

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Ingeniería

Diseño de un reductor para la rodilla de una órtesis activa de miembro inferior



Tesis que para obtener el título de Ingeniero Mecatrónico

Presenta Pedro Morales Delgadillo

Tutor: M.I. Serafín Castañeda Cedeño

Cotutor: M.I. Emilio A. Sánchez Medina

México D.F. Mayo 2012



Agradecimientos

A mis padres.

A tí papá porque me enseñaste el valor del trabajo duro, a nunca rendirme y a ser un hombre de bien.

Mamá no tengo palabras para agradecer todo lo que haces por mí y mis hermanos, siempre te preocupas por nosotros y nos ayudas a salir adelante.

A mis hermanos.

Les agradezco por confiar y creer en mí, sin su particular forma de apoyarme no me habrían alcanzado las fuerzas para concluir esta etapa de mi vida.

A mis sobrinos, cuñadas y cuñado.

Gracias por creer en mí y por apoyarme siempre, a mis sobrinos y sobrinas gracias por quererme tanto, nunca los decepcionare.

Al M.I Serafin Castañeda Cedeño.

Gracias por compartir sus conocimientos conmigo, por darme la oportunidad de trabajar con usted y por todo el apoyo que me ha brindado.

AL M.I Emilio A. Sánchez Medina

Gracias por ser un amigo y un maestro durante el desarrollo de este trabajo. Sin tu guía y consejos no habría alcanzado esta meta.

A los fantásticos.

Gracias por ser más que unos amigos durante todo este tiempo que llevo de conocerlos, se han convertido en mis hermanos fantásticos, gracias por apoyarme siempre en las buenas y en las malas, espero que esta amistad continúe por siempre.

A mis amigos.

Gracias por apoyarme durante toda mi vida académica, se que no hubiera logrado nada sin el apoyo de un buen amigo, la amistad de cada uno de ustedes es muy valiosa para mí espero mantenerla durante mucho tiempo.

Contenido

	Página
Introducción	4
I.1 Sistemas Mecatrónicos	5
I.2 Exoesqueletos y sus actuadores	6
I.2.1 Exoesqueleto de extremidad inferior de Berkeley (BLEEX)	
I.2.2 Exoesqueleto de miembro inferior de la Universidad de Salford Reino Unido	
I.2.3 Pierna de asistencia híbrida (HAL por sus siglas en inglés)	
I.2.4 Órtesis activa para la marcha del Politécnico de Torino Italia	
I.2.5 Exoesqueleto de asistencia para enfermeras	
1 Descripción del proyecto OAMI	16
1.1 Necesidad	
1.2 Órtesis Activa de Miembro Inferior (OAMI)	
1.3 Ciclo de la marcha	
1.4 Planteamiento del problema	20
1.4.1 Articulación rodilla	
1.5 Requerimientos	21
1.6 Definición del problema	21
1.6.1 Objetivo	
1.7 Funciones	22
1.7.1 Descripción de funciones	
1.8 Obtención de especificaciones	23
1.8.1 Cálculo del par	
1.8.2 Velocidad	
1.8.3 Actuador	
1.8.4 Articulación de la rodilla	
1.8.5 Tabla de especificaciones	
2 Selección del actuador y del reductor	
2.1 Selección del actuador	32
2.2 Reductor	34
2.2.1 Introducción a engranajes y reductores	
2.2.2 Engranajes	
2.2.3 Tipos de reductores	
2.3 Selección del tipo de reducción	39
2.3.1 Tren de engranes	
2.3.2 Tren planetario y armónico	
2.4 Reductor para la rodilla	40
2.4.1 Reductor sinfín corona y planetario	
2.4.2 Reductor Sinfín corona y tren de engranes (Reductor V1)	
2.4.3 Reductor Sinfín corona y tren de engranes (Reductor V2)	
2.5 Configuración final	44

3	Diseño a detalle	
3.1	Sinfin y corona	47
	3.1.1 Cálculos para el sinfin y la corona	
	3.1.2 Fuerzas en el conjunto sinfin corona	
	3.1.3 Factor de seguridad	
3.2	Selección de engranes	64
	3.2.1 Tren de engranes	
	3.2.2 Cálculo de engranes	
	3.2.3 Primera reducción	
	3.2.4 Segunda reducción	
	3.2.5 Reducción total	
3.3	Ejes	69
	3.3.1 Fuerzas en cada engrane	
	3.3.2 Fuerzas y reacciones en los ejes	
	3.3.3 Diámetros mínimos de los ejes	
3.4	Cuñas	81
3.5	Rodamientos	83
	3.5.1 Clasificación	
	3.5.2 Capacidad de carga dinámica básica	
3.6	Carcasa	86
	3.6.1 Análisis de la carcasa	
	3.7 Ensamble final	88
4	Pruebas y resultados	90
	4.1 Reducción de salida	90
	4.2 Par de salida	92
	Conclusiones	93
	Referencias	95
	APENDICES	98
	A	
	B	
	C	

Introducción

El número de personas con capacidades diferentes a nivel mundial se ha incrementado en los últimos 10 años en un porcentaje de alrededor del 3%.

Debido a lo anterior Universidades y Centros de desarrollo tecnológico alrededor del mundo han redoblado esfuerzos para desarrollar sistemas mecatrónicos que ayuden a estas personas, como prótesis y órtesis para que apoyen a la recuperación o para sustituir miembros perdidos y así tener movilidad nuevamente.

El laboratorio de proyectos en mecatrónica del CDMIT (Centro de Diseño Mecánico y de Innovación Tecnológica) de la Facultad de Ingeniería de la UNAM también es consciente de los problemas que existen en el país y en el mundo debido a ello desarrolla una Órtesis Activa de Miembro Inferior (OAMI) que servirá para que la gente con paraplejía pueda nuevamente desplazarse como cuando tenían movilidad en sus piernas.

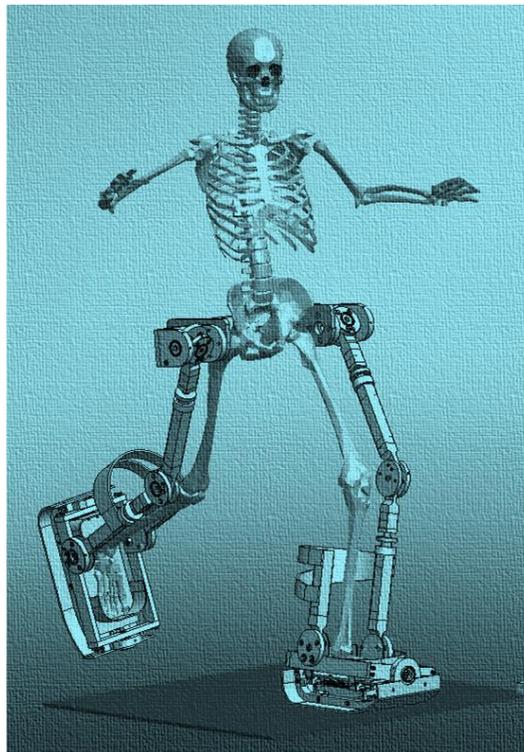


Fig. 1.1 OAMI.

Este proyecto ya tiene diseñada la parte mecánica del exoesqueleto y se tienen avances muy considerables en los sistemas de control, el movimiento de las articulaciones en particular de la rodilla es de suma importancia para este trabajo.

Este trabajo está dividido en 5 capítulos, los cuales dan a conocer el proceso de diseño para el sistema motriz de la articulación.

El presente trabajo describe de forma detallada el proceso de diseño de una reducción mecánica para la articulación de la rodilla, esta reducción también puede ser utilizada (bajo ciertas consideraciones) en otras articulaciones de la OAMI.

El capítulo 1 llamado antecedentes nos habla acerca de que tipos de ortesis se están desarrollando en el mundo y de las necesidades que pretende solventar nuestro proyecto, el capítulo 2 es titulado análisis de requerimientos y especificaciones y nos da una visión más amplia y clara de lo que se pretende diseñar, en el capítulo 3 encontramos la selección del actuador y del motor, en él se utilizan herramientas de diseño para poder determinar que actuador y que reductor son los mejores para el sistema de tracción de la órtesis.

Finalmente en el capítulo 4 se calculan cada uno de los elementos que componen el sistema de tracción y en el capítulo 5 se muestran las pruebas y los resultados.

Éste trabajo es parte de un proyecto multidisciplinario y pretende aportar los conocimientos para generar un mayor desarrollo tecnológico en el país sin olvidar que ayudara a la gente con paraplejia a recobrar su movilidad.

I.1 Sistemas Mecatrónicos

Desde la antigüedad y desde la creación de la mecatrónica en los años 60s, los sistemas robóticos se desarrollaron para ayudar a la gente en trabajos que eran muy repetitivos o que no podían realizar ya que podrían causarles daño.

Estos sistemas, además de satisfacer las necesidades para los que fueron diseñados originalmente; también se desarrollan para ayudar a las personas con problemas físicos o con alguna discapacidad. Ya existen muchos sistemas de este tipo como: las prótesis (Fig. I.2) y órtesis (Fig. I.3). Las órtesis al no sustituir ninguna parte del cuerpo como lo hacen las prótesis no son invasivas y han llegado a ser parte de sistemas de exoesqueletos.



Fig. 1.2 *Prótesis.*



Fig. 1.3 *Órtesis.*

El desarrollo de exoesqueletos en los últimos años ha crecido notablemente, muchos de estos desarrollos han sido sólo para asistencia; es decir, gente sana los utiliza y el exoesqueleto aumenta sus capacidades físicas. Este tipo de sistemas está más enfocado a la milicia; para que así, los soldados que llevan cargas pesadas no se lastimen; pero, también hay sistemas de este tipo que ayudan a las personas en el trabajo o vida diaria.

I.2 Exoesqueletos y sus actuadores

I. 2.1 Exoesqueleto de extremidad inferior de Berkeley (BLEEX)

El exoesqueleto de extremidad inferior de la Universidad de Berkeley (BLEEX) (Fig. 1.3) fue el primer sistema robótico operacional que pudo ser usado en campo por un operador. Este sistema le provee la habilidad para llevar mayores cargas con un mínimo de esfuerzo.

BLEEX proporciona la capacidad de carga a través de la marcha guiado por la interacción humana; pero, en lugar de manipularla como si fuera un vehículo, BLEEX sigue el movimiento como si fuera la sombra de la persona.



Fig. I.4 Diseño final del BLEEX [1].

Actuadores

El exoesqueleto es actuado con cilindros hidráulicos bidireccionales ya que tienen una elevada potencia específica (relación entre la potencia del actuador y su peso).

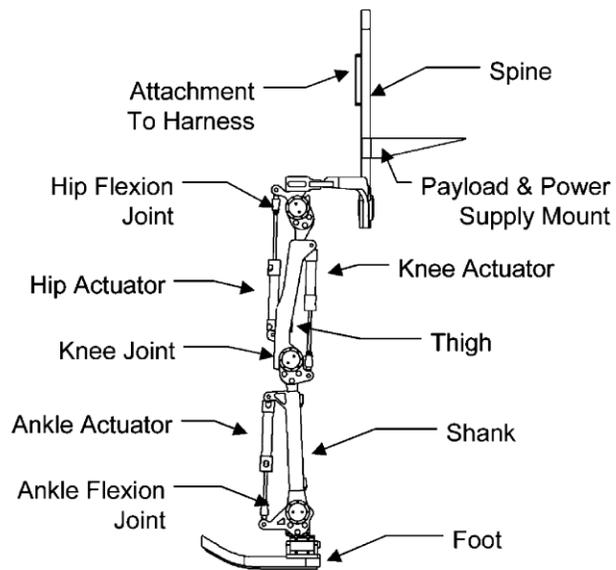


Fig. I.5 BLEEX Modelo simplificado [1].

Para la articulación de la rodilla se uso una configuración triangular con el actuador lineal unido a una junta rotatoria. El momento del brazo R es perpendicular al actuador y varia junto con el ángulo de la junta. [1]

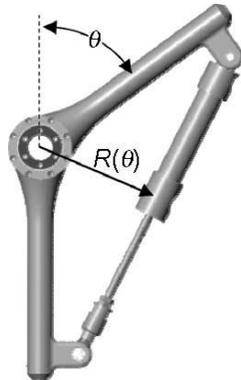


Fig. I.6 Configuración de la rodilla.

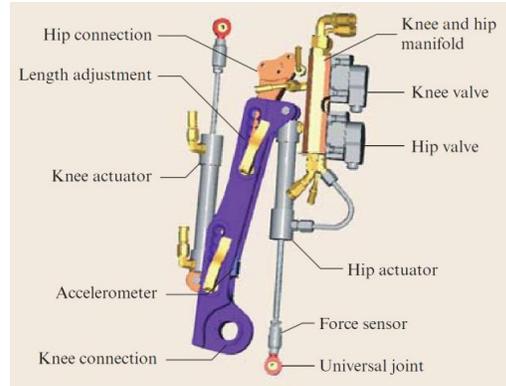


Fig. I.7 Diseño final del muslo.

Esta configuración con actuadores hidráulicos consume un promedio de 1.3 kw incluyendo electrónica y control; debido a estudios posteriores se determino que la actuación con motores eléctricos disminuye significativamente el consumo de potencia en comparación con la actuación hidráulica, aunque aumenta el peso del aparato. [1]

El diseño final de esa articulación está constituido por un motor de corriente directa, un reductor armónico y encoder. [2]

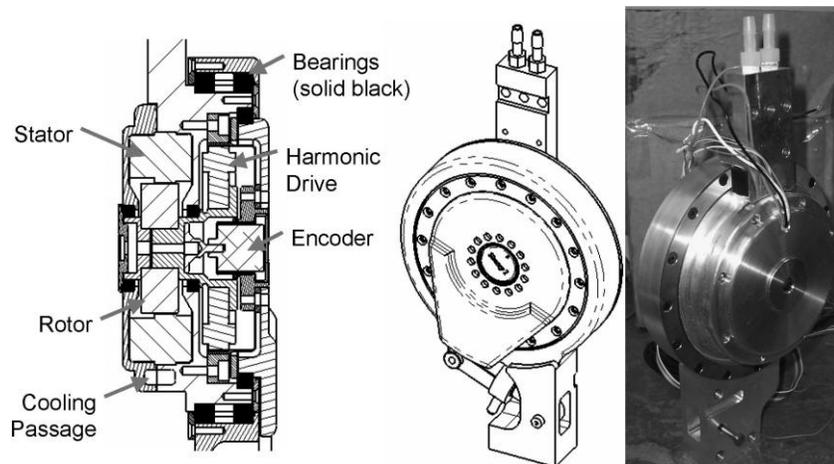


Fig. I.8 Articulación con actuador eléctrico

Control de la cadera

La articulación de la cadera se puede modelar como un sistema de un solo grado de libertad, la cadera se considera como la tierra, el muslo y el tobillo como una junta que se mueve alrededor de un pivote A generando par gracias a la acción del actuador.

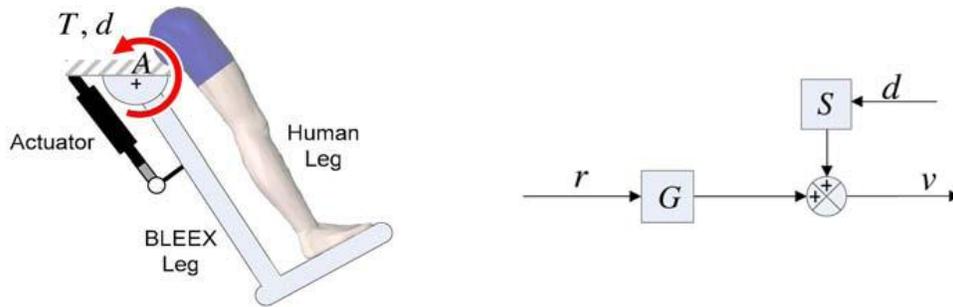


Fig. 1.9 Modelo y diagrama de bloques del control de la rodilla.

Donde:

d es el par que el usuario aplica al exoesqueleto

G es la función de transferencia del actuador

r es la señal de entrada del actuador

v es la velocidad angular en la pierna del exoesqueleto

S es la función de transferencia que afecta al exoesqueleto en su velocidad angular gracias al par que aplica el usuario. [3]

1.2.2 Exoesqueleto de miembro inferior de la Universidad de Salford Reino Unido

Este dispositivo está enfocado a la rehabilitación de personas que hayan sufrido algún accidente cerebrovascular o de la medula espinal; las máquinas de asistencia ofrecen una mejor solución para los ejercicios motrices. Con este dispositivo los ingenieros de la universidad de Salford tratan de que la recuperación del paciente sea mejor aumentando la fuerza en sus extremidades.



Fig. I.10 Prototipo del Exoesqueleto de miembro inferior.

Actuadores

Las piernas tienen movimiento por medio de actuadores musculares neumáticos (pMAS por sus siglas en inglés); lo cuales son unos sistemas de actuación experimental de bajo peso pero de alto poder. Con este tipo de actuadores busco replicar la función de los músculos del cuerpo tomando un gran interés la seguridad de los pacientes (Fig. I.11)

Los músculos se pueden controlar con una precisión de desplazamiento del 1%, comparado con un musculo natural, los pMAS proporcionan hasta 10 veces más de fuerza que un musculo natural.

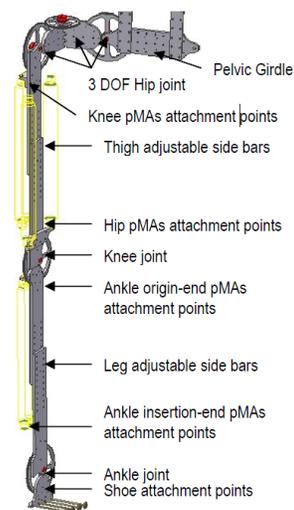


Fig. I.11 Modelo 3D del exoesqueleto.

El concepto de músculo neumático fue desarrollado para aplicaciones en prótesis desde 1950, pero cayó en desuso debido a la complejidad del control. La necesidad de un suministro de aire comprimido y la relativa facilidad de uso del motor eléctrico ha dado lugar a su sustitución.

En el sistema de control que utilizó, se modelaron los pMAS como resortes con la rigidez como variable, ya que pueden producir una fuerza con su contracción y expansión.

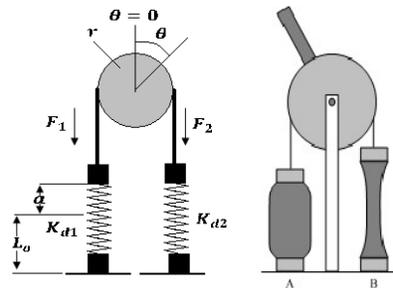


Fig. I.12 Modelado para el sistema de control.

Sistema de control

La cinemática es un modelo espacial con relaciones de posición, velocidad y aceleraciones de las articulaciones del exoesqueleto. Este exoesqueleto se modeló en términos de los parámetros del modelo cinemático de Denavit – Hartenberg.

Cada músculo neumático colocado en las articulaciones es controlado por un microcontrolador. Cada tarjeta consiste en 2 microcontroladores que controlan al mismo número de músculos para que trabajen en pares, uno en cada pierna. Cada uno de ellos usa un controlador PID. [4]

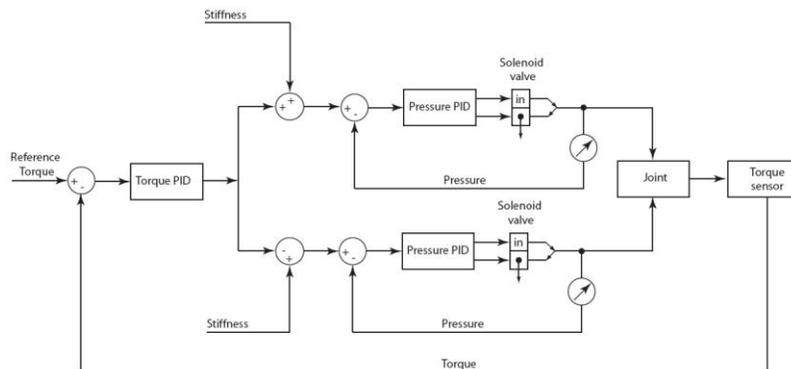


Fig. I.13 Diagrama de bloques del controlador.

1.2.3 Pierna de asistencia hibrida (HAL por sus siglas en inglés)

El sistema HAL se ha desarrollado para fines de rehabilitación e incremento de desempeño, se espera pueda ser aplicado en diversos campos, como apoyo a personas con discapacidad, a trabajos pesados y de rescate en lugares de desastre. [5]



Fig. 1.14 HAL 5.

Actuadores

La configuración del sistema HAL consiste en 3 partes, exoesqueleto y actuadores, controlador y sensor. El actuador es un motor de corriente directa y un reductor armónico que generan el par necesario en cada articulación. El reductor armónico se usa debido a que es compacto, puede dar altas relaciones de reducción y su peso es reducido.[6]

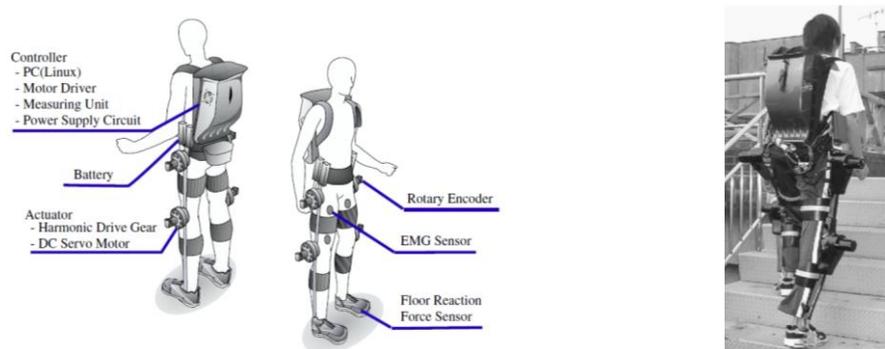


Fig. 1.15 Configuración del sistema HAL-3 [6].

Sistema de control

Todos los elementos de control del HAL-3, como el CPU, el controlador del motor, los sistemas de medición y las baterías están contenidos en la mochila.

El HAL 3 funciona gracias a las señales nerviosas que el cerebro envía a los músculos lo cuales originan el movimiento. Estas bioseñales se detectan en la superficie de la piel "HAL", las captura a través de un sensor conectado a la piel del usuario; con esas señales la unidad de potencia es controlada para mover la articulación en forma unida con el movimiento muscular del usuario, lo que permite apoyar sus actividades diarias. A esto se le llama "sistema de control voluntario"

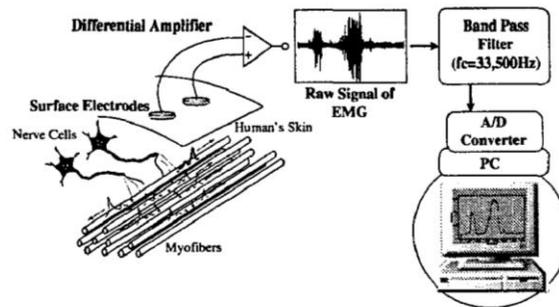


Fig. I.16 Adquisición y filtrado de las bioseñales del HAL 3 [6].

El sistema de control voluntario trabaja con una impedancia variable (relación entre el voltaje y la corriente), la inercia, la fricción viscosa y la rigidez. Este sistema se puede realizar por la retroalimentación del ángulo detectado de las articulaciones, la velocidad angular y la aceleración calculada. [7]

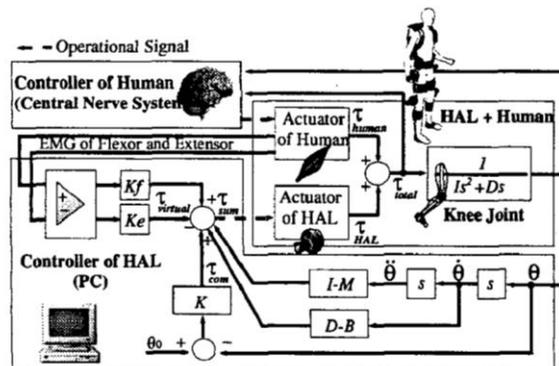


Fig. I.17 Diagrama de bloque del sistema de control en la rodilla.

1.2.4 Órtesis activa para la marcha del Politécnico de Torino Italia

Su diseño, construcción y las pruebas experimentales de este exoesqueleto fueron pensadas para intentar asistir a la locomoción en pacientes con paraplejia. Se le dedico mucha atención al sistema de lógica, control y a la aplicación del circuito electro-neumático, ya que el sistema debe ser usado por personas que no tienen la percepción sensorial en las extremidades inferiores.

La estructura de soporte del exoesqueleto es una órtesis comercial pasiva reciprocante que fue modificada para agregarle nuevos grados de libertad y los actuadores. Se asumió la marcha en solo dos dimensiones, por esa razón las articulaciones de rodilla y cadera consiste en bisagras cilíndricas; y, para evitar la rotación del tobillo se inmovilizo con una órtesis de pantorrilla.

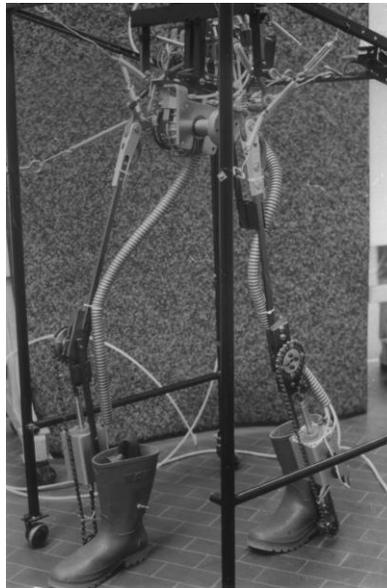


Fig. 1.18 Prototipo de la Órtesis activa para la marcha.

Actuadores

Los diseñadores evaluaron varias soluciones con las que querían usar componentes innovadores, pero la mejor solución fue una unidad neumática convencional con un actuador lineal.

Probaron 2 soluciones en el exoesqueleto para la articulación en la rodilla en ambas usaron pistones lineales de doble efecto, pero la forma en que transmiten la fuerza a las articulaciones es diferente.

En la primera solución conectan el pistón en forma de triángulo; así, con el movimiento lineal del pistón se tiene también un movimiento angular en la articulación.

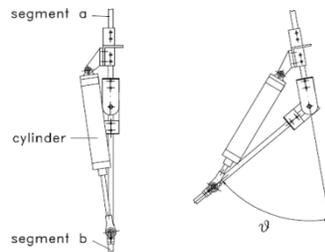


Fig. I.19 Articulación de rodilla primera solución.

En la segunda solución, la configuración fue totalmente distinta ya que el pistón se usa para simular el musculo humano, una cadena y una catarina sustitúan los tendones y la rótula. El funcionamiento de esta configuración es la siguiente, el pistón mueve la cadena, la cadena se mueve por 2 catarinas lo que origina un aumento de torque el cual es el necesario para mover la articulación. [8]

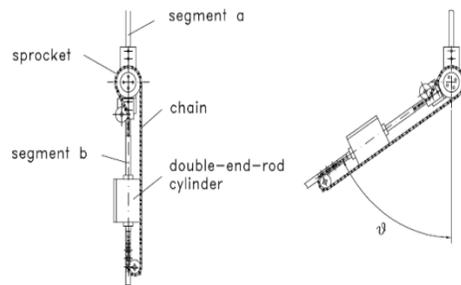


Fig. I.20 Articulación de la rodilla segunda solución.

1.2.5 Exoesqueleto de asistencia para enfermeras

Este exoesqueleto está diseñado sólo para asistencia debido a que las enfermeras necesitan fuerza extra para cargar o mover a sus pacientes sin que se lastimen.

El sistema se compone de los hombros, las unidades de brazos, espalda, cintura y piernas para ser montadas en el cuerpo de la enfermera. Los brazos, hombros, cintura y piernas tienen actuadores neumáticos rotativos controlados directamente por micro bombas de aire. [9]

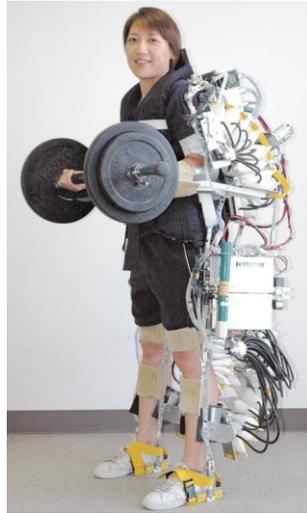


Fig. I.21 Sistema de asistencia para enfermeras.

1. Descripción del proyecto OAMI

1.1 Necesidad

Un grupo de población que desde hace años ha cobrado especial interés, tanto en el ámbito internacional como nacional, es la población con discapacidad.

En nuestro país según el censo de población y vivienda del INEGI del 2010, el porcentaje de personas con alguna discapacidad es de 5.13 % del total del 111,960,113 habitantes, de ese 5.13%, 3 347 849 tiene alguna discapacidad motriz que les impide moverse. [10]

El porcentaje va en aumento ya que en el censo del 2000 solo era del 2.3 % del total nacional la población con alguna discapacidad por ello durante los últimos años, distintas dependencias gubernamentales y grupos como el teletón han sumado esfuerzos para promover políticas que propicien la integración social de estas personas en el país. El tema de la discapacidad ha cobrado un significativo incremento de atención por parte de los profesionales y la sociedad en su conjunto.

1.2 Órtesis Activa de Miembro Inferior (OAMI)

Este proyecto surge del interés de agrupar de manera sinérgica los conocimientos de electrónica, control, diseño mecánico y biomecánica de la marcha humana, por ello el Laboratorio de Proyectos en Mecatrónica de la U.N.A.M. y el Laboratorio de Análisis de Movimiento del INR trabajan en conjunto para desarrollar la Órtesis Activa de Miembro Inferior (OAMI), buscando que sea un producto de innovación tecnológica con características superiores a las órtesis convencionales.

La OAMI pretende ser un sistema mecatrónico que brinde asistencia en la marcha a pacientes con paraplejia y busca lograr que el paciente pueda caminar con su asistencia de una manera lo más cercana a la natural. [11]

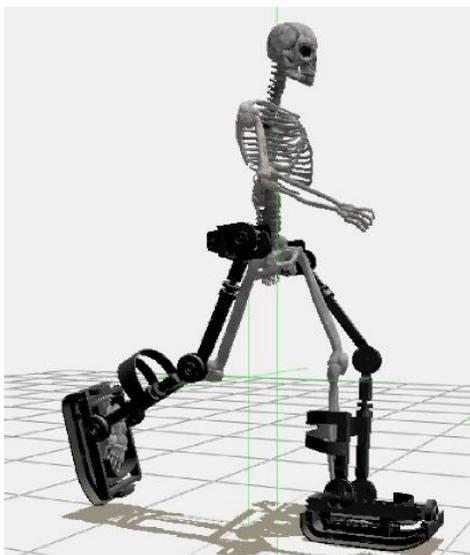


Fig. 1.1 OAMI

Con estudios de personas en condición de paraplejía, combinado con el análisis biomecánico de la marcha humana y con un breve estudio del arte de órtesis y exoesqueletos se delimitaron las especificaciones del sistema.

En la primera parte del proyecto se diseñó la parte mecánica del exoesqueleto que cumple con las principales funciones de los miembros inferiores que componen la marcha humana, como son la cadera, la rodilla y el pie.

Cada articulación se diseñó tomando en cuenta analogías con respecto a las geometrías y estructura de los huesos, la disposición de las articulaciones naturales y su composición. Para algunas articulaciones las analogías no son evidentes en el diseño a detalle porque también se pensaron para que el proceso de fabricación y manufactura fuera más sencillo. **[12]**

El diseño mecánico del exoesqueleto denominado OAMI se muestra en las figuras 1.1 y 1.2.

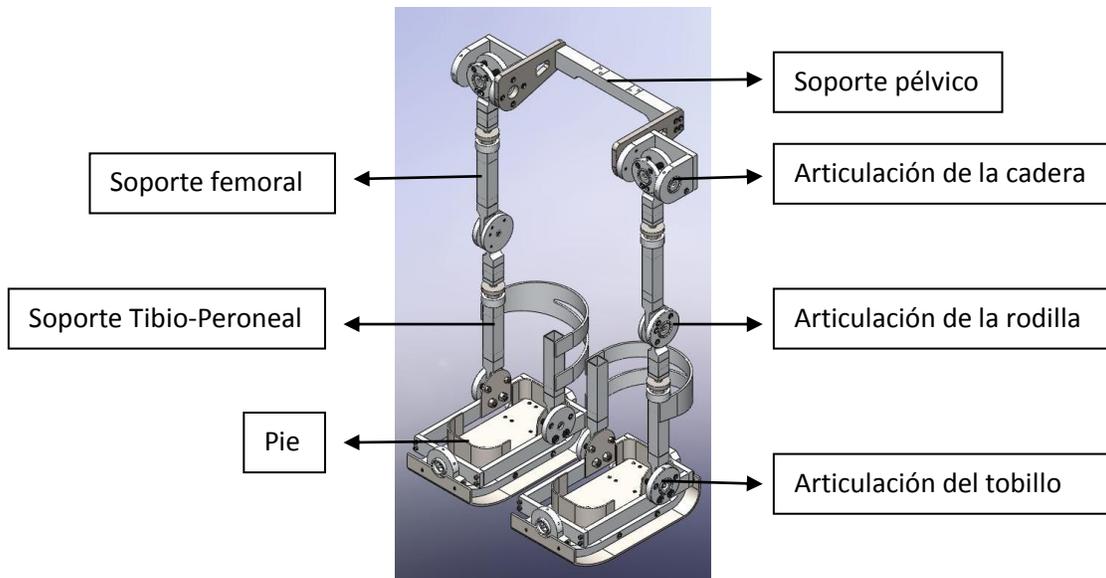


Fig. 1.2 Vista isométrica de la OAMI [13].

