosphorus to form chemical films on the surface.

5. Surface Pitting

How does sliding affect the surface stresses and how does this influence failure by surface pitting (fig. 5)? What happens in the case of gears has been simulated by means of two rollers, by numerous investigators, in which the rollers are rolling together in the direction as shown by the arrows, but not at the same peripheral speed. The relative motion of the rollers is such that the top roller (the faster one) appears to be sliding in the direction of rolling (positive sliding) and the lower roller (the slower one) appears to be sliding in the opposite direction of rolling (negative sliding). In the case where the rollers are forced hard together radially so metal to metal contact can occur, tangential frictional forces are developed at the surface which are tension stresses in the areas marked t-t and compression stresses in the areas marked c-c. This will

occur under conditions of boundary lubrication where there is intermittent metal to metal contact. When there is no lubrication, adhesion would occur and catastrophic failure would follow quickly.

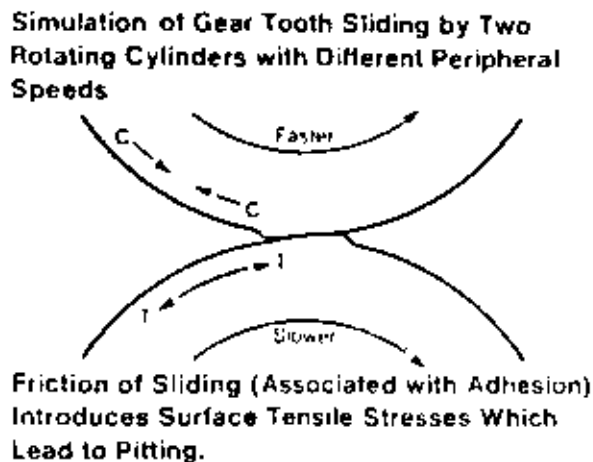


FIGURE 5. Stresses developed at the surfaces of rollers sliding and rolling together.

Figure 6 is an enlarged view of what is taking place on the surface. In this particular case, the oil is shown being fed in advance of the rolling point. Any minute cracks or imperfections on the surface on the lower roller would be opened up and correspondingly closed up on the upper roller. The oil would, of course, then be forced into these cracks and raised to very high pressures by its passage under the point of contact, with resulting progressive fatigue failure which would finally lift small pieces out of the surface. Observations show that the pits invariably form on the roller where the friction of the sliding would produce tensile stresses (negative sliding) and do not form on the roller where the sliding would produce compressive stresses. This is so marked that even when the upper roller, the high speed one which is in positive sliding, is made one half the hardness of the lower roller, the upper roller develops no pits [6].

Enlarged View of Roller Surfaces Rolling and Sliding Together

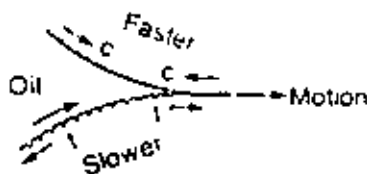


FIGURE 6.

Right away this would suggest that, if the surface could be put in compression to such an extent as to more than offset the tensile stresses which would be caused by the sliding friction, then it might be possible to preclude the formation of this type of pitting on gear teeth.

What happens in the case of a gear set? On a driving-tooth face (fig. 7) the point of contact moves outwards, the tooth rolling from the root towards the tip at an increasing speed. On a driven-tooth face, the point of

13

Rolling and Sliding Directions for Gear Teeth

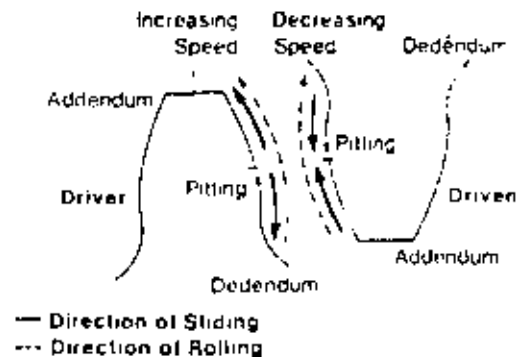


FIGURE 7. Action and stresses on surface of gear teeth.

contact moves inwards from the tip to the root at a decreasing speed. The sliding velocity, i.e., the tangential velocity between the teeth, is zero at the pitch circle; on a driving-tooth face the sliding direction is always away from the pitch line; on a driven-tooth face the sliding direction is towards the pitch line. The consequence is that on the addendum, the rolling and sliding motions have the same direction; on the dedendum, the directions of rolling and sliding motion are opposed to each other. This would suggest that the place pitting failures would initiate on gear teeth is just on the dedendum side of the pitch line. Figure 8 shows a typical V-shaped surface pit on a gear tooth and a cross-sectional view (fig. 9) shows that it progresses under the surface at an oblique angle in the direction of rolling. In other words, the V-shaped surface pit points in the direction of sliding and in the opposite direction to the rolling direction. A typical surface pit on a test roller which failed in an industry sponsored program at IIT Research Institute is shown in figure 10. Figures 11, 12, and 13 show how the pits develop on the surface of a roller sample in a program at IITRI.

The next thing to consider are the factors that affect the development of the surface pits. The results from an industry sponsored program conducted at IITRI entitled "Surface Fatigue of Gear Steels" will be discussed. The purpose of the investigation was to determine the effect of metallurgical treatments and processing of gears on the surface durability of carburized and hardened gear steels under the high contact loads. The pitting fatigue tests were carried out on cylindrical specimens in laboratory fatigue machines of the Caterpillar design. The geometry of the contacting specimen surfaces and the testing parameters were carefully designed to simulate conditions existing between meshing involute gear teeth, namely, loads of 275 ksi to 420 ksi and a relative sliding velocity of 24 in/s.

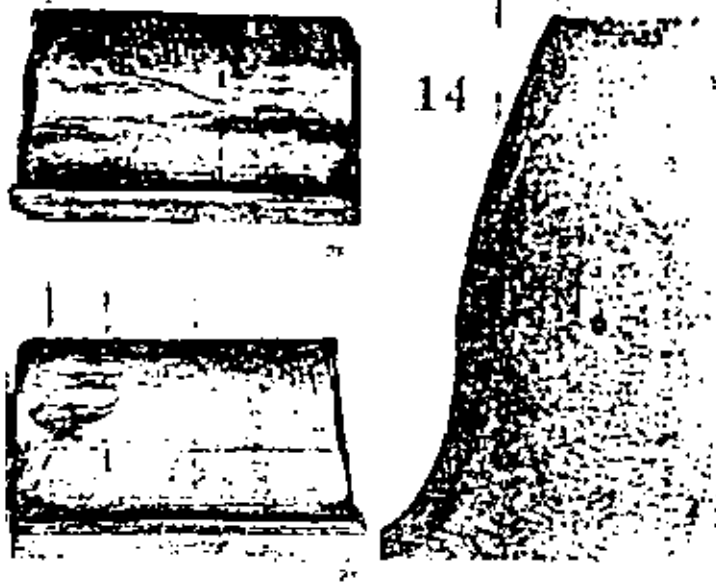


FIGURE 8. V-shaped surface pit on gear tooth showing angle of crack propagation.
This figure reduced 50 percent in reproduction.



FIGURE 9. Micrograph of typical cracks originating at surface of gear teeth.

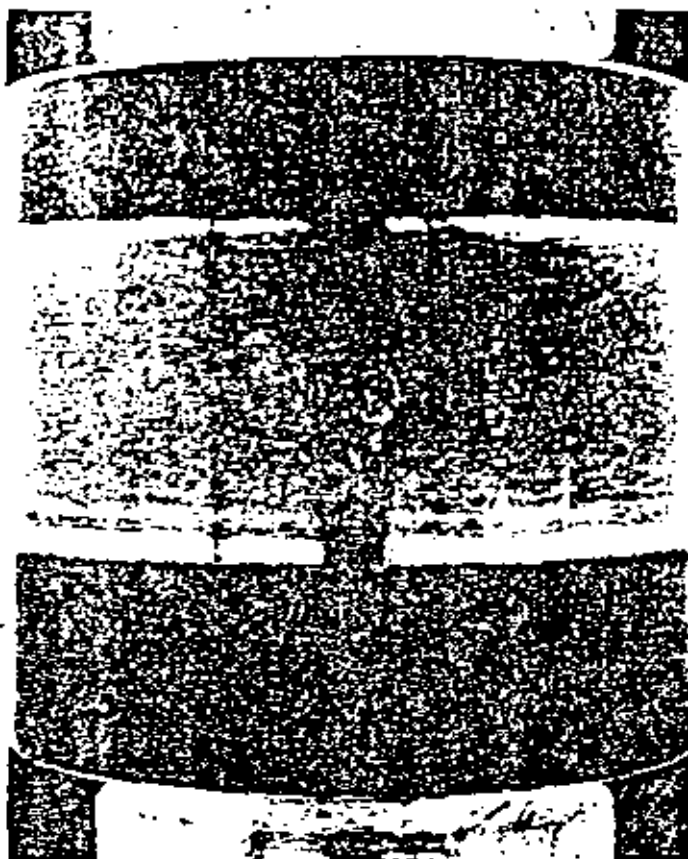


FIGURE 10. Typical surface pit on roller, X 2.

15



← 175 μ →
 ← Direction of Rotation and Sliding →
 ← Rolling Direction →

FIGURE 12. Micrograph of surface of test specimen no 209, 13.6 megacycles at 375 lsi, showing advanced stage in development of macro-pit. Apex has been spalled away, and crack has encircled a larger area. X 10.



← 175 μ →
 ← Direction of Rotation and Sliding →
 ← Direction of Rolling →

FIGURE 11. Micrograph of surface of test specimen no 209, 13.0 megacycles at 375 lsi, showing incipient development of surface macro-pit. Apex of pit, at bottom of photo, circled by crack. X 10.



← Direction of Rotation and Sliding →
 ← Direction of Sliding →

FIGURE 13. Micrograph of surface of test specimen no 209, 13.6 megacycles at 375 lsi, showing enlargement of damage area in the development of a macro-pit. X 40.

The results can be summarized as follows:

No Significant Effect

(1) Grade of Steel

No significant differences in pitting fatigue durability have been found among seven different grades of alloy steel commonly used for gearing. These results suggest that the chemical composition of the steel probably does not have a strong effect on pitting fatigue provided that the surface microstructure of the steel is free from soft non-martensitic transformation products.

(2) Heat Treatment

Contact fatigue tests conducted on a number of different steels hardened after carburizing by direct quenching and by reheat treatment revealed little, if any, difference in pitting resistance for specimens heat treated by both methods.

(3) Retained Austenite

Widely varying amounts of retained austenite in the range of 5 percent to 60 percent have shown no difference in pitting fatigue properties. One of the problems associated with the testing of specimens having large amounts of retained austenite is the plastic deformation that occurs on the surface due to the relatively soft microstructure.

(4) Excess Carbides

In several steels that were carburized to quite high carbon levels there was a tendency for massive carbide formation at the carburizing temperature or during furnace cooling from 1700 to the quenching temperature of 1550 °F. These colonies of carbides persisted during direct quenching and reheat treatment, but there was no strong evidence in the test results to show that they influenced the pitting fatigue resistance.

Significant Effect

(1) Carbon Content of the Carburized Case

The pitting resistance of 8620 steel increases significantly when the surface carbon content is raised from 0.7 percent to about 0.95 percent, but no further gain in fatigue properties is achieved with higher carbon contents. This increase is thought to be due to two factors: (1) the hardenability effect of carbon in minimizing pearlite transformation in the surface, and (2) a strengthening of the martensitic-austenitic matrix with increasing carbon.

(2) Hardness

The pitting resistance of carburized steels falls off rapidly below 58 R_c.

(3) Oxidized Grain Boundaries

The pitting resistance of the as-heat-treated surfaces containing grain boundary oxides was significantly higher than surfaces with the

surface layer ground off (fig. 13). This effect has been a baffling condition and seems to defy explanation. However, the following explanation is proposed. Surfaces with grain boundary oxides tend to fail in a manner shown in figures 11, 12 and 13. The shallow surface cracks tend to be oriented transverse to the rolling and sliding direction and therefore act as little oil reservoirs which provide more lubricant to the surface than if the surface were smooth or ground in the circumferential direction.

16

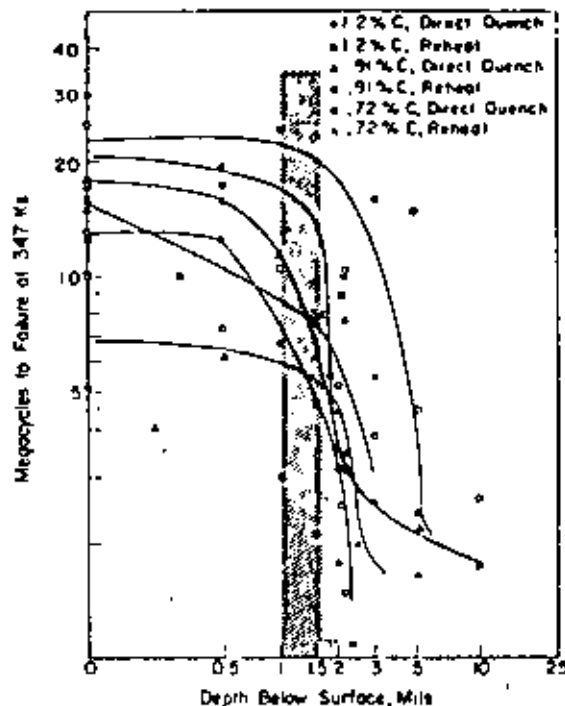


FIGURE 14. Fatigue life as a function of the amount of material removed from the surface before testing. Carburized SAE 8620 steel tested at 347 ksi.

As happens quite frequently in laboratory work, the variables that start out being the most suspected in influencing pitting resistance exert minor effects and other variables that weren't the main object of the investigation have substantial influence on the results.

Such was the case for the lubricant and surface roughness. In each case they were supposed to be held constant and therefore they should not influence the results.

Lubricant

Although lubrication was not intended to be a variable in this study, it inadvertently became one through the process of aging of the oil. The lubricant used for the tests was an SAE 30 containing sulfur and phosphorus E. P. additives. If a batch of this oil was used for a long period of time, it was noted that the speci-

mens tested in the oil experienced a gradual but significant increase in pitting fatigue life. The reason for this increase in fatigue life with aging of the oil must be associated with a change in the concentration of the E. P. agents.

Other tests run on the same base stock with and without the E. P. additive showed significant interactions between the type of oil and the surface of the test specimen, and significantly influenced fatigue life. This work, together with that of other investigators, has demonstrated the importance of the role of lubricants in pitting fatigue. There appears to be a stress corrosion effect acting at the bottom of the crack.

6. Surface Roughness

During the progress of this investigation the exact technique for preparing the samples was inadvertently changed because it was necessary to obtain the rollers from a different machining source. The changes in surface finish that occurred caused the results to be radically altered. This led to specific experiments to determine the effect of surface finish on surface pitting.

The surface finishes of the rollers were as follows:

- Test Roller—1 in diameter
- (1) As heat treated 10 μ in RMS
 - 17 (2) Ground (2 mils removed) 10 μ in RMS (fig. 16)
 - (3) Ground and Polished—2 μ in RMS—Axially (fig. 17)
 - (4) Ground and Honed—2 μ in RMS—Circumferentially
- Load Roller—5 in diameter
- A. Ground—10/15 μ in RMS
 - B. Polished—5/9 μ in RMS

Lubricants

EP Oil—8 percent SP Additives
 Proficorder traces of the surface of the best rollers are shown in figure 15. The data are summarized in figure 18.

Curves (1) and (2) are for the polished load roller and the load to pitting is substantially higher than in the case of the ground load roller, curves (4) and (5).

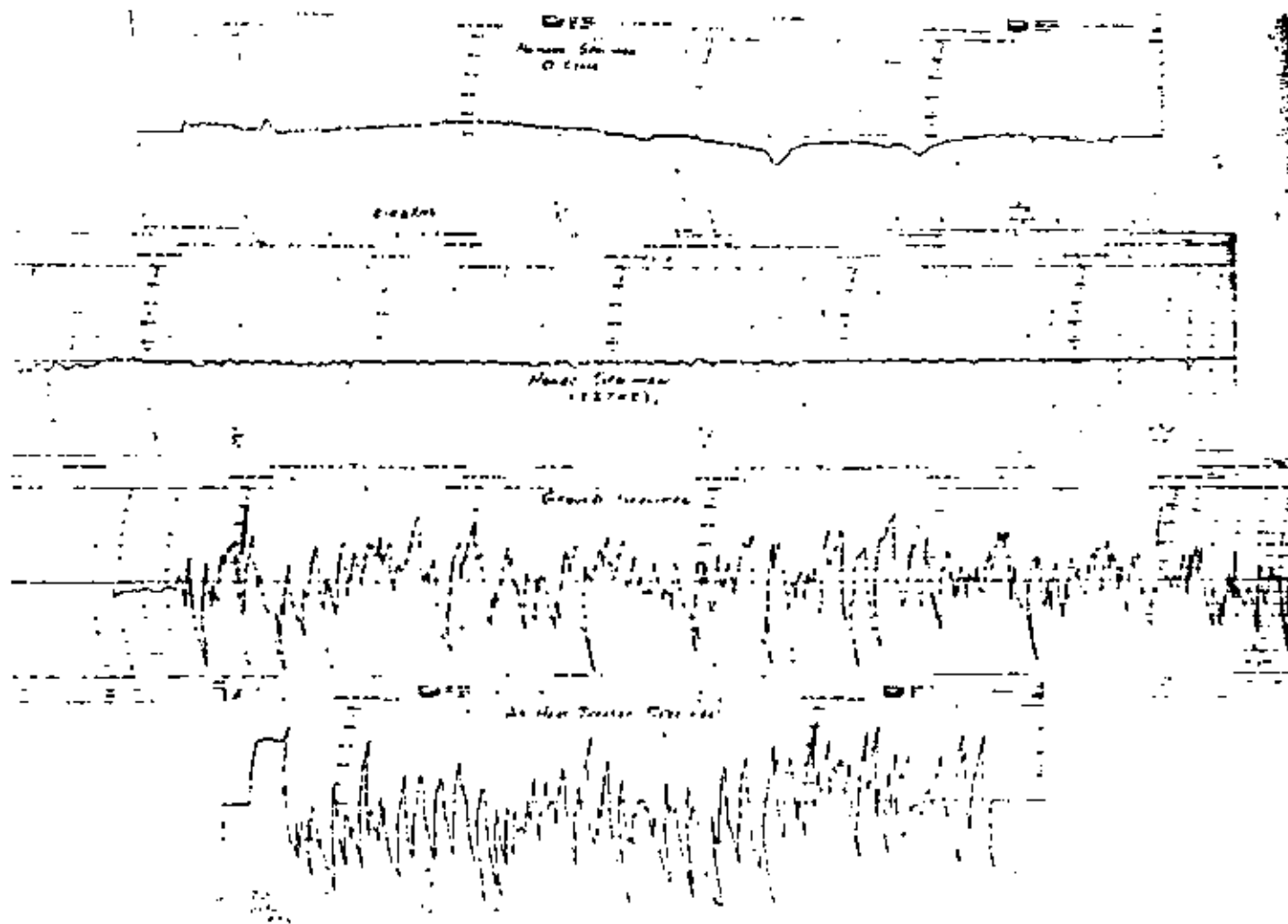


FIGURE 15. Proficorder traces showing surface roughness of polished, honed, ground, and as-heat treated specimens.

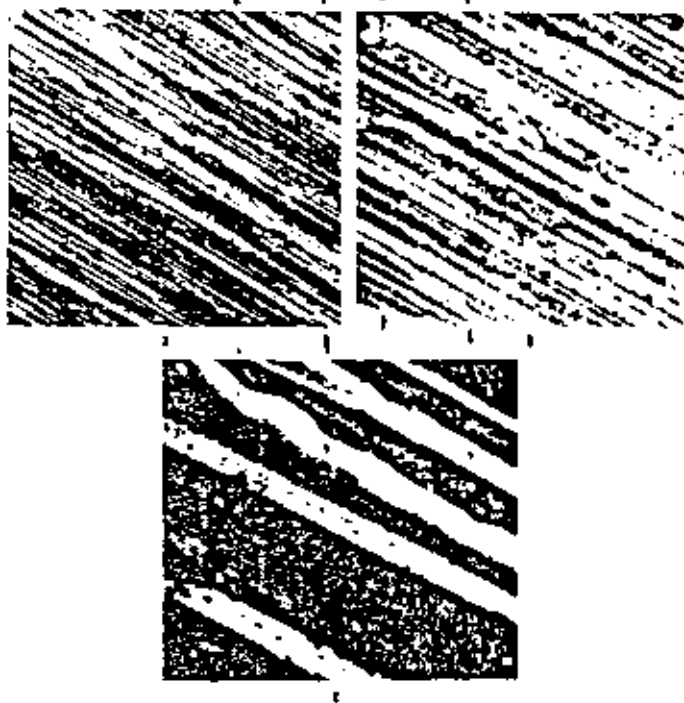


FIGURE 16. SEM of ground specimen at (a) $\times 515$, (b) $\times 1030$, and (c) $\times 2575$.

The surface condition of the test roller has a lesser effect on load to pitting. In the case of the ground load rollers, (4) and (5), there is practically no difference due to surface finish of the test roller. In the case of the polished load roller, (1) and (2), the surface finish of the test roller has an effect—curve (2) for the ground test roller is appreciably below that of the polished test roller, curve (1). When the roughness of the loading roller (positive slip element) was reduced from about $15 \mu\text{in}$ to about $8 \mu\text{in}$ RMS and the test specimen (negative slip element) was reduced from about $10 \mu\text{in}$ to $2 \mu\text{in}$ RMS, there was a gain of approximately 150 percent in load-carrying capacity.

From this figure it can be concluded that the roughness of the surfaces, and particularly the surface of the load roller which is in positive sliding, has a dominant effect on pitting fatigue.

Specimens with as-heat-treated surfaces, curve (3), have significantly better pitting resistance than ground or polished test specimens when ground load rollers are used in the tests; however, they are not as good as specimens tested against polished rollers.

The reason for these differences in service life are quite apparent in figure 19. These show three combinations of surface finish on the test specimen and load roller after 100 000 cycles at 363 ksi in non EP oil.

The ground roller (fig. 19a) against the polished test specimen showed a very distinct contact track and evidence of heavy metallic contact between the two rollers. The polished roller (fig. 19b) against the ground test specimen showed a very faint but full contact track with considerably less severe metallic contact. The polished

18

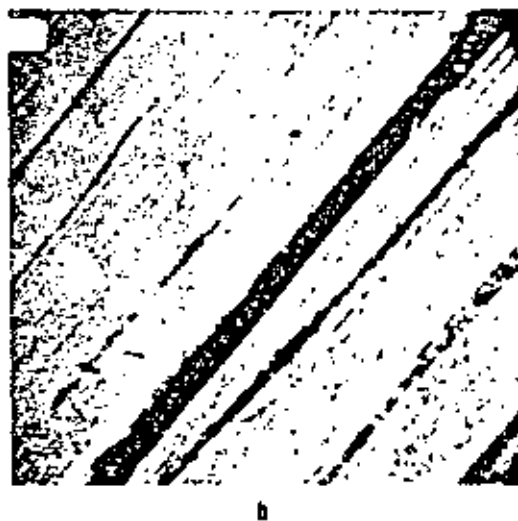
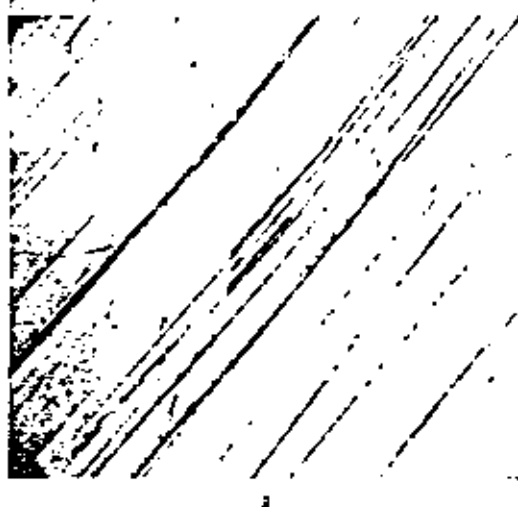


FIGURE 17. SEM of polished specimen at (a) $\times 450$ and (b) $\times 1350$.

roller (fig. 19c) against the polished test specimen showed only a random array of small contact track.

In figure 20a at 100X the contact track is quite smooth as the result of the polishing action of the ground roller eliminating all transverse polishing marks but there are many transverse surface cracks even after a short testing period of 100 000 cycles. This roller failed at $7\frac{1}{2}$ million cycles. (See fig. 20b.) At 100X very little polishing has occurred from the polished load roller and only a few, very small, cracks are present (fig. 20c). At 100X the transverse polishing lines are still present and the random spots of metallic contact seem to have occurred between high points on the load roller and the tops of the polishing ridges in the test specimen. Total life for this roller was 32 million cycles with no pitting.

This series of tests can be summarized as follows:

Surface finish measurements show that the change in surface finish of the specimen, which is an indication of the amount of metallic contact, is a function of the roughness of the loading roller (the surface in positive

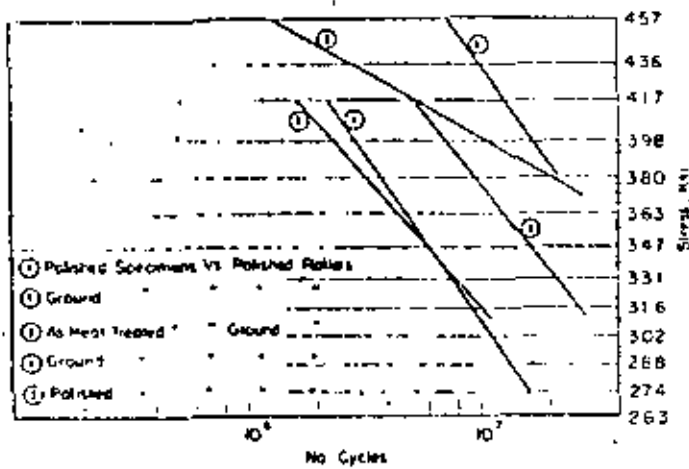


FIGURE 18. Composite of S-N curves for the various surface finish combinations for tests conducted in the E. P. lubricant.

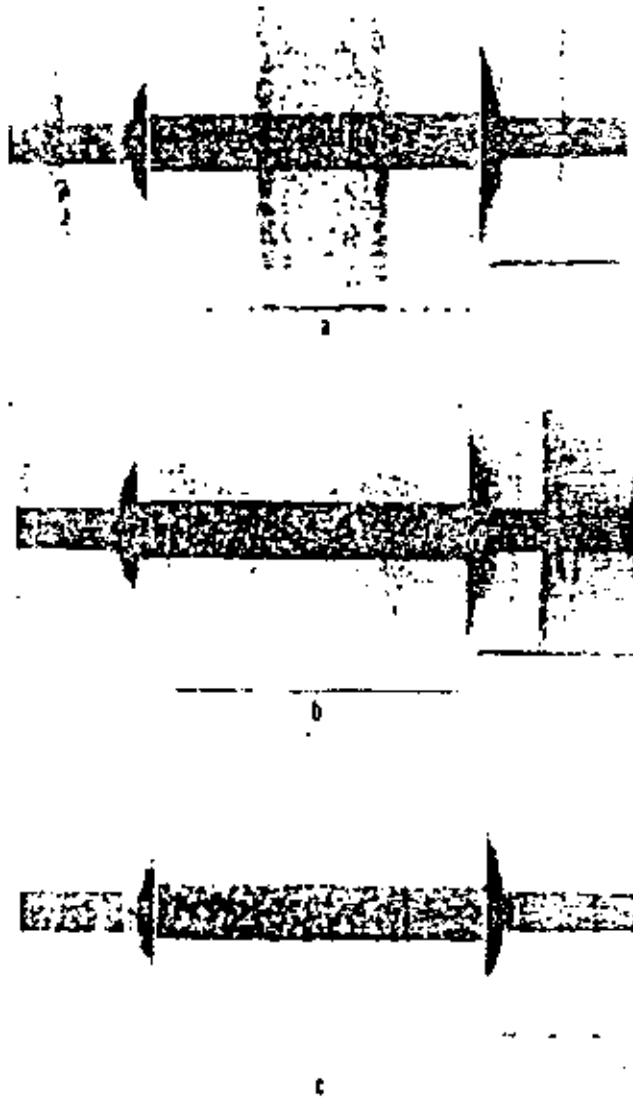


FIGURE 19. Illustration of severity of contact between various specimen-roller combinations after 10^7 cycles of fatigue at 363 KSI in non-E. P. oil.

(a) Polished specimen against ground roller.
 (b) Ground specimen against polished roller.
 (c) Polished specimen against polished roller.

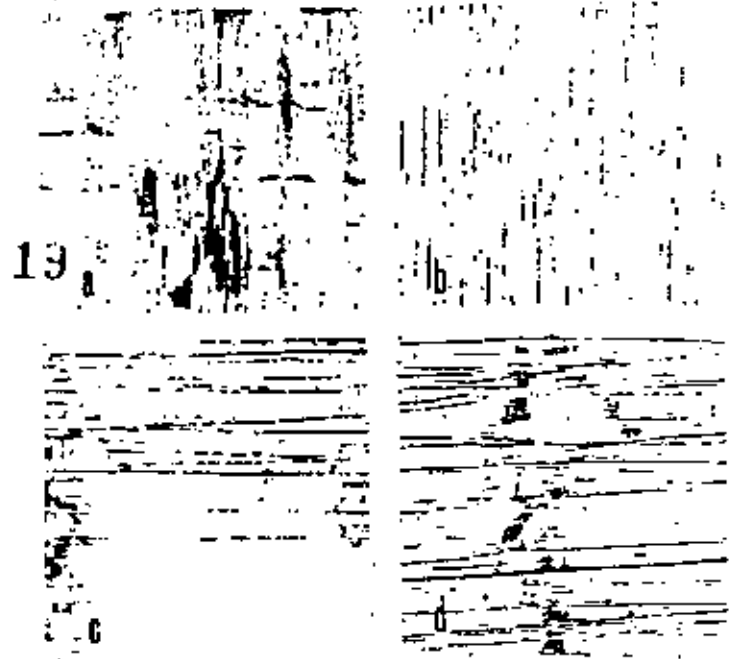


FIGURE 20. Higher magnification illustrations of severity of damage in contact tracks for same combinations shown in figure 19.

(a) Polished specimen against ground roller, $\times 60$.
 (b) Ground specimen against polished roller, $\times 60$.
 (c) Polished specimen against polished roller, $\times 30$.
 (d) Polished specimen against polished roller, $\times 60$.

sliding). When a rough loading roller is used, an initially rough test specimen will tend to become smoother during the test and an initially smooth test specimen will become rougher, and both will approach about the same degree of surface roughness before failure occurs. When a smoother loading roller is used, there is only a small change in the surface roughness of a ground test specimen and practically none in a polished specimen.

This program has been continued at IIT Research Institute with a change in direction under the sponsorship of the ASME Research Committee on Lubrication. While quantitative information is not available at this time, a general indication of the results can be given:

- (1) Fatigue life is lowered by an increase in the amount of slip between the rollers.
- (2) Additives in the oil will lower the fatigue life. This has been shown in other investigations and tends to suggest that there is a stress corrosion effect at the root of the surface cracks which would increase the rate of crack growth.
- (3) Polished surfaces have better fatigue lives than ground surfaces.
- (4) High viscosity oils and higher roller speeds tend to improve fatigue life. This is a reflection of better lubrication between the rollers. As the speed of the rollers is increased there is less time to squeeze out the oil between the rollers and as the viscosity of the oil increases, its resistance to being squeezed out increases.
- (5) Surface temperature adversely affects fatigue life—this reduces oil viscosity and enables it to be squeezed out faster.

- [1] Wulpi, Donald J., How components fail, *Am. Soc. Met.*, p. 48-51.
- [2] Shipley, Eugene E., Failure modes in gears, p. 107, *Gear Manufacture and Performance, Material/Metal Working Technology Series, ASM*.
- [3] Lorick, Robert R., Lubricating gears, *Machine Design*, July 9, 1970, p. 108.
- [4] Hurriks, P. I., Some metallurgical factors controlling the adhesive and abrasive wear resistance of steels (A Review), *Swansea Tribology Entr., C. B. Wear Volume 26, No. 3, (November, 1973), p. 285*.
- [5] Ku, P. M., Private Communication, Southwest Research Institute, San Antonio, Texas.
- [6] Buckingham, Earle, Prof. M. E., M.I.T., Surface fatigue of plastic materials, *Trans. of ASME, May, 1944, p. 297-310*, Discussion by G. B. Warren, *Design Eng., Turbine Engine, Div. C.E.*
- [7] Sheehan, J. P., and Bomes, M. A. H., The effect of case carbon content and heat treatment on the pitting fatigue of 8620 Steel, *SAE Preprint No. 720268*.

8. Discussion

A. J. Babecki, NASA, Goddard Space Flight Center: I think you stated that in your roller tests where you had differential speeds between 2 rollers you found that the one that moved the slower was the one that got the pits. And you said that hardness didn't seem to make any difference if the roller was in compression. Yet, later on in your talk you said that hardness is one of the significant factors.

R. A. Wilde: Yes, but that would be only for the one of negative sliding.

R. Lenich, Caterpillar Tractor Company: Do you have any comments on a solid additive like molybdenum disulfide on scuffing?

R. A. Wilde: No, I have never done any work in that area. Have you had any kind of experience with it?

R. Lenich: We have done some work on oscillating shafts, but little on gears.

A. Beerbower, Esso Research & Engineering Company: In reference to the smoothness of the roller surfaces, you said that too smooth gets rougher and too rough gets smoother. I had postulated this a couple of years ago. Is there any way of predicting what the equilibrium will be? It's well known that used oils have populations of particles that are 50 to 100 times the diameter, or at least as big in diameter, as the gaps that you are talking about, assuming that you are talking 1 to 1 film thickness to roughness. What happens when one of these particles goes through the gap? In other words, have you any indication as to the effect of oil cleanliness?

R. A. Wilde: In all of our experiments we very carefully filtered out all of the particles possible so that these would not become part of the problem. If there were large metal particles going through the gap, it would be the same as having high asperities on either side and it would lead to adhesive wear.

J. E. Stern, NASA, Goddard Space Flight Center: Has any attempt been made to determine the effect of the concentration of the additive in the oil on the degree of pitting of gears and rollers? In a recent study of the effects of additives in oils on bearings, it was found that there was an optimum additive concentration for a particular case.

R. A. Wilde: We have done some work in this area, but all we have is general quantitative data. We don't have good data in that area.

G. E. Vest, NASA, Goddard Space Flight Center: Were all your components carburized?

R. A. Wilde: Yes, they were carburized by very careful practice because we recognized this to be very important.

G. E. Vest: What did the microstructure look like when the ammonia was added to the carburized structure?

R. A. Wilde: Usually there isn't enough added to produce a real strong iron nitride structure. The purpose of this is to prevent deterioration of the surface as a result of grain boundary oxidation and the reduction in hardenability of the surface. There will be a very minor iron nitride structure at the surface.

G. E. Vest: Is the structure changed when the 0.002 inch was machined off?

R. A. Wilde: No, the 0.002 inch was taken off simply to get below the grain boundary oxides and the lower products of transformation that might be at the surface.

V. C. Westcott, Trans-Sonics, Inc.: The particles from gear wear that we are seeing on Ferrograms seem to confirm the mechanisms that you have described here. In particular the particles tend to be chunky and have dimensions of thickness, width, and length, which are comparable. Have you photographed any micropits on the surfaces of these gears at a magnification of the order of 1000 times?

R. A. Wilde: No.

J. V. Ddler, Naval Ship Engineering Center: Mr. Beerbower commented on the surface roughness of the test roller and the load roller. Can you elaborate on that?

R. A. Wilde: Apparently the load roller that's in positive sliding acts much more heavily on the test roller itself because the load roller is in positive sliding and the test roller is in negative sliding. You tend to take more surface off the test roller by the action of the load roller. The load roller itself does not seem to be changed much. Apparently this is the nature of the relationship between positive sliding and negative sliding. The positive sliding surface tends to retain its surface and the one in negative sliding is either smoothed out a little bit if it's real rough, or is roughed up if it's real smooth to start with.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL.**

- * ENTORNO DE LOS ENGRANES
- * LA SELECCION DE ACEROS PARA FLECHADO

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

CHAPTER ELEVEN
SELECTION OF STEELS
FOR SHAFTS

WEBSTER [1] DEFINES A SHAFT as a bar used to support rotating pieces or to transmit power. Although perfectly adequate for most this definition is an oversimplification in an engineering sense. Many shafts perform not only one but both functions and also act as a main support structure. It is common for shafts to support significant loads as well as to transmit power. Shafts can be further classified as "live" or "dead." A live shaft is one that rotates, whereas a dead shaft does not turn or transmit torque and is therefore subjected only to bending loads. Because live shafts are subjected to both torque and bending, they are more complicated in configuration and contain splines, flanges, and keyways to attach components. Therefore live shafts normally require a more careful stress analyses and selection of steel and processing than most dead shafts.

Whether a shaft is live or dead does not exclude it from cyclic loading and the effect of fatigue. Accordingly, anything that can be done in the design to maintain the stresses at the lowest possible level consistent with weight and cost limitations is effort well spent. Few shafts fail because of lack of static strength because most designs are based on the well known static strength factors (usually yield strength) and failures nearly always result from fatigue because of inadequate long-life fatigue strength.

Heat-treated shafts are typically made by one of the following methods:

TYPE 1 SHAFTS

Type 1. Use prehardened raw steel at a machinable hardness and finish machine.

Type 2. Same as type 1, shot-peened, surface-rolled, nitrided, or selectively induction-hardened after machining.

Type 3. Hot-rolled or forged-stock-finish-machined, except for grinding, then induction-hardened all over, and finish-ground.

Type 4. Hot-rolled or forged-stock-finish-machined, except for grinding, then shell-hardened,* and finish-ground.

Type 5. Hot-rolled or forged-stock-finish-machined, except for grinding, then carburized, hardened, and finish-ground.

Generally speaking, the materials and processing of types 1 through 4 provide a progressively increasing long-life fatigue capability. Type 5 is in general, but not always, used for combination shafts with gears or cams.

The first step in steel selection is to make sure that the minimum engineering requirements for yield strength are sufficient to resist permanent set in twisting or bending. Long- and short-life fatigue requirements must also be known so that the fatigue limit and toughness requirements can be determined. The designer must know or estimate the life required in terms of normal stress cycles as well as peak or unusual stresses.

TYPE 1 SHAFTS

An example of a Type 1 shaft is shown in Fig. 11.1. Suppose the designer reported that considering proper stress concentration factors, the required strength at the 2-in. diameter is 100,000 psi. The normal fully reversed cyclic stress is 45,000 psi and a life of 10^6 cycles is required at that level. Under severe conditions, peak stress of 90,000 psi ($\Delta\epsilon_p \approx 0.004$) may be encountered up to 10^3 times in the life of the part. How should the material and heat treatment be selected?

*Shell hardening constitutes making a part from shallow hardening carbon or carbon-boron steel (e.g., 1035 or 10B35) by heating it above the A_1 point and vigorously quenching it in water, brine, caustic, or water-polymer quenchants. Tempering is usually at 475 F max. Depending on the section size and hardenability of the steel, a hardened layer 0.1 to 0.2 in. thick is produced over the entire surface of the part; hence the term shell hardening.

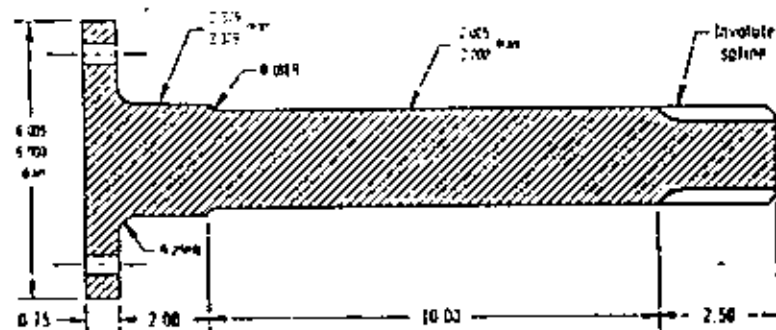


Fig. 11.1 A typical heat-treated shaft, type I. Part is forged, quenched, and tempered to a machinable hardness and is then finish machined.

From Fig. 11.2 it can be seen that for a 100,000-psi yield point a minimum quenched hardness of 27 Rc is required. This will provide an ultimate strength of 130,000 psi, which is more than adequate to meet the long-life bending fatigue requirement of 45,000 psi. To estimate the short-life fatigue strength the reduction in area must be known or estimated in order to use the equation (8.4) discussed in Chapter 8.

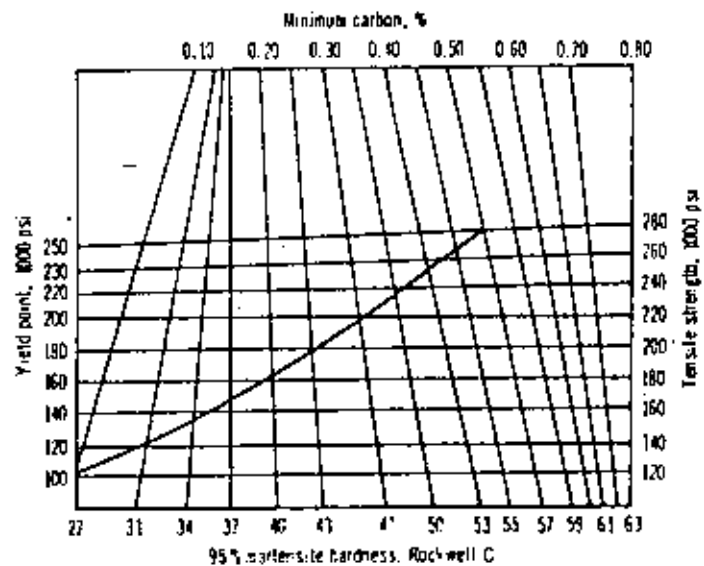


Fig. 11.2 When the required yield point or tensile strength is known, the minimum carbon content and necessary hardness can be determined from this chart.

$$2V_f = \left(\frac{\Delta \epsilon_p}{2\epsilon_f} \right) 1/c$$

Approximate relationships between hardness carbon content and reduction in area for alloy steels are shown in Fig. 11.3. Assuming that the part is oil quenched, a nominal 0.40% carbon alloy steel would normally be used. With a hardness of 27 to 33 Rc a 56% reduction in area could be expected. This would provide a life of approximately 26,000 cycles at 90,000 psi, well exceeding the 10^3 requirement. A more rigorous analysis would include consideration of cyclic stress-strain behavior and cumulative fatigue damage at the two stress levels; in this instance, however, these are not necessary.

To attain the expected fatigue qualities a microstructure of at least 90% martensite should be provided and should extend to 30% of the distance from the surface to the center. For a 0.40% carbon steel this means an as-quenched hardness of at least 48 (preferably 50) Rc. The surface and 30% depth quench-cooling rates in well agitated oil on a 2.25-in. (as-forged-size) round are $J = 5$ and $J = 9$, respectively. Therefore a 0.40% carbon steel of 50 Rc min at $J = 9$

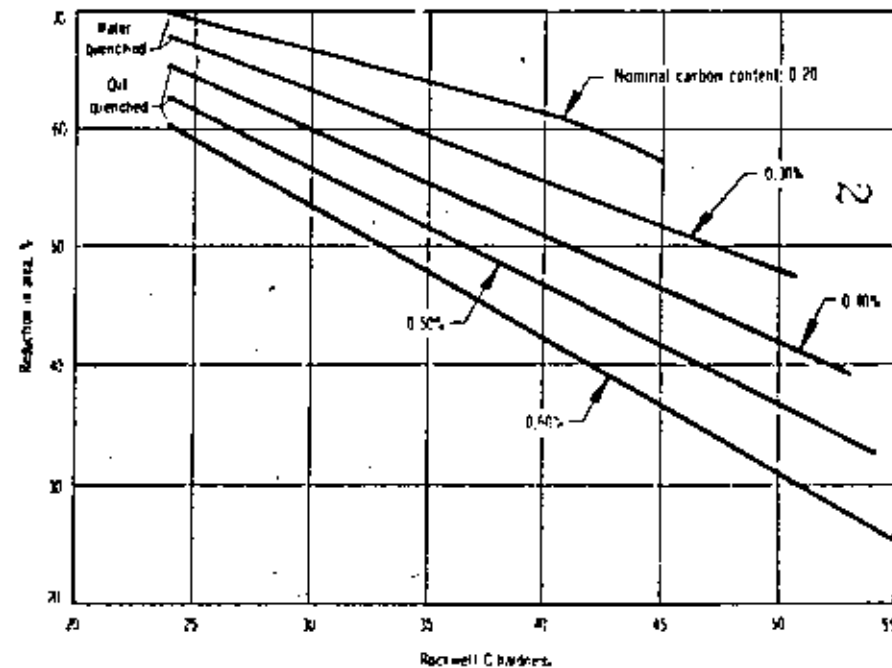


Fig. 11.3 Approximate relationships between hardness and reduction in area for heat-treated alloy steels of different carbon contents.

is required. An examination of the H bands (Appendix VI) shows that standard 4140H steel will not have adequate hardenability. Grades such as 4340H and 9840H should be used unless 4140H is obtained to a restricted (high-side) hardenability band.

TYPE 2 SHAFTS

It is not uncommon that Type 1 shafts fail to perform satisfactorily in the field. Prototype parts are precisely made on engine lathes and other precision machines, but production equipment introduces dimensional-tolerance stackups that can result in misalignment and accompanying operating stresses beyond those expected. The users may also overload and otherwise abuse the machinery. Another common source of difficulty is the failure to recognize inertia loads; for example, the swing shaft of a hydraulic excavator may experience significantly higher torque during certain digging operations than during full-swing motor power.

If metallurgical examination of a failed part shows that the material and heat treatment were as specified, it is important to resist the temptation to "make it harder" without proper investigation. Identifying the mode of failure is extremely important, for if it was caused by stress of the short-life type additional toughness would be needed and 4330 or even 4320 may be an appropriate choice even at the expense of some hardness. If a long-life failure occurred, a change to a higher hardness would be the proper course. All too often the steel will be arbitrarily changed from, say, 4140 to 4340 and the hardness increased to the maximum that the machining facility can handle. At best this causes unnecessary expense and at worst it only delays proper solution to the problem. Volumes 9 and 10 of the *Metals Handbook* [2] can be useful in establishing the exact mode of failure.

If the failure is known to be of the long-life type, the change in material and hardness will extend the life only slightly. If redesigning to increase the highly stressed section is out of the question, the following procedures are often effective:

- 1 Shot peening.
- 2 Nitriding.
- 3 Induction hardening.
- 4 Surface rolling.

Which of these processes to use depends on the availability of equipment and many other considerations that equate to cost. All processing must be performed by properly trained personnel if it is to be effective and good quality control must be exercised.

Shot Peening

Among the advantages of shot peening are (a) it does not require a material change; (b) its effect is obtained over the entire surface of the part (except in areas in which grinding may be required after peening); (c) it can be used to salvage inventory; and (d) it is comparatively low in cost. A disadvantage is that some areas, such as those that have been ground, could become the origins of failures after peening unless they are carefully masked. In extreme cases failure can also occur at recesses that cannot be properly impacted by the peening shot. The proper shot size and peening intensity depend on the configuration and hardness of the part. For details in setting up shot peening specifications the materials engineer should call in experts who do this work. The text on shot peening in Vol. 2 of the *ASM Metals Handbook* [3] is helpful. The cost of shot peening varies widely with the size of the part, the quantity required, and the equipment available, but generally is between 1 and 10¢/lb.

On direct-hardened parts the depth affected by shot peening will be 0.005 to 0.030 in., depending on the hardness of the part, shot size, and peening intensity. Shot-peened parts should not be straightened because this operation will remove the compressive stress induced by peening often where it is needed the most (e.g., at the bottom of a snap ring groove). If parts distort excessively as a result of shot peening, it is sometimes possible to avoid this problem by selectively peening only the areas that require it.

Nitriding

If the shaft can be made from a suitable steel like 4140 or 4340, nitriding is an effective way of increasing the long-life fatigue strength. In addition to the examples of fatigue-strength improvement cited in preceding chapters, Spencer reported that this process increased the bending-fatigue strength of diesel locomotive crankshafts by 40 to 100% [4]. He also reported on the effect of case depth and core hardness on long-life fatigue strength (see Fig. 11.4). For optimum improvement of shafts approximately 1 in. in diameter the case depth should be at least 0.020 in.

Nitriding for long-life fatigue improvement has a number of important advantages:

- 1 The part can usually be entirely finish-machined before heat treatment, except possibly for some light polishing in bearing areas primarily to remove the white layer (which is about 0.0001 to 0.0003 in. thick when the Floe process is used for nitriding). Distortion on parts such as shafts is minimal and growth is predictable.
- 2 The nitriding operation is effective over the entire surface of a part, including the insides of oil holes and the bottoms of deep keyways.

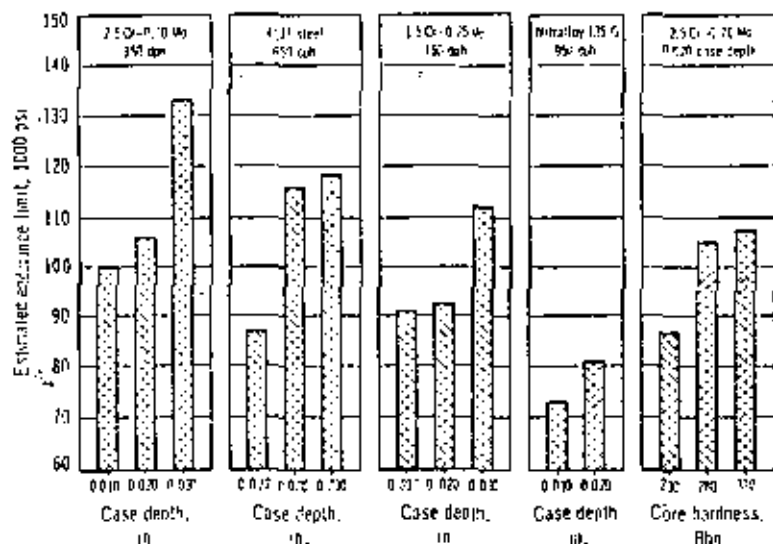


Fig. 11.4 Bar-graph summary of the estimated endurance limits of various nitrided steels and various combinations of case depth and core hardness (from R. M. Spencer, National Forge Co.).

- The residual compressive stresses induced by nitriding are resistant to tempering that might occur, for example, on the shaft of a blower for moving hot gases.

The disadvantages of nitriding are high cost and somewhat limited availability, especially when the weight of each piece is low and fractional furnace loads must be run. Comparative costs, from a large commercial heat-treating firm, along with those for other heat treatments, are as follows (based on a 10-lb gear): harden and temper, \$0.13/lb; carburize to 0.030 to 0.040-in. depth and harden, \$0.18/lb; and nitride to 0.020 to 0.025-in. depth, \$0.34/lb.

As mentioned in Chapter 8, heat treatment and processing prior to nitriding must ensure freedom from decarburization and a microstructure of well-tempered martensite. When a great deal of steel must be machined away, for example, from a deeply splined shaft, it would be well to have a thermal stress relief treatment at 1000 F min between rough and finish hobbing to minimize distortion from machining stresses.

Induction Hardening

Localized induction hardening is a popular method of improving the long-life fatigue strength in critical areas of shafts. Radii that must, of necessity, be quite sharp (e.g., to accommodate the inner race of a rolling bearing) can be

substantially strengthened by this process. The wheel spindle shown in Fig. 8.8 is a typical example. The fillet hardening of crankshafts shown in Fig. 8.6 is another example of the effectiveness of selective induction hardening. The hub runout areas of splined shafts, snap-ring grooves, and threads are also trouble spots in maintaining long-life fatigue qualities. These areas can be locally induction-hardened, but the irregularities present require that some precautions be observed:

- The steel should be as low in carbon content as possible to minimize the tendency to quench-crack (preferably 0.35% max).
- The heating rate should be as low as possible to maximize uniformity and prevent overheating of sharp corners.
- A somewhat mild quench such as 10 to 15% Ucon* or 5% soluble oil may be required in extreme cases to minimize quench cracking and still obtain a microstructure of 100% martensite.
- Magnetic particle inspection should be regularly employed to ensure freedom from quench cracks.

When using induction hardening for localized improvement of long-life fatigue strength, it should be kept in mind that hardened depths under 0.075 in. are usually residually stressed in tension and may exhibit poor fatigue strength. It is necessary to harden deeper than about 0.105 in. to ensure development of compressive stresses. In general, deeper case depth is better, even though distortion may be slightly increased. In addition to favorable residual stresses, the higher strength of the hard steel supplies a higher long-life fatigue strength. The hardness for optimum long-life fatigue strength in a 0.40% carbon steel is approximately 40 Rc. For a steel of 0.60% carbon content the maximum fatigue strength occurs at approximately 30 Rc. In many cases it is advisable to use higher than optimum theoretical hardnesses to avoid reducing the favorable residual stress pattern in the tempering cycle.

Induction heating can also be used to improve short-life fatigue strength in local areas by providing a superior microstructure on quenching and attendant improved toughness after tempering. This technique is useful in shafts larger than 4 in. in diameter when the preliminary heat treatment does not produce a proper microstructure to obtain maximum toughness. Shafts of 4140 steel up to 12 in. in diameter are being made in this way.

Surface Rolling

The effect of surface rolling on local improvement of long-life fatigue strength is shown vividly in Figs 1.8 and 8.6. A 1954 supplement to the ASM Metals

*A product of Union Carbide Corp.

Handbook is an excellent reference on the subject [5]. With the proper tooling and technique, rolling is an effective, low-cost method of improving long-life fatigue qualities, particularly in fillets and threads. When higher fatigue strength is required in threads, rolling them into the bar after heat treating provides the best fatigue properties known at this time.

The design of rollers, the application pressures, and details such as the required finish before rolling constitute a highly specialized science. Manufacturers of this equipment should be consulted for advice on specific problems.

TYPE 3 SHAFTS

Type 3 shafts, which are induction-hardened all over to a high hardness, are standard for the passenger-car industry. This hardening procedure is also widely used in farm tractors and some trucks. Formerly most of these shafts were scan-hardened, a process that required relatively long hardening cycles. The production rate was later improved by installing scanning units with four or more work stations. Today, scan hardening has largely been replaced by "one-shot" heating, developed by the Tocco Division of Park-Ohio Industries. With this method the entire surface of a complex shaft can be heated in 5 to 10 sec. The depth of the hardened layer is about 0.130 in., the heated depth, about 0.3 in. Typically, the power supply for this type of installation is solid state, about 600-kW capacity, with an operating frequency of 3 kHz. Tempering is also done by induction. Figure 11.5 is closeup of a shaft and an inductor and Fig. 11.6 a schematic of the arrangement. To justify this type of equipment the number of pieces processed per set-up must be very large — at least 1000.

The reliable operation of Type 3 shafts in passenger cars has resulted in the installation of large scanning units for smaller lot sizes and for much larger shafts (up to 6 in. in diameter). Shafts of the larger sizes normally require deeper heating for deeper hardening, and some firms use frequencies as low as 1 kHz. Typical sections from a shaft approximately 3 in. in diameter are shown in Fig. 11.7. To provide the necessary torsional strength for this shaft the heating and hardened pattern extend through most of the section. Also, as the depth of heating approaches the center, and provided a drastic quench is used on the surface, the residual compressive stresses developed in the surface layer become the same as those in a shell-hardened (Type 4) shaft. This would provide the magnitude of compressive stress and fatigue strength shown for the 1045 specimens in Fig. 1.8.

The selection of steel for Type 3 shafts does not differ greatly from this choice for other hardening applications. The strength throughout the cross section must exceed the stresses at any point, and hardness and microstructure must provide the necessary fatigue limit. These additional considerations should

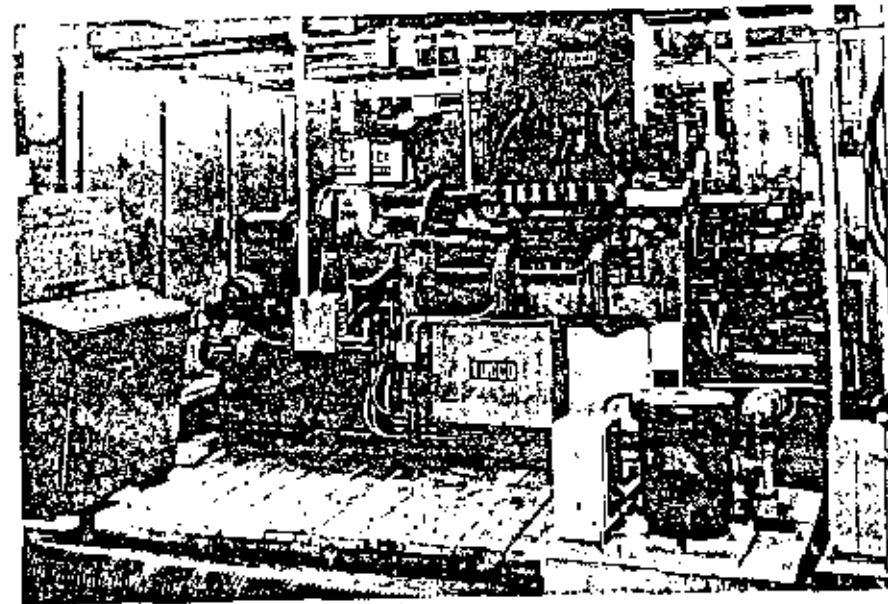


Fig. 11.5 Single-shot induction heating of a shaft. Inductor moves down to rotating shaft to bring it to hardening temperature (courtesy *Manufacturing Engineering*, a publication of the Society of Manufacturing Engineers, July 1970).

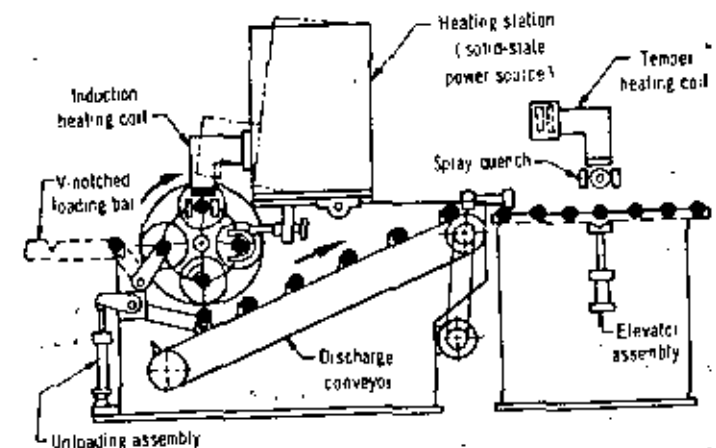


Fig. 11.6 Four-stage machine (shown in Fig. 11.5) heats, quenches, and transfers part to tempering unit (courtesy *Manufacturing Engineering*, a publication of the Society of Manufacturing Engineers, July 1970).

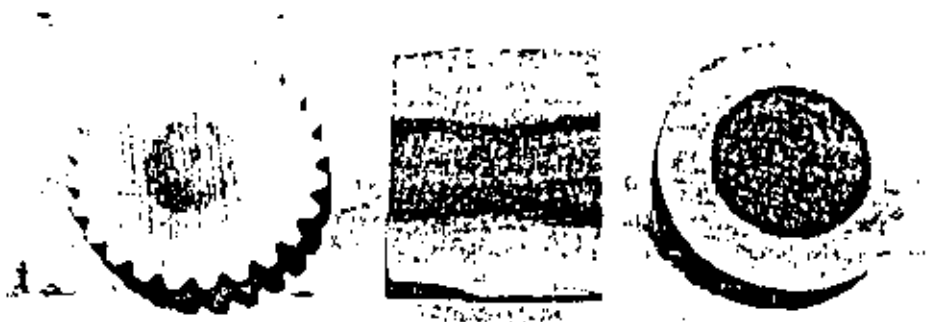


Fig. 11.7 Sections from an induction hardened shaft having diameters up to 3.75 in.

also be kept in mind:

- 1 Drastic quenches are usually employed; therefore plain carbon steel can be used for shafts up to 2 in. in diameter. Carbon-manganese boron steel is suitable up to approximately 3 in. in diameter.
- 2 Because the quenches are so drastic and absolute uniformity in quenching is impossible to achieve, the carbon content should preferably be held under 0.38% (ladle analysis) to eliminate quench cracking.
- 3 The hardenability of plain carbon steels can vary widely because of residual alloy content. To achieve adequate subsurface strength, some measure of hardenability control must be used.
- 4 Because of the surface heating effect of high-frequency electric power, surface defects and inclusions may initiate cracks and therefore must be minimized.
- 5 Because the heating rate is so high and the time at temperature is short, some alloy steels do not austenitize and harden properly.

Shafts made by this method are not ordinarily subjected to loading close to the yield point. In other words, they are used where long-life fatigue strength is a major engineering requirement. Therefore the final hardness can and, for reasons of residual stress, often must remain high. This means that they are tempered at relatively low temperatures (300 to 600 F) and final bending and torsional static strength is approximately equivalent to as-quenched strength. The factors for estimating the hardness at a 3/16-in. depth on the SAC traverse can be used to determine the approximate chemical composition (other than carbon content) required. It is good practice to work closely with two or three suppliers of plain carbon steel for induction-hardened shafts, and it is suggested that all be high-residual or low-residual mills, as required by the part. Mixing

of the two kinds of carbon steel will lead to difficulties. If strength is critical or cracking tendencies are high, arrangements should be made to purchase to hardenability or restricted carbon limits. For shafts 2 to 3 in. in diameter the C-Mn-B steels can be purchased to mutually agreeable hardenability limits at no extra cost. Standard grades 15B28H, 15B30H, 15B35H, and 15B37H are available. Nonstandard grades are also available if ordered in heat lots.

Steel Type	Time Above A_{c3} (sec)	Hardness Deficiency* (Rc)
1050	25-30	9
1144	25-40	2
2340	25-30	3
4150	25-30	27
4150	300	17
4150	900	7
4340	25-30	20
6150	25-30	17

For shafts greater than 3 in. in diameter alloy steel is almost always used. The short austenitizing times with induction heating can result in less than full hardening when carbide formers are the major alloy constituents. For the most uniform induction hardening alloy steels with manganese content up to 1.40%, chromium to 0.90%, and boron are suggested.

In critical shafts the cleanest possible steel should be used. Seams, laps, and nonmetallic inclusions (especially alumina) detract greatly from fatigue strength. Money spent on carbon deoxidation and vacuum degassing is often a good investment.

TYPE 4 SHAFTS

When properly made, this type of shaft is the ultimate insofar as load-carrying ability is concerned. Through-heating in a furnace (or by induction) and vigorous quenching in a roller-die machine result in the maximum residual compressive stress in the surface. Liss, Massicot, and McKloskey (Ref. 9, Chapter 1), have found that more than 50% of this stress is created by thermal effects in quenching and that carbon contents as low as 0.30% can be used. Even as-quenched (Rkw. CS) 0.30% carbon steel has the excellent toughness required for short-life fatigue strength.

*Hardness deficiency is defined as the difference in quenched hardness between a furnace-heated and induction-heated part held above A_{c3} for the times shown.

An etched longitudinal cross section of a shaft made in this way shows in Fig. 3.3 how the desired martensitic layer follows the contour of the shaft. The flange, however, is purposely shielded from the quench to facilitate drilling after heat treatment. Shielding or even prequenching a flange or other section in oil before transfer to the main roller quench is an effective means of keeping this area soft.

The success of the shell-hardening process is heavily dependent on the drastic quench on the outside surface and the thermal effects of the core. The thermal conditions must not be disturbed, particularly in the important areas of a shaft. A change in thermal conditions on a shell-hardened transmission shaft similar to the one in Fig. 11.1 brought disastrous field failures. The shaft was being made of a high-hardenability carbon steel, roller quenched in water, and tempered at 425 F. A field failure had never been reported, even though thousands of shafts had operated for thousands of hours. The designer then decided that it would be convenient to carry transmission lubricant through the shaft and changed the part to call for a 0.375-in.-diameter hole to be drilled on its centerline. An epidemic of failures started immediately; service lives were only 50 to 250 hrs. Investigation revealed that although the surface compressive stress on the solid shaft was greater than 140,000 psi in the drilled shafts it was as low as 40,000 psi. Drilling the hole after heat treatment retained the high compressive stress and solved the failure problem.

Because Type 4 shafts are usually finish-machined before heat treatment, except for operations like grinding bearing diameters, it is important that decarburization be prevented. Scale should also be avoided because it may adhere and interfere with the quench, thereby creating nonuniformities in the desired residual compressive stress at the surface. Decarburization reduces both the level of compressive stress obtained and the final hardness of the surface; both factors seriously detract from long-life fatigue strength. The superiority of this type of shaft in bending fatigue is shown by the results of the 1045 specimens in Fig. 1.8.

The carbon level of steel for Type 4 shafts can vary from 0.30 to 0.95%, depending on the complexity of the part as affected by machinability and the tendency to quench crack. For the most intricate shaft designs which contain snap-ring grooves, keyways, splines, and radial oil holes steel of nominal ladle carbon content between 0.30 and 0.35% should be specified. Parts with variations in diameter up to a ratio of 1.5:1.0 and shallow splines without snap-ring grooves can usually tolerate nominal ladle carbon content up to 0.40%. Axles for highway trucks, especially when roller-die-quenched in hot 5% caustic soda, can tolerate low-residual steels of 0.45% nominal carbon content. Plain rounds, hexagons, and octagons can tolerate eutectoid and over-eutectoid carbon contents, provided the ends are shielded from the quench or machined with smooth generous radii.

The hardened depth must be adequate to support the bending and/or torsional loads. Because shafts made in this manner are outstanding in long-life fatigue qualities, designers as well as materials engineers are prone to assume that they should also be outstanding in bending and torsional strength. This is not necessarily so because the shell-hardening effect is quite shallow (e.g., 0.125 in.). Beneath this very hard layer, especially in plain carbon steels, the hardness drops off rapidly to less than 35 Rc—making the shaft subject to permanent deformation under conditions of extreme overload.

To provide for uniform hardening and adequate hardened depth the minimum manganese content of plain carbon steels should be 0.70%. Standard grades like 1037 and 1039 can be specified, but because a grade extra of \$0.15/cwt is charged for 1.10% maximum manganese nonstandard grades with 0.80 to 1.10% Mn can be used if needed in sufficient tonnages. The factors in Chapter 6 for predicting the hardness on the SAC traverse can determine the manganese level required. It is recommended that the maximum ladle manganese content not exceed 1.40% for reasons of machinability and uniformity. Suggestions similar to those for induction-hardened shafts are the following:

- 1 Plain carbon steel can ordinarily be used up to a maximum diameter of 2 in.
- 2 Some control of hardenability is essential. As a minimum control steel sources should be restricted to those supplying low residual alloy content (preferred) or to those supplying high residuals. In either case evidence should be given that the residual alloy content is consistent from heat to heat. The next step up in control would be to a chemical factor range, and the best control is to specify the hardness at some location on the SAC traverse.

The limitations on carbon steel, of course, are strictly a function of design stress. We are aware of a 7-in.-diameter shaft made of 1035 steel and shell-hardened to a fully martensitic microstructure on the surface. When the manganese is above 1.10% max and the shaft has irregularities such as splines machined in it, the specified carbon content should be reduced to prevent cracking; for example, if 0.80 to 1.10% Mn is inadequate to provide the proper hardened depth with 0.35 to 0.42% C, then 1.10 to 1.40% Mn can be used, but the carbon range should be reduced to 0.32 to 0.39%.

For shafts 2 to 4 in. in diameter C-Mn-B steels are recommended. Standard grades like 15B30H, 15B35H, and 15B37H are suggested. (See Appendix VI for hardenability bands.) The 1.50% Mn permitted by 15B37H should be avoided, however, particularly in closed-die-forged shafts in which transverse properties at the flash line may be erratic.

Shafts more than 4 in. in diameter should preferably be of alloy steel.

If possible, however, grades that have a rather sharp knee in the maximum hardenability curve to avoid through hardening (e.g., 501340) should be selected. Another alternative is to purchase steel to a restricted hardenability requirement. It should be remembered that vigorous water quenching on the outside surface will develop high-residual compressive stresses only if through hardening is avoided.

A major objective of the shell-hardening process is to develop high residual compressive stresses on the outside surfaces of a part. Tempering therefore should be at a temperature as low as possible to prevent excessive relief of these stresses. Straightening should also be avoided, particularly if yielding occurs at a critical area. Yielding will remove the compressive stresses induced by the heat treatment.

TYPE 5 SHAFTS

Most shafts that are case-hardened are heat-treated by carburizing or carbonitriding because the unique qualities so developed in the steel are required for an attached gear or cam. The case hardening not only satisfies the requirements of the gear or cam but it also enhances the torsional and bending strength of the shaft. The hard cases are almost always residually stressed in compression, which is desirable for long-life fatigue strength. In many instances, however, the shaft portions require straightening and the good fatigue qualities are due primarily to the inherently high long-life fatigue strength of the hard surface.

Usually the steel required in the gear has adequate hardenability for the shaft. The selection of steel for gears, as discussed in Chapter 10, is applicable to most shafts that are required to have significant load-carrying capacity.

There are times when case hardening a plain shaft is necessary. A typical example is one in which, for economic reasons, a shaft must act as the inner race of a roller bearing in addition to transmitting torque. When this situation confronts the materials engineer, he must call not only for a steel that will have adequate case hardenability to provide the necessary high-quality case microstructure but also for a quality that will be essentially free of significant non-metallic inclusions in the raceways. A good policy is to specify bearing quality steel and a 100% magnetic particle check of the parts in the raceways.

In small diameters (1.25 in. and under) case hardening can also sometimes provide outstanding static and long-life fatigue strength beyond that provided by shell and induction hardening. An interesting example is the timing-gear idler shaft for a diesel engine shown in Fig. 11.8. This shaft was originally made of 8640 cold-finished bar stock 2.25 in. in diameter. After rough turning on a turret lathe it was heat-treated to 262-321 Bhn and then finish-ground. The test shafts failed in the 0.25 in. radius which was 0.188 in. in approximately 500 hr.

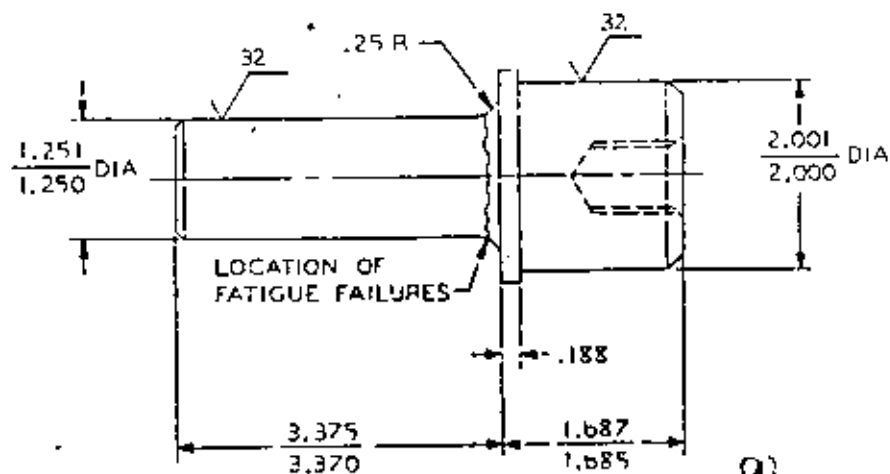


Fig. 11.8 Design for a timing-gear idler shaft for a diesel engine that posed a severe fatigue-failure problem.

After the radius was increased to 0.25 in., the life improved to approximately 750 hr, which was still grossly inadequate. Shot peening did not solve the problem. A serious situation existed because the shaft could not be made larger due to interference in the engine-block casting. Inasmuch as induction hardening worked so well on the front-wheel spindle (Fig. 8.8) it was decided to try this process on the 0.25-in.-radius fillet. It, too, failed to give satisfactory life. Then, because shell-hardened 1035 was successful in axles, it was also tried but again satisfactory life was not achieved. Finally, a number of shafts were made of 8620, carburized 0.065 to 0.090 in. deep, and lightly shot-peened after finish-grinding. This solved the problem, but the reasons are still obscure.

No doubt many similar case histories exist for carbonitriding, especially in small diameters or thin sections. The relationship between residual compressive stress and long-life fatigue strength holds. However, when section sizes are less than 1 in., the compressive stresses that can be developed by shell or induction hardening decrease as does the improvement in long-life fatigue strength.

REFERENCES

- 1 Webster's New Collegiate Dictionary, G. & C. Merriam Co., Springfield, Massachusetts, 1960.
- 2 Metals Handbook, 8th ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1974-1975.
- 3 Shot Peening, Heat Treating, Cleaning and Finishing, Metals Handbook, Vol. 2, American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1964, pp. 398-405.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU
PERSONAL PROFESIONAL.**

*** FALLAS EN LOS ENGRANES Y LA
FORMA DE EVITARLOS.**

**PROF. ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOVIEMBRE
LAZARO CARDENAS, MICH.**

Die Details. This failure represents one of four similar failures that occurred within one year: all four dies were used to produce the same forging, and all failed from circumferential and radial cracks. The dies were from proprietary prehardened die steel; die size was 75 by 56 in. by 33 in. thick. Dies No. 1, 2 and 3 were solid, one-piece dies; die No. 4 was a three-piece horizontal laminated die. Number of forgings made before failure were: die No. 1, 164; No. 2, 2000; No. 3, 256; No. 4, 287.

Operation. The preforms (Fig. 13b) were forged at 1232 C (2250 F) in an 18,000-ton hydraulic press using a load of 15,000 tons.

The finished forgings (Fig. 13c) were forged at the same temperature as that for the preforms on a 35,000 or 50,000-ton press using a load of 33,000 tons.

Investigation. All of the four failed die blocks showed the evidence of heavy die-wall erosion, interrupted circumferential cracks, and radial cracks. Further examination of these die blocks revealed that in all four dies, the circumferential crack was located at about 9 to 11 in. from the top face of the die. One of the die blocks was completely broken open for a thorough metallurgical study of the crack, especially its origin and growth. This study pointed out that a circumferential crack starting at a location about 10 in. from the top face of the

die first progressed to some distance inside the die wall. At this point a radial crack began, which brought about the die failure. The mechanism of metal flow in this type of forging operation is referred to as "extrusion forging", and consists of upsetting and extruding. Information on this type of metal flow is sparse in the literature; however, it has been shown (see paper by S. C. Jain, A. N. Bramley, C. H. Lee, and S. Kobayashi, "Theory and Experiments in Extrusion Forging", Proceedings of 11th Machine Tool Design and Research Conference, 1970, Pergamon Press) that in this type of compound metal flow, there are three well-defined flow stages. Stage 1 involves predominantly upsetting and slow extrusion; stage 2 has equalized rates of upsetting and extrusion; and stage 3 is mainly extrusion and slower rates of upsetting.

From the theoretical and experimental data presented in the above-mentioned paper, the onset of stage 3 was calculated using the dimensions of the steel forging under study. The calculation showed that stage 3 starts at about 10 in. from the face of the die. This correlation between theory and experience was a pointer to the solution of the problem. The interrelationship between the third stage of this compound metal flow and the initiation of circumferential cracks at this location is not clear. It may be that at

stage 3, a thermal and mechanical shock that is generated as a result of the change in metal flow is responsible for this phenomenon. An analysis of stress and temperature distribution along the die wall may be helpful to an understanding of the problem.

Corrective Action. On the basis of the understanding gained from this analysis, the following action was taken: The No. 4 broken die (the three-piece lamination) was successfully repaired by mechanical stripping and inserting an 8-in.-long liner of H11 die steel in the die at the problem area—that is, where the circumferential cracks initiated. This repaired die was reported to have completed over 260 forgings, with no evidence of deterioration.

Dies Used in Steam Hammers. The study of causes of failures of dies used in hot working involved 39 dies that failed on 12,000-lb, 20,000-lb and 35,000-lb steam hammers. The data, when analyzed, revealed the following:

- 1 Die position (top or bottom) did not show any significant influence on the incidence of die breakage in hammers. Twenty were top dies and 19 were bottom dies.
- 2 Out of 39 dies, 28 (72%) of the dies that broke were finishing dies.

1

Failures of Gears

By the ASM Committee on Failures of Gears*

Types of Gears

Gears are a type of machine element that transmits motion and power. The type of gear, and specific design features, determine not only the operating characteristics of a gear but also whether it may fail prematurely. The major types of gears are described in the following paragraphs. Various modifications exist for most of the major types of gears.

Spur gears (Fig. 1a) are used to transmit motion between parallel shafts or between a shaft and a rack. The teeth of a spur gear are radial, uniformly spaced around the outer periphery, and parallel to the shaft on which the gear is mounted.

Contact between mating teeth of a spur gear is in a straight line parallel to the rotational axes, lying in a plane tangent to the pitch cylinders of the gears. (A pitch cylinder is the imaginary cylinder in a gear that rolls without slipping on a pitch cylinder or pitch plane of another gear.)

Helical gears (Fig. 2a) are used to transmit motion between parallel or crossed shafts, or between a shaft and a rack, by meshing teeth that lie along a helix at an angle to the axis of the shaft. Because of this angle, mating of the teeth occurs in such a way that two or more teeth of each gear are always in contact. This condition permits smoother action

GEARS can fail in many different ways and, except for an increase in noise level and vibration, total failure often is the first and only indication of difficulty. In general, each type of failure leaves characteristic clues on gear teeth, and detailed examination often yields enough information to establish the cause of failure. In spite of the variety of ways in which gears can fail, service failures of gears are relatively rare occurrences.

This article deals primarily with the common types and causes of gear failures and the procedures employed in analyzing them. First, however, the major types of gears, and the basic principles of gear-tooth contact, are reviewed briefly.

*WILSON T. GROVES, Chairman, Manager, Research and Development, Technical Center, Dana Corp.; L. E. ALBAN, Assistant Chief Metallurgist, Fairfield Manufacturing Co., Inc.; LYNN ARNOLD, Manager of Metallurgy, Tool Steel Gear & Pinion Co.; ROBERT M. BAKER, Chief, Metallurgy and Materials, Terex Div., General Motors Corp.; DONALD L. BURDEN, Director, Application and Special Product Engineering, Falk Corp.; DONALD P. BUSWELL, Chief Metallurgical and Chemical Engineer, Buick Motor Div., General Motors Corp.; JAMES F. DENTON, Metallurgical Project Engineer, Materials Engineering Dept., Cincinnati Milacron, Inc.; RICHARD P. EDWARDS, Manager, Manufacturing Services, Transportation Equipment Group—Automotive, Borg-Warner Corp.; J. A. HILDEBRANDT, Corporate Metallurgist, Clark

Equipment Co.; SHERWOOD W. MCGEE, Director of Research, Burgess-Norton Manufacturing Co., Amsted Industries, Inc.; DANIEL F. NEWMAN, Senior Metallurgical Engineer, Curtiss-Wright Corp.; THEODORE R. WEINS, Supervisor, Metallurgical Laboratory, J. I. Case Co.; RICHARD A. WILDE, Chief Materials Engineer, Research Center, Eaton Corp.; EDWARD A. DURAND, Secretary, Senior Editor, Metals Handbook, American Society for Metals.

Some of the information and illustrations contained in this article were derived from the following sources: "Nomenclature of Gear-Tooth Wear and Failure", American Gear Manufacturers Assn.; "Gears and Their Lubrication", Mobil Oil Corp.; and Gear Lubrication II, Vol 53, No. 4 (1967), of Lubrication, Texaco Inc.

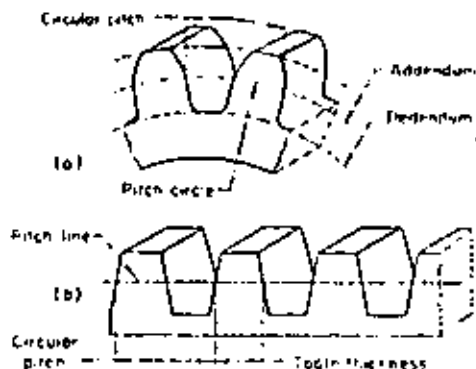


Fig. 1. Sections of (a) a spur gear and (b) a spur rack

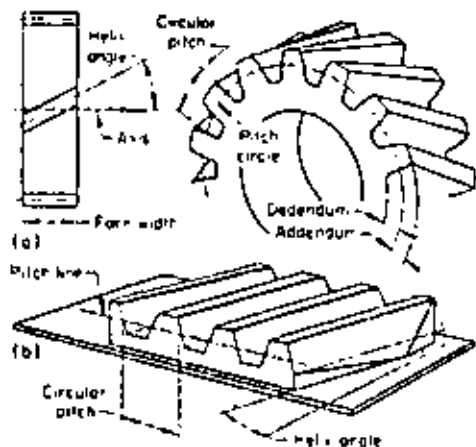


Fig. 2. Sections of (a) a helical gear and (b) a helical rack

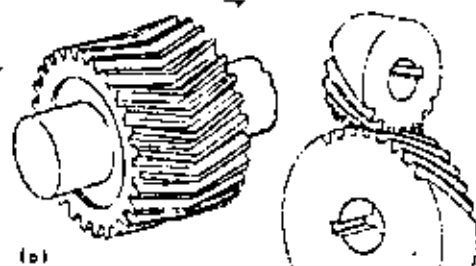


Fig. 3. (a) One-piece herringbone gear; the (b) opposed helices allow multiple-tooth engagement and also eliminate end thrust. (b) Mating crossed-axes helical gears.

than that of spur gears. However, unlike spur gears, helical gears generate axial thrust, which causes slight loss of power and requires thrust bearings.

Herringbone gears (Fig. 3a), sometimes called double helical gears, are used to transmit motion between parallel shafts. In herringbone gears, tooth engagement is progressive, and two or more teeth share the load at all times. Because they have right-hand and left-hand helices, herringbone gears usually are not subject to end thrust.

Crossed-axes helical gears transmit motion between shafts that are nonparallel and nonintersecting (Fig. 3b). The action between the mating teeth has

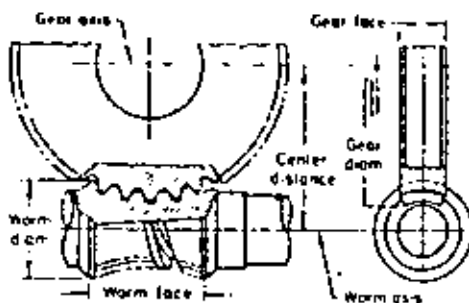


Fig. 4. Mating of worm gear (worm wheel) and worm in a double-enveloping worm-gear set

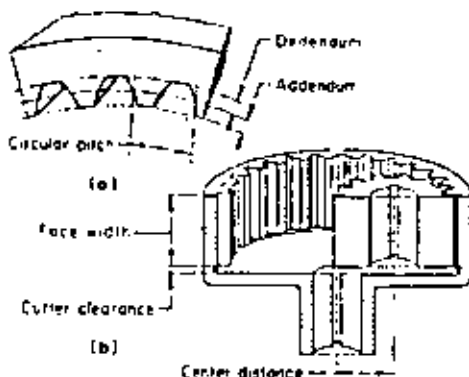


Fig. 5. (a) Section of a spur-type internal gear. (b) Relation of internal gear and mating pinion.

a wedging effect, which results in sliding on tooth flanks. These gears have low load-carrying capacity but are useful where shafts must rotate at an angle to each other.

Worm-gear sets usually are right-angle drives consisting of a worm gear (or worm wheel) and a worm. A double-enveloping worm-gear set is shown in Fig. 4. Worm-gear sets are used where the ratio of the speed of the driving member to the speed of the driven member is large, and where compact right-angle drive is required.

If a worm gear such as the one shown in Fig. 4 engages a straight worm, the combination is known as single-enveloping worm gearing.

Internal gears are used to transmit motion between parallel shafts. The teeth of internal gears are similar in form to those of spur gears and helical gears but point inward toward the center of the gear (see Fig. 5a). Common applications for internal gears include rear drives for heavy vehicles, planetary gear systems, and speed-reducing devices. Internal gears sometimes are used in compact designs, because the center distance between the internal gear and its mating pinion is smaller than that required for two external gears. The relation between an internal gear and a mating pinion is illustrated in Fig 5(b).

Racks. A rack is a gear whose teeth lie in a straight line (pitch circle of infinite radius). The teeth may be at right angles

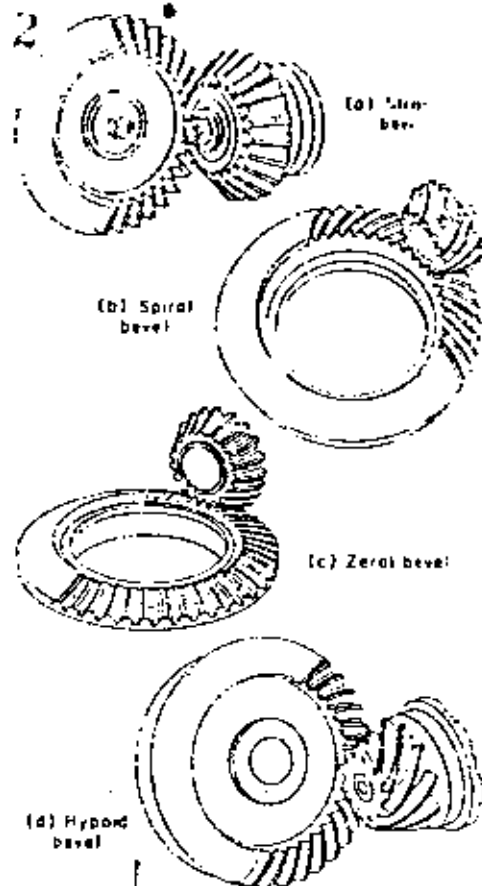


Fig. 6. Four types of bevel gears; see text for discussion

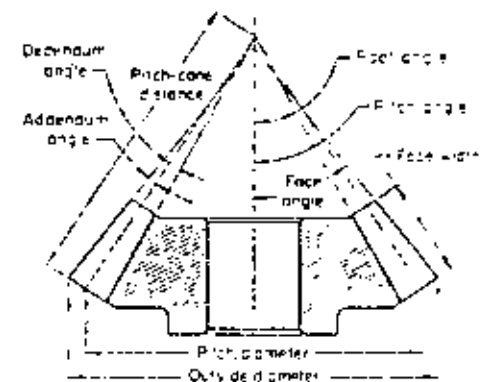


Fig. 7. Angles and terminology for straight bevel gears

to the edge of the rack and mesh with a spur gear (Fig. 1b), or may be at some other angle and engage a helical gear (Fig. 2b).

Bevel gears transmit rotary motion between nonparallel shafts that usually are at 90° to each other.

Straight bevel gears (Fig. 6a) have straight teeth that, if extended inward, would intersect at the intersection of gear and pinion axes. Thus, the action between mating teeth resembles that of cones rolling on each other (see Fig. 7 for angles and terminology). The use of straight bevel gears generally is limited to drives that operate at low speeds and where noise is not important.

Spiral bevel gears (Fig. 6b) have teeth that are curved and oblique and that lie along a spiral at an angle to the shaft.

The inclination of the teeth results in gradual engagement and continuous line contact or overlapping action—that is, two or more teeth are in contact at all times. Because of this continuous engagement, the load is transmitted more smoothly from the driving gear to the driven gear than with straight bevel gears. Spiral bevel gears also have greater load-carrying capacity than that of straight bevel gears. Spiral bevel gears usually are preferred over straight bevel gears for operation at speeds greater than 1000 sfm, and particularly for very small gears.

Zero bevel gears (Fig. 6c) are curved-tooth bevel gears with zero spiral angle. They differ from spiral bevel gears in that their teeth are not oblique. They are used in the same way as spiral bevel gears and have somewhat greater tooth strength than that of straight bevel gears.

Hypoid bevel gears (Fig. 6d) are similar to spiral bevel gears in general appearance, the important difference being that in a hypoid-gear set the axis of the pinion is offset somewhat from the axis of the gear. This feature provides many design advantages. In operation, hypoid gears run even more smoothly and quietly than spiral bevel gears, and are longer wearing. However, they undergo more sliding action along the tooth-profile axes than do spiral bevel gears and, for many applications, may require extreme-pressure lubricants.

Gear-Tooth Contact

The way in which tooth surfaces of properly aligned gears make contact with each other is responsible for the heavy loads that gears are able to carry. In theory, gear teeth make contact along lines or at points; in service, however, because of elastic deformation of the surfaces of loaded gear teeth, contact occurs along narrow bands or in small areas. The radius of curvature of the tooth profile has an effect on the amount of deformation and on the width of the resulting contact bands. Depending on gear size and loading, the width of the contact bands varies from about 0.015 in., for small, lightly loaded gears, to about 0.2 in., for large, heavily loaded gears.

In a plain journal bearing, the journal continuously rubs against the same part of the bearing surface, and thus the heat that is generated (by either fluid or metallic friction) is continuously absorbed by this same area of bearing metal.

This area, therefore, may overheat quickly if the load is heavy, and failure of the lubricating film may result. In contrast, gear-tooth surfaces are not continuously active. Each part of the tooth

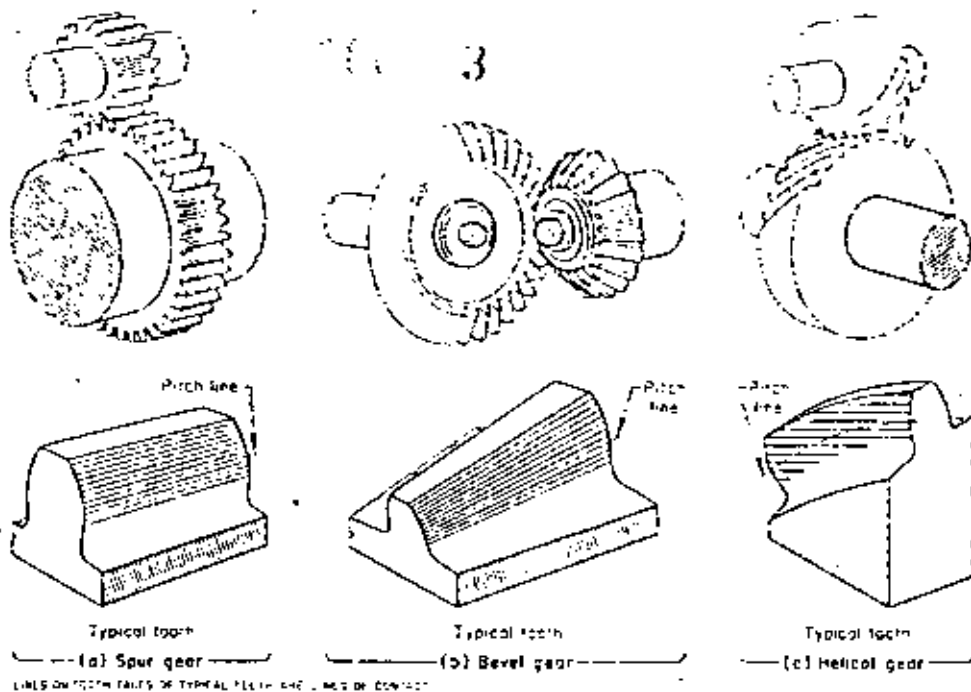


Fig. 8. Tooth-contact lines on a spur gear, a bevel gear, and a low-angle helical gear

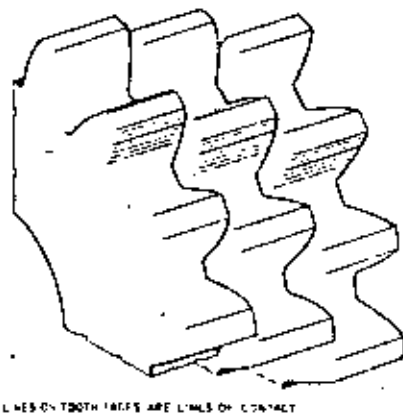


Fig. 9. Lines of contact on a stepped spur gear. The heavy line on a tooth face of each gear section represents the instantaneous line of contact for that section. This offset-contact pattern is typical for helical, spiral bevel and hypoid gears.

surface is in action for only short periods of time. This continual shifting of the load to new areas of cool metal and cool oil makes it possible to load gear surfaces to stresses approaching the critical limit of the gear metal without failure of the lubricating film.

The maximum load that can be carried by gear teeth also depends on the velocity of sliding between the surfaces, because the heat generated varies with rate of sliding as well as with pressure. If both pressure and sliding speeds are excessive, the frictional heat developed can cause destruction of tooth surfaces. This pressure-velocity factor has, therefore, a critical influence on the probability of galling and scoring of gear teeth. The permissible value of this critical factor is influenced by gear metal, gear design,

character of lubricant and method of lubricant application.

For any gear, the area of surface contact and the manner in which teeth roll and slide over each other are major factors in breakdown of an oil film and, therefore, in determining the effectiveness of gear lubrication.

Spur and Bevel Gears. Spur-gear teeth are cut straight across the face of the gear blank, and the mating teeth theoretically meet at a line of contact (Fig. 8a) parallel to the shaft. Straight teeth of bevel gears also make contact along a line (Fig. 8b) that, if extended, would pass through the point of intersection of the two shaft axes. As teeth on either spur or bevel gears pass through mesh, the line of contact sweeps across the face of each tooth. On the driving tooth, it starts at the bottom and finishes at the tip. On the driven tooth, the line of contact starts at the tip and finishes at the bottom.

Helical, Spiral Bevel, and Hypoid Gears. Gear-tooth contact on these gears is similar to that developed on a stepped spur gear (see Fig. 9). Each section, or lamination, of the spur gear makes contact with its mating gear along a straight line; each line, because of the offset between sections, is slightly in advance of its adjacent predecessor. When innumerable laminations are combined into a smoothly twisted tooth, the short individual lines of contact blend into a smoothly slanted line (Fig. 8c), extending from one side of the tooth face to the other and sweeping either upward or downward as the tooth passes through mesh. This slanted-line contact occurs between the teeth of helical gears on parallel shafts, spiral bevel gears, and hypoid gears.

The greater the angle of the helix or spiral, the greater the number of teeth that mesh simultaneously and share the load. With increased angularity, the length of the slanted contact line on each tooth is shortened, and shorter but more steeply slanted lines of contact sweep across the faces of several teeth simultaneously. The total length of these lines of contact is greater than the length of the single line of contact between straight spur-gear teeth of the same width. Consequently, the load on these gears is distributed not only over more than one tooth, but also over a greater total length of line of contact. On the other hand, the increased angularity of the teeth increases the axial thrust load and thus increases the loading on each tooth.

These two factors counterbalance each other so that, if the power transmitted is the same, the average unit loading remains about the same. Helical gears on crossed shafts make tooth contact only at a point. As the teeth pass through mesh, this point of contact advances from below the pitch line of the driving tooth diagonally across the face of the tooth to its top and from the top of the driven tooth diagonally across its face to a point below the pitch line. Even with several teeth in mesh simultaneously, this point contact does not provide sufficient area to carry an appreciable load. For this reason, helical gears at angles usually are used to transmit motion where very little power is involved.

Worm Gears. In a single-enveloping worm-gear set, in which the worm is cylindrical in shape, several teeth may be in mesh at the same time, but only one tooth at a time is fully engaged. The point (or points) of contact in this type of gear set constitutes too small an area to carry an appreciable load without destruction of the metal surface. As a result, single-enveloping worm-gear sets are used in applications similar to those for helical gears on crossed shafts; to transmit motion where little power is involved.

Considerable power must be transmitted by commercial worm-gear sets; therefore, the gears of these sets are throated to provide a greatly increased area of contact surface. The gear tooth theoretically makes contact with the worm thread along a line curved diagonally across the gear tooth. The exact curve and slant depend on tooth design and on the number of threads on the worm relative to the number of teeth on the gear. Usually, two or more threads of the worm are in mesh at the same time, and there is a separate line of contact on each meshing tooth. As meshing proceeds, these lines of contact move inward on the gear tooth and outward on the worm threads. To secure smooth operation from a pair of this type, the teeth of the gear, and sometimes the threads of

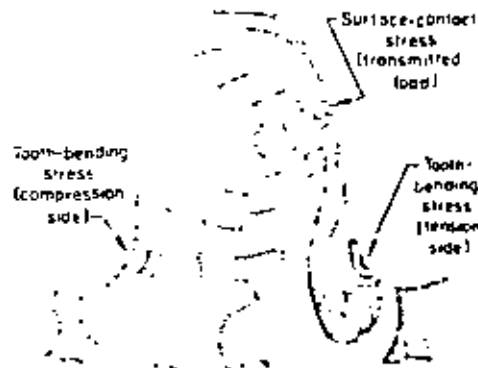


Fig. 10. Photoelastic study of the principal stress regions in a loaded gear tooth. The highest stress gradients occur where the stress patterns are close together and concentric.

the worm, usually are altered from theoretically correct standard tooth forms. These alterations result in slightly wider bands of contact, increasing the load-carrying capacity of the unit. Load-carrying capacity also depends on the number of teeth in simultaneous contact. Exact tooth design varies from one manufacturer to another, and for this reason the patterns of contact also vary.

In a double-enveloping worm-gear set, the worm is constructed so that it resembles an hourglass in profile. Such a worm partly envelops the gear, and its threads engage the teeth of the gear throughout the entire length of the worm. The teeth of both the worm and the gear have straight-sided profiles like those of rack teeth, and in the central plane of the gear they mesh fully along the entire length of the worm.

The exact pattern of contact in double-enveloping (or double-throated) worm-gear sets is somewhat controversial and seems to vary with gear design and with method of gear manufacture. It is generally agreed, however, that contact is entirely by sliding with no rolling, and that radial contact occurs simultaneously over the full depth of all the worm teeth.

Operating Loads

Gears and gear drives cover the range of power transmission from fractional-horsepower applications, such as hand tools and kitchen utensils, to applications involving thousands of horsepower, such as heavy machinery and marine drives. However, neither the horsepower rating nor the size of a gear is necessarily indicative of the severity of the loading it can withstand. For example, the severity of tooth loading in the gear train of a 1/4-hp hand drill may exceed that of the loading in a 20,000-hp marine drive. Factors other than horsepower rating and severity of loading can affect gear strength and durability — notably, duration of loading, operating speed, transient loading, and environmental factors such as

extreme temperature, moisture, corrosive atmosphere and abrasive dust.

Gear Stresses. Figure 10, a photoelastic study of a loaded gear in action, emphasizes the importance of root fillet in gear loading. The areas where the stress patterns are close together and concentric indicate very high stress gradients. High stress gradients usually are indicative of high stress levels. Generous round root fillets like those shown in Fig. 10 serve to spread out, or distribute, the high stress gradients that normally are present at the base of a loaded cantilever beam. On the other hand, sharp corners at the root fillets accentuate high stress concentrations and may produce excessively high stress levels and premature failures.

Apparent in Fig. 10 are the two principal stress regions of a loaded gear tooth in service. One principal stress is the *surface-contact stress* that results where the force of loading is transmitted from one gear to another by intimate contact. This loaded area moves up and down the gear-tooth profile as the gear and the pinion proceed through mesh. The other principal stress is at the root fillet and gives rise to what is commonly referred to as the *tooth-bending stress*. Note that deflection of the beam produces similar stress patterns on both sides of the tooth. Under the conditions of loading shown in Fig. 10, the root fillet on the right is subjected to tensile stress, whereas the root fillet on the left is subjected to compressive stress. Tooth-bending fatigue failure of the teeth can be expected to originate on the side of the gear tooth that is subjected to tensile loading.

The American Gear Manufacturers Association (AGMA) has developed standards for determining gear-tooth stresses. The equations from these standards can be regrouped and summarized in general terms, and the basic formula for all stresses in gears can be related to three indexes: a load index, a geometry index, and a rating index. The load index is related to gear size and measures the load transmitted by the gear. The geometry index is related to the general characteristics of gear teeth, such as pressure angle, helix angle, tooth size, root-fillet radius, number of teeth, contact ratio and overlap ratio. The rating index (over-all rating-adjustment factor) is related to internal misalignment of gear teeth, manufacturing inaccuracies, relative velocity of mesh, duty or application of the gear unit, size of gear wheels, and temperature. Thus, the rating index is a measure of the additional capacity that must be designed into a gear drive to allow for variations in operating conditions resulting from design, manufacture, installation and environment.

In most applications, the rating index is used for calculating the surface-contact

stress has the same value as the rating index used for calculating tooth-bending stress. However, for industrial drive gears, the rating index used to compute surface-contact stress often must be greater than that used for tooth-bending stress. The fact that many gear drives run at relatively slow speed and must operate in the mixed-oil-film region accounts for the necessity of using a higher rating index for surface-contact stress of industrial drive gears.

Oil-Film-Thickness Ratio. The behavior of contacting tooth surfaces is closely associated with the problem of surface-contact stress and the pitting type of tooth failure that results from contact fatigue.

Most loaded gears require some form of lubrication in order to perform satisfactorily. Gears may operate with boundary, hydrodynamic, mixed or elastohydrodynamic lubrication. Over various portions of their operating life or cycle, they may be required to perform with lubrication that changes from one mode to another.

It is possible to evaluate the performance of concentrated contacts in terms of a calculated oil-film thickness; the performance is determined from the equation $R = h/\sigma$, where R is the oil-film-thickness ratio; h is the calculated film thickness; and σ is the combined surface roughness of the mating surfaces, in millionths of an inch (rms).

One investigator has indicated that this oil-film-thickness ratio (R) should be at least 1.4 to 1; others have suggested a ratio between 2 to 1 and 4 to 1.

Gear Materials

A variety of cast irons, powder metallurgy materials, nonferrous alloys and nonmetallic materials are used in gears, but steels, because of their high strength-to-weight ratio and relatively low cost, are the most widely used gear materials. Consequently, steel gears receive primary consideration in this article.

Among the through hardening steels in wide use are 1040, 1060, 4140 and 4340. These steels also can be effectively case hardened by induction heating. Among the carburizing steels used in gears are 1018, 1524, 4016, 4118, 4320, 4620, 4820, 8620 and 9310 (AMS 6260). Many high-performance gears are carburized. Some special-purpose steel gears are case hardened by either carbonitriding or nitriding. Other special-purpose gears, such as those used in chemical or food-processing equipment, are made of stainless steels or nickel-base alloys because of their corrosion resistance or their ability to satisfy sanitary standards, or both. Gears intended for operation at elevated temperatures may be made of tool steels or elevated-temperature alloys.

The majority of gears are made of carbon and low-alloy steels, including carburizing steels and the limited number of low-alloy steels that respond favorably to nitriding. In general, the steels selected for gear applications must satisfy two basic sets of requirements that are not always compatible — those involving fabrication and processing and those involving service. Fabrication and processing requirements include machinability, forgeability, and response to heat treatment as it affects fabrication and processing. Service requirements are related to the ability of the gear to perform satisfactorily under the conditions of loading for which it was designed and thus encompass all mechanical-property requirements, including fatigue strength and response to heat treatment as it affects these and other properties.

Because resistance to fatigue failure is partly dependent on the cleanliness of the steel and on the nature of allowable inclusions, melting practice may also be a factor in steel selection and may warrant selection of a steel produced by vacuum melting or electroslag refining. The mill form from which a steel gear is machined is another factor that may affect its performance. Many heavy-duty steel gears are machined from forged blanks that have been processed to provide favorable grain flow consistent with load pattern, rather than being machined from blanks cut from mill-rolled bar.

Classification of Gear Failures

Systematic analysis of a gear failure begins with classification of the failure by type. The type of failure is determined from the appearance of the failed gear and from the process or mechanism of the failure. After the mechanism of a failure has been established, it remains to determine what caused the failure. In general, an understanding of the failure mechanism is of considerable assistance in isolating the cause or causes of a failure.

Types of gear failures have been grouped into four general classes: wear, surface fatigue, plastic flow, and breakage.* Each of these general classes has been subdivided to provide more accurate and specific identification.

Wear (for gears defined as loss of material from contacting surfaces of teeth) is further classified as normal wear (polishing in), moderate wear, destructive wear, abrasive wear, scratching (a severe form of abrasive wear), scoring, interference wear, corrosive wear, flaking, burning and discoloration. Obviously, normal wear (polishing in) does not constitute failure because it involves loss of metal

at a rate too slow to affect performance within the expected life of the gear. Nevertheless, normal wear is a useful classification in failure analysis in that it provides a basis for comparison. Interference wear may have no serious consequence other than noisy operation, or it may result in severe pitting at the point of interference or in tooth breakage.

Surface fatigue, the failure of a material as a result of repeated surface or subsurface stresses that exceed the endurance limit of the material, is further classified as initial pitting, destructive pitting, and spalling. Initial pitting may not constitute failure if it is self-corrective and nonprogressive.

Plastic flow, which is surface deformation resulting from yielding of surface metal under heavy loads, is further classified as rolling and peening, rippling, and ridging. Rippling, a wavelike formation on the tooth surface at right angles to the direction of sliding, does not constitute failure unless allowed to progress.

A type of plastic-flow failure that is accompanied by surface and subsurface cracking is referred to as "case crushing", and is limited essentially to carburized steel gears.

Breakage, defined as fracture of an entire tooth or of a substantial portion of a tooth, is further classified as fatigue breakage, breakage from heavy wear, overload breakage, quenching cracks and grinding cracks. Breakage from heavy wear, of course, is essentially a type of wear failure in which enough tooth metal is removed by wear to lower the strength of the tooth to the level at which fracture occurs.

It is not uncommon for a gear to fail by more than one failure mode — for example, by wear and breakage or by plastic flow and breakage. Failure by two or more modes may occur simultaneously, or one may be the result of the continued or progressive nature of the other. Classification of the different types of wear or failure is intended to assist in distinguishing between cause and effect, in evaluating the degree or progression of an observed condition, and in determining suitable corrective action.

In the sections that follow, the various common causes of gear wear and gear failure are related to the types of wear and failure previously classified under the general heading of wear, surface fatigue, plastic flow and breakage.

Gear Wear and Wear Failures

The term "wear", as applied to gears, primarily refers to, but is not restricted to, loss of gear-tooth surface metal and accompanying loss of profile (roughening) as a result of metal-to-metal contact through the lubricating film. The term wear, therefore, generally encompasses

*American Standard B6 12, Nomenclature of Gear Tooth Wear and Failure

normal wear, or polishing in, moderate wear, destructive wear, and scoring (also called galling) — a form of wear in which gross damage to tooth surfaces occurs. The American Standard B6 12 extends the classification to include abrasive wear, scratching (a severe form of abrasive wear), interference wear, corrosive wear, flaking and burning.

For detailed information on wear and wear mechanisms, see the article on Wear Failures, which begins on page 134 in this volume.

Lubrication and Gear-Tooth Wear. In many moderately loaded gear sets operating at moderate speeds, relatively thick oil films are maintained between gear teeth and no metal-to-metal contact occurs. No wear occurs (except during starting and stopping), and original tool marks are visible on teeth even after long periods of operation.

Under full-film conditions, oil viscosity (at the temperature of the film and the pressure exerted on the film) is the property that determines load-carrying ability of gear teeth as well as resistance to motion between tooth surfaces.

In practice, it is not always possible to have full-film lubrication. When the surfaces are at rest under pressure, the thick film is squeezed out of the pressure area, because motion is necessary to establish and maintain that film.

Under conditions of low speed, heavy load, extreme temperatures, relatively rough and irregular surfaces, scanty oil supply, or use of oil too low in viscosity, there may be only a partial film present in the loaded area. Under such conditions, there will be some degree of metal-to-metal contact between the surfaces.

Gear-tooth surfaces are not smooth, but are wavy because of inherent characteristics of the machine tools used to cut and finish them; superimposed on the waves are countless minute asperities. When surfaces come together under insufficient lubrication, contact is made between crests of surface waves. A number of actions then take place: shearing of surface films; heavy rubbing and deformation of metal; plowing of asperities on the surface of the harder material through the softer material, which results in detachment of wear particles and creation of new asperities; and, finally, bonding of minute high areas that have been rubbed clean. The minute bonds break immediately as motion continues, but may bond at another location so that metal is transferred from one surface to the other. New asperities are formed, some of which are plowed off to form wear particles. These actions account for both wear and friction.

Normal wear, also called polishing in, is defined as slow loss of material from contacting gear-tooth surfaces at a rate that does not affect performance

significantly within the expected life of the gears. The loss of metal is very slow and generally quite uniform. Normal wear on steel gear teeth has an appearance ranging from dull gray to burnished. Because of an inherent lack of contrast, a normally worn surface is difficult



Fig. 11. Hypoid pinion, made of carburized and hardened 8620 steel, exhibiting normal wear (polishing in)



Fig. 12. Helical gear, made of hardened and tempered 4340 steel, exhibiting moderate wear

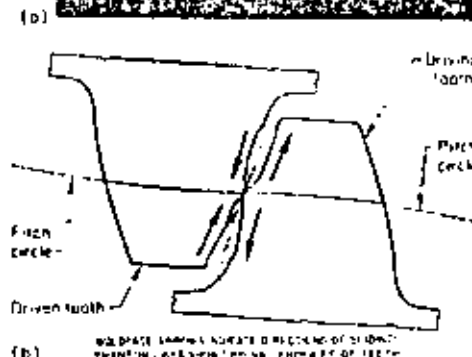
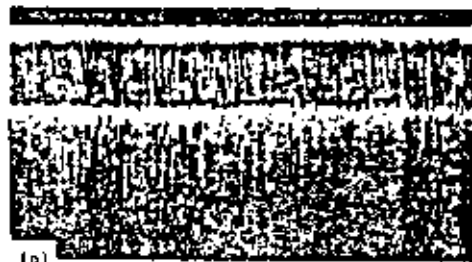


Fig. 13. (a) Destructive wear on a gear tooth. (b) Schematic illustration of the effect of destructive wear on the tooth profile of an involute gear.

to photograph meaningfully. A hypoid pinion exhibiting normal wear, or polishing in, is shown in Fig. 11. This pinion was made of carburized and hardened 8620 steel and was removed from a truck rear end after many years of operation. The polishing was attributed to high-velocity sliding.

Although normal wear does entail a very mild form of adhesive wear, it obviously does not constitute failure. For all practical purposes, following an initial period during which wear occurs at a slow rate, normal wear ceases. In worn gears, normal wear is desirable, because some wear must occur before proper tooth contact is established. Spiral bevel gear sets often are run with a lapping compound to simulate normal wear before being placed in service.

Moderate and Destructive Wear. Moderate wear refers to a loss of metal more rapid than normal wear. Moderate wear is not necessarily destructive and may develop on heavily loaded gear teeth. It may be self-healing, or may indicate the onset of destructive wear. Moderate wear may be characterized by an increase in noise level, but generally does not constitute failure. Figure 12 exhibits moderate wear on teeth of a helical gear made of hardened and tempered 4340 steel.

Destructive wear usually results from loading that is excessive for the lubricant employed. Destructive wear on a tooth is shown in Fig. 13(a), and the effect of destructive wear on the tooth profile of an involute gear is depicted in Fig. 13(b). This type of wear, which is synonymous with adhesive wear, is caused by direct tooth contact, and is not related to abrasives or corrosion. Such wear occurs over most of the gear-tooth face except at the pitch line; no other form of failure is evident. In general, destructive wear, sometimes called overload wear, occurs at low speeds and high loads only. Because destructive wear destroys the gear-tooth profile, it may initiate other types of failure. Consequently, it is important to be able to determine the original cause, because other types of failure, such as pitting due to surface fatigue, may also destroy tooth profile.

Causes of Destructive (Overload) Wear. As previously noted, destructive wear generally is associated with excessive tooth loading for the lubricant being used. If the cause of wear can be traced to the lubricant, the substitution of a higher-viscosity oil, or an oil containing mild extreme-pressure (EP) additives, should be effective in controlling or eliminating wear. For example, the used on rolling-mill stands are subjected to a combination of heavy loads and extreme shock loads, which makes it difficult to maintain an effective oil film between driving-gear and driven-gear tooth

surfaces when conventional lubricants are employed. This condition requires extreme-pressure lubricants. If an improved lubricant is not effective in controlling overload wear in this instance, the cause of wear may be attributable to design factors or use of improper gear material, or both.

There are applications in which, because of insufficient space or other limiting and unavoidable factors, gears are loaded so heavily that it is difficult to maintain an effective lubricating film between the rubbing surfaces. Hypoid gears in automotive applications typify this condition. Nevertheless, the rate of wear can be controlled within acceptable limits by use of special extreme-pressure lubricants that contain additives designed to prevent bonding and surface destruction.

Even when lubrication is adequate, abusive operation can result in overload wear. In the following example, a abuse of a worm gear resulted in extreme overload wear and catastrophic failure.

Example 1. Catastrophic Failure of an 1113 Steel Hoist Worm Caused by Destructive Wear Resulting From Abusive Operation (Fig. 14)

A farm-silo hoist was used as the power source for a homemade barn elevator. The hoist mechanism consisted of a pulley attached by a shaft to a worm that, in turn, engaged and drove a worm gear mounted directly on the hoist drum shaft. The worm was made of loaded, cold drawn 1113 steel (hardness: Rockwell B 80 to 90); the worm gear was made of class 35-40 gray iron that had been nitrided in an aerated salt bath. Driving power was applied to the pulley, which actuated the worm and worm gear and rotated the drum to which the elevator cable was attached. After less than one year of service, the hoist failed catastrophically from destructive wear of the worm, as shown in Fig. 14. The hoist was rated at 2000 lb at 200-rpm input. It was determined that at the time of failure the load on the hoist was only 720 lb.

Investigation. When the gearbox was examined, it was found to contain fragments of the worm teeth and shavings that resembled steel wool. It was determined that both fragments and shavings were steel of the same composition as the worm, ruling out the possibility that these materials may have derived from a source other than the gearbox. The teeth of the worm had worn to a thickness of approximately $\frac{1}{8}$ in. from an original thickness of $\frac{1}{4}$ in. More than half of the worm teeth had been sheared off.

Further investigation revealed that the drive pulley had been replaced with a pulley of different diameter, and that consequently the pulley was rotating at 975 rpm instead of at the rated maximum of 200 rpm. By calculation, with a load of 720 lb, the gearbox was forced to develop 0.32 hp—almost twice the specified rating of 0.18 hp (2000 lb at 200 rpm).

Conclusion. Failure was caused by destructive wear of the steel worm, which resulted from operation of the gearbox at a rating



Fig. 14. Destructive wear of an 1113 steel worm used in a silo hoist (Example 1)

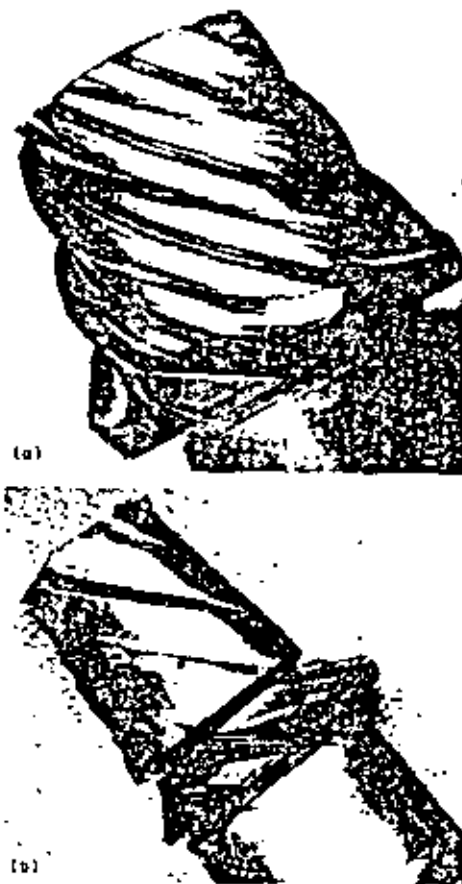


Fig. 15. (a) Steel hypoid pinion with teeth worn to a knife edge from both sides. (b) A similar steel pinion with teeth worn completely away.

that far exceeded the maximum specified by the gearbox manufacturer.

The adhesive wear that is associated with overloading and inadequate lubrication may also result from marginal tooth design—that is, design that cannot satisfactorily withstand light or normal loads because of inadequate load-supporting surfaces. Usually, this inadequacy can be traced to load-supporting surfaces that are of insufficient size

or insufficient hardness, or both. However, poor alignment and eccentric loading can result in wear of tooth surfaces of adequate design.

Failure of the steel hypoid pinion shown in Fig. 15(a) was attributed to destructive wear resulting from a combination of factors that included marginal design, less-than-optimum mounting alignment, high surface temperatures resulting from high operating speeds, and high sliding velocity of gear teeth. The pinion operated in both forward and reverse, and the teeth were worn on both sides to knife-edges at the tips. Because there was no breakage of the severely worn teeth, it was evident that high loads had not contributed to the failure. A similar steel pinion in an even more advanced stage of destructive wear is shown in Fig. 15(b); the teeth of this pinion have been worn completely away.