1.3 Ciclo de la marcha

El ciclo de la marcha o zancada, describe los movimientos desde el contacto inicial del talón con el suelo hasta que el mismo talón contacta al suelo por segunda vez.

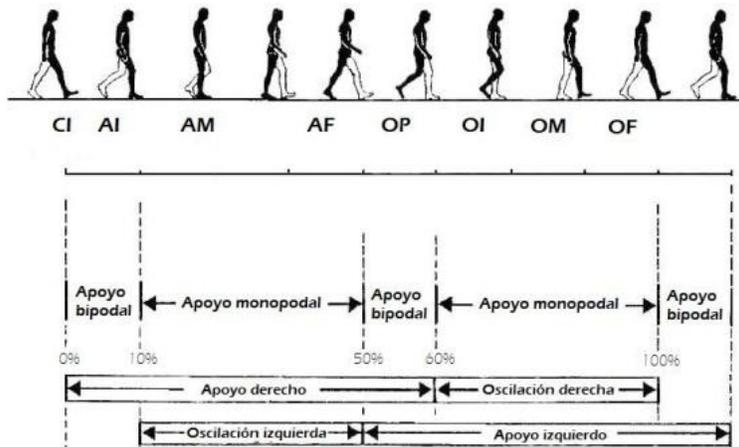


Fig. 1.3 Ciclo de la marcha.

Durante el ciclo de la marcha cada articulación realiza diferentes movimientos dependiendo de la fase del ciclo de la marcha en que se encuentre. La subdivisión del ciclo de la marcha se muestra en la tabla 1.1. [13]

Fase de contacto inicial (CI)	0-2%
Fase inicial del apoyo o de respuesta a la carga (AI)	0-10%
Fase media del apoyo (AM)	10-30%
Fase final del apoyo (AF)	30-50%
Fase previa a la oscilación (OP)	50-60%
Fase de oscilación	
Fase inicial de la oscilación (OI)	60-73%
Fase de apoyo	
Fase media de la oscilación (OM)	73-87%
Fase final de la oscilación (OF)	87-100%

Tabla 1.1 Subdivisión del ciclo de la marcha

1.4 Planteamiento del problema

1.4.1 Articulación rodilla

Para este trabajo la articulación de la rodilla toma gran relevancia, dado que después de haber sido diseñada la parte mecánica del exoesqueleto de la OAMI, el siguiente paso es generar movimiento en cada una de las articulaciones siendo la rodilla la primera de ellas.

Para el diseño de esta articulación se tomó en cuenta una analogía con las geometrías de los huesos y su fisiología natural dejando como único movimiento el de flexion-extensión ya que era el único movimiento necesario en la rodilla para la locomoción.



Fig. 1.4 Comparación entre la rodilla natural y la artificial.

Desde el punto de vista mecánico, se logró una articulación con ensamble sobre un mismo eje, tornillos normalizados y cantidad reducida de piezas. De igual forma se logró un diseño modular para poder integrar otros sistemas de la órtesis.

Uno de los sistemas que requiere la articulación de la rodilla es aquel que genere movimiento en ella; este sistema además de mover la rodilla de forma suave y cercana al movimiento natural de la articulación también debe mover el tobillo y el pie de la OAMI.

Este sistema debe de proporcionar el par torsional, la potencia y la velocidad requerida para imitar los movimientos de la locomoción humana.

1.5 Requerimientos

Los requerimientos del sistema motriz en la rodilla son los siguientes:

- El equipo tendrá una operación suave.
- Debe de tener un tamaño pequeño.
- Los componentes del sistema deberán estar aislados para la protección de contaminantes y para la seguridad del usuario.
- El equipo trabajara en un ambiente hospitalario y doméstico, a una temperatura ambiente.
- El costo debe ser moderado.
- La manufactura debe ser sencilla, además debe utilizar elementos comerciales.
- El sistema debe de ser capaz de seguir las trayectorias de la rodilla.

1.6 Definición del problema

Se requiere de un sistema que genere movimiento angular en la articulación de la rodilla de la OAMI, que a esta articulación le proporcione tracción y mueva el tobillo y el pie de la órtesis, de tamaño reducido, que resista las fuerzas y momentos a los que estará sometido, el cual podrá ser controlado para seguir las trayectorias que genera la rodilla en el ciclo de la marcha.

1.6.1 Objetivo

El objetivo de este trabajo es desarrollar, fabricar y probar un sistema motriz que sea capaz de generar movimiento en la articulación de la rodilla de la OAMI, de tal manera que esta articulación logre mover el tobillo y el pie de la ortesis.

1.7 Funciones

A continuación se muestra el diagrama de bloques que presenta en forma general las funciones del sistema. Estas funciones son aquellas que debe cumplir el dispositivo independientemente de los componentes físicos que puedan utilizarse.

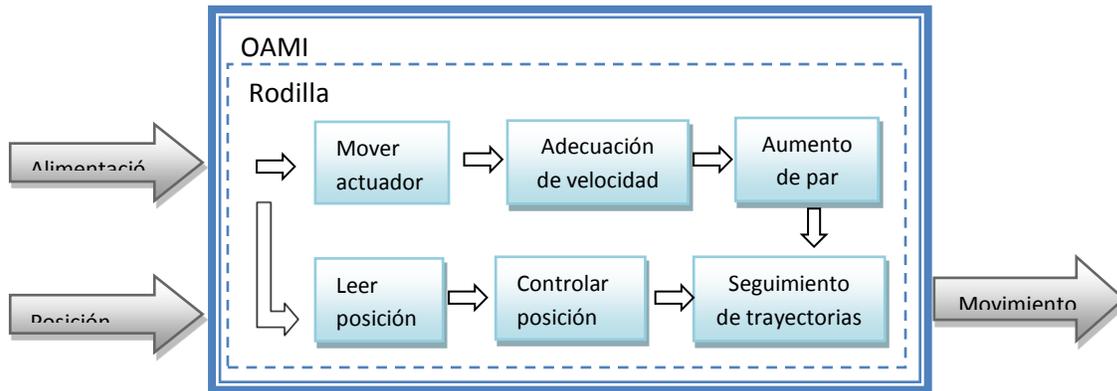


Fig. 1.5 Diagrama de funciones para el sistema motriz en la rodilla.

1.7.1 Descripción de funciones

- *Rodilla.* Es la articulación con mayor importancia en este trabajo a ella se le debe dar movimiento.
- *Mover actuador.* El actuador brindara la velocidad y el par inicial al sistema.
- *Adecuación de velocidad.* Logrará que la velocidad del actuador este dentro de un rango definido para un buen funcionamiento del sistema.
- *Aumento de par.* Aumentará el par que genere el actuador para que así el sistema pueda mover tanto la rodilla como el tobillo y el pie de la OAMI.
- *Leer posición.* Con la posición inicial que se lea se sabrá en qué punto se encuentra la rodilla.
- *Controlar posición.* Mantendrá el accionar del actuador dentro de un rango de operación óptimo para el buen funcionamiento del sistema.
- *Seguimiento de trayectorias.* Son las trayectorias que el sistema debe seguir para que movimiento de la rodilla sea el más cercano al natural.

1.8 Obtención de especificaciones

Análisis de la articulación

El movimiento de la articulación de la rodilla está limitado a 90° . El tobillo y el pie que estarán conectados a esta articulación tendrán un rango de movimiento de 0° como mínimo y de 90° como máximo.

1.8.1 Cálculo del par

El par que necesita el sistema debe ser capaz de mover el tobillo y el pie de la OAMI. Para poder calcularlo es necesario identificar con los pesos y las distancias de cada uno de los elementos.

Articulación pie

La articulación del pie en la OAMI se compone de cuatro articulaciones tipo bisagra, dos para permitir el movimiento del tobillo y otros dos para lo del pie. Su peso aproximado es de 8.3 kg. [13]

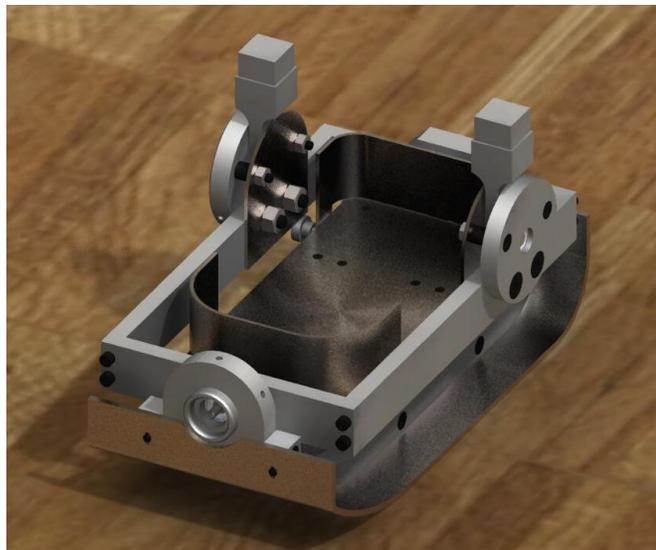


Fig. 1.6 Pie de la OAMI [13].

Eslabon tibio-peroneal

En el caso de los eslabones tibio-peroneales se le ha agregado una placa en la parte trasera, cuya función es distribuir parte de la carga al módulo de la articulación del pie correspondiente y, asimismo, servir como posible interfaz entre el aparato y el paciente. El peso del soporte tibio-peroneal es aproximadamente de 0.92 kg.

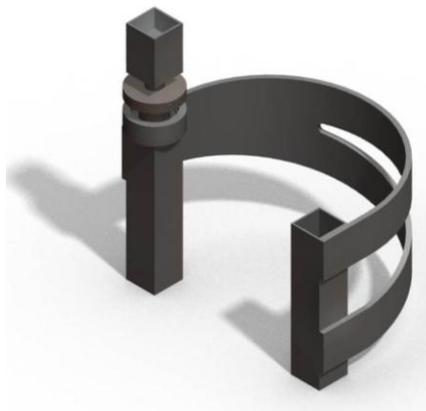


Fig. 1.7 Eslabon tibio-peroneal [13].

El peso del pie de una persona sana es el 10 % de su peso total. El individuo con el que se hicieron las mediciones tiene un peso de 70 Kg por lo tanto el peso de su pie es de 7 Kg. [14]

Para el cálculo del par se tomo la distancia de la articulación al de centro de gravedad de cada uno de los elementos que conforman el tobillo y el pie, estos elementos con dimensiones y pesos se muestran en la figura 1.8, las dimensiones están en [m].

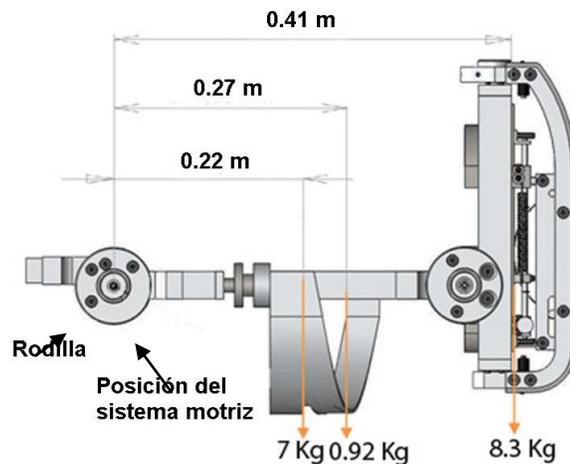


Fig. 1.8 Centros de gravedad

Lo que se requiere calcular es el par que necesita el actuador para poder mover el pie de la órtesis, por lo que se debe de encontrar el centro de gravedad de la articulación del pie.

$$X_C = \frac{(D_1 \times W_1) + (D_2 \times W_2) + (D_3 \times W_3)}{W_1 + W_2 + W_3} \quad Ec 1.1$$

$$X_C = \frac{0.22 \text{ m} \times 70 \text{ N} + 0.27 \text{ m} \times 9.2 \text{ N} + (0.41[\text{m}] \times 83[\text{N}])}{70[\text{N}] + 9.2[\text{N}] + 83[\text{N}]}$$

$$X_C = .32 \text{ [m]}$$

Con el peso total que es de 162.2 [N] y la distancia X_C que va del eje al centro de gravedad se puede calcular el par que se requiere para mover la rodilla, el tobillo y el pie de la OAMI. Los ángulos a los que se mueve la rodilla en el ciclo de la marcha van de 0° a 70° , para los cálculos se consideró un movimiento de 0° a 90° (Figura 1.9).

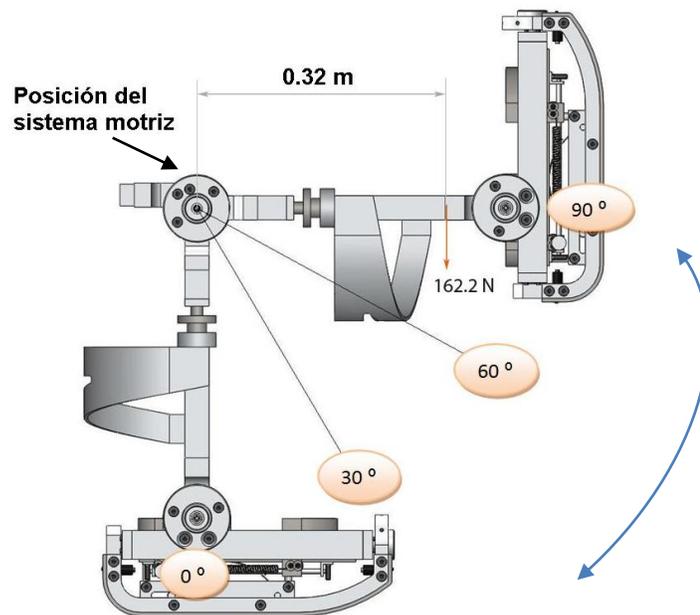


Fig. 1.9 Centro de gravedad y peso del pie.

El par o momento de fuerza, representa una fuerza rotacional que actúa en un punto fijo, para calcularlo se debe utilizar la siguiente formula [15].

$$\tau = r \times W = r W \sin \theta \quad Ec 1.2$$

Para encontrar el par en los diferentes ángulos a los que estará el pie se sustituyen los valores de la ecuación anterior dando como resultado un par para cada ángulo como se muestra en la tabla 1.1.

Angulo [°]	τ [Nm]
30	25.952
60	44.95
70	48.774
90	51.904

Tabla 1.1 Par resultante en cada ángulo.

1.8.2 Velocidad

Para poder calcular la velocidad a la que debe de moverse el tobillo y el pie es necesario conocer la velocidad promedio a la que camina el ser humano.

La velocidad de la marcha es la distancia recorrida por el cuerpo en la unidad de tiempo. La velocidad media de la marcha puede calcularse como el producto de la cadencia por la longitud de la zancada. La cadencia es el número de pasos ejecutados en un intervalo de tiempo, medida en pasos por minuto [p/min]. Con la adecuada conversión de unidades se puede determinar la velocidad.

$$velocidad \frac{m}{s} = longitud \ zancada \ m \times \frac{cadencia \ \frac{pasos}{min}}{120} \quad Ec \ 1.3$$

En la tabla 1.2 se presentan algunos parámetros de la marcha en individuos normales, según diferentes autores. Los valores de dicha tabla constituyen un promedio para hombres y mujeres sanos de edad comprendida entre 18 y 64 años.

Fuente	Cadencia [p/min]		Velocidad [m/s]		Long zancada [m]	
	V	M	V	M	V	M
Murray(1964, 1970)	117	117	1.53	1.30	1.57	1.33
Chao (1983)	102	108	1.20	1.10	1.42	1.22
Kadaba (1990)	112	115	1.34	1.27	1.41	1.30
Perry (1992)	111	117	1.43	1.28	1.46	1.28

Tabla 1.2 Parámetros de normalidad para varones (V) y mujeres (M).

El movimiento que se desea replicar es el de la rodilla, por lo cual es necesario conocer su comportamiento en el ciclo de la marcha, su movimiento normal transcurre en un rango máximo de entre 0° y 70° como se muestra en la siguiente gráfica.

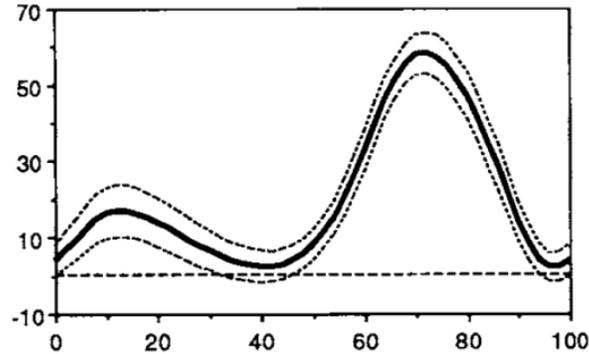


Fig. 1.10 *Movimiento de la rodilla en el ciclo de la marcha (CM).*

La gráfica anterior muestra el 100 % del movimiento de la rodilla en el ciclo de la marcha, pero la secuencia, magnitud y temporización del movimiento cíclico de la rodilla durante cada zancada, puede observarse en la tabla 1.2 [16].

Movimiento	Intervalo
Flexión hasta 18°	0-15 % CM
Extensión hasta 5°	15-40% CM
Flexión hasta 65°	40-70% CM
Extensión hasta 2°	70-97% CM

Tabla 1.3 *Arcos de movimiento de la rodilla en una zancada.*

Se debe determinar la velocidad a la cual el eje de la rodilla debe de moverse para un buen funcionamiento de la OAMI, este valor se determinara con los datos de velocidad, longitud de zancada y movimiento de la rodilla antes vistos.

Cálculo de la velocidad

Primeramente se tomó el valor de la longitud de la zancada y se dividió de acuerdo a los diferentes porcentajes a los que se mueve la rodilla según la tabla 1.3.

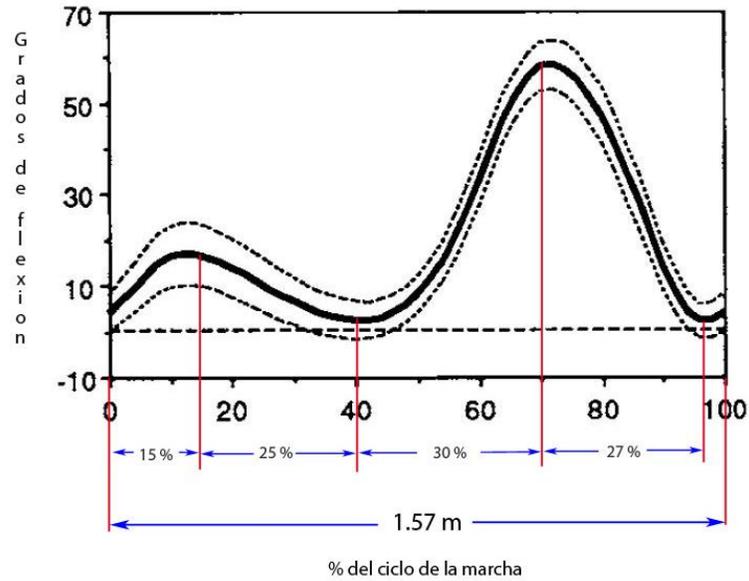


Fig. 1.11 Subdivisión del movimiento de la rodilla.

El valor en metros de cada porcentaje es el siguiente:

Movimiento	Intervalo	Porcentaje en el intervalo	Distancia [m]
Flexión hasta 18°	0-15 % CM	15	0.2355
Extensión hasta 5°	15-40% CM	25	0.3925
Flexión hasta 65°	40-70% CM	30	0.471
Extensión hasta 2°	70-97% CM	27	0.4239

Tabla 1.4 Distancia recorrida en cada subdivisión del CM.

Con los datos de la tabla 1.4 y los datos de velocidad de tabla 1.1 se obtiene el tiempo que la rodilla tardó en recorrer cada porcentaje del ciclo de la marcha.

Porcentaje	Distancia [m]	Velocidad[m/s]	Tiempo [s]
15	0.2355	1.53	0.153
25	0.3925	1.53	0.256
30	0.471	1.53	0.308
27	0.4239	1.53	0.277

Tabla 1.5 Tiempo en el que se recorre cada subdivisión del CM.

Debido a que conocemos el tiempo que tarda en recorrer determinada distancia la rodilla en el ciclo de la marcha, también podemos saber cuántos grados se movió en ese periodo de tiempo y gracias a esos datos se obtiene la velocidad angular.

Movimiento	Intervalo	Grados [°]	Tiempo [s]	Velocidad Angular[rad/s]
Flexión hasta 18°	0-15 % CM	16	0.153	1.83
Extensión hasta 5°	15-40% CM	13	0.256	0.89
Flexión hasta 65°	40-70% CM	60	0.308	3.4
Extensión hasta 2°	70-97% CM	63	0.277	3.97

Tabla 1.6 Velocidad angular en cada subdivisión del CM.

Con los datos anteriores se obtuvieron el rango de valores entre los cuales debe estar la velocidad angular del eje de la rodilla que es de 0.89 [rad/s] a 3.97 [rad/s], a estos datos se les realiza la conversión de unidades pertinente y se obtiene que el eje debe girar como mínimo a 8.5 [rpm] y como máximo a 37.91 [rpm].

1.8.3 Actuator

El actuador de este sistema debe lograr generar movimiento en la articulación de la rodilla y también debe de mover el pie de la OAMI con el par torsional y velocidad necesarios para poder generar los movimientos de la rodilla en el ciclo de la marcha.

Para la selección de este actuador se debe de considerar el equipo con el que se cuenta en el laboratorio para la operación de la OAMI.

El equipo que se va a utilizar es el CompactRIO un sistema que trabaja en tiempo real y que cuenta con módulos de entradas y salidas para distintos propósitos. El laboratorio cuenta con dos módulos NI 9505, dichos módulos controlan motores de corriente directa con etapa de potencia.



Fig. 1.12 CompactRIO y modulo NI 9505.

De las características del módulo NI 9505 (ver apéndice B) se conoce que la corriente máxima a la que trabaja es de 5 [A] a un voltaje de 30 [V].

1.8.4 Articulación de la rodilla

Es necesario conocer el lugar donde será colocado el sistema motriz ya que las dimensiones limitan el diseño. La figura 1.13 muestra la ubicación del sistema motriz en la articulación de la rodilla.

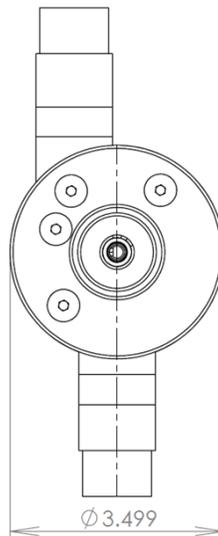


Fig. 1.13 Rodilla OAMI (Dimensiones en in)

Soporte femoral

El soporte femoral es la parte del exoesqueleto que sostiene al muslo, esta pieza hasta el momento no tiene ningún elemento instalado lo que permite utilizarla para colocar el sistema motriz. Su longitud es de 7 in por lo que el sistema no deberá ser mayor que esta cantidad.

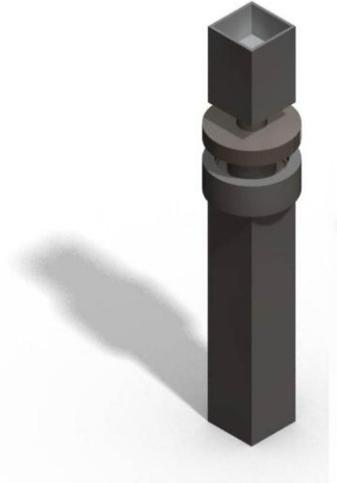


Fig. 1.14 Soporte femoral de la OAMI[13]

1.8.5 Tabla de especificaciones

Símbolo	Variable	Cantidad	Unidad
τ	Par	51.904	Nm
ω_{min}	Velocidad angular mínima	8.5	RPM
ω_{max}	Velocidad angular máxima	37.91	RPM
V	Voltaje	12	V
A	Corriente	5	A
D	Diámetro de la rodilla	4	in
L	Longitud del SM	7	in

Tabla 1.7 Especificaciones del sistema motriz en la rodilla.

2. Selección del actuador y del reductor

2.1 Selección del actuador

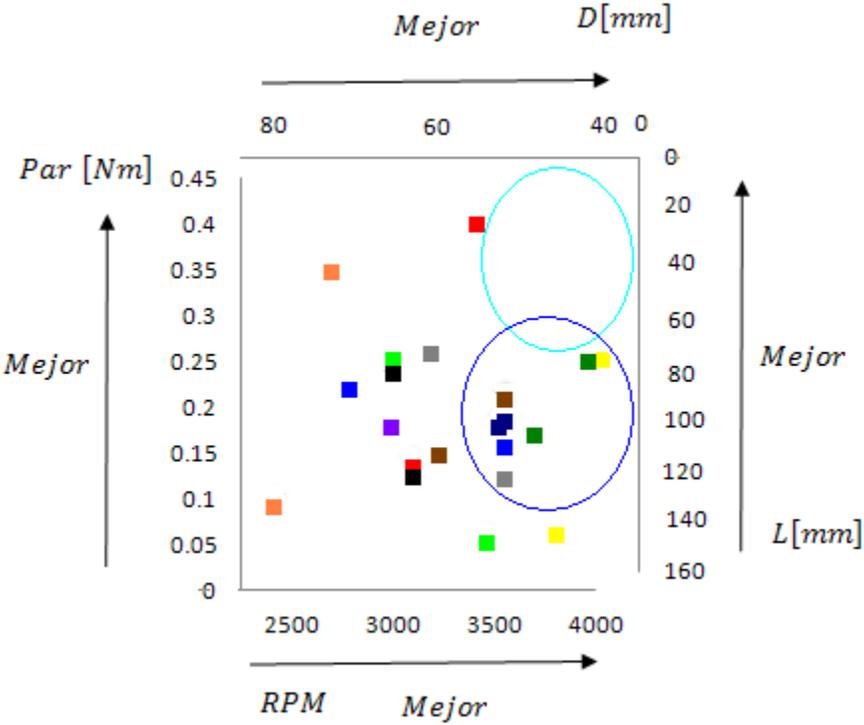
La selección del motor se basó en la velocidad y el par de salida, pero también se considero el voltaje y la corriente máxima que soporta el dispositivo que lo controla. Desafortunadamente los motores que pueden proporcionar los valores de par y velocidad son muy grandes. Ya que la relación entre dimensiones y par es proporcional, eso quiere decir que mientras mayor sea el par, mayor es el diámetro y la longitud del motor.

El sistema motriz no debe de sobrepasar la dimensiones que se limitaron para su instalación, y se debe de tratar que el peso sea el menor posible, debido a lo anterior se deben de limitar las dimensiones del motor y así elegir el que mejor características de velocidad, par y potencia tenga. Debido a lo anterior, de varios fabricantes se eligieron los motores de la tabla 2.1.

Empresa	Modelo	Voltaje [V]	RPM	Par [Nm]	Diámetro [mm]	Largo [mm]	Potencia [w]
Buler Motor	1.13.046.403	12	3800	0.06	40	78	19
Buler Motor	1.13.044.413	12	3000	0.18	52	103	56
Buler Motor	1.13.054.304	12	3000	0.25	54	150	77
Buler Motor	1.13.063.407	12	3400	0.4	63	120	150
Dunkermotoren	GR 42x30	12	3700	0.17	42	80	65
Dunkermotoren	GR 63x55	12	3000	0.24	63	125	100
Dunkermotoren	GR 80x40	12	2700	0.345	80	135	120
Pittman	14203	12	3210	0.15	51.87	94.06	50
Pittman	14204	12	3510	0.18	51.87	103	67
Pittman	14205	12	2780	0.22	51.87	113	64
Pittman	14206	12	3160	0.26	51.87	125	85

Tabla 2.1 Motores

Para seleccionar el motor que cumpla con un par alto, una gran velocidad y dimensiones pequeñas se redujo al uso de la gráfica 2.1 en la que se presentan puntos de diferentes colores que corresponden a cada motor, se hacen dos graficas velocidad-par y diámetro-longitud la zona con mayor par, mayor velocidad, menor diámetro y menor longitud está marcada con un círculo azul claro, desafortunadamente ningún motor estuvo dentro de este rango así que se dibujó una segunda área también con buenas características y en esta área hubo 2 pares de puntos del mismo color es decir tenían buena velocidad, buen par y dimensiones relativamente menores a las de los otros motores.



Grafica 2.1 Selección del motor.

Los 2 motores cumplían con nuestros requerimientos pero el modelo GR 42x30 de Dunkermotoren no contaba con encoder por lo que se eligió el que se muestra en la tabla 2.2.

Característica	Valor
Modelo	GM9234S005 - 14204 series DC Servo Motor.
Marca	Pittman®.
Velocidad	3510 [rpm].
Voltaje	12 [V].
Par	0.18 [Nm]
Encoder	E30A Optical Encoder.

Tabla 2.2 Características del motor. (Ver apéndice B)

2.2 Reductor

Se seleccionó un motor que estuviera dentro de los parámetros de funcionamiento del módulo 9505 de National Instruments ya que se utilizara para su control, el motor elegido tiene buenas características de operación pero no existe ningún motor con el par y velocidad que se calculo por ello se selecciono el motor con las características de la tabla 2.2.

Debido a lo anterior se determinó que la mejor forma de brindarle al sistema la cantidad necesaria de par y velocidad que requiere es acoplando el motor a un reductor el que aumentara el par y reducirá la velocidad.

2.2.1 Introducción a engranes y reductores

Los reductores con engranes son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial, como por ejemplo: hornos rotatorios, sistemas de agitación, bombas, compresores, transportadores etc. Las maquinas mencionadas necesitan reducir su velocidad en una forma segura y eficiente. Estos sistemas disminuyen la velocidad y aumentan el par del motor en un área reducida pues comparándola con los sistemas de reducción por cadenas y bandas requiere un menor espacio.

Al emplear reductores se obtiene una serie de beneficios sobre otras formas de reducción [17]. Algunos de estos beneficios son:

- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.

- Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- Menor tiempo requerido para su instalación.
- Un incremento del par torsional que es proporcional a la pérdida de velocidad.

2.2.2 Engranés

Se denomina engrane al mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica entre las distintas partes de una máquina. Un engrane sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes de los engranes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo.

Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina tren de engranes, los engranes pueden ser de ejes paralelos o ejes perpendiculares, en las tablas 2.3 y 2.4 veremos una descripción de ellos.

Tipos de engranes	Características	Ejemplo
Engranés rectos	Son aquellos en donde la sección de corte se mantiene constante a lo largo de su sentido axial.	
Engranés helicoidales	Estos engranes de dentado helicoidal están caracterizados por su dentado oblicuo con relación al eje de rotación.	
Engranés bi-helicoidales	Cumplen la función de dos engranes helicoidales son una combinación de hélice derecha e izquierda.	

Tabla 2.3 Engranajes de ejes paralelos.

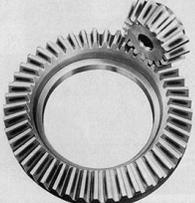
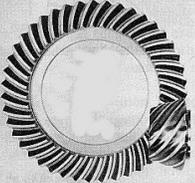
Tipos de engranas	Características	Ejemplo
Cónicos rectos	Efectúan la transmisión de movimiento de ejes que se cortan en un mismo plano, generalmente en ángulo recto, por medio de superficies cónicas dentadas.	
Cónicos helicoidales	Se diferencian de los cónicos rectos en que los dientes no recorren un sentido radial al centro del eje del engranaje y además posee una mayor superficie de contacto.	
Cónicos hipoides	Parecidos a los cónicos helicoidales, se diferencian en que el piñón de ataque está descentrado con respecto al eje de la corona.	
Sinfín Corona	El tornillo sin fin es un caso particular de engranajes helicoidales con ejes que se cruzan a 90°. Es un mecanismo diseñado para transmitir grandes esfuerzos.	

Tabla 2.4 Engranajes de ejes perpendiculares [18]

2.2.3 Tipos de reductores

Para poder realizar el incremento de par torsional, existen varias configuraciones de reductores como tren de engranes, sinfín corona, planetarios y armónico.

Tren de engranes

Los trenes de engranes son arreglos que se pueden formar al acoplar dos o más engranes que trabajen en conjunto para así transmitir el movimiento o la potencia. Pueden ser simples o compuestos, el tren de engranes simple es aquel que posee un engrane por eje y los compuestos son los que poseen más de un engrane por eje.

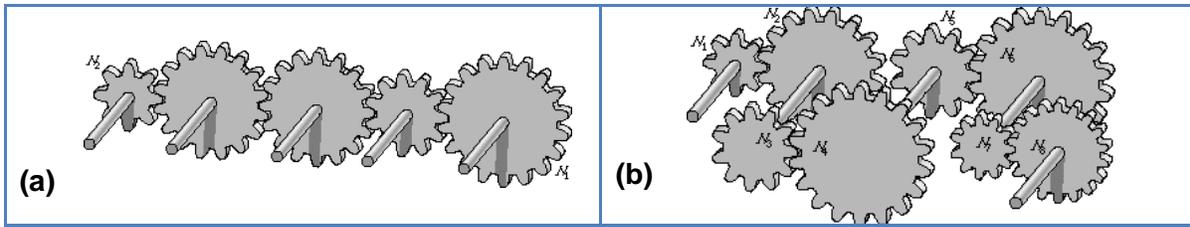


Fig. 2.1 a) tren de engranes simple b) tren de engranes compuesto.

Tren planetario o epicicloidal

En los trenes de engranajes planetarios, uno o varios de los ejes cambian de posición (girando alrededor de otro). Se obtienen así relaciones de velocidades.

Además de trenes planetarios se les llama epicicloidal o de ejes móviles. En ellos distinguimos siempre:

- Una rueda fija llamada rueda solar o simplemente sol (1)
- Un brazo o parta satélites que gira alrededor de la rueda fija (2).
- Una o varias ruedas que giran alrededor de la rueda solar, son llamadas ruedas planetarias o simplemente planetas o satélites (3).
- Este sistema de engranajes puede incorporar el uso de un engranaje anular externo o corona, que engrana con los satélites (4) [19].