Scoring. The term "scoring" is essentially synonymous with, but generally is considered preferable to, the terms "scuffing", "seizing" and "galling". Scoring entails the rapid removal of metal from tooth surfaces caused by the tearing out of small contacting particles that have bonded together as a result of metal-to-metal contact. Scoring is a form of adhesive wear in which the damaged surface exhibits a torn or dragged-and-furrowed appearance with markings in the direction of sliding, in contrast to the smooth grooves or polish of a tooth surface worn by abrasion. In scoring, the tips and roots of the teeth are worn the most, whereas the pitch-line area generally remains in its original condition. This is because essentially there is rolling contact at the pitch line, with little or no sliding action. If gear alignment is correct and scoring is not a result of isolated high spots on the tooth surfaces, the scored areas extend across the entire width of the teeth.

Scoring is a symptom of inadequate load-carrying capacity of the lubricant;

in this respect, scoring is similar to destructive wear. Sometimes, particularly when gears are misaligned, the damage may cease and the surface may become smoother as the contact area spreads and more load-carrying face is brought into contact.

Scoring sometimes is associated with an increase in oil temperature sufficient to affect lubrication—for example, by markedly lowering oil viscosity. The increase in temperature may arise from an increase in operating speed or load or from heating of the inlet oil.

Two instances of scoring are shown in Fig. 16: Initial scoring on a wide-face helical gear is shown in Fig. 16(a). This gear was made from a 4340 forged steel blank that was hardened and tempered to 300 Bhn. The gear was finished by hobbing, and scoring was attributed to the presence of high spots on the gear teeth following the hobbing operation. Moderate scoring on a spur gear with a 20° pressure angle is shown in Fig. 16(b). This gear was made of 3310 steel and was carburized, hardened and tempered to Rockwell C 60, and finished by grinding. Scoring appears on both the addenda and dedenda but does not follow a fixed pattern. The cause of the scoring was not reported.

Interference wear occurs when gear teeth mate improperly at the start or end of contact. It is a type of localized overload wear in which the entire load is concentrated at the point of engagement low on the profile of the driving flank with the mating tip, or at disengagement of the driven flank and mating tip. Interference wear may range from a light line of wear or pitting of no serious consequence other than noisy operation to more severe damage in which the flank is gouged out and the tip of the mate heavily rolled over, usually resulting in complete failure of the pair.

Interference wear is not influenced to any degree by lubrication. Although its appearance is similar to other types of wear and scoring, it can be distinguished from them by the location of the distressed area. Interference wear usually can be traced to errors in design, tooth generation or alignment.

Abrasive wear is surface damage caused by the presence of abrasive particles in the lubricant. The particles may be dirt not completely removed from the system, sand or scale from cast gear housings, impurities in the oil, abrasive particles from the operating environment, or metal detached from tooth surfaces or bearings. Abrasive wear is much more common than overload wear. An abrasive common in automotive gearing is sand from cast iron housings. Most housings are dipped in a paint-type sealer before machining in order to seal leaks due to porosity and to bind any

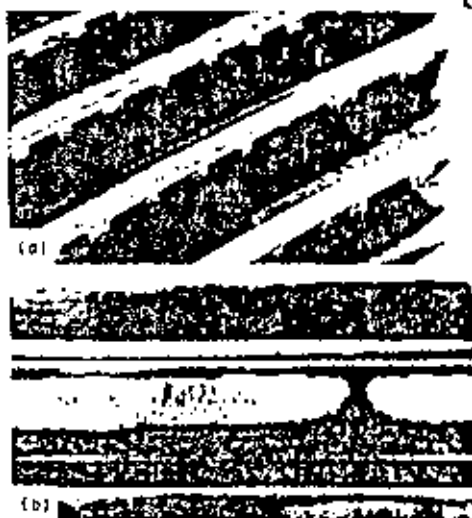


Fig. 16. (a) Initial scoring on a wide-face 4340 steel helical gear. (b) Moderate scoring on a 3310 steel spur gear with a 20° pressure angle.

residual foundry sand to the metal surfaces. Wear debris, machining chips and environmental contaminants are other types of abrasives that often are found in lubricants.

The appearance of abrasive wear depends on the particle size and nature of the abrasive contaminant. Abrasive dust, for example, forms a slurry with the lubricant that will polish gear teeth to a mirror finish; damage to tooth contours may be forestalled until an appreciable quantity of wear debris accumulates in the lubricant-slurry. Larger particles, such as particles of welding slag or machining chips, will scratch and gouge the surface.

A potentially severe form of abrasive wear is referred to as scratching; it is characterized by short scratchlike lines or marks on the contacting surfaces of gear teeth in the direction of sliding. Scratching may be caused by burrs or projections on the tooth surface, material embedded in the tooth surface, or hard foreign particles suspended in the lubricant. Scratching should be differentiated from scoring, because scratching does not result from inadequate lubrication. If the cause of scratching is removed at an early stage, scratching damage may be light and progressive destruction may be avoided.

Corrosive wear is a type of surface deterioration that is caused by chemical

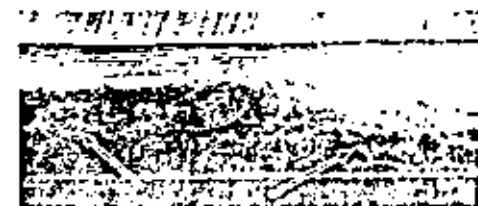


Fig. 17. Corrosive wear (patches at arrows) on a tooth of a spur gear

reaction of lubricant, or of contaminants such as water or acids, with gear-tooth surfaces. Sometimes, corrosion attacks other surfaces of a gear as well, making the cause of damage relatively easy to distinguish. Corrosive wear on a spur gear tooth is shown in Fig. 17.

Corrosive wear may result in pitting of the contacting tooth surfaces; the evidence of such pitting may be removed by wear, in which case the contacting surfaces appear polished. The potential sources of corrosion are numerous. Acid or water in the lubricant are among the most common sources. Highly active extreme-pressure (EP) additives are also a source, especially when the gear is heavily loaded. The gear will operate without scoring but with a uniform and low rate of corrosive wear. Overheating the EP additives will accelerate corrosive action.

Often, as a result of exposure to acids or rusting, corrosion begins before the gear is assembled in a unit. Steel gears that retain a tenacious light oxide resulting from heat treatment have reasonably good resistance to rusting, even though they may have been dipped in an alkaline wash to remove quenching oils. If the light oxide is removed by dipping in a mild phosphoric acid solution, followed by conversion coating with manganese or iron phosphate, resistance to rusting can be further improved. Gears that have been ground or grit blasted after treatment have highly reactive surfaces and are most susceptible to rusting if stored in a humid area without the protection of a rust-preventive coating. Gears that have been washed in strong chemicals and inadvertently exposed to these chemicals for extended periods may exhibit severe corrosion and should be scrapped.

Flaking is classified as a type of wear in which material is removed from the tooth surface in the form of small, very thin wafers or flakes; initially, it is characterized by a dull and slightly rough appearance. Sometimes it can be detected only by the presence of flaked material in the lubricant. Flaking may also be a type of surface fatigue, but more often it is a type of wear associated with the action of combined rolling and sliding. In general, flaking is limited to the softer steels and gear bronzes.

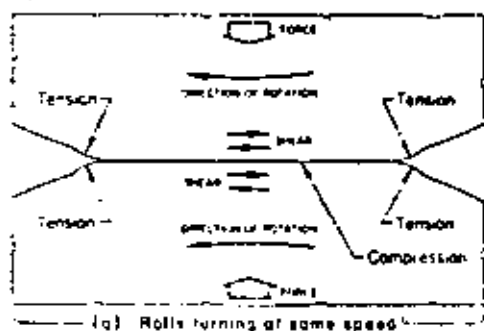
Burning, although not a type of wear, can result in severe wear and surface deterioration. Burning is localized overheating to elevated temperatures caused by excessive friction from overload, overspeed or inadequate lubrication. The temperatures achieved are sufficient to cause discoloration and overtempering or rehardening of hardened steels. Burning may also have an adverse effect on fatigue properties and promote failure by surface fatigue.

Surface-Fatigue Failures

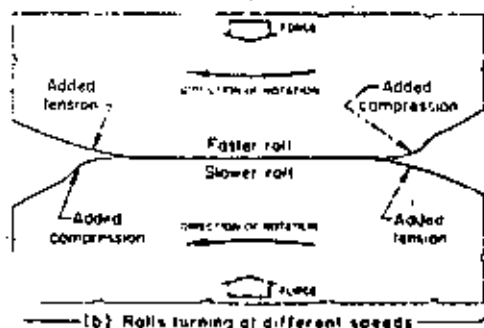
Surface fatigue is the most common mode of gear failure and is characterized by varying degrees of pitting, and sometimes spalling, of tooth surfaces. Unlike wear damage, which (except for abrasive and corrosive wear) is related to inadequate lubrication, surface-fatigue failure can occur even with proper lubrication and results primarily from repeated stressing.

Mechanism of Surface Fatigue. Each time gear teeth go through mesh, rolling and sliding on each other, the surface and subsurface metal is subjected to tensile, compressive, and shear stresses. Figure 18 is a schematic illustration of the stresses between rolls, which are similar to the stresses between gear-tooth surfaces. In Fig. 18(a), the rolls are turning at the same speed, and contact between them is comparable to contact between gear teeth at the pitch line, where there is no sliding. Contact occurs in a flattened band rather than in a line because of elastic deformation under load. The band is in compression, which is maximum at the center. Metal is displaced, forming bulges ahead of and behind the band, and this displacement results in subsurface shear and tensile stresses in the areas indicated. The magnitude of the stresses depends on the modulus of elasticity of the metals, the forces pressing the surfaces together, and the radii of the curved surfaces. The smaller the radius of either surface, the narrower the band of contact and the greater the unit stress.

Figure 18(b) illustrates contact between rolls turning at different speeds.



(a) Rolls turning at same speed



(b) Rolls turning at different speeds

Fig. 18. Schematic illustration of the mechanism of surface fatigue; see text for discussion.

which is comparable to contact between gear teeth away from the pitch line, where both sliding and rolling occur. Frictional forces add to the stresses shown in Fig. 18(a), imposing additional surface compressive and tensile stresses in the areas indicated. Metal at, and for some distance below, the surface is subjected to compression, tension, and shear every time it goes through contact. After what usually is a very large number of



Fig. 19. Micrograph, at 1000 \times , of a pitted-etched specimen showing fatigue cracks that joined below the surface of a steel gear tooth. The eventual result is that small bits of metal are separated from the surface, leaving pits.



Fig. 20. Initial pitting in a steel helical gear. Pitting was confined to the pitch-line area and did not worsen after many millions of stress cycles.



(a)

stress repetitions, surface failure may occur. Minute cracks form at and below the surface, grow, and join (see Fig. 19). Eventually, small bits of metal are separated and forced out, leaving pits. Surface fatigue may occur after fewer revolutions if, because of load conditions, stresses are higher than intended.

Initial Pitting. High spots or asperities on tooth surfaces of new gears are stressed highly even under normal loading, and the small areas involved may undergo fatigue in a relatively few cycles and drop out, leaving small pits. When the high spots or asperities are at a distance from the pitch line where both sliding and rolling occur, they may be worn smooth during run-in before fatigue and pitting can occur. On the other hand, at or near the pitch line, where there is rolling but little or no sliding, initial pitting frequently occurs. This often is referred to as "pitch-line pitting" (see Fig. 20). The fact that the direction of sliding reverses at the pitch line also is believed to be a factor in pitch-line pitting.

Initial pitting may be corrective, in that when asperities are removed, stresses are relieved and pitting stops. When this occurs, surfaces usually smooth up with continued operation.

Destructive Pitting. Contact stresses in dedendum areas (that is, below the pitch line) of driving-gear tooth surfaces are higher than those elsewhere because of the shorter radii of tooth curvature. From the initial point of contact, surface stresses decrease as contact moves outward because tooth radii increase. At some point, the number of teeth in contact changes from two pairs to one pair for spur gears of usual design and to a reduced number (but always more than one pair) for helical gears. Here, surface stresses increase sharply to a maximum and again start to decrease as contact moves outward. Whenever gears are overloaded, fatigue failure and destructive pitting of surface metal may occur—usually in dedendum areas of driving teeth and after long periods of operation (Fig. 21). If the overload is great enough,



(b)

Fig. 21. Destructive pitting in (a) a helical pinion and (b) a herringbone gear—both of which were driving gears. In both gears, the destructive pitting is confined to the dedendum area, which is usual for driving gears.

however, this type of pitting can develop in a relatively short period of operation.

At all times, areas of driving and driven teeth in contact with each other are subjected to the same stresses. However, pitting normally occurs first in, and may be restricted to, the dedendum areas of the driving-gear teeth. There are two reasons for this: (a) the driving gear, which usually is smaller in diameter, makes more revolutions, and its teeth, which are fewer in number, are subjected to more stress repetitions; and (b) on the driving-gear teeth, the direction of sliding is opposite to that of rolling between the surfaces, and the resulting stretching of the surface metal promotes growth of fatigue cracks and, eventually, formation of pits.

In progressive (destructive) pitting, pits continue to form and enlarge as edges crumble or as pits break into each other. Eventually, tooth shape may be destroyed, gears may become noisy and rough running, and if the condition progresses to a sufficient degree, teeth may fracture.

In certain components, failure of a critical gear by tooth fracture can have serious consequences. Such a failure in an aircraft engine — particularly during landing or takeoff — can result in loss of life and total destruction of the aircraft. Consequently, every precaution is followed to prevent destructive pitting of critical gears in service. In general, such gears are made of a high-strength, low-alloy steel of premium quality, such as AMS 6263 (AISI 9315). The gears are machined from forged gear blanks and subsequently are gas carburized, hardened and tempered to exacting metallurgical standards. After thorough inspection, they are "green tested" (operated in a test-stand engine for 4 hr under conditions of heavy loading) and then re-inspected for evidence of wear, pitting, plastic flow or other abnormalities before being released for assembly in service engines. The following example concerns a pair of critical gears that exhibited evidence of destructive pitting after a 4-hr green test.

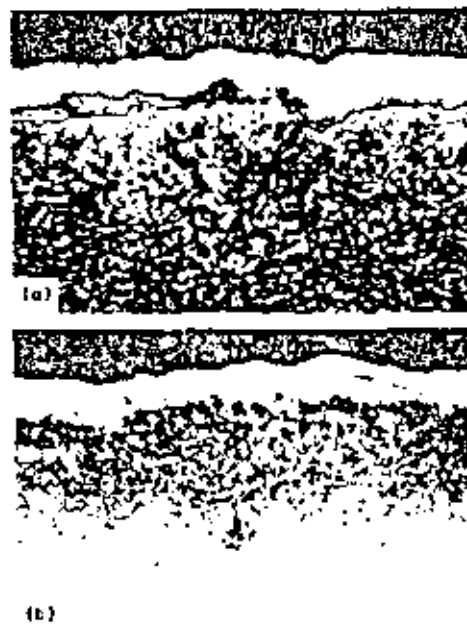
Example 2. Failure of Carburized AMS 6263 Steel Impeller Drive Gears Due to Pitting and a Wear Pattern (Fig. 22)

Two intermediate impeller drive gears were submitted for metallurgical examination when they exhibited evidence of pitting and abnormal wear after production tests in test-stand engines. Both gears were made of AMS 6263 steel and were gas carburized, hardened and tempered. The pitting and the wear pattern observed on the teeth of one of the gears (gear A) are shown in Fig. 22.

According to the heat treating specification, the gears were required to satisfy the following requirements: (a) a carburized case depth of 0.015 to 0.025 in., (b) a case hardness of Rockwell 30 N 77 to 80, and (c) a core hardness of Rockwell C 36 to 44.



Fig. 22. Pitting and wear pattern on a carburized AMS 6263 steel impeller drive gear, shown at about 2.3 \times (Example 2)



(a) Micrograph, at 500 \times , of a specimen etched 15 to 20 sec in 2% nital showing a surface layer of decarburized material. (b) Micrograph, also at 500 \times , of same specimen repolished and etched 3 sec in 2% nital, showing a heavy subsurface layer of oxide scale. The white band immediately above the decarburized and oxidized layers is electrodeposited nickel, applied to prevent edge-rounding during polishing.

Fig. 23. Metallurgical causes of destructive pitting that occurred in a carburized AMS 6263 steel gear (Example 3)

Investigation. Sections of both gears were removed with a cutoff wheel and examined for hardness, case depth, and microstructure of case and core. Results were as follows:

	Gear A	Gear B
Hardness:		
Case, Rockwell C	70-73	77-78
Core, Rockwell C	40	40
Case depth, in.	0.020-0.024	0.024-0.028
Microstructure:		
Case	Lean on carbon (0.08% C)	Normal
Core	Normal	Normal

Both the pitting and the wear pattern were more severe on gear A than on gear B.

Conclusions. Gear A failed because carbon content of the carburized case, and consequently case-hardness, were below specification and inadequate for the loads to which

the gear was subjected. The pitting and wear pattern observed on gear B were relatively mild because case carbon content and case hardness were within specified requirements. Nevertheless, it was evident the depth, as specified, was not adequate for application — even with case carbon content and hardness being acceptable.

Recommendations. It was recommended that the depth of carburized case on impeller drive gears be increased from 0.015 to 0.025 in. to 0.025 to 0.035 in., an increase that would still allow a minimum of 30% core material across the tooth section at the pitch line. This increase would ensure better load-carrying potential and improved wear resistance. It also was recommended that hardness readings on gears be made using a 60-kg load (Rockwell A scale), and that minimum case-hardness requirement be set at Rockwell A 61, an additional safeguard to ensure adequate load-carrying potential.

Problems in furnace-atmosphere control during carburizing, and inadequate protection against decarburization during austenitizing, are relatively common causes of destructive pitting on heavily loaded gears, as described in the following example.

Example 4. Failure of a Carburized AMS 6263 Steel Generator-Drive Idler Gear by Pitting Due to Decarburization and Subsurface Oxidation (Fig. 23) —

Following test-stand engine testing, an idler gear for the generator drive of an aircraft engine exhibited evidence of destructive pitting on the gear teeth in the vicinity of the pitch line; as a consequence, the gear was submitted for metallurgical examination. The gear was made of AMS 6263 steel and was gas carburized to produce a case 0.015 to 0.025 in. deep.

Investigation. Sections of the gear were removed and examined for hardness, case depth, and microstructure of case and core. Results of the examination, and specified requirements, were:

	Required	Actual
Case depth, in.	0.015-0.025	0.024-0.028
Hardness:		
Case, Rockwell C	77-80	74-76
Core, Rockwell C	36-44	40-41

When it was determined that the case hardness of the gear was below specification, additional hardness measurements were made, using a 15-kg load. These measurements confirmed the low hardness and suggested that it had resulted from one or more surface defects.

A specimen from the pitted area of one gear tooth was prepared for metallographic examination. The results of this examination are shown in Fig. 23. When the specimen was etched in 2% nital for 15 to 20 sec, a decarburized surface layer was observed in the vicinity of pitting (Fig. 23a). When the specimen was repolished and then etched in 2% nital for only 3 sec, a heavy subsurface layer of oxide scale was observed in the vicinity of pitting (Fig. 23b).

Conclusions. Based on low case-hardness readings and the results of metallographic examination, it was concluded that pitting had resulted from a combination of surface

decarburation and subsurface oxidation because of previous failure analyses and thorough investigation of heat treating practices, the source of these defects was known. The oxide layer had been developed during the carburizing cycle because the furnace retort had not been adequately purged of air prior to commencement of carburizing. Decarburation had occurred during the austenitizing cycle in a hardening furnace containing an exothermic protective atmosphere because of defects in the copper plating applied to the gear for its protection during austenitizing. These defects had permitted leakage of exothermic atmosphere to portions of the carburized surface, and, because of the low carbon potential of the exothermic atmosphere, the leakage had resulted in decarburation.

Recommendations. It was recommended that, during heat treatment, steps be taken to ensure that furnaces are thoroughly purged prior to carburizing, and that positive atmospheric pressure be maintained throughout the carburizing cycle. Further, it was recommended that more effective control be exercised over all aspects of copper plating of carburized gears, including final inspection, before releasing the gears for hardening.

Figure 24 shows destructive pitting in teeth of a cyanided 5145 steel counter-gear that failed during a dynamometer test. Although a complete metallurgical analysis of this gear is not available, it is apparent from the pattern of pitting and that loading was limited to less than of the available tooth contact surface. Pitting therefore resulted from excessive contact stress due to nonuniform loading.

Spalling. One type of spalling may be considered a type of destructive pitting — the distinction between the two being primarily one of degree. In this type of spalling, a series of small pits are joined by failure of the metal between them, and ultimately a relatively large particle of metal spalls from the surface. Such spalling occurs only after many cycles of operation. When spalling occurs after relatively few cycles, it is not related to destructive pitting, but often is the result of subsurface defects, excessive internal stress due to heat treatment, or severe eccentric overloads. This type of spalling



Fig. 24. Destructive pitting in a cyanided 5145 steel counter-gear, which was attributed to excessive contact stress due to nonuniform loading

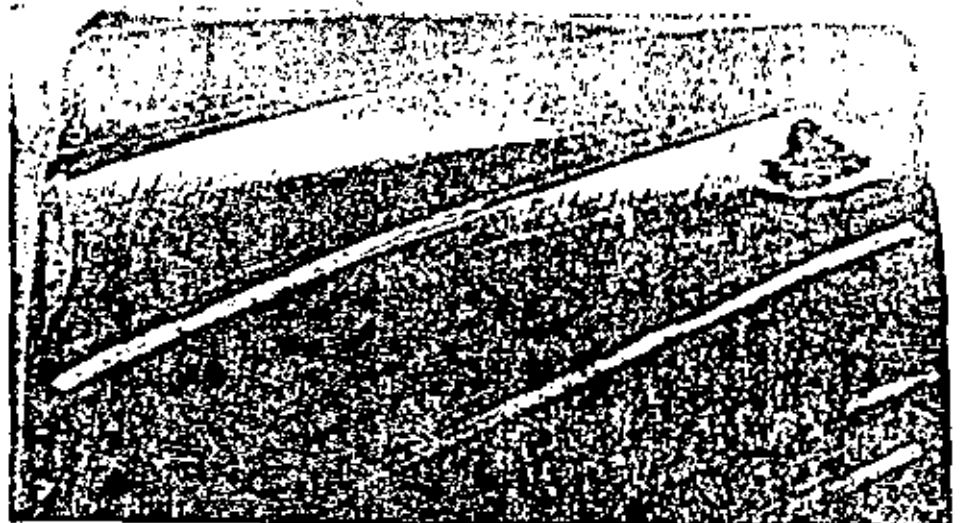


Fig. 25. Two types of spalling on the steel pinion of a hypoid-gear set: at far left, spalling due to extreme overloading at the edges of teeth; at far right (large dark patch), spalling due to destructive pitting

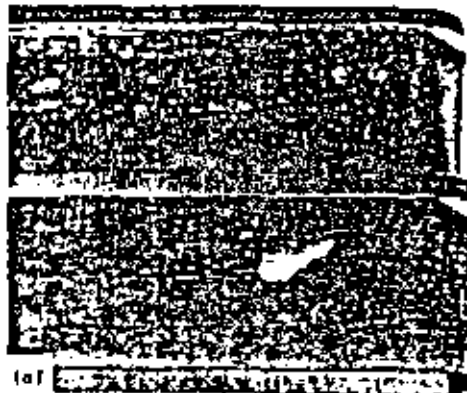


Fig. 26 (a) Spalling due to destructive pitting, on a tooth of a steel spur sun gear shaft. (b) Micrograph, at 100x, of an unetched section taken through the spalled area, showing progressive subsurface cracking.

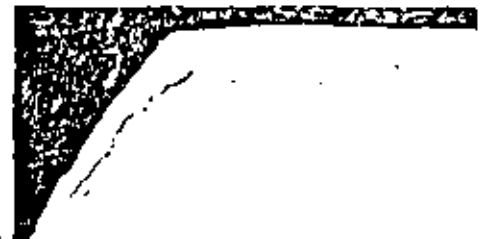
most commonly occurs along the top edges or ends of gear teeth, and the resulting cavities often are larger, deeper, and more sharply defined than spalls associated with destructive pitting.

Only rarely are the two types of spalling encountered on the same gear. An exception, the steel pinion of a hypoid-gear set, is shown in Fig. 25. The large spall visible at upper right resulted from destructive pitting that originated at and

above the pitch line. However, the spalling that occurred at the edges of the teeth (extreme left in Fig. 25) was the result of extreme overloading at one end of the pinion, later determined to have been caused by dimensional error.

Another instance of the type of spalling that is associated with destructive pitting is shown on a tooth of a steel spur sun gear shaft in Fig. 26(a). Both of the teeth shown bear evidence of pitting; spalling occurred near the pitch lines of each of these teeth and on several other teeth in this gear. The gear shaft was subjected to 315 hr of testing under heavy stress loading; the general appearance of the gear teeth is indicative of good alignment, because the pattern of pitting is uniform. A micrograph of a section through the spalled area of the tooth is shown in Fig. 26(b) and illustrates the progressive subsurface cracking that precedes this type of spalling.

Extreme eccentric overloading will cause tooth-edge spalling in a relatively short period of time. The micrograph in Fig. 27 shows subsurface fatigue cracking, which subsequently led to spalling, in an aircraft-engine gear after 4 hr of operation in a test stand engine. Spall-



This micrograph, at 500x, shows an unetched section of a carburized AMS 6260 steel gear tooth. Cracking initiated in the transition zone between the carburized case and the core

Fig. 27. Subsurface cracking that subsequently resulted in spalling at a gear-tooth edge due to eccentric overloading

ing occurred at the tooth edge — an area remote from the normal contact area on the flank of the tooth. This gear was made of AMS 6260 steel and was gas carburized. The cracking initiated in the transition zone between carburized case and core.

Spall-Like Indications. Occasionally, spall-like indications on gear teeth (particularly on edges or lands) are attributed incorrectly to spalling on the basis of appearance alone. The carburized steel gear shown in Fig. 28 was one of several that were removed from service when spall-like indications were noted on the lands and corners of their teeth. Complete metallurgical analysis of this gear revealed that it had acceptable case depth, case hardness, core hardness and microstructure, and that the spall-like indications had been caused by flaking of an adherent oxide coating the source of which could not be determined. The coating was removed by grit blasting without damaging the gear teeth. After blasting, the remaining gears were inspected by the magnetic-particle method and were found to be free of cracks or other surface defects. They were returned to service, and their performance thereafter is reported as satisfactory.

Spalling and Plastic Flow. One type of spalling does not entail surface fatigue exclusively, but rather, reflects the combined effects of surface fatigue and plastic flow. Spalling that accompanies plastic flow is discussed under "Plastic Flow and Spalling", on the next page.

Surface Fatigue and Lubrication. Although surface fatigue is associated primarily with strength and resilience of gear materials, it may not be completely independent of the lubricant. In carefully controlled experiments, it has been demonstrated that fatigue occurs earlier with some lubricants than with others.

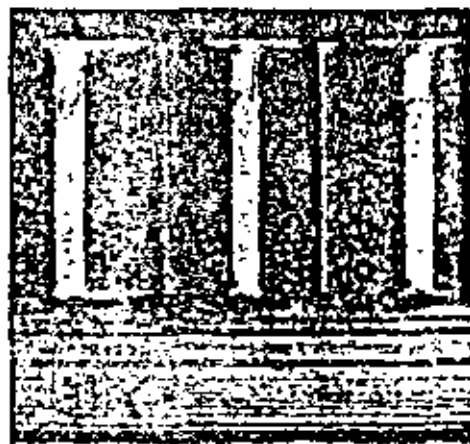


Fig. 28. Spall-like indications (shown at 4X) on the lands of teeth of a carburized steel gear. It was determined that the indications had been caused by flaking of an adherent oxide coating and would not affect performance of the gear.



Fig. 29. An instance of rolling and peening in which the ends and top lands of steel gear teeth have been deformed to leather edges

Unfortunately, the practical significance of this research has not been resolved. Experiments with rolling disks have shown that some lubricant is necessary for a growing surface crack to form a pit. In another investigation, an increase in lubricant viscosity delayed pitting whereas use of a surface-active extreme-pressure lubricant had no noticeable effect. In general, it is agreed that surface fatigue is related primarily to gear design and material, and that the lubricant usually is a relatively minor factor.

Plastic-Flow Failures

The term "plastic flow" refers to surface deformation of gear-tooth metal as a result of yielding under heavy loads, frequently impact loads. Although more commonly associated with soft, ductile metals, failure by plastic flow also occurs in through-hardened and case-hardened steels. Plastic flow is always the result of a gear being loaded above the yield stress of the metal in the contact zone. Three major types of plastic flow in gears are rolling and peening, rippling, and ridging. Plastic flow may be accompanied by surface-fatigue damage, such as destructive pitting or spalling, although plastic flow and fatigue are distinctly different phenomena. Plastic flow also may precede or accompany breakage.

Rolling and Peening. If compressive loading is high, if vibration causes high peak loading, or if improper tooth action produces high impact loading, gear-tooth surfaces can become rolled and peened, especially if they are relatively soft. The

rolling and peening resemble what occurs when the head of a cold chisel or a rivet is peened by repeated blows. In gears, rolling and peening are characterized by fins at the top edges or ends of teeth (

to be confused with burrs from cutting or shaving), by badly rounded tooth tips, or by a depression in the surface of the driving gear at the start of single-tooth contact, with a raised ridge near the pitch line of the mating (driven) gear. The remaining portions of teeth usually are deformed to a considerable degree before complete destruction occurs. Although the cause of failure lies with gear material or loading, or both, higher-viscosity oil can help in cushioning blows and thereby extending gear life. The feather edges at the ends and top lands of the gear teeth shown in Fig. 29 resulted from rolling and peening of a gear metal that was too soft for the intended application.

Failures caused by rolling and peening are easy to recognize and, in general, easy to correct. Usually, correction consists of selecting a somewhat harder (and stronger) gear material or, for through-hardening steels, specifying a higher surface hardness or resorting to a method of case hardening, such as flame or induction hardening, to obtain a considerably higher surface hardness.

Although failure of carburized steel gears from rolling and peening is relatively uncommon, such failure can occur if the surface hardness of the carburized gear teeth is substandard. Among the common causes of low surface hardness are (a) a carburized case with "lean" carbon content, (b) surface decarburization, and (c) inadvertent failure to harden after carburizing — an oversight that is more likely to occur when gears are carburized and austenitized on a batch basis in different furnaces.

Damage by rolling and peening may be reduced by lowering the gear loading (and thereby reducing tooth loading) or by reducing shock loading, if shock loading is due to some external condition. In some instances, where oil viscosity has been too low (as a result, for example, of high-temperature operation), it has been possible to arrest plastic flow by changing to an oil of higher viscosity. The more viscous oil has provided better cushioning and a thicker oil film with improved friction-reducing ability.

Rippling (see Fig. 30), another type of damage that occurs by plastic flow, is a wavelike pattern on the tooth surface at right angles to the direction of sliding and is caused by shearing stresses (rather than compressive stresses) at the surf of the metal. Sometimes, these stresses can be relieved by changing to a lubricant with a lower coefficient of friction.

Rippling occurs mostly on case-hardened hypoid gears. In general, it

does not lead to immediate failure, but rather is an indication of excessive loading and should serve as a warning of future failure. Vibration is also known to cause rippling.

Ridging, shown in Fig. 31, is the most severe form of plastic flow that may occur on case-hardened steel hypoid pinions and bronze worm gears. Usually, it appears as diagonal lines or ridges across the tooth surface, but may be characterized by a herringbone or fishtail pattern oriented in the direction of sliding. If ridging progresses, the surface metal is continually reworked, which results in pitting and ultimate fatigue-type failure. In general, ridging is associated with excessive loading or inadequate lubrication, or both.

Plastic Flow and Pitting. The carburized steel gear shown in Fig. 32(a) failed by both plastic flow and destructive pitting. The gear, approximately 4 in. in diameter and 1½ in. wide, was made of AMS 6260 steel and was carburized to a depth of 0.025 to 0.035 in. However, by an error in machining, an excessive amount of stock was removed from the drive faces of the teeth (see Fig. 32b). Stock removal reduced case depth on the drive faces to approximately 0.010 in. Because this shallow case was incapable of supporting the loads to which it was subjected, the drive faces of the gear were deformed by plastic flow and severely pitted.

Plastic Flow and Spalling. The carburized steel differential side gear shown in Fig. 33 failed by a combination of plastic flow and spalling. This failure was attributed to use of a carburizing steel (4027) that produced a core hardness (Rockwell C 22 to 27) inadequate for supporting the carburized case indefinitely. The failed gear was removed from a vehicle after 18,698 miles of service. Corrective action consisted of changing the gear material to S625 steel with a core hardness of about Rockwell C 40.

Plastic Flow and Cracking. The splined end of a tailshaft (see Fig. 34) failed as a result of excessively high torsional loads during start-up of a radial reciprocating aircraft engine. Failure occurred by a combination of severe plastic flow and cracking of the spline teeth. The tailshaft, which was about 14 in. long and 3 in. in diameter, was made of AMS 6263 steel. The splined end was carburized to a depth of 0.015 to 0.025 in. Surface hardness of the spline teeth was required to be equivalent to Rockwell C 60 to 63. Failure was attributed to torsional overloading.

Case crushing, which also combines plastic flow and cracking, is a form of plastic-flow failure that occurs in carburized gears. The most common cause of case crushing is insufficient case depth for a given core hardness and service

load, although the condition may also result from severe overloading or from a large radius of curvature on the tooth profile. In case crushing, the hard metal of the case is forced down into the softer core metal, which deforms plastically. Case crushing is accompanied by cracking. The cracks extend from the surface into the core material and often progress across most of the gear-tooth face with no evidence of pitting. In general, the cracks are not limited to the addendum or dedendum portions of the tooth, but extend over most of the tooth surface.

Case crushing is commonly corrected by increasing the depth of the carburized case. Selecting a steel with higher hardenability will permit heat treating to higher core hardness and strength, which also may eliminate case crushing.

Breakage Failures

"Breakage" usually refers to fracture of an entire gear tooth or a substantial portion of a tooth. In this discussion, however, cracking (the onset of breakage) is considered a type of breakage, because, from a practical standpoint, a cracked gear tooth is essentially as un-serviceable as a broken gear tooth.

The American Standard B6.12 classifies tooth breakage as fatigue, heavy-



Fig. 30. Rippling, a wavelike pattern on a gear-tooth surface at right angles to the direction of sliding



Fig. 31. Ridging on a heavily loaded hypoid gear made of case-hardened steel

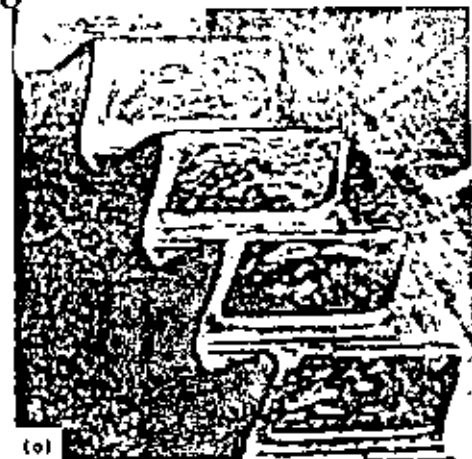


Fig. 32. (a) Damage involving both plastic flow and destructive pitting on teeth of a carburized AMS 6260 steel gear. (b) Etched end face of the gear, showing excessive stock removal from drive faces of teeth.



Fig. 33. Tooth damage involving both plastic flow and spalling. The core hardness of this carburized 4027 steel gear was not high enough to support normal loading in service.



Fig. 34. Splined end of AMS 6263 steel tailshaft, carburized to a depth of 0.015 to 0.025 in., showing damage involving severe plastic flow and cracking of spline teeth. Damage was caused by torsional overloading.

wear or overload breakage. It is important to be able to distinguish breakage failures due to tooth fatigue from breakage failures resulting from other initial causes.

Fatigue Breakage. Gear teeth are loaded as cantilever beams, with loading being applied along contacting surfaces. Gear teeth are shaped such that an applied load causes maximum bending stress in the root area of the tooth. Thus, any tooth that breaks off at the root has failed from bending. In some bending-fatigue failures, a crack that starts in the root may propagate upward toward the tip of the tooth. Such a crack usually can be traced to its origin by beach marks on the fracture surface. (Beach marks are circular or semicircular ripples concentric with the origin of the crack, and are reliable indicators of the site of crack initiation.)

Fatigue breakage is the most common type of breakage failure. The repeated bending stresses that exceed the endurance limit of the material and that cause fatigue breakage may result from a variety of factors, including poor design, misalignment, overload, and inadvertent stress raisers such as notches or surface or subsurface defects.

Most gears designed for maximum fatigue strength are case hardened by carburizing, a treatment intended to provide an extremely hard and wear-resistant surface layer supported by a tough core. This combination provides a surface layer that is in a state of residual compression as a result of the different rates of expansion and contraction of case and core during hardening. Because gear fatigue failures initiate at surfaces subjected to high tensile stresses, the residual compressive stresses in the carburized case, which are balanced by corresponding tensile stresses in the core, must be exceeded before a fatigue crack can be initiated. The advantages of carburizing can be canceled, however, if this optimum stress relationship is altered, as occurs in a gear designed with acute-angle intersections that, when carburized, are essentially through hardened. As described in the following example, these through-hardened areas are prone to fatigue breakage.

Example 4. Fatigue Breakage of a Carburized 4817 Steel Spiral Bevel Gear at Acute-Angle Intersections of Mounting Holes and Tooth-Root Fillets (Fig. 35)

A spiral bevel gear set was returned to the manufacturer because the gear broke into three pieces after about two years of service. Damage to the pinion was minor. The gear broke along the root of a tooth intersected by three of the six 0.875-in.-diam holes (see Fig. 35) used to mount the gear to a hub.

The intersection of the hole and root fillet created an acute-angle condition, as shown in section A-A in Fig. 35.

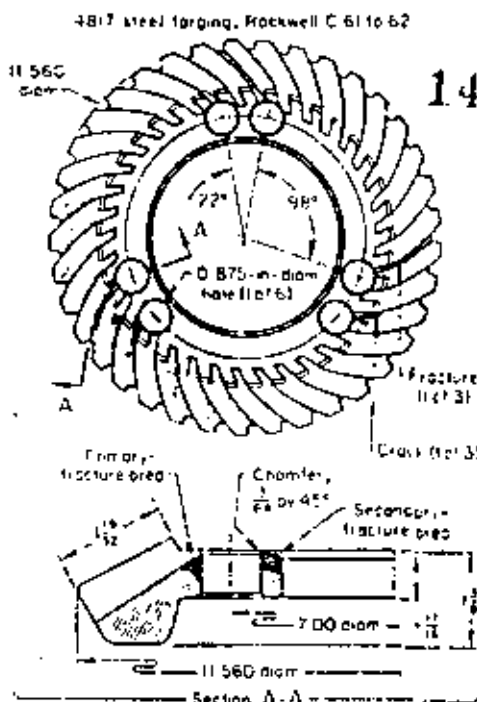


Fig. 35. Carburized 4817 steel spiral bevel gear that broke from fatigue at acute-angle intersections of mounting holes and tooth-root fillets as a result of through hardening (Example 4)

The ring gear, machined from a forged blank made of 4817 steel, had been gas carburized at 925 C (1700 F), cooled to 815 C (1500 F), press quenched in oil at 60 C (140 F) and then tempered at 175 C (350 F) for 1½ hr to produce a case hardness of Rockwell C 61 to 62, as measured at a tooth land.

Investigation. Examination of the gear revealed fatigue progression for about ¼ in. at acute-angle intersections of three mounting holes with the root fillets of three teeth. Subsequent fracture was increasingly rapid until the entire section failed. Cracking between the holes and the bore of the gear started before the tooth section failed.

Magnetic-particle inspection revealed cracks at the intersections of the remaining three mounting holes and the adjacent tooth-root fillets.

Microstructure of the carburized and hardened case was fine acicular martensite

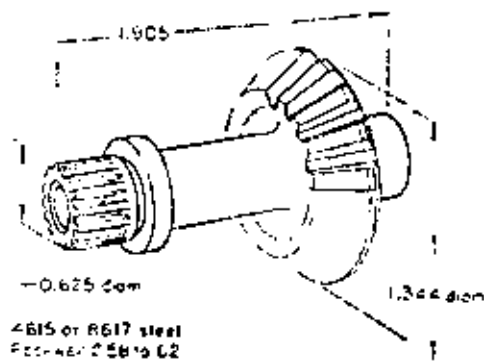


Fig. 36. Aircraft-engine governor gear that failed by fatigue because of insufficient clearance and irregular tooth form (Example 5)

with about 6% retained austenite. The core was composed principally of low carbon martensite.

Metallographic examination revealed that the acute angle intersections of the mounting holes and tooth-root fillets were carburized to a depth that comprised the entire cross section and, consequently, were through hardened.

Conclusions. The gear failed in fatigue; slowly to a depth of about ¼ in., then rapidly until final fracture. Design of the gear and placement of the mounting holes were contributing factors in the failure, because they resulted in through hardening at the acute-angle intersections of the mounting holes and tooth-root fillets.

The next example describes another fatigue-breakage failure involving gear design. This failure was attributed to insufficient tooth clearance and irregular tooth form, although a less-than-optimum heat treatment of the gear may have been a contributory factor.

Example 5. Fatigue-Breakage Failure of an Alloy Steel Governor Gear Because of Insufficient Clearance and Irregular Tooth Form (Fig. 36)

A governor gear from an aircraft engine (see Fig. 36), a driven gear, failed after ½ hr of operation. The engines on the aircraft had run for 500 hr, but the governors had been changed recently to improve synchronization. The mating (driving) gear on the engine, not supplied with exchange governors, also failed. At no time was governor frozen and unable to rotate.

Both gears were returned to the laboratory to determine the sequence and mechanism of failure.

Specifications required the gears to be made of 4815 or 8617 aircraft-quality steel and to be carburized (Rockwell C 58 to 62) to a depth of 0.005 to 0.020 in.

Investigation revealed that four teeth and parts of two others were missing from the governor gear, and that six teeth and parts of two others were missing from the engine gear. The pressure faces of the engine gear were polished as a result of normal loading. There was no fatigue spalling at the pitch line, and the machining marks in the addendum were polished but still evident. On the nonpressure faces, considerable abrasion had occurred in the addendum, erasing the machining marks and slightly rounding the tip corners.

All teeth that had broken from the engine (driving) gear had fractured in the direction of normal loading, with initial fracture in tension and final fracture in shear. This mode of failure was substantiated by the brittle (case) and fibrous (core) fracture surfaces on the tension side, and the smooth, satiny fracture surface on the shear side. All of the fracture surfaces were free from discoloration. There was no evidence of cracking in the remaining teeth.

On the governor (driven) gear, a pattern was observed similar to that on engine gear. Wear on the pressure face at the pitch line was moderate but progressing toward the tip, the wear increased with severe scoring at the tip because of contact with a mating gear. On the nonpressure face,

there was a general condition of pitch-line failure with the associated spalling. Two of the teeth that had fractured exhibited a fatigue-tension-shear type of failure. The first tooth had the appearance of fatigue-tension failure. The fourth tooth failed in tension-shear with no evidence of fatigue. The fourth tooth was the only one that failed in the direction of the normal driving force.

In each of the teeth where fatigue cracking was evident, cracking occurred at the root of the teeth on the nonpressure side. Because fatigue can occur only under conditions of tensile loading, cracking must have been the result of the force that caused the pitch-line spalling on the nonpressure face, acting to bend the tooth in the direction opposite to normal loading. One tooth that was partly broken off in the direction opposite to normal loading was removed with a hammer so that the fracture surface could be examined. A fatigue crack to a depth of 0.060 in. was observed at the root of the tooth on the nonpressure side. The fatigue portion of the surface was discolored, but the remainder of the surface was unstained. The fatigue-fracture surfaces on the other teeth exhibited a similar but faint discoloration. Of the 15 teeth on the gear, seven exhibited evidence of a fatigue crack at the root on the nonpressure side of the tooth.

The governor gear, which appeared to be brittle, had a surface hardness of Rockwell C 61 and a core hardness of Rockwell C 41. These hardness values indicated that the gear may have been direct quenched from the carburizing temperature instead of being quenched from the proper hardening temperature.

A comparison of the two gears showed that the governor gear was more brittle than the engine gear.

Two new gears from stock were checked for tooth profile, cracks and burrs. Examination at a magnification of eight diameters revealed that the tooth profile was irregular and not of the proper geometry. One gear had large burrs at the roots of two teeth. Cracks or other defects that could cause tooth failure were not evident.

Several used gears waiting to be reassembled into governors also were checked. The condition of the teeth varied from lightly to moderately worn. All of the gears had been inspected using the magnetic-particle method after being removed from the previous governor and showed no evidence of cracking. However, tool marks along the roots of the teeth could have resulted in misinterpretation of any indications.

Conclusions. Failure of the gear was caused by fatigue of the metal at the roots of the teeth on the nonpressure side. One tooth broke loose from the governor gear and caused the other teeth of the two gears to be torn out. Insufficient clearance was the major cause of failure.

With a tougher core structure, the governor gear would have been less likely to develop a fatigue crack. The condition resulting from heat treatment may have had a marginal effect on the failure. However, without the fatigue crack, gross failure would not have occurred.

Irregularities in tooth form on the gears in stock indicated that the teeth were unsatisfactory for the load. Examination at a magnification of eight diameters showed

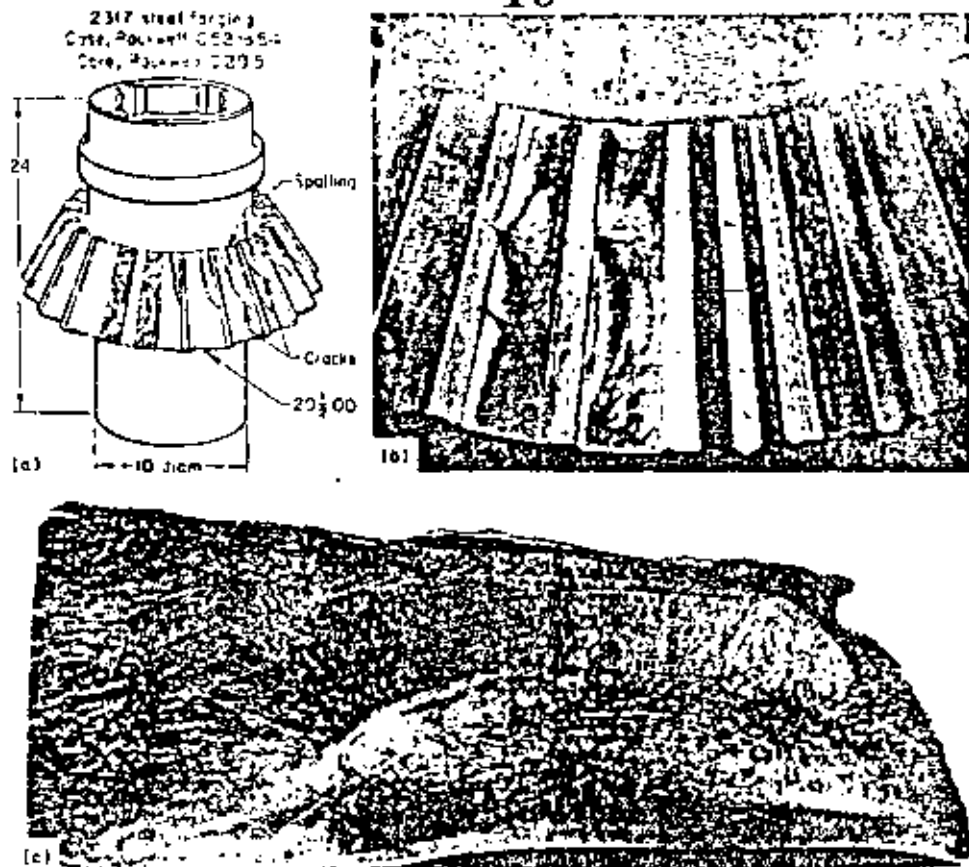


Fig. 37. (a) Bevel pinion, forged from 2317 steel, that failed by fatigue breakage of teeth. (b) View of area where two teeth broke off at the root. (c) Fracture surface of a broken tooth, showing fatigue marks. (Example 6)

that the tooth form was wavy, and revealed a drop-off of involute profile three-fourths of the distance along the cut.

The next example describes a bevel pinion used in a steel-plant edging mill, which failed by fatigue breakage caused by severe cyclic shock loading resulting from misalignment with the mating gear.

Example 6. Fatigue-Breakage Failure of a Carburized 2317 Steel Bevel Pinion Because of Misalignment (Fig. 37)

The bevel pinion shown in Fig. 37(a) was part of a drive unit in an edging mill. The pinion had been in service about three months when several teeth failed. Specifications required that the pinion be made from a 2317 steel forging and that the teeth be carburized and hardened to a case hardness of 75 scleroscope (Rockwell C 56) and a core hardness of 250 Bhn (Rockwell C 24.5).

Investigation. Chemical analysis of the metal in the pinion showed that it was 2317 steel as specified. Case hardness was 70 to 72 scleroscope (Rockwell C 52 to 54), and core hardness was 229 Bhn (Rockwell C 20.5). Both hardness values were slightly lower than specified, but acceptable.

Visual inspection of the pinion showed that two teeth had broken off at the root, as shown in Fig. 37(b). The surfaces of these fractures exhibited fatigue marks extending across almost the entire tooth, as shown in Fig. 37(c). Magnetic-particle inspection of the pinion showed that all of the teeth were cracked. Each crack had initiated at the tooth root, on the toe (small) end of the

tooth, extending to the center of the crown. Spalling was also noted on the pressure (drive) side of each tooth at the toe end. A metallographic specimen taken transversely through a broken tooth showed it to be case carburized to a depth of $\frac{3}{8}$ in., hardened and tempered.

Conclusions. The pinion failed by fatigue breakage. Some mechanical misalignment of the pinion with the mating gear caused a cyclic shock load to be applied to the toe ends of the teeth, as exhibited by the spalling. This continuous pounding caused the teeth to crack at the roots and finally break off.

Location of Tooth Breakage. In failures involving breakage of gear teeth, the location of breakage on the tooth can be of significance in helping to determine the cause of failure or in establishing the failure mechanism. Locations at which gear teeth commonly break are: root fillets or roots, corners or ends, and top lands.

Maximum contact loading in gears generally occurs at midface on the teeth, and it is possible for fractures to originate in these regions. When breakage occurs at root fillets, it generally is indicative of severe overloading. The coarseness of the root-fillet fractures shown in Fig. 38(a) indicates that they were caused by single shock loads or by relatively few high-level loads. Fatigue fractures also can originate at root fillets, which are the portions of teeth subjected to the

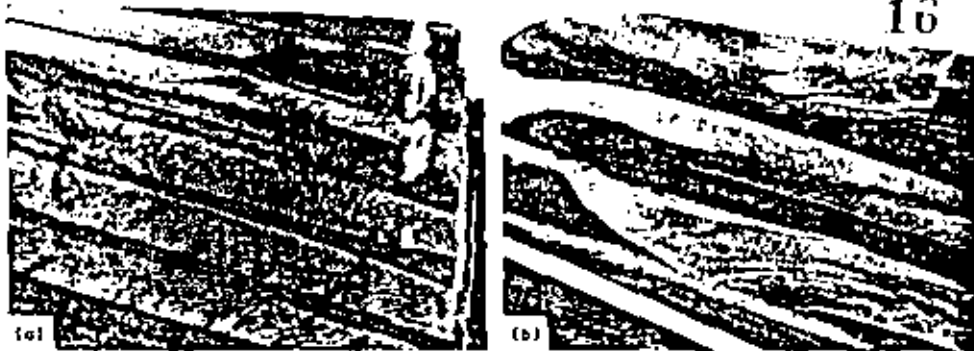


Fig. 38. Broken gear teeth in which fracture originated at root fillets: (a) by sudden shock loading, and (b) by fatigue

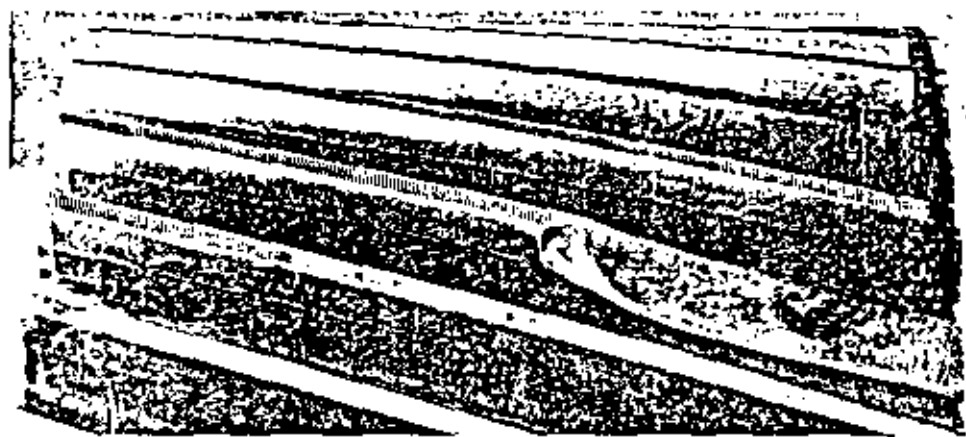


Fig. 39. Breakage at one end of a gear tooth, caused by misalignment

highest bending stress. The relatively smooth beach marks on the fracture surfaces in Fig. 38(b) are characteristic of slow crack propagation.

Figure 39 shows breakage at one end of a gear tooth, typical of breakage resulting from misalignment. Among the common causes of misalignment are an excessive deviation in lead when the gear teeth were cut, elastic deflection of the shaft or of the gear housing, excessive bearing clearance, and inaccuracies in bore alignment.

Fatigue breakage at the top lands of gear teeth, such as that shown on the pinion teeth in Fig. 40, occurs on heavily loaded gears with a tooth profile that does not allow for tooth deflection under load. The tooth top land is the first point of contact, and therefore is most vulnerable to fracture. The solution to this problem is design modification to relieve the gear addenda and the pinion dedenda.

Fatigue Breakage Caused by Stress Raisers. Mechanical notches in the form of grooves or tool marks, and metallurgical notches in the form of surface and subsurface defects, are common stress raisers that may contribute to fatigue breakage of gear teeth. In general, the source of such stress raisers usually can be traced to faulty processing or defective material, although design features such as inadequate fillet radii at the roots

of teeth also constitute mechanical notches that promote breakage failure.

Figure 41 shows a fatigue fracture that was caused by an undercut, or groove, in the root-fillet area of a spur-gear tooth. The undercut, indicated by the



Fig. 40. Breakage at the top lands of pinion teeth, which occurred because tooth profile did not allow for deflection under load



Fig. 41. Fatigue fracture in spur-gear tooth that initiated at an undercut, or a groove (arrow), in root-fillet area of tooth

arrow in Fig. 41, was generated during shaving, because the profile of the shaving tool was faulty. The spur gear, from an AMS 6260 steel forging, carburized, hardened and tempered machining. However, the defective root profile was not detected in final inspection. The fracture shown in Fig. 41 occurred by bending fatigue; the origin of fracture was the notch on the loaded (left) side of the tooth. The fracture propagated transversely across the tooth.

Too small fillet radii at the roots of gear teeth resulted in the failure shown in Fig. 42. The cracks that developed at the tooth roots of this carburized steel gear progressed radially inward toward the center of the gear. Figure 42 shows a section of the gear after rough grinding.

The source of the defect that resulted in the failure shown in Fig. 43 is relatively uncommon. Breakage of this internal-spline tooth was caused by a defect developed during forging. The defect, known as a forging burst, developed well below the surface and was not detected by the nondestructive testing applied to this gear. The forging burst occupied the area bounded by the arrows in Fig. 43.

Inclusions probably are the most common metallurgical stress raisers. The fatigue failure shown in Fig. 44 originated at the large subsurface inclusion indicated by the arrow. In this instance, fatigue cracking was initiated in the rim of the gear, rather than in the gear teeth. The crack was detected by magnetic-particle inspection following engine testing.

Another type of metallurgical stress raiser that can develop in the teeth of carburized or nitrided steel gears and lead to fatigue breakage is cracking at the case core interface, as shown in Fig. 45. The cracks shown resulted from transformation of retained austenite in this carburized steel gear when the gear was refrigerated following heat treatment. The cracks are crescent-shaped and, when subjected to loading, progress in fatigue across the tooth section until breakage occurs. These cracks are referred to as "internal" quench cracks, and may also develop as a result of quenching at too drastic a rate or quenching from too high a temperature.

Breakage From Heavy Wear. This type of breakage is more properly classified as wear failure, because the role of breakage in ultimate failure, obviously, is secondary and the contribution of wear to failure is primary. Thus, for example, heavy abrasive or corrosive wear may move enough metal from gear teeth to reduce the tooth section and the load-bearing capacity of the tooth to the point where breakage is inevitable. Severe pitting, caused by surface fatigue, may also lead to breakage.



Fig. 42. Radial fatigue breakage initiating in the small fillet radii at the roots of teeth of a carburized steel gear



Fig. 43. Breakage of an internal-spline tooth caused by a forging burst

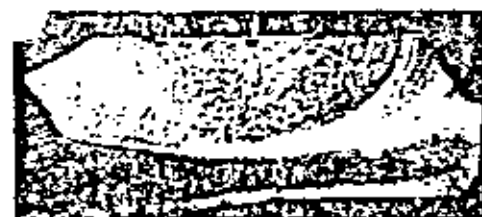


Fig. 44. Fatigue fracture that initiated in the rim of a gear at a large subsurface inclusion (arrow)

Overload breakage may or may not involve fatigue; from the standpoint of failure analysis, the distinction is very important. Overload breakage involving fatigue was discussed earlier in this article in the section dealing with fatigue breakage. Overload breakage that does not involve fatigue is not a common type of failure but may result from (a) sudden shock overload, (b) wedging of teeth due to bearing failure, (c) shaft bending, or (d) the introduction of large pieces of foreign matter between mating gears. The fracture surface produced by overload breakage does not exhibit the crack progression characteristic of fatigue failure; instead, it has a silky appearance in the harder and more brittle metals and a fibrous and torn appearance without definite pattern in the more ductile metals. When several teeth or parts of teeth break out, examination may show that the first break was the result

of fatigue and that other breaks occurred subsequently as a result of the debris and shock loading caused by the broken tooth.