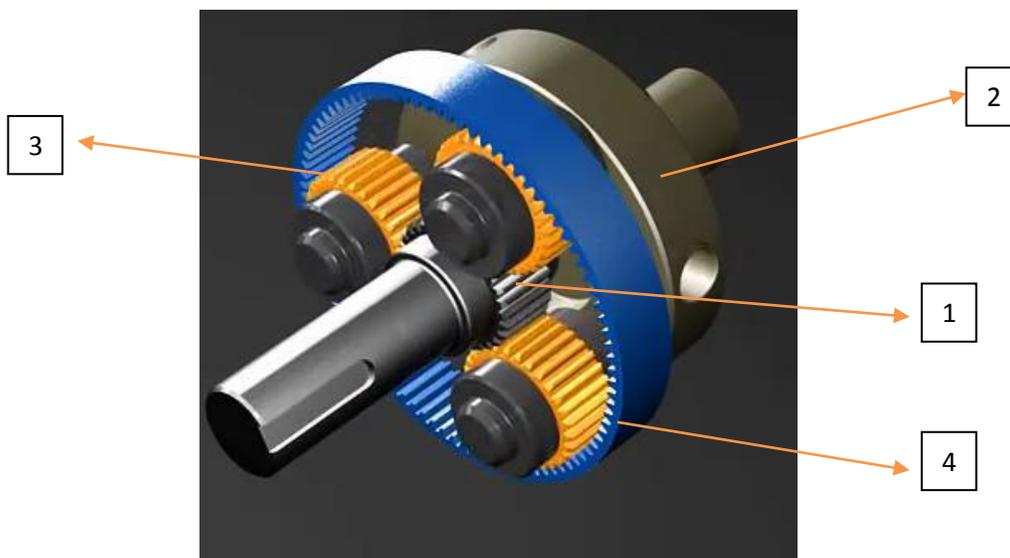


Fig. 2.2 Tren planetario

Reductor armónico

Los componentes que conforman este reductor se pueden apreciar en la siguiente figura:

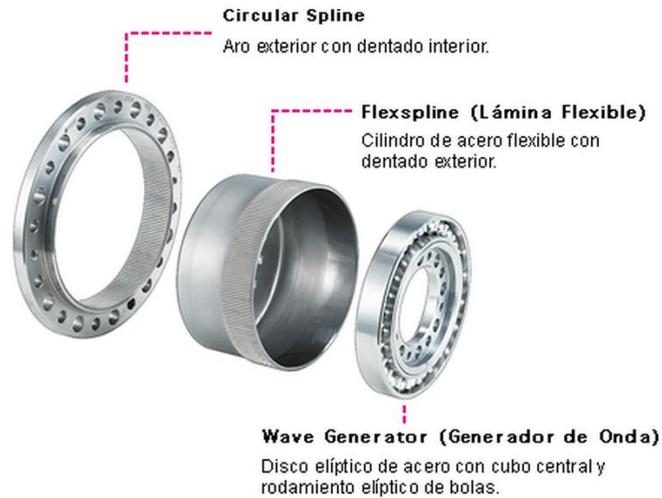


Fig. 2.3 Reductor armónico

Principio de funcionamiento

El *Wave Generator* elíptico se acciona e introduce en el *Flexspline* que adopta la forma elíptica de éste para introducirse en el *Circular Spline* con dentado interior y posicionándose como eje mayor de la elipse.

Al girar el *Wave Generator* se desplaza y gira el eje mayor de la elipse en la zona de engrane.

Dado que el *Flexspline* dispone de dos dientes menos que el *Circular Spline*, después de media vuelta del *Wave Generator*, se realiza un movimiento relativo de un diente entre el *Flexspline* y el *Circular Spline* y de dos dientes después de una vuelta completa.

Cuando el *Circular Spline* se ha fijado, el *Flexspline* gira como elemento de reducción de velocidad y en sentido opuesto al accionamiento [20].

2.3 Selección del tipo de reducción

Para poder seleccionar la reducción se debe de conocer cada una de las aplicaciones, así como ventajas y desventajas que nos brinda cada una de ellas, para conocerlas se realizaron las siguientes tablas [21].

2.3.1 Tren de engranes

Tipos	Ventajas	Desventajas	Aplicaciones
Engranajes rectos	Utiliza a los engranajes más comunes por lo que el costo es menor.	A grandes velocidades, si no son rectificadas o ha sido corregido su tallado, producen ruido.	Máquinas sencillas de trituración de caña de azúcar y prensas mecánicas.
Engranajes helicoidales	Transmiten más potencia que los rectos, mas velocidad, son más silenciosos y duraderos.	Generación de fuerzas axiales debido al ángulo de su hélice.	Transmisión entre ejes paralelos a altas velocidades como cajas reductoras de automóviles.
Engranajes bi-helicoidales	Generan bajo ruido y alta resistencia mecánica además de evitar ejercer fuerzas axiales sobre el eje.	El empuje axial que absorben los apoyos o cojinetes de los engranajes.	Se utilizan en cajas reductoras en donde se desea bajo ruido como reductores de plantas de procesamiento de cemento.
Cónicos rectos	Son utilizados para efectuar reducción de velocidad con ejes en 90°.	Generan mucho ruido, se utilizan en transmisiones lentas y antiguas.	En la actualidad se utilizan muy poco
Cónicos helicoidales	Se utilizan para reducir la velocidad con ejes a 90°. Su funcionamiento es relativamente silencioso.	Requieren mucho cuidado en el montaje y cuando se necesita un cambio es muy recomendable cambiar ambos engranajes.	Se utilizan en casi todas las transmisiones de camiones y automóviles fabricados en la actualidad.
Cónicos hipoides	Los engranajes son más resistentes y gracias a la desalineación de los ejes se reduce el ruido del funcionamiento.	Necesita un tipo de aceite para presión extrema para su lubricación.	Se utilizan en maquinas industriales donde es necesario que los ejes no estén al mismo nivel por cuestiones de espacio.
Sinfín Corona	Alta relación de transmisión en un espacio reducido son de bajo costo y pueden ser autobloqueantes.	Si transmite grandes esfuerzos es necesario que esté muy bien lubricado para minimizar los desgastes por fricción.	Reductores de velocidad y transmisiones para abrir puertas automáticas.

Tabla 2.4 Características de los trenes de engranes

2.3.2 Tren planetario y armónico

Tipos	Ventajas	Desventajas	Aplicaciones
Tren planetario	Relación de reducción relativamente alta en un espacio reducido.	Para una sola reducción se requiere de varios engranes y se debe de tener mucho cuidado en la manufactura.	El engranaje planetario más utilizado se encuentra dentro de la transmisión de un vehículo.
Armónico	Gran capacidad de par de salida equivalente a reductores convencionales de doble tamaño y tres veces mas de peso. La reducción que pueden alcanzar es de 320:1 en una sola etapa.	El precio es muy elevado y su distribución está a cargo de pocas empresas.	Este reductor es la mejor opción para una gran variedad de aplicaciones en diferentes sectores como en la robótica, la industria aeroespacial, las maquinas herramienta entre otros.

Tabla 2.5 Características del tren planetario y el armónico

2.4 Reductor para la rodilla

La mejor configuración para el reductor de la rodilla debe cumplir los parámetros de entrada y salida. Por lo que el par que se requiere para generar movimiento en la articulación de la rodilla es de 51.9 Nm a una velocidad mínima de 8.5 rpm, el motor elegido nos brinda un par de 0.18 Nm a una velocidad de 3510 rpm. Con los datos anteriores se calculo la reducción necesaria para producir un par de 51.9 Nm.

$$i = \frac{T_S}{T_E} \quad \text{Ec 2.1}$$

$$i = \frac{51.9 \text{ Nm}}{0.18 \text{ Nm}}$$

$$i = 288.33$$

Donde:

i = Reducción

T_S = Par de salida

T_E = Par de entrada

La velocidad de salida sufrirá un decremento al ser inversamente proporcional al par por lo que su valor final será el siguiente:

$$V_s = \frac{V_E}{i} \quad \text{Ec 2.2}$$

$$V_s = \frac{3510 \text{ [rpm]}}{288.33}$$

$$V_s = 12.17 \text{ [rpm]}$$

Donde:

V_s = Velocidad de salida

V_E = Velocidad de entrada

i = Reducción

En resumen los datos para el reductor son los que se muestran en la tabla 2.6.

Datos	Valor
Par de entrada	0.18 Nm
Velocidad de entrada	3510 rpm
Relación de reducción	288.33 : 1
Ancho	4 in
Largo	7 in
Par de salida	51.9 Nm
Velocidad de salida	12.17 rpm

Tabla 2.6 Datos de entrada y salida del reductor

A partir de los datos anteriores se analizaron las ventajas y desventajas de cada una de las diferentes configuraciones de los reductores. La principal característica que se buscó fue que la reducción sea grande en un espacio relativamente pequeño sin olvidar que se debe realizar en ejes a 90 grados.

El reductor armónico brinda una gran reducción en un espacio pequeño, lamentablemente el costo de este tipo de sistemas es elevado. Por ello se decidió utilizar una reducción combinada, las combinaciones de reductor que se propusieron son las siguientes.

2.4.1 Reductor Sinfín corona y planetario

El sinfín corona tiene dos propósitos, uno de estos propósitos es cambiar la dirección de transmisión a 90° y también para generar una gran reducción en la primera etapa. El tren planetario se adecuó a las dimensiones de la rodilla de la órtesis por lo que no fue suficiente con una reducción de tren planetario, si no que se necesitaban 2 para alcanzar el par de salida necesario.

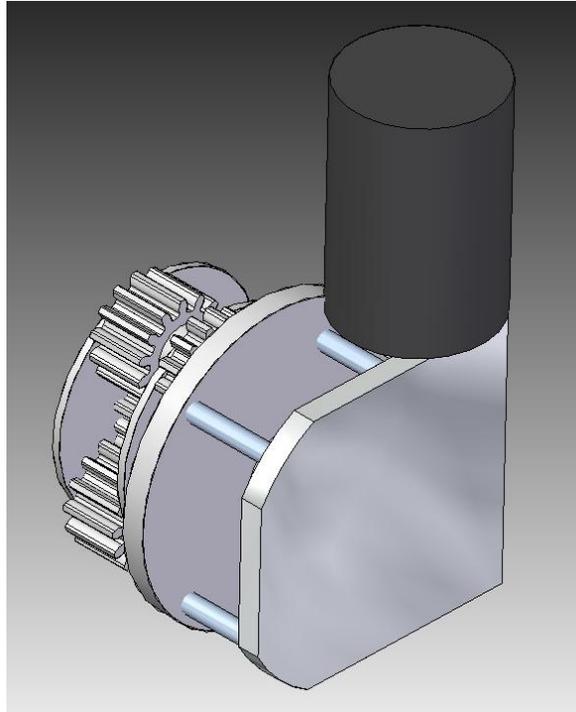


Fig. 2.5 Reductor planetario y sinfín corona

La configuración anterior no fue viable ya que la distancia de la rodilla de la órtesis a la posición del motor era considerable, es decir el ancho del dispositivo era de 4.5 in y aún le faltaban los elementos adicionales que lleva el sistema como son seguros, rodamientos y sistema de sujeción órtesis reductor.

2.4.2 Reductor Sinfín corona y tren de engranes (Reductor V1)

El reductor sin fin corona en esta configuración tiene los mismos propósitos que en la anterior con el tren planetario. Se propuso un tren por que el arreglo de los engranes lo podían hacer a lo largo del muslo de la órtesis ya que en esa parte no habrá nada adicional.

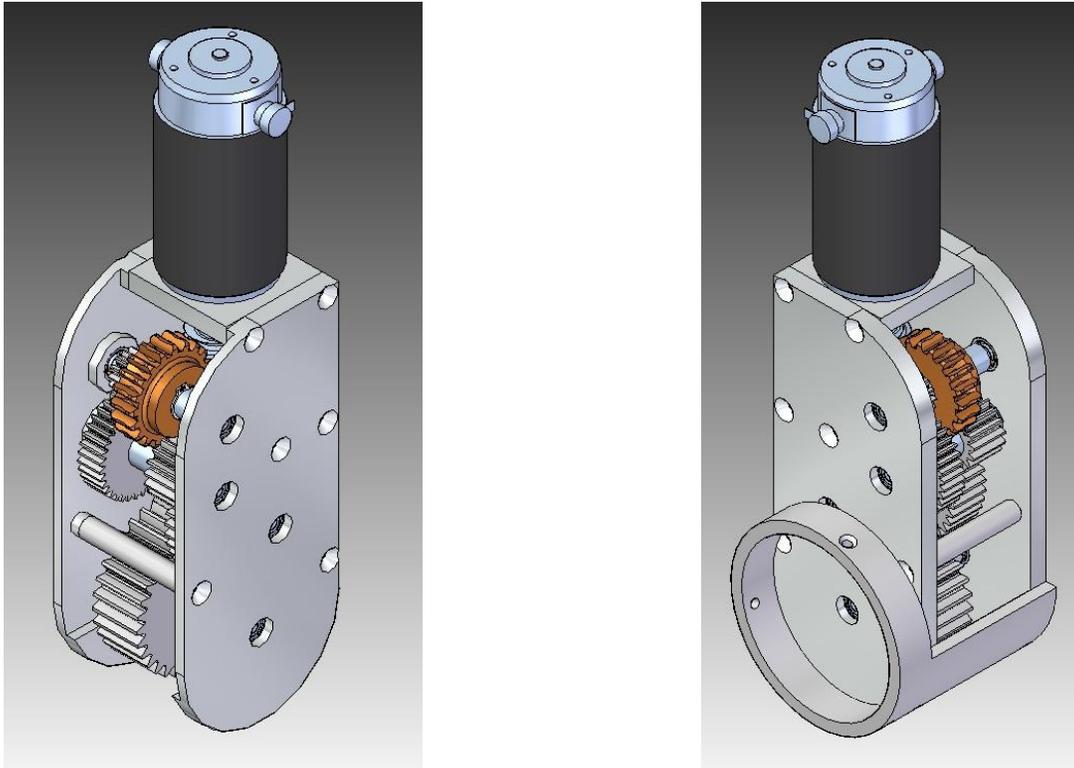


Fig. 2.6 Reductor V1

Esta configuración brinda el par de salida necesario para mover el pie de la órtesis, tiene un ancho de 3.25 in ya con todos los elementos. Se considerarán engranes de acero y otros de nylamid.

2.4.3 Reductor Sin fin corona y tren de engranes (Reductor V2)

Esta configuración es exactamente igual que la anterior con un sinfín corona y un tren de engranes, sólo que en ésta se elimina una reducción, es decir se eliminaron dos engranes pero el par de salida es menor y el ancho aumenta a 3.45 in. En esta configuración el backlash es menor que en reductor V1 debido a que la cantidad de engranes es menor.

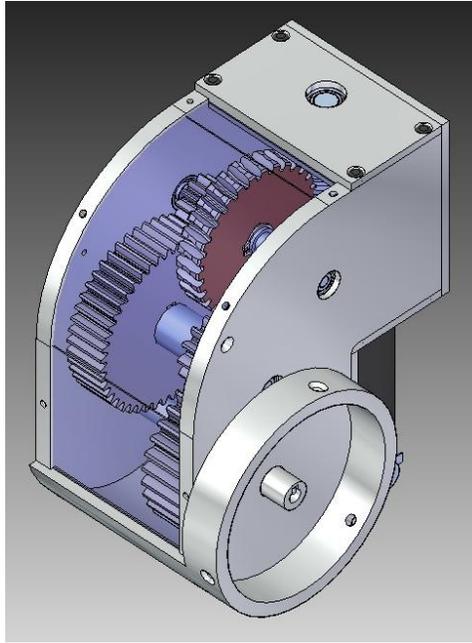


Fig. 2.7 Reductor V2

Las configuraciones tienen las siguientes características:

	Reductor V1	Reductor V2
Ancho [in]	3.25	3.47
Largo[in]	12	7.58
Profundidad[in]	3.5	5.55
Peso [Kg]	3	3.15
Reducción	316	297
Par de salida[Nm]	56.8	53.5

Tabla 2.7 Características de los reductores

2.5 Configuración final

Como se vio en la tabla anterior las 2 configuraciones tienen puntos a favor y puntos en contras así que la forma de saber cuál de ellas es la más adecuada fue mediante una tabla de selección.

En esta tabla se toman en cuenta cada una de las características de los reductores. Cada una de las características tiene un valor de diseño e importancia con estos valores podemos determinar de manera fría que reductor es la mejor opción.

Tabla de selección

En la tabla 2.8 la primera columna (C1) están listadas las características de los reductores, seguida de dos columnas en las que se muestra el valor numérico de cada una de esas características RV1 (C2) y RV2 (C3), en la cuarta se encuentra la importancia que se le otorgo a cada una de ellas ID (C4) que va del cero al diez, la suma de los ID se encuentra en la parte inferior de la tabla.

En C5 se obtiene el porcentaje ID% que le corresponde a cada ID de la suma total. En C6 y C8 se califico con un 3 a la mejor opción y con un 1 a la peor CDRV1 (C6) y CDRV2 (C8) y por ultimo en C7 y C9 se multiplican los valores de las CDR por el ID% estos resultados se sumaron y finalmente se obtuvieron 2 valores de los cuales el mayor será el del mejor reductor.

C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
Características	RV1	RV2	ID	ID%	CDRV1	CalRV1	CDRV2	CalRV2
Ancho[in]	3.25	3.47	4	5.19	3	15.58	1	5.19
Largo[in]	7	4	4	5.19	1	5.195	3	15.6
Profundidad[in]	3.5	5.55	1	1.3	3	3.896	1	1.3
Peso [Kg]	3	3.15	5	6.49	3	19.48	1	6.49
No de engranes	6	4	7	9.09	1	9.091	3	27.3
No de piezas	46	33	8	10.4	1	10.39	3	31.2
Reducción	316:1	297:1	8	10.4	3	31.17	1	10.4
Par de salida [Nm]	56.8	53.5	6	7.79	3	23.38	1	7.79
FS de la reducción	1.25	1.04	7	9.09	3	27.27	1	9.09
FS del elemento mas débil	1.25	1.1	7	9.09	3	27.27	1	9.09
Backlash	Mayor	Menor	10	13	1	12.99	3	39
Precio	Mayor	Menor	10	13	1	12.99	3	39
Total			77	100		198.7		201

Tabla 2.8 Selección del mejor reductor.

Como se pudo apreciar en la tabla 2.8 con este sistema de selección las 2 configuraciones son igual de buenas pero es un poco mejor el reductor V2 por ese motivo esta configuración se tomara para llevar a cabo el diseño a detalle del reductor de rodilla.

Esta configuración, está compuesta por un reductor sinfín corona, y un tren de engranes.

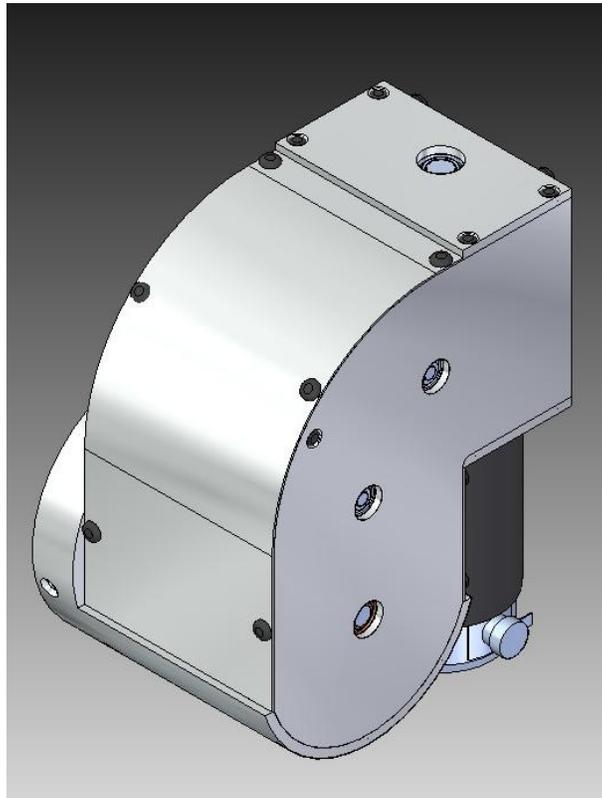


Fig. 2.8 Reductor de la rodilla (Vista de frente).

En el siguiente capítulo se mostraran a detalle los cálculos necesarios para cada uno de los elementos que conforman el sistema motriz para la rodilla.

3. Diseño a detalle

En este capítulo se muestran los cálculos y selección del sinfín, la corona y los engranes, ya con estos elementos elegidos se podrán calcular los diámetros de las flechas, tamaño de las cuñas y los rodamientos que conforman nuestro sistema como se muestra en la figura 3.1.

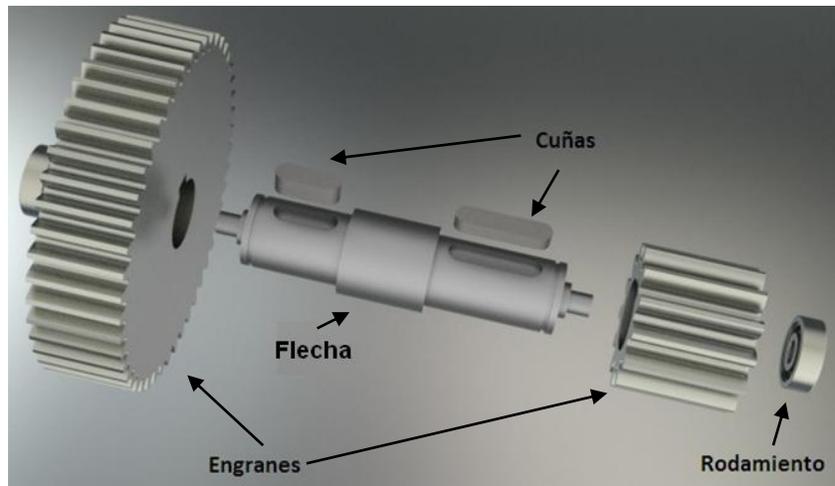


Fig. 3.1 Elementos a calcular en la reducción.

3.1 Sinfín y corona

Uno de los criterios de selección de este reductor es el ángulo a 90° y porque en una sola etapa de reducción se obtienen grandes relaciones de par y velocidad.

3.1.1 Cálculos para el sinfín y la corona

Relación de velocidades para el sinfín y la corona (VR)

Este valor lo determina el diseñador ya que da la pauta para calcular el tamaño de la corona, el tamaño del sinfín y la resistencia de los elementos, en este caso es la ecuación 3.1.

$$VR = 30 \text{ Ec 3.1}$$

Esta es la primera fase de la reducción, en la sección 3.2.5 se mostraran los cálculos de la reducción total.

La relación de velocidades se calcula con la velocidad angular de entrada y la velocidad angular de salida, pero también se puede calcular con la relación entre el número de roscas de entrada del sinfín y el número de dientes de la corona.

$$VR = \frac{N_G}{N_w} \quad Ec \ 3.2$$

Donde

N_w = Número de roscas del sinfín

N_G = Número de dientes de la corona

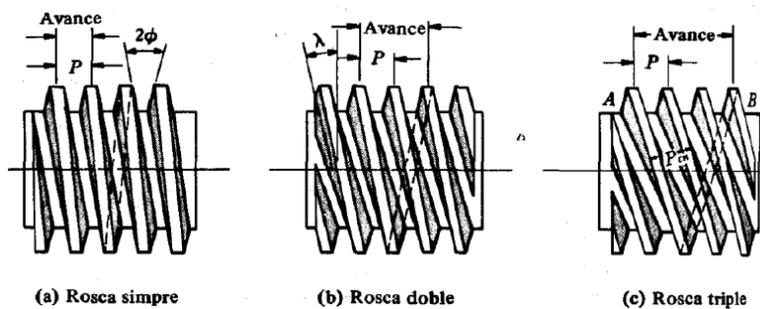


Fig. 3.2 Paso y avance de diferentes tipos de roscas Acme [Faires 2002].

Se eligió un sinfín con una sola rosca ($N_w = 1$) debido a que son comerciales y más baratos, por lo tanto si se cuenta con la relación de velocidades (VR) y el numero de roscas en el sinfín entonces se pueden calcular el numero de dientes de la corona (N_G) ecuación 3.3.

$$N_G = VR * N_w \quad Ec \ 3.3$$

$$N_G = 30 * 1 = 30$$

Velocidad de rotación de la corona (n_G)

El número de dientes de la corona sirve para calcular la velocidad de rotación ya que este valor solo depende de la velocidad de entrada (n_w) y de la relación de reducción.

$$n_G = \frac{n_w}{VR} = \frac{3510}{30} = 117 \text{ rpm}$$

Para poder elegir una corona, se debe de conocer su paso diametral, así como su diámetro de paso.

Paso diametral (P_d)

El paso diametral es la relación del numero de dientes de la corona entre su diámetro de paso. El paso diametral para coronas comerciales puede ser de 16, 12, 10, 8, 6, y 4.

Diámetro de paso (D_G)

En un engranaje de dos elementos cada uno tiene un círculo que es tangente a un círculo que forma el otro engranaje al diámetro de este círculo se le llama diámetro de paso.

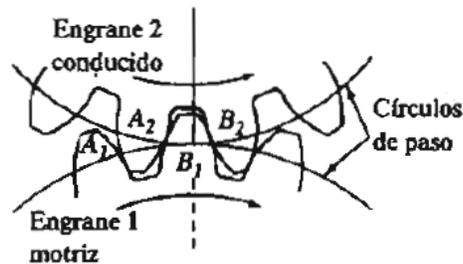


Fig. 3.3 Círculos de paso.

De los requerimientos se puede verificar que el diámetro de la corona no debe ser mayor a 4 in, debido a esto el paso diametral no debe ser mayor a 3 in, con esta restricción se buscó la corona que la cumpliera y que tuviera un paso diametral comercial y se determinó de la siguiente manera.

$$P_d = \frac{N_G}{D_G} \text{ Ec 3.4}$$

Por lo tanto,

$$D_G = \frac{N_G}{P_d}$$

Se encontraron 3 opciones de corona

P_d	D_G [in]
16	1.875
12	2.5
10	3.0

Tabla 3.1 Paso diametral y diámetro de paso de las posibles coronas.

La corona de $P_d = 10$ se descarto debido a que prácticamente era nuestro valor limite y la de $P_d = 16$ se descarto debido a que en análisis posteriores que se muestran en la sección 3.1.3 el material no resistió las fuerzas que se generaban. Debido a lo anterior se utilizó la corona con paso diametral de 12.

Si $D_G = 2.5$ y si lo dividimos entre 2 tendremos el radio de la corona y si le sumamos 1 in tendremos una distancia entre centros aproximada (C_{Aprox}) entre la corona y el sinfín:

$$C_{Aprox} = \frac{D_G}{2} + 1 = 2.25 \text{ in} \quad Ec \ 3.5$$

Según la norma AGMA [22] de diseño de sinfines cilíndricos podemos calcular el diámetro mínimo del sinfín y su diámetro máximo.

Diámetro de paso mínimo

$$D_{w_{min}} = \frac{C_{Aprox}^{0.875}}{3} = 0.667 \text{ in} \quad Ec \ 3.6$$

Diámetro de paso máximo

$$D_{w_{max}} = \frac{C_{Aprox}^{0.875}}{1.6} = 1.27 \quad Ec \ 3.7$$

Revisando el catálogo [23] para el sinfín se determinó que se usaría el que tiene $D_w = 1$ in ya que esta dentro del rango mínimo y máximo del diámetro según las normas.

Con el valor del diámetro del sinfín $D_w = 1$ in y con el diámetro de paso de la corona $D_G = 2.5$ in. Se calculó la distancia entre centros real.

$$C = \frac{D_G + D_w}{2} = 1.75 \text{ Ec 3.8}$$

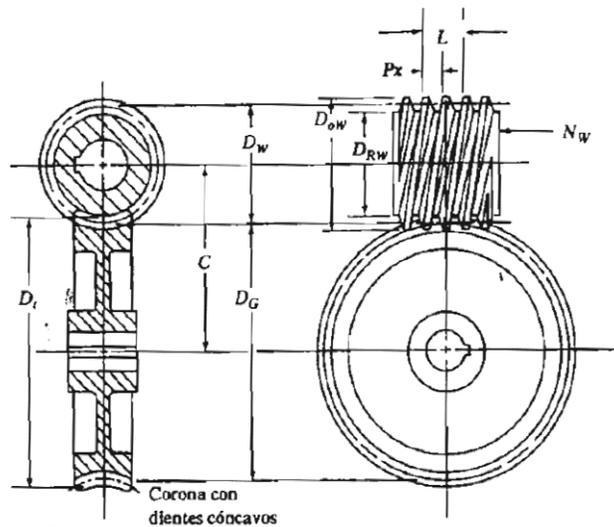


Fig. 3.4 Conjunto de sinfín y corona.

Con los datos obtenidos hasta el momento se pudo calcular el valor del *addendum*, el diámetro exterior del sinfín y su profundidad total todo esto parte de la norma AGMA para diseño de sinfines cilíndricos.

El *addendum* es la distancia radial desde el círculo de paso hasta el exterior del diente. Se calcula de la siguiente manera:

$$a = \frac{1}{P_d} = 0.0833 \text{ [in] Ec 3.9}$$

Con el valor anterior se pudo calcular el valor del diámetro exterior del sinfín (D_{oW}).

$$D_{oW} = D_w + 2a = 1.1666 \text{ [in] Ec 3.10}$$

Y la profundidad total h_t es:

$$h_t = \frac{2.157}{P_d} = 0.17975 \text{ [in]} \text{ Ec 3.11}$$

El ancho mínimo de la cara de la corona F_G se obtuvo mediante el valor del diámetro exterior y al diámetro de paso del sinfín.

$$F_G = (D_{OW}^2 - D_W^2)^{\frac{1}{2}} = 0.1788 \text{ [in]} \text{ Ec 3.12}$$

Para compartir el máximo de carga entre el sinfín y la corona, la longitud recomendada de la cara del sinfín es la siguiente:

$$F_W = 2 \left[\left(\frac{D_t}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_G}{2} - a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \text{ Ec 3.13}$$

Donde:

D_t = Diámetro de la garganta de la corona.

D_G = Diámetro de paso de la corona.

a = Addendum

$$D_t = D_G + 2a = 2.666 \text{ [in]} \text{ Ec 3.14}$$

Por lo tanto

$$F_W = 2 \left[\left(\frac{2.666}{2} \right)^2 - \left(\frac{2.5}{2} - 0.0833 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$F_W = 1.22 \text{ in}$$

De [23] el valor de cara del sinfín es $F_W = 1.125 \text{ in}$

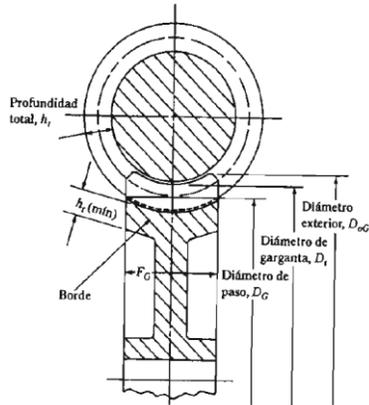


Fig. 3.5 Detalles de la Corona.

Estos valores son suficientes para poder elegir el conjunto sinfín y corona, pero solo se toman en cuenta sus dimensiones. Por lo anterior también se realizó un análisis de las fuerzas existentes en cada elemento para verificar que el material fuera lo suficientemente resistente.

3.4.1. 2 Fuerzas en el conjunto sinfín corona.

El sistema de fuerzas que actúa en el conjunto sinfín corona está conformado por 3 componentes perpendiculares, estos 3 componentes son la fuerza tangencial, una fuerza radial y una fuerza axial, estas fuerzas se calculan para poder hacer una comparación entre ellas y las fuerzas que resisten los elementos.

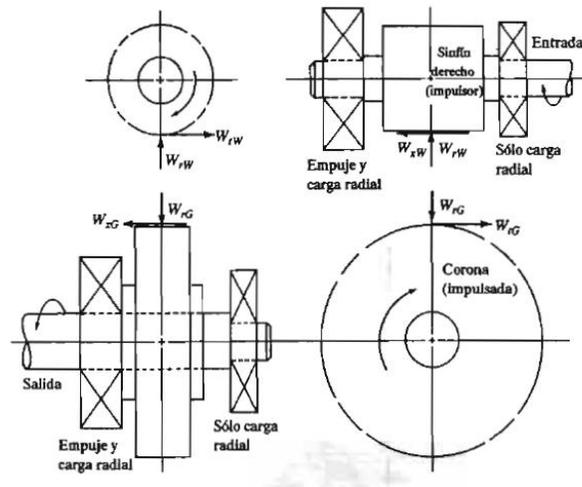


Fig. 3.6 Fuerzas sobre un sinfín y una corona.

Fuerza tangencial en la corona (W_{tG})

La W_{tG} se calcula de la siguiente forma:

$$W_{tG} = \frac{2T_o}{D_G} \quad Ec \ 3.15$$

Donde:

T_o = Par torsional de salida de la corona.