In carburized steel gears, overload breakage involving impact often produces a characteristic fracture that initiates at the root fillet on the loaded side of the tooth, cracking through the carburized case, and then progresses across the more ductile core section, emerging near the root fillet on the unloaded side of the tooth. The fracture surface that is exposed with the removal of the tooth is convex and is sometimes referred to as a "hump-type" fracture.

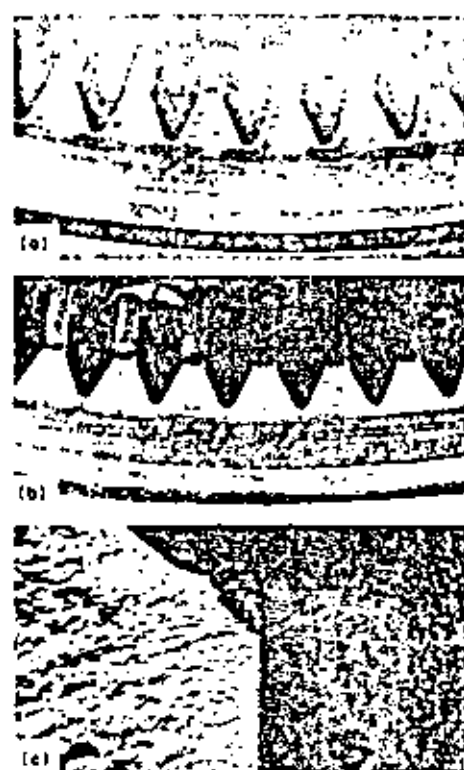
Cracking. In an earlier section of this article dealing with damage resulting from plastic flow, it is indicated that cracking sometimes accompanies severe plastic flow. Cracking that results from abusive processing — notably, grinding cracks and quenching cracks — is a more common type of damage, and, if not detected before the gear is placed in service, it usually leads to breakage. Finally, cracking may result from a feature of gear design that contributes to an increase in internal stresses or lowers the strength of the gear, or both.

Grinding Cracks. One of the hazards of grinding cracks is that sometimes they do not appear until the affected surface has been subjected to loading; consequently, they may escape detection even when postmanufacturing inspection is rigorous. Grinding cracks are fine surface cracks that usually follow a definite pattern or network. They are developed during grinding and are caused by use of an incorrect wheel, grinding speed or feed, or — in the case of hardenable steels, especially those of high carbon content — by transformation of retained austenite to martensite as a result of the stresses imposed by grinding or by formation of untempered "white" martensite as a result of localized overheating and "self-quenching". Grinding cracks can be origins of fatigue breakage or fatigue-induced spalling.

The internal gear shown in Fig. 46 illustrates three phenomena commonly



Fig. 45. Internal cracking at the case-core interface in a carburized steel gear, which resulted from transformation of retained austenite



(a) Dark pattern of grinding burns, developed by etching. (b) Grinding cracks (at arrow) at roots of teeth. (c) Surface of fatigue fracture that was nucleated by a grinding crack, which is indicated by two small arrows.

Fig. 46. Damage caused by abusive grinding of a carburized AMS 6260 steel gear

associated with grinding: grinding burns, grinding cracks and fatigue breakage. This gear, approximately 6 in. in diameter and $1\frac{1}{2}$ in. wide, was made of AMS 6260 steel and was subsequently carburized, hardened and tempered prior to final grinding of the end faces of the gear. When the gear was etched in an acid solution used to detect grinding burns, the dark pattern of burns shown in Fig. 46(a) was observed. Note that the most pronounced burning on the gear end face occurred at the bases of teeth.

When the gear was inspected by the magnetic-particle method, fine grinding cracks (at arrows in Fig. 46b) were observed at the roots of some of the gear teeth. These hairline cracks are accentuated markedly by the magnetic-particle fluid. The cracks were attributed to the volume change that accompanies transformation. The surface of a fatigue fracture that was nucleated by one of the grinding cracks is shown in Fig. 46(c). The grinding crack is indicated by the arrows at the upper right corner of the fracture surface.

Quench cracks result from excessive internal stresses developed during quenching from the austenitizing temperature and, like grinding cracks, can be origins of fatigue breakage. Usually they are visible hairline cracks that run across the tooth land, follow along the radius in



Fig. 47. Quench cracks extending across tooth lands and radiating from tooth roots

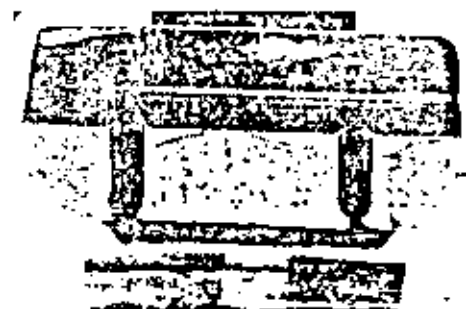


Fig. 48. Broken steel spur gear that fractured by fatigue. Cracking originated in the vicinity of two oil holes, which were located in a tooth root.

the tooth root, or follow a random direction at the ends of teeth. Typical quench cracks are shown in Fig. 47. If the cracks are large, the gear may fail in service after relatively few cycles in a manner similar to overload breakage. In general, quench cracks are caused by excessive austenitizing temperatures or quenching rates, uneven cooling during quenching, or undue restraint during cooling.

Design-Related Cracking. Oil holes, keyways, thin webs and sharp corners are among the design features that can contribute to cracking. In general, design-related cracking can be traced to mechanical stress raisers or inadequate strength, or both. Placement of oil holes in gears can be of critical importance to the performance and reliability of the gear. Oil holes at the roots of gear teeth can contribute to cracking and premature breakage. The steel spur gear shown in Fig. 48 developed fatigue cracks in the vicinity of two oil holes at the root of a tooth after a short period of service; the cracks propagated rapidly from the tooth root to the bore of the gear.

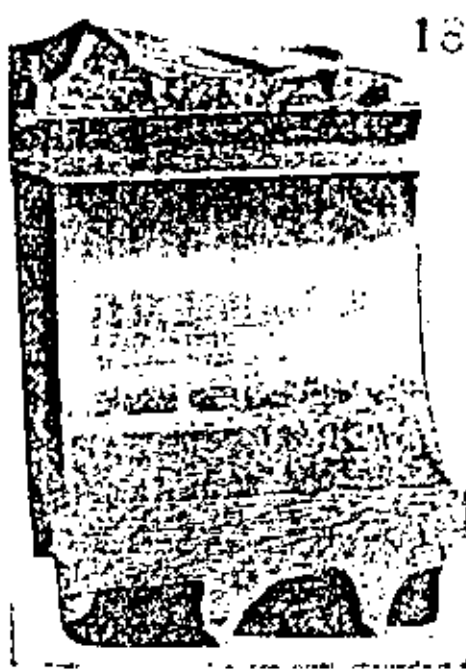


Fig. 49. Thin-shell steel pinion that fractured at an internal keyway

Failure of the steel pinion shown in Fig. 49 resulted from a combination of unfavorable design factors. The wall thickness of this hollow pinion was marginal, at best, for the loads imposed on the teeth. Even more critical, however, was placement of a keyway in the thin wall. The notch effect at the base of the keyway produced a fatigue crack across the width of the gear, and through fracture occurred shortly thereafter.

Statistics on Types and Causes of Gear Failure

Gear-failure statistics based on adequate sampling are of value in failure analysis because they provide an overall view of the types and causes of gear failure and the relative frequencies with which they occur.

A leading manufacturer of steel gears has prepared a statistical gear-failure report based on a total of 931 failures that occurred over a period of 35 years. All failures were classified by both type and cause; results, in percentages, are summarized in Table 1.

Types of Failure. As shown in Table 1, breakage accounted for the largest percentage of the gear failures (61.2%), followed by surface fatigue (20.3%), wear

Table 1. Summary of a Statistical Report on Types and Causes of 931 Gear Failures Over a 35-Year Period

Types of Failure, %	
Breakage, total	61.2
Fatigue breakage, teeth	32.8
Fatigue breakage, bore	4.0
Overload breakage, teeth	19.5
Overload breakage, bore	0.6
Clipping, teeth	4.3
Surface fatigue, total	20.3
Pitting	7.2
Stalling	6.8
Pitting and spalling	6.3
Wear, total	13.2
Abrasive wear	10.3
Adhesive wear	2.9
Plastic flow, total	5.3
Causes of Failure, %	
Service-related causes, total	74.7
Improper assembly	21.2
Improper lubrication	11.0
Continual overloading	25.0
Impact loading	19.9
Bearing failure	0.7
Foreign material	1.4
Operator error	0.3
Abusive handling	1.2
Heat treatment, total	16.2
Excessive core hardness	0.5
Insufficient core hardness	2.0
Excessive case depth	1.8
Insufficient case depth	4.9
Improper hardening	5.9
Improper tempering	1.0
Distortion	0.2
Design-related causes, total	6.9
Improper design	7
Improper material selection	1
Specification of unsuitable heat treatment	2.5
Manufacturing-related causes, total	1.4
Grinding burns	0.7
Tool marks or notches	0.7
Material-related causes, total	0.8
Forging defects	0.1
Steel defects	0.5
Mixed steel or wrong composition	0.2

(13.2%) and plastic flow (5.3%). Most breakage failures involved gear teeth; tooth breakage by fatigue (32.8%) was more common than tooth breakage by overload (19.5%).

Causes of Failure. As shown in Table 1, the majority of the gear failures were service related (74.7%). The two principal causes of failure were continual overloading (25.0%) and improper assembly (21.2%). Faulty heat treatment was the next most common cause of failure (16.2%), followed by errors in design (6.9%), manufacturing defects (1.4%), and material defects (0.8%).



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU PERSONAL
PROFESIONAL.**

LUBRICACION DE COJINETES

**ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOV., 1983
LAZARO CARDENAS, MICH.**

10

Lubricación y cojinetes de deslizamiento

El objetivo de la lubricación es reducir el rozamiento o fricción, el desgaste y el calentamiento de los elementos de máquinas que se mueven unos con respecto a otros. Se llaman lubricantes las substancias que realizan lo anterior al introducir las entre las superficies en movimiento. En un soporte de muñón (o *chumacera*), el extremo de un eje, o *muñón*, gira u oscila dentro de un buje, o *cojinete de casquillo*, y el movimiento relativo es deslizante. En un cojinete antifricción el movimiento relativo principal es de rodadura. Una contraleva o seguidor puede rodar o deslizarse sobre la leva. Los dientes de los engranes embonan unos con otros en una combinación de efectos rodante y deslizante. Los émbolos o pistones se deslizan dentro de sus cilindros. En todas estas aplicaciones se requiere lubricación para reducir el rozamiento, el desgaste y el calentamiento.

El área de aplicación de los cojinetes de deslizamiento es muy amplia. Los cojinetes del cigüeñal y las bielas de un motor de automóvil tienen que trabajar durante miles de kilómetros de recorrido, a temperaturas elevadas y en condiciones de carga variables. Los cojinetes de deslizamiento que se emplean en las turbinas de vapor de las plantas generadoras de energía, deben tener confiabilidades próximas al 100%. En el otro extremo hay miles de aplicaciones en las que las cargas son ligeras y el servicio relativamente de poca importancia, se requiere un cojinete simple, fácil de instalar y que utilice poco o nada de lubricante. En tales casos, el cojinete de rodamiento podría ser una solución inadecuada por su alto costo, los alojamientos muy elaborados, las tolerancias estrechas, el espacio radial que requiere, las altas velocidades o los más intensos efectos de inercia. En vez de ello, puede lograrse una solución satisfactoria con un cojinete de nylon que no requiere de lubricación alguna, un cojinete fabricado por Metalurgia de polvos y cuya lu-

bricación es "integral" o "interconstruida", o un cojinete de bronce con anillo de aceite, lubricación por mecha, con película de lubricante sólido o con lubricación por grasa. Los adelantos metalúrgicos que se han logrado recientemente en materiales para cojinetes, junto con el mejor conocimiento que se tiene hoy del proceso de lubricación, hacen posible fabricar cojinetes de deslizamiento con vida satisfactoria y muy buena confiabilidad.

De lo estudiado hasta ahora en este libro, una gran parte está basada en los conocimientos fundamentales de la Ingeniería, o sea, de Estática, Dinámica, Mecánica de sólidos, Procesamiento de metales, Matemáticas y Metalurgia. Para el estudio de la lubricación y de los cojinetes de deslizamiento tienen que utilizarse otros conocimientos básicos, como los de Química, Mecánica de fluidos, Termodinámica y Transmisión del calor. Aunque no se utilizarán todos ellos en lo que se expondra aquí, el lector puede comenzar a advertir cómo el estudio del diseño de Ingeniería mecánica es realmente una integración de la mayor parte de sus estudios anteriores, y el encauzamiento de todos esos conocimientos a la consecución de un solo objetivo.

10-1 TIPOS DE LUBRICACION

Pueden identificarse cinco formas distintas de lubricación:

- 1 Hidrodinámica
- 2 Hidrostática
- 3 Elastohidrodinámica
- 4 De película mínima o al límite
- 5 Con material sólido

La *lubricación hidrodinámica* es aquella en que las superficies del cojinete que soportan la carga están separadas por una capa de lubricante relativamente gruesa, a manera de impedir el contacto entre metal y metal, y en que la estabilidad así obtenida puede explicarse por las leyes de la Mecánica de los fluidos. La lubricación hidrodinámica no depende de la introducción del lubricante a presión, aunque sí puede hacerse esto; sin embargo, si se requiere que haya un abastecimiento adecuado de lubricante en todo momento. La presión en el lubricante la origina la superficie en movimiento, que lo arrastra hacia una zona de forma de cuña, a una velocidad suficientemente grande que origine la presión necesaria para separar las superficies, actuando contra la carga que obra sobre el cojinete. La lubricación hidrodinámica es llamada también *lubricación de película completa (o fluida)*.

La *lubricación hidrostática* se obtiene introduciendo el lubricante, que a veces es aire o agua, en el área de soporte de la carga, a una presión suficientemente elevada para separar las superficies con una capa de lubricante relativamente gruesa. Así, a diferencia de la lubricación hidrodinámica, no se

requiere del movimiento de una superficie con respecto a otra. En este libro* no se describirá la lubricación hidrostática; pero debe tomarse en cuenta este aspecto en el diseño de cojinetes en que las velocidades son pequeñas o nulas y cuando la resistencia al rozamiento tiene que reducirse a un mínimo absoluto.

La *lubricación elastohidrodinámica* es el fenómeno que ocurre cuando se introduce un lubricante entre las superficies que están en contacto rodante, como los engranes y los cojinetes de rodamiento. Su explicación matemática requiere de la teoría de Hertz del esfuerzo de contacto y de la Mecánica de Fluidos.**

Es posible que el área de contacto sea insuficiente, que se aminore la velocidad de la superficie móvil, que se reduzca la cantidad de lubricante suministrada a un cojinete, o bien, que se produzca un aumento en la carga a soportar o un incremento en la temperatura del lubricante y, en consecuencia, disminuya la viscosidad; cualquiera de estas condiciones puede impedir la formación de una película de lubricante suficientemente gruesa para que haya lubricación fluida o de película completa. Cuando esto ocurre, las asperezas de más altura quedan separadas por películas de lubricante de sólo unos cuantos diámetros moleculares de espesor. A este tipo de lubricación se le llama *lubricación de película mínima* o *al límite*. El cambio de la lubricación hidrodinámica a la de película mínima nunca es brusco o repentino. Es probable que primero ocurra una lubricación mixta de las clases hidrodinámica y al límite, y al acercarse cada vez más las superficies en movimiento relativo, se vuelve predominante la lubricación del segundo tipo. La viscosidad del lubricante es de menor importancia que su composición química en la lubricación al límite.

Cuando los cojinetes tienen que trabajar a temperaturas extremas, debe usarse un *lubricante de película sólida*, como el grafito o el disulfuro de molibdeno, porque los aceites ordinarios de origen mineral no dan resultados satisfactorios. En la actualidad se realiza gran número de investigaciones para encontrar materiales compuestos para cojinetes, que tengan alta resistencia al desgaste y pequeños coeficientes de rozamiento.

10-2 VISCOSIDAD†

Ahora se supondrá que, en la figura 10-1, la placa *A* se mueve a la velocidad *U* sobre una película de lubricante de espesor *h*. Puede considerarse que la

* Consulte Oscar Pinkus y Beno Sternlicht, *Theory of Hydrodynamic Lubrication*, cap. 6, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1961. Consulte también Dudley D. Fuller, *Theory and Practice of Lubrication for Engineers*, caps. 3 y 4, John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1956.

** Consulte A. Cameron, *Principles of Lubrication*, caps. 7-9, John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1966.

† En cualquier texto de Mecánica de Fluidos puede encontrarse un estudio completo. Por ejemplo, W.M. Swanson, *Fluid Mechanics*, págs. 17-30 y 740, Holt, Rinehart and Winston, Inc., Nueva York, 1970.

película está formada por una serie de capas horizontales, en las que la fuerza *F* ocasiona su deformación o el deslizamiento de unas sobre otras, como lo hacen los naipes de una baraja. También se supondrá que las capas que están en contacto con la placa móvil tienen la velocidad *U* y que las que están en contacto con la superficie fija o estacionaria tienen velocidad cero. La velocidad de las capas intermedias depende de su distancia *y* a la superficie estacionaria. La ley de Newton para el movimiento de un fluido viscoso establece que el esfuerzo cortante o tangencial que se genera en el fluido es proporcional al régimen de variación de la velocidad, con respecto a *y*. En consecuencia,

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (10-1)$$

en donde μ es una constante de proporcionalidad que define la llamada *viscosidad* (o *viscosidad absoluta*). La derivada du/dy es la intensidad de cambio de la velocidad con respecto a la distancia (o gradiente de la velocidad), y también puede llamársele rapidez de deformación por esfuerzo cortante. En consecuencia, la viscosidad μ es una medida de la resistencia al rozamiento interno en el fluido. Si se considera que el gradiente de la velocidad es constante, $du/dy = U/h$, y por la ecuación (10-1), se tiene que

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{U}{h} \quad (10-2)$$

Puede apreciarse que la viscosidad absoluta, también llamada *viscosidad dinámica*, tiene las dimensiones de esfuerzo multiplicado por tiempo. Por tanto, sus unidades son como sigue.

En el sistema inglés IPS, se utiliza la unidad libra fuerza-segundo por segundo por centímetro cuadrado, que no se emplea.

En el sistema inglés, IPS, se utiliza la unidad libra fuerza-segundo por pulgada cuadrada, que recibe el nombre de *reyn*, en honor de sir Osborne Reynolds.

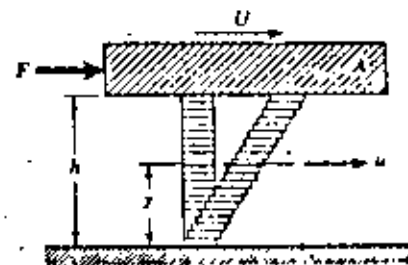


Fig. 10-1

La unidad SI es el pascal-segundo (Pa·s), que equivale a un newton segundo por metro cuadrado. La conversión de la unidad IPS a la SI es igual que en el caso del esfuerzo: se multiplica el valor en *reyn* por 6 890 para obtener su equivalencia en Pa·s.

La Sociedad Norteamericana de Ingenieros Mecánicos (ASME)* publicó una lista de unidades del sistema CGS que no deben usarse en sus documentos. Tal lista es resultado de una recomendación hecha por el Comité Internacional de Pesas y Medidas (CIPM), en el sentido de que se abandone el uso de las unidades CGS con nombres especiales. En la lista figuran la unidad de fuerza llamada *dina* (din), la unidad de viscosidad denominada *poise* (P) y la unidad de viscosidad cinemática llamada *stoke* (St). Todas estas unidades se han usado extensamente y continúan utilizándose en los estudios de lubricación.

El poise es la unidad CGS de viscosidad dinámica o absoluta y equivale a una dina-segundo por centímetro cuadrado (din·s/cm²). En el análisis se acostumbra emplear el centipoise (cP), por ser más conveniente su valor. Cuando se expresa la viscosidad en centipoises, se designa con Z_1 a conversión de las unidades CGS a SI y a IPS, es como sigue:

$$\mu(\text{Pa}\cdot\text{s}) = (10)^{-3} Z_1(\text{cP})$$

$$\mu(\text{reyn}) = \frac{Z_1(\text{cP})}{6.89(10)^6}$$

El método estándar ASTM para determinar la viscosidad emplea un instrumento llamado viscosímetro Saybolt Universal. El método consiste en medir el tiempo, en segundos, que tardan 60 ml de lubricante a una temperatura específica, en escurrir por un tubo de 17.6 mm de diámetro y 12.25 mm de longitud. Al resultado se le llama *viscosidad cinemática* y antes se le asignaba la unidad centímetro cuadrado por segundo. Un centímetro cuadrado por segundo se define como un *stoke*. Aplicando la ley Hagen-Poiseuille,** la viscosidad cinemática basada en los *segundos Saybolt*, denominada también *viscosidad Saybolt Universal* (VSU), es

$$Z_1 = \left(0.22t - \frac{180}{t}\right) \quad (10-3)$$

expresión en la cual Z_1 está en centistokes (cSt) y t es el número de segundos Saybolt.

* ASME Orientation and Guide for Use of Metric Units, 2a. ed., pág. 13, American Society of Mechanical Engineers, 1972.

** Consulte un texto de Mecánica de Fluidos, por ejemplo, Chia-Shun Yih, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, pág. 314, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1969.

En el SI, la viscosidad cinemática, ν , tiene por unidad el metro cuadrado por segundo (m²/s), y la conversión es

$$\nu(\text{m}^2/\text{s}) = 10^{-6} Z_1(\text{cSt})$$

En consecuencia, la ecuación (10-3 se convierte en

$$\nu = \left(0.22t - \frac{180}{t}\right) (10^{-6}) \quad (10-4)$$

Para convertir a viscosidad dinámica se multiplica ν por la densidad en unidades SI. Designando la densidad por ρ (expresada en la unidad kilogramo por metro cúbico), se tiene

$$\mu = \rho \left(0.22t - \frac{180}{t}\right) (10^{-6}) \quad (10-5)$$

expresión en la que μ resulta en pascal-segundos.

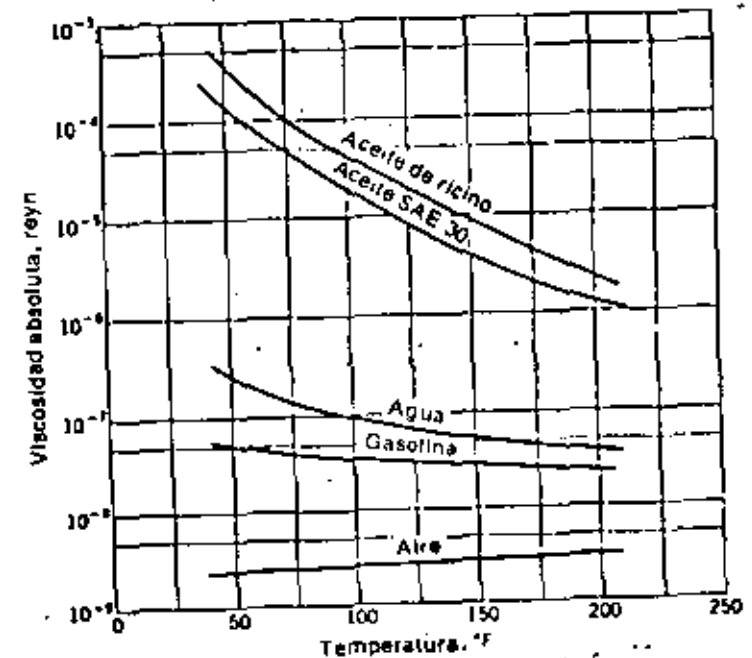


Fig. 10-2 Comparación de las viscosidades de diversos fluidos.

La figura 10-2 es una gráfica de la viscosidad absoluta —en unidades IPS— de varios fluidos usados a menudo como lubricantes que indica su variación con respecto a la temperatura.

10-3 LEY DE PETROFF

El fenómeno del rozamiento en los cojinetes fue explicado por primera vez por Petroff, con base en la hipótesis de que el eje o árbol es concéntrico o coaxial con el cojinete. Aunque muy raras veces se hará uso del método de análisis de Petroff en lo que sigue, es importante porque define grupos de parámetros adimensionales y porque el coeficiente de fricción que produce esta ley resulta aceptable, aun cuando el muñón del eje no sea coaxial.

Ahora se considerará un eje vertical que gira en un cojinete guía. Se supone que el cojinete soporta una carga muy pequeña, que la holgura o espacio libre c está completamente llena de aceite y que las fugas son despreciables (fig. 10-3). Se designará el radio del eje por r , la holgura por c y la longitud del cojinete por l . Si el eje gira a N rps, su velocidad periférica o superficial será $U = 2\pi rN$. Como el esfuerzo tangencial o de deslizamiento que se desarrolla en el lubricante es igual al producto del gradiente de la velocidad por la viscosidad, entonces por la ecuación (10-2) se tiene

$$\tau = \mu \frac{U}{h} = \frac{2\pi r \mu N}{c} \quad (a)$$

expresión en la cual la holgura radial, c , sustituye a la distancia o espesor, h . La fuerza que se requiere para hacer deslizar la película es igual al esfuerzo tangencial, multiplicado por el área. El momento de la fuerza tangencial o deslizante es igual a la fuerza, multiplicada por el brazo de momento. En consecuencia,

$$T = (\tau A)(r) = \left(\frac{2\pi r \mu N}{c}\right)(2\pi r l)(r) = \frac{4\pi^2 r^3 \mu N}{c} \quad (b)$$



Fig. 10-3

Si ahora se designa por W a la fuerza normal que actúa sobre el cojinete, entonces la presión o carga por unidad P , en unidades de fuerza por unidad de área proyectada, será $P = W/2rl$. El rozamiento es fW , siendo f el coeficiente de fricción y, por tanto, el momento del rozamiento es

$$T = fWr = (f)(2rlP)(r) = 2r^3 fP \quad (c)$$

Al sustituir en la ecuación (b) el valor del momento obtenido por esta ecuación (c) y despejar el coeficiente de fricción, se obtiene

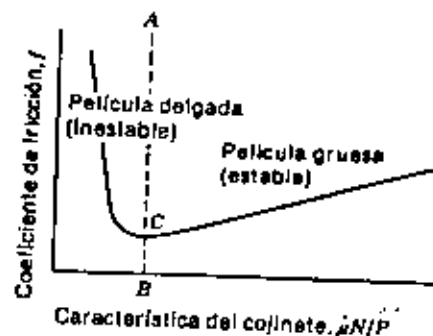
$$f = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P} \frac{r}{c} \quad (10-6)$$

La ecuación (10-6) recibe el nombre de *ley de Petroff* y fue publicada por primera vez en 1883. Las cantidades $\mu N/P$ y r/c son parámetros muy importantes en el estudio de la lubricación. Si se sustituyen las dimensiones apropiadas para cada parámetro, se observará que ambos son adimensionales.

10-4 LUBRICACION ESTABLE

La diferencia entre la lubricación al límite y la lubricación hidrodinámica puede explicarse observando la figura 10-4. Esta gráfica de la variación del coeficiente de rozamiento, en función de la característica $\mu N/P$ del cojinete, la obtuvieron los hermanos McKee en un ensayo real de fricción.* Esta gráfica es importante porque define la estabilidad de la lubricación y ayuda a entender la lubricación hidrodinámica y la de película muy delgada.

Suponga que se analiza lo que está a la derecha de la ordenada BA , y que, por ejemplo ocurre un aumento en la temperatura del lubricante. Esto da origen a un descenso de la viscosidad y, por tanto, a un valor menor de

Fig. 10-4 Variación del coeficiente de fricción con $\mu N/P$.

* S. A. McKee y T. R. McKee, "Journal of Engineering Friction in the Region of Thin Film Lubrication", SAE Journal, vol. 31, págs. (P) 371-377, 1932.

$\mu N/P$. El coeficiente de rozamiento disminuye, no se genera tanto calor por el esforzamiento del lubricante y, en consecuencia, desciende la temperatura del lubricante. Por lo tanto, la región situada a la derecha de la ordenada BA define la *lubricación estable*, porque las variaciones se corrigen por sí solas.

A la izquierda de la ordenada BA , una disminución de la viscosidad haría aumentar la fricción. Por consiguiente, se produciría un aumento de temperatura y la viscosidad se reduciría aún más. El efecto resultante sería de compresión. En consecuencia, la región situada a la izquierda de la ordenada BA representa la *lubricación inestable*.

También es útil ver que una viscosidad pequeña y, por tanto, un valor pequeño de $\mu N/P$, significa que la película de lubricante es muy delgada y que habrá más posibilidades de que exista cierto contacto directo de metal a metal y, por consiguiente, de mayor fricción. Así pues, el punto C representa lo que es probablemente el principio del contacto entre metal y metal, al disminuir el valor de $\mu N/P$.

10-5 LUBRICACION DE PELICULA GRUESA

Ahora se examinará cómo se forma una película de lubricante en un soporte de muñón. La figura 10-5a representa el muñón de un eje que está a punto de comenzar a girar, en el sentido del reloj. En las condiciones iniciales del movimiento, el cojinete estará seco o, por lo menos parcialmente seco, de manera que el muñón ascenderá o rotará en sentido ascendente sobre el lado derecho del cojinete, como se ilustra en la figura 10-5a. En las condiciones de sequedad del cojinete, se alcanzará el equilibrio cuando la fuerza de fricción se equilibre con la componente tangencial de la carga del cojinete.

Ahora suponga que se introduce un lubricante en la parte superior del cojinete, como se indica en la figura 10-5b. La acción del muñón giratorio es impulsar el lubricante alrededor del cojinete, en el sentido del reloj. El lubricante es introducido a un espacio en forma de cuña y empuja al muñón hacia el otro lado. Se forma una *película de espesor mínimo*, h_0 , no en la parte

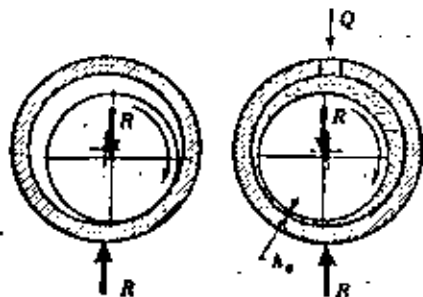


Fig. 10-5 Formación de la película.

(a) En seco

(b) Con lubricación

inferior del muñón, sino desplazada en el sentido de la rotación, a partir de la parte inferior o de asiento del muñón (fig. 10-5b). Esto se explica por el hecho de que, en la mitad convergente de la película, la presión alcanza un máximo en un punto situado a la izquierda del centro del cojinete.

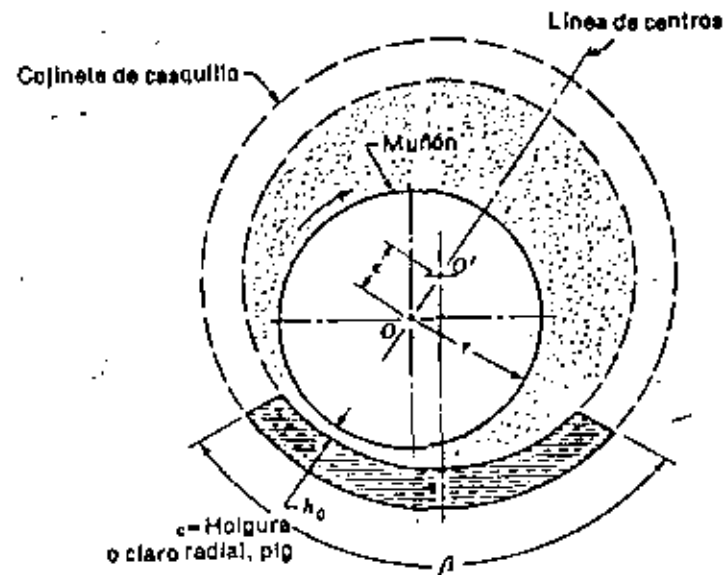


Fig. 10-6 Nomenclatura de una chumacera o soporte de muñón.

La figura 10-5 ilustra cómo determinar si el muñón, con lubricación hidrodinámica, está corrido excéntricamente hacia el lado derecho o el lado izquierdo del cojinete. Imagine que el muñón está a punto de girar. Determine sobre qué lado del cojinete tiende a rodar el muñón. Entonces, si la lubricación es hidrodinámica, el muñón se correrá hacia el lado opuesto.

En la figura 10-6 se muestra la nomenclatura relativa a los cojinetes de deslizamiento usados en los soportes de muñón. La distancia c es la *holgura radial* y es la diferencia existente entre el radio del cojinete y el del muñón. En la figura 10-6, el centro del muñón es O' y el centro del cojinete es O . La distancia entre estos centros es la *excentricidad* y se la designa por e . Al *espesor mínimo de la película* se le representa por h_0 y ocurre en la línea de centros. Al espesor de la película en cualquier otro punto se le designa por h . También se define una *relación de excentricidad* ϵ , como

$$\epsilon = \frac{e}{c}$$

Al cojinete ilustrado en la figura se le conoce como *cojinete parcial*. Si el radio del cojinete es igual al del muñón se le llama *cojinete ajustado*. Si el

cojinete cubre todo el muñón, en la forma indicada por las líneas punteadas, recibe el nombre de *cojinete completo*. El ángulo β corresponde a la amplitud angular de un cojinete parcial. Por ejemplo, un cojinete parcial de 120° tiene un ángulo β igual a 120° .

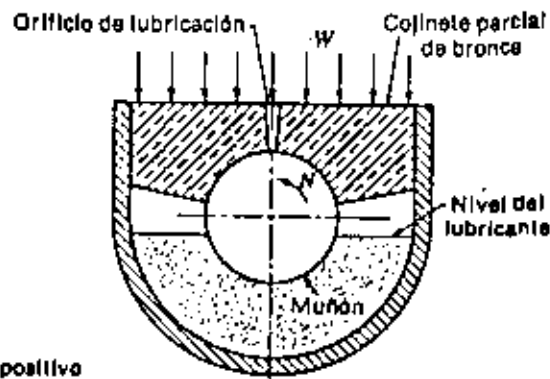


Fig. 10-7 Esquema del dispositivo de cojinete parcial empleado por Tower.

10-6 TEORIA DE LA LUBRICACION HIDRODINAMICA

La teoría actual de la lubricación hidrodinámica tuvo su origen en el laboratorio de Beauchamp Tower, en los primeros años de la década de 1880, en Inglaterra. Este investigador estaba encargado de estudiar la fricción en las chumaceras de los ejes de los carros de ferrocarril y, además, de determinar el mejor método para lubricarlos. Fue un accidente o algún error en el curso de esta investigación, lo que llevó a Tower a analizar el problema con mayor detalle y, de esto, resultó un descubrimiento que finalmente condujo al desarrollo de la teoría.

La figura 10-7 es un esquema del soporte de muñón que investigó Tower. Tiene un cojinete parcial de 4 pulgadas de diámetro y 6 pulgadas de longitud, con un arco de contacto de 157° , y lubricación del tipo de baño, como se ilustra. Los coeficientes de fricción obtenidos por Tower en su investigación con este cojinete fueron bastante bajos, lo cual no sorprende en la actualidad. Después de ensayar este cojinete, Tower abrió un orificio de $\frac{1}{4}$ pulg de diámetro en la parte superior, pero cuando puso en movimiento el aparato, el aceite brotó por dicho orificio. Tratando de impedir lo ocurrido usó un tapón de corcho, pero éste saltó también del orificio y recurrió a tapar éste con un taquete de madera. Cuando también fue expulsado el tapón de madera, Tower se dio cuenta de que, indudablemente, estaba a punto de efectuar un descubrimiento. Después de instalar un manómetro en el agujero lubricador, el medidor indicó una presión mayor que el doble de la carga por unidad del cojinete. Finalmente, investigó en detalle las presiones de la película en el co-

jinete, a todo lo ancho y lo largo del mismo, y reportó una distribución similar a la de la figura 10-8.*

Los resultados obtenidos por Tower tenían tal regularidad que Osborne Reynolds llegó a la conclusión de que debía haber una ley definida que relacionara la fricción, la presión y la velocidad. La teoría matemática actual de la lubricación está basada en el trabajo de Reynolds que siguió a los experimentos efectuados por Tower.† La ecuación diferencial original, formulada por Reynolds, la usó éste para explicar los resultados de Tower. La solución es un problema desafiante que ha interesado a muchos investigadores desde entonces, y que sigue siendo el punto de partida para los estudios de lubricación.

Reynolds imaginó que el lubricante quedaba adherido a ambas superficies y era impulsado por la superficie en movimiento hacia un espacio con forma de cuña, de estrechamiento progresivo, lo cual daba origen a una presión en la película de fluido, de intensidad suficiente para soportar la carga del cojinete. Una de las más importantes hipótesis simplificadoras del problema se originó en la apreciación de Reynolds de que las películas de fluido eran tan delgadas en comparación con el radio del cojinete, que su curvatura podía desprejarse. Esto le permitió sustituir al cojinete parcial curvo por un cojinete plano llamado *cojinete plano de deslizamiento*. Otras suposiciones que también hiciera son:

- 1 El lubricante obedece la ley de Newton del movimiento de un fluido viscoso.

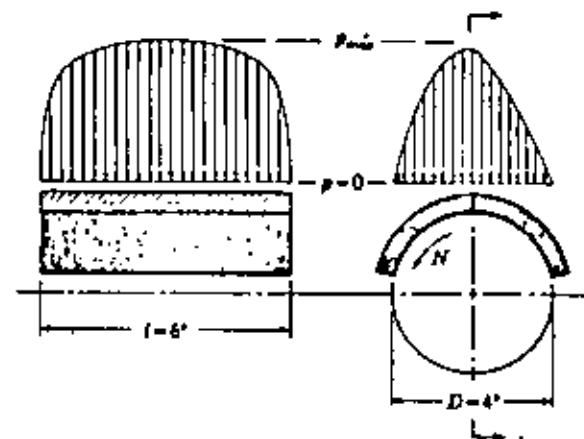


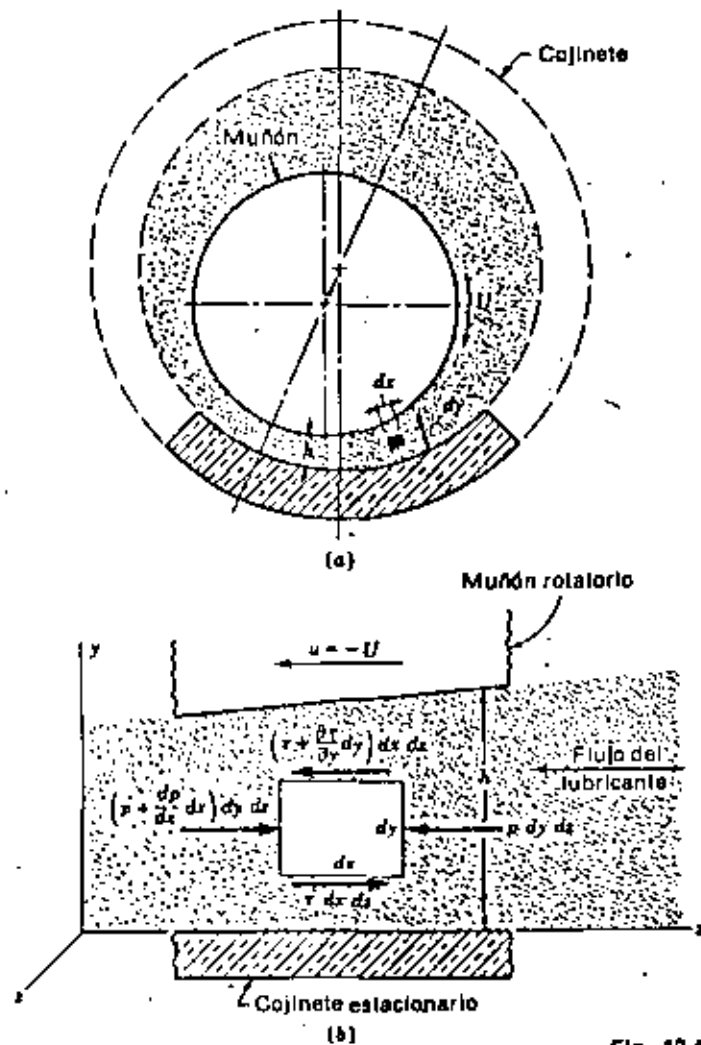
Fig. 10-8 Gráficas de la distribución aproximada de la presión obtenidas por Tower.

* Beauchamp Tower, "First Report on Friction Experiments", *Proc. Inst. Mech. Eng.* Noviembre 1883, págs. 632-666; "Second Report" *ibid.* 1885, págs. 58-70; "Third Report", *ibid.* 1888, págs. 173-205; "Fourth Report", *ibid.* 1891, págs. 111-140.

† Osborne Reynolds, "Theory of Lubrication", Parte I, *Phil. Trans. Roy. Soc. London*, 1886.

- 2 Las fuerzas debidas a la inercia del lubricante son despreciables.
- 3 El lubricante es incompresible.
- 4 La viscosidad es constante en toda la pelicula.
- 5 La presión no varía en la dirección axial.

La figura 10-9a muestra un muñón que gira en el sentido del reloj, soportado por una película de lubricante, de espesor variable h , sobre un cojinete parcial que está fijo. Se especifica que el muñón tiene una velocidad superficial constante U . Utilizando la suposición de Reynolds de que puede despreciarse la curvatura, en el cojinete fijo se establece un sistema derecho



de ejes de referencia, xyz . Luego se hacen las siguientes consideraciones adicionales:

6. El cojinete y el muñón se prolongan o extienden indefinidamente en la dirección z ; esto significa que no puede haber flujo de lubricante en dicha dirección.
- 7 La presión de la película es constante en la dirección y . En consecuencia, la presión dependerá sólo de la coordenada x .
- 8 La velocidad de una partícula del lubricante en el seno de la película, depende sólo de las coordenadas x y y .

Ahora se determina un elemento de lubricante en el interior de la película (fig. 10-9a), de dimensiones dx , dy y dz , y se calculan las fuerzas que actúan en las caras de tal elemento. Como se ilustra en la figura 10-9b, fuerzas normales, debidas a la presión, actúan sobre las caras derecha e izquierda del elemento, y fuerzas tangenciales, debidas a la viscosidad y a la velocidad del fluido, actúan sobre las caras superior e inferior. La suma de estas fuerzas da

$$\sum F = \left(p + \frac{dp}{dx} dx \right) dy dz + \tau dx dz - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) dx dz - p dy dz = 0 \quad (a)$$

Esta expresión se reduce a

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (b)$$

Por la ecuación (10-1), se tiene

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (c)$$

expresión en la que se emplea la derivada parcial, porque la velocidad u depende tanto de x como de y . Sustituyendo la ecuación (c) en la (b), se obtiene

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (d)$$

Manteniendo constante a x , se integra ahora dos veces esta expresión, con respecto a y . Esto da

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y + C_1$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2 \quad (e)$$

Debe notarse que el hecho de mantener a x constante significa que C_1 y C_2 pueden ser funciones de x . Ahora se supone que no ocurre deslizamiento alguno entre el lubricante y las superficies confinantes. Esto da dos grupos de condiciones de frontera para evaluar las constantes C_1 y C_2 :

$$\begin{aligned} y=0 & \quad y=h \\ u=0 & \quad u=-U \end{aligned} \quad (f)$$

Debe observarse que, en la segunda condición, h es función de x . Sustituyendo estas condiciones en la ecuación (e) y despejando las constantes, se tiene

$$C_1 = -\frac{U}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{dp}{dx} \quad C_2 = 0$$

o sea,

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) - \frac{U}{h} y \quad (10-7)$$

Esta ecuación da la distribución de la velocidad del lubricante en el seno de la película, en función de la coordenada y , y del gradiente de presión dp/dx . La ecuación indica que la distribución de la velocidad, transversalmente a la película (desde $y=0$ hasta $y=h$), se obtiene superponiendo una distribución parabólica (el primer término) a una distribución lineal (el segundo término). La figura 10-10 indica la superposición de estos dos términos, para obtener la velocidad para valores particulares de x y de dp/dx . En general, el término parabólico puede ser aditivo o sustractivo respecto del término lineal, dependiendo del signo del gradiente de la presión. Cuando la presión es máxima, $dp/dx = 0$ y la velocidad es

$$u = -\frac{U}{h} y \quad (g)$$

lo cual es una relación lineal.

En seguida se define a Q como el volumen de lubricante que fluye en la dirección x por unidad de tiempo, o sea, el flujo del lubricante. Usando un ancho igual a la unidad en la dirección z , el flujo puede determinarse por medio de la expresión

$$Q = \int_0^h u \, dy \quad (h)$$

Sustituyendo el valor de u de la ecuación (10-7) e integrando, se obtiene

$$Q = -\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \quad (i)$$

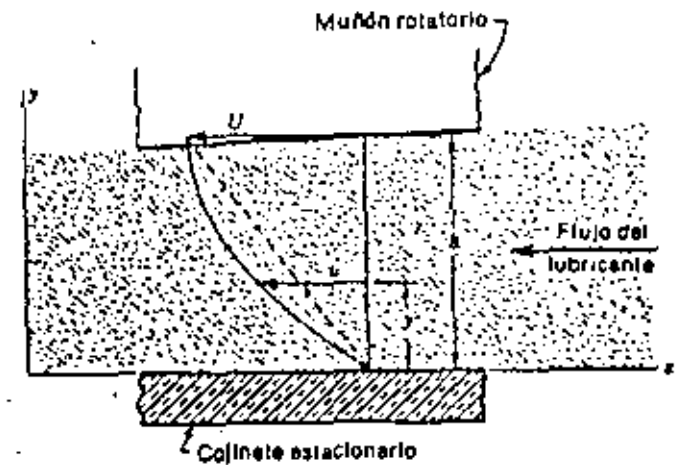


Fig. 10-10 Velocidad del lubricante.

En el siguiente paso se utiliza la hipótesis de que el lubricante es incompresible y, entonces, el flujo será igual para cualquier sección transversal. En consecuencia,

$$\frac{dQ}{dx} = 0$$

De la ecuación (i),

$$\frac{dQ}{dx} = -\frac{U}{2} \frac{dh}{dx} - \frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 0$$

o sea,

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = -6U \frac{dh}{dx} \quad (10-8)$$

igualdad que es la ecuación clásica de Reynolds para flujo unidimensional. En ella se desprecian las fugas laterales, es decir, el flujo en la dirección z . Se emplea un desarrollo similar cuando no se desprecian dichas fugas. La ecuación resultante es

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (10-9)$$

No existe solución general para la ecuación (10-9); se han obtenido soluciones aproximadas utilizando analogías eléctricas, métodos matemáticos de suma, procedimientos de relajación y métodos numéricos y gráficos. Una de las soluciones importantes es la debida a Sommerfeld, que puede expresarse en la forma

$$\frac{r}{c} f = \phi \left[\left(\frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu N}{P} \right] \quad (10-10)$$

donde ϕ indica una relación funcional. Sommerfeld encontró las funciones correspondientes a medios cojinetes y a cojinetes completos, considerando que no ocurren fugas ni escurrimientos laterales.

10-7 FACTORES DE DISEÑO

En el diseño de cojinetes de deslizamiento pueden distinguirse dos grupos de variables. En el primer grupo se encuentran aquellas cuyos valores son dados, o están bajo control del diseñador. Tales son:

- 1 La viscosidad, μ
- 2 La carga por unidad de área proyectada de cojinete, P
- 3 La velocidad de rotación, N
- 4 Las dimensiones del cojinete y del muñón; r , c , β y l

Por lo general, de estas cuatro variables, el diseñador no tiene control sobre la velocidad, porque ésta depende del diseño general de la máquina. A veces se especifica de antemano la viscosidad, como, por ejemplo, cuando se almacena el aceite en un depósito y se emplea desde ahí para lubricar y enfriar diversos cojinetes. Las variables restantes y, a veces la viscosidad, puede controlarlas el diseñador y por tanto, son *decisiones personales*. En otras palabras, cuando se han definido estas cuatro variables el diseño estará completo.

En el segundo grupo se hallan las variables dependientes. El diseñador no puede controlar estas variables, excepto en forma indirecta, cambiando una o más del primer grupo. Tales variables son:

- 1 El coeficiente de fricción o rozamiento, f
- 2 La elevación de temperatura, ΔT
- 3 El flujo del lubricante, Q
- 4 El espesor mínimo de película, h_0

Puede considerarse que estas cantidades son los *factores de diseño* porque es necesario establecer limitaciones sobre sus valores. Tales limitaciones se definen por las características de los materiales de cojinete y del lubricante. Por tanto, el problema fundamental del diseño de cojinetes de deslizamiento es definir límites satisfactorios para el segundo grupo de variables y, después, decidir los valores de las variables del primer grupo de manera que no se rebasen dichas limitaciones.

10-8 RELACION ENTRE LAS VARIABLES

Antes de proseguir con el problema del diseño, es necesario establecer las relaciones que existen entre las variables. A.A. Raimondi y John Boyd, en los

Westinghouse Research Laboratories, emplearon una técnica de iteración para resolver la ecuación de Reynolds en una computadora digital.* Esta es la primera vez que han quedado a disposición de los diseñadores datos tan extensos y, por lo tanto, se emplearán en esta obra.†

Los trabajos de Raimondi y Boyd fueron publicados en tres partes y contienen 45 diagramas detallados y 6 tablas de información numérica. En las tres partes se emplean diagramas o gráficas para definir las variables, según relaciones de longitud a diámetro (l/d) de 1:4, 1:2 y 1:1, y para ángulos beta de 60° a 360° . En ciertas condiciones, la solución de la ecuación de Reynolds da presiones negativas en la parte divergente de la película de lubricante. Como generalmente los lubricantes no pueden soportar esfuerzos de tensión, en la parte III de los trabajos de Raimondi y Boyd se supone que la película se rompe cuando se anula la presión en la misma. La parte III también contiene datos para el cojinete de longitud infinita; como este elemento no tiene extremos, no puede haber fugas laterales. Los diagramas que se presentan en este libro provienen de dicha parte de esos trabajos y son únicamente para cojinetes de deslizamiento completos ($\beta = 360^\circ$). El espacio no permite incluir diagramas para cojinetes parciales. Esto significa que el lector debe consultar el trabajo original cuando se trate de ángulos beta menores de 360° . La notación es casi la misma que la empleada en este libro, por lo que no deberá presentar problemas tal consulta.

Las figuras 10-11 y 10-12 relacionan la viscosidad con la temperatura para diversos aceites SAE, sin necesidad de hacer conversiones a diferentes sistemas de unidades.

El *número característico del cojinete*, o *número de Sommerfeld*, lo define la ecuación

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} \quad (10-11)$$

en la cual S = número característico del cojinete

r = radio del muñón, plg

c = holgura radial, plg

μ = viscosidad absoluta, reyn

N = velocidad relativa entre muñón y cojinete, rps

P = carga por unidad de área proyectada, lb/plg²

* A.A. Raimondi y John Boyd, "A Solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design". Partes I, II y III, *Trans. ASME*, vol. 78, no. 1, págs. 159-207, en *Lubrication Science and Technology*, Pergamon Press, Nueva York, 1956.

† Hay otras fuentes de datos; su descripción puede verse en Fuller, *op. citada*, págs. 150, 157, 177, 195 y 201. Consulte también el artículo relacionado publicado anteriormente, John Boyd y Albert A. Raimondi, "Applying Bearing Theory to the Analysis and Design of Journal Bearings", Partes I y II, *J. Appl. Mechanics*, vol. 73, págs. 298-310, 1951.

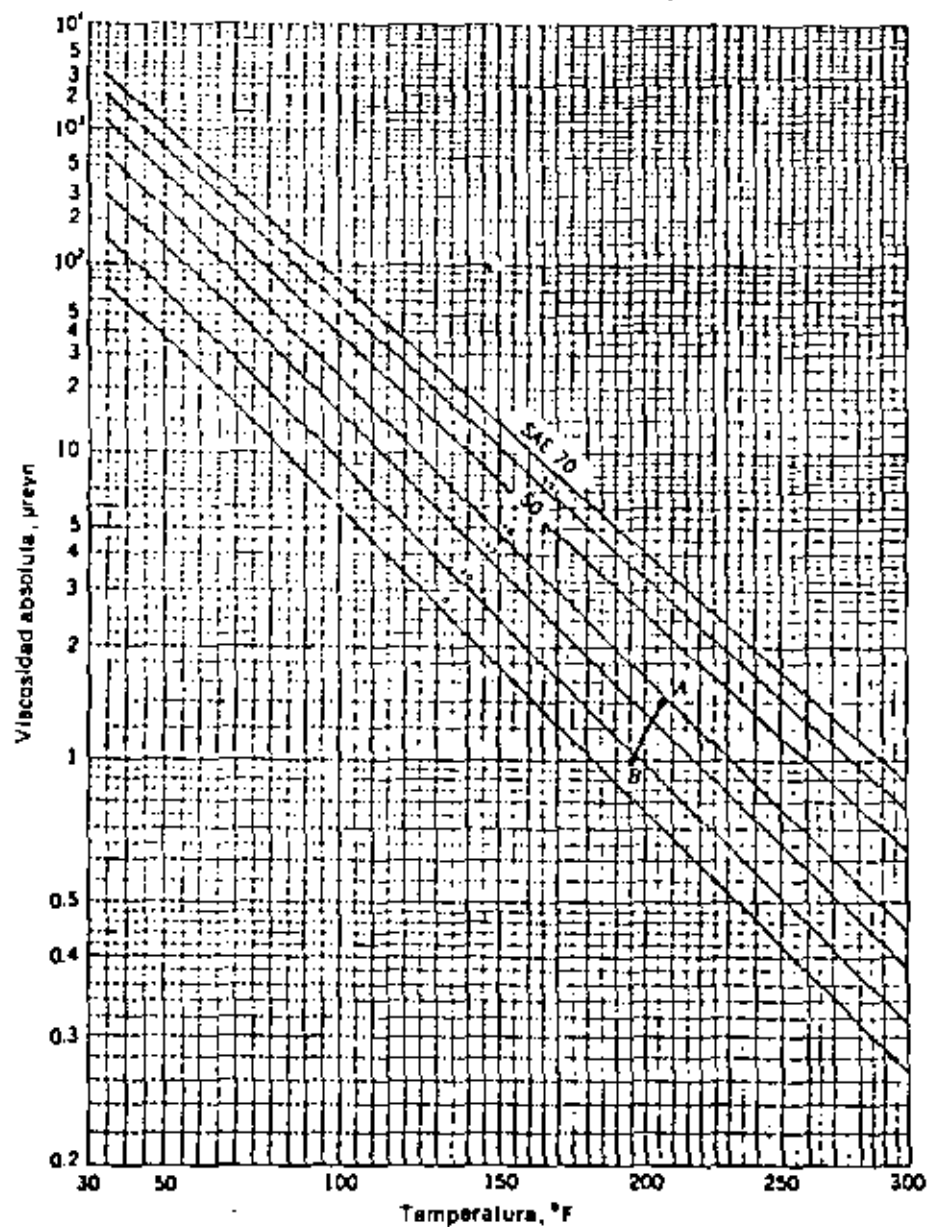


Fig. 10-11 Diagrama viscosidad-temperatura en unidades (PS. (Boyd y Raimondi.)