D_G =Diametro de paso de la corona

El par torsional de la salida de la corona es relacionado con la velocidad de rotación de la corona y la potencia de entrada.

$$T_o = \frac{63000 (P_o)}{n_G}$$

La potencia de entrada (P_o) es la potencia del motor en [W] pero para el cálculo es necesario transfórmala a [hp].

$$P_o = 65 \text{ W} = 0.087 \text{ [hp]}$$

Gracias al valor anterior ya contamos con todos los datos necesarios para calcular primero el par torsional T_o y después la W_{tG} .

$$T_o = \frac{63000 (0.087)}{117} = 46.93 \text{ [lbin]}$$

Por lo tanto,

$$W_{tG} = \frac{2T_o}{D_G} = \frac{2 \cdot 46.93}{2.5} = 37.54 \text{ lb} \quad \text{Corona de Pd} = 12$$

Para la corona de Pd = 16 el valor de la fuerza tangencial es la siguiente:

$$W_{tG} = 50.20 \text{ lb} \quad (\text{Corona de Pd} = 16)$$

Fuerza axial en la corona (W_{xG})

La fuerza axial se calcula con la siguiente ecuación:

$$W_{xG} = W_{tG} \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad Ec \ 3.16$$

Donde:

λ = Ángulo de avance.

ϕ_n = Ángulo de presión normal.

μ = Coeficiente de fricción.

El ángulo de avance (λ) es el que se forma entre la rosca del sinfín y la línea perpendicular al eje del mismo.

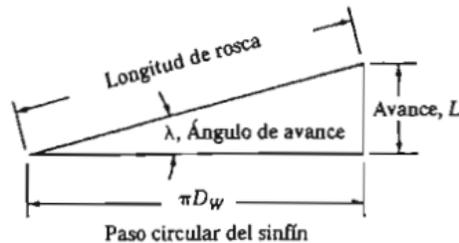


Fig. 3.7 Ángulo de avance del sinfín.

De la figura se deduce lo siguiente:

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi D_w} \quad Ec \ 3.17$$

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi D_w}$$

Donde el valor que nos hace falta es el avance (L) que es la distancia axial que recorre un punto del sinfín cuando éste gira una revolución.

$$L = N_w P_x \quad Ec \ 3.18$$

El paso axial P_x , es la distancia desde un punto en la rosca del sinfín hasta el punto correspondiente en la siguiente rosca.

$$P_x = \frac{\pi D_G}{N_G} = 0.2617 \text{ [in]} \quad \text{Ec 3.19}$$

Gracias al último valor que se obtuvo se puede calcular el avance (L) y por lo tanto también se puede calcular el ángulo de avance (λ).

$$L = 1 \cdot 0.2617 = 0.2617 \text{ in}$$

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{0.2617}{\pi(1)} = 0.8314 \text{ rad} = 4.76^\circ$$

El valor del coeficiente de fricción (μ), se puede determinar de 2 formas, mediante el uso de la grafica de la figura 3.8 o con una ecuación.

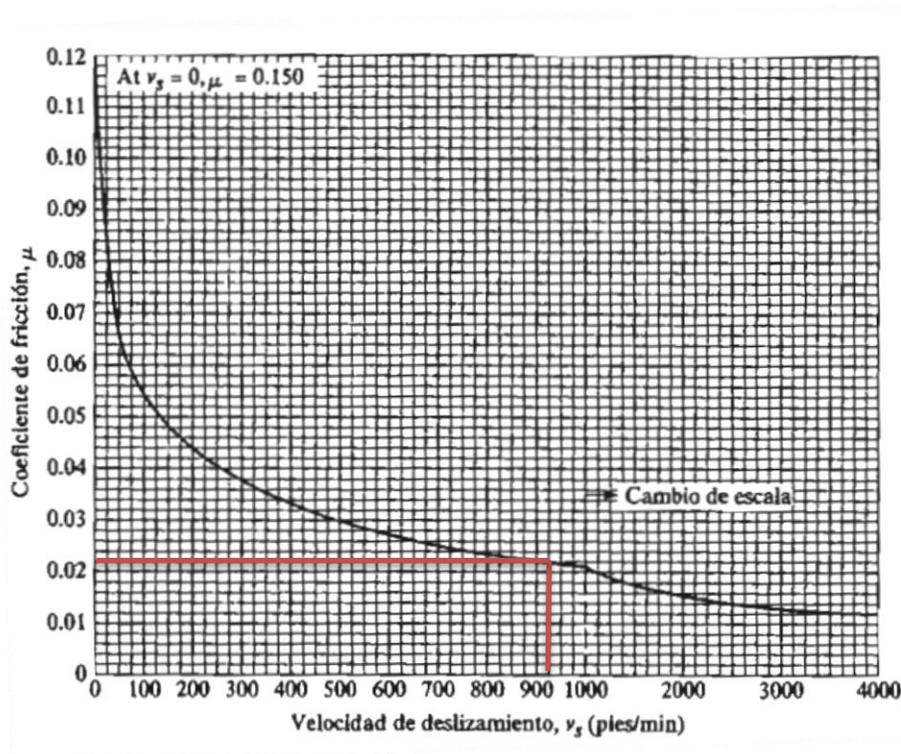


Fig. 3.8 Grafica del coeficiente de fricción en función de la velocidad de deslizamiento

Con la ayuda de la gráfica 3.8, primero se determinó la velocidad de deslizamiento del sinfín, el cual se obtuvo con la ecuación 3.20.

$$v_s = \frac{v_{tW}}{\cos \lambda} \quad \text{Ec 3.20}$$

En esta ecuación nos falta la velocidad de la línea de paso (v_{tW}), la podemos calcular como sigue:

Velocidad de la línea de paso,

$$v_{tW} = \frac{\pi D_W n_W}{12} \text{ pies/min} \quad \text{Ec 3.21}$$

Donde:

D_W = Diámetro de paso del sinfín,

n_W = Velocidad de rotación del sinfín.

Entonces,

$$v_{tW} = \frac{\pi \cdot 1 \cdot 3510}{12} = 918.91 \text{ pies/min}$$

Por lo tanto,

$$v_s = \frac{918.91 [\text{pies/min}]}{\cos 4.76^\circ} = 922.10 [\text{pies/min}]$$

Usando la gráfica de la figura 3.8 el coeficiente de fricción es $\mu = 0.02$

Ya solo basta determinar el ángulo de presión (ϕ_n), para engranes de sinfín corona, los ángulos de presión comunes son los de 14.5° , 20° , 25° y 30° .

En este caso se utilizó uno ángulo de presión $\phi_n = 14.5^\circ$

Con el ángulo de presión determinado se pudo calcular la fuerza axial en la corona.

Fuerza axial en la corona (W_{xG})

$$W_{xG} = W_{tG} \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda} = 3.973 \text{ [lb]} \text{ Ec 3.16}$$

Fuerza radial en la corona (W_{rG})

La fuerza radial se obtiene de la siguiente manera:

$$W_{rG} = \frac{W_{tG} \sin \phi_n}{\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda} \text{ Ec 3.22}$$

Todos los valores involucrados para poder obtener el valor de la fuerza ya esta determinados, debido a eso solo sustituimos y encontramos el valor de W_{rG}

$$W_{rG} = 9.762 \text{ [lb]}$$

Ahora ya se conocen las fuerzas que están involucradas en el conjunto sinfín corona además de la geometría de cada uno de los elementos solo resta verificar que las fuerzas que actúan en ellos, no los fracturen.

Esto se logra haciendo un análisis de resistencia en los dientes de la corona, solo se hace un análisis en sus dientes debido a que generalmente el sinfín se hace de un material más resistente. Para lograr lo anterior es necesario calcular el esfuerzo en los dientes de la corona con la ecuación 3.23.

$$\sigma = \frac{W_d}{y F_G p_n} \text{ Ec 3.23}$$

Donde:

W_d = Carga dinámica en los dientes de la corona.

y = Factor de forma de Lewis.

F_G = Ancho de cara de la corona = 0.1788 [in].

p_n = Paso circular normal.

La carga dinámica (W_d) se calcula con,

$$W_d = \frac{W_{tG}}{K_v} \text{ Ec 3.24}$$

Donde:

W_{tG} = Fuerza tangencial de la corona.

K_v = Factor dinámico.

El factor dinámico se calcula como:

$$K_v = \frac{1200}{(1200 + v_{tG})} \text{ Ec 3.25}$$

$v_{tG} = v_{tW}$ = Velocidad de la línea de paso de la corona.

$$K_v = 0.94001$$

Por lo tanto,

$$W_d = 39.944 \text{ [lb]}$$

El factor de forma de Lewis se obtiene de la tabla 3.2.

ϕ_n	y
14.5°	0.100
20°	0.125
25°	0.150
30°	0.175

Tabla 3.2 Factor de forma de Lewis aproximado para dientes de coronas

El paso circular (p_n) se calcula utilizando la ecuación 3.26.

$$p_n = \frac{\cos \lambda}{P_d} = 0.2608 \text{ in Ec 3.26}$$

Ya con todos los datos necesarios se puede calcular el esfuerzo en los dientes de la corona mediante la ecuación 3.23.

$$\sigma = 8478.74 \text{ [psi]}$$

El hierro fundido es el material más común para fabricar las coronas y tiene como valor aproximado de resistencia a la fatiga igual a 14000 [psi] que es el 35% de su resistencia última.

3.1.3 Factor de seguridad

El factor de seguridad que se obtuvo de este análisis es el siguiente:

$$FS = \frac{\text{resistencia a la fatiga}}{\text{esfuerzo en el diente}} \quad \text{Ec 3.27}$$

$$FS = \frac{14000 \text{ psi}}{8478.74 \text{ psi}} = 1.65$$

Existe otro análisis para verificar la durabilidad de la superficie del sinfín y la corona según la norma AGMA 6034-B92, aunque éste análisis es sólo para coronas de bronce se utilizó debido a que el material de la corona seleccionada está dentro del rango de valores para coronas de bronce.

Este procedimiento pide calcular una carga tangencial nominal W_{tR} con:

$$W_{tR} = C_s D_G^{0.8} F_G C_m C_v \quad \text{Ec 3.28}$$

Donde:

C_s = Factor por materiales.

D_G = Diámetro de paso de la corona = 2.5 in .

F_G = Ancho de cara = 0.1788 [in].

C_m = Factor de corrección por relación.

C_v = Factor por velocidad.

Factor por materiales

Este factor depende del material y del diámetro de la corona se obtiene de la figura 3.9.

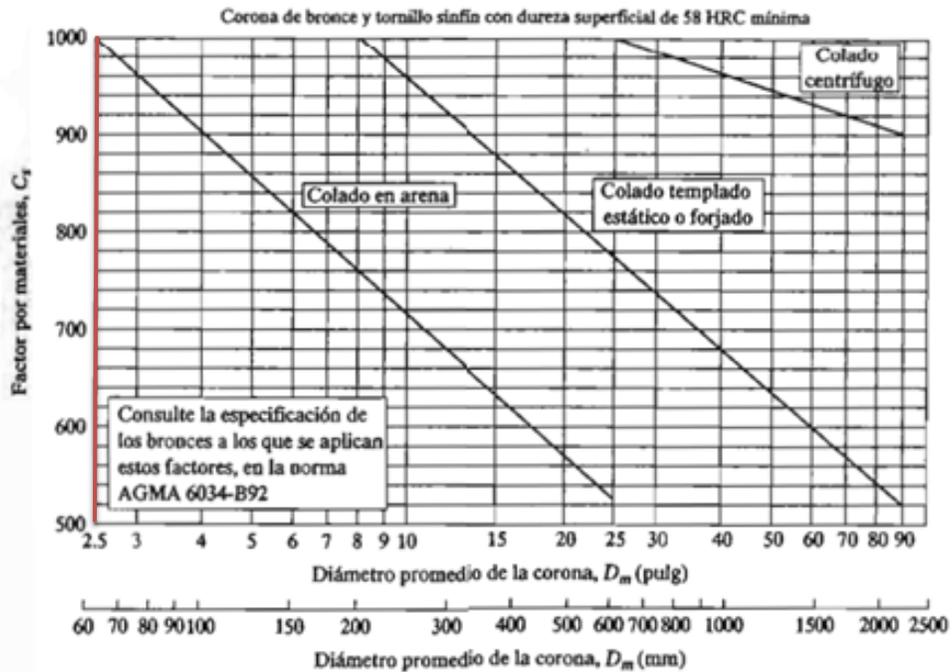


Fig. 3.9 Factor de materiales

Ya que el diámetro de paso de la corona es ($D_G = 2.5 \text{ in}$) $C_s = 1000$

Factor de corrección por relación

Este factor depende de la relación de reducción que se propuso al inicio del análisis, el valor de $VR = 30$, Se utilizó este dato en la figura 3.10 y se obtuvo el factor de corrección por relación.

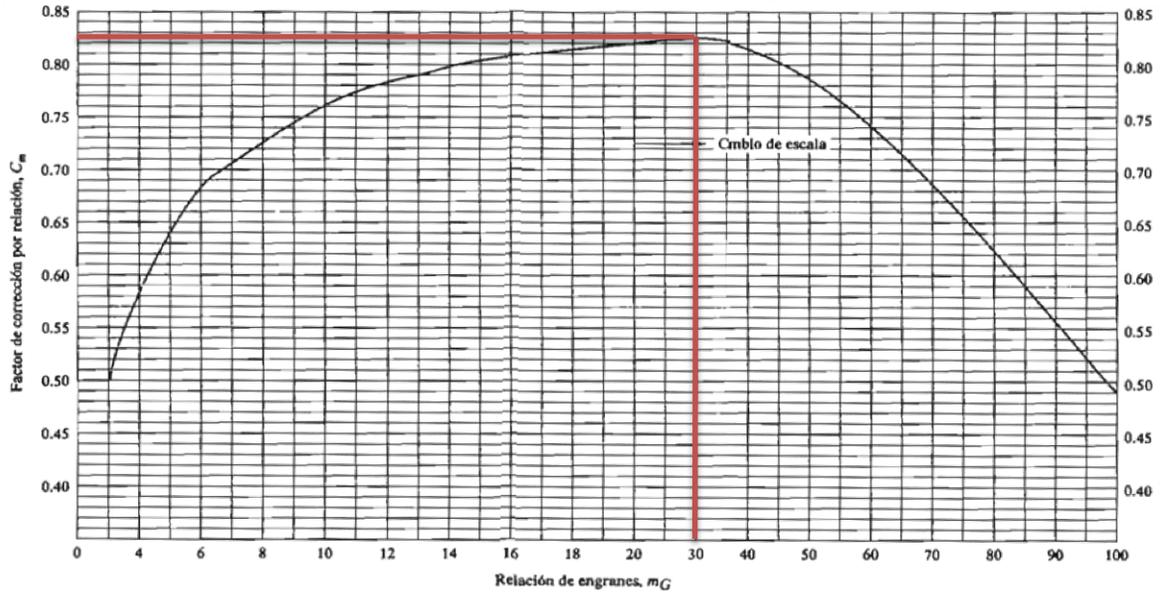


Fig. 3.10 Factor de corrección por relación.

Ya que $VR = mG = 30$ $C_m = 0.83$

Factor por velocidad

Este factor depende de la velocidad de deslizamiento y se obtiene de la figura 3.11.

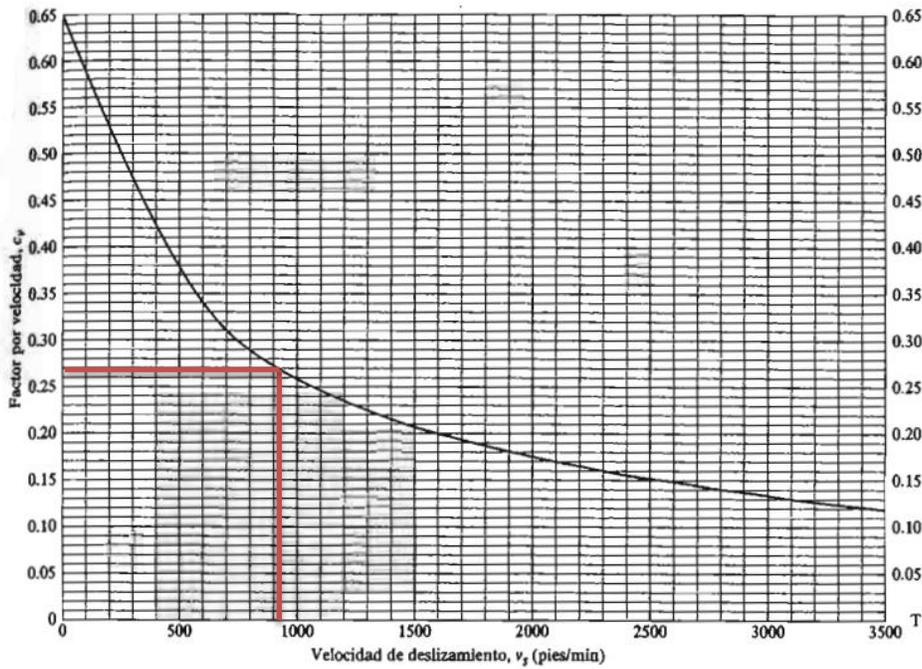


Fig. 3.11 Factor de velocidad.

La velocidad de deslizamiento $v_s = 922.10[\text{pies}/\text{min}]$ por lo tanto $C_v = 0.26$

Como ya se conocen todos los valores.

$$W_{tR} = 1000 \cdot 2.5^{0.8} \cdot 0.1788 \cdot 0.83 \cdot 0.26 = 84.20 \text{ lb (Corona Pd = 12)}$$

Con el mismo procedimiento se calculó el valor de W_{tR} para la corona de Pd = 16 el cual muestra a continuación.

$$W_{tR} = 46.55 \text{ lb (Corona Pd = 16)}$$

Con el valor anterior se puede hacer una comparación entre la fuerza tangencial W_{tG} y la carga tangencial nominal W_{tR} , al compararlas se pudo obtener un nuevo factor de seguridad, primero se hace una comparación de las fuerzas que intervienen en la corona de Pd= 12 como se muestra

$$FS = \frac{84.20 \text{ lb}}{37.54 \text{ lb}} = 2.24$$

El segundo FS se calculó con los valores correspondientes a la corona de Pd = 16

$$FS = \frac{50.20 \text{ lb}}{37.54 \text{ lb}} = 0.92$$

Debido a que el FS de la corona de Pd= 16 es menor a uno se desechó y se decidió utilizar la corona con Pd=12.

Después de hacer las 2 comparaciones se pudieron determinar las características de la corona y del sinfín, las careacterísticas se muestran en la tabla 3.3.

Característica	Corona	Sinfín
N	30	30
P_d	12	12
D [in]	2.5	2.5
F [in]	0.1788	0.1788
∅_n [°]	14.5	14.5
Material	Hierro fundido	Acero
Marca	Martin gears	Martin gears
No de parte	W1230	W12

Tabla 3.3 Características del sinfín y la corona (Ver apéndice A).

Con esta reducción se obtuvieron los siguientes valores a la salida de la corona:

$$T_o = 46.93 \text{ lb} \cdot \text{in} = 5.30 \text{ Nm}$$

$$n_G = 117 \text{ RPM (Velocidad de rotación de la corona)}$$

3.2 Selección de engranes

Los datos de entrada para seleccionar el tren de engranes final son los datos que se obtuvieron a la salida de la corona.

3.2.1 Tren de engranes

Este tren de engranes tiene un par de entrada de 5.30 [Nm] y debe generar un par de salida de 51.9 [Nm], por lo anterior se pudo concluir que la reducción deberá ser de 9.79 y se cálculo de la siguiente manera:

$$RR = \frac{51.9[Nm]}{5.30 [Nm]} = 9.79$$

La primera opción es solamente hacer una relación de 1 a 9.79 pero una reducción de esa magnitud directamente excede los límites de las dimensiones que se especificaron.

Por lo anterior se decidió hacer una doble reducción y además porque si se hacía un tren con una cantidad mayor de engranes se podrían tener errores de manufactura y los ejes podrían quedar desalineados y con ello generar un juego entre engranes considerable, así reduciendo la cantidad de engranes también disminuimos el backlash.

3.2.2 Cálculo de engranes

Para seleccionar los engranes se utilizó el mismo método que se usó para la selección de la corona, sólo que adecuado para engranes rectos, ya que también se calculó la fuerza tangencial a la que está sometido cada diente del engrane y la fuerza tangencial nominal de cada uno de ellos [24].

Las ecuaciones 3.29, 3.30, 3.31 y 3.32 se utilizaron para calcular y elegir a los engranes con las características más adecuadas para el sistema motriz, los resultados de esos cálculos se muestran en las tablas 3.5, 3.6, 3.7, 3.8.

Primero se calculó la fuerza tangencial (W_t) que existe en cada diente del engrane de la siguiente forma:

$$W_t = \frac{T}{r} \text{ Ec 3.29}$$

Donde:

T= Par torsional en el engrane

r = Radio de paso del engrane

El par torsional se calcula con

$$T_o = \frac{63000 (P_o)}{n_e} \text{ Ec 3.30}$$

Donde

P_o = Potencia

n_e = Velocidad de rotación del engrane

Para encontrar la carga nominal en un diente se calcula con la formula de Lewis que se muestra a continuación.

$$W_{nt} = \frac{SFY}{P} \frac{600}{600 + v_{lp}} \text{ Ec 3.31}$$

Donde

W_{nt} = Carga nominal en el diente

S = Esfuerzo ultimo del material

Y = Factor de forma del diente (ver tabla 4.4)

P = Paso diametral

v_{lp} = Velocidad de la línea de paso

$$v_{lp} = \frac{\pi D_E n_E}{12} \text{ pies/min Ec 3.32}$$

Number of Teeth	14-1/2° Full Depth Involute	20° Full Depth Involute
10	0.176	0.201
11	0.192	0.226
12	0.210	0.245
13	0.223	0.264
14	0.236	0.276
15	0.245	0.289
16	0.255	0.295
17	0.264	0.302
18	0.270	0.308
19	0.277	0.314
20	0.283	0.320
22	0.292	0.330
24	0.302	0.337
26	0.308	0.344
28	0.314	0.352
30	0.318	0.358
32	0.322	0.364
34	0.325	0.370
36	0.329	0.377
38	0.332	0.383
40	0.336	0.389

Tabla 3.4 Factor de forma del diente (información obtenida del catalogo Boston gear)

Para poder encontrar la mejor combinación de engranes para la primera reducción se hizo una comparación. Con las ecuaciones ya mencionadas.

3.2.3 Primera reducción

Primer engrane

Para el primer engrane de la primera reducción se elaboró la tabla 3.5 en la que se calcula la fuerza tangencial (W_t) en engranes de diferentes tamaños y pasos diametrales, así como la fuerza nominal W_{nt} y el factor de seguridad del engrane.

Paso diametral	Diámetro de paso	Velocidad de rotación	Velocidad de la línea de paso	Par	Carga en el diente	Ancho de cara	Ángulo de presión	Factor de forma del diente	Esfuerzo ultimo del material	Carga nominal en el diente	Factor de seguridad
P	Dp[in]	[RPM]	V[FPM]	lb-in	W[lb]	F [in]	ϕ_n	Y	[lb/in ²]	W [lbs]	
20	0.6	117	18.37832	46.9	156.5	0.5	20	0.245	20000	114.76797	0.73356
20	0.75	117	22.9729	46.9	125.2	0.5	20	0.289	20000	133.33412	1.06529
20	0.8	117	24.50442	46.9	117.3	0.5	20	0.295	20000	135.4254	1.15413
20	0.9	117	27.56748	46.9	104.3	0.5	20	0.308	20000	140.00835	1.34234
20	1	117	30.63053	46.9	93.87	0.5	20	0.308	20000	138.6602	1.47713
16	0.75	117	22.9729	46.9	125.2	0.75	20	0.245	20000	211.93897	1.69332
16	0.812	117	24.87199	46.9	115.6	0.75	20	0.264	20000	226.96893	1.96331

Tabla 3.5 Selección del primer engrane de la primera reducción

Se seleccionó el engrane TS1612 de la empresa Martin gears, el que cumple con todos los parámetros que se calcularon previamente ver apéndice A.

Segundo engrane

Para este engrane el único valor fijo fue el paso diametral ($P_d=16$) ya que es el paso del engrane que se seleccionó previamente. La reducción que generaran estos dos engranes varía según el diámetro de paso (D_p) la tabla para la selección de este engrane es la siguiente:

Diámetro de paso	Reducción	Velocidad de rotación	Velocidad de la línea de paso	Par	Carga en el diente	Ancho de cara	Ángulo de presión	Factor de forma del diente	Esfuerzo último del material	Carga nominal en el diente	Factor de seguridad
D_p [in]	P	[RPM]	V[FPM]	lb-in	W[lb]	F [in]		Y	[lb/in ²]	W [lb]	
1.875	2.5	46.8	22.9729	117	125.2	0.5	20	0.245	20000	141.29265	1.12888
2	2.666	43.875	22.9729	125	125.2	0.5	20	0.276	20000	159.17049	1.27172
2.25	3	39	22.9729	141	125.2	0.5	20	0.289	20000	166.66766	1.33162
2.5	3.333	35.1	22.9729	156	125.2	0.5	20	0.295	20000	170.12788	1.35926
3	4	29.25	22.9729	188	125.2	0.5	20	0.308	20000	177.62504	1.41916
3.5	4.666	25.0714	22.9729	219	125.2	0.5	20	0.308	20000	177.62504	1.41916

Tabla 3.6 Selección del segundo engrane de la primera reducción

El engrane seleccionado a partir de los datos de la tabla anterior fue el TS1648 de la empresa Martin gears ya que cumplió con todos los valores necesarios para que la reducción funcionara y no excedía las dimensiones que se dieron en las especificaciones.

3.2.4 Segunda reducción

Para la segunda reducción se realizaron los mismos cálculos que en la primera, solo que en esta ocasión la velocidad en el engrane pequeño es menor y el par es mayor.

$$T_o = 188 \text{ lb in}$$

$$\text{Velocidad de rotación} = 29.25 \text{ RPM}$$

Primer engrane

Con los datos anteriores se elaboró una nueva tabla para el primer engrane de la segunda reducción.

Paso diametral	Diámetro de paso	Velocidad de rotación	Velocidad de la línea de paso	Par	Carga en el diente	Ancho de cara	Ángulo de presión	Factor de forma del diente	Esfuerzo ultimo del material	Carga nominal en el diente	Factor de seguridad
P	Dp[in]	[RPM]	V[FPM]	lbin	W[lb]	F [in]		Y	[lb/in ²]	W [lbs]	
12	1	29.25	7.657632	188	375.5	1	20	0.245	20000	397.03999	1.0574
12	1.083	29.25	8.293216	188	346.7	1	20	0.264	20000	426.86102	1.23118
12	1.167	29.25	8.936457	188	321.8	1	20	0.276	20000	445.24395	1.38381

Tabla 3.7 Selección del primer engrane de la segunda reducción

El engrane más pequeño que resiste las fuerzas a las que estará sometida la reducción es el que tiene por número de parte TS1213 de la empresa Martin gears (ver apendice A).

Segundo engrane

De nueva cuenta el valor que estará fijo para el segundo engrane de la segunda reducción es el paso diametral (Pd=12) y el valor que se propuso fue el diámetro de paso con ese valor la reducción también cambia, todo esto queda plasmado en la tabla 4.8. Esta tabla ayudó a elegir el ultimo engrane de la reducción.

Diámetro de paso	Reducción	Velocidad de rotación	Velocidad de la línea de paso	Par	Carga en el diente	Ancho de cara	Angulo de presión	Factor de forma del diente	Esfuerzo ultimo del material	Carga nominal en el diente	Factor de seguridad
Dp[in]	P	[RPM]	V[FPM]	lbin	W[lb]	F [in]		Y	[lb/in ²]	W [lbs]	
2.333	2.154201	13.5781	8.293216	404	346.7	1	20	0.352	20000	426.86102	1.23118
2.5	2.308403	12.6711	8.293216	433	346.7	1	20	0.358	20000	434.13706	1.25216
2.667	2.462604	11.8777	8.293216	462	346.7	1	20	0.364	20000	441.4131	1.27315
3	2.770083	10.5593	8.293216	520	346.7	1	20	0.377	20000	457.17785	1.31862
3.5	3.231764	9.05079	8.293216	607	346.7	1	20	0.392	20000	475.36795	1.37109

Tabla 3.8 Selección del segundo engrane de la segunda reducción

El engrane que se eligió fue el TS1232 de la empresa Martin gears ya que como los anteriores cumple con las características que se calcularon. (Para conocer las especificaciones de cada uno de los engranes ver el apéndice A)

3.2.5 Reducción total

La reducción total se obtiene al multiplicar cada una de las reducciones que se hicieron en cada etapa por lo tanto la reducción final es la siguiente:

$$R_t = R_{sf} \cdot R_{Te1} \cdot R_{Te2} \text{ Ec 3.33}$$

Donde:

R_t =Reducción total

R_{sf} =Reducción sinfín corona

R_{Te1} = Primera reducción con engranes

R_{Te2} = Segunda reducción con engranes

$$R_t = 30 \cdot 4 \cdot 2.46 = 295.2$$

3.3 Flechas

Los ejes que soportan a cada uno de los engranes deben de resistir las fuerzas que estos últimos generan por ello primero se calcularon las fuerzas en la corona, en el sinfín y en los engranes.

3.3.1 Fuerzas en cada engrane

Fuerzas en la corona

La fuerza tangencial y la fuerza radial que actúan en la corona se calcularon previamente y son las siguientes:

$$W_{rG} = 9.762 \text{ [lb]}$$

$$W_{tG} = 37.54 \text{ [lb]}$$

También ya contamos con las fuerzas tangenciales de cada engrane y como se conoce el ángulo de presión también se pueden conocer las fuerzas radiales.

Engrane 1 y 2 de la reducción 1

Fuerza tangencial

$$W_{tR1} = 125.2[lb]$$

Fuerza radial

$$W_{rR1} = W_t \tan \phi$$

Donde

W_t = Fuerza tangencial

ϕ = Angulo de presión = 20°

$$W_{rR1} = 125.2 [lb] \tan 20^\circ = 45.5690[lb]$$

Engrane 1 y 2 de la reducción 2

$$W_{tR2} = 346.7[lb]$$

$$W_{rR2} = 346.7 [lb] \tan 20^\circ = 126.188[lb]$$

3.3.2 Fuerzas y reacciones en las flechas

La figura 3.12 muestra la distribución de cada una de las flechas y el orden en que se configuro el sistema motriz.

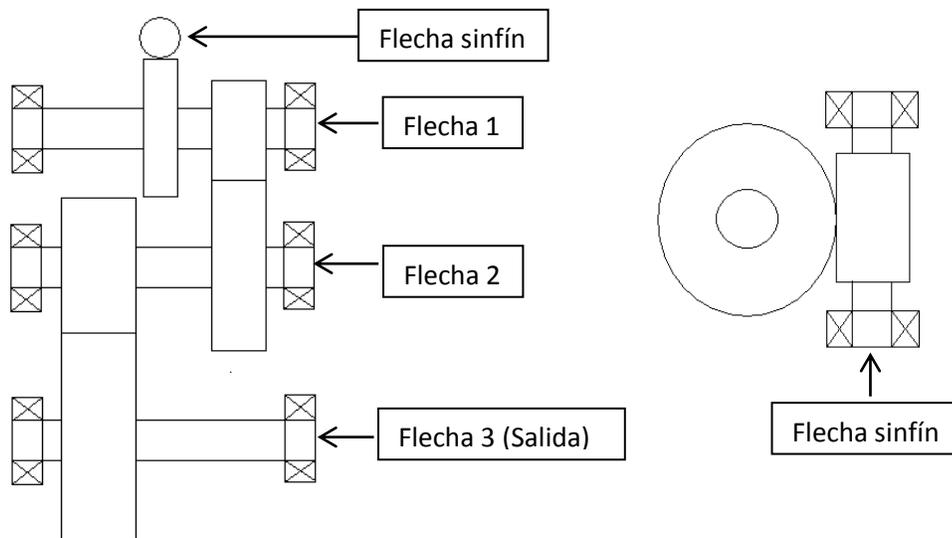
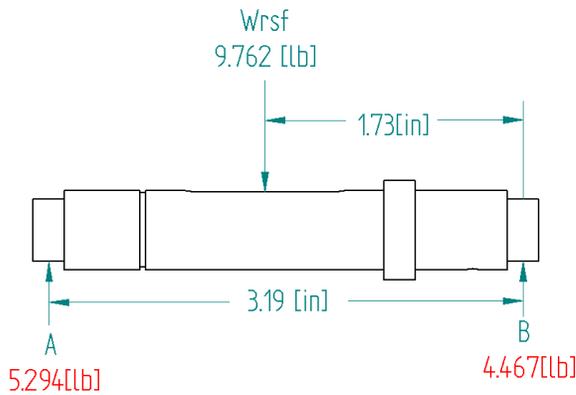


Fig. 3.12 Distribución de las flechas en el sistema motriz.

Primera etapa de reducción (Flecha SF y 1)

Fuerza radial



$$M_B = 0$$

$$M_B = -9.726 \cdot 1.73 + A \cdot 3.19$$

$$= 0$$

$$0 = -16.88 + A \cdot 3.19$$

$$A = \frac{16.88}{3.19} = 5.294$$

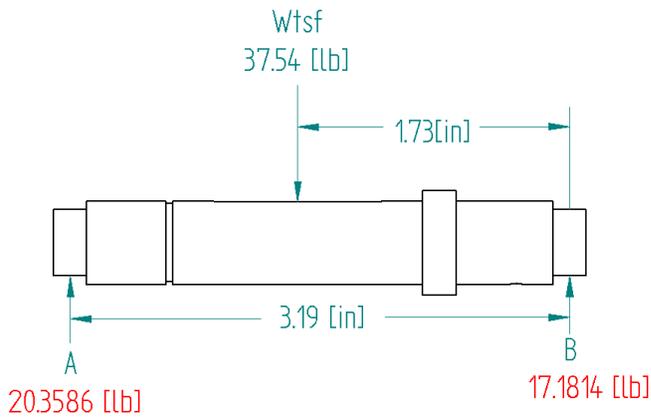
$$F_X = 0$$

$$F_X = 5.294 - 9.762 + B = 0$$

$$0 = -4.4678 + B$$

$$B = 4.467$$

Fuerza tangencial



$$M_B = 0$$

$$M_B = -37.54 \cdot 1.73 + A \cdot 3.19 = 0$$

$$0 = -64.944 + A \cdot 3.19$$

$$A = \frac{64.944}{3.19} = 20.3586$$

$$F_y = 0$$

$$F_y = 20.3586 - 37.54 + B = 0$$

$$0 = -17.1814 + B$$

$$B = 17.1814$$

Fig. 3.13 Fuerzas tangencial, radial y reacciones en la flecha del sinfín.