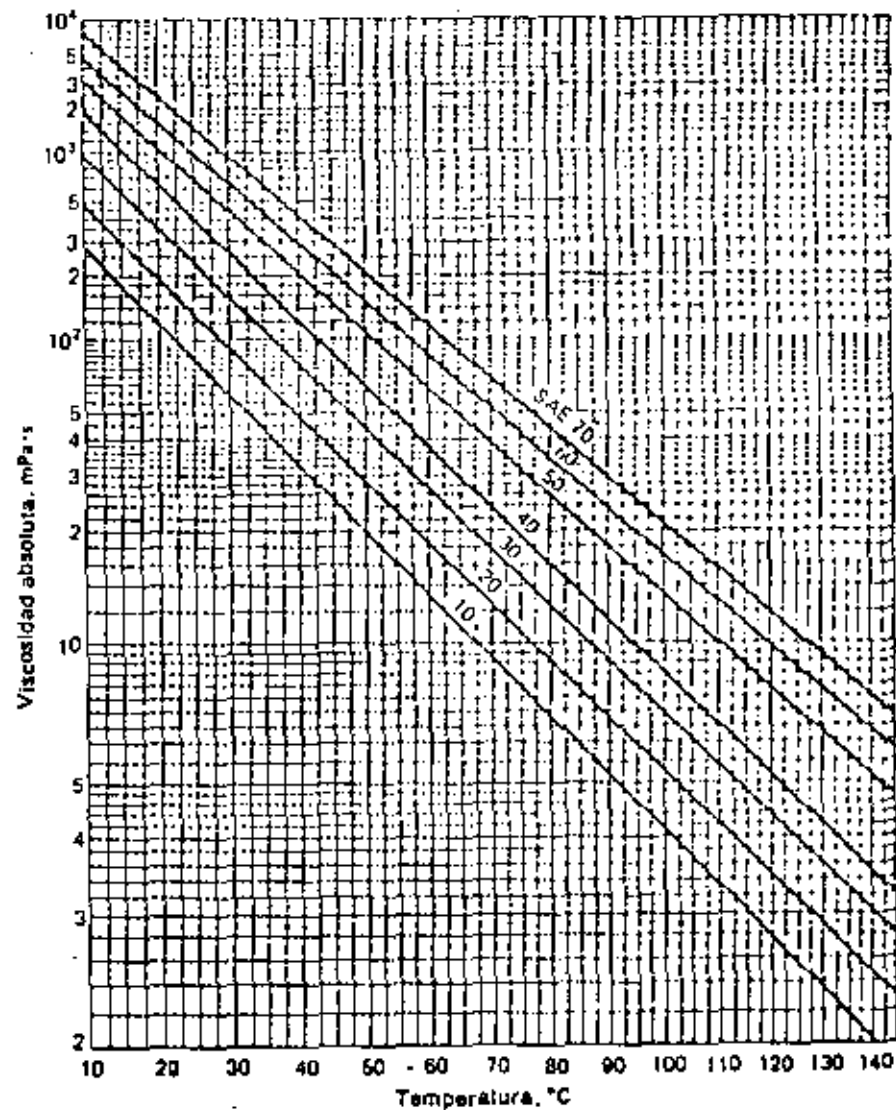
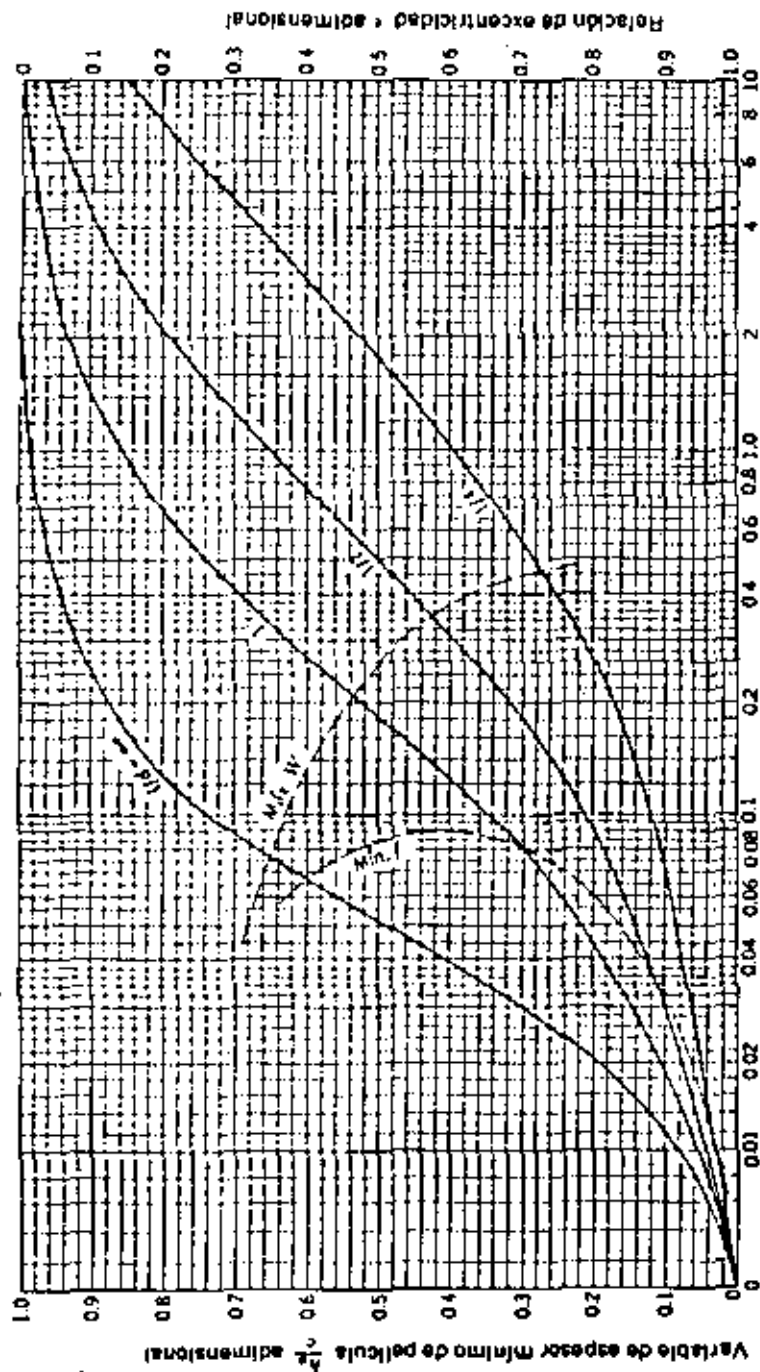


Fig. 10-12 Diagrama viscosidad-temperatura en unidades SI (Adeitado de la figura 10-11.)



Número característico del cojinete, $S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$

Fig. 10-13 Diagrama de la variable de espesor mínimo de la película y la relación de excentricidad. El límite izquierdo de la zona sombreada define la h_0 óptima para fricción mínima; el límite derecho es la h_0 óptima para carga máxima. (Raymond y Boyd.)

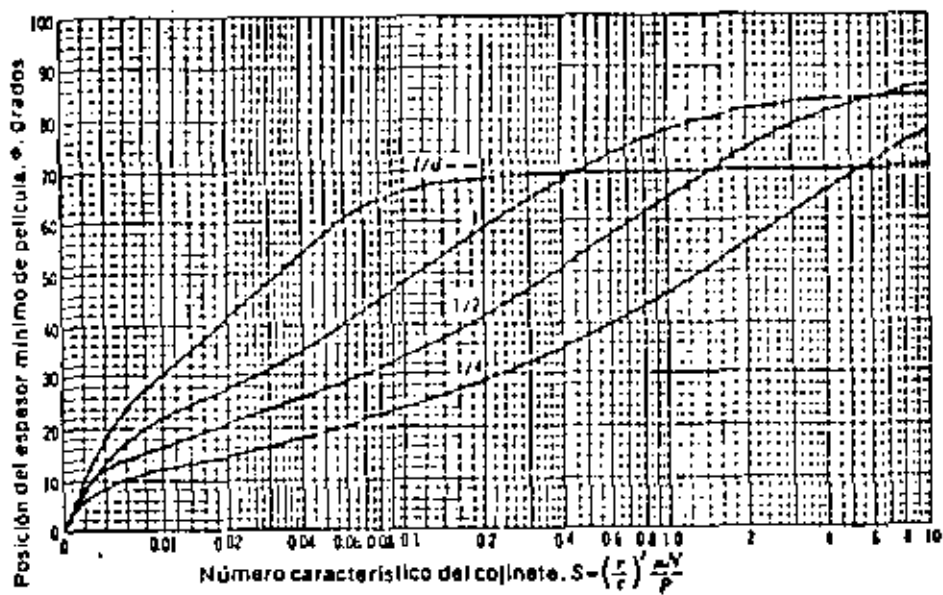


Fig. 10-14 Diagrama para determinar la posición del espesor mínimo de película h_0 . Para la localización del origen vea la figura 10-20. (Raymond y Boyd.)

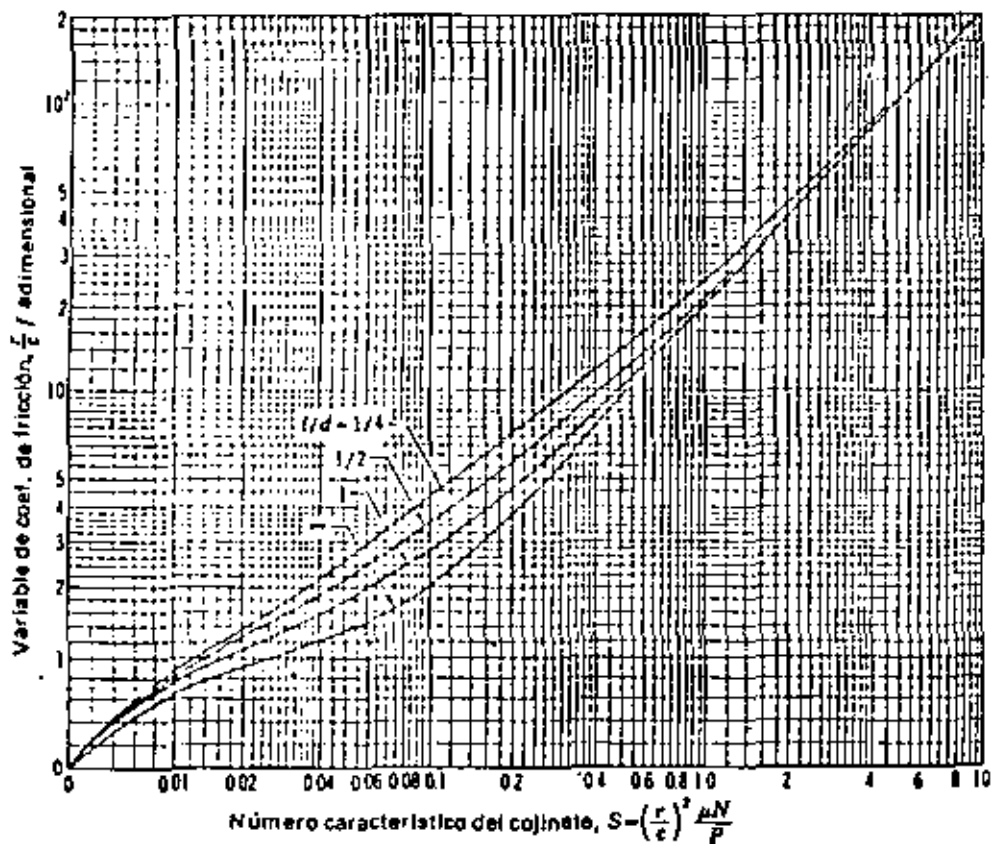


Fig. 10-15 Diagrama para la variable de coeficiente de fricción. (Reimondí y Boyd.)

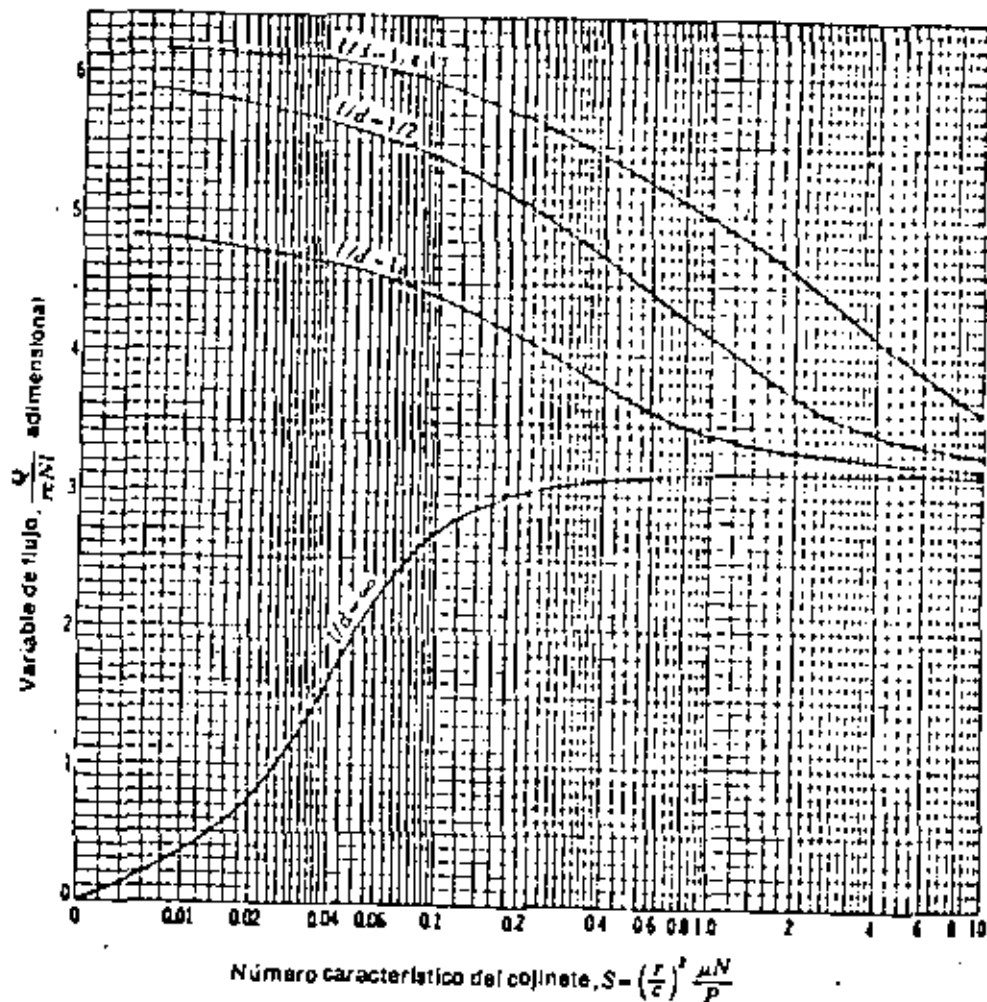


Fig. 10-16 Diagrama para la variable de flujo. (Reimondí y Boyd.)

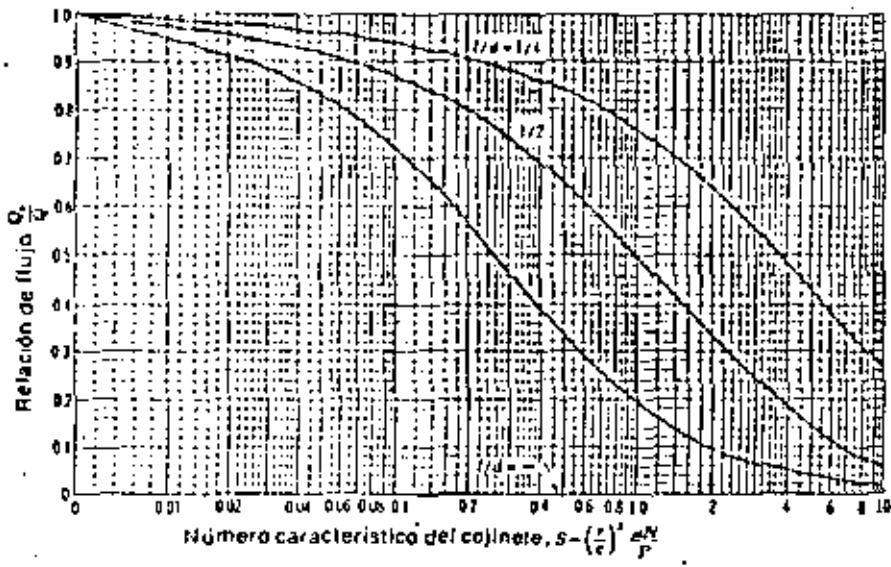


Fig. 10-17 Diagrama para determinar la relación del flujo lateral al flujo total. (Raymond y Boyd.)

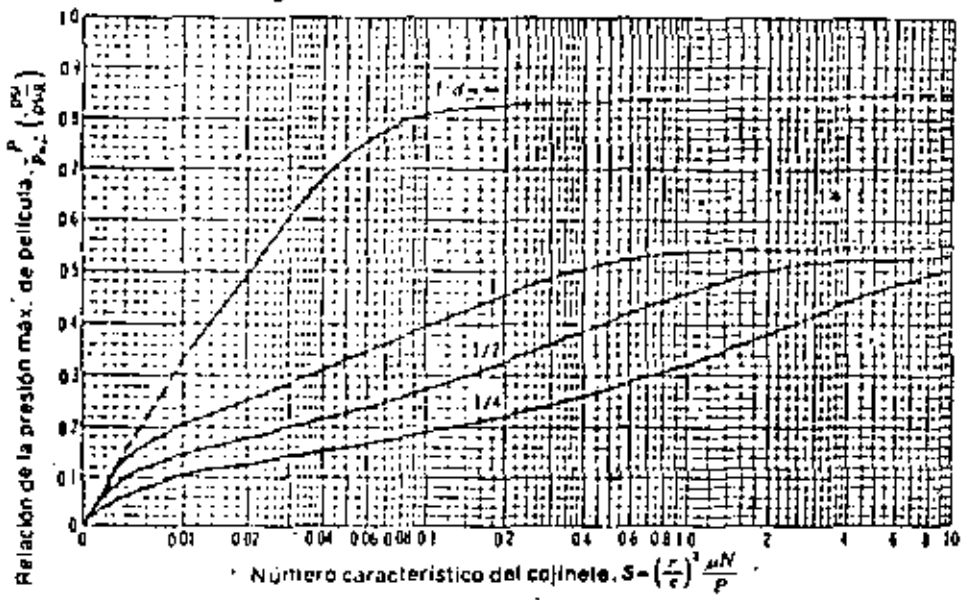


Fig. 10-18 Diagrama para determinar la presión máxima en la película. (Raymond y Boyd.)

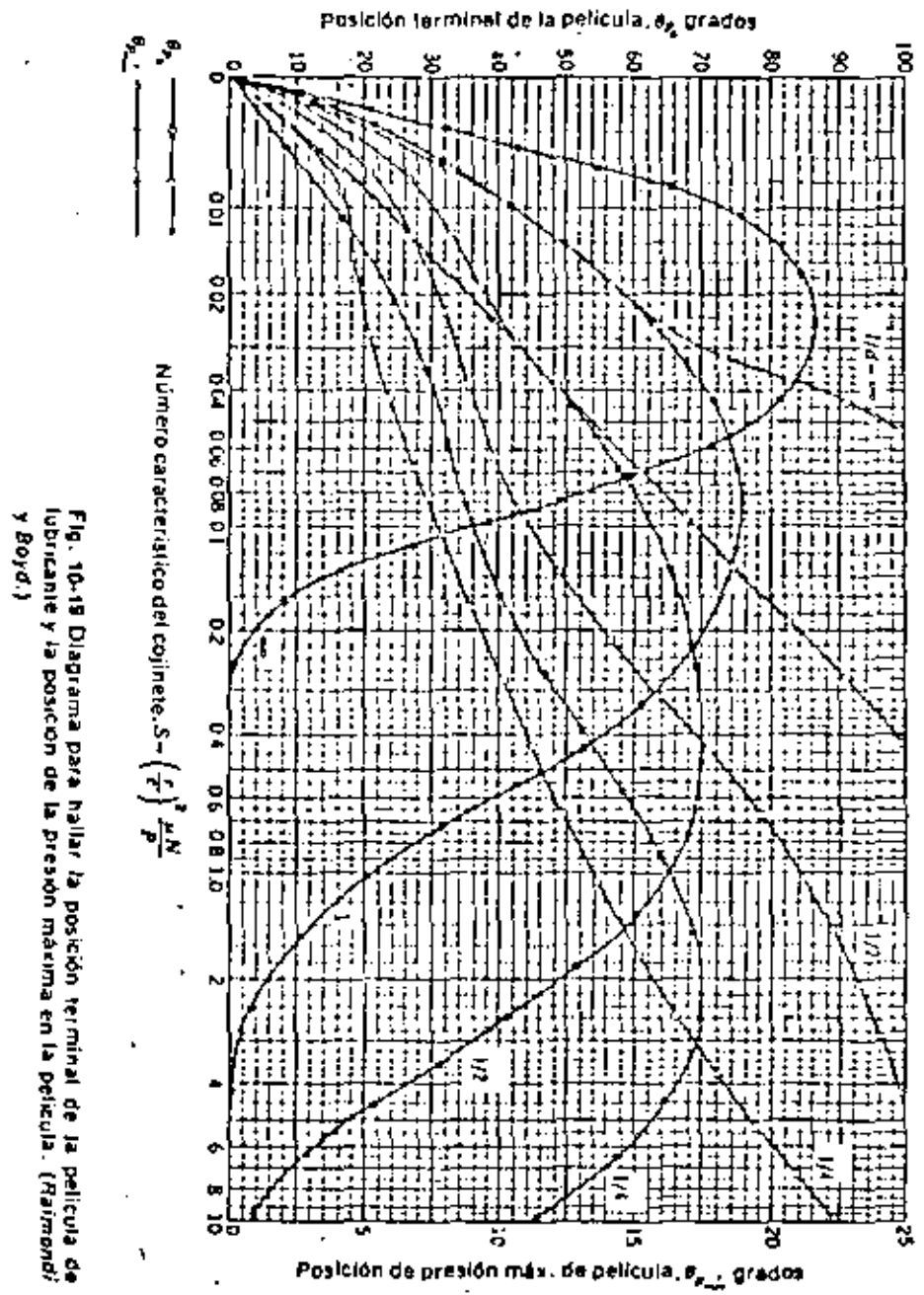


Fig. 10-18 Diagrama para hallar la posición terminal de la película de lubricante y la posición de la presión máxima en la película. (Raymond y Boyd.)

El número de Sommerfeld contiene todas las variables usualmente especificadas por el diseñador y es adimensional; por tanto, se ha usado como abscisa en los diagramas.

La variable de fricción $(r/c)f$ se grafica en función de S para diversos valores de la relación longitud a diámetro l/d , en la figura 10-15. Este diagrama se emplea como sigue:

Las cantidades siguientes se especifican para un soporte de muñón completo (W es la carga del cojinete):

$$\begin{aligned}\mu &= 4 \text{ } \mu\text{reyn} \\ N &= 30 \text{ rps (1800 rpm)} \\ W &= 500 \text{ lb} \\ r &= 0.75 \text{ plg} \\ d &= 0.0015 \text{ plg} \\ l &= 1.50 \text{ plg}\end{aligned}$$

La carga por unidad es:

$$P = \frac{W}{2rl} = \frac{500}{(2)(0.75)(1.50)}$$

De la ecuación (10-11), el número cara. vale

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} = \left(\frac{0.75}{0.0015}\right)^2 (4) = 0.135$$

para esta chumacera l/d figura 10-15, la variable de fricción valdrá

Consecuentemente, de la figura 10-15, $f = 0.007$. Por tanto, el coeficiente

$$f = 3.50 \frac{c}{r} = 3.50 \left(\frac{0.0015}{0.75}\right) = 0.007$$

Sabiendo esto, lo faltante se obtiene de las condiciones de operación. Por ejemplo, el momento de fricción es

$$T = fWr = (0.007)(500)(0.75) = 2.62 \text{ lb}\cdot\text{plg}$$

La pérdida de potencia en el cojinete (en hp) vale

$$\text{hp} = \frac{TN}{1050} = \frac{(2.62)(30)}{1050} = 0.0748$$

o bien, expresada en Btu/s, se tiene

$$H = \frac{2\pi TN}{(778)(12)} = \frac{2\pi(2.62)(30)}{(778)(12)} = 0.053 \text{ Btu/s}$$

Una de las variables importantes en la evaluación del funcionamiento de un cojinete es el espesor mínimo de película h_0 . Si éste fuera menor que cierto valor de seguridad, habría peligro de contacto de metal a metal durante las sobrecargas o de que la película fuese tan delgada que cualquier suciedad contenida en el aceite no podría pasar. Además, el flujo del aceite depende del espesor de la película y, con un flujo pequeño, el incremento de temperatura puede ser excesivo.

La variable de espesor mínimo de película es h_0/c y se ilustra en la figura 10-13.

Otro parámetro útil es la relación de excentricidad $\epsilon = e/c$. Como se indica en la figura 10-6, si $e = 0$ el cojinete está centrado y $h_0 = c$. Esto corresponde a una carga muy ligera o igual a cero, y la relación de excentricidad es nula. A medida que la carga aumenta, el muñón es forzado hacia abajo y la posición límite se alcanza cuando $h_0 = 0$ y $e = c$; esto es, el muñón está en contacto con el cojinete. Para esta condición, la relación de excentricidad es igual a la unidad. Como

$$h_0 = c - e \quad (10-12)$$

se tiene, dividiendo ambos miembros entre c ,

$$\frac{h_0}{c} = 1 - \epsilon \quad (10-13)$$

Por consiguiente, la gráfica para la variable de espesor mínimo de la película puede emplearse también para la relación de excentricidad, y esta cantidad se podrá hallar asimismo en el diagrama de la figura 10-13.

Los valores óptimos de diseño más frecuentemente usados son la carga máxima y la pérdida mínima de potencia. En la figura 10-13 se marcan con líneas punteadas estas condiciones, de modo que se puedan hallar fácilmente valores óptimos de h_0 o ϵ . Por lo tanto, la parte sombreada que está entre los límites definidos por estos dos valores óptimos puede considerarse como una zona de operación recomendada.

De este análisis puede concluirse que cojinetes con carga ligera funcionan con un número de Sommerfeld grande, en tanto que cojinetes muy cargados lo hacen con un valor muy pequeño de dicho número.

La figura 10-14 indica la localización del espesor mínimo de la película, como se define en la figura 10-20.

Para el ejemplo, y correspondiendo a $l/d = 1$ y $S = 0.135$, se halla de la figura 10-13, $h_0/c = 0.42$ y $\epsilon = 0.58$. De manera que el espesor mínimo de la película es

$$h_0 = 0.42c = (0.42)(0.0015) = 0.00063 \text{ plg}$$

La variable de flujo $Q/rcNI$, hallada en el diagrama de la figura 10-16, se usa para encontrar la cantidad de lubricante, Q , que el muñón rotatorio impulsa al espacio convergente. Este diagrama está basado en la presión atmosférica y en la falta de ranuras. Por lo tanto, el flujo se incrementará cuando la presión de suministro sea superior a la atmosférica. La cantidad de aceite suministrada al cojinete debe ser igual a Q , si el cojinete ha de operar de acuerdo con las gráficas. De la cantidad de aceite Q requerida por el cojinete, una parte Q_1 fluye hacia los extremos y a esto se le llama *escape o fuga lateral*. El escape lateral puede calcularse a partir de la relación de flujos Q_1/Q de la figura 10-17.

Usando el ejemplo anterior una vez más, se entra a la figura 10-16 con $S = 0.135$ y $l/d = 1$. Esto da $Q/rcNI = 4.28$, de manera que el flujo total es:

$$Q = 4.28rcNI = (4.28)(0.75)(0.0015)(30)(1.5) = 0.216 \text{ plg}^3/\text{s}$$

De la figura 10-17, $Q_1/Q = 0.655$ y así

$$Q_1 = (0.655)(0.216) = 0.142 \text{ plg}^3/\text{s}$$

La presión máxima desarrollada en la película puede calcularse a partir de la relación de presiones P/p_{max} , de la figura 10-18. Para obtener estos datos se consideró que la presión ambiente era la atmosférica. Si el aceite se suministra a una presión mayor, todos los puntos del diagrama de distribución de la presión de la figura 10-20 se desplazarán en la misma cantidad.

La localización de la presión máxima en la película puede encontrarse por medio del diagrama de la figura 10-19 y la notación de la figura 10-20. Este diagrama también contiene datos para localizar el punto de presión cero, es decir, el punto terminal de la película hidrodinámica. Raimondi y Boyd afirman que ninguno de los ángulos de posición es tan exacto como los otros datos, debido a que fueron tomados de las gráficas de distribución de la presión a lo largo de la línea de centros del cojinete. Sin embargo, la información será una buena ayuda para localizar las ranuras para aceite.

De la figura 10-18, se tiene que la relación de presión en la película es $P/p_{max} = 0.42$. Consecuentemente, $p_{max} = P/0.42 = 222/0.42 = 505 \text{ lb/plg}^2$. Entonces, de la figura 10-19, se halla que $\theta_{p_{max}} = 18.5^\circ$ y $\theta_{p=0} = 75^\circ$.

Puesto que el muñón efectúa trabajo sobre el lubricante, esto produce calor, como ya se ha visto. Dicho calor se disipa por conducción, convección y

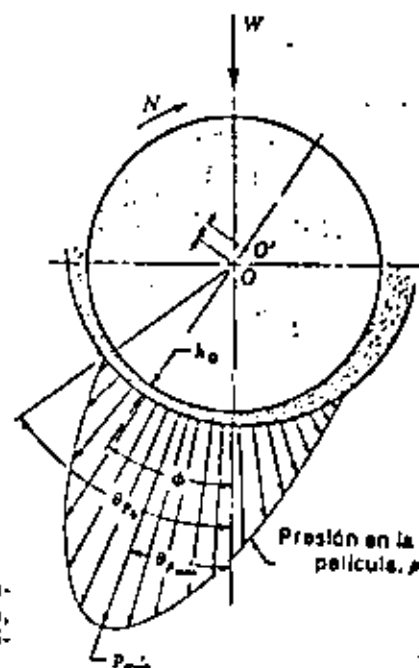


Fig. 10-20 Diagrama polar de la distribución de la presión en la película, en el que se indica la notación utilizada. (Raimondi y Boyd.)

radiación, y es acarreado por el flujo de aceite. Es muy difícil calcular con exactitud la cantidad de calor disipada por cada tipo de transmisión. Posteriormente se examinará este problema con más detalle, pero, por el momento, se considerará que el flujo de aceite absorbe y transporta todo el calor generado. Entonces, por lo que se refiere a la temperatura del aceite, se permanecerá en el lado conservador.

Los trabajos de Raimondi y Boyd contienen gráficas de elevación de la temperatura, basadas en consideraciones similares a las anteriores. Y en vez de presentar tales gráficas en este libro, se expondrá un enfoque analítico, con base en la información ya obtenida. Se usará la notación adicional siguiente:

- J = equivalente mecánico del calor, 9336 lbf plg/Btu, 42700 kgf-cm/kcal, o bien, 4187 joule/kcal
- C_N = calor específico del lubricante (valor medio de uso práctico), 0.42 Btu/(lb) (°F), o bien, 0.42 kcal/(kg) (°C)
- γ = masa por unidad de volumen o densidad del lubricante, para una densidad relativa media de 0.86,
 - $= (0.86)(62.4)/1728 = 0.0311 \text{ lb/plg}^3$
 - $= (0.86)(1000)/10^6 = 0.00086 \text{ kg/cm}^3$
- ΔT_f = incremento de temperatura, en °F; o bien, ΔT_C en °C
- $X = (r/c)^2$ = variable de fricción
- $Y = Q/rcNI$ = variable de flujo

El calor generado es

$$H = \frac{2\pi TN}{J} = \frac{2\pi f W r N}{J} \quad (a)$$

sustituyendo $(c/r)X$ en vez de $f da$:

$$H = \left(\frac{2\pi W N c}{J} \right) X \quad (b)$$

Ahora bien, si se considera que el flujo del aceite, Q , transportará todo el calor, entonces el aumento de temperatura del aceite será

$$\Delta T_F = \frac{H}{\gamma C_H Q} \quad (c)$$

Si en vez de Q se pone $(rcNl)Y$, entonces

$$\Delta T_F = \frac{H}{\{\gamma C_H rcNl\} Y} \quad (d)$$

Ahora, el numerador y el denominador de la ecuación (d) se multiplican por la presión o carga por unidad P , considerando que $P = W/2r$ y sustituyendo H por su valor de la ecuación (b). Después, cancelando términos, resulta

$$\Delta T_F = \frac{4\pi P X}{J \gamma C_H Y} \quad (e)$$

Si luego se suponen condiciones medias de lubricación y se sustituyen los valores de J , γ y C_H , finalmente se obtiene utilizando unidades IPS,

$$\Delta T_F = 0.103 P \frac{(r/c)f}{Q/rcNl} \quad (10-14)$$

donde ΔT está en grados Fahrenheit. Esta ecuación es válida cuando *toda* el flujo de aceite se lleva todo el calor generado. Pero parte del aceite se escapa lateralmente del cojinete, antes de que termine la película hidrodinámica. Si se considera que la temperatura en el flujo lateral, o por los extremos, es el promedio de las temperaturas de entrada y de salida, la elevación de temperatura en dicho flujo es $\Delta T_F/2$. Esto significa que el calor generado eleva la

temperatura del flujo $Q = Q_s$, en una cantidad ΔT_F , y la del flujo Q_s en una cantidad $\Delta T_F/2$. En consecuencia,

$$\gamma C_H (Q - Q_s) \Delta T_F + \frac{\gamma C_H Q_s \Delta T_F}{2} = H \quad (f)$$

y, así,

$$\Delta T_F = \frac{H}{\gamma C_H Q \left(1 - \frac{1}{2}(Q_s/Q)\right)} \quad (g)$$

La ecuación (10-14) será entonces:

$$\Delta T_F = \frac{0.103 P}{1 - \frac{1}{2}(Q_s/Q)} \frac{(r/c)f}{Q/rcNl} \quad (10-15)$$

En esta igualdad, la presión P está en unidades IPS y ΔT_F en grados Fahrenheit. La ecuación correspondiente en unidades del sistema métrico gravitacional es

$$\Delta T_C = \frac{0.814 P}{1 - \frac{1}{2}(Q_s/Q)} \frac{(r/c)f}{Q/rcNl} \quad (10-15a)$$

donde P está en kgf/cm^2 y ΔT_C en grados Celsius. En unidades SI la ecuación respectiva es

$$\Delta T_C = \frac{8.30 P}{1 - \frac{1}{2}(Q_s/Q)} \frac{(r/c)f}{Q/rcNl} \quad (10-16)$$

donde P está en MPa y ΔT_C en grados Celsius.

Para el problema que sirvió de ejemplo, la ecuación (10-15) da una elevación de temperatura

$$\Delta T_F = \frac{(0.103)(222)}{1 - (0.5)(0.655)} \frac{3.50}{4.28} = 26.6^\circ\text{F}$$

Interpolación

Según Raimondi y Boyd, la interpolación de los datos del diagrama para otros valores de la relación de l/d se puede realizar mediante la ecuación:

$$y = \frac{1}{(l/d)^3} \left[-\frac{1}{8} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - 2\frac{l}{d}\right) \left(1 - 4\frac{l}{d}\right) y_{00} + \frac{1}{3} \left(1 - 2\frac{l}{d}\right) \left(1 - 4\frac{l}{d}\right) y_{10} - \frac{1}{4} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - 4\frac{l}{d}\right) y_{112} + \frac{1}{24} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - 2\frac{l}{d}\right) y_{114} \right] \quad (10-17)$$

donde y es la variable deseada dentro del intervalo $\infty > l/d > \frac{1}{2}$ y $y_{\infty}, y_1, y_{1/2}$ y $y_{1/4}$ son las variables correspondientes a relaciones l/d de $\infty, 1, \frac{1}{2}$ y $\frac{1}{4}$, respectivamente.

Consideraciones

A menudo hay que utilizar un enfoque o procedimiento analítico dado para resolver un problema, sabiendo con anticipación que las consideraciones usadas en el análisis no se adaptan exactamente a los requisitos del problema.

Esto es Ingeniería —de hecho, es el "arte" de la Ingeniería— o sea, el empleo del criterio y la experiencia para evaluar y modificar los resultados de tal análisis, a fin de predecir el comportamiento más exactamente y llegar a un diseño óptimo y confiable. Ésta es la razón por la que es tan necesario estar familiarizado con las hipótesis usadas en un análisis.

En los análisis de Raimondi y Boyd, algunas de las consideraciones ya han sido enunciadas y explicadas, y son las siguientes:

- 1 Se supone que la película se rompe después de pasar el punto de espesor mínimo y se está en la zona de divergencia.
- 2 El flujo está basado en el suministro de lubricante al cojinete, a la presión atmosférica y a la ausencia de ranuras o agujeros de aceite en los cojinetes.
- 3 El aumento de temperatura en el lubricante se basa en la consideración de que todo el calor generado eleva la temperatura del lubricante.

Se ha visto que la temperatura y la presión del lubricante cambian a medida que éste pasa a través del cojinete. La figura 10-11 muestra que la viscosidad varía con la temperatura y también es afectada por la presión. En consecuencia, otra hipótesis usada en este análisis es:

- 4 La viscosidad del lubricante es constante a medida que pasa a través del cojinete.

Esta es una consideración usual; la viscosidad empleada probablemente sería la que corresponde al promedio de las temperaturas de entrada y de salida. En otras palabras, la ecuación

$$T_{med} = T_1 + \frac{\Delta T}{2} \quad (10-18)$$

(donde T_1 es la temperatura de entrada) da el valor de la temperatura necesario para hallar la viscosidad, cuando se considera que el flujo del lubricante se lleva todo el calor generado.

Otras consideraciones implícitas en el análisis son que el lubricante está limpio y es líquido (no grasa), y que la carga es constante y de dirección fija.

10-9 CONSIDERACIONES ACERCA DE LA TEMPERATURA Y LA VISCOSIDAD

En un cojinete autónomo (o autosuficiente) no hay manera de que circule o se enfríe el lubricante; pasa por el cojinete, se calienta y se almacena en un depósito o colector, el calor se disipa por convección, conducción y radiación y, finalmente, el sistema alcanza una temperatura de equilibrio.

En un sistema de lubricación forzada se suministra lubricante limpio y fresco al cojinete desde una fuente exterior.

Para la mayor parte de los problemas puede especificarse la temperatura de entrada, pero, puesto que la viscosidad empleada en el análisis debe corresponder al promedio de las temperaturas de entrada y salida, esto no proporciona un valor de viscosidad para usarlo en el análisis. Cuando el grado del lubricante se especifica, una solución a este problema es suponer dos valores provisionales de la viscosidad. Uno de ellos debe ser algo menor de lo esperado y el otro mayor. Usando cualquiera de estas viscosidades se calcula el aumento de temperatura y la temperatura media se obtiene por la ecuación (10-18). Cuando estos pares de resultados se transportan a la figura 10-11, puede trazarse por ellos una recta, como la AB , y la intersección de esta línea con la del aceite grado SAE da la viscosidad correcta a emplear en el análisis. Debe notarse que una serie de viscosidades de ensayo dará una línea curva, en lugar de una recta, si sus valores difieren considerablemente; de esta manera, las viscosidades elegidas no deben ser muy diferentes entre sí. El ejemplo siguiente ilustra este procedimiento.

EJEMPLO 10-1 Si se usa un aceite SAE 20, a una temperatura de entrada de 100°F , como lubricante para el ejemplo de la sección anterior, ¿qué viscosidad deberá usarse en el análisis?

SOLUCION. Ya se ha determinado que una viscosidad de $4 \mu\text{reyn}$ da un aumento de temperatura de 26.6°F . La temperatura media es

$$T_{med} = T_1 + \frac{\Delta T_F}{2} = 100 + \frac{26.6}{2} = 113.3^{\circ}\text{F}$$

Esto origina un punto para el diagrama viscosidad-temperatura y, cuando se traza, queda localizado por debajo de la línea SAE 20. Por lo tanto, se escogerá $\mu = 6 \mu\text{reyn}$ como el segundo valor de ensayo. Calculando el número S se tiene

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} = \left(\frac{0.75}{0.0015}\right)^2 \frac{(6)(10)^{-7}(30)}{222} = 0.202$$

Entonces, usando las figuras 10-15, 10-16 y 10-17, resulta $(r/c)f = 4.7$, $Q/rcNI = 4.1$ y $Q_s/Q = 0.56$. La ecuación (10-15) da

$$\Delta T_f = \frac{0.103P}{1 - \frac{1}{2}(Q_s/Q)Q/rcNI} \frac{(r/c)f}{Q/rcNI} = \frac{(0.103)(222)}{1 - (0.5)(0.56)} \frac{4.7}{4.1} = 36.4^\circ\text{F}$$

por consiguiente, la temperatura media es

$$T_{\text{med}} = 100 + \frac{36.4}{2} = 118.2^\circ\text{F}$$

Cuando ambos pares de puntos se transportan a la figura 10-11 y se unen, la recta cruzará la línea SAE 20 en el valor $\mu = 5.5 \mu\text{reyn}$ y $T_{\text{med}} = 117^\circ\text{F}$. Por lo tanto, esta es la viscosidad correcta a usar, para completar el análisis. La elevación de temperatura es dos veces 17, o sea, 34°F . IIII

10-10 TECNICAS DE OPTIMIZACION

En el diseño de un cojinete de deslizamiento para lubricación de película gruesa, el ingeniero debe seleccionar el grado de aceite a utilizar, junto con valores adecuados de P , N , r , c y l . Una selección impropia de estos valores o un control inadecuado de los mismos durante la manufactura o durante el uso, puede dar por resultado una película de lubricante que sea demasiado delgada, de modo que el flujo de aceite será insuficiente, causando que el cojinete se sobrecaliente y, finalmente, falle.

Además es difícil mantener exacta la holgura radial c durante la fabricación y puede aumentar debido al desgaste. ¿Cuál será el efecto de un intervalo completo de holguras radiales esperables en la manufactura y qué sucederá al comportamiento del cojinete si e aumentara debido al desgaste? La mayor parte de estas preguntas pueden contestarse y el diseño puede optimizarse trazando gráficas del comportamiento, en función de las cantidades sobre las que tiene control el diseñador.

La figura 10-21 muestra los resultados que se obtienen cuando se calcula el funcionamiento de un cojinete particular para un intervalo completo de holguras radiales, y se grafica tomando la holgura como variable independiente. El cojinete usado para esta gráfica es el del ejemplo 10-1, con aceite de grado SAE 20, a una temperatura de entrada de 100°F . La gráfica muestra que si la holgura es muy pequeña, la temperatura será muy alta y muy pequeño el espesor mínimo de la película de aceite. Las altas temperaturas pueden ocasionar que el cojinete falle por fatiga. Si la película de aceite es muy delgada, las partículas de suciedad no podrán pasar sin causar rayaduras o quedar encajadas en el cojinete. En cualquier caso, habrá entonces desgaste y fricción excesivos, resultando un calentamiento intenso y posiblemente se produzca una trabadura o agarrotamiento metálico.

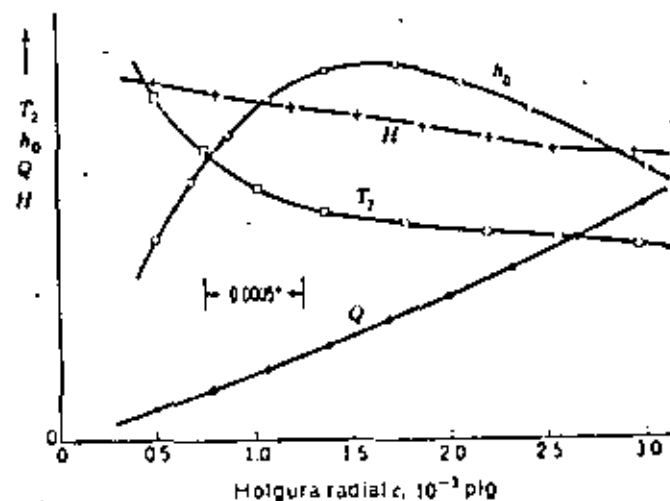


Fig. 10-21 Gráfica de algunas de las características de funcionamiento del cojinete del ejemplo 10-1, para holguras radiales de 0.0005 a 0.003 plg. La temperatura de salida del cojinete se designa por T_2 . Deben diseñarse nuevos cojinetes considerando la zona sombreada, porque el desgaste desplazará el punto de operación hacia la derecha.

Aparentemente, una holgura grande permitiría que la suciedad pasara a través del cojinete y dejara, además, que fluyese una cantidad grande de aceite. Esto reduciría la temperatura y aumentaría la vida del cojinete. Sin embargo, si la holgura llega a ser demasiado grande, el cojinete se vuelve ruidoso y el espesor mínimo de la película de aceite comienza a decrecer de nueva cuenta.

Cuando se toman en cuenta la tolerancia de producción y el desgaste futuro del cojinete resulta que, como se aprecia en la figura 10-21, el mejor "arreglo" es escoger un intervalo de holguras ligeramente cargado a la izquierda del tope o parte superior de la curva de espesor mínimo de película. De esta manera, el futuro desgaste correrá el punto de operación hacia la derecha, incrementará el espesor de la película y abatirá la temperatura de operación.

Por supuesto, si se especifican la holgura más pequeña aceptable o el aumento de temperatura máximo permisible, pueden emplearse los métodos estadísticos expuestos en el capítulo 4, para determinar el porcentaje de cojinetes inaceptables que se esperan en un lote o ensamble dados.

10-11 COJINETES CON LUBRICACION A PRESION

Cuando la acción hidrodinámica genera tanto calor que el flujo normal de lubricante es insuficiente para eliminarlo del cojinete, se hace necesario proporcionar un suministro adicional de aceite a presión. Para obtener un flujo

máximo a través del cojinete y conseguir así el máximo efecto de enfriamiento, es práctica común usar un canal o ranura circunferencial por el medio del cojinete, con un agujero de alimentación para el aceite localizado en la parte opuesta a la zona de carga. En la figura 10-22 se ilustra un cojinete de este tipo. El efecto de la ranura es originar una especie de dos medios cojinetes, cada uno con una relación h/d menor que la original. La ranura divide a la curva de distribución de presión en dos lóbulos y reduce así el espesor mínimo de la película pero este método tiene amplia aceptación entre los ingenieros de lubricación y permite soportar más carga sin que haya sobrecalentamiento.

A fin de establecer un método para determinar el flujo de lubricante, se supondrá que hay una ranura suficientemente amplia para que la caída de presión en ella sea pequeña. Inicialmente se despreciará la excentricidad y luego se aplicará el factor de corrección para esta condición. Entonces, el flujo de aceite quedará determinado por el volumen que fluya hacia fuera de las dos mitades del cojinete, en la dirección del eje común. Si se desprecia la rotación del eje se obtiene un sistema de fuerzas, como se ve en la figura 10-23. En este caso se designará a la presión de alimentación por p_1 y a la presión en un punto cualquiera por p . Se supondrá que el movimiento del fluido es laminar y que sólo interesa el equilibrio estático de un elemento de anchura dx , espesor $2y$ y profundidad unitaria. En particular debe notarse que el origen del sistema coordenado de referencia se toma en el punto medio del espacio de holgura. La presión es $p + dp$ sobre la cara izquierda y p sobre la cara derecha; en las superficies superior e inferior actúan los esfuerzos cortantes τ . La ecuación de equilibrio es

$$2y(p + dp) - 2yp - 2\tau dx = 0 \quad (a)$$

Desarrollando y cancelando términos se encuentra que

$$\tau = y \frac{dp}{dx} \quad (b)$$

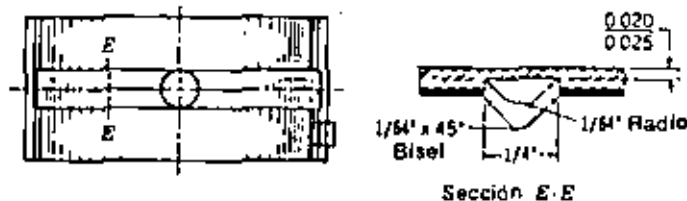


Fig. 10-22 Ranura circunferencial completa, situada en la parte central de un cojinete. (Cortesía de la Cleveland Graphite Bronze Company, división de Clevite Corporation.)

* Agradezco al señor Prof. Arthur W. Scar, del California State College, Los Angeles, sus sugerencias acerca de este análisis J.E.S.

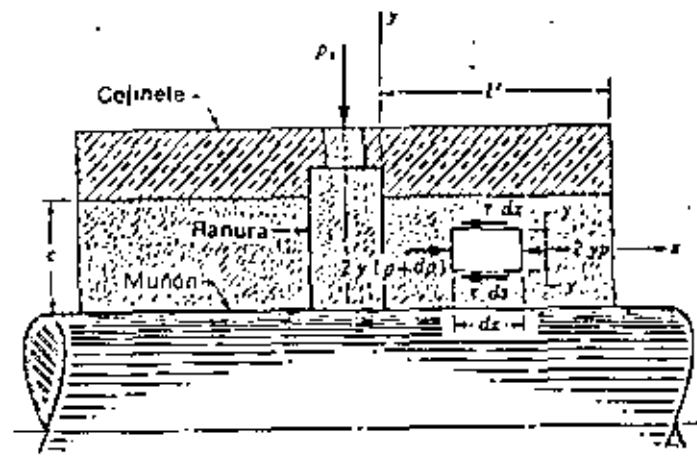


Fig. 10-23 Flujo del lubricante en un cojinete con ranura circunferencial central con alimentación a presión.

La ley de Newton para el flujo viscoso [ecuación (10-1)] es

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$

Sin embargo, en este caso se ha tomado τ en dirección negativa. Asimismo, du/dy es negativa, porque u disminuye cuando y aumenta. Por lo tanto, la ley de Newton quedará en la forma

$$-\tau = \mu \left(-\frac{du}{dy} \right) \quad (c)$$

Eliminando ahora τ de las ecuaciones (b) y (c) resulta

$$\frac{du}{dy} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y \quad (d)$$

Considerando a dp/dx como una constante e integrando con respecto a y , queda

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 \quad (e)$$

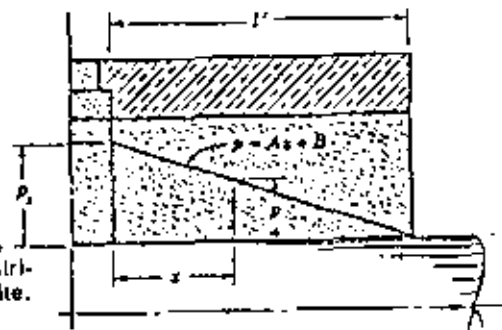


Fig. 10-24 Consideración de la distribución lineal de la presión del aceite.

En las fronteras, donde $y = \pm c/2$, la velocidad u vale cero. Utilizando una de estas condiciones en la ecuación (e) se obtiene

$$0 = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left(\frac{c}{2}\right)^2 + C_1$$

o bien,

$$C_1 = -\frac{c^2}{8\mu} \frac{dp}{dx}$$

Sustituyendo esta constante en la ecuación (e) queda

$$u = \frac{1}{8\mu} \frac{dp}{dx} (4y^2 - c^2) \quad (f)$$

Ahora se supondrá que la presión del aceite varía linealmente desde el centro hasta el extremo del cojinete, como se indica en la figura 10-24. Como la ecuación de una recta es

$$p = Ax + B$$

donde $p = p_1$ en $x = 0$ y $p = 0$ en $x = l'$, sustituyendo luego estas condiciones de frontera resulta

$$A = -\frac{p_1}{l'} \quad B = p_1$$

o sea,

$$p = -\frac{p_1}{l'} x + p_1 \quad (g)$$

Por consiguiente,

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{p_1}{l'} \quad (h)$$

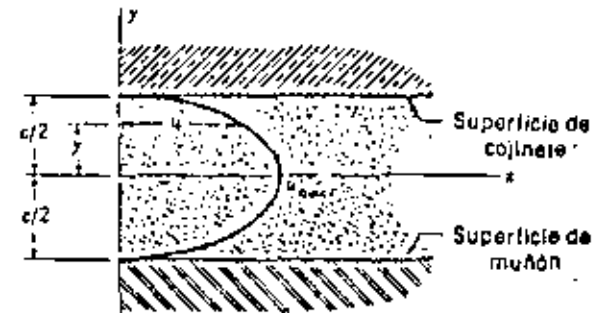


Fig. 10-25 Distribución parabólica de la velocidad del lubricante.

Ahora se puede sustituir la ecuación (h) en la ecuación (f) para obtener la relación que hay entre la velocidad del aceite y la coordenada y :

$$u = \frac{p_1}{8\mu l'} (c^2 - 4y^2) \quad (10-19)$$

En la figura 10-25 se ve una gráfica de esta relación adaptada al espacio de holgura, de manera que puede verse cómo varía la velocidad del lubricante, desde la superficie del muñón, hasta la superficie del cojinete. La distribución es parabólica como se indica, y la velocidad máxima se tiene en el centro, donde $y = 0$. La magnitud es, de la ecuación (10-19),

$$u_{\max} = \frac{p_1 c^2}{8\mu l'} \quad (i)$$

La ordenada media de una parábola es dos tercios de la máxima y, por tanto, la velocidad media es

$$u_{\text{med}} = \frac{2}{3} \frac{p_1 c^2}{8\mu l'} = \frac{p_1 c^2}{12\mu l'} \quad (j)$$

Todavía hay un gran trecho por recorrer en este análisis, de manera que hay que tener paciencia. Ahora que ya se tiene una expresión para la velocidad del lubricante, es posible calcular la cantidad de éste que escurre por los extremos del cojinete. Si este último y el muñón son coaxiales o concéntricos, como se indica en la figura 10-26a, entonces una buena aproximación para el área es

$$A = 2\pi r c$$

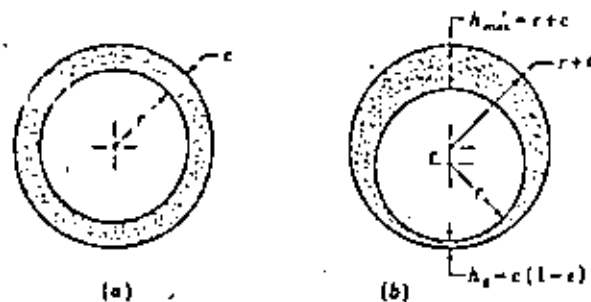


Fig. 10-26

Como el lubricante fluye por ambos extremos,

$$Q_s = 2u_{\text{max}}A = (2)\left(\frac{p_s c^2}{12\mu l}\right)(2\pi r c) = \frac{\pi p_s c^2 r}{3\mu l} \quad (k)$$

(en pulgadas cúbicas por segundo porque μ está en reyn).

Sin embargo, debe modificarse esta relación para tener en cuenta que el muñón no es concéntrico con el cojinete.

En la figura 10-26b el espesor mínimo de la película es

$$h_0 = c(1 - \epsilon) \quad (l)$$

donde $\epsilon = e/c$ es la relación de excentricidad. El espesor máximo de película es

$$h_{\text{máx}} = e + c = c(\epsilon + 1) \quad (m)$$

Puesto que la holgura está al cubo en la ecuación (k), si se promedian los cubos de las ecuaciones (l) y (m) queda

$$\frac{h_0^3 + h_{\text{máx}}^3}{2} = c^3(1 + 3\epsilon^2) \quad (n)$$

Por tanto, el término $1 + 3\epsilon^2$ debe ser el factor de corrección necesario para modificar (k) por falta de concenricidad. Sin embargo, según Dennison,* el factor de corrección por excentricidad es igual a $1 + 1.5\epsilon^2$. Con base en lo expresado por este autor, la ecuación (k) quedará

$$Q_s = (1 + 1.5\epsilon^2) \frac{\pi p_s c^2 r}{3\mu l} \quad (10-20)$$

Al analizar el funcionamiento de los cojinetes lubricados a presión, la longitud de un cojinete debe tomarse como l' , según se definió en la figura 10-23. Por consiguiente, la carga por unidad es

$$P = \frac{W/2}{2rl'} = \frac{W}{4rl'} \quad (10-21)$$

porque cada mitad del cojinete soporta la mitad de la carga.

Por supuesto, los diagramas de las figuras 10-16 y 10-17, para la variable de flujo y la relación de flujo, no se aplican a los cojinetes lubricados a presión. Asimismo, a la presión máxima en la película, dada por la figura 10-18, debe sumarse la presión de alimentación p_s , para obtener la presión total en la película.

Puesto que el flujo del aceite se ha incrementado por la alimentación forzada, la ecuación (10-15) dará un aumento de temperatura muy elevado. De la ecuación (c) de la sección 10-8 se tiene

$$\Delta T_F = \frac{H}{\gamma C_H Q_s} \quad (o)$$

y el calor generado es

$$H = \frac{2\pi f W r N}{J} \quad (p)$$

Sustituyendo las ecuaciones 10-20 y (p) en la ecuación (o) y cancelando términos resulta

$$\Delta T_F = \frac{6\mu l f W N}{(1 + 1.5\epsilon^2) \gamma C_H p_s c^2} \quad (10-22)$$

Para condiciones medias de lubricación y considerando unidades IPS: $\gamma = 0.0311 \text{ lb/plg}^3$, $C_H = 0.42 \text{ Btu/(lb)(}^\circ\text{F)}$; asimismo, $J = 9336 \text{ lb plg/Btu}$, de manera que la ecuación (10-22) puede expresarse así:

$$\Delta T_F = \frac{0.0492\mu l f W N}{(1 + 1.5\epsilon^2) p_s c^2} \quad (q)$$

Ahora se multiplica la ecuación (q) por el número de Sommerfeld S y se divide entre

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{4r f \mu N}{W} \quad (r)$$

Reordenando los términos queda

$$\Delta T_F = \frac{0.0123}{1 + 1.5\epsilon^2} \frac{[(r/c)f] S W^2}{p_s r^4} \quad (10-23)$$

* E.S. Dennison, "Film Lubrication Theory and Engine-bearing Design", *Trans. ASME*, vol. 58, pág. 25, 1936.

que es más fácil de resolver que la ecuación (9), puesto que el número S debe calcularse de todas maneras. Desde luego, la ecuación (10-23) está en unidades IPS. La fórmula correspondiente en unidades SI es

$$\Delta T_C = \frac{978(10)^6 [(r/c)f]S^2W^2}{1 + 1.5\epsilon^2 p_s r^4} \quad (10-24)$$

donde ΔT_C = elevación de temperatura, °C
 W = carga del cojinete, kN
 p_s = presión de alimentación, kPa
 r = radio, mm

10-12 BALANCE TERMICO

El caso en el que el lubricante arrastra todo el calor generado ha sido ya expuesto. Ahora se estudiará el de los cojinetes autosuficientes, en los que el lubricante se almacena en el propio alojamiento del cojinete. Estos elementos tienen muchas aplicaciones en la maquinaria industrial; se les suele designar como chumaceras de pedestal y se emplean en ventiladores, sopladores, bombas, motores eléctricos, etc. El problema consiste en equilibrar la capacidad de disipación de calor del alojamiento del cojinete con el calor generado en él.

El calor cedido por el alojamiento del cojinete está dado aproximadamente por la ecuación

$$H = CA(T_H - T_A) \quad (10-25)$$

donde H = calor disipado, kcal/h; o bien, Btu/h
 C = coeficiente de radiación y convección combinadas, kcal/(h)(m²)(°C); o bien, Btu/(h)(pie²)(°F)
 A = área de la superficie del alojamiento, m²; o bien, pie²
 T_H = temperatura superficial del mismo, °C; o bien, °F
 T_A = temperatura del aire ambiente, °C; o bien, °F

El coeficiente C depende del material, color, configuración geométrica y rugosidad del alojamiento, de la diferencia de temperaturas entre éste y los objetos externos, y de la temperatura y velocidad del aire. La ecuación (10-25) debe emplearse únicamente cuando se requieren respuestas generales. Cuando se experimenta en condiciones reales de trabajo y ambiente, no simuladas, se obtienen resultados exactos. Con estas limitaciones, se considera que C es una constante que vale:

9.8 kcal/(h)(m²)(°C) = 2 Btu/(h)(pie²)(°F) para aire tranquilo
 13.2 kcal/(h)(m²)(°C) = 2.7 Btu/(h)(pie²)(°F) como valor medio de diseño
 28.8 kcal/(h)(m²)(°C) = 5.9 Btu/(h)(pie²)(°F) para aire que se mueve a 150 m/min, o bien, 500 pie/min

Puede escribirse una expresión, muy semejante a la (10-25), para la diferencia de temperaturas $T_L - T_H$, entre la película del lubricante y la caja del cojinete. Como el tipo del sistema de lubricación y la efectividad de la circulación del lubricante influyen en esta relación, la expresión resultante da valores aun más aproximados que la ecuación (10-25). Un sistema de lubricación por baño de aceite, en el que parte del muñón está sumergida en el lubricante, proporciona una buena circulación. Un cojinete con lubricación por anillos, en el que un grupo de anillos que rodean al muñón se sumergen en un depósito de aceite y, al girar arrastrados por el muñón, llevan una cantidad moderada de lubricante a la zona de carga del cojinete, proporciona así una circulación satisfactoria para muchos fines. Por otra parte, si el lubricante se suministra mediante sistemas de mecha, la circulación es tan inadecuada que es de dudar que el lubricante pueda transportar calor. No importa qué tipo de sistema de lubricación autosuficiente sea el que se use, se necesita tener un amplio criterio de Ingeniería para calcular el balance térmico. Con base en estas limitaciones, la ecuación

$$T_L - T_H = n(T_H - T_A) \quad (a)$$

donde T_L es la temperatura media de la película y n es una constante que depende del sistema de lubricación, puede emplearse para obtener una estimación —poco precisa— de la temperatura del cojinete. La tabla 10-1 ofrece cierta guía para determinar un valor adecuado de n .