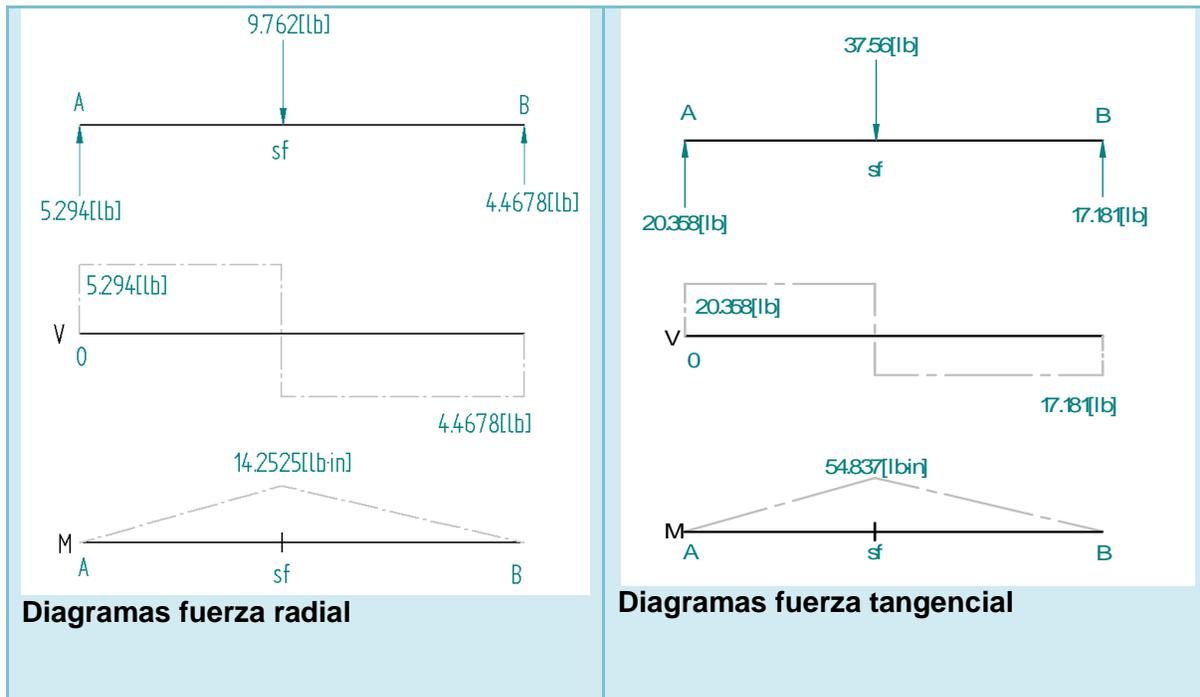
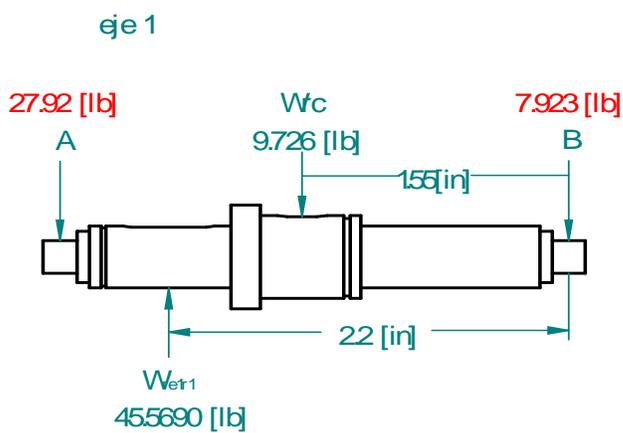


Fig. 3.14 Diagramas de cargas, cortante (V) y momento flexionante (M).

Flecha 1

Fuerza radial



$$M_B = 0$$

$$M_B = -9.726 \cdot 1.55 + 45.56 \cdot 2.2 + A(3.05) = 0$$

$$0 = 85.176 + A \cdot 3.05$$

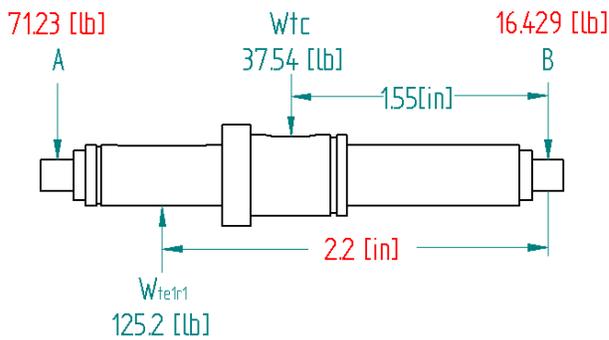
$$A = -\frac{85.176}{3.05} = 27.92$$

$$F_X = 0$$

$$F_X = -9.72 + 45.6 - 27.92 + B = 0$$

$$0 = 7.923 + B$$

$$B = -7.923$$



Fuerza tangencial

$$M_B = 0$$

$$M_B = -37.54 \cdot 1.55 + 125.2 \cdot 2.2 + A \cdot 3.05 = 0$$

$$0 = 217.253 + A \cdot 3.05$$

$$A = -\frac{217.253}{3.05} = -71.23$$

$$F_y = 0$$

$$F_y = -71.23 + 125.2 - 37.54 + B = 0$$

$$0 = -17.1814 + B$$

$$B = 17.1814$$

Fig. 3.15 Fuerzas tangencial, radial y reacciones en la flecha 1 para el tren de engranes

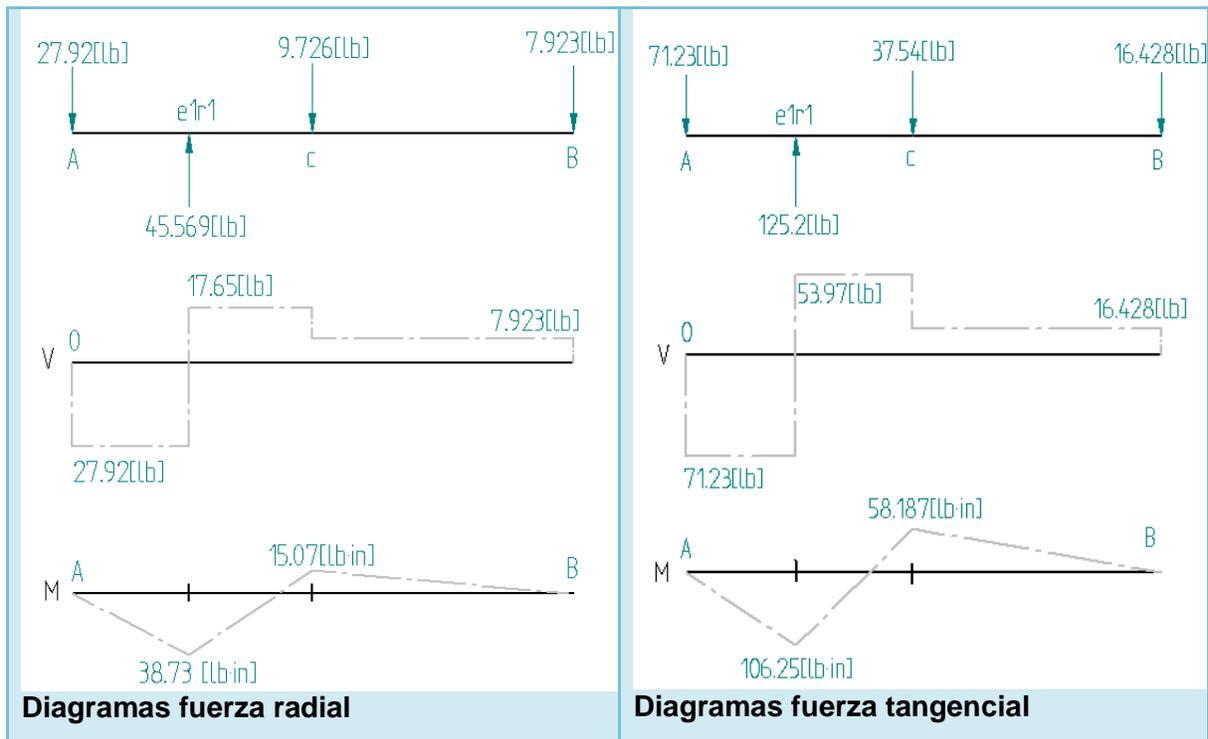
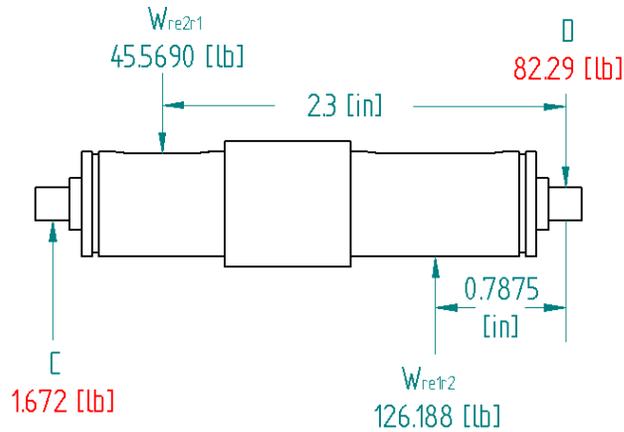


Fig. 3.16 Diagramas de cargas, cortante (V) y momento flexionante (M) de la flecha 1.

Flechas segunda etapa de reducción (1 y 2)

Flecha 2



Fuerza radial

$$M_D = 0$$

$$M_D = 126.18 \cdot 0.7875 - 45.56 \cdot 2.3 + C(3.25) = 0$$

$$0 = 90.373 - 104.808 + C \cdot 3.25$$

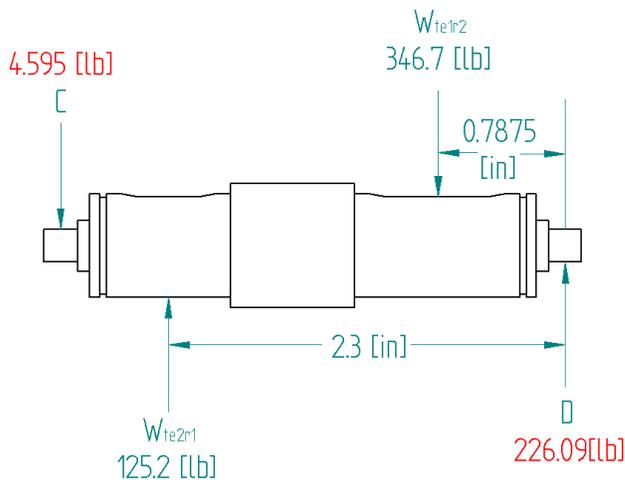
$$C = -\frac{5.4457}{3.25} = 1.672$$

$$F_X = 0$$

$$F_X = 126.18 - 45.6 + 1.672 + D = 0$$

$$0 = 82.291 + D$$

$$D = -82.291$$



Fuerza tangencial

$$M_D = 0$$

$$M_B = -346.7 \cdot 0.7875 + 125.2 \cdot 2.3 + C \cdot 3.25 = 0$$

$$0 = 14.9337 + C \cdot 3.25$$

$$C = -\frac{14.934}{3.25} = -4.595$$

$$F_y = 0$$

$$F_y = -4.595 + 125.2 - 346.7 + D = 0$$

$$0 = -226.095 + D$$

$$D = 226.095$$

Fig. 3.17 Fuerzas tangencial, radial y reacciones en la flecha 2.

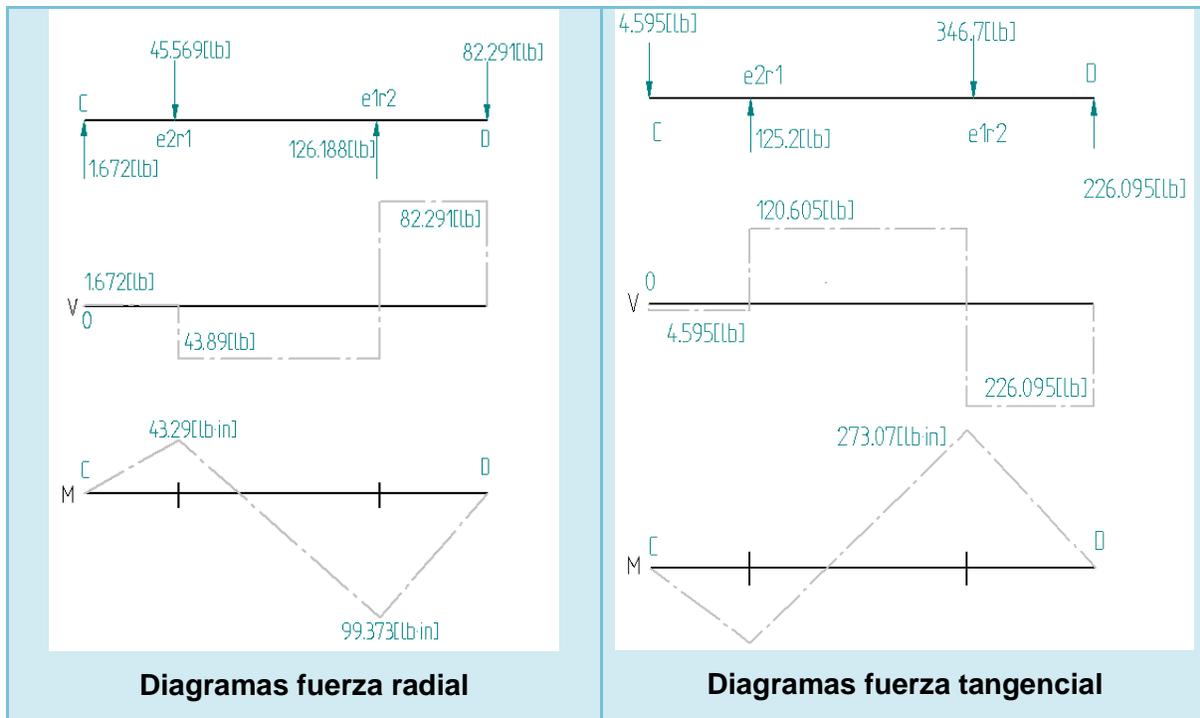
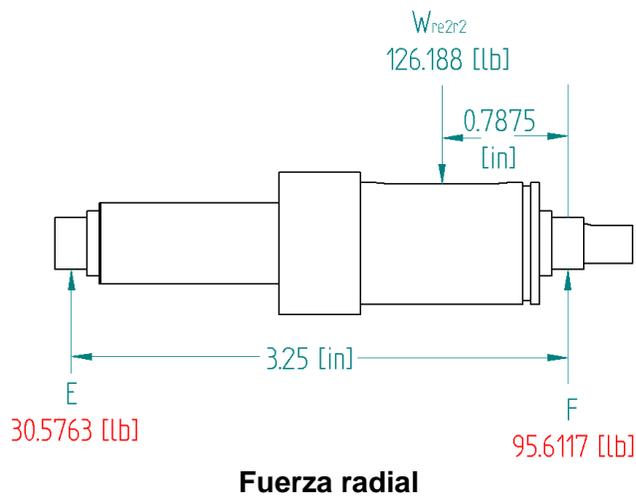


Fig. 3.18 Diagramas de cargas, cortante (V) y momento flexionante (M) de la flecha 2.

Flechas tercera etapa de reducción (2 y 3)

Flecha 3 (salida)



$$M_F = 0$$

$$M_D = -126.18 \cdot 0.7875 + E(3.25)$$

$$= 0$$

$$0 = -99.373 + E \cdot 3.25$$

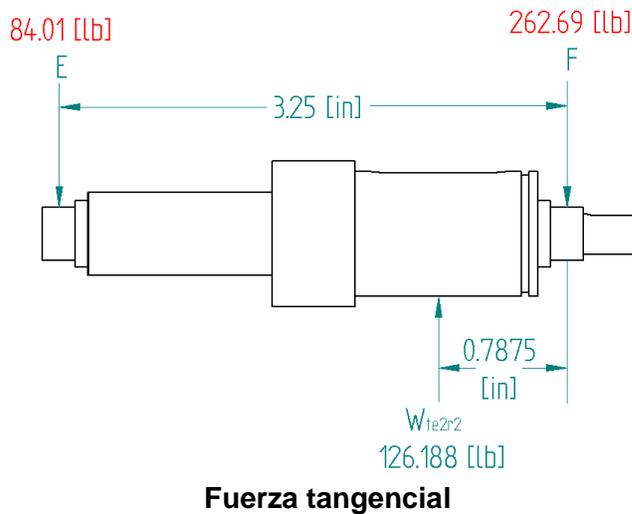
$$E = \frac{99.373}{3.25} = 30.5763$$

$$F_X = 0$$

$$F_X = -126.18 + 30.576 + F = 0$$

$$0 = -95.6117 + F$$

$$F = 95.6117$$



$$M_F = 0$$

$$M_F = -346.7 \cdot 2.3 + E \cdot 3.25 + C \cdot 3.25 = 0$$

$$0 = -273.034 + E \cdot 3.25$$

$$A = \frac{273.034}{3.25} = 84.01$$

$$F_y = 0$$

$$F_y = 84.01 + 346.7 + F = 0$$

$$0 = -262.69 + F$$

$$F = 262.69$$

Fig. 3.19 Fuerzas tangencial, radial y reacciones en la flecha 3.

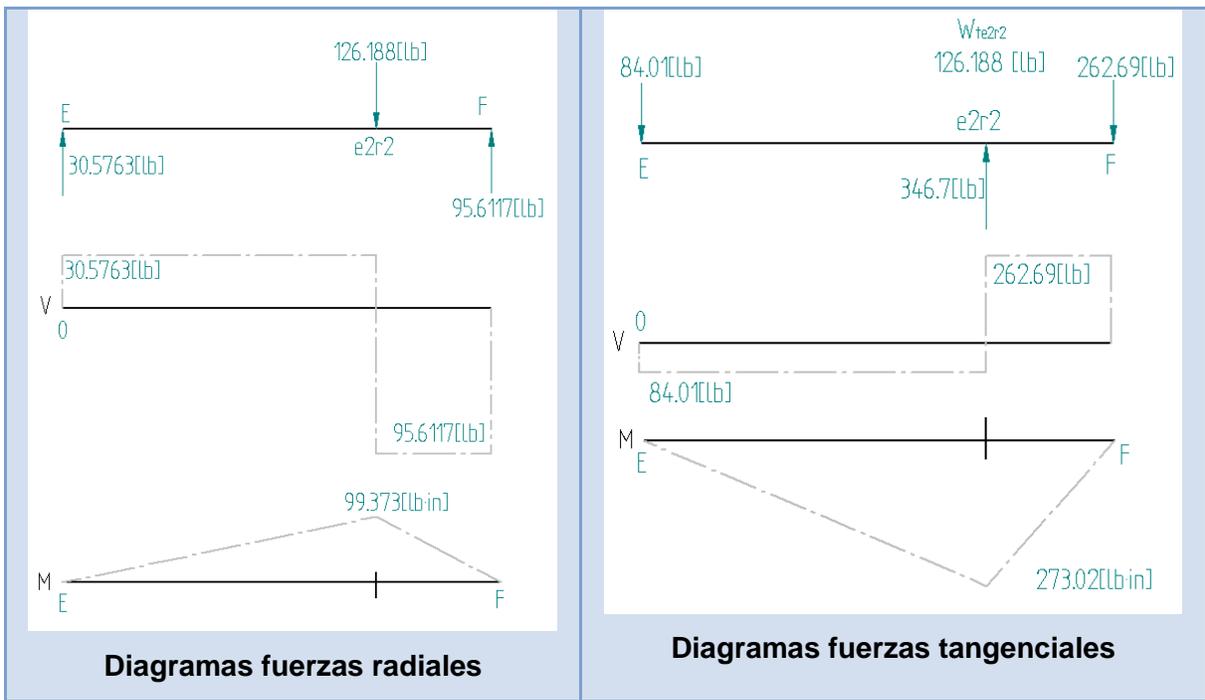


Fig. 3.20 Diagramas de cargas, cortante (V) y momento flexionante (M) de la flecha 3.

3.3.3 Diámetros mínimos de los ejes

El diámetro de cada eje va a depender de las fuerzas que actúen en el, la velocidad de rotación y del material con el que está hecho. Para encontrar el diámetro mínimo de cada eje se utilizó la fórmula para el cálculo de ejes a torsión y flexión, esta fórmula es compatible con la norma ANSI B106.IM-1985(Design of Transmission Shafting) de ASME.

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad Ec 3.34$$

Donde:

D = Diámetro mínimo del eje.

N = Factor de diseño.

K_t = Factor de concentración de esfuerzos.

M = Momento flexionante.

S'_n = Resistencia modificada a la fatiga.

T = Par torsional en el eje.

S_y = Resistencia de fluencia.

Diámetro mínimo del eje SF

Factor de diseño

El factor de diseño es una medida de seguridad para un componente mecánico. En estos ejes se decidió que el valor de $N=1.5$.

Factor de concentración de esfuerzos (K_t)

Este factor lo determina la forma del cuñero, en nuestro caso es un cuñero de perfil y su $K_t= 2.0$ como se puede ver en la figura 3.21.

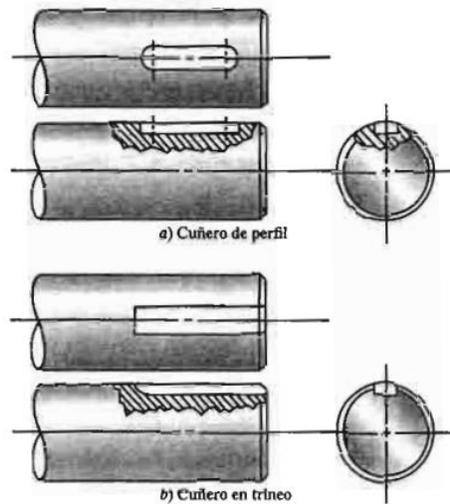


Fig. 3.21 Tipos de cuñero

Momento flexionante (M)

El momento flexionante es la resultante del momento en los planos x y y. Se calcula de la siguiente forma:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad Ec\ 3.35$$

Para el eje del sin fin

$$M = \sqrt{(14.2525 [\text{lb} \cdot \text{in}])^2 + (54.837 [\text{lb} \cdot \text{in}])^2}$$

$$M_{sf} = 56.6595 [\text{lb} \cdot \text{in}]$$

Resistencia modificada a la fatiga (S'_n)

Este valor es más cercano al valor de la resistencia a la fatiga real debido a que se calcula con el factor de confiabilidad C_R y el factor por tamaño C_S .

$$S'_n = S_n C_R C_S Ec\ 3.36$$

Para el eje del sinfín se utilizó un acero 1045 por lo tanto resistencia a la fatiga (S_n) es $S_n = 35000$ [psi] y la resistencia de fluencia $S_y = 77000$ [psi]. El factor de confiabilidad será $C_R = .81$ (confiabilidad deseada), el factor de tamaño se obtiene de la gráfica 3.22.

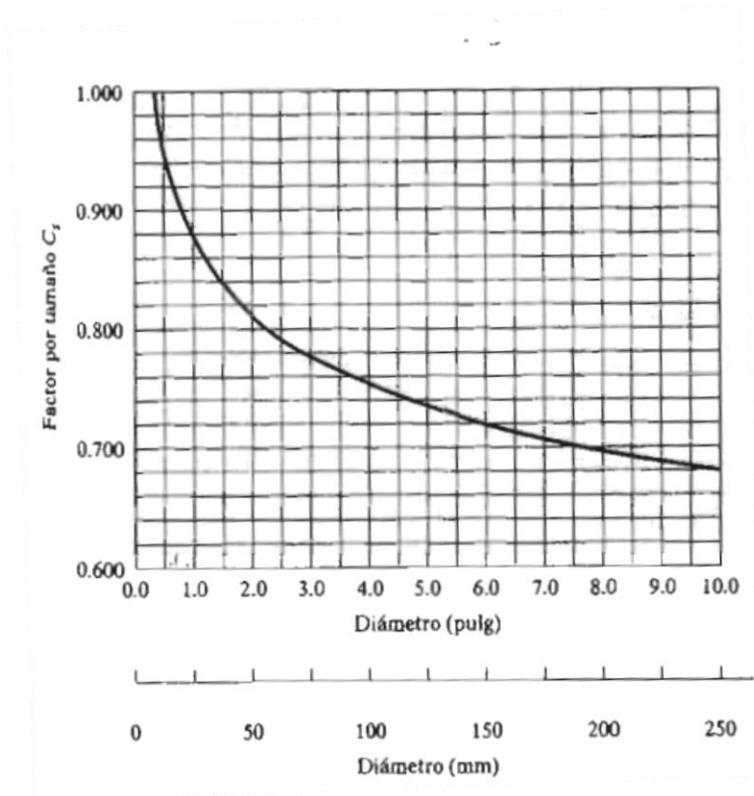


Fig. 3.22 Factor por tamaño.

Ya que el eje del engrane no será mayor a 0.5 in entonces el factor por tamaño $C_s = 0.9$.

$$S'_n = 35000 \text{ psi} \cdot .81 (.9)$$

$$S'_n = 25515 [\text{psi}]$$

Par torsional

El par torsional (T) se calcula con la potencia (P) y la velocidad de rotación del sinfín (ω).

$$T = \frac{63000(P)}{\omega}$$

$$T = \frac{63000(0.9[\text{hp}])}{3510[\text{rpm}]}$$

$$T = 1.6153 [\text{lb} \cdot \text{in}]$$

Diámetro mínimo

Para calcular el diámetro mínimo del eje utilizamos la fórmula para ejes a flexión y torsión.

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad Ec 3.37$$

$$D = \left[\frac{32(1.5)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{(2)(56.6595 [\text{lb} \cdot \text{in}])^2}{25515 [\text{psi}]} \right] + \frac{3}{4} \left[\frac{1.6153 [\text{lb} \cdot \text{in}]^2}{77000 [\text{psi}]} \right]} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.3706 [\text{in}]$$

Con esta fórmula y los datos que se obtuvieron previamente se pueden calcular todos los diámetros en los que estarán montados los engranes y la corona, para lo anterior se hizo una tabla que se muestra a continuación.

EJES							
Resistencia de fluencia		Resistencia a tensión		Resistencia a fatiga			
Sy[psi]		Su[psi]		Sn[psi]			
77000		80000		35000			
Factor por tamaño		Cs = 0.9					
Factor de confiabilidad		CR= 0.81		Material		Acero 1045	
Resistencia modificada a la fatiga[psi]		Sn' = 25515					
Factor de seguridad		N= 1.5					
Eje	Engrane	Velocidad [rpm]	Mx	My	M[lb in]	T[lb in]	D [in]
1	corona	117	15.07	58.187	60.106	48.4615	0.379
1	E1R1	117	38.73	106.25	113.088	48.4615	0.3762
2	E2R1	29.25	43.29	118.99	126.6201	193.84	0.625
2	E1R2	29.25	99.37	273.02	290.5414	193.84	0.5948
3	E2R2	11.87	99.37	273.02	290.5414	477.36	0.7097

Tabla 3.7 Diámetros de los ejes

3.4 Cuñas

Para cada uno de los engranes necesitamos algún elemento que los conecte a cada uno de sus ejes, para el propósito anterior existen varios elementos mecánicos como las cuñas, los acoplamientos y los sellos, para este reductor se decidió utilizar cuñas ya que son fáciles de fabricar.

El diseño de cada una de las cuñas es relativamente fácil ya que solo necesitamos el diámetro del eje en el que estará montada, el par torsional y la resistencia de fluencia del material, la formula necesaria para calcular la longitud de las cuñas es la siguiente:

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} \text{ Ec 3.38}$$

Donde:

T = Par torsional [lb in]

N = Factor de seguridad.

D= Diámetro del eje [in].

S_y = Resistencia de fluencia del material [psi].

W = Ancho de la cuña el cual se obtiene de la tabla 3.8.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 1/2	5/8	5/8	7/16

Tabla 3.8 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Cuña del Sinfín T= 1.56 [lb in]

Material acero 1045 De la tabla:

$S_y = 77\ 000$ [psi] W = 0.125 [in]

D= 0.5 [in] H = 0.125 [in]

$$L = \frac{4 \cdot 1.56 \cdot 2}{0.5 \cdot 0.125 \cdot 77000}$$

$$L = 0.00259 \text{ [in]}$$

La variable L es la longitud mínima de la cuña que aunque resiste no debe de ser tan pequeña, por lo anterior se ajusta la longitud de acuerdo al lugar donde estará instalada.

Para cada una de las cuñas se calculo su longitud y gracias a la tabla 3.9 se obtuvieron el ancho y la altura.

Quedando de la siguiente manera

Cuñas					
Acero 1045		$S_y = 77000$ [psi]			
Factor de seguridad		N = 2			
Elemento	Diámetro [in]	Par [lb in]	Ancho [in]	Alto [in]	L
Corona	0.5	46.93	0.125	0.125	0.07801
E1R1	0.5	46.93	0.1	0.125	0.09752
E2R1	0.625	188	0.188	0.188	0.16623
E1R2	0.625	188	0.188	0.125	0.16623
E2R2	0.75	462	0.188	0.125	0.34043

Tabla 3.9 Dimensiones de las cuñas

3.5 Rodamientos

Para que los ejes de nuestro sistema de reducción puedan girar libremente se utilizan los componentes mecánicos llamados rodamientos, estos elementos proporcionar una posición relativa y libertad de rotación, además de transmitir una carga entre dos estructuras, nuestras estructuras son los ejes y las carcasas.

3.5.1 Clasificación

Los rodamientos se pueden clasificar en función de:

La geometría de los elementos rodantes: bolas, rodillos cilíndricos, rodillos esféricos, rodillos cónicos, agujas, etc.

Las cargas a las que están sometidos los rodamientos: axial, radial, lineal o combinada.

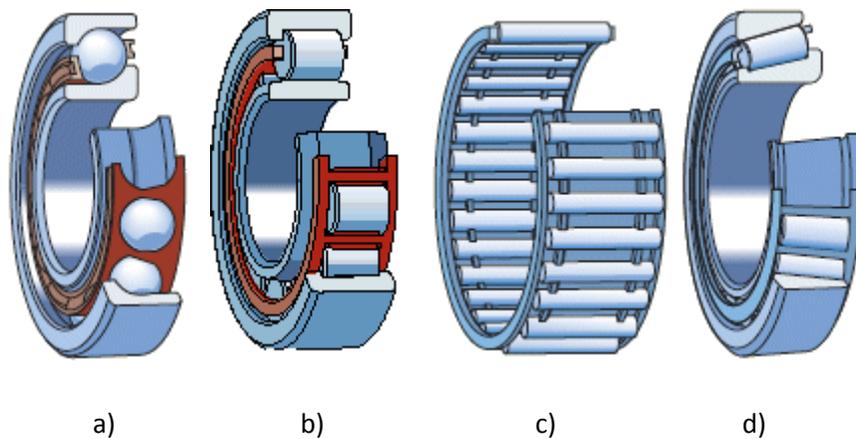


Fig. 3.23 Tipos de rodamientos a) bolas b) Cilíndricos c)Agujas d) Cónicos

Tipo de rodamiento	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga axial o de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Rodamiento de aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable/Buena	Excelente
Rodamiento cónico	Excelente	Excelente	Pobre

Tabla 3.10 Comparación entre tipo de rodamientos

Después de conocer las características de cada uno de los rodamientos se debe de elegir al que tenga las mejores para usarlos en nuestro sistema. Los rodamientos de bola son los más comunes y trabajan de forma aceptable en muchas aplicaciones, por ello los rodamientos que se utilizaran serán de este tipo.

La selección del mejor rodamiento de bolas debe considerar la capacidad de carga dinámica básica C que es la carga con la cual pueden funcionar los rodamientos para alcanzar una duración nominal L_d , la duración nominal se calcula como sigue.

$$L_d = (h)(v) \left(60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \right) \quad Ec \ 3.39$$

Donde:

h = Duración de diseño

v = velocidad en rpm

La duración de diseño esta en función de la aplicación en la que estará trabajando el rodamiento como se muestra en la tabla 3.10.

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Tabla 3.10 Duración de diseño

Cada eje trabaja a distinta velocidad, debido a lo anterior se calculo una duración nominal para cada uno de ellos, utilizando la duración de diseño para transmisiones de usos múltiples, los valores de duración nominal se calcularon y con ellos encontrar la capacidad de carga dinámica básica para elegir nuestros rodamientos.

3.5.2 Capacidad de carga dinámica básica

La capacidad de carga dinámica básica (C) se calcula con la siguiente formula:

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad Ec 3.40$$

Donde

P_d = Carga radial que sufrirá el rodamiento

L_d = Duración nominal

k = Factor entre carga y duración del rodamiento ($k=3$ para rodamientos de bolas)

Para cada uno de los ejes se calculo su valor de C para así encontrar el rodamiento con mejores características. En la siguiente tabla se muestra cada uno de esos resultados.

Carga dinámica básica					
Eje	Velocidad (rpm)	H	Ld	Pd[lb]	C[lb]
SF	3510	12000	2.5E+09	5.294	721.102.733
1	117	12000	8.4E+07	27.92	122.392.517
2	29.25	12000	2.1E+07	82.291	227.250.647
3	11.87	12000	8546400	956.117	195.481.402

Tabla 3.11 Carga dinámica básica

Con la carga dinámica para cada eje y las dimensiones de cada uno de ellos podemos elegir cada uno de sus rodamientos.