Como generalmente se conocen T_L y T_A , las ecuaciones (10-25) y (a) pueden combinarse y resultar

$$H = \frac{CA}{n+1} (T_L - T_A)$$

Al iniciar el cálculo de un balance térmico se desconoce la temperatura de la película y, por tanto, la viscosidad del lubricante, tratándose de un cojinete autosuficiente. Así pues, el hallar las temperaturas de equilibrio es un procedimiento iterativo que comienza con una estimación de la temperatura de la película y termina con la verificación o no verificación de tal valor estimado. Como los cálculos son laboriosos, debe utilizarse una computadora digital de tiempo compartido para hacerlos, siempre que sea posible.

Tabla 10-1

Sistema de lubricación	Condiciones	Intervalo de n
Con anillos de aceite	Aire en movimiento	1-2
	Aire tranquilo	1-1
En baño de aceite	Aire en movimiento	1-1
	Aire tranquilo	1-1

10-13 DISEÑO DE COJINETES DE CASQUILLO

Una aplicación típica del diseño de cojinetes de casquillo es la que se ilustra en la figura 10-27. Se trata de un eje rotatorio que ha de sostener unos cojinetes montados en A y B, y en el que actúan las cargas indicadas. Es obvio que algunas de las decisiones dependen de otros factores, como dimensiones del eje, tratamiento térmico, velocidad de rotación y configuración geométrica en general. También es obvio que el problema no está expuesto en su totalidad: ¿Cuál es el objeto del eje de transmisión? ¿Qué causa las fuerzas externas? ¿Está dicho eje encerrado completamente en un alojamiento o se halla al descubierto? ¿Los cojinetes son autosuficientes, o bien su lubricante proviene de un depósito y se utiliza asimismo para otros fines? Una vez que se conozcan las respuestas a estas preguntas podrá iniciarse el proceso de diseño.

El diámetro y la longitud de un cojinete dependen de la magnitud de su carga por unidad. En tanto que el diseñador de cojinetes experimentado puede tener una idea bastante buena de un intervalo satisfactorio de valores, el diseñador principiante necesita un punto de partida. En la tabla 10-2 se indica el intervalo de cargas por unidad más comúnmente usado. Estos valores tendrán que modificarse hacia arriba o hacia abajo, dependiendo de la seguridad de las condiciones de operación, pero pueden utilizarse para obtener un valor de ensayo inicial de P . Habiendo fijado un valor de la carga por unidad, se seleccionan valores adecuados para el diámetro d y la longitud l del cojinete.

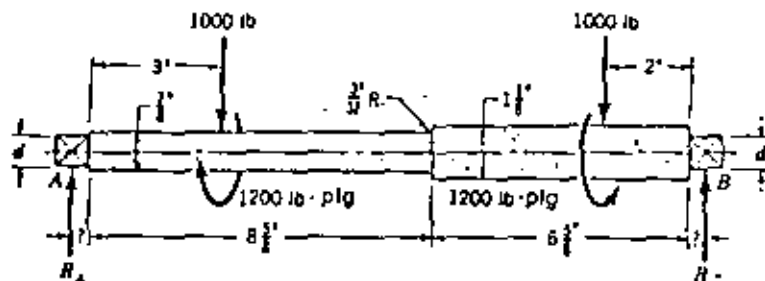


Fig. 10-27

El siguiente problema es el de la holgura radial, que depende en cierto grado del material del cojinete, de su acabado y de la velocidad relativa. En un diseño preliminar pueden emplearse las siguientes cifras:

Material del cojinete	Relación de holgura máxima
Base de plomo y estaño	600-1 000
Cobre-plomo	500-1 000
Aluminio	400-500

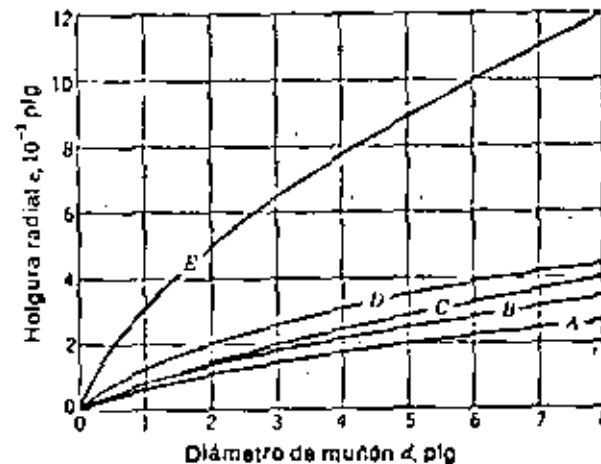


Fig. 10-28 Holguras radiales recomendadas para cojinetes fundidos de bronce. Las curvas son como sigue:

- A Para husillos de precisión hechos de acero templado esmerillado, que giran en cojinetes de bronce fundidos, alisados (acabado a 8 a 16 μ plg r.m.s.), con una velocidad periférica menor que 3 m/s (10 pie/s).
- B Igual que la anterior, pero con una velocidad mayor que 3 m/s (10 pie/s).
- C Para motores y generadores eléctricos y máquinas semejantes en que se utilizan muñones rectificadas en cojinetes de bronce fundido, brocadas y escañadas (acabado a 16 a 32 μ plg r.m.s.).
- D Para maquinaria en general que gira o se mueve alternativamente en forma continua y emplea muñones de acero torneados o laminados en frío en cojinetes taladrados y escañados (acabado a 32 a 63 μ plg r.m.s.).
- E Para maquinaria de trabajo brusco con muñones de acero torneados o laminados en frío que operan en cojinetes de bronce fundido (acabado a 65 a 125 μ plg r.m.s.).

Como guía adicional, el Cast Bronze Bearing Institute (CBI)* ha publicado una lista de holguras radiales recomendadas para cojinetes completos de bronce en que se tengan diversos grados de acabado. Estas recomendaciones, que permitirán una desviación hasta de 20 %, se resumen en la gráfica de la figura 10-28.

La relación longitud a diámetro l/d de un cojinete depende de si se espera que trabaje en condiciones de lubricación de película delgada. Los cojinetes largos (es decir, los que tienen un valor grande de la relación l/d) reducen el coeficiente de fricción y el escurrimiento lateral del aceite y, en consecuencia, son deseables cuando existe lubricación de película delgada o al límite. Por otra parte, cuando se tiene lubricación forzada, la razón l/d debe ser relativa-

* Harry C. Rippel, "Cast Bronze Bearing Design Manual" 2a. ed., pp. 12 and 13, International Copper Research Association, Inc., 325 Third Ave., New York, NY 10022, 1965.

Tabla 10-2 INTERVALOS DE VALORES DE CARGAS POR UNIDAD DE USO CORRIENTE EN COJINETES DE CASQUILLO.

Aplicación	Carga por unidad		
	kgf/cm	lb/plg	MPa
Motores Diesel:			
Chumaceras principales	63-119	900-1700	6-12
Brazo de cigüeñal	80.5-161	1150-2300	8-15
Articulación de biela en pistón	140-161	2000-2300	14-15
Motores eléctricos			
Turbinas de vapor	8.4-17.5	120-250	0.8-1.5
Reductores de velocidad	8.4-17.5	120-250	0.8-1.5
Motores de automóvil:			
Chumaceras principales	42-52.5	600-750	4-5
Brazo de cigüeñal	119-161	1700-2300	10-15
Compresores de aire:			
Chumaceras principales	9.8-19.6	140-280	1-2
Brazo de cigüeñal	19.6-35	280-500	2-4
Bombas centrifugas	7-12.6	100-160	0.6-1.2

mente pequeña. Con los cojinetes cortos se obtiene mayor flujo de aceite hacia los extremos y se logra así un mejor enfriamiento del cojinete. La práctica común es emplear una relación l/d aproximadamente igual a la unidad, en general, y luego aumentar su valor, si es probable que ocurra la lubricación de película delgada, y reducirlo en los casos de lubricación de película gruesa o altas temperaturas. Si es de esperar que se produzca una flexión peligrosa en un eje o árbol, deberá utilizarse un cojinete corto para impedir el contacto de metal a metal en los extremos de los cojinetes.

Siempre debe considerarse la posibilidad de usar un cojinete parcial en casos de alta temperatura, porque la eliminación del área de cojinete no cargada puede reducir sustancialmente el calor generado.

Una vez tomadas estas decisiones provisionales podrá seleccionarse un lubricante y después efectuar el análisis hidrodinámico, según se ha expuesto ya. Los valores de los parámetros de funcionamiento graficados como en la figura 10-20, por ejemplo, indicarán si se ha logrado un diseño satisfactorio o si se necesitan iteraciones adicionales.

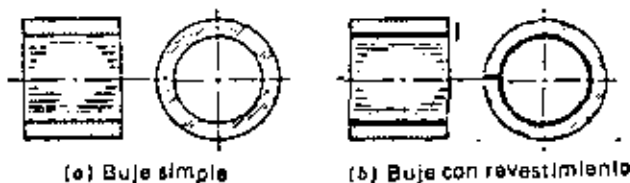


Fig. 10-29 Cojinetes de tipo buja.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**CURSO: IDENTIFICACION, APLICACION, DISEÑO Y FABRICACION
DE ENGRANES.**

**ORGANIZADO EN COLABORACION DE LA SIDERURGICA
LAS TRUCHAS-LAZARO CARDENAS, DIRIGIDO A SU PERSONAL
PROFESIONAL.**

IDENTIFICACION DE FALLAS EN ENGRANES

**ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
7-12 NOV., 1983
LAZARO CARDENAS, MICH.**

SPINOUT FAILURES

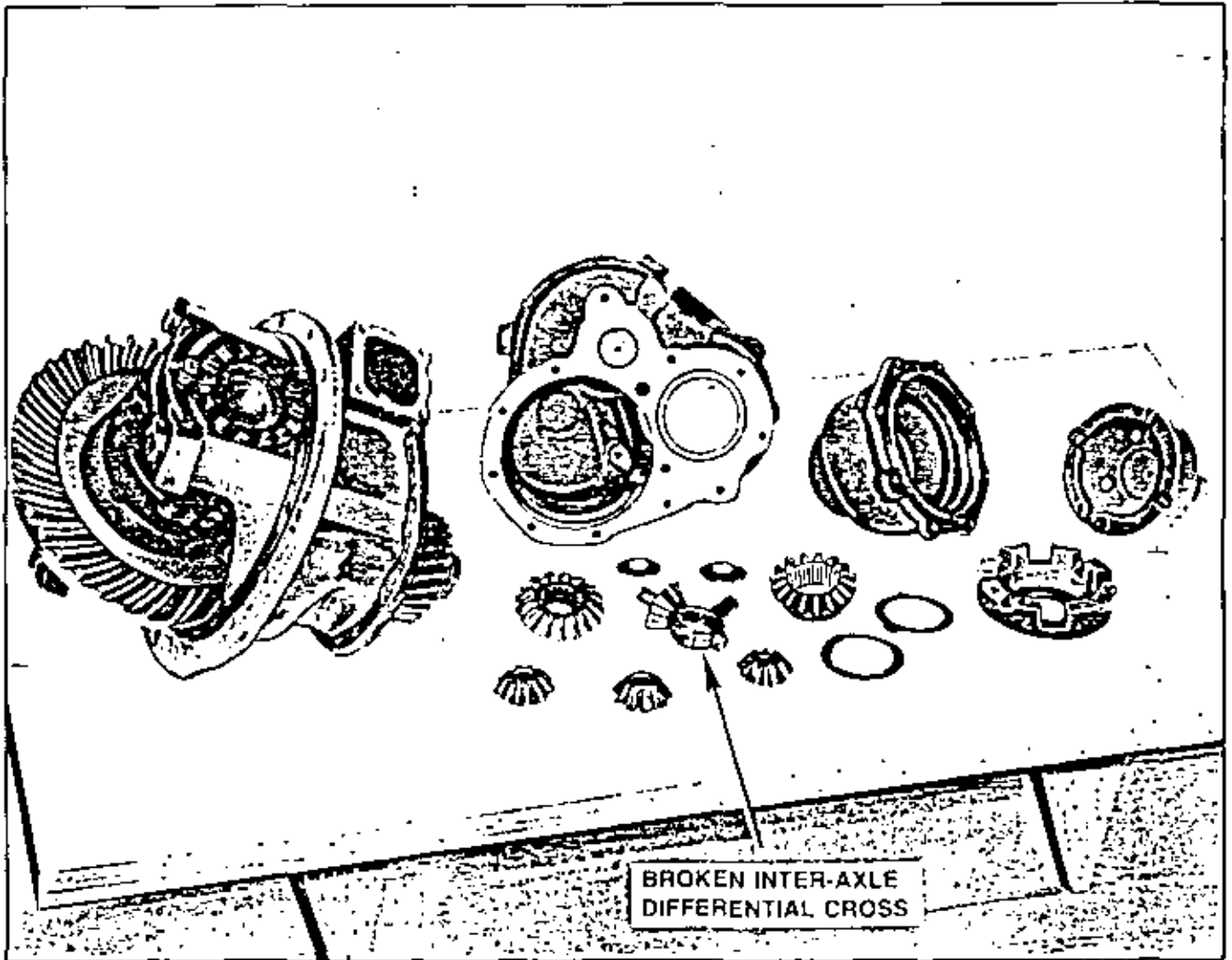


Figure 6 This disassembled tandem forward carrier has experienced a severe spinout failure. Note that the inter-axle differential cross is broken. (Figures 6-11 concern this same carrier.)

SPINOUT FAILURES

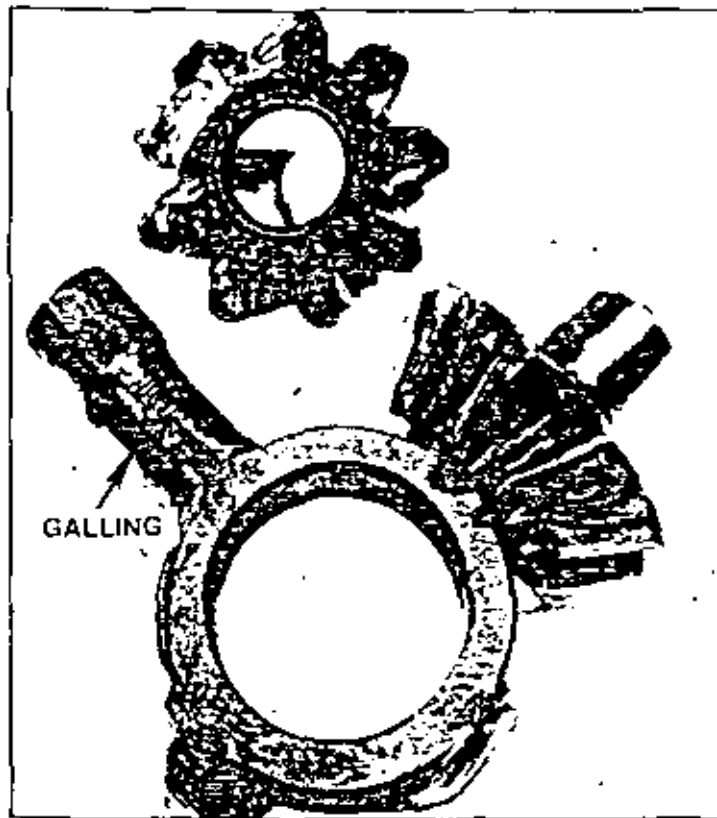


Figure 7* A close look at the differential cross shows a badly galled leg, two legs broken off and destroyed pinions.

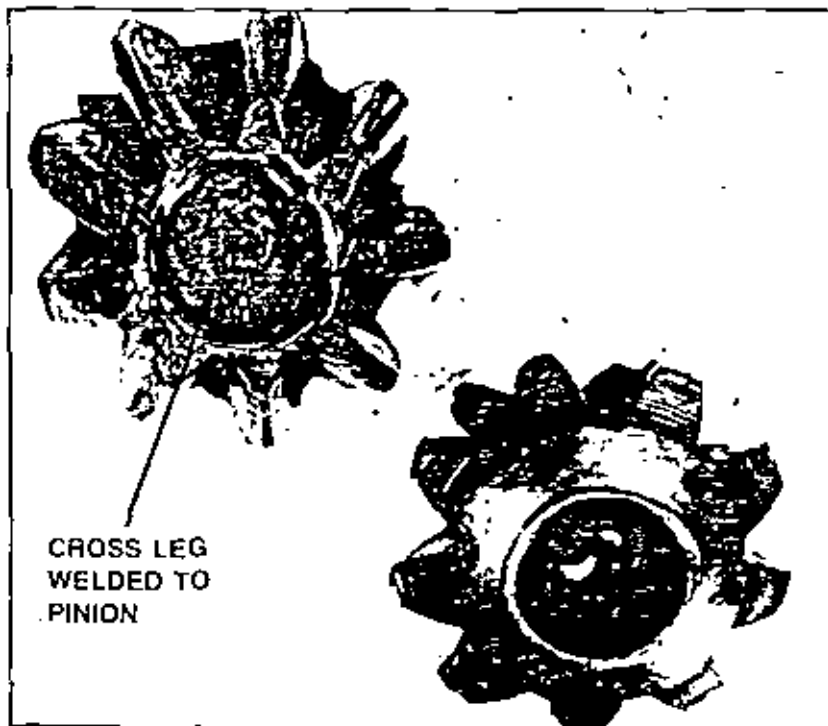


Figure 8 The differential pinions indicate the severity of the spinout—they had seized the cross legs and caused them to fail. This is an example of how excessive differentiation generates so much heat that the pinions actually welded themselves to the cross legs.

SPINOUT FAILURES

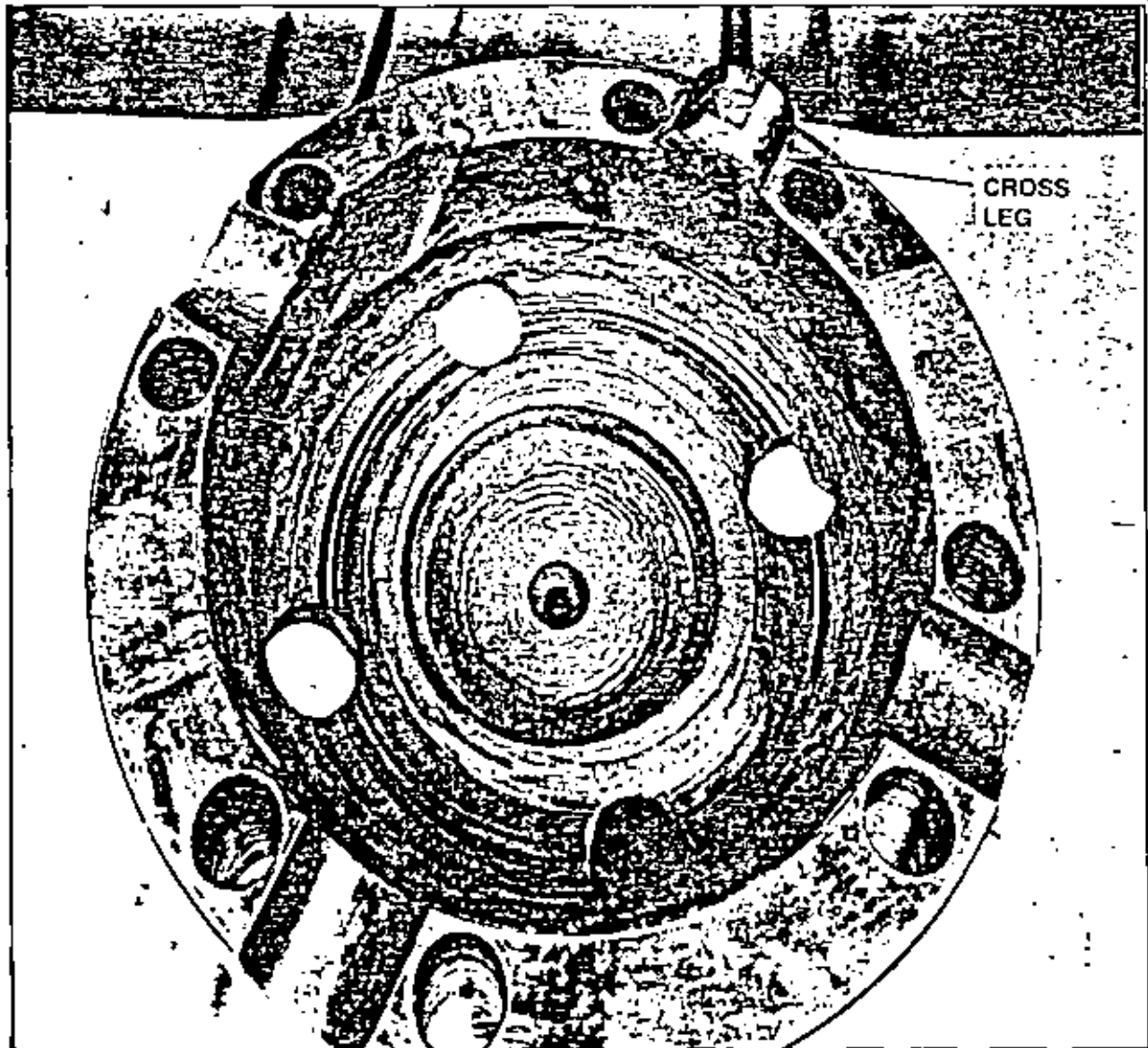


Figure 9 One of the cross legs has been welded to the differential case, again due to the extreme heat generated by the spinout.

SPINOUT FAILURES

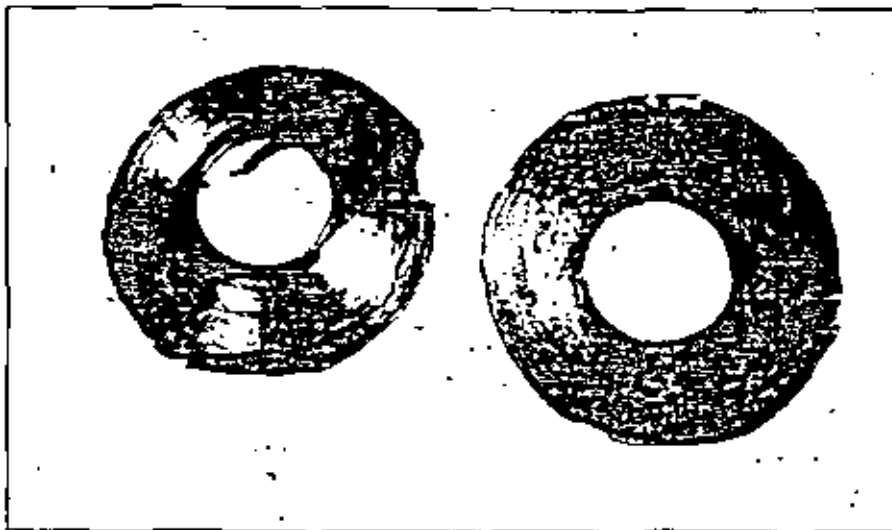


Figure 10 The intense heat generated transferred metal to the pinion thrust washers by friction welding.

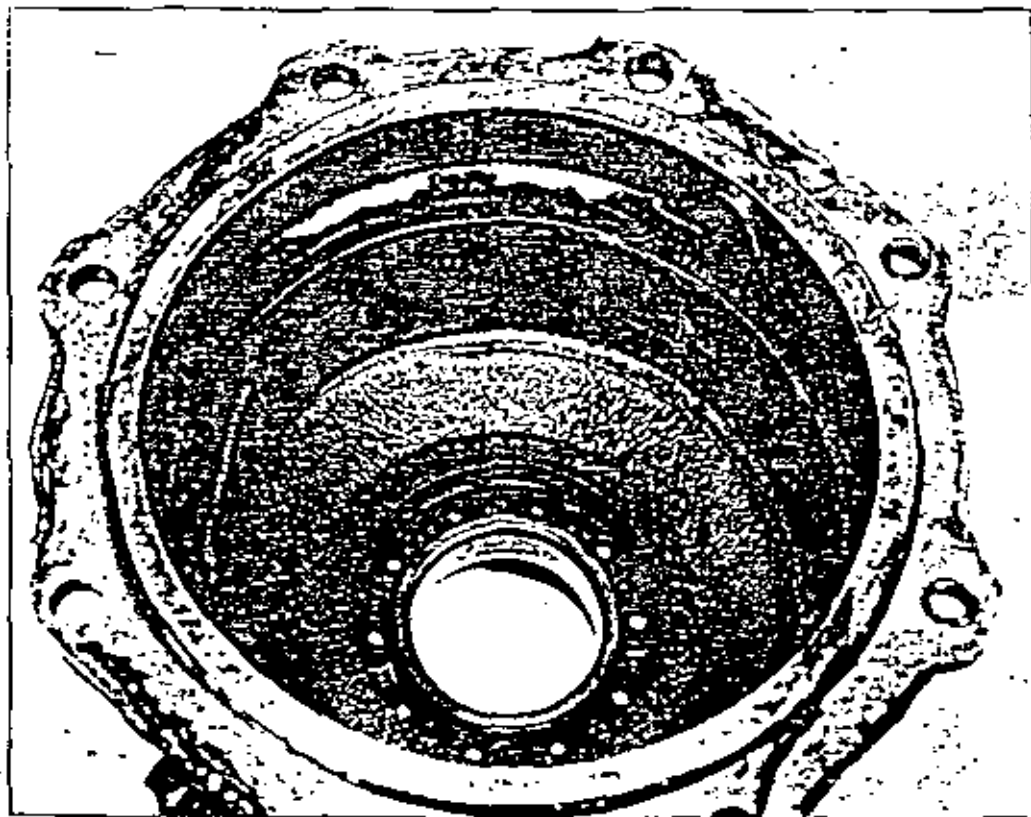


Figure 11 One of the broken cross legs worked its way out of the differential case and punched a hole in the differential cover. The result was a lubricant loss which caused the carrier to burn up.

SPINOUT FAILURES

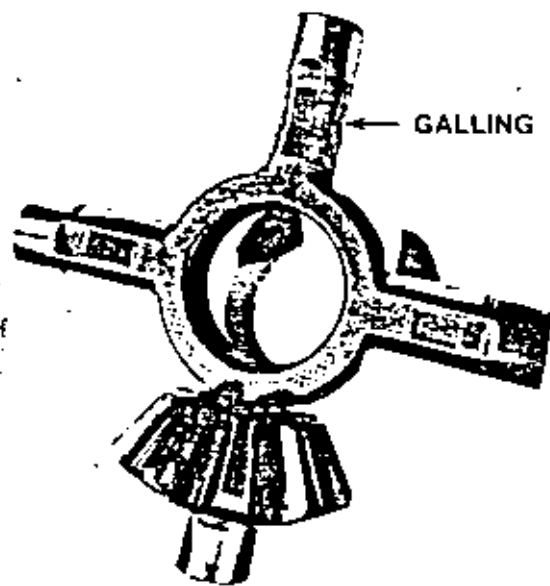


Figure 12 This cross suffered less damage than the one shown in the previous photos. However, note the characteristic galling on the leg caused by the heat generated by spinning pinion.

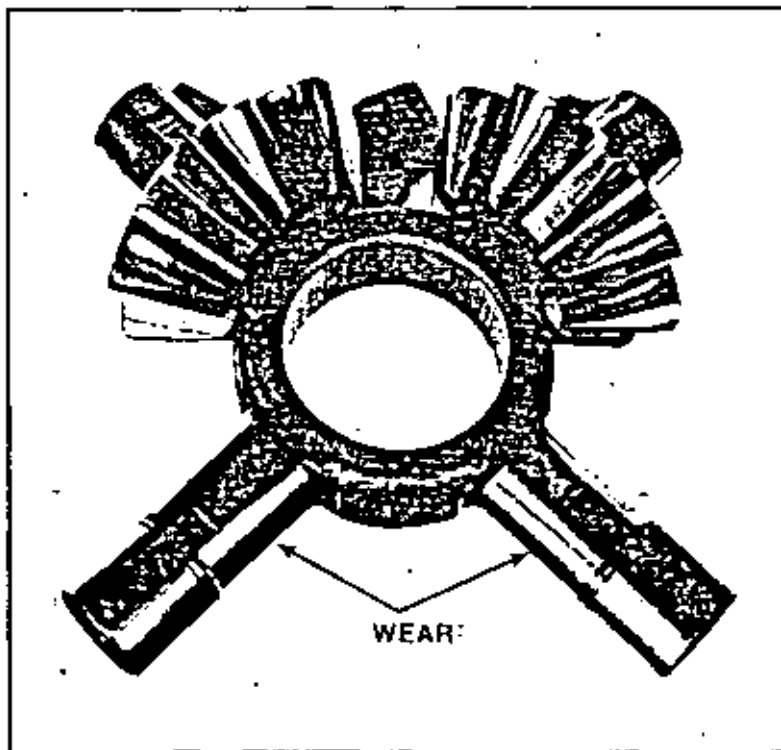


Figure 13 Here is a cross that shows wear on its legs but no galling. The wear was caused by low speed differential action which was not severe enough to result in galling. It was, however, enough to indicate above-normal differentiation between the axles and could, for one thing, be caused by tires with too great a difference in rolling radii. Mismatched tires cause the gear sets in the two axles to turn at different speeds to maintain the same road speed, and so result in above normal inter-axle differential action. Proper maintenance could have prevented this damage by ensuring that the tires were properly matched. Rockwell recommends no more than $\frac{3}{4}$ " difference on the circumference between the tires on the forward and rear axles of a tandem. For additional material on tire matching refer to Rockwell Field Maintenance Manual No. 11. Another possible cause of this type of damage could be different gear ratios in the forward and rear axles.

SPINOUT FAILURES

After identifying a spinout failure and its probable cause, there is one last step that is absolutely essential: corrective action must be taken to keep it from reoccurring in the future. Or, better still, take action that will keep such failures from happening at all.

It is entirely logical that if spinout failure is due to excessive differential action caused by wheel slippage, then these failures could be avoided by eliminating, or at least minimizing, the slippage-induced differential action.

This can be done in two ways:

A. First, by using the inter-axle differential lock with which tandem axles are equipped. The purpose of the lock, obviously, is to keep the inter-axle differential from performing its normal function—that is, differentiating.

When conditions exist that could result in wheel slippage, locking the inter-axle differential will keep it from differentiating and thus prevent spinout damage. As previously mentioned, the circumstances under which the lock should be used are backing under a trailer, starting on or traveling over a slippery surface.

Probably the most common reason for spinout failure is a lack of understanding, by the driver, of the inter-axle differential; why and how it operates, and when and how to lock it. Clearly, a program of driver training would eliminate the majority of these failures. As an assist, Rockwell has made available several informative training pieces on this subject.

B. The second way to avoid differential problems caused by wheel slippage centers on the main differential, which does experience this type of failure even though it is more tolerant of spinout. Locking the inter-axle differential in tandem axles will not prevent the main differential from differentiating, and of course there is no inter-axle differential in single rear axles. So the answer lies with the driver, and the way the vehicle is operated. The driver must be aware of the potential hazard in spinning a wheel, and of the need to reduce engine speed when wheel slippage occurs.

If the vehicle cannot be moved without excessive wheel slippage, chains should be installed if at all possible. Or a tow vehicle should be used to get the vehicle to a less slippery surface.

SHOCK FAILURES

2. Shock

Shock failure is another common type of carrier failure. It can be defined as one which results from a rapidly applied load or force that is severe enough to exceed the strength of the carrier component, and cause it to crack or fail instantly.

If the failed part separates into two or more pieces, the operator will usually realize the fact immediately. But if the part is only cracked, the operator may not be aware of the damage until some time later. Depending on the severity of the crack in the part, the final failure may not occur until many miles later. The crack will be a point of origin for a fatigue failure, and can progress in fatigue until the part fails. Thus the failure could happen while the vehicle is being operated under normal conditions.

There are a number of operating conditions which can result in a shock failure:

- A. Backing under a trailer
- B. Hitting dry pavement with a spinning wheel
- C. Missing a shift
- D. Popping the clutch
- E. Locking the inter-axle differential during a spinout

A. Backing under a trailer

Backing under a trailer, particularly if the landing gear is too low, can shock the entire drivetrain. This happens most often when the trailer is loaded and the tractor is rammed back at an excessive speed. By resisting the action of the moving tractor, the trailer causes the rotating parts of the drivetrain to stop while the engine is still applying torque to keep them moving. This rapidly applied torque, if severe enough, can cause damage to the carrier or other driveline components.

B. Hitting dry pavement with a spinning wheel

This rather common circumstance can induce a severe shock load in the carrier and drivetrain. When the wheel is spinning, the carrier components are rotating at high speed. As the wheel contacts a dry

surface or one with greater traction, it slows down very rapidly. If the deceleration is great enough, forces sufficient to exceed the strength of the carrier may result, and cause a failure.

C. Missing a shift

A missed shift is especially damaging when the operator is down shifting on a down grade. At a time like this the wheels are going faster than the engine transmission combination, and the impact which occurs to the coast side of the tooth can cause a failure.

D. Popping the clutch

A certain amount of torque is required at the driving wheels to start a vehicle moving, and this amount is the function of the GVW/GCW of the vehicle, the road surface, the incline of the road, and the axle and transmission ratios. If the wrong transmission gear is selected to start the vehicle, there may not be enough torque available at the wheels. In this situation the driver may speed up the engine and rapidly release the clutch, rather than shifting to a lower gear. This action, called popping the clutch, frogging or humping the vehicle, induces a rapidly applied load in the drivetrain, and can result in a shock failure.

E. Locking the inter-axle differential during a spinout

Any attempt to lock the inter-axle differential when the wheels are spinning can cause severe damage to the clutch collar and mating shaft splines, as well as to other carrier components. If a wheel is slipping, the differential should not be locked until the wheel speed is synchronized.

This can be done simply by removing the foot from the accelerator and/or depressing the clutch. If wheels are not spinning the inter-axle differential can be locked without any special precautions, regardless of vehicle speed.

Shock loads to gears can be severe enough to rip the teeth out at their roots. (See Figures 14 and 15) or to crack the teeth that are in mesh when the shock load occurs. These cracks can progress in fatigue until the teeth fail. (See Figures 16 and 17.)

SHOCK FAILURES

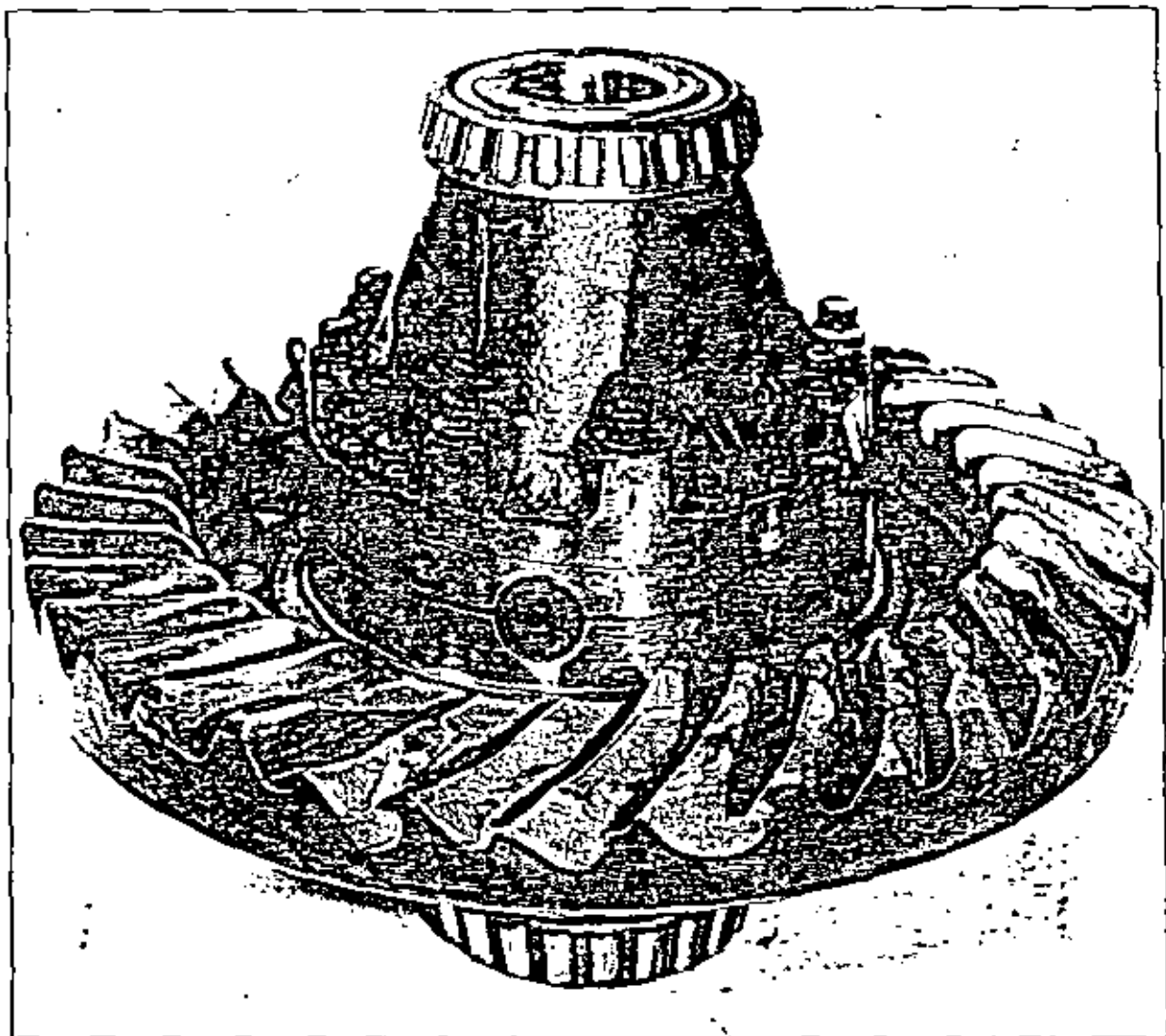


Figure 14 This ring gear was subjected to a shock load severe enough to tip the teeth out at their roots instantly. Characteristically the fracture exhibits the rough appearance of an instant failure. Note that the three full teeth and two partial adjacent teeth which were in mesh at the time of impact are broken out.

SHOCK FAILURES

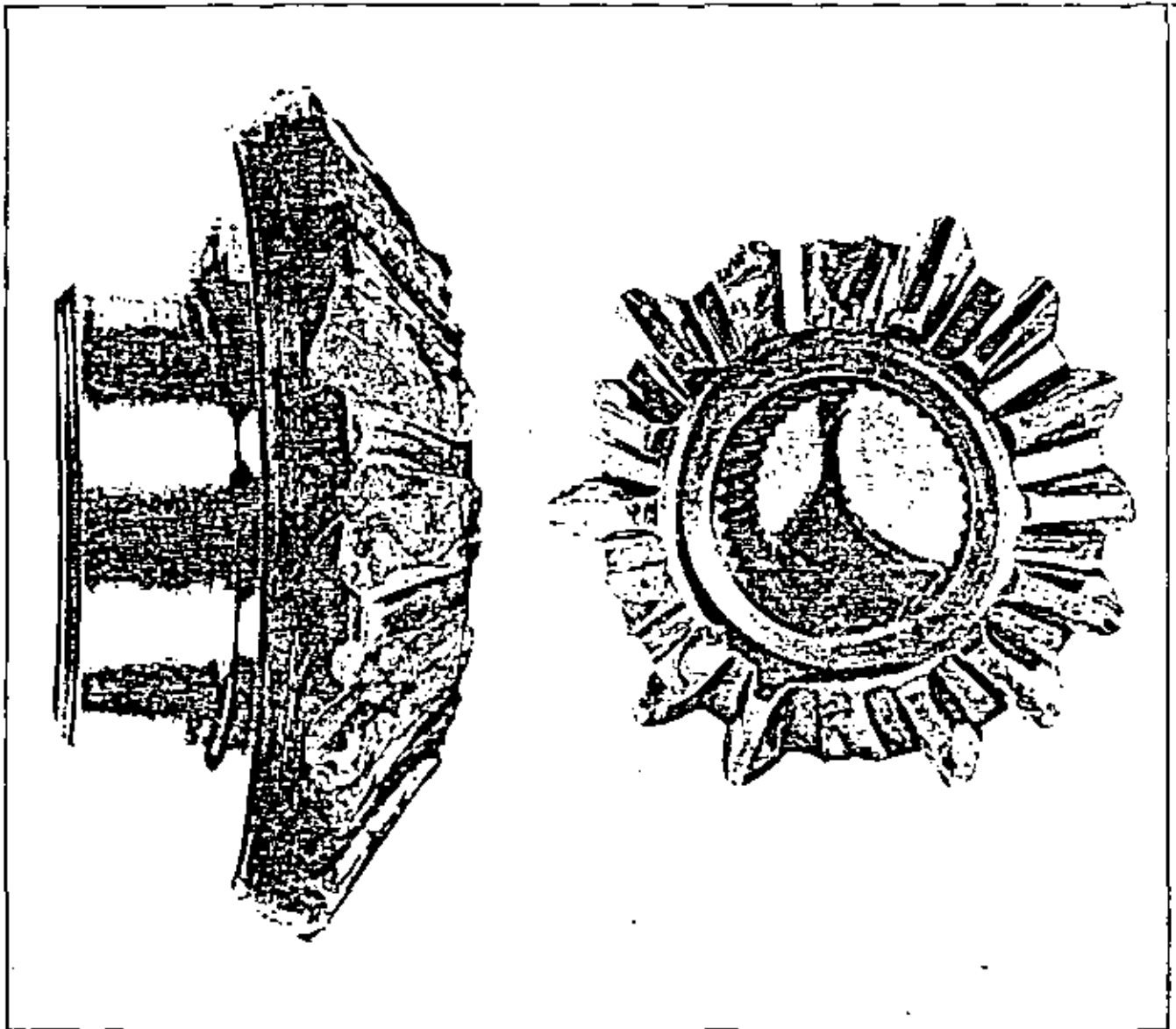


Figure 15 These two views of main differential side gears show characteristic shock load failure traits. The gear on the left had its teeth ripped out at their roots and their failure surface has a rough appearance. The broken teeth of the gear on the right are the ones that were in contact with the differential pinions when the shock load occurred.

SHOCK FAILURES

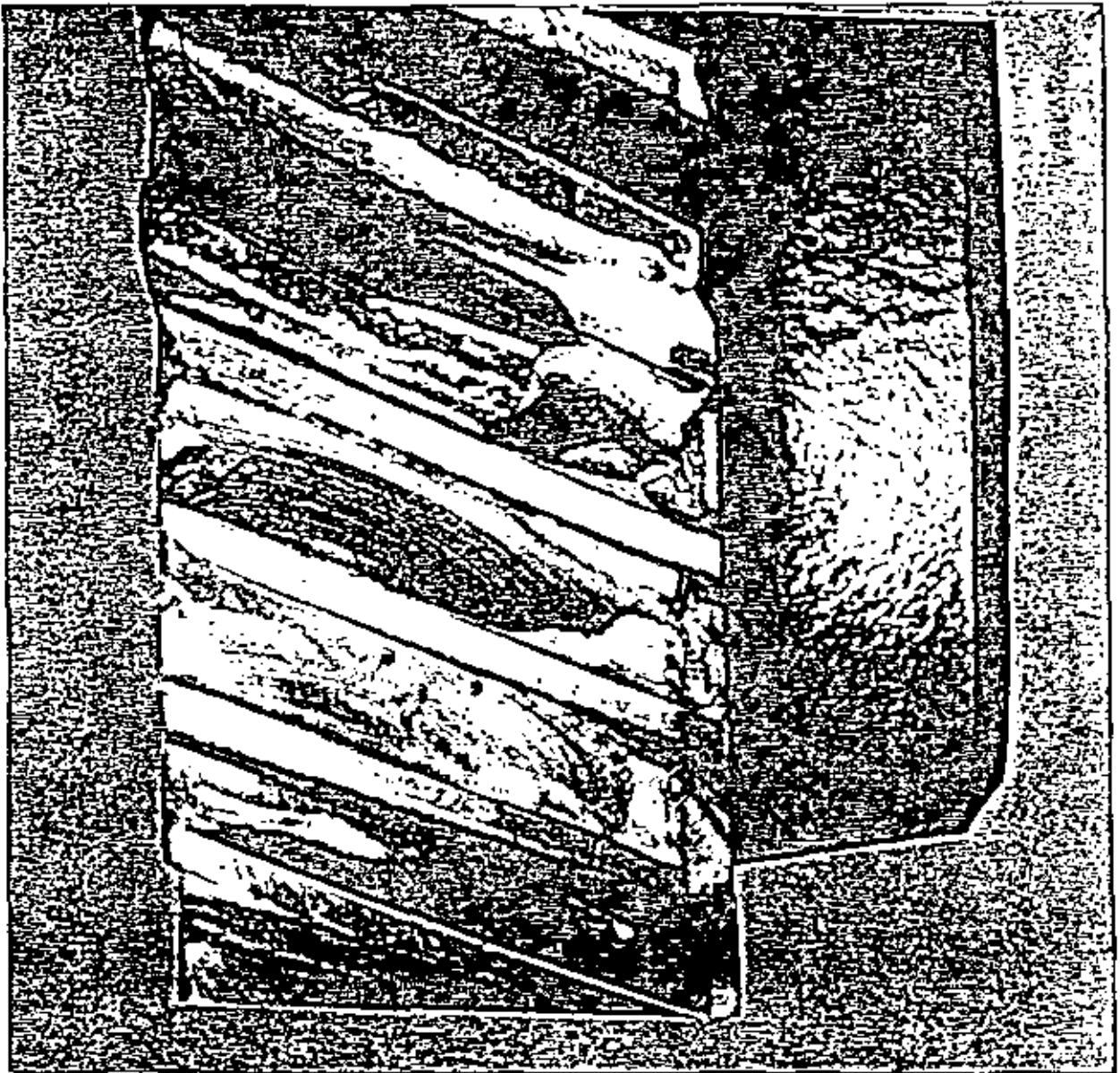


Figure 16 The origin of this helical gear failure was shock loading. The initial shock was not great enough to break out the teeth instantly, but it did crack them and create an origin for fatigue. They ultimately failed in bending fatigue. Shock loading is identified as the initial cause because two adjacent teeth, which were in mesh when the shock load occurred, have failed.

SHOCK FAILURES

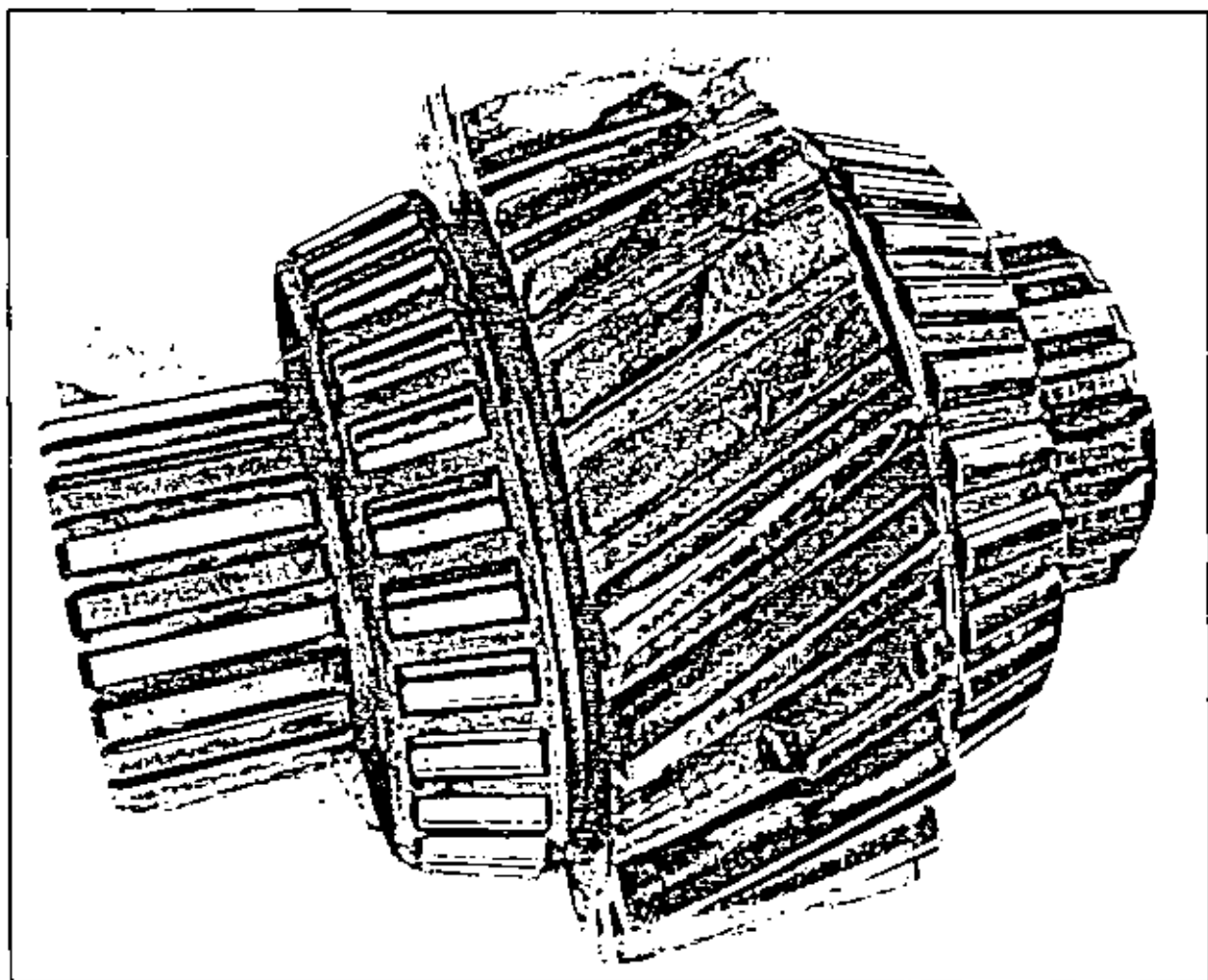


Figure 17 The origin of this helical gear failure was also shock loading. Note that adjacent teeth failed in fatigue indicating that shock caused the initiation of failure. These teeth of course were the ones in mesh at the time of the shock load.

SHOCK FAILURES

Torsional shock loads in shafts can be severe enough to break them. Those shafts with notches or sectional changes, such as splined sections, will

usually have a smooth flat failure surface. (See Figures 18, 19 and 20.)

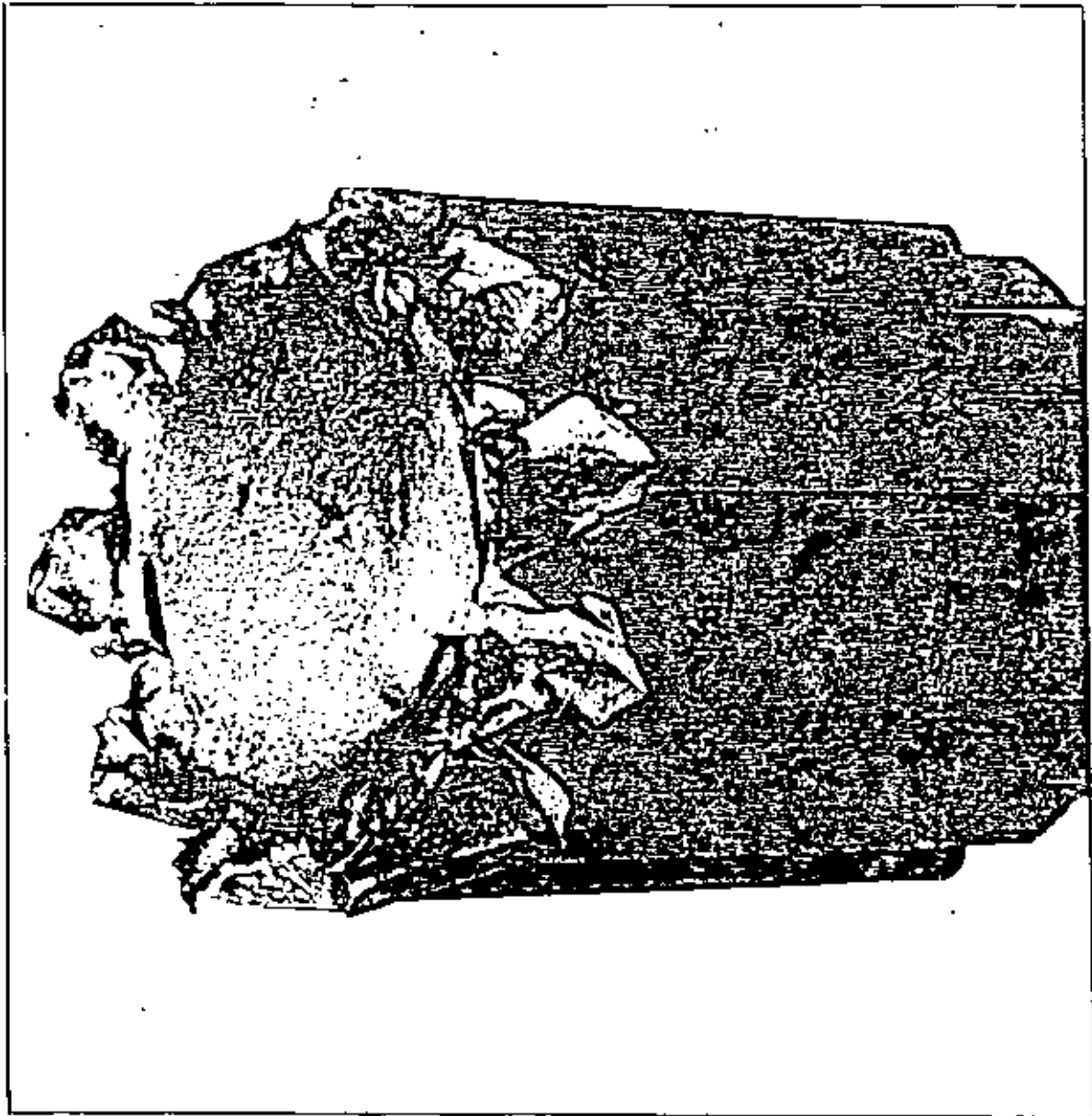


Figure 18 This pinion stem failed in the spline area due to a torsional shock load. Note the flat smooth failure surface, typical of torsional shock failures on shafts with sectional changes.

SHOCK FAILURES

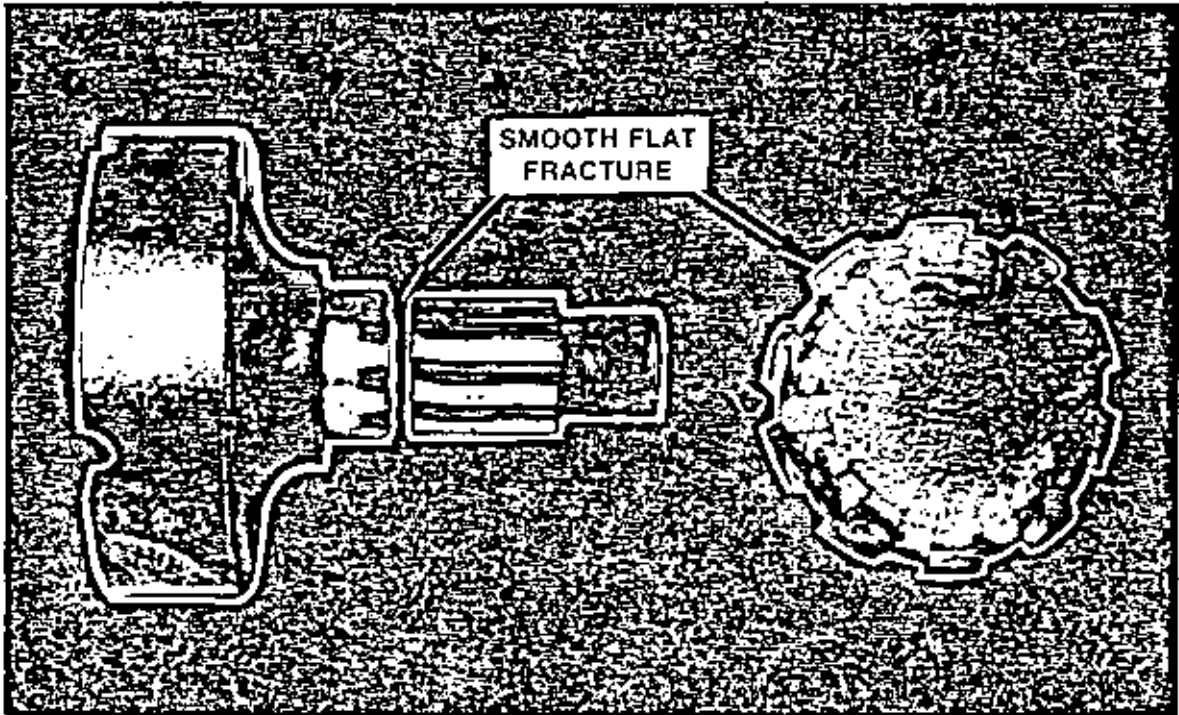


Figure 19 The splined portion of this inter-axle differential case shows a smooth flat fracture resulting from an instantaneous shock load. Notice the similarity to Figure 18.