En la siguiente tabla se muestran los modelos de los rodamientos elegidos, las especificaciones de cada uno de ellos se pueden ver en el apéndice B.

Eje	Rodamiento elegido		Carga dinámica calculada		
	Modelo	C[kN]	C[lb]	C[kN]	FS
SF	61800	1.38	72.11	0.32	4.3125
1	625	1.14	122.39	0.54	2.11111111
2	625	1.14	227.25	1.01	1.12871287
3	628/8-2RS1	3.9	195.48	0.87	4.48275862

Tabla 3.12 Rodamientos

3.6 Carcasa

La carcasa del reductor se diseñó de tal forma que todos los elementos que lo componen, tuvieran una adecuada distribución y se maximizara el espacio con el que se contaba, la pieza principal de la carcasa es la que se muestra en la figura 3.24 con ella y otra de la misma forma pero en espejo, se hizo la base del reductor. Esta pieza tiene barrenos para soportar al eje de la corona y a los 2 ejes del tren de engranes.

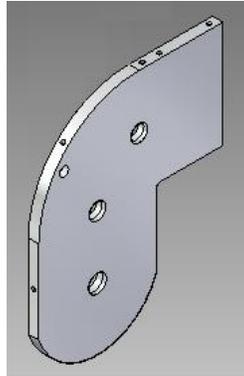


Fig. 3.24 Base del reductor

Con las 2 piezas como las de la figura 3.24 se tuvo la base del reductor solo resto diseñar las tapas que sostuvieran al eje del sinfín y colocarlas en la posición más adecuada para su mejor funcionamiento. La figura 3.25 muestra las piezas que conforman el resto de la carcasa.

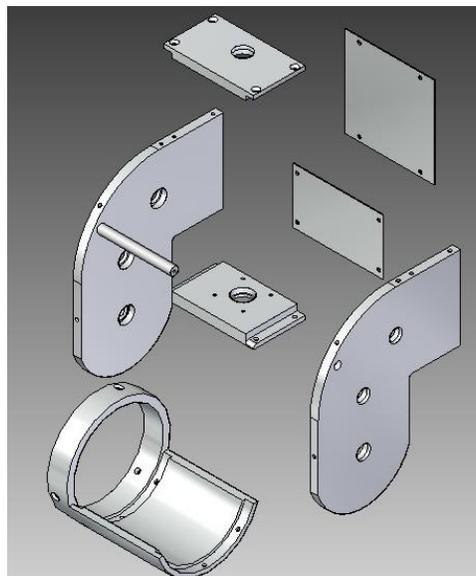


Fig. 3.25 Carcasa del reductor

La sujeción de la rodilla de la OAMI la realiza la pieza de la figura 4.26, con el diseño de esta pieza se logró como se dijo previamente la unión con la rodilla y además cumple con las funciones de tapa inferior del reductor.

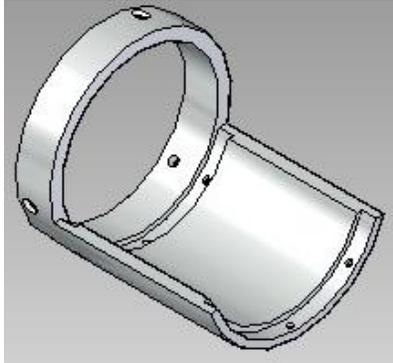


Fig. 3.26 Soporte rodilla-reductor

3.6.1 Análisis de la carcasa

Para verificar que los elementos que conforman la carcasa resistieran las fuerzas a las que están sometidos se realizó un análisis de elemento finito a 2 de sus piezas, estas piezas son la base del reductor y el soporte del mismo. A la base del reductor se le aplicó la fuerza con mayor tamaño que se generó en uno de los ejes, esta fuerza se le aplicó a uno de los barrenos dando como resultado que el factor de seguridad más bajo en esa parte es de 40, es decir la pieza resiste las fuerzas sin ningún problema como se ve en la figura 3.27.

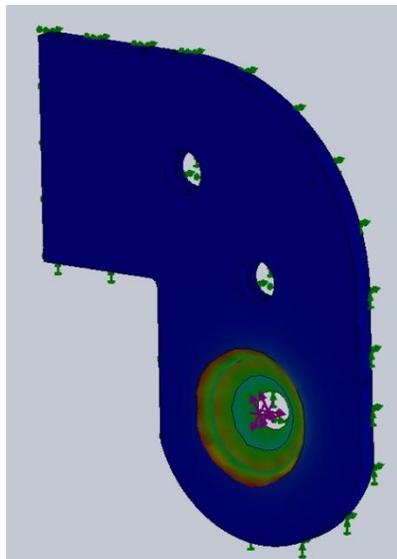


Fig. 3.27 Análisis de la base del reductor

Al soporte se le aplicó una fuerza igual al peso del reductor, esto se hizo para verificar que la pieza resistiera y no se fracturara al cargar el reductor con el motor, el análisis se muestra en la figura 3.28.

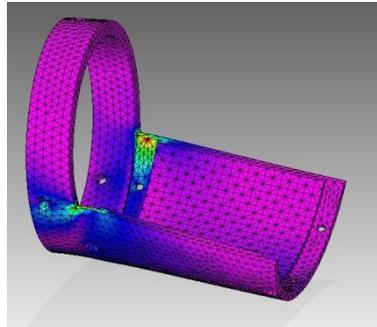


Fig. 3.28 Análisis del soporte

El factor de seguridad fue mayor a 10 por lo que la pieza no tendrá ningún problema al cargar todo el peso.

3.7 Ensamble final

Cada uno de los elementos que conforman el reductor se muestran a detalle en los planos que se encuentran en el apéndice C, en la figura 3.29 se puede apreciar un explosivo del ensamble de todas las piezas que conforman al reductor.

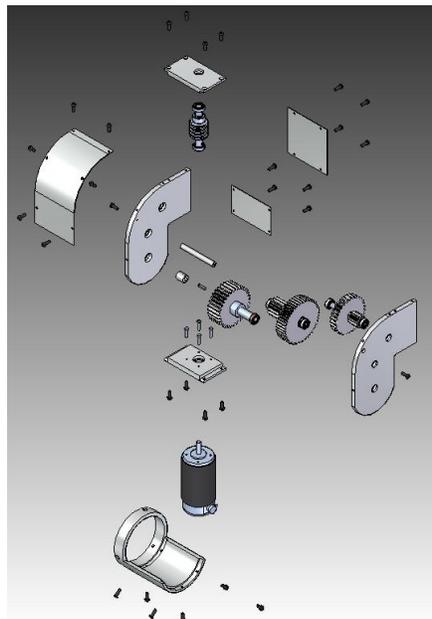


Fig. 3.29 Explosivo del reductor (ver apéndice C).

Finalmente el en la figura 3.30 se muestra el ensamble del reductor y el motor.

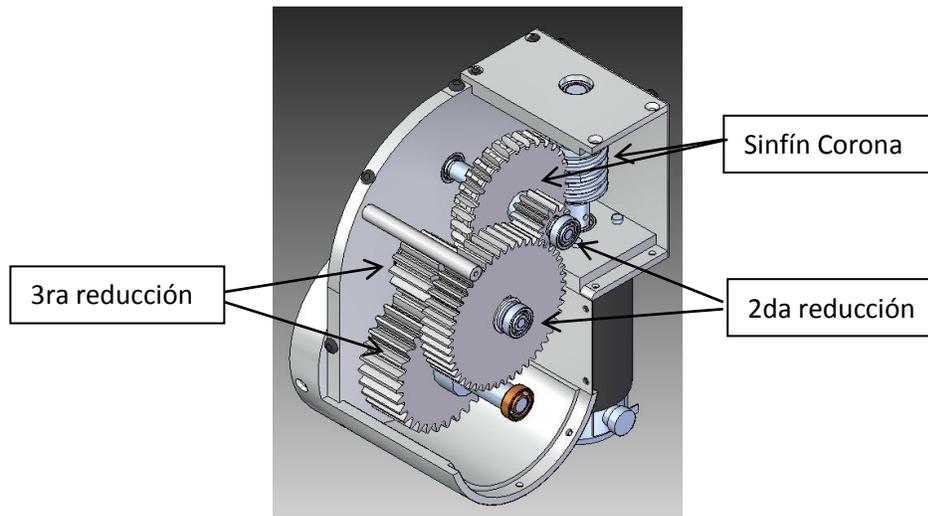


Fig. 3.30 Ensamble del reductor.

En el capítulo 5 se mostraran las pruebas y los resultados a los que se llegó después de haber sido diseñado y construido el sistema motriz para la rodilla de la OAMI.

4. Pruebas y resultados

Se diseñó y se construyó el reductor para la rodilla de la OAMI, según las especificaciones y los datos que fueron calculados, el prototipo se muestra en la figura 4.1

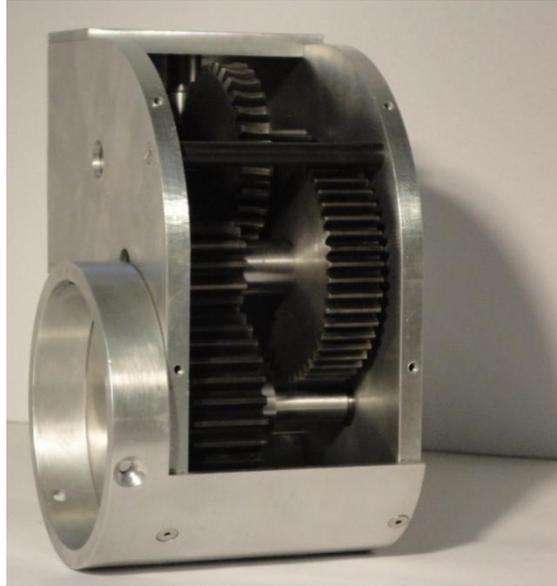


Fig. 4.1 Reductor para la rodilla de la OAMI

La carcasa se diseñó de tal forma que los engranes y la corona con el sinfín ocuparan el menor espacio, cada uno de estos elementos se pueden ver en los planos de fabricación que se encuentran en el apéndice C.

Este reductor se sometió a 2 pruebas, en la primera de ellas se verifica si la reducción de salida era la que previamente se calculó, en la segunda prueba se hizo una aproximación al par de salida del reductor.

4.1 Reducción de salida

Para esta prueba fue necesario acoplar el reductor a un motor DC con encoder, este último se conectó a una tarjeta de adquisición de datos (DAQ) para monitorear su posición, es muy importante señalar que el motor que se utilizó no fue el que se seleccionó para este proyecto debido a que la fecha de entrega de los motores se prolongó y por eso fue necesario diseñar un cople para realizar las pruebas.

Para verificar la reducción real de salida se debe conocer la posición de entrada y la posición de salida del reductor, para ello al eje de salida del reductor también se le colocó un encoder y este se conectó a la misma DAQ para así conocer ambas posiciones y solo calcular una división de posición de entrada entre posición de salida, los elementos que conformaron estas pruebas se pueden ver en la figura 5.2.

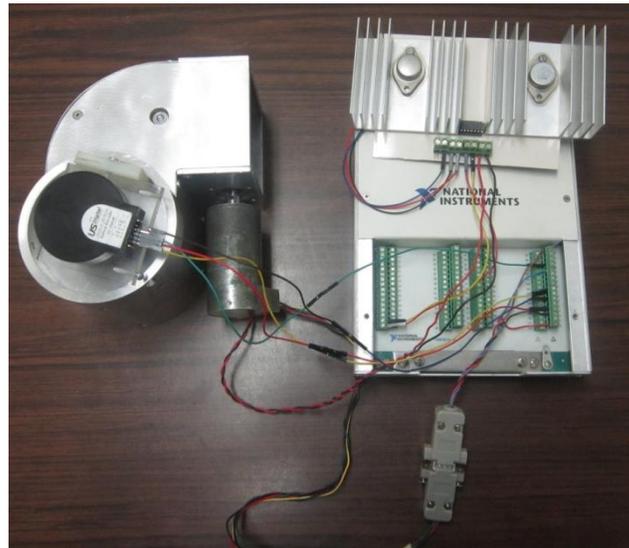


Fig. 4.2 Reductor con encoder y tarjeta de adquisición de datos

El software que se utilizó para esta prueba es Labview, se realizó un pequeño VI (programa de Labview), este programa toma los datos de los encoders, los almacena y realiza la división de cada dato y al final nos da un promedio de la reducción real.

Esta prueba se repitió a diferentes velocidades del motor, es decir se le aumentó el voltaje (V) de entrada en diferentes ocasiones y como resultado se obtuvo la reducción real del sistema (R), los resultados de esta prueba se muestran en la tabla 4.1

V	R
3	297.05
4	296.86
5	297.42
6	296.30

Tabla 4.1. Reducción real

Las pruebas nos muestran que la reducción de salida es en promedio de 296.90 y nuestro valor calculado fue de 295.2 es decir se tiene un error cercano al 0.6 % este valor es relativamente pequeño pero se tendrá una reducción de salida real cuando se hagan las pruebas con el motor elegido.

4.2 Par de salida

Para calcular el par de salida que nos da este reductor se realizó una prueba en la cual se instala la rodilla de la OAMI al reductor, el motor se controla desde un VI de Labview, a la fuente que brinda energía al motor se le limita la corriente a un valor cercano al máximo que este resiste y finalmente a una distancia corta se le colocó un dinamómetro a una extensión de la rodilla estos elementos se pueden apreciar en la figura 4.3.

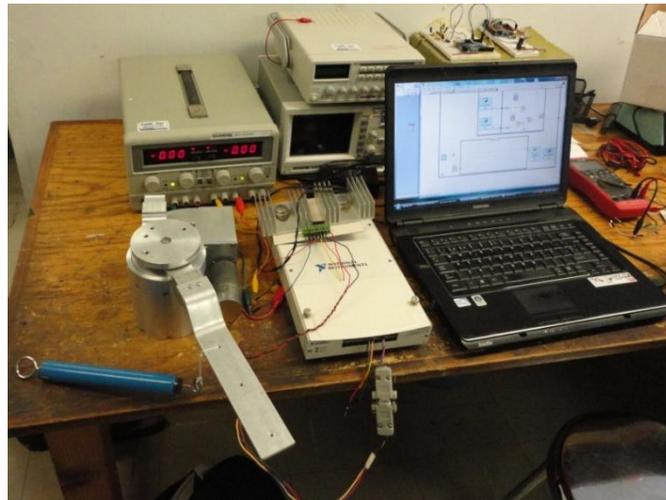


Fig. 4.3 Prueba de par

Para esta prueba se ajustó a dos valores la corriente máxima en una prueba la corriente se mantuvo a 2.84 [A] y en la otra se ajustó hasta 3.05 [A], en ambas el voltaje fue de 5 y 6 [V], el brazo fue de punto 0.16 [m]. Los resultados de esta prueba se pueden ver en la tabla 4.2.

Voltaje [V]	Corriente [A]	Fuerza [N]	Brazo [m]	Par [Nm] (Real)	Par [Nm] (Teórico)	Error
5	2,83	28	0,16	4,48	5,31	15,69
6	2,83	28	0,16	4,48	5,31	15,69
5	3,05	30	0,16	4,8	5,31	9,666
6	3,05	32	0,16	5,12	5,31	3,643

Tabla 4.2 Par de salida

En la tabla 4.2 el par de salida real es 5.31 [Nm] y esto es debido a que el par que brinda el motor empleado para las pruebas es solo de 0.018 [Nm] y el error más pequeño en las pruebas fue de 3.6%, esto nos indica que si al motor no se le limita la cantidad de corriente que necesita y el voltaje es el nominal seguramente alcanzará el par de salida calculado.

Conclusiones

Se diseñó un sistema que después de las pruebas realizadas y sus dimensiones generales se determinó que tiene las características necesarias para mover la rodilla y el pie de la órtesis, genera el par y la velocidad requeridas para el buen funcionamiento del sistema motriz además que las dimensiones están dentro del rango que se había predefinido.

El diseño de reductores no solo implica conocer el tamaño de los engranes o la reducción necesaria, también se debe de conocer el tipo de aplicación y el tiempo que estará trabajando nuestro sistema durante el día, para así poder elegir los engranes que mejor trabajen bajo esas circunstancias y así diseñar los ejes y seleccionar los rodamientos.



Fig. 4.2 OAMI con reducción

El diseño del reductor para la rodilla es un gran paso para el desarrollo de la OAMI ya que nos ayudara a realizar las primeras pruebas para el sistema de control y verificar la funcionalidad de nuestro exoesqueleto.

Este reductor ensambla adecuadamente en la rodilla, lo que nos asegura una buena sujeción y mayor confiabilidad.

El peso de este reductor es la parte menos atractiva de su diseño, ya que a pesar de que se cumplió con el objetivo principal que era generar el par necesario para mover el pie de la órtesis se complica el diseño de los reductores para la cadera ya que el par que necesitaran para mover las piernas aumentara debido al peso.

Debido a lo anterior para la siguiente versión de la OAMI se pretende reducir su peso sin perder funcionalidad, al realizar lo anterior el par requerido para moverla será menor y se podrá elegir algún otro tipo de reducción que tendrá dimensiones reducidas y su operación será confiable.

Referencias

[1] ZOISS, Adam; KAZEROONI H; CHU Andrew. "**BIOMECHANICAL DESIGN OF THE BERKELEY LOWER EXTREMITY EXOSKELETON (BLEEX).**" *IEEE Transactions on Mechatronics*, Vol. 11, No 2, April 2006.

[2] ZOISS, Adam; KAZEROONI H. "**DESIGN OF AN ELECTRICALLY ACTUATED LOWER EXTREMITY EXOSKELETON**" *Advanced robotics*, Vol. 20, No. 9, pp. 967-988, 2006.

[3] STEGER, Ryan; HOON Sung; KAZEROONI H. "**CONTROL SCHEME AND NETWORKED CONTROL ARCHITECTURE FOR THE BERKELEY LOWER EXTREMITY EXOSKELETON (BLEEX).**" *IEEE International conference on robotics and automation*, May 2006.

[4] COSTA, Nelson; CALDWELL, Darwin G. "**CONTROL OF A BIOMIMETIC SOFT-ACTUATED 10 DOF LOWER BODY EXOSKELETON.**" *University of Salford, M5 4wt, UK, Centre for Advanced Robotics Research.*

[5] SANKAI, Yoshiyuki. "**HAL: HIBRYD ASSITIVE LIMB BASED ON CYBERNICS.**" *Global COE Cybernics.*

[6] KAWAMOTO, Hiroaki; SANKAI, Yoshiyuki. "**POWER ASSIST SYSTEM HAL-3 FOR GAIT DISORDER PERSON.**" *Institute of Engineering Mechanics and Systems, Univ. of Tsukuba.*

[7] LEE, S; SANKAI, Y. "**POWER ASSIST CONTROL FOR WALKING AID WITH HAL-3 BASED ON EMG AND IMPEDANCE ADJUSTMENT AROUND KNEE JOINT.**" *Proceedings of the 2002 IEEE/RSJ Conference on Intelligent Robots and Systems* October 2002.

[8] BELFORE, G; GASTALDI, L; SORLI, M. "**PNEUMATIC ACTIVE GAIT ORTHOSIS.**" *Pergamon, Mechatronics*, Vol. 11 2001.

[9] YOSHIMITSU, T; YAMAMOTO, K. "**DEVELOPMENT OF A POWER ASSIST FOR NURSING WORK.**" SICE Annual conference in Sapporo, August 4-6 2004.

[10] INEGI "**CENSO DE POBLACIÓN Y VIVIENDA 2010.**" Población, hogares y vivienda.

[11] FI UNAM "**ÓRTESIS ADAPTRÓNICA PARA RODILLA.**" Proyecto PAPIIT IN109109, reporte anual 2009.

[12] NARVÁEZ, Mario A; CASTAÑEDA Serafin. "**DISEÑO MECÁNICO DE UN ROBOT BIPEDO PARA UNA ORTESIS ACTIVA**" Congreso SOMIM 2011.

[13] NARVÁEZ, Mario A, 2011. "**ÓRTESIS ACTIVA DE MIEMBRO INFERIOR**" Tesis Facultad de Ingeniería UNAM.

[14] ROMERO, Enrique, 2012. "**REVISTA ELECTRÓNICA DE CIENCIAS APLICADAS AL DEPORTE**" (Disponible en <http://www.romerobrest.edu.ar/ojs/index.php/ReCAD> Consultado en Febrero de 2012).

[15] TUSZYNSKI, J. A; DIXON, J. M. Diciembre 21, 2011 "**BIOMEDICAL APPLICATIONS OF INTRODUCTORY PHYSICS**" Editorial Wiley, Capitulo 9 Rotational dynamics.

[16] SANCHEZ, J. Mayo 1999 "**BIOMECÁNICA DE LA MARCHA HUMANA NORMAL Y PATOLÓGICA**" Editorial Instituto de Biomecánica de Valencia, pp 70.

[17] C. DOÑU, Marco A. Agosto 2008 "**REDUCTOR DE VELOCIDAD**" Tesis ESIME IPN.

[18] ALBARRÁN, Justo. Marzo de 2008 "**APLICACIÓN AL DISEÑO DE ENGRANAJES DE EJES PARALELOS CON CATIA v5.**" Tesis, Departamento de Ingeniería Gráfica Escuela Superior de Ingenieros, pp Capitulo 6 engranajes.

[19] ZABALZA, Isidro "**MECANICA II**" Apuntes, Universidad Pública de Navarra, pp Capitulo 9 Engranajes.

[20] Harmonic Drive (disponible en <http://www.harmonicdrive.de> consultado el 4 de octubre 2011).

[21] Academia de Análisis Mecánico. "**TRENES DE ENGRANES**" Apuntes, UANL.

[22] American National Standard. "**DESIGN MANUAL FOR CYLINDRICAL WORMGEARING**" Norma AGMA 6022-C.

[23] Martin Sprocket and Gears. "**MARTIN SPROCKET & GEAR CATALOG 1090**" Section G, Gears.

[24] Boston Gear "**GEARS, COUPLINGS AND SHAFT ACCESORIES**" Engineering information.

[25] Rodamientos FAG "**CATALOGO RODAMIENTOS WL 41 520/3 SB**"

[26] MOTT, Robert, 2006 "**DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS**" Editorial Pearson educación, Parte II, Diseño de una transmisión mecánica.

ÁPENDICE A

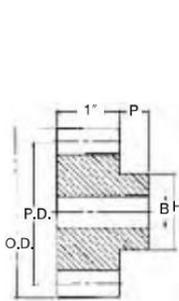
Características de los engranes



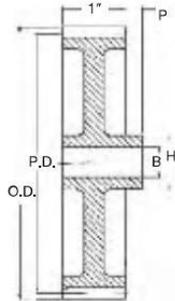
Steel & Cast Stock Spur Gears

20° Pressure Angle

12 DP 1" Face



Type B



Type B₃



Type B
Plain With Hub All Steel



Type B₃
Web With Spokes Cast

Steel

No. Teeth	Catalog Number	Pressure Angle (Deg.)	Diameter		Type	Bore (Inches)		Hub (Inches)		Weight Lbs. (App.)
			Pitch	Outside		Stock	Max.*	Diameter	Proj.	
12	TS1212	20	1.000	1.167	B	1/2	1/2	3/4	3/4	0.21
13	TS1213	20	1.083	1.250	B	1/2	1/2	3/4	3/4	0.21
14	TS1214	20	1.167	1.333	B	1/2	1/2	3/4	3/4	0.28
15	TS1215	20	1.250	1.417	B	1/2	1/2	3/4	3/4	0.34
16	TS1216	20	1.333	1.500	B	1/2	1/2	1 1/8	3/4	0.41
18	TS1218	20	1.500	1.667	B	1/2	1/2	1 1/8	3/4	0.51
19	TS1219	20	1.583	1.750	B	1/2	1/2	1 1/8	3/4	0.59
20	TS1220	20	1.667	1.833	B	1/2	1/2	1 1/8	3/4	0.65
21	TS1221	20	1.750	1.917	B	1/2	1/2	1 3/8	3/4	0.75
22	TS1222	20	1.833	2.000	B	1/2	1/2	1 3/8	3/4	0.88
24	TS1224	20	2.000	2.166	B	1/2	1/2	1 3/8	3/4	1.06
25	TS1225	20	2.083	2.250	B	1/2	1/2	1 3/8	3/4	1.22
26	TS1226	20	2.167	2.333	B	1/2	1 1/4	1 3/8	3/4	1.33
28	TS1228	20	2.333	2.500	B	1/2	1 1/4	2 1/8	3/4	1.60
30	TS1230	20	2.500	2.667	B	1/2	1 1/8	2 1/8	3/4	1.83
32	TS1232	20	2.667	2.833	B	1/2	1 1/8	2 1/4	3/4	2.08
36	TS1236	20	3.000	3.167	B	1/2	1 1/2	2 1/2	3/4	2.98
42	TS1242	20	3.500	3.666	B	1/2	1 1/2	2 1/2	3/4	3.71
48	TS1248	20	4.000	4.166	B	1/2	1 1/2	3	3/4	4.99
54	TS1254	20	4.500	4.666	B	1/2	2 1/2	3 1/2	3/4	6.57
60	TS1260	20	5.000	5.166	B	1/2	2 1/2	3 1/2	3/4	7.63
66	TS1266	20	5.500	5.666	B	1/2	2 1/2	3 1/2	3/4	8.80
72	TS1272	20	6.000	6.166	B	1/2	2 1/2	3 1/2	3/4	10.08

Cast

No. Teeth	Catalog Number	Pressure Angle (Deg.)	Diameter		Type	Bore (Inches)		Hub (Inches)		Weight Lbs. (App.)
			Pitch	Outside		Stock	Max.*	Diameter	Proj.	
84	TC1284	20	7.000	7.166	B ₃	1/2	1 1/8	2 1/2	3/4	5.9
96	TC1296	20	8.000	8.166	B ₃	1/2	1 1/8	2 1/2	3/4	7.0
108	TC12108	20	9.000	9.166	B ₃	1/2	1 1/8	2 1/2	3/4	7.6
120	TC12120	20	10.000	10.166	B ₃	1	1 1/8	2 1/2	3/4	10.3
144	TC12144	20	12.000	12.166	B ₃	1	1 1/8	2 1/2	1	10.4

Bored-to-Size

No. Teeth	Catalog Number	Pressure Angle (Deg.)	Diameter		Type	Bore (Inches)		Set Screw	Hub (Inches)		Weight Lbs. (App.)
			Pitch	Outside		Stock	Keyway		Diameter	Proj.	
12	TS1212BS 1/2	20	1.000	1.167	B	1/2	NONE	(1) 10-24	3/4	3/4	0.21
13	TS1213BS 5/8	20	1.083	1.250	B	1/2	NONE	(1) 1/4-20 @ 90	3/8	3/4	0.21
14	TS1214BS 5/8	20	1.167	1.333	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 10-24 @ 90	3/8	3/4	0.28
15	TS1215BS 5/8	20	1.250	1.417	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 10-24 @ 90	3/8	3/4	0.34
16	TS1216BS 5/8	20	1.333	1.500	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/8	3/4	0.41
18	TS1218BS 3/4	20	1.500	1.667	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/4	3/4	0.51
20	TS1220BS 3/4	20	1.667	1.833	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/8	3/4	0.65
21	TS1221BS 3/4	20	1.750	1.917	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 1/4-20 @ 90	1 3/8	3/4	0.75
21	TS1221BS 7/8	20	1.750	1.917	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 1/4-20 @ 90	1 3/8	3/4	0.75
24	TS1224BS 3/4	20	2.000	2.167	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/4	3/4	1.06
24	TS1224BS 7/8	20	2.000	2.167	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/4	3/4	1.06
24	TS1224BS 1	20	2.000	2.167	B	1	1/2 X 1/2	(1) 5/16-18 @ 90	1 1/4	3/4	1.06
28	TS1228BS 3/4	20	2.333	2.500	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 1/4-20 @ 90	2 1/8	3/4	1.60
28	TS1228BS 7/8	20	2.333	2.500	B	1/2	3/8 X 1/2	(1) 1/4-20 @ 90	2 1/8	3/4	1.60
28	TS1228BS 1	20	2.333	2.500	B	1	1/2 X 1/2	(1) 5/16-18 @ 90	2 1/8	3/4	1.60

* Recommended maximum bore with keyway and set screw.

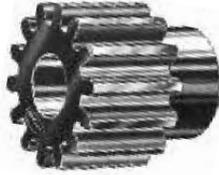
20° P.A. Gears Will Not Operate With 14 1/2° P.A. G-33

GEARS

16 DP 3/4" Face

Steel & Cast Stock Spur Gears 20° Pressure Angle

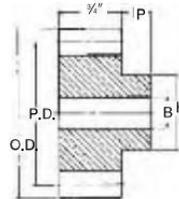
Martin



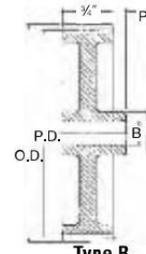
Type B
Plain With Hub All Steel



Type B₃
Web With Spokes Cast



Type B



Type B₃

Steel

No. Teeth	Catalog Number	Pressure Angle (Deg.)	Diameter		Type	Bore (Inches)		Hub (Inches)		Weight Lbs. (App.)
			Pitch	Outside		Stock	Max.*	Diameter	Proj.	
12	TS1612	20	.750	.875	B	3/8	3/8	3/8	1/2	0.09
13	TS1613	20	.812	.938	B	3/8	3/8	3/8	1/2	0.11
14	TS1614	20	.875	1.000	B	3/8	3/8	3/8	1/2	0.14
15	TS1615	20	.937	1.063	B	3/8	3/8	3/8	1/2	0.17
16	TS1616	20	1.000	1.125	B	3/8	3/8	3/8	1/2	0.17
17	TS1617	20	1.062	1.188	B	3/8	3/8	3/8	1/2	0.20
18	TS1618	20	1.125	1.250	B	3/8	3/8	3/8	1/2	0.24
20	TS1620	20	1.250	1.375	B	3/8	3/8	1 1/8	1/2	0.28
21	TS1621	20	1.312	1.438	B	3/8	3/8	1 1/8	1/2	0.32
22	TS1622	20	1.375	1.500	B	3/8	3/8	1 1/8	1/2	0.36
24	TS1624	20	1.500	1.625	B	3/8	3/8	1 1/8	1/2	0.46
26	TS1626	20	1.625	1.750	B	3/8	3/8	1 1/8	1/2	0.56
28	TS1628	20	1.750	1.875	B	3/8	3/8	1 1/2	1/2	0.65
30	TS1630	20	1.875	2.000	B	3/8	3/8	1 1/2	1/2	0.77
32	TS1632	20	2.000	2.125	B	3/8	1	1 1/2	1/2	0.90
36	TS1636	20	2.250	2.375	B	3/8	1 1/8	2	1/2	1.18
40	TS1640	20	2.500	2.625	B	3/8	1 1/4	2	3/4	1.48
48	TS1648	20	3.000	3.125	B	3/8	1 1/2	2	3/4	1.94
56	TS1656	20	3.500	3.625	B	3/8	1 3/4	2 1/2	3/4	2.79
60	TS1660	20	3.750	3.875	B	3/8	1 3/4	2 1/2	3/4	3.28
64	TS1664	20	4.000	4.125	B	3/8	1 3/4	2 1/2	3/4	3.74
72	TS1672	20	4.500	4.625	B	3/8	1 3/4	3	3/4	4.69
80	TS1680	20	5.000	5.125	B	3/8	2 1/4	3 1/2	3/4	6.03
84	TS1684	20	5.250	5.375	B	3/8	2 1/4	3 1/2	3/4	6.46
96	TS1696	20	6.000	6.125	B	3/8	2 1/2	3 1/2	3/4	7.86
104	TS16104	20	6.500	6.625	B	3/8	2 1/2	3 1/2	3/4	8.91

GEARS

Cast

No. Teeth	Catalog Number	Pressure Angle (Deg.)	Diameter		Type	Bore (Inches)		Hub (Inches)		Weight Lbs. (App.)
			Pitch	Outside		Stock	Max.*	Diameter	Proj.	
112	TC16112	20	7.000	7.125	B ₃	3/8	1 1/8	2 1/2	3/4	4.4
128	TC16128	20	8.000	8.125	B ₃	3/8	1 1/8	2 1/2	3/4	5.5
144	TC16144	20	9.000	9.125	B ₃	3/8	1 1/8	2 1/2	3/4	6.4
160	TC16160	20	10.000	10.125	B ₃	3/8	1 1/8	2 1/2	3/4	8.1
192	TC16192	20	12.000	12.125	B ₃	3/8	1 1/8	3	1	10.1

* Recommended maximum bore with keyway and set screw.

20° P.A. Gears Will Not Operate With 14 1/2° P.A.

Bored-to-Size

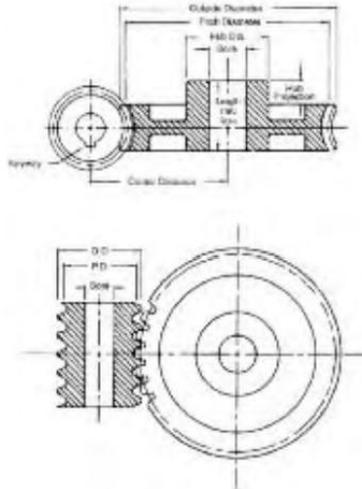
No. Teeth	Catalog Number	Pressure Angle (Deg.)	Diameter		Type	Bore (Inches)		Set Screw	Hub (Inches)		Weight Lbs. (App.)
			Pitch	Outside		Stock	Keyway		Diameter	Proj.	
12	TS1612BS 3/8	20	0.750	0.875	B	3/8	NONE	(1) 8-32	3/8	1/2	0.09
14	TS1614BS 3/8	20	0.875	1.000	B	3/8	NONE	(1) 10-24	3/8	1/2	0.14
15	TS1615BS 3/8	20	0.937	1.063	B	3/8	NONE	(1) 10-24	3/8	1/2	0.17
15	TS1615BS 1/2	20	0.937	1.063	B	3/8	NONE	(1) 10-24	3/8	1/2	0.17
16	TS1616BS 1/2	20	1.000	1.125	B	3/8	NONE	(1) 10-24	3/8	1/2	0.17
18	TS1618BS 1/2	20	1.125	1.250	B	3/8	NONE	(1) 1/4-20	3/8	1/2	0.24
20	TS1620BS 5/8	20	1.250	1.375	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/8	1/2	0.28
24	TS1624BS 5/8	20	1.500	1.625	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 3/8	1/2	0.46
24	TS1624BS 3/4	20	1.500	1.625	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 3/8	1/2	0.46
28	TS1628BS 5/8	20	1.750	1.875	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/2	1/2	0.65
28	TS1628BS 3/4	20	1.750	1.875	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/2	1/2	0.65
30	TS1630BS 5/8	20	1.875	2.000	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/2	1/2	0.77
30	TS1630BS 3/4	20	1.875	2.000	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/2	1/2	0.77
30	TS1630BS 7/8	20	1.875	2.000	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 1/2	1/2	0.77
32	TS1632BS 5/8	20	2.000	2.125	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 3/4	1/2	0.90
32	TS1632BS 3/4	20	2.000	2.125	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 3/4	1/2	0.90
32	TS1632BS 7/8	20	2.000	2.125	B	3/8	3/8 X 3/8	(1) 1/4-20 @ 90	1 3/4	1/2	0.90
32	TS1632BS 1	20	2.000	2.125	B	1	1 X 1/4	(1) 5/16-18 @ 90	1 3/4	1/2	0.90

G-34



Worm and Worm Gears 12 Pitch • 1/2" Face • 14 1/2° Pressure Angle

Right Hand Single Thread (Stocked Right Hand Only)



Cast Iron and Bronze

Number Teeth	Catalog Number Cast Iron	Weight Pounds (App.)	Pitch Dia.	Bore (Inches)	Hub (Inches)		Style	Catalog Number Bronze	Wt. Lbs. (App.)
					Dia.	Proj.			
18	W1218	.28	1.500	1/4	1 1/4	1/4	PLAIN	WB1220	.45
20	W1220	.35	1.667	1/4	1 1/4	1/4	PLAIN		
30	W1230	.71	2.500	1/4	1 1/4	1/4	W		
40	W1240	1.2	3.333	1/4	1 1/4	1/4	W		
50	W1250	1.5	4.166	1/4	1 1/4	1/4	W		
60	W1260	2.0	5.000	1/2	1 1/2	1/2	W		
80	W1280	3.9	6.666	1/2	2 1/2	1/2	W		
100	W12100	4.4	8.333	1/2	2	1/2	W		

W = WEB



Steel — 4° 46' Helix Angle Worms

Catalog Number Soft	Weight Pounds (App.)	Catalog Number Hardened	Weight Pounds (App.)	Face (Inches)	Pitch Dia.	Bore (Inches)	Hub (Inches)		Keyway (Inches)
							Dia.	Proj.	
W12	.17	WG12	.14	1 1/4	1.000	1/4			1/8 x 1/4
WH12	.20			1 1/4	1.000	1/4	1/4	1/4	

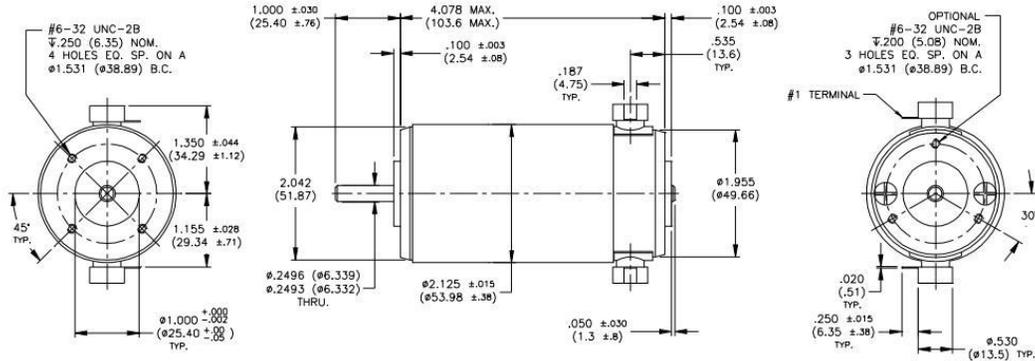
Case hardened worms have ground and polished threads (Indicated by letter "G" in catalog number).

GEARS

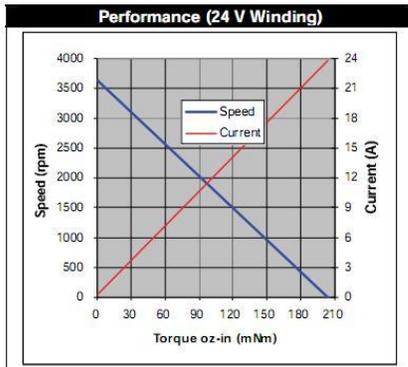
ÁPENDICE B

Características del motor, de los rodamientos y del módulo 9405.

14204 SERIES DC SERVO MOTOR



Motor Data	Symbol	Units	Winding Designation							
			12.0 V	15.2 V	19.1 V	24.0 V	30.3 V	38.2 V	48.0 V	60.0 V
Supply Voltage (Reference)	V_s	V	12.0	15.2	19.1	24.0	30.3	38.2	48.0	60.6
Continuous Torque	T_c	oz-in	26	26	26	26	26	26	26	26
		Nm	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18
Speed @ Cont. Torque	S_c	rpm	3510	3580	3590	3600	3650	3640	3630	3610
Current @ Cont. Torque	I_c	A	8.63	6.90	5.45	4.31	3.45	2.73	2.16	1.69
Continuous Output Power	$P_{o,c}$	W	67	69	69	69	70	70	70	69
Motor Constant	K_M	oz-in/vW	8.3	8.4	8.5	8.6	8.7	8.7	8.7	8.8
		Nm/vW	0.059	0.059	0.060	0.061	0.061	0.061	0.062	0.062
Torque Constant	K_T	oz-in/A	4.33	5.42	6.86	8.67	10.8	13.7	17.3	22.0
		Nm/A	0.0306	0.0383	0.0484	0.0612	0.0765	0.0970	0.122	0.156
Voltage Constant	K_E	V/krpm	3.20	4.01	5.07	6.41	8.02	10.2	12.8	16.3
		V s/rad	0.0306	0.0383	0.0484	0.0612	0.0765	0.0970	0.122	0.156
Terminal Resistance	R_{mt}	Ω	0.27	0.42	0.65	1.01	1.57	2.50	3.96	6.33
Inductance	L	mH	0.40	0.62	1.00	1.60	2.50	4.01	6.40	10.3
No-Load Current	I_{nl}	A	0.52	0.42	0.33	0.26	0.21	0.17	0.13	0.10
No-Load Speed	S_{nl}	rpm	3630	3670	3650	3630	3660	3650	3630	3610
Peak Current (Stall)	I_{pk}	A	44.4	36.2	29.4	23.8	19.3	15.3	12.1	9.57
Peak Torque (Stall)	T_{pk}	oz-in	190	194	199	204	207	207	208	209
		Nm	1.34	1.37	1.41	1.44	1.46	1.46	1.47	1.47
Coulomb Friction Torque	T_f	oz-in	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6
		Nm	0.011	0.011	0.011	0.011	0.011	0.011	0.011	0.011
Viscous Damping Factor	D	oz-in/krpm	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18
		Nm s/rad	1.2E-05	1.2E-05	1.2E-05	1.2E-05	1.2E-05	1.2E-05	1.2E-05	1.2E-05
Electrical Time Constant	τ_e	ms	1.5	1.5	1.5	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6
Mechanical Time Constant	τ_m	ms	7.5	7.5	7.2	7.0	7.0	6.9	6.9	6.8
Thermal Time Constant	τ_{th}	min	29	29	29	29	29	29	29	29
Thermal Resistance	R_{th}	$^{\circ}C/W$	7.7	7.7	7.7	7.7	7.7	7.7	7.7	7.7
Max. Winding Temperature	θ_{max}	$^{\circ}C$	155	155	155	155	155	155	155	155
Rotor Inertia	J_r	oz-in-sec ²	3.7E-03	3.7E-03	3.7E-03	3.7E-03	3.7E-03	3.7E-03	3.7E-03	3.7E-03
		kg m ²	2.6E-05	2.6E-05	2.6E-05	2.6E-05	2.6E-05	2.6E-05	2.6E-05	2.6E-05
Motor Weight (Mass)	W_M	oz	35.2	35.2	35.2	35.2	35.2	35.2	35.2	35.2
		g	998	998	998	998	998	998	998	998



- Standard Features**
- Sintered Bronze Bearings
 - 2-pole Stator
 - Ceramic Magnets
 - 11-slot Armature
 - Heavy-gauge Steel Housing
 - Silicon Steel Laminations
 - Copper-graphite Brushes
 - Diamond-Turned Commutator

- Complementary Products**
- G42A Planetary Gearbox
 - G42B Planetary Gearbox
 - G51A Spur Gearbox
 - E30A Optical Encoder
 - E30B Optical Encoder
 - E35A Optical Encoder
 - E60A Optical Encoder
 - E60B Optical Encoder

Notes:

- ¹ All values specified at 25°C ambient temperature and without heat sink.
- ² Peak values are theoretical and supplied for reference only.



215-256-6601 (USA) • +39 0373 210245 (Europe) • (86-21) 6426 8111 ext 47 (Asia)

www.ametektip.com

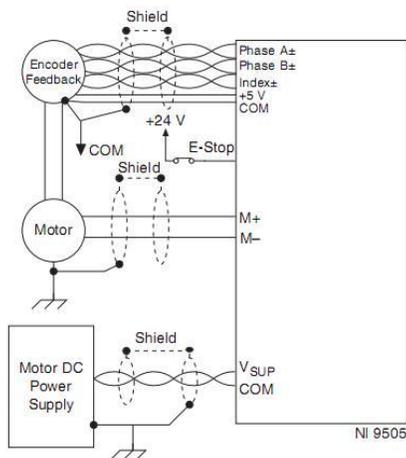
NI C Series Motion Module for CompactRIO

NI 9505

- Full H-bridge brushed servo motor drive with a built-in encoder interface and current sensor
- Continuous current of up to 5 A at 40 °C (or 1 A at 70 °C) at 30 V – for higher-power requirements, attach NI 9931
- Direct connectivity to actuators such as fractional horsepower brushed DC servo motors, relays, lamps, solenoids, and valves
- Create custom current loop algorithm for optimized torque control with LabVIEW FPGA
- Use data from current sensor for flexible sampling time and filtering of the motor current for control loop optimization
- Create powerful custom motion control systems using the NI SoftMotion Development Module for LabVIEW



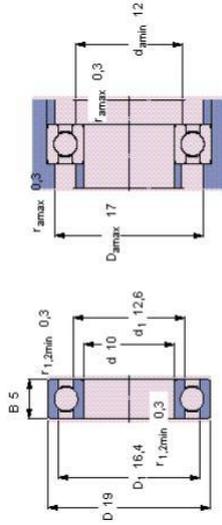
NI C Series Motion Module for CompactRIO



NI 9505 Connections

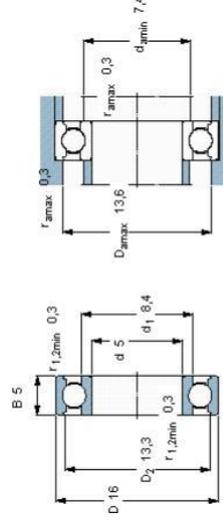
Deep groove ball bearings, single row, unsealed

Principal dimensions		Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	Mass	Designation
d	D	B	C	C_0	Reference speed	Limiting speed	
mm		mm	mm	mm	r/min	r/min	kg
10	19	5	1,38	0,585	80000	48000	0,0055
				0,025			61800



Calculation factors
 $k_f=0,015$

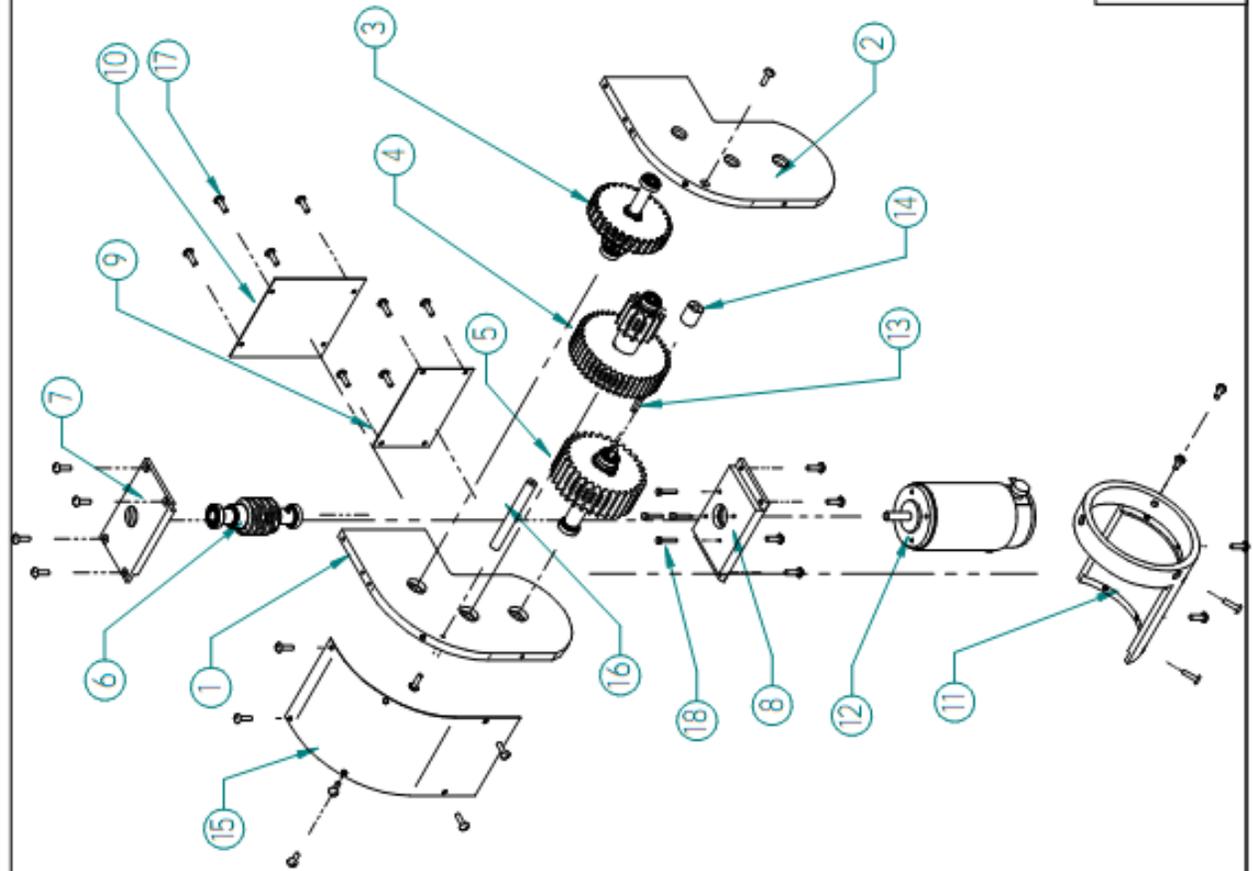
Principal dimensions		Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	Mass	Designation
d	D	B	C	C_0	Reference speed	Limiting speed	
mm		mm	mm	mm	r/min	r/min	kg
5	16	5	1,14	0,38	96000	60000	0,0050
				0,016			625



Calculation factors
 $k_f=0,025$
 $f_0=8,4$

ÁPENDICE C

Planos



18	Tornillos Aveallanados con hexagono interior	#6-32 UNCx0.625	...	4
17	Tornillos Aveallanados con hexagono interior	#6-32 UNCx0.5	...	30
16	Poste	0AR-PTE-504-D	Nylamid	1
15	Tapa Superior	0AR-PTE-516-D	Lamina Aluminio	1
14	Cople RR	0AR-PTE-510-D	Acero 1045	1
13	Cuña ES	0AR-PTE-510-D	Acero 1045	1
12	Motor	Marca Pittman	1
11	Soporte RD	0AR-PTE-509-D	Aluminio 6061	1
10	Tapa trasera	0AR-PTE-503-D	Aluminio 6061	1
9	Tapa M	0AR-PTE-504-D	Aluminio 6061	1
8	Base SFRD	0AR-PTE-508-D	Aluminio 6061	1
7	Tapa SFRD	0AR-PTE-507-D	Aluminio 6061	1
6	Eje ESF	0AR-STE-504-D	1
5	Eje E4	0AR-STE-503-D	1
4	Eje E2 E3	0AR-STE-502-D	1
3	Eje Corona E1	0AR-STE-501-D	1
2	Base Izquierda	0AR-PTE-502-D	Aluminio 6061	1
1	Base Derecha	0AR-PTE-501-D	Aluminio 6061	1
No	Descripción	Referencia	Material	Cantidad

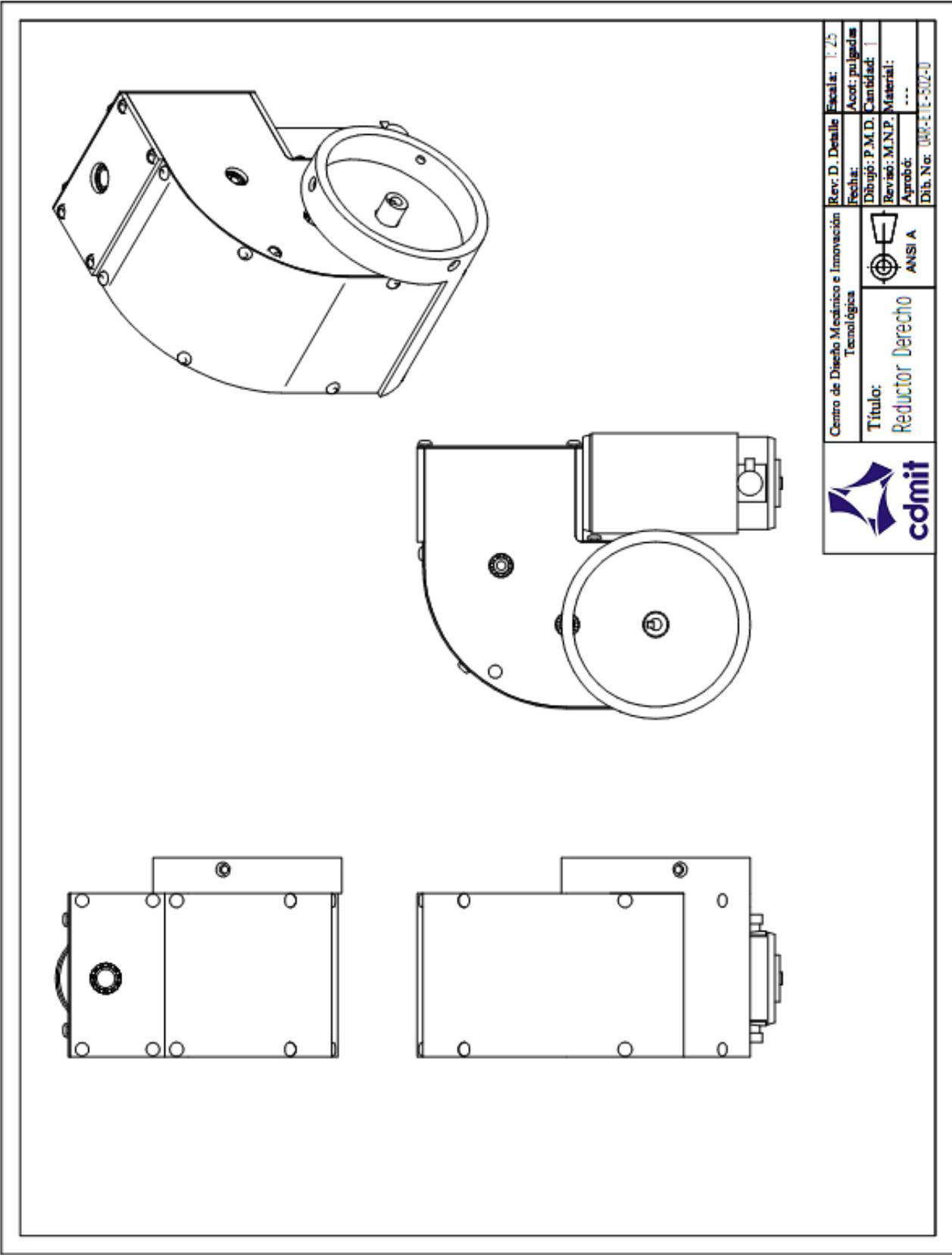


Centro de Diseño Mecánico e Innovación
Tecnológica

Título:
Ensamble general
reductor derecho

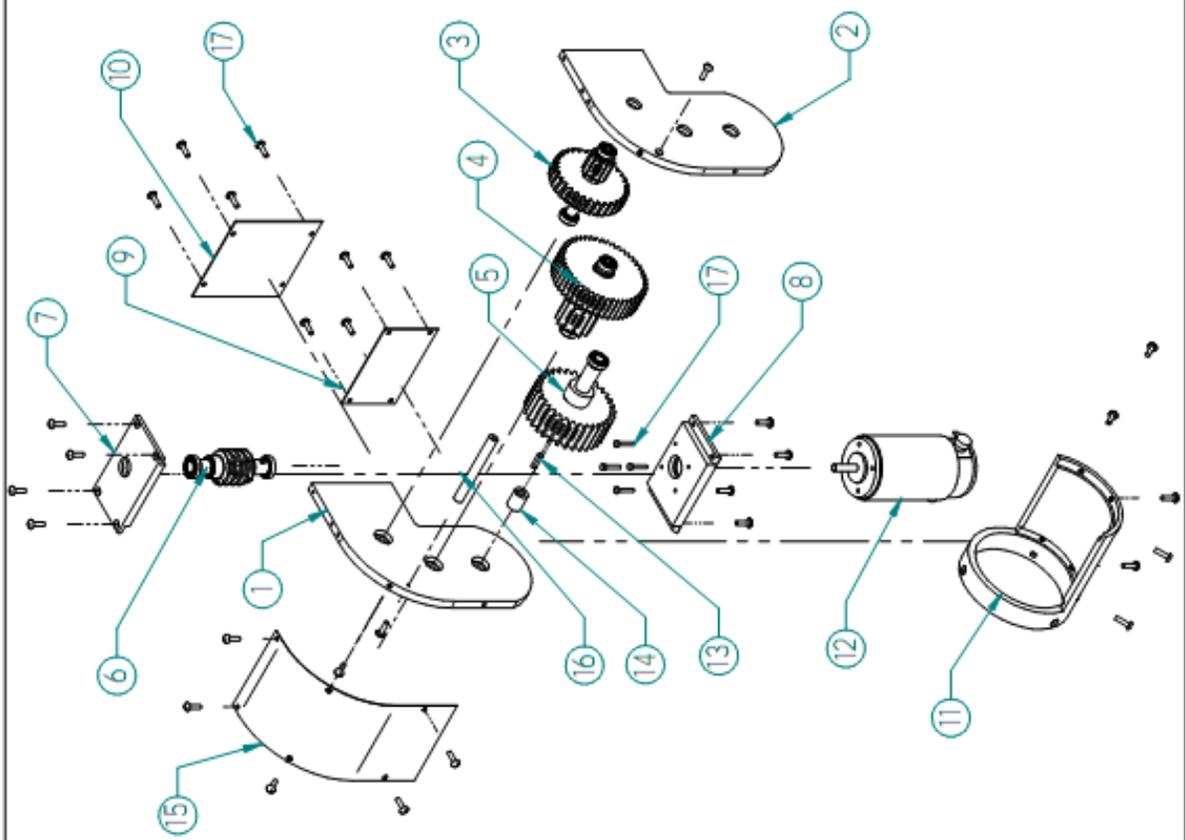
ANSI A

Rev. D. Detalle	Escala: 1:5
Fecha:	Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 1
Revisó: M.N.P.	Materia:
Aprobó:	...
Dib. No:	0AR-E1E-501-D



Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev. D. Detalle	Escala: 1:25
	Fecha:	Acot: pulgadas
Título: Reductor Derecho	Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 1
	Revisó: M.N.P.	Material: ---
 ANSI A	Aprobó:	
	Dib. No:	DR-11-302-0

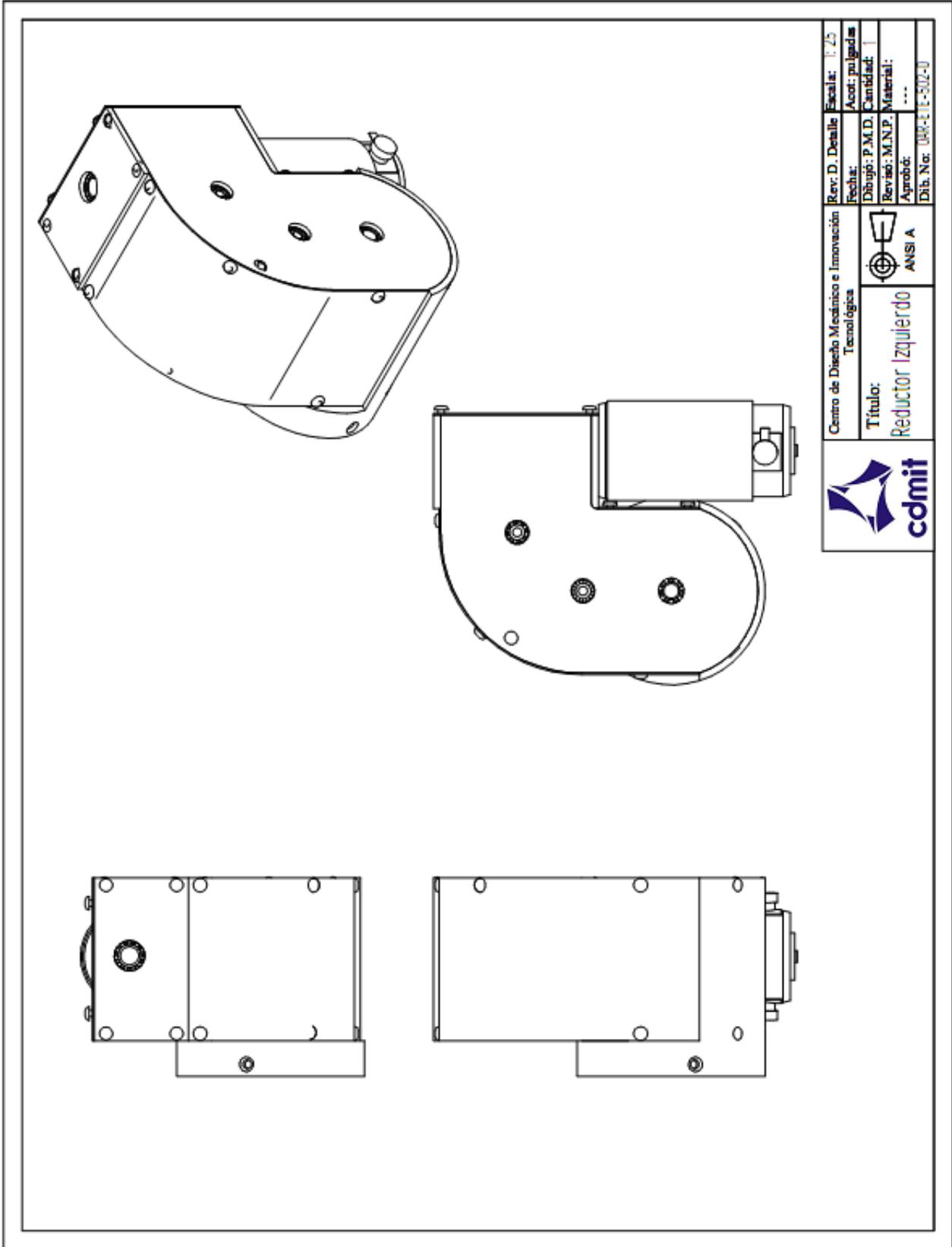




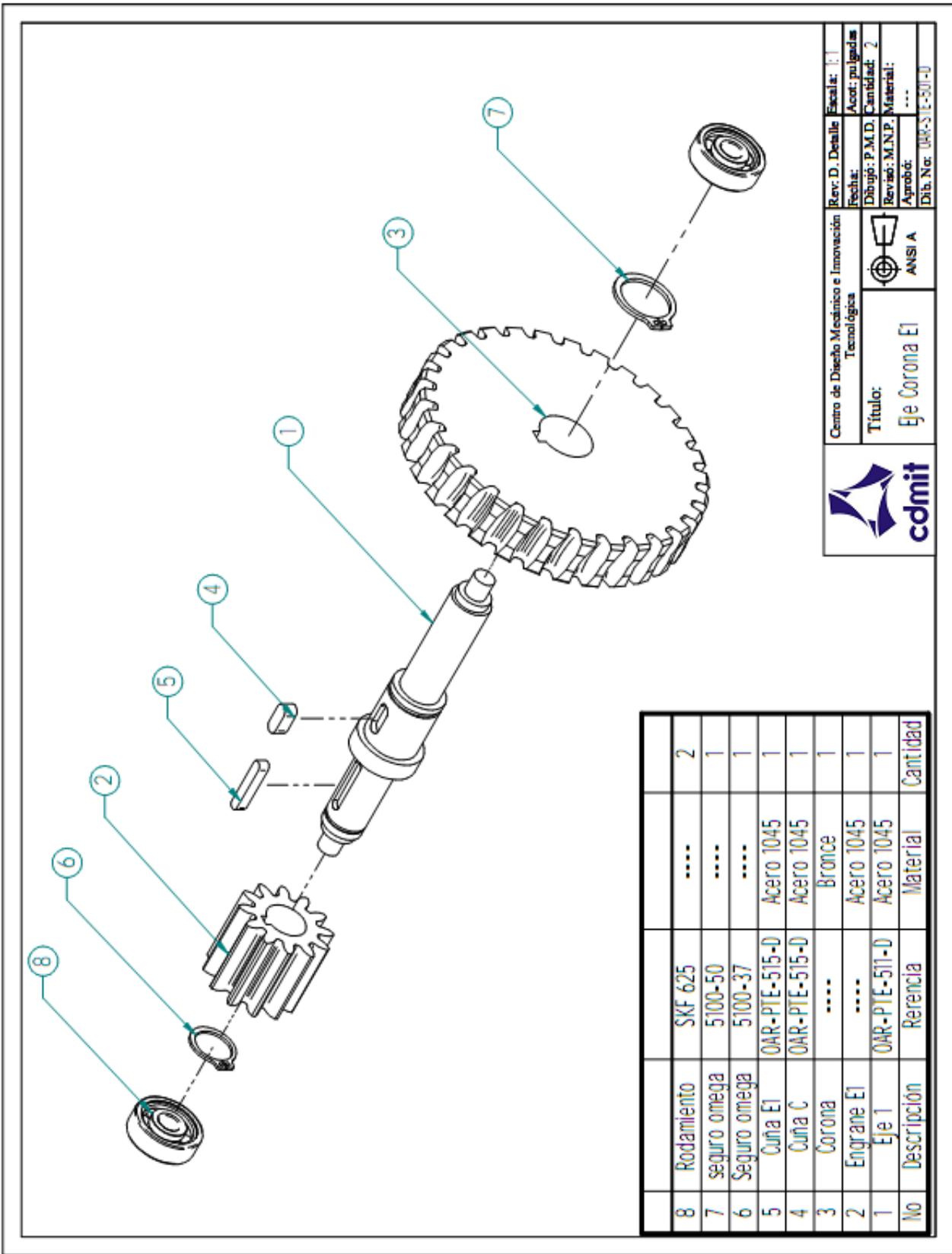
No	Descripción	Referencia	Material	Cantidad
18	Tornillos Avellanados con hexagono interior	#6-32 UNCX0.625	...	4
17	Tornillos Avellanados con hexagono interior	#6-32 UNCX0.5	...	30
16	Poste	OAR-PTE-504-D	Nylamid	1
15	Tapa Superior	OAR-PTE-516-D	Lamina Aluminio	1
14	Cople RR	OAR-PTE-510-D	Acero 1045	1
13	Cuna ES	OAR-PTE-510-D	Acero 1045	1
12	Motor	Marca Pittman	1
11	Soporte RI	OAR-PTE-517-D	Aluminio 6061	1
10	Tapa trasera	OAR-PTE-503-D	Aluminio 6061	1
9	Tapa M	OAR-PTE-504-D	Aluminio 6061	1
8	Base SFRI	OAR-PTE-506-D	Aluminio 6061	1
7	Tapa SFRI	OAR-PTE-505-D	Aluminio 6061	1
6	Eje E5	OAR-SIE-504-D	1
5	Eje E4	OAR-SIE-503-D	1
4	Eje E2 E3	OAR-SIE-502-D	1
3	Eje Corona E1	OAR-SIE-501-D	1
2	Base Izquierda	OAR-PTE-502-D	Aluminio 6061	1
1	Base Derecha	OAR-PTE-501-D	Aluminio 6061	1
No	Descripción	Referencia	Material	Cantidad



Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica		Rev. D. Detalle	Escala: 1:5
Título: Ensamble general reductor izquierdo		Fecha:	Acot: pulgadas
		Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 1
		Revisó: M.N.P.	Material: ...
		Aprobó:	...
		Dib. No:	OAR-EIE-503-D



 Centro de Diseño Médico e Innovación Tecnológica	Rev. D. Detalle Fecha:	Escala: 1:25 Acot: pulgadas
	Dibujó: P.M.D. Revisó: M.N.P.	Cantidad: 1 Materia: ***
	Aprobó:	Dib. No: 008-1E-502-0
	 ANSI A	Título: Reductor Izquierdo



8	Rodamiento	SKF 625	2
7	seguero omega	5100-50	1
6	Seguro omega	5100-37	1
5	Cuña E1	OAR-PTE-515-D	Acero 1045	1
4	Cuña C	OAR-PTE-515-D	Acero 1045	1
3	Corona	Bronce	1
2	Engrane E1	Acero 1045	1
1	Eje 1	OAR-PTE-511-D	Acero 1045	1
No	Descripción	Referencia	Material	Cantidad



Título:
Eje Corona E1

Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica



ANSI A

Rev. D. Detalle Escala: 1:1

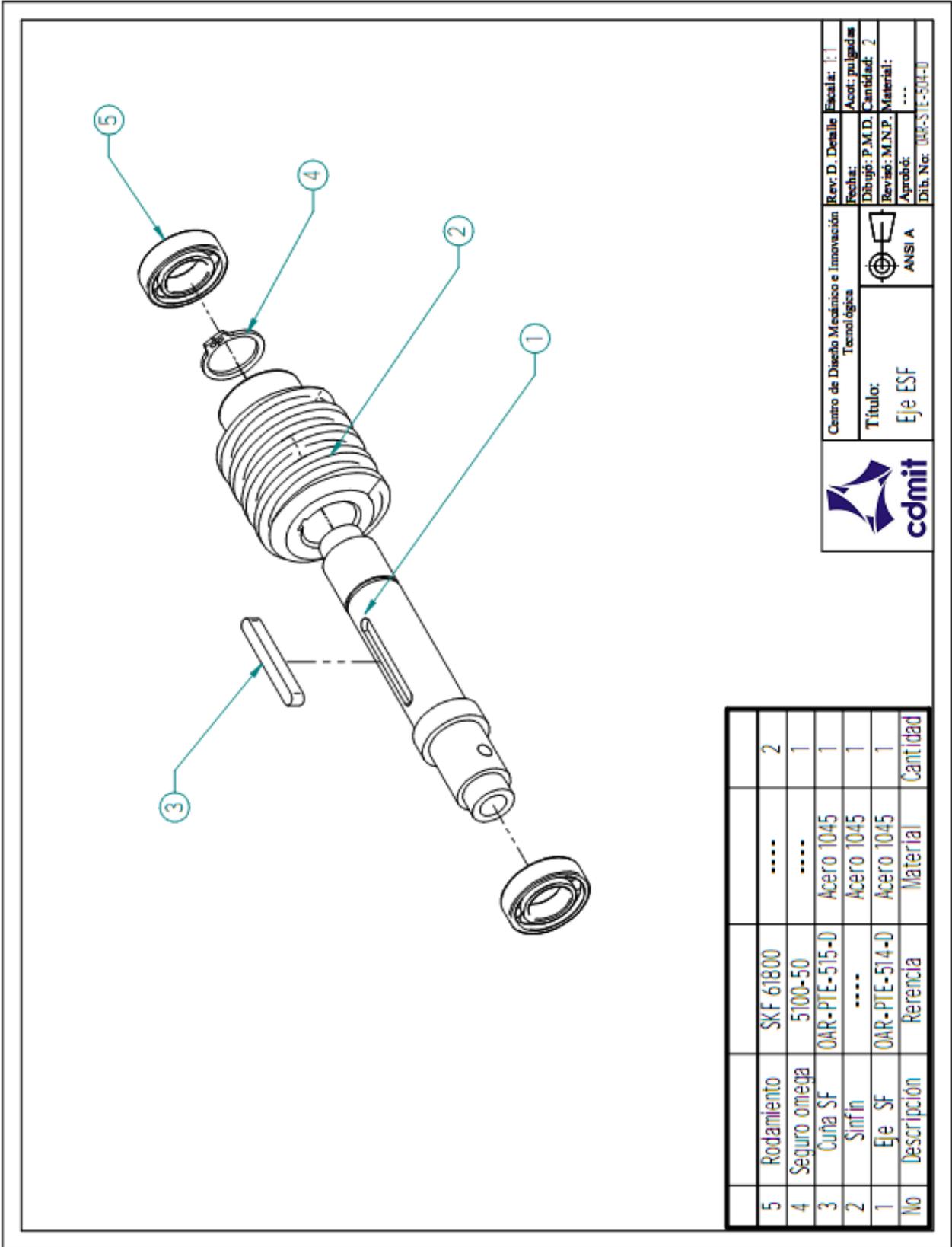
Fecha: Acot: pulgadas

Dibujó: P.M.D. Cantidad: 2

Revisó: M.N.P. Material: ...