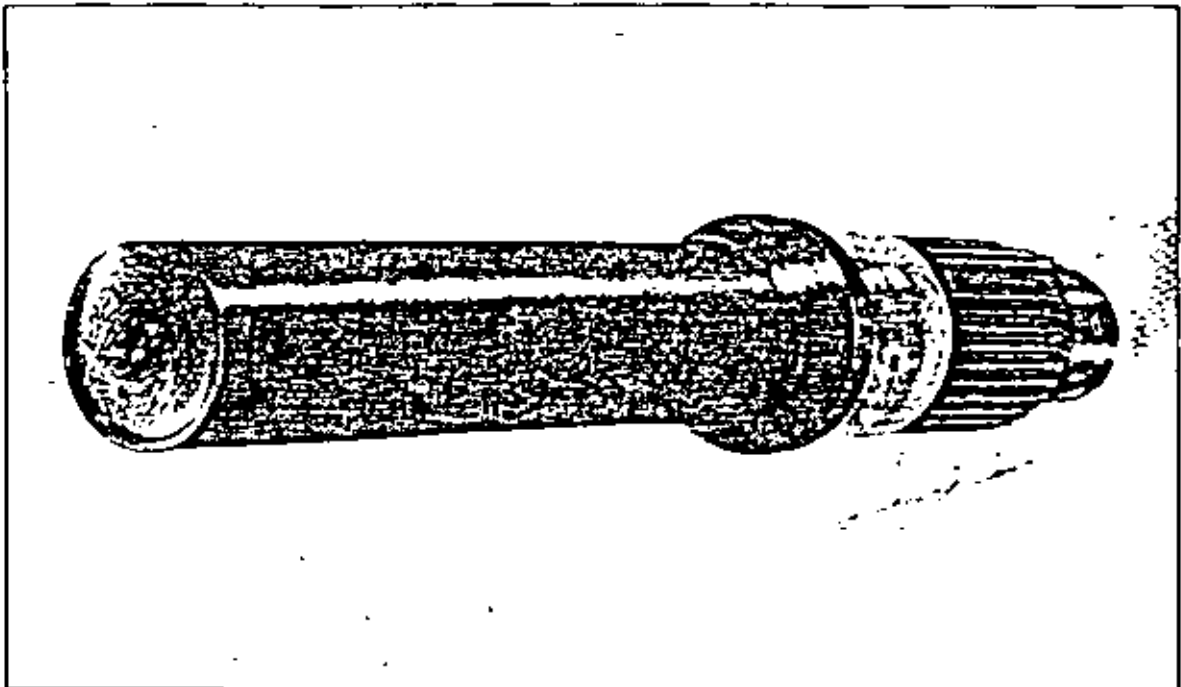


Figure 20 This is a through shaft that failed in torsional shear. It exhibits a flat and smooth failure surface that was caused by a single shock load.

SHOCK FAILURES

Notched shafts with a rough flat failure surface indicate that a combination of bending and torsional

loads caused the failure. (See Figure 21.)

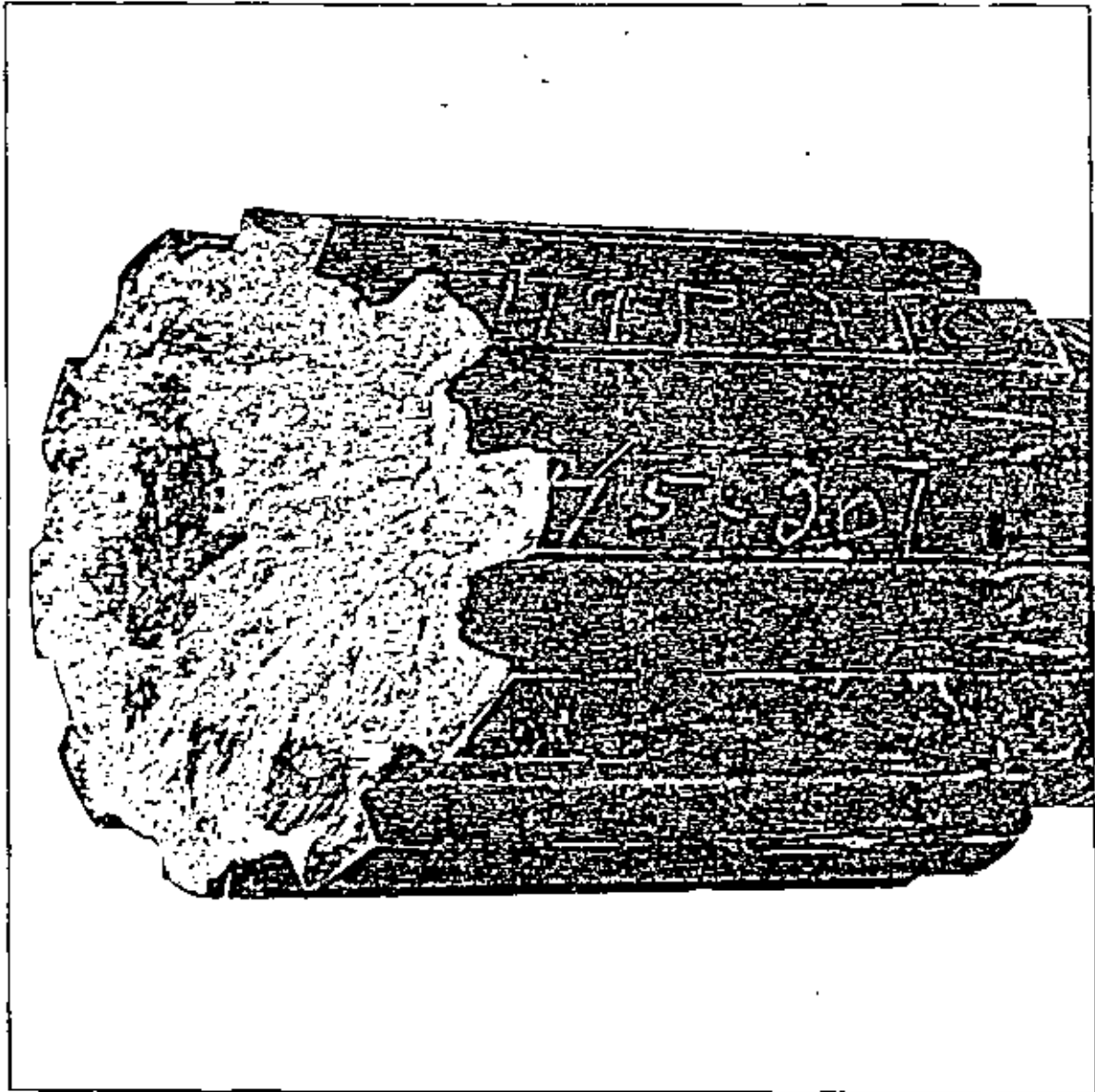


Figure 21 This pinion stem failed in the spline area due to torsional and bending loads. The flat rough failure surface tells the story.

Shafts having constant sections usually will fail at a 45 degree angle and have a rough failure surface. (See Figure 22.)

SHOCK FAILURES

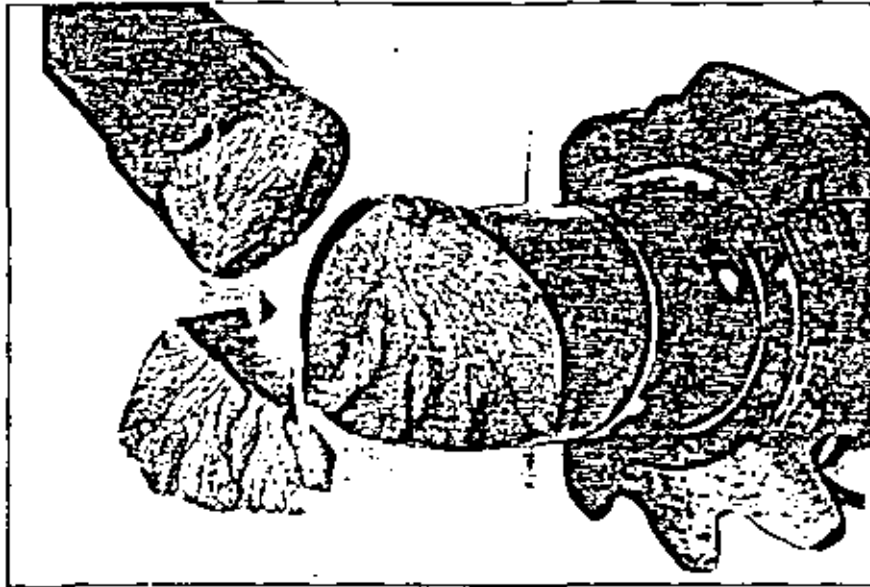


Figure 22 This pinion was subjected to a shock load severe enough to twist off the stem. Note the rough surface appearance and the fact that the failure occurred at an approximate 45 degree angle. This is typical of torsional failures in constant section shafts.

Once the identification and cause of a shock failure have been established, the final and most important step is to take corrective action to prevent reoccurrence in the future. Or, even better, to keep similar failures from happening in the first place—which is practicing *failure avoidance*.

Since shock loads are the result of vehicle operation, it is obvious that the operator is the key to preventing them. He must not only be aware of the causes of shock loads and the damage they can cause, he must be trained how to avoid them by operating the vehicle properly. Training should teach the proper driving procedures in situations such as those previously mentioned as primary causes of shock failures:

A. Backing under a trailer. The trailer landing gear should be used to adjust the trailer height to match the height of the fifth wheel. This will permit engagement without excessive ramming. Also, the inter-axle differential on tandem axles should be locked when engaging or disengaging a trailer.

B. Spinning wheel hits dry pavement. Wheel spin is bad and should be avoided at all times, but

it can be especially damaging when the spinning wheel hits dry pavement or a surface with increased traction. The operator must be trained to reduce engine speed whenever wheel slippage occurs.

C. A missed shift. Careful and proper gear engagement is a technique every driver must master to avoid damaging driveline components.

D. Popping the clutch. When starting on a hill or with a heavy load, the operator should go to the lowest shiftable gear. By so doing he will avoid having to pop the clutch, frog or hump the vehicle to get it moving.

E. Inter-axle differential operation. Knowing when and how to lock the inter-axle differential is a skill every good driver must master. It is basic to the prevention of both spinout and shock load failures.

Without question, driver training is vitally important to a successful *failure avoidance* program. Regardless of how well the vehicle is maintained, careless or improper operation can result in premature failures and unsatisfactory life.

FATIGUE FAILURES

3. Fatigue

Fatigue is another common type of failure in axle carriers, one that results from repeated loadings of a component. A single application of these loads or forces is not great enough to fail the part, but repeated applications gradually weaken it to the point of failure.

There are three types of fatigue failures which are common in axle carriers:

- A. Surface or contact fatigue, which affects bearings and gear teeth.
- B. Torsional fatigue, which affects shafts.
- C. Bending fatigue, which affects gear teeth and shafts.

Understanding the fatigue characteristics of steel is essential to an understanding of how fatigue affects drive axle carrier components. The fatigue characteristics of steel parts subjected to surface loadings, such as bearings and gear teeth, differs considerably from the characteristics of those subjected to bending and/or torsional loadings.

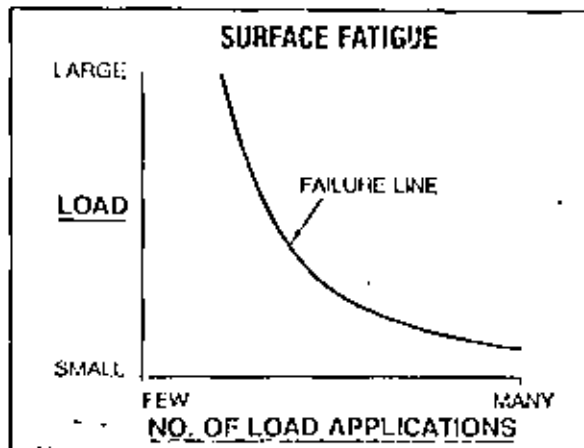


Figure 23

The fatigue characteristics of steel parts subjected to surface loadings is shown in Figure 23. Note that when the surface load is large, failure occurs during a relatively small number of load applications. As the load is decreased, the number of applications required to fail it increases. Figure 23 also indicates

that no matter how small the load, the part ultimately will fail from surface fatigue if it is subjected to enough load applications.

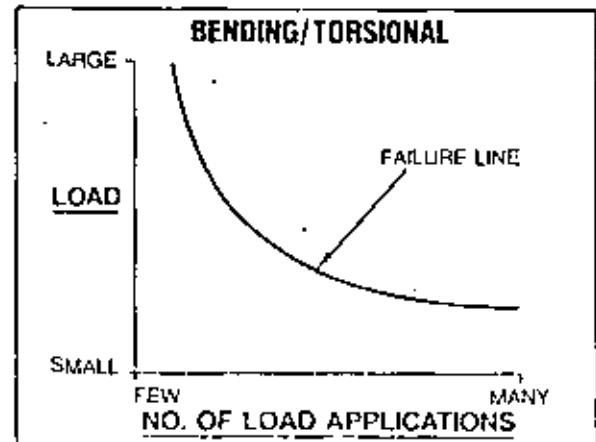


Figure 24

Figure 24 shows the fatigue characteristics of steel parts subjected to bending and/or torsional loads. The number of load applications it takes to fail a part versus the magnitude or severity of the load is shown.

Notice that when the bending or torsional load is large, the part will fail after a small number of load applications. As the load is reduced, it requires a greater number of applications to cause a failure.

When the load is decreased even further, the part can withstand an infinite number of applications without failing. The load corresponding to the horizontal part of the diagram is called the "Endurance Limit" of the material.

Plotting both failure lines on the same graph shows the relationship between the fatigue due to surface loads and that due to bending and/or torsional loads (See Figure 25.)

Bearings are subjected to surface loadings so their fatigue characteristics follow the surface failure line.

Shafts are subjected to both bending and torsional loads so their fatigue characteristics will follow the bending/torsional failure line.

FATIGUE FAILURES

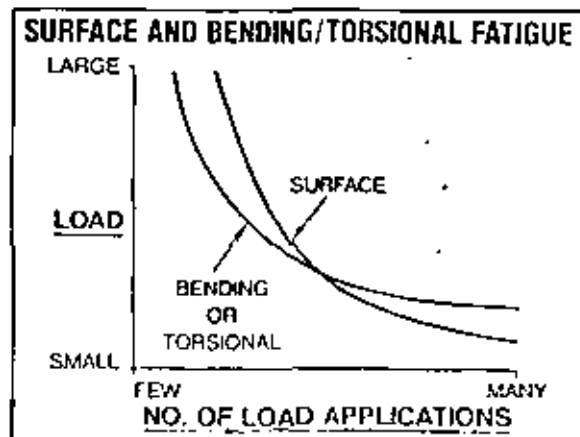


Figure 25

Gears are subjected to both surface loadings and bending loadings. Lightly loaded gears will tend to fail from surface fatigue. As the loads are increased, the mode of failure changes from surface to bending fatigue. Heavily loaded gear teeth will fail from bending fatigue. A plot illustrating this can be seen in Figure 26.

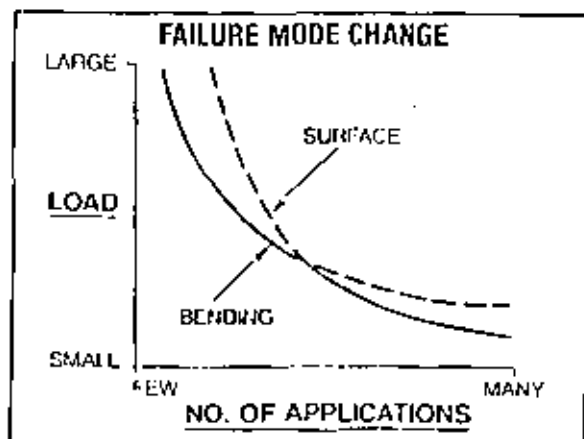


Figure 26

Fatigue failures that occur in drive axle carriers have two sources:

- Exceeding the GVW/GCW rating of the carrier
- Shock Loads

A. Exceeding the GVW/GCW rating of the carrier. When the vehicle is operated at a weight in ex-

cess of what the carrier was designed for, the life of the components is reduced. As discussed previously, the rated GVW/GCW of a carrier changes with the road grade and surface. As the grade increases, so does the effort (torque) required to move a vehicle loaded to a given GVW/GCW. Again, as the road surface changes from hard to soft, rolling resistance increases and more torque is needed. Thus, a vehicle loaded to a given GVW/GCW will have a reduced carrier life when operated in hilly or mountainous terrain as opposed to being operated on the level. The same is true for operation on soft or unimproved surfaces as compared to hard surface roads.

B. Shock loads. Another cause of reduced carrier life and premature failure was covered in the discussion on shock loading on page 15. As pointed out, the shock load, if severe enough, can cause a part to fail instantly. Or, if it is less severe, it can result in cracks in a gear tooth or shaft. These cracks, no matter how small, create a point of origin where bending or torsional fatigue can start even under normal or reduced loadings.

Cracks like this are called stress risers, and they can reduce the bending or torsional fatigue life of components drastically. In effect, they increase the local stresses significantly in that area, and may raise them well above the endurance limit of the material. The result is a fatigue failure in far fewer load applications.

It will be recalled that shock loads damage teeth that were in mesh at the time the load occurred. Thus, when it is found that adjacent gear teeth have failed in bending fatigue, the cause of the fatigue was most likely a shock load.

Operational overloading of a gear set will result in pinion teeth failing in either bending or surface fatigue.

Shock loads to bevel gear sets will damage ring gear teeth. If severe enough, the shock load will either rip out the ring gear teeth that are in mesh or crack them, and the crack will progress in bending fatigue to ultimate failure.

FATIGUE FAILURES

A. Surface Fatigue

It has been pointed out that gears can fail from either surface fatigue or bending fatigue. In the case of the former, surface fatigue on gear teeth is characterized by loss of metal from the surface of the tooth.

The surface may be pitted, or it may be damaged to the extent where metal has actually flaked from the tooth surface. (See Figures 27-31.)



Figure 27 The above photo shows a pinion that experienced a surface fatigue failure. Characteristically, metal has fatigued (flaked) from the surface of every tooth. This failure was caused by operational overloading the gear set.

FATIGUE FAILURES

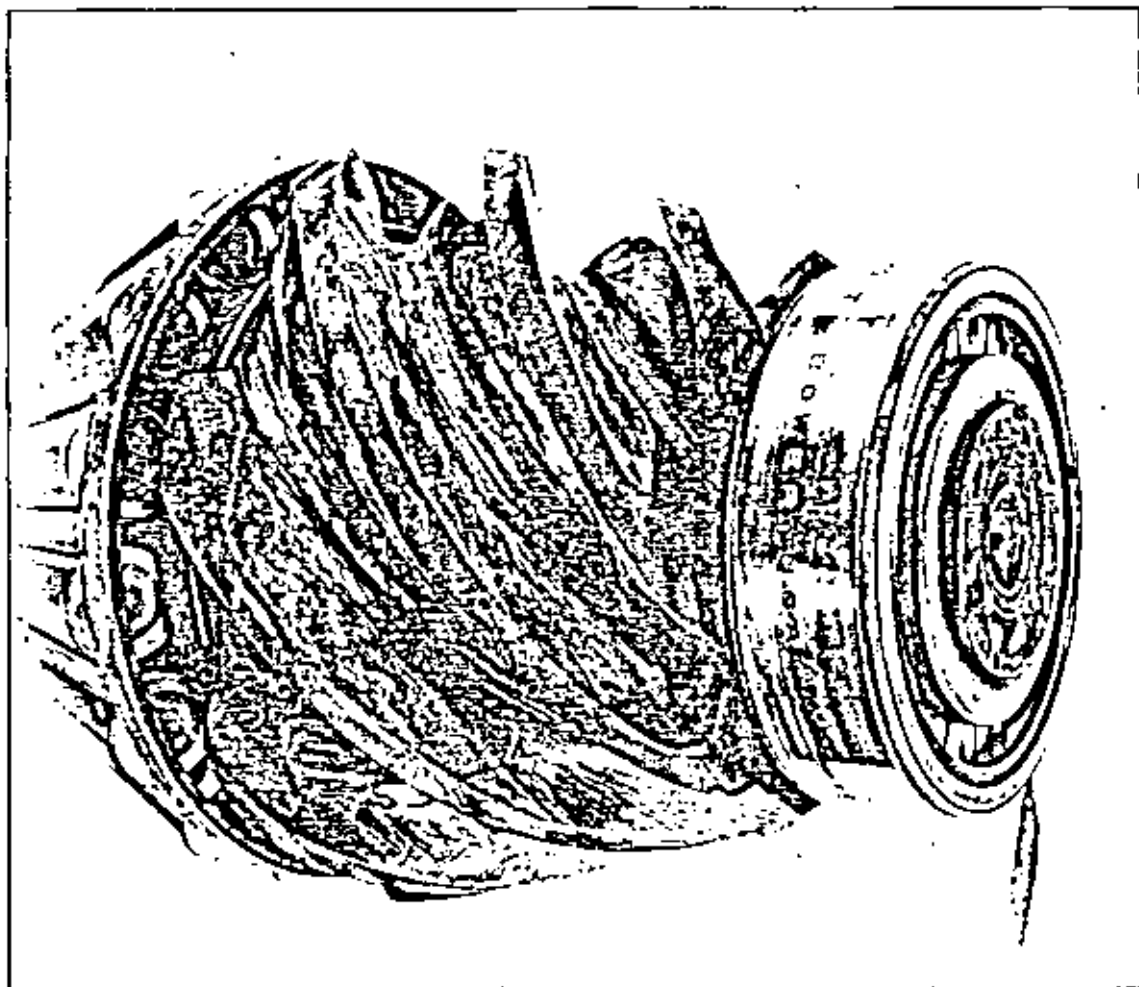


Figure 28 This pinion illustrates another surface fatigue failure. Note the surface damage. Operational overloading was responsible.

FATIGUE FAILURES

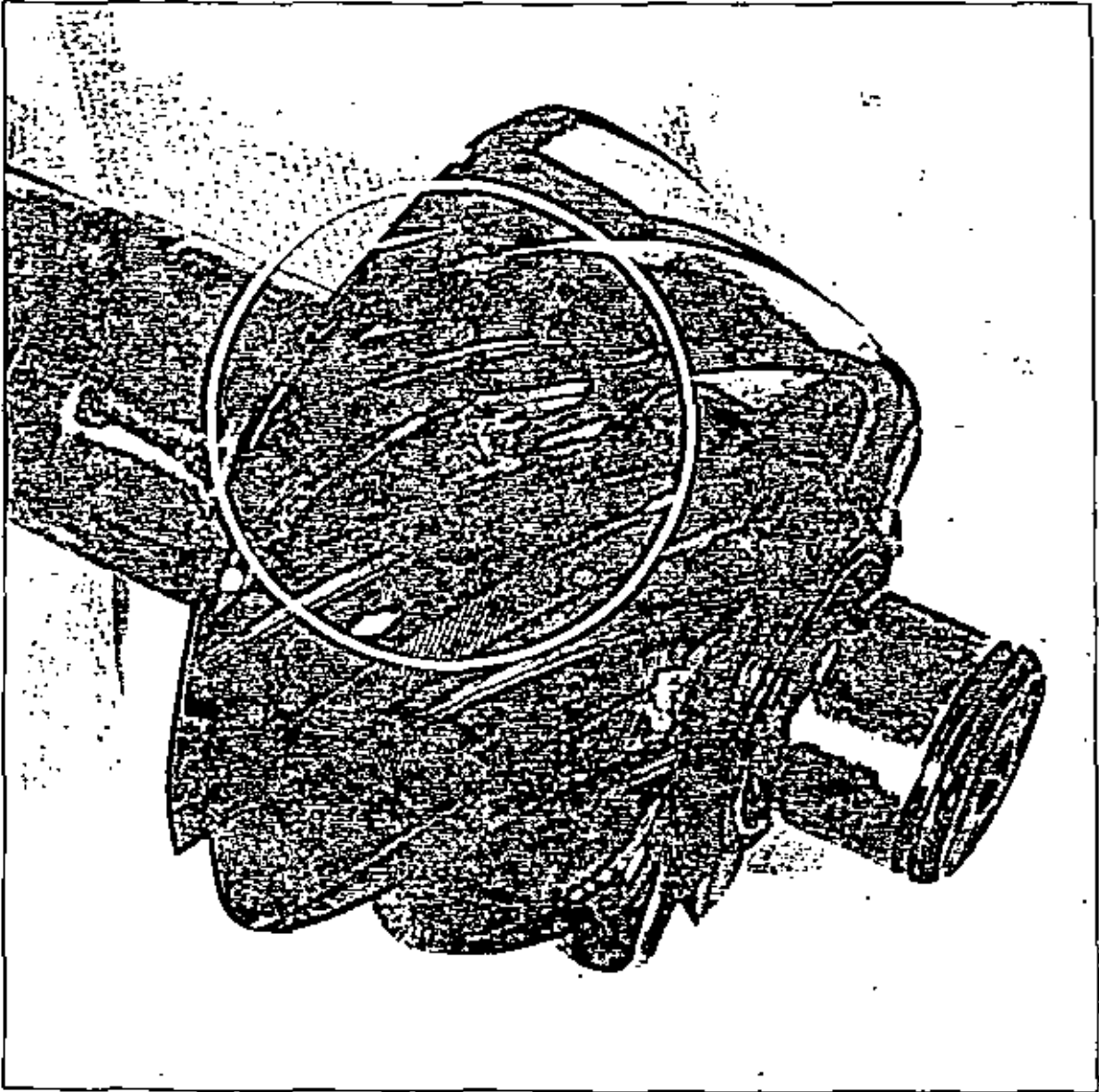


Figure 29 This pinion shows a surface fatigue failure due to excessive loadings. However, in this instance the surface breakdown progressed to the case hardening depth, and then followed the boundary between the case hardening and the core.

FATIGUE FAILURES

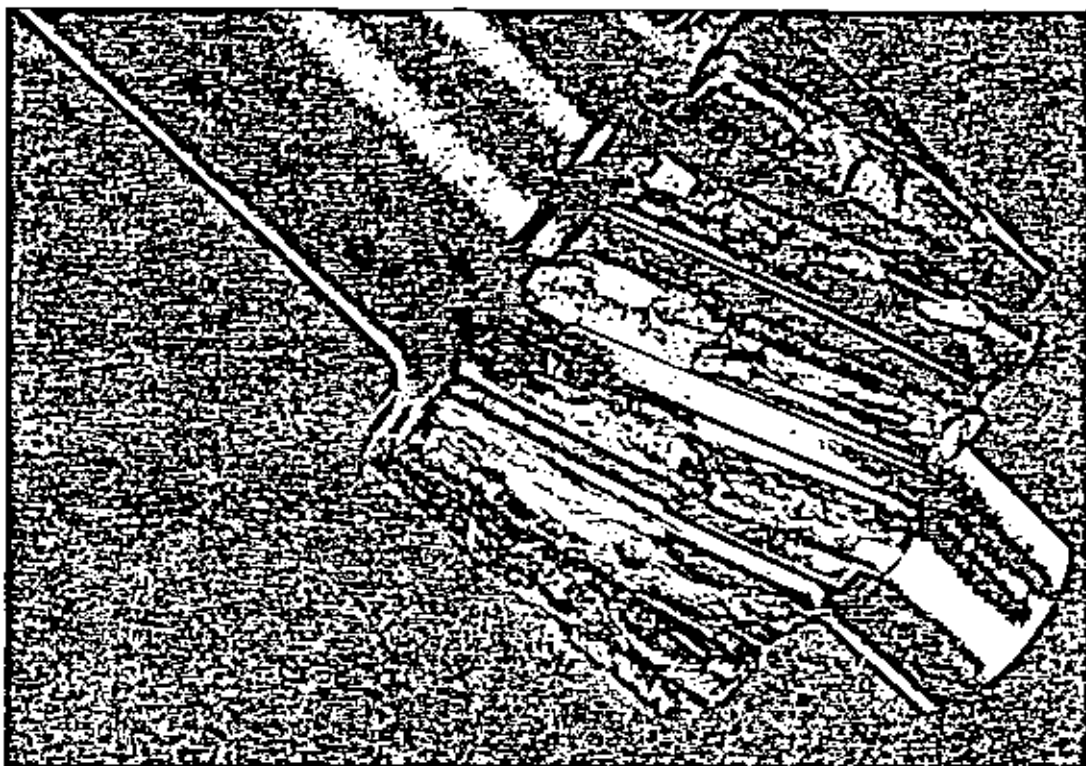


Figure 30 Surface fatigue is illustrated here on a helical pinion from a double reduction carrier. Note that the failure occurs on more than one tooth.

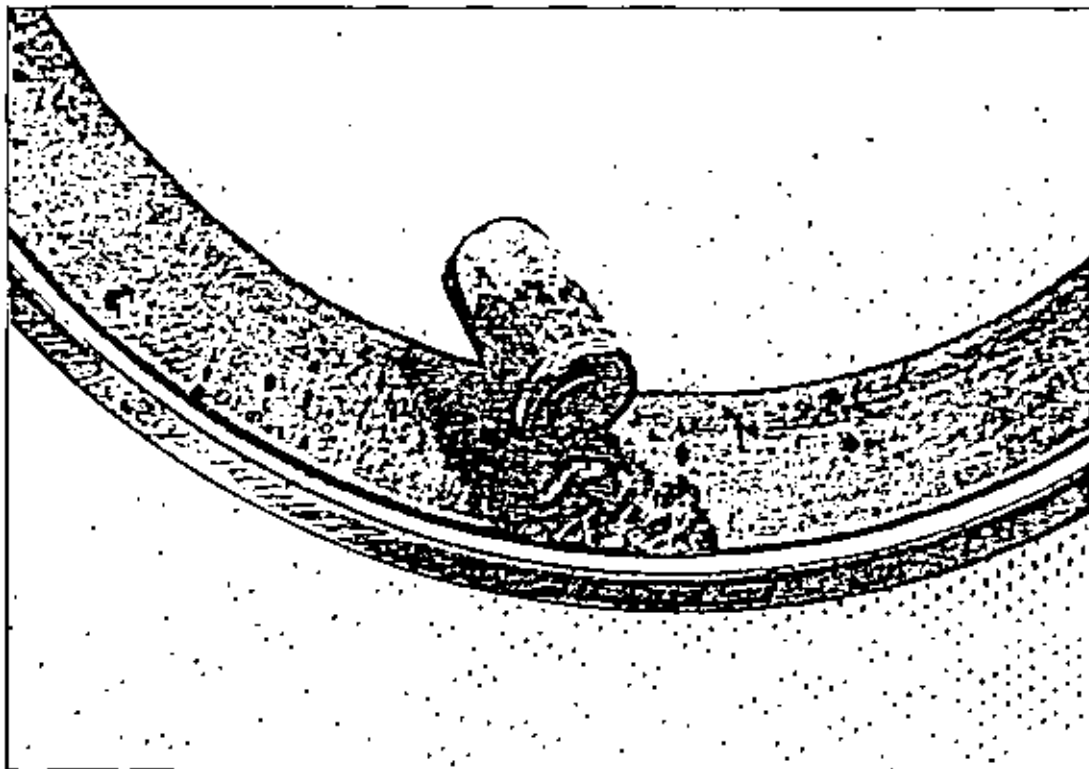


Figure 31 This bearing illustrates surface fatigue in which metal particles have fatigued from the surface of the bearing cone, leaving pits.

FATIGUE FAILURES

B. Torsional Fatigue

Torsional fatigue in the splined areas of shafts is characterized by a somewhat conical fracture and radial lines. (See Figures 32 and 33.)

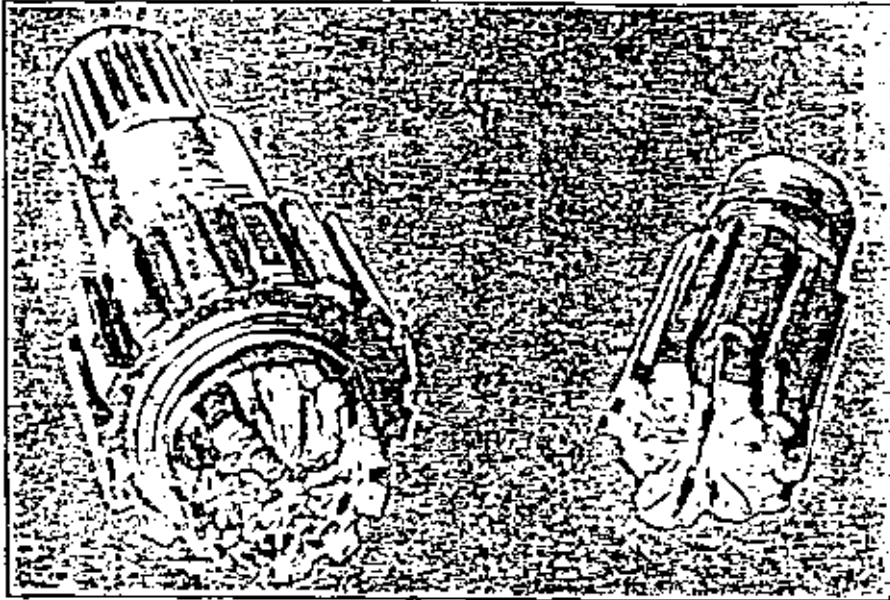


Figure 32 Repeated overloading caused a torsional fatigue failure on the input shaft shown here. Note the radial lines on the failure surface—they are characteristic of torsional fatigue in splined areas of shafts.

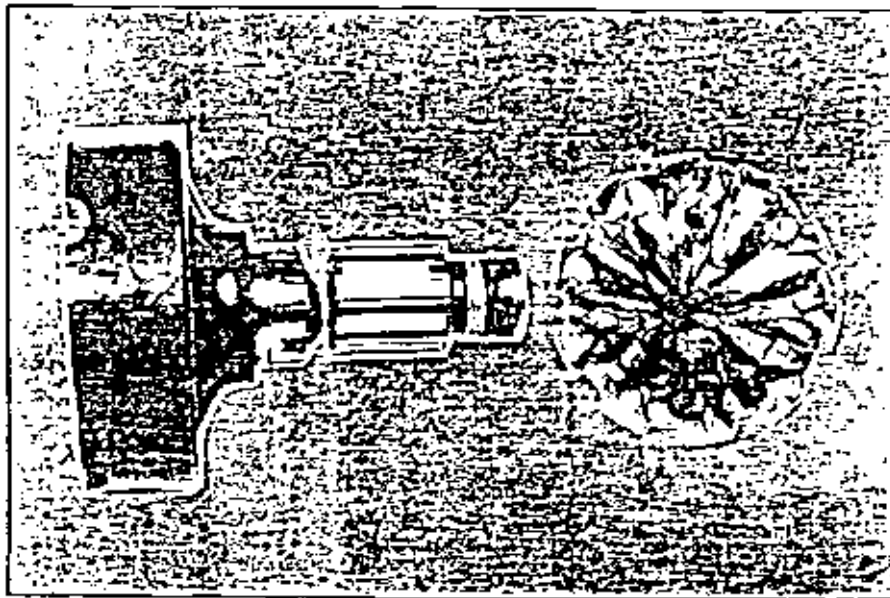


Figure 33 The shaft portion of this forward inter-axle differential case has experienced a torsional fatigue failure due to excessive loads. Notice the radial lines on the failure surface and the conical shape of the fracture.

FATIGUE FAILURES

C. Bending Fatigue

Rotating bending fatigue in shafts is characterized by a somewhat conical fracture surface and circular lines as shown in Figure 34.

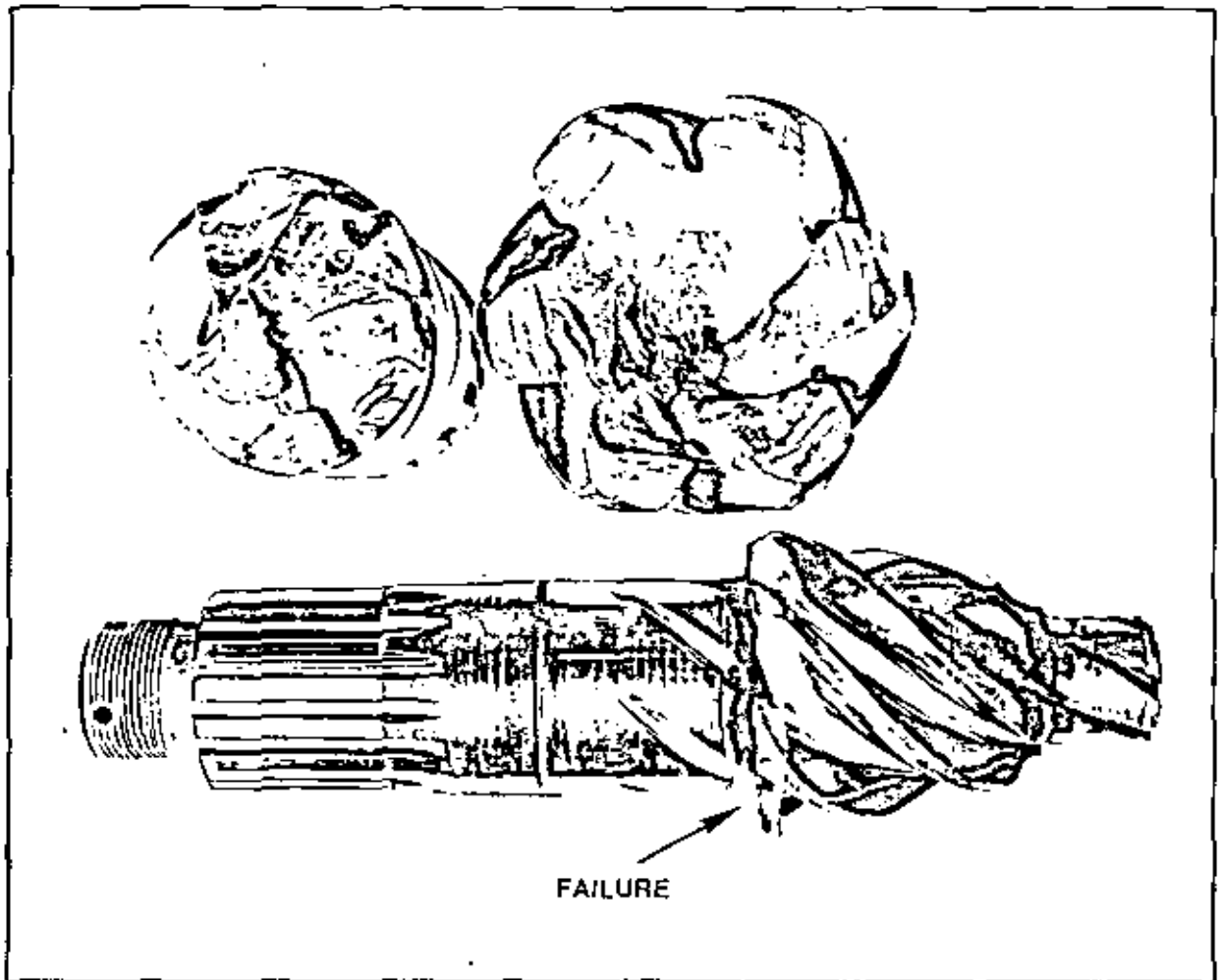


Figure 34 This pinion experienced a rotating bending fatigue failure. Note the smooth surface appearance, the circular lines, and the conical shape of the failure.

FATIGUE FAILURES

Pinion tooth failure from bending fatigue is the result of overload conditions, and is characterized by a crack progressing through the tooth. The failure surface will be somewhat smooth and have contoured

lines, called beach marks, which indicate how the failure progressed through the tooth. (See Figure 35.)

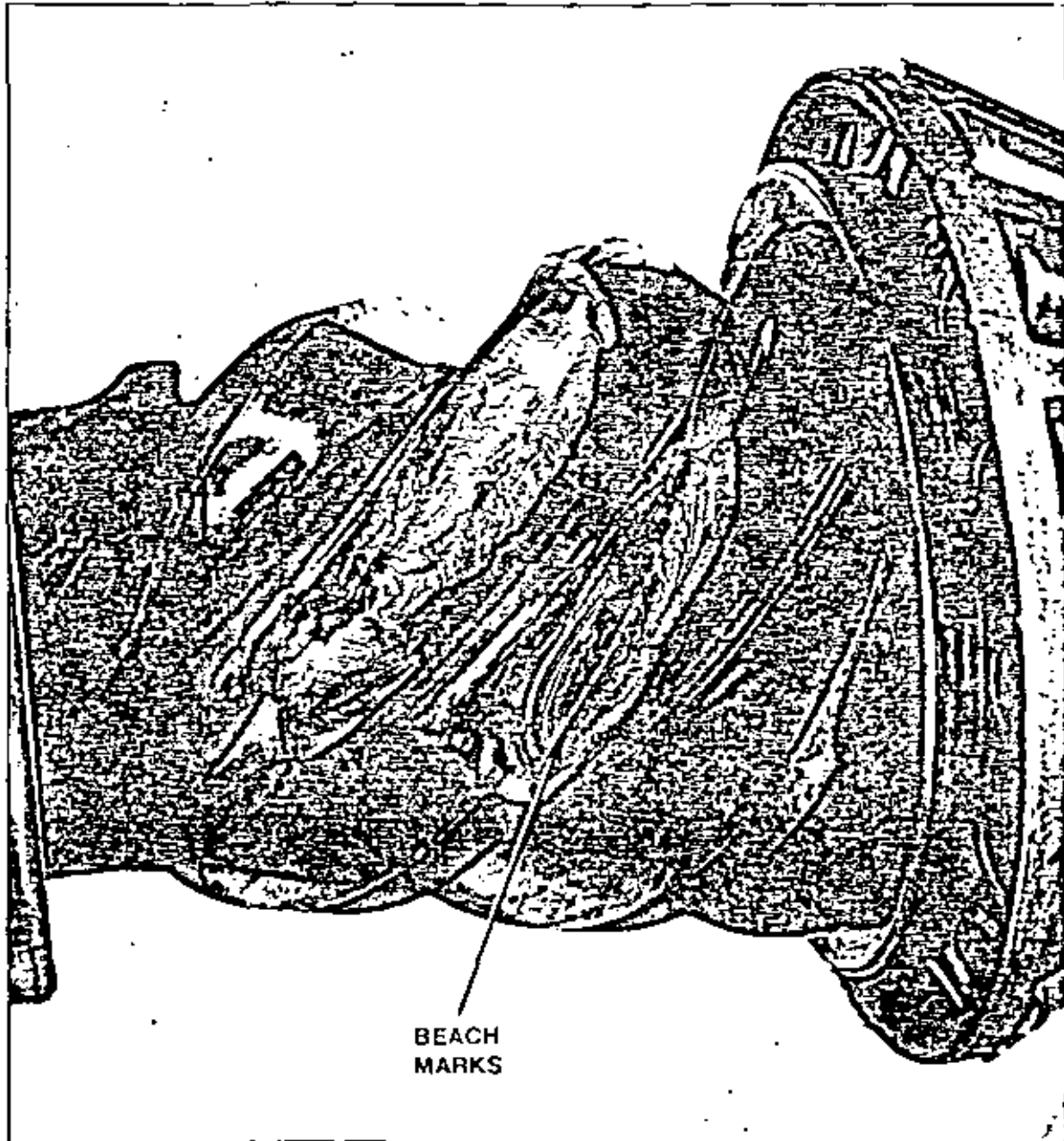


Figure 35 The pinion tooth on the right suffered a bending fatigue failure due to repeated overloading. Note the beach marks that were generated as the bending fatigue moved through the tooth—they are characteristic of bending fatigue failures. As the tooth fractured, it damaged the adjacent tooth. Notice also that the gear contact has run heavily over the heel on the gear, as shown by the digging in at the heel of the pinion contact. This is further evidence of an overloaded condition.

FATIGUE FAILURES

Shock loads can crack the gear teeth that are in mesh when the shock occurs. In bevel gear sets, the ring gear teeth are more prone to shock damage than pinion teeth. The crack can progress in bending fatigue until the failure takes place. Thus, when two

or more adjacent teeth fail in bending fatigue it is an indication that a shock load was the initial cause. Other evidence will be the somewhat smooth surface of the failure surface and the beach marks. (See Figures 36, 37 and 38.)

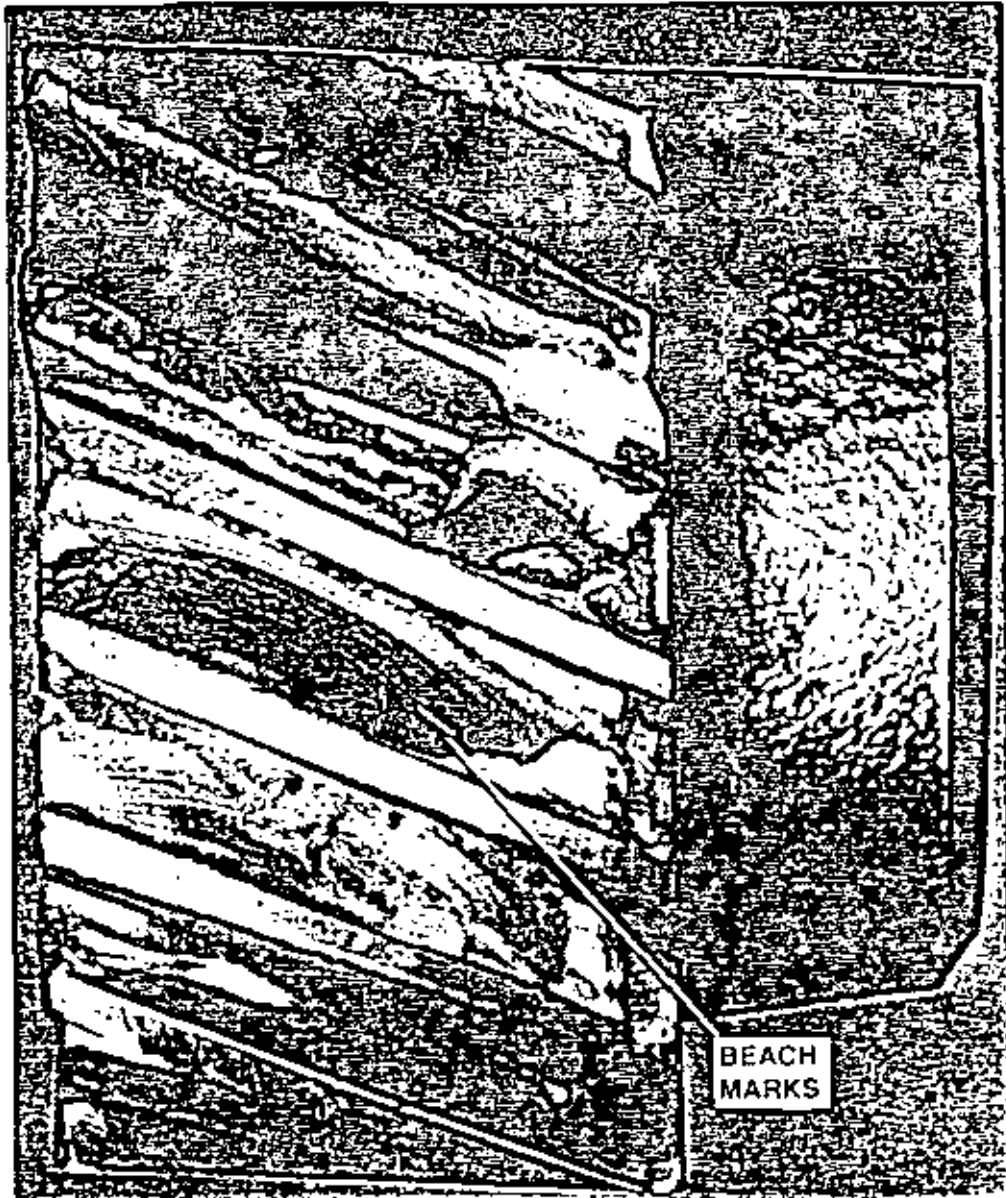


Figure 36 These helical gear teeth suffered bending fatigue failures, as shown by the characteristic beach marks. The two adjacent teeth (the ones in mesh) were cracked by a shock load. The bending fatigue originated at these cracks and moved through the teeth until they failed.

FATIGUE FAILURES

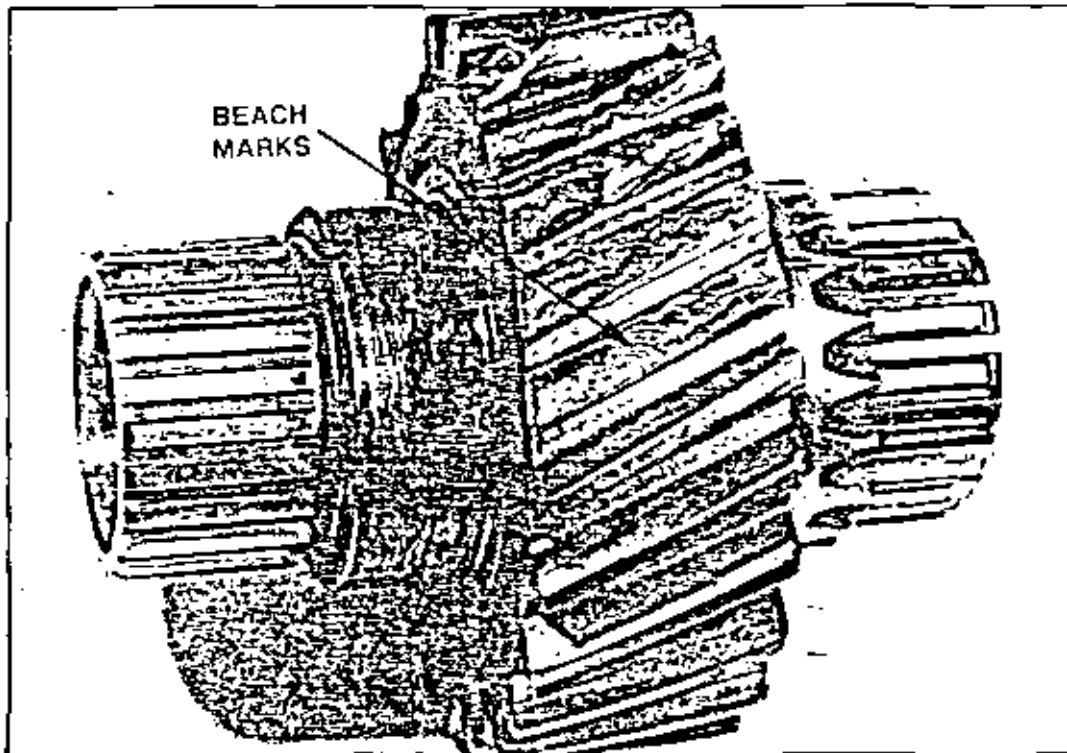


Figure 37 The drop gear shown has two adjacent teeth that failed in bending fatigue as evidenced by the characteristic beach marks. The two teeth were in mesh at the time. The shock load occurred causing minute surface cracks, or stress risers, which became the source of bending fatigue. This condition then progressed through the teeth until the remaining material could no longer carry the load. As the two teeth failed, adjacent teeth were ripped out.

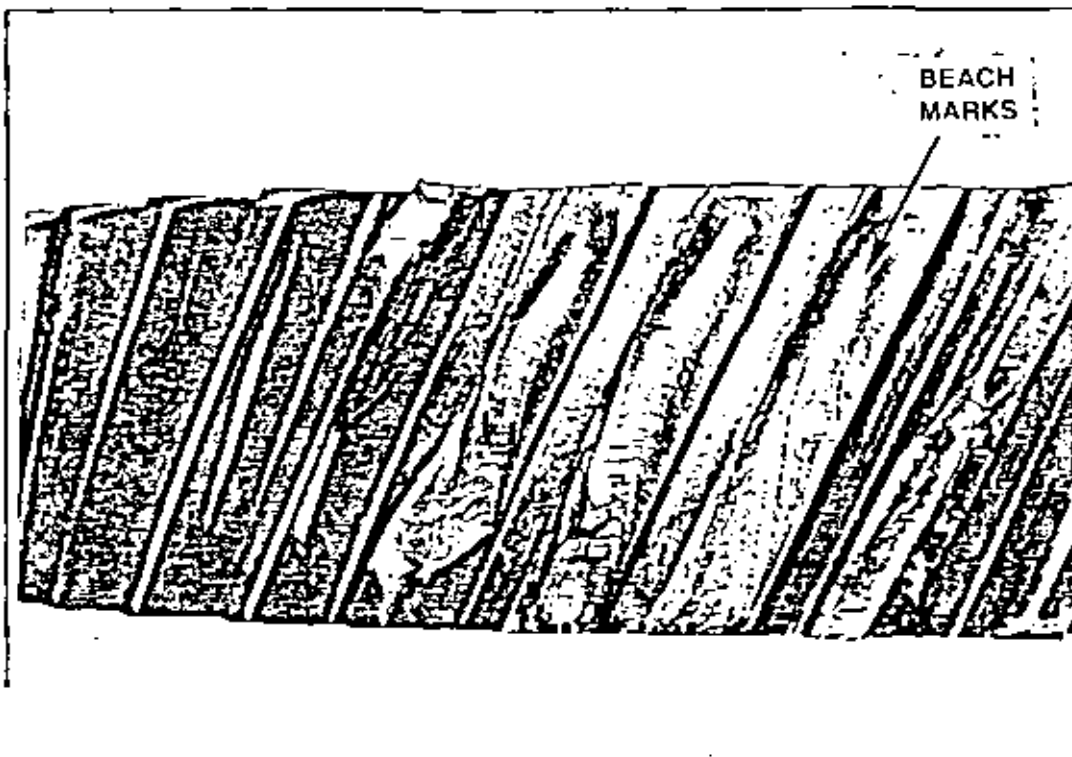


Figure 38 This helical spur gear also exhibits a bending fatigue failure due to a shock load. Note that three teeth were in mesh when the shock load occurred. When they failed, secondary damage was inflicted on the adjacent teeth.

FATIGUE FAILURES

Once the identification and probable cause of the failure is established, the final and most important step is to take corrective action to prevent it from reoccurring. Keep similar failures from happening in the first place—practice failure avoidance.

It is essential to keep in mind that fatigue failures are caused by operational overload conditions and, in some instances, by cracks which result from shock loads. Avoidance of these causes starts with the understanding that drive axle carriers are rated in terms of GVW/GCW and these ratings decrease as grades increase and road surfaces become less firm. The individual doing the buying should know the GVW/GCW rating of the vehicle, the loads to be carried and the terrain the vehicle will encounter. All affect the selection of an axle which will ensure satisfactory axle carrier life. Some vehicle owners are not aware of all this when they buy a stock truck. As a result, the truck purchaser is not suited to the specific job and premature failures occur.

Other operators are aware of these facts but feel the additional revenue generated by intentionally exceeding the rated GVW/GCW with greater payloads offsets the additional costs that result from premature failures.

As discussed earlier, shock loads result from improper vehicle operation. The instances of shock related failures, then, can be reduced or eliminated by making the driver aware of the potential causes of shock loads and the damage that can result from them. Once the driver is aware of the facts, training in the proper operation of the vehicle should follow.

In some applications a carrier ratio change may solve some of the preceding problems. Changing the gearing to a higher numerical ratio will result in more wheel torque being available to move the vehicle, and thereby giving it increased gradeability. The same effect can be accomplished by going to a transmission with a higher numerical reduction. (Note: A higher numerical ratio in the carrier will reduce the vehicle's top speed.)

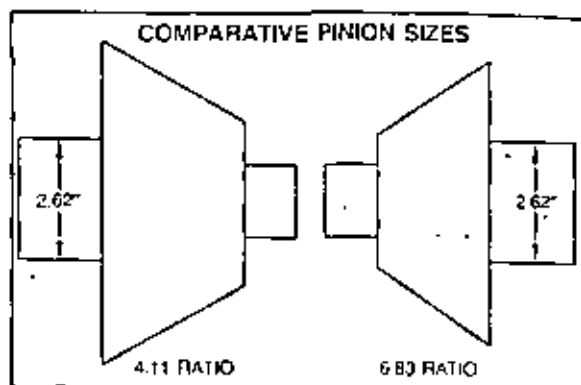


Figure 39

On the other hand, changing the carrier gearing to a lower numerical ratio will tend to increase the life of the gear set since the pinion size usually gets larger as the ratio decreases. Figure 39 illustrates this point.

When considering a carrier ratio change, the component that failed and its mode of failure must be taken into consideration. The following examples may be helpful:

- A. If gear sets are failing in surface or bending fatigue, consider a lower numerical ratio since, in general, these have greater surface and bending fatigue life.
- B. If gear sets are failing due to shock loads, consider a higher numerical ratio in the axle or transmission. Such a move will improve vehicle gradeability so drivers do not have to frog, or hump the unit to get it moving.

Ratio changes will affect the gradeability and top speed of the vehicle, and these variables must be kept in mind when ratio changes are planned. Consult the manufacturer of the vehicle or the Rockwell Engineering Department for a review of the vehicle specifications and intended usage.

LUBRICATION FAILURES

Lubrication

The fourth common cause of axle carrier failures originates with the lubricant, or with lubricant change practices. The lubricant which protects the axle components has three key functions:

- To reduce friction between parts,
- To carry heat away from parts, and
- To carry dirt and wear particles away from parts.

When a lubrication failure occurs, it is generally the result of improper maintenance and had its roots in one of three basic problem areas:

- A. Low lubricant level
- B. Improper type of lubricant or lubricant with depleted additives
- C. Contaminated lubricant

A closer look at these maintenance problem areas follows:

A. Low lubricant level

When the lubricant level in an axle carrier is too low, the friction between the parts generates heat and causes temperatures to increase considerably. If the temperatures become high enough, the parts may be galled and the lubricant burned.

Low lubricant levels may be the result of inadequate filling, or of leakage of seals and gaskets. The former is due to carelessness or lack of knowledge of the proper lubricant volume. Rockwell Field Maintenance Manual #1 on Lubrication gives the correct volumes for Rockwell axles. Leakage is the result of either worn or damaged seals, or improper seal and gasket installation. Any one of these will defeat the whole purpose of seals and gaskets—to keep lubricant in and dirt out of the carrier. Figures 40-44 show examples of sealing problems that resulted in leaks.

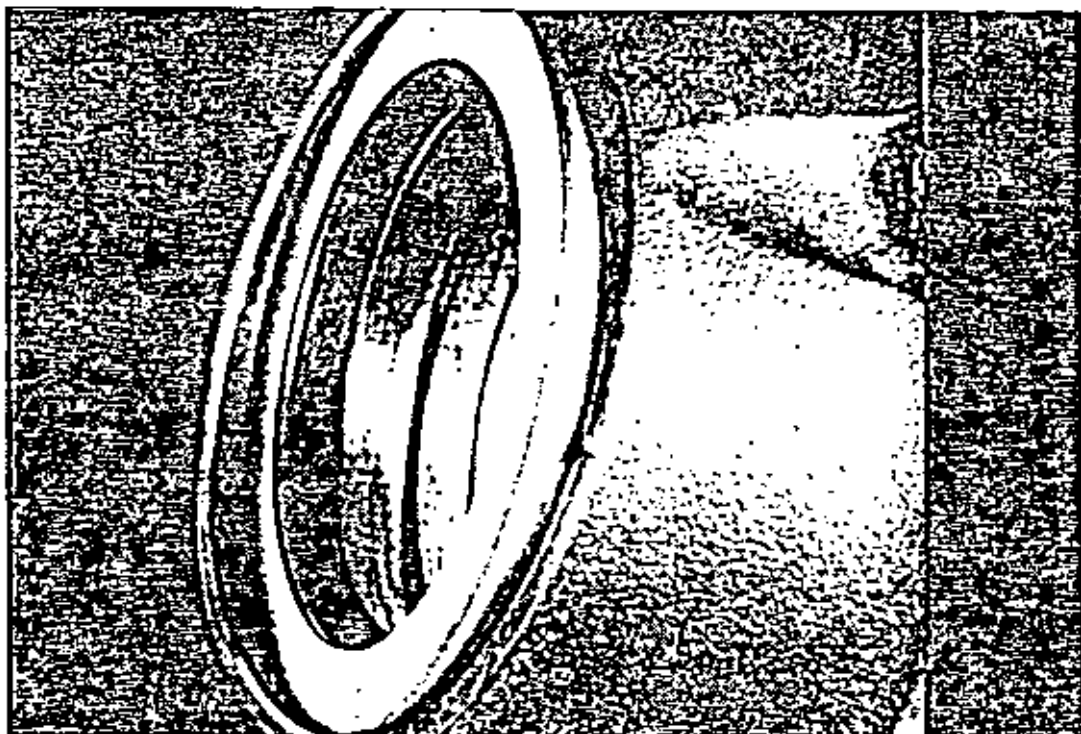


Figure 40 This seal was cocked in its bore due to faulty installation. The result was leaking lubricant.

LUBRICATION FAILURES

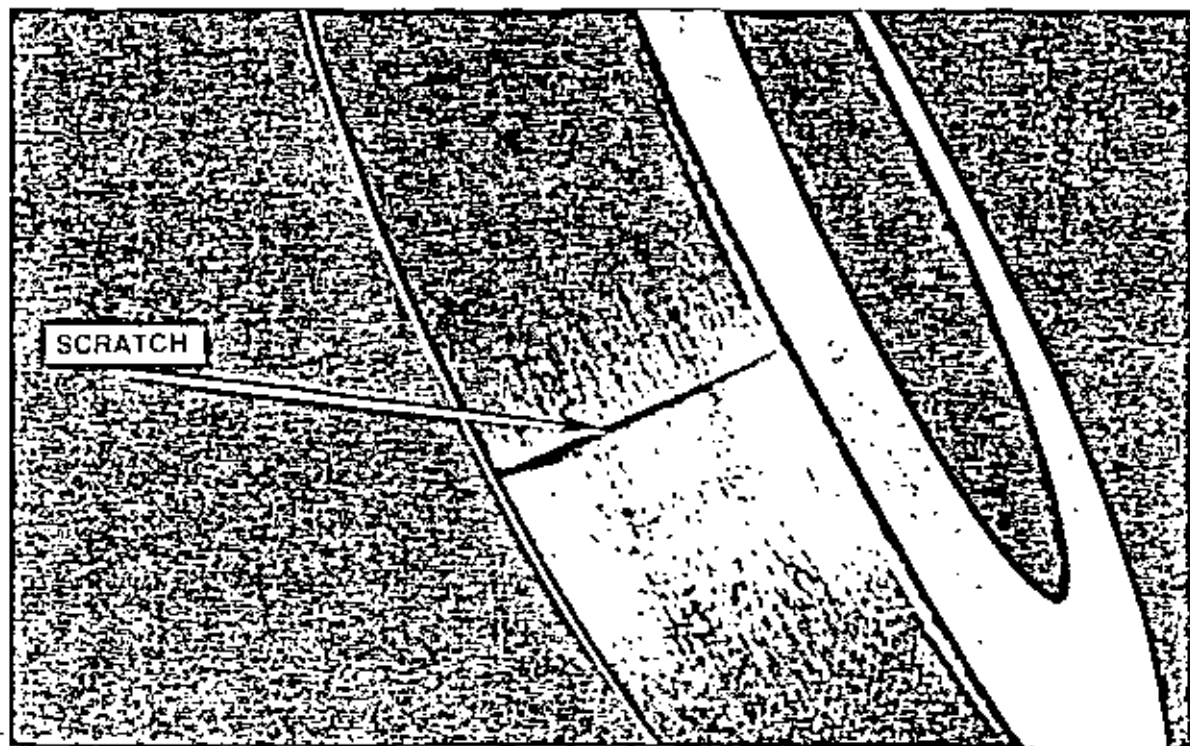


Figure 41 This seal was installed in a seal bore which had a nick or burr. The scratched seal allowed lubricant to leak between the seal and bore.

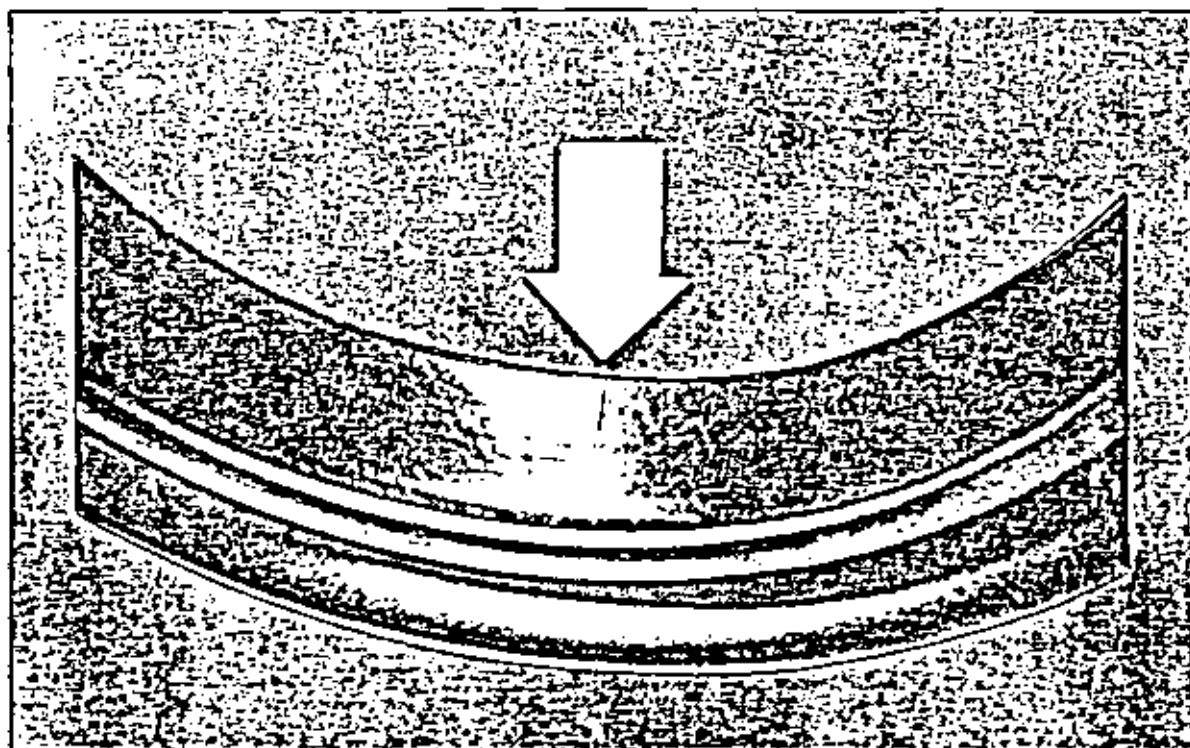


Figure 42 A seal lip that was cut during installation caused the seal to leak.

LUBRICATION FAILURES

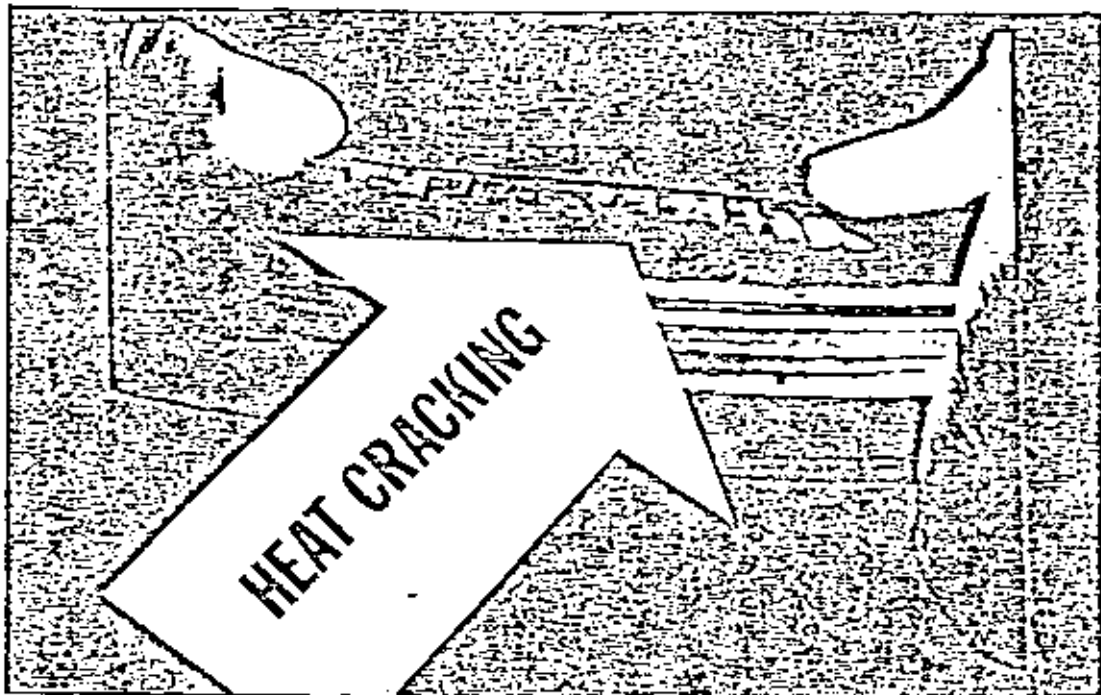


Figure 43 Excessively high temperatures caused this seal lip to become brittle and crack, and the result was loss of lubricant from the carrier.



Figure 44 Extremely cold temperatures caused this seal lip to become brittle, and to fracture.

LUBRICATION FAILURES

Failures due to low lubricant levels are characterised by burned lube and parts—primarily gears and bearings. (See Figures 45-48.)

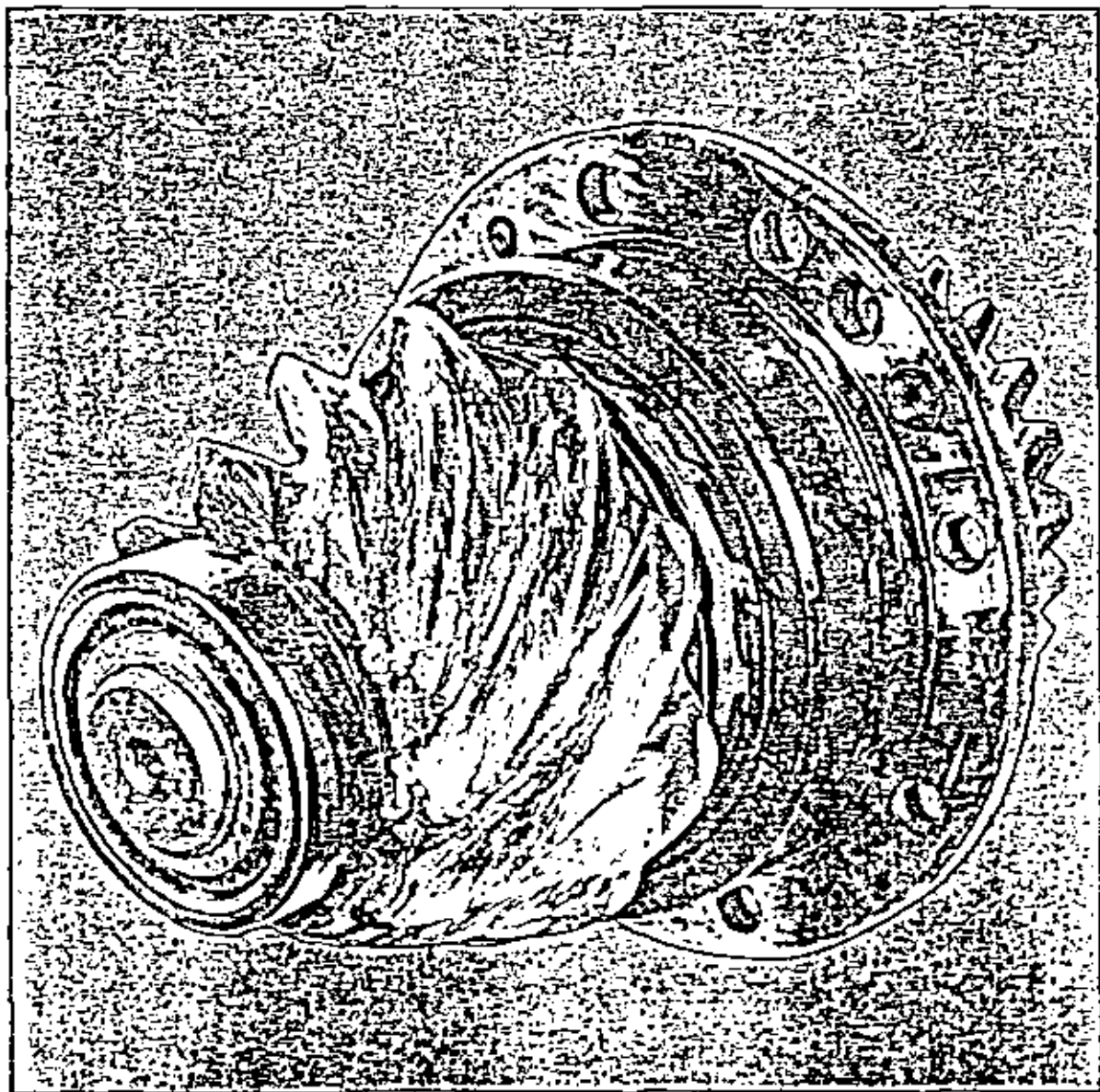


Figure 45 Evidence of insufficient lubrication can be seen on this pinion and spigot bearing. Note that the bearing is burned and the pinion teeth have been damaged due to metal to metal contact.

LUBRICATION FAILURES

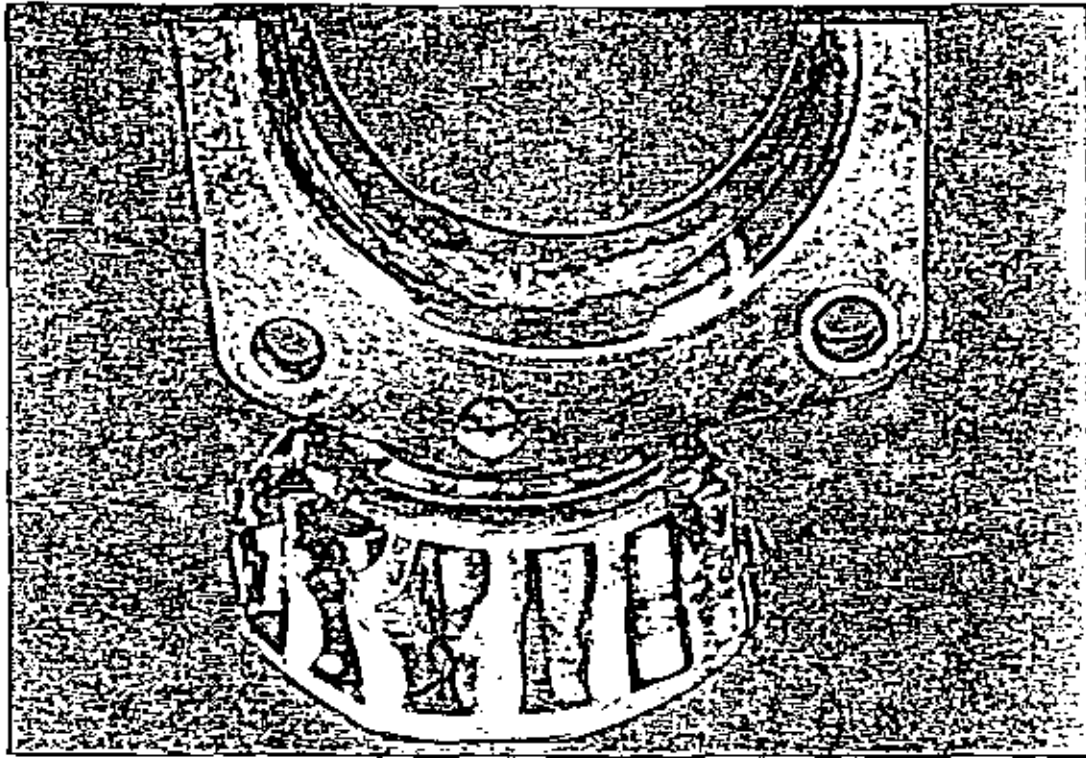


Figure 46 Inadequate lubrication caused the advanced damage on this bearing.

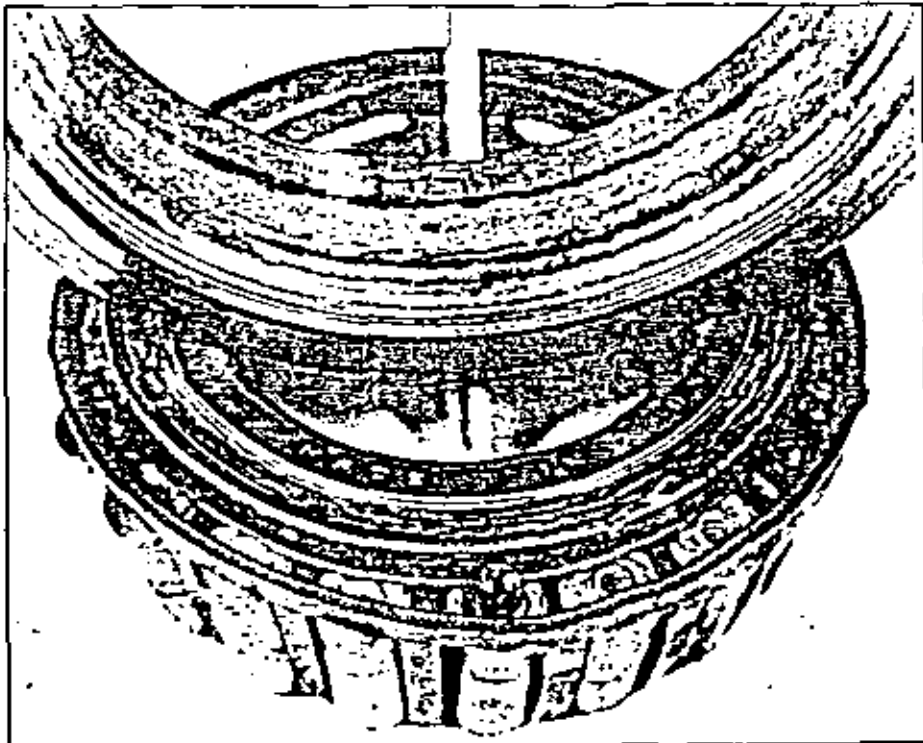


Figure 47 Here is another case of bearing damage resulting from inadequate lubrication. Notice the damage to cup and rollers from the extreme heat generated.

LUBRICATION FAILURES

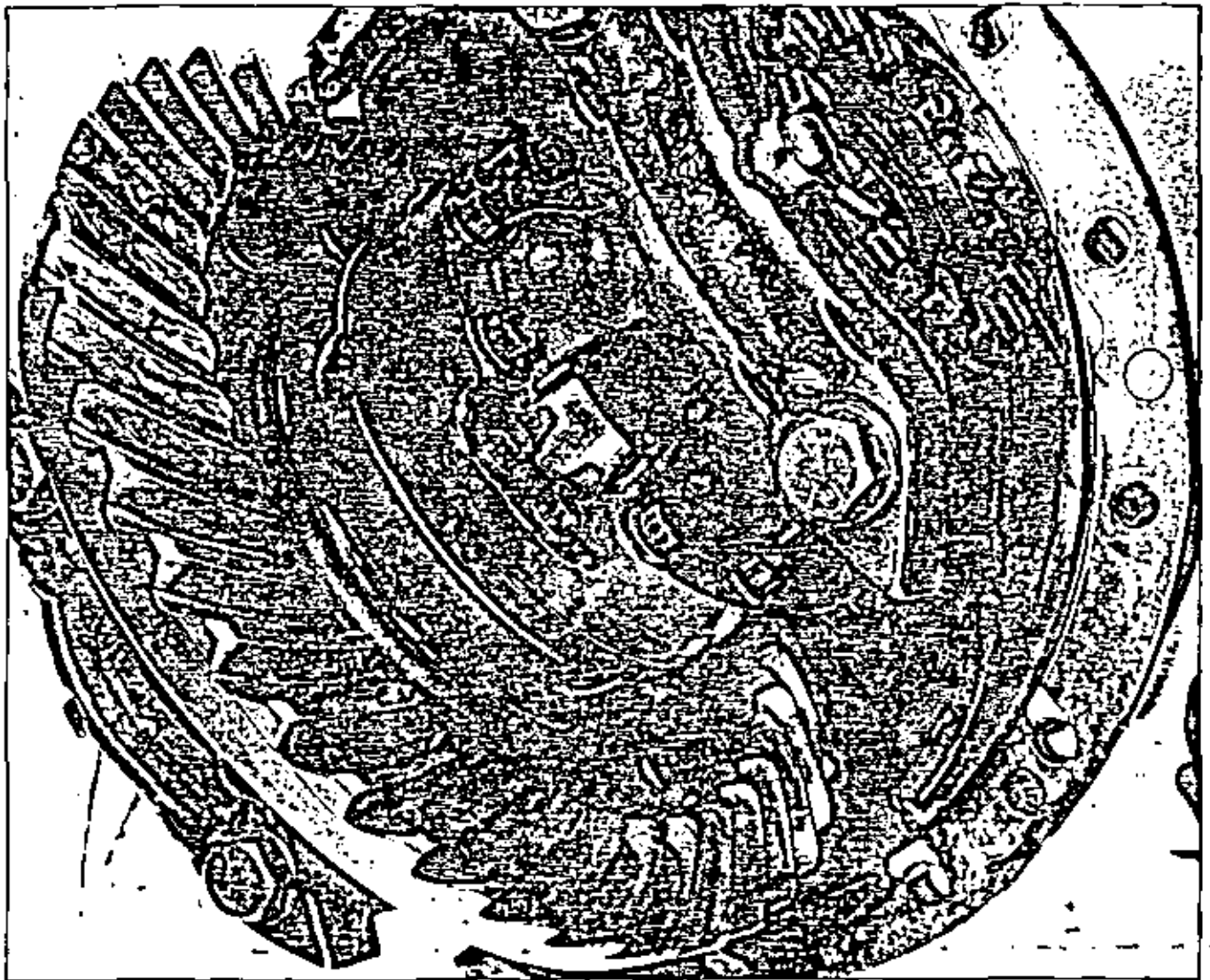


Figure 48 The burned lube on the interior of this carrier indicates that it had an inadequate amount of lubricant.

LUBRICATION FAILURES

B. Improper type of lubricant or lubricant with depleted additives

Improper lubricant or lubricant with depleted additives is a major cause of gear set failures. Rockwell carriers require lubricants that have EP (extreme pressure) additives because of the sliding and rolling action of their hypoid and spiral bevel gears. Gear lube not intended for use with these types of gears will not provide adequate service life, and premature failures of the gears will occur. Rockwell Field Maintenance Manual #1 on Lubrication specifies hypoid gear oil of a GL-5 type with EP additives.

Failures that result from improper lubricants or lubricants with depleted additives are characterized by gear sets that have unique wear patterns on their teeth, caused by the teeth wearing as they roll and slide over one another. The ring gear will have a "crow's foot" pattern and the pinion will be scuffed. In some instances of extreme wear, the teeth will be worn to a knife edge. In addition, wear particles from the gear set will cause the lubricant to become contaminated, and extensive secondary damage may result.

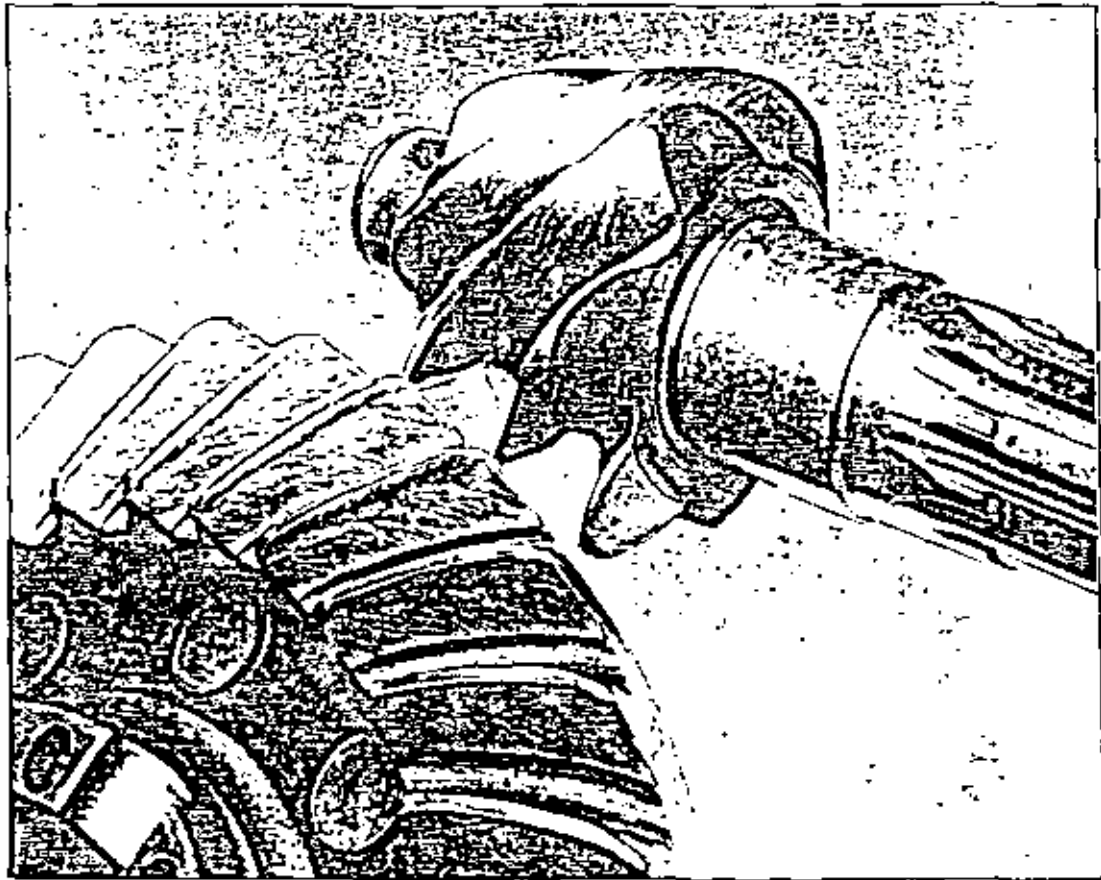


Figure 49 This photo shows scoring on the pinion teeth and a crow's foot pattern on the ring gear teeth; both are characteristic of improper lubricant.

LUBRICATION FAILURES

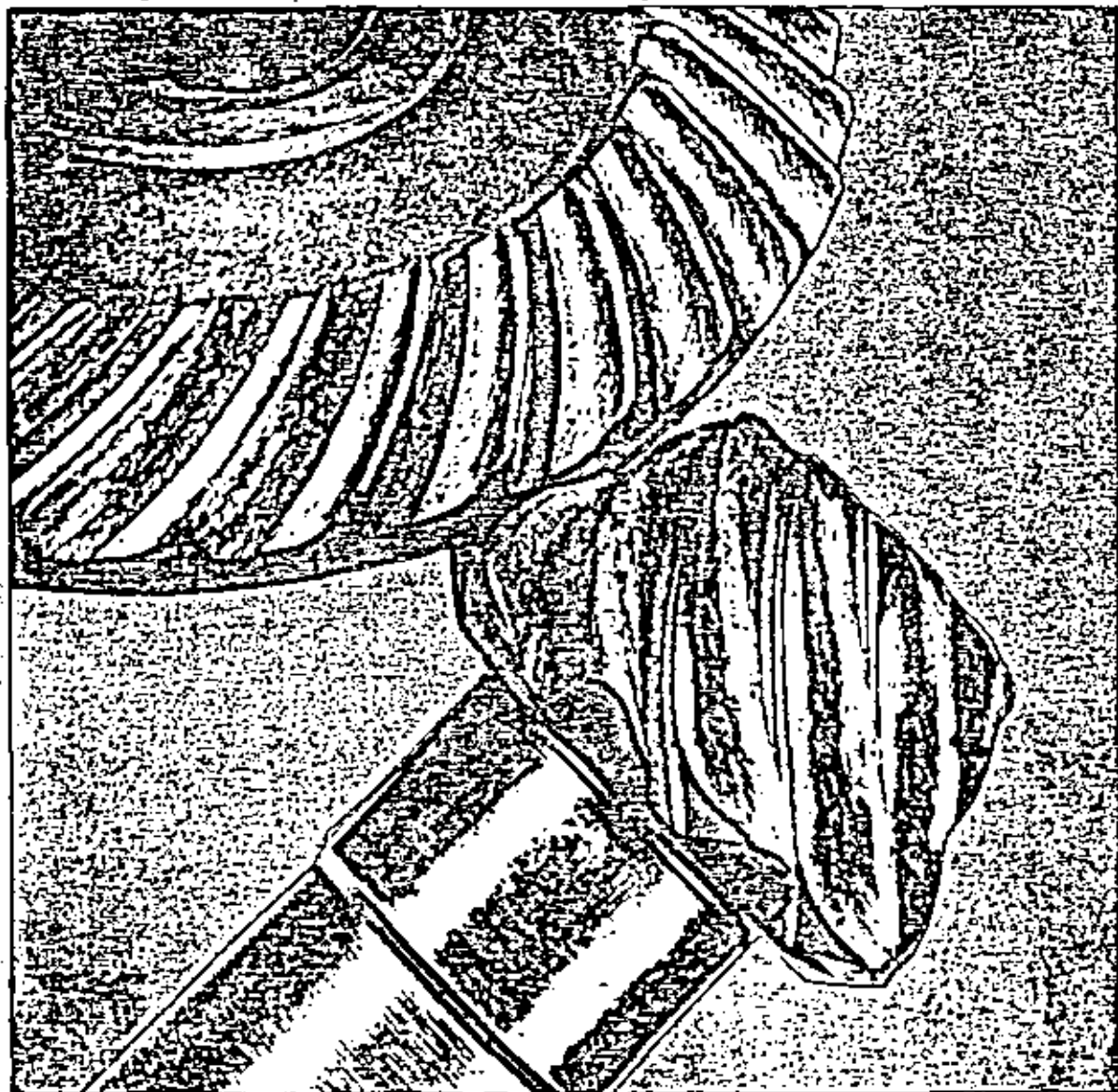


Figure 50 The teeth on this gearset have been worn because the improper lube failed to provide adequate protection. Note the extreme wear on both the gear and pinion teeth. This installation operated mainly on the normal coast side.

LUBRICATION FAILURES

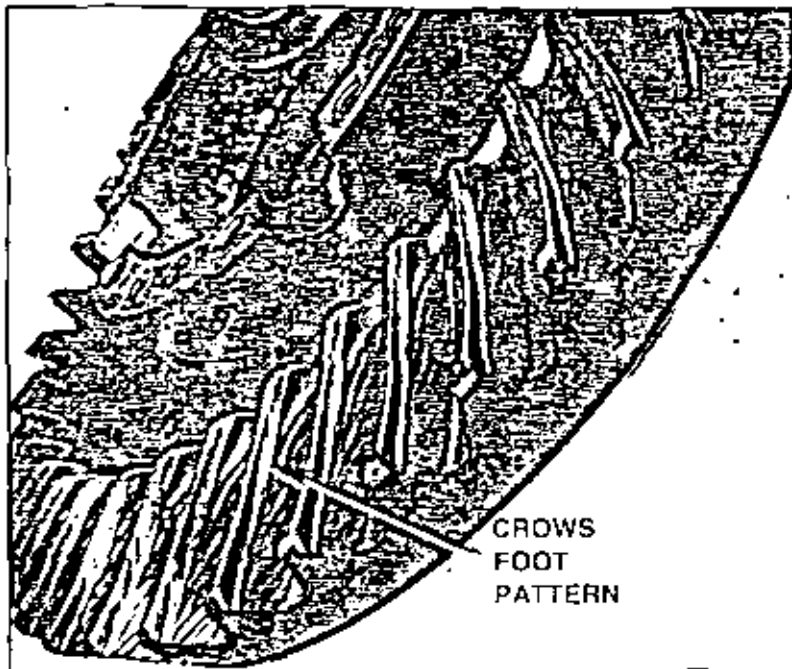


Figure 51 The crow's foot pattern on the teeth of this ring gear clearly illustrates damage from an improper lubricant.

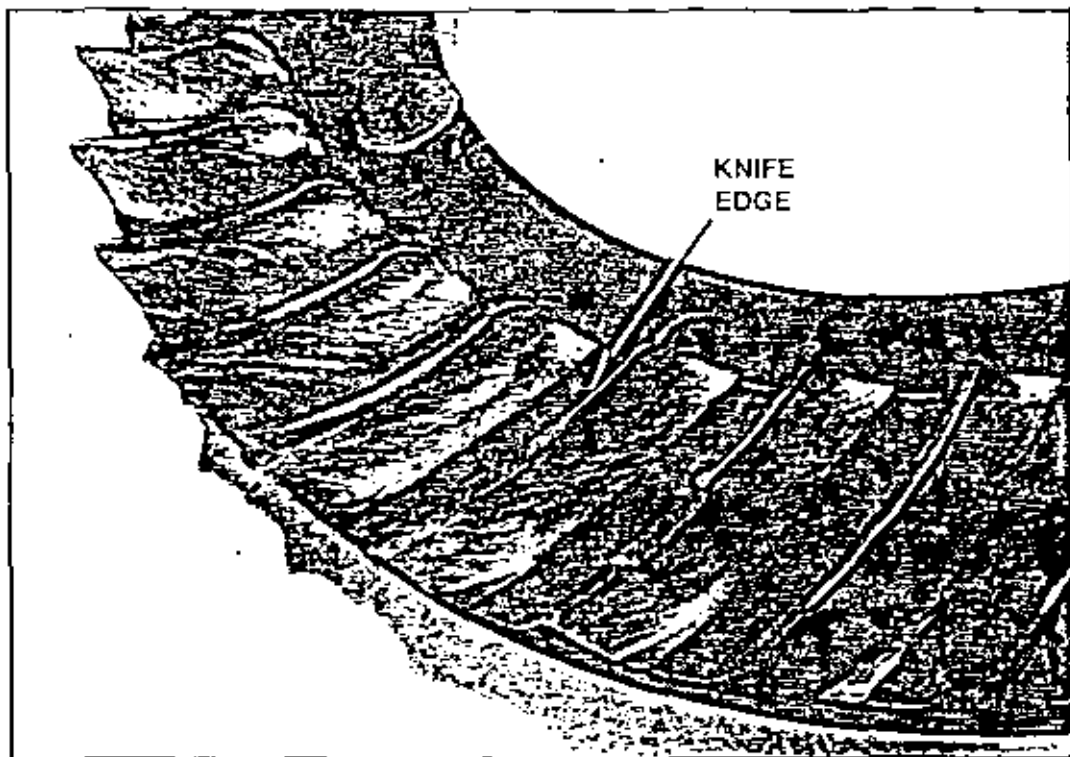


Figure 52 The wear on this ring gear progressed to the point where the teeth were worn to a knife-like edge. The tooth section was reduced to a point where some of the teeth could not carry the load, and they fractured. The wear actually progressed through the hardened case.

LUBRICATION FAILURES

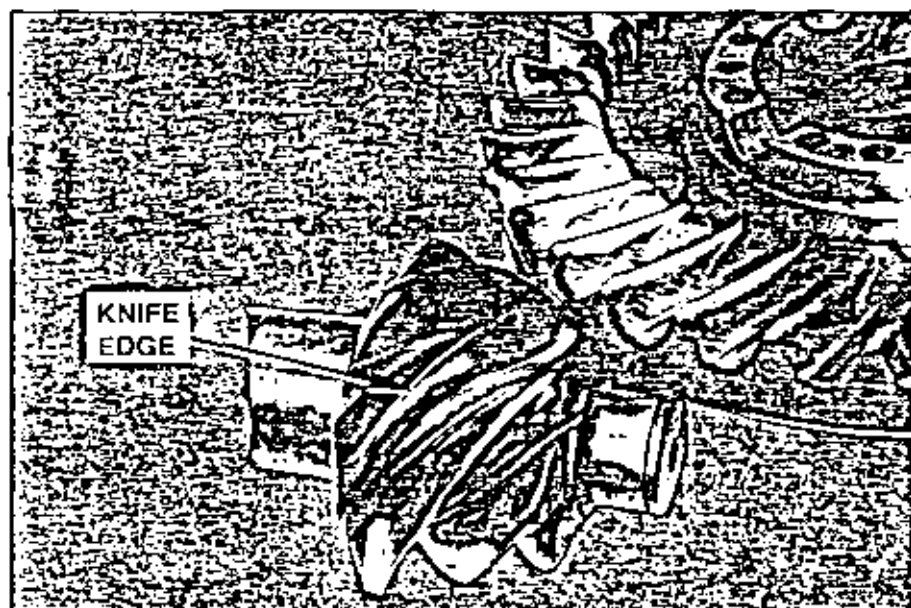


Figure 53 Note how these pinion teeth were worn to a knife edge. The ring gear teeth were also severely worn.

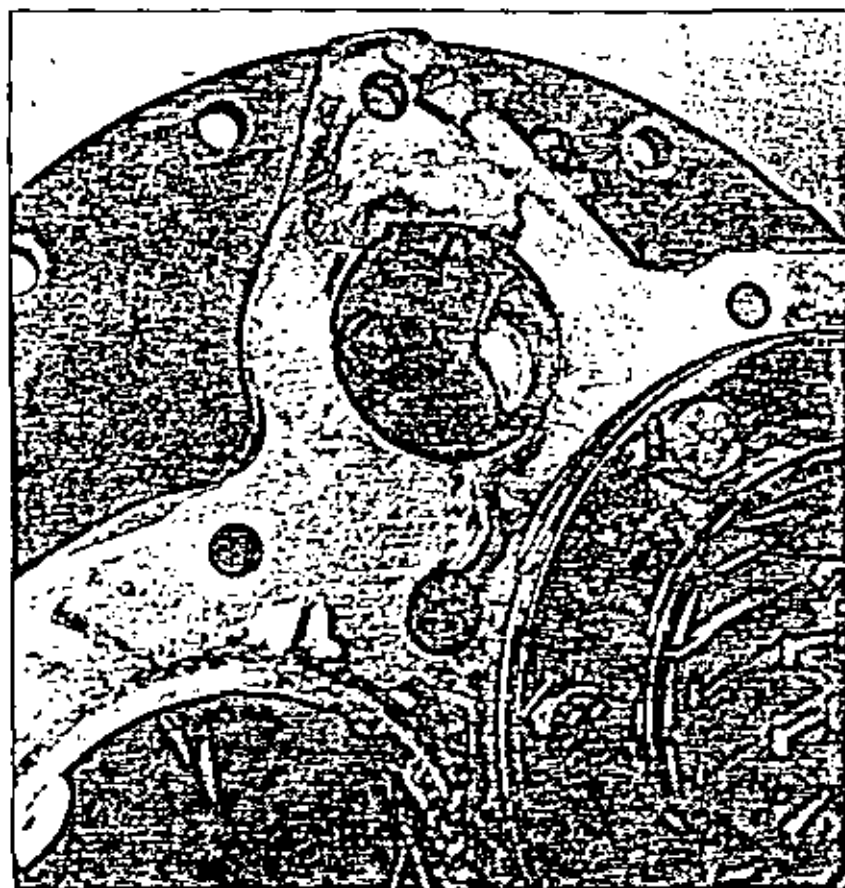


Figure 54 As the gears set wears because of improper lubricant, the wear particles circulate and cause additional contamination damage. Wear particles clogged the oil passage in this carrier and prevented adequate lubricant flow. Note the burned lubricant on the parts.

LUBRICATION FAILURES

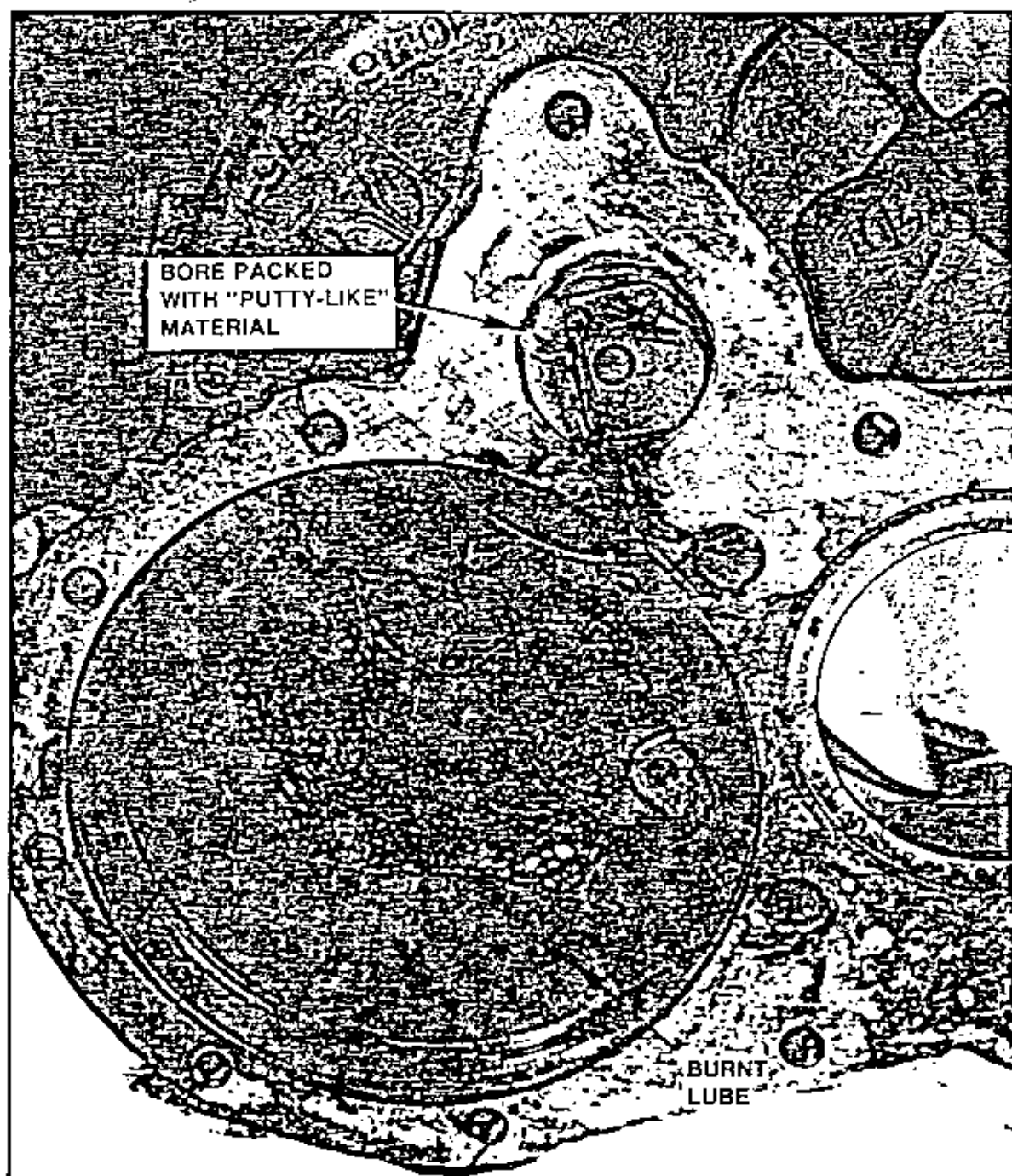


Figure 55 Note the "putty-like" material made up of burned lubricant and wear particles—a definite indication that insufficient lubricant was getting to the internal carrier parts.

LUBRICATION FAILURES

C. Contaminated lubricant

Another common cause of axle carrier failure is contaminated lubricant, defined as lubricant which contains moisture and dirt, break-in particles or wear particles. It primarily results in premature bearing failures.

There are a number of ways the lubricant can become contaminated:

- Moisture and dirt can enter the carrier through a faulty oil seal or the axle housing breather.
- Break-in particles accumulate when the carrier is new and the parts are being run in.

- Wear particles build up from the normal wear that occurs in service.

Rockwell axles contain magnetic drain plugs as a standard feature. These plugs collect the metallic particles at the bottom of the axle housing.

In addition, all new Rockwell tandem axles are being designed with oil filters in the forward carrier to remove contaminants from the lubricant, although it is still essential to follow the recommended lubrication change interval. Figures 56-59 illustrate some results of contaminated lubricant.

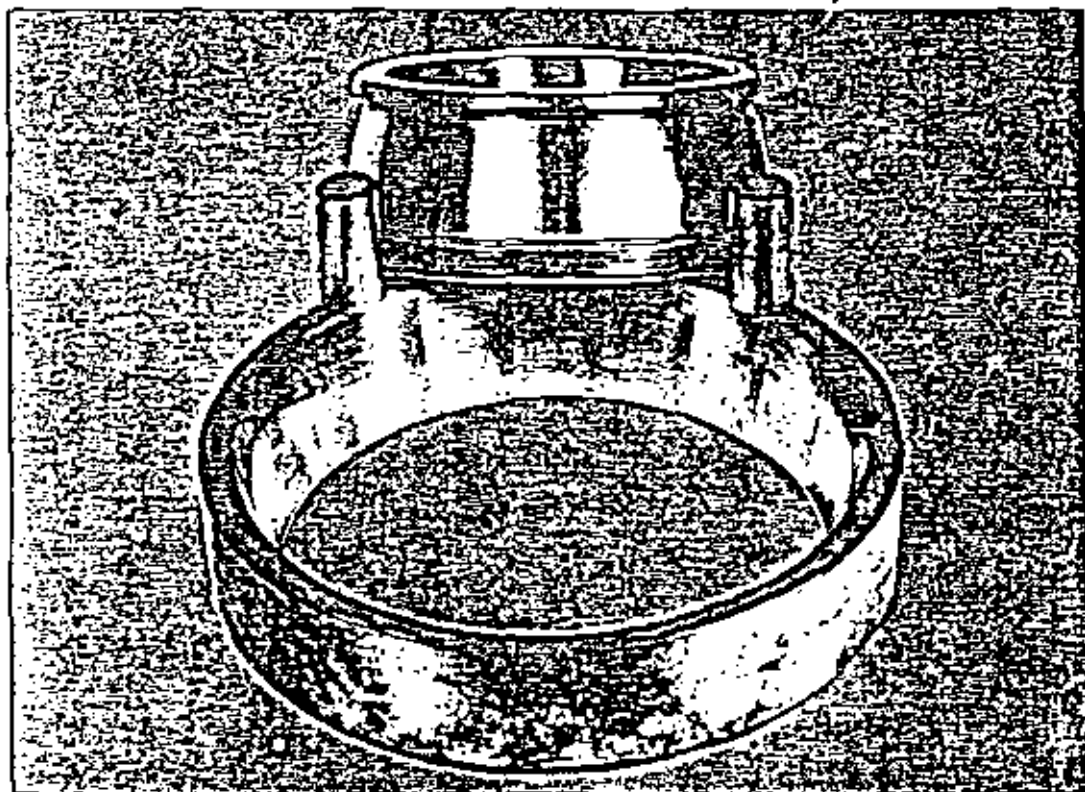


Figure 56 This illustration of a bearing failure shows how moisture in the lubricant causes etching. Note that the spacing of the etching corresponds with the roller spacing.

LUBRICATION FAILURES

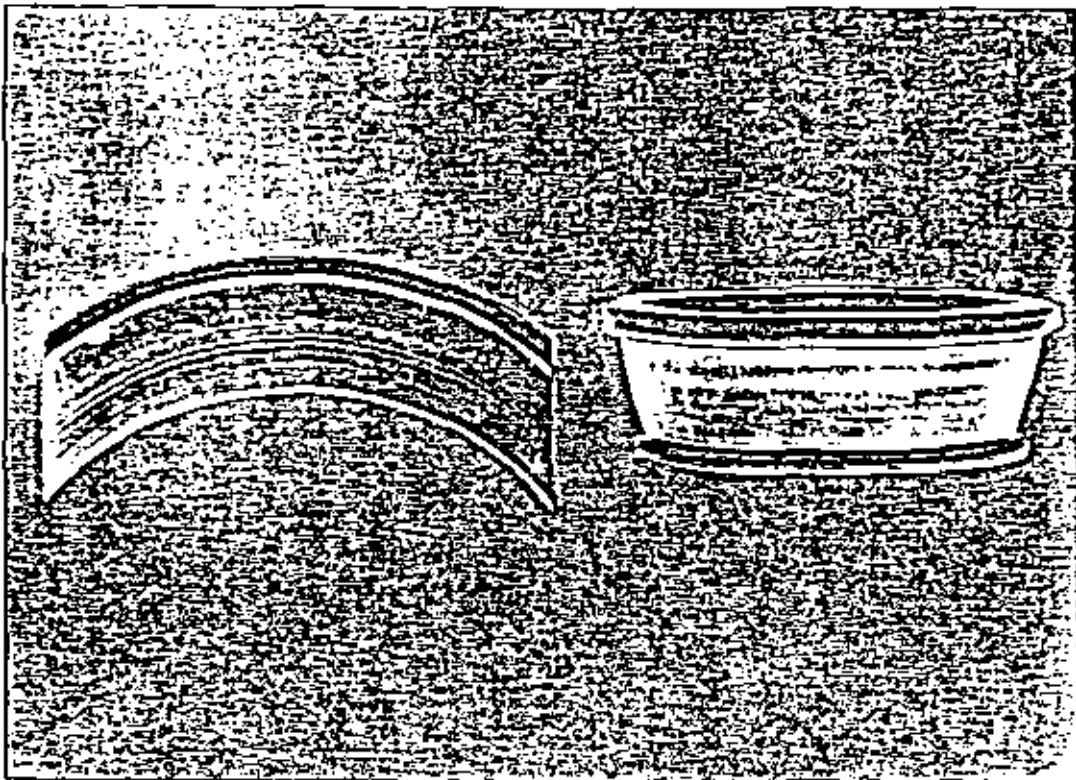


Figure 57 These photos show the bearing damage caused by small wear particles in the lubricant. Note the wear pattern as the particles were carried through the bearing.

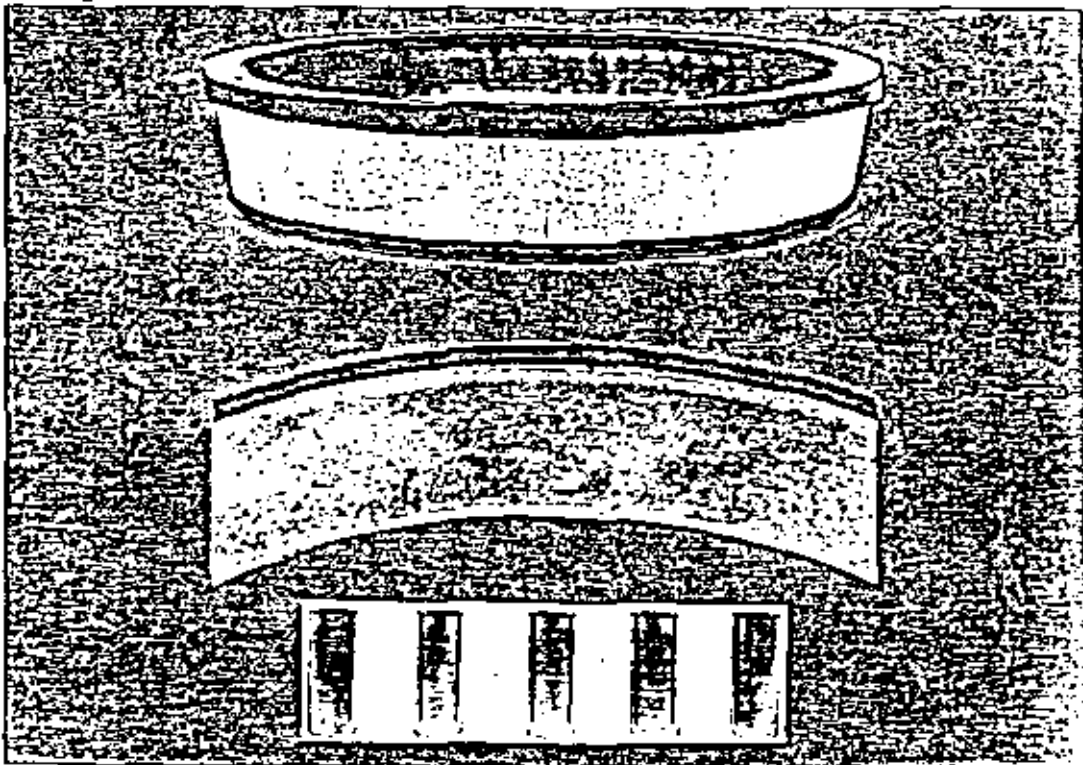


Figure 58 The surfaces of this bearing show how larger particles actually made impressions in the bearing as the rollers pushed them into the surfaces of the cup and cone.

LUBRICATION FAILURES

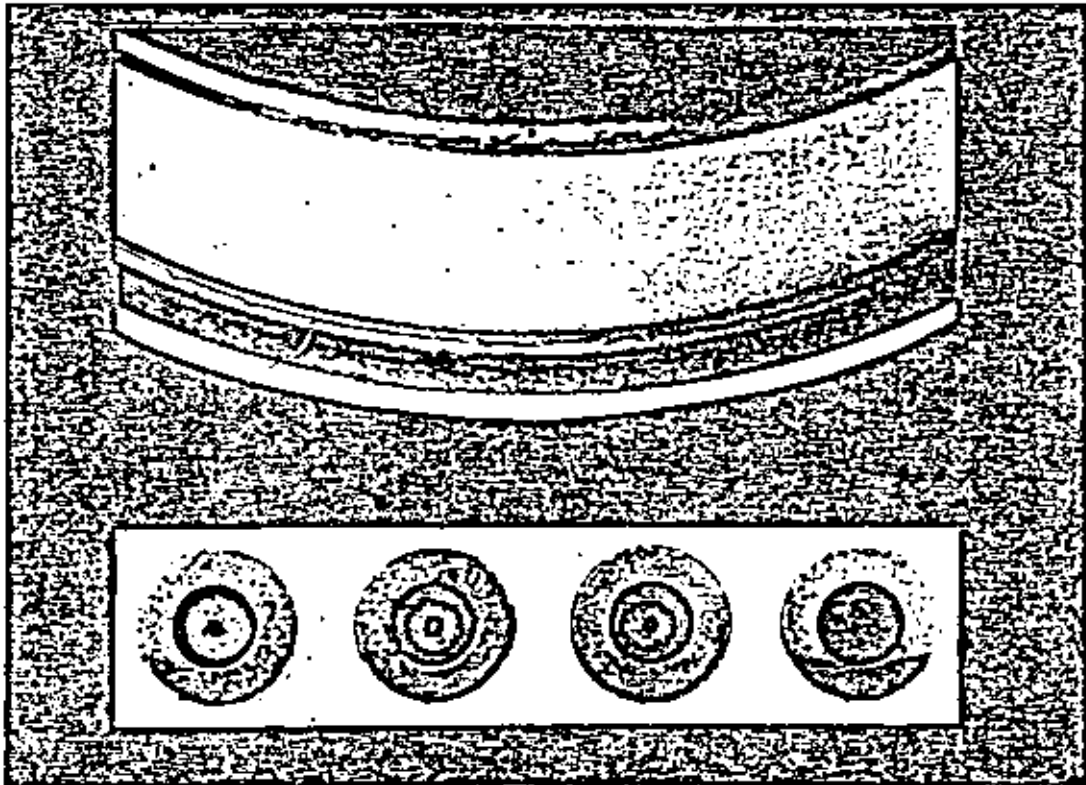


Figure 59 This photo illustrates how contaminants in the lubricant cause excessive bearing end wear.

Once lubricant problems have been isolated as the cause of certain carrier failures, the next step becomes the prevention of similar failures in the future. Rockwell recommends the following procedures to significantly reduce lubricant failures:

1. Drain the factory fill axle lubricant of a new vehicle at 1000 miles of operation—certainly no later than 3000 miles.
2. Use recommended lubricants and fill to specified volumes or levels.

3. Check lubricant levels periodically and change lubricant at recommended intervals.
4. Make periodic checks for seal leakage, especially during cold weather. Keep in mind that GL-5 lubricants are colorless or semi-transparent, and are difficult to see on the exterior of the housing.
5. Replace faulty seals and gaskets with proper tools and installation techniques.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- NOMBRE: GEARS AND THEIR LUBRICATION
AUTOR: GARBOYLE LUBRICANTS
EDITORIAL: SOCONY-VACUUM OIL COMPANY, INC.
NEW YORK, USA
- 2.- NOMBRE DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA
AUTOR: JOSEPH EDWARD SHIGLEY
EDITORIAL: Mc GRAW-HILL
- 3.- NOMBRE: TRATAMIENTOS TERMICOS DE LOS ACEROS
AUTOR: JOSE APRAIZ BARREIRO
EDITORIAL: DOSSAT MADRID 1974
- 4.- NOMBRE: STEEL SELECTION
A GUIDE FOR IMPROVING PERFORMANCE AND PROFITS
AUTOR: ROY F. KERN
MANFRED E. SUESS
EDITORIAL: A WILEY-INTERSCIENCE PUBLICATION
- 5.- NOMBRE: EL PROYECTO EN INGENIERIA MECANICA
AUTOR: JOSEPH EDWARD SHIGLEY
EDITORIAL: Mc GRAW-HILL
- 6.- NOMBRE: ACEROS ESPECIALES Y OTRAS ALEACIONES
AUTOR: JOSE APRAIZ BARREIRO
EDITORIAL: DOSSAT MADRID 1975
- 7.- NOMBRE: SOURCE BOOK ON MATERIALS SELECTION (VOLUME 1)
AUTOR: ASM ENGINEERING BOOKSHELF
EDITORIAL: AMERICAN SOCIETY FOR METALS
- 8.- NOMBRE: SOURCE BOOK ON GEAR DESIGN, TECHNOLOGY AND
PERFORMANCE
AUTOR: ASM ENGINEERING BOOKSHELF
EDITORIAL: AMERICAN SOCIETY FOR METALS
- 9.- NOMBRE: METALS HANDBOOK 8TH EDITION VOL. 10
AUTOR: FAILURE ANALYSIS AND PREVENTION
EDITORIAL: AMERICAN SOCIETY FOR METALS