Aprobó: ...

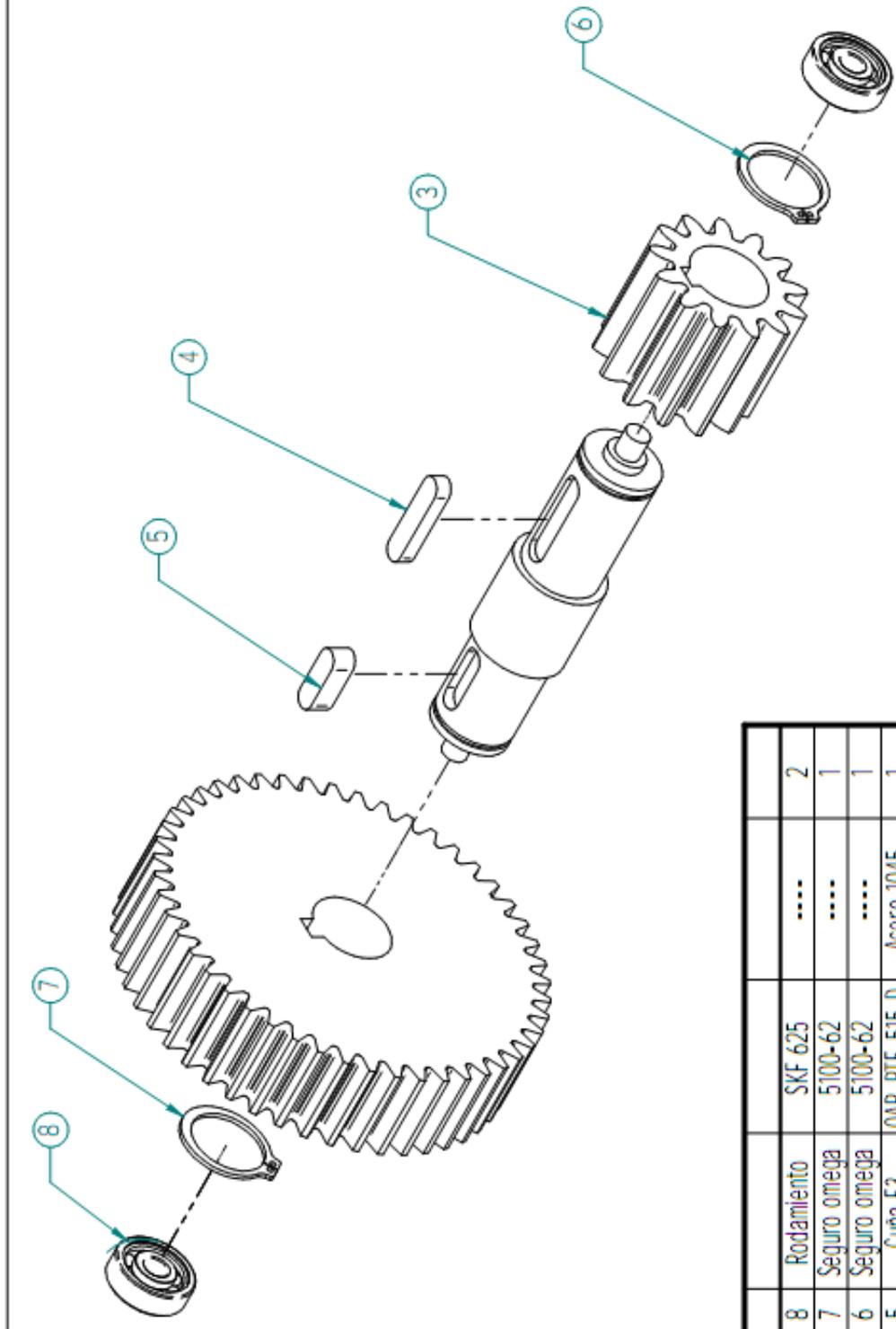
Dib. N.º: OAR-S1E-501-U



Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
 Título: Eje ESF
 ANSI A

Rev. D. Detalle Escala: 1:1
 Fecha: Acot: pulgadas
 Dibujo: P.M.D. Cantidad: 2
 Revisó: M.N.P. Material:
 Aprobó: ...
 Dib. No: 000-31E-504-D

5	Rodamiento	SKF 61800	2
4	Seguro omega	5100-50	1
3	Cuña SF	0AR-PTE-515-D	Acero 1045	1
2	Sifín	Acero 1045	1
1	Eje SF	0AR-PTE-514-D	Acero 1045	1
No	Descripción	Referencia	Material	Cantidad



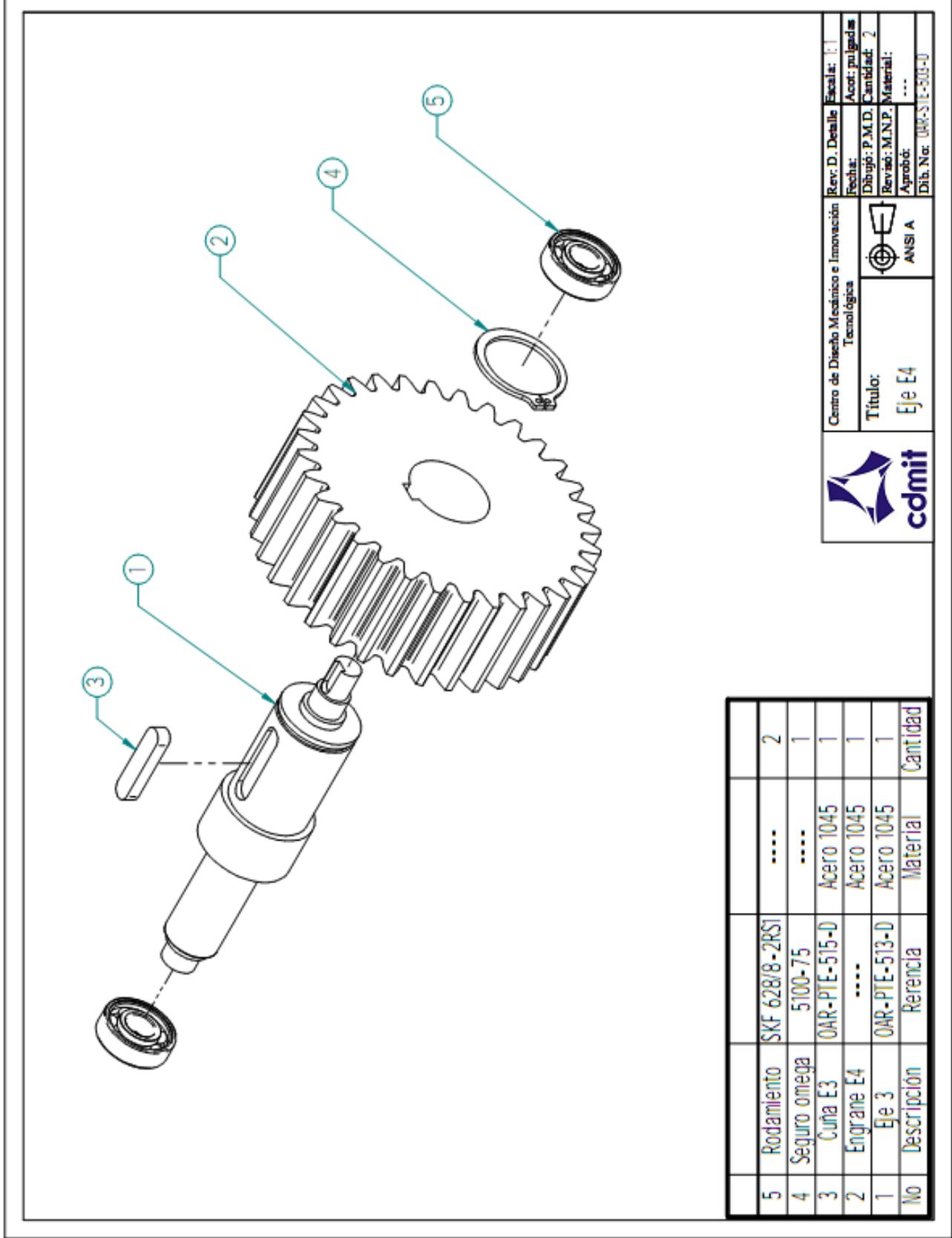
8	Rodamiento	SKF 625	2
7	Seguro omega	5100-62	1
6	Seguro omega	5100-62	1
5	Cuña E3	0AR-PTE-515-D	Acero 1045	1
4	Cuña E2	0AR-PTE-515-D	Acero 1045	1
3	Engrane E3	Acero 1045	1
2	Engrane E2	Acero 1045	1
1	Eje 2	0AR-PTE-512-D	Acero 1045	1
No	Descripción	Referencia	Material	Cantidad



Título:
Eje E2 E3

ANSI A

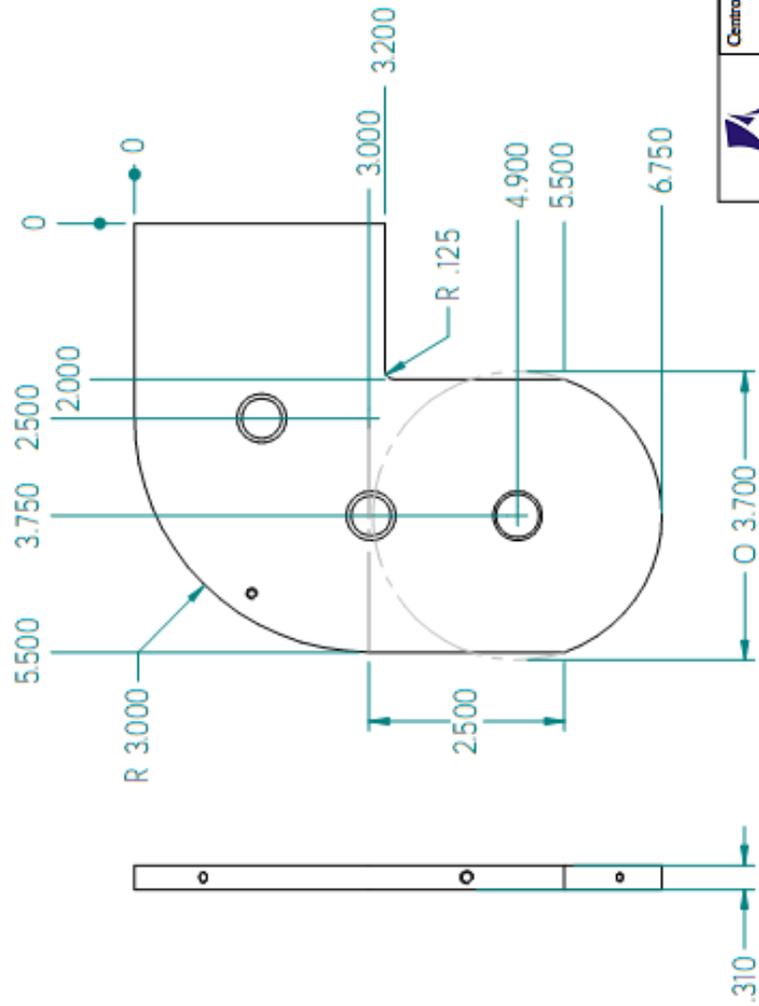
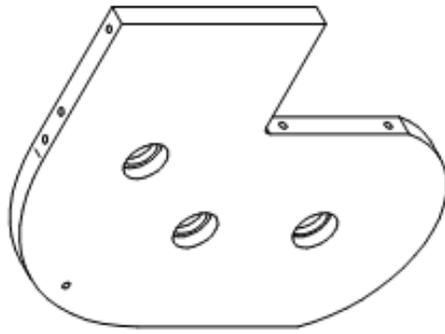
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
 Rev. D. Detalle Escala: 1:1
 Fecha: Acot. por líneas
 Dibujo: P.M.D. Cantidad: 2
 Revisión: M.N.P. Material:
 Aprobó: ...
 Dib. No. 0AR-S1E-502-D



No	Descripción	Referencia	Material	Cantidad
5	Rodamiento	SKF 628/8 -2RS1	2
4	Seguro omega	5100-75	1
3	Cuña E3	0AR-PTE-515-D	Acero 1045	1
2	Engrane E4	Acero 1045	1
1	Eje 3	0AR-PTE-513-D	Acero 1045	1



Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev. D. Detalle	Escala: 1:1
Título: Eje E4	Fecha:	Acot: pulgadas
ANSI A	Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 2
	Revisó: M.N.P.	Material:
	Aprobó:
	Dib. No:	0AR-SIE-503-0

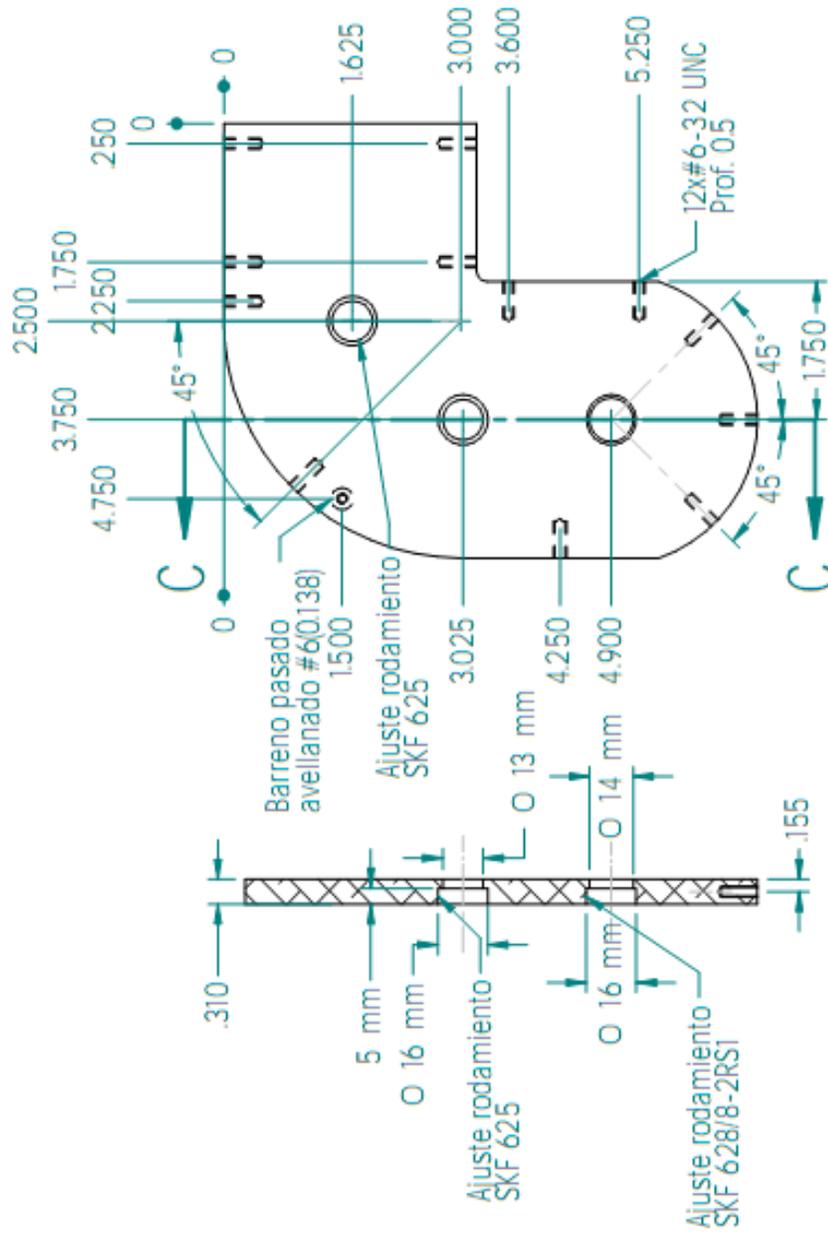


Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

Título:
Base derecha
Plano A

ANSI A

Rev. D. Detalle	Escala: 1:2
Fecha:	Acert: pulgadas
Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 2
Revisó: M.N.P.	Materia: Aluminio 6061
Aprobó:	
Dib. No: 088-PIE-301-0	



SECCIÓN C-C

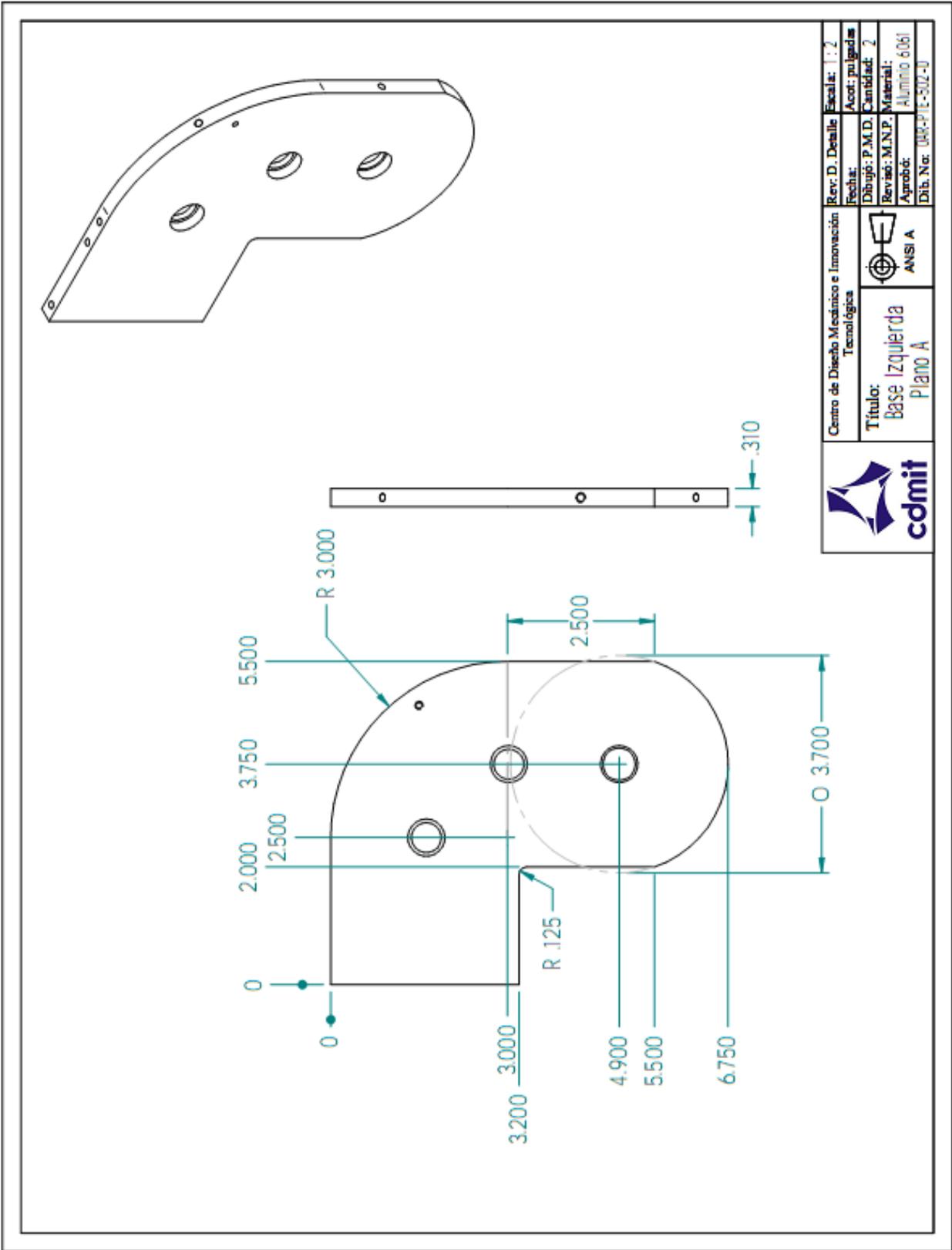


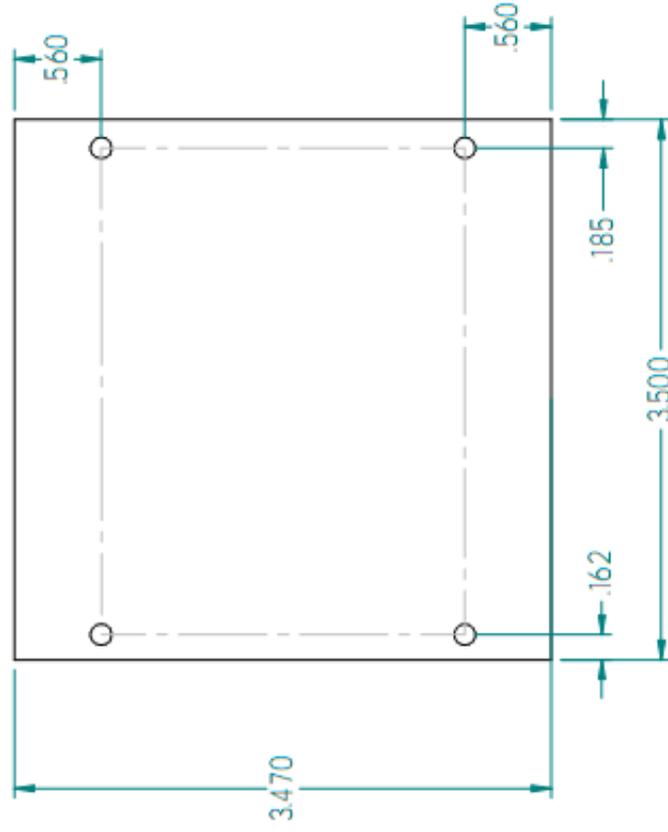
Título:
Base derecha
Plano B



Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

Rev. D. Detalle	Escala: 1 : 2
Fecha:	Acont: pulgadas
Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 2
Revisó: M.N.P.	Materia: Aluminio 6061
Aprobó:	
Dib. No: DAR-PIE-5018-U	

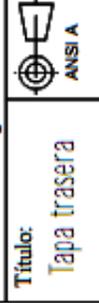




Lamina calibre 22



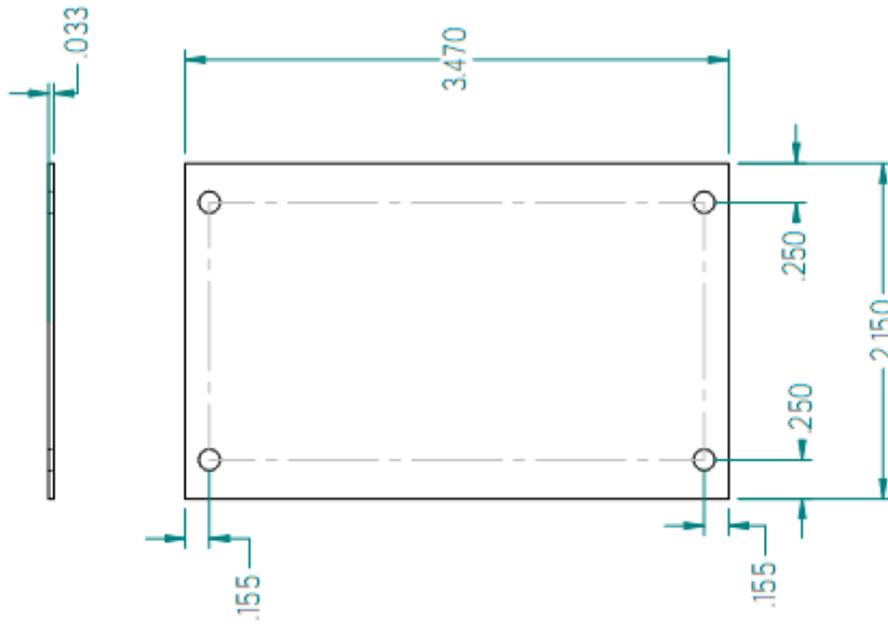
Centro de Diseño Mecánico e Innovación
Tecnológica



Título:
Tapa trasera

Rev. D. Detalle	Escala: 1:1
Fecha:	Acor: pulgadas
Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 2
Revisó: M.N.P.	Material:
Aprobó:	Aluminio 6061
Dib. No:	04R-PIE-303-0

Tapa M

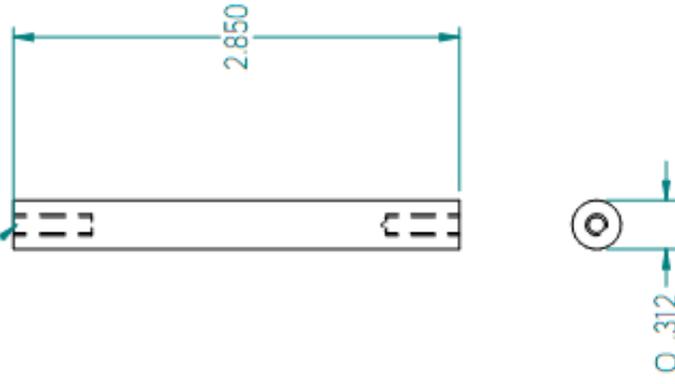


Lamina calibre 22

Material: Aluminio 6061

Poste

2x#6-32 UNC
Prof. 0.5



Material: Nylamid



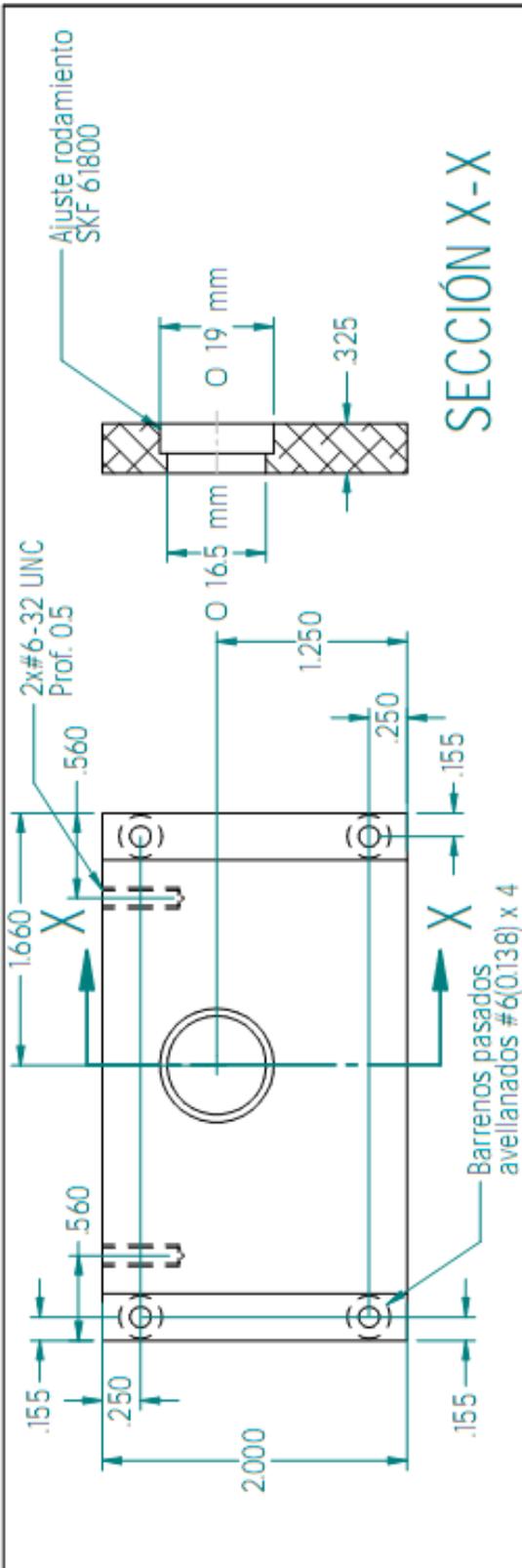
Centro de Diseño Mecánico e Innovación
Tecnológica

Título:
Tapa M

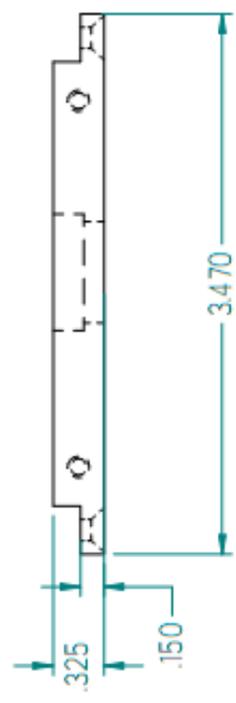
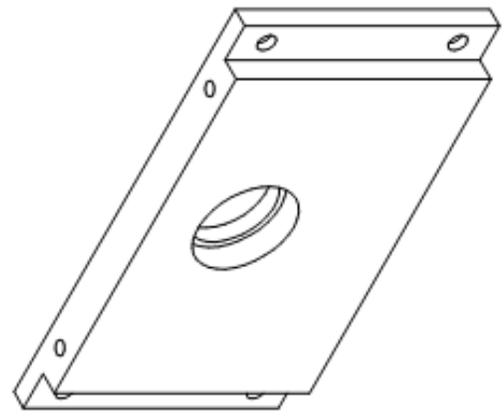
Poste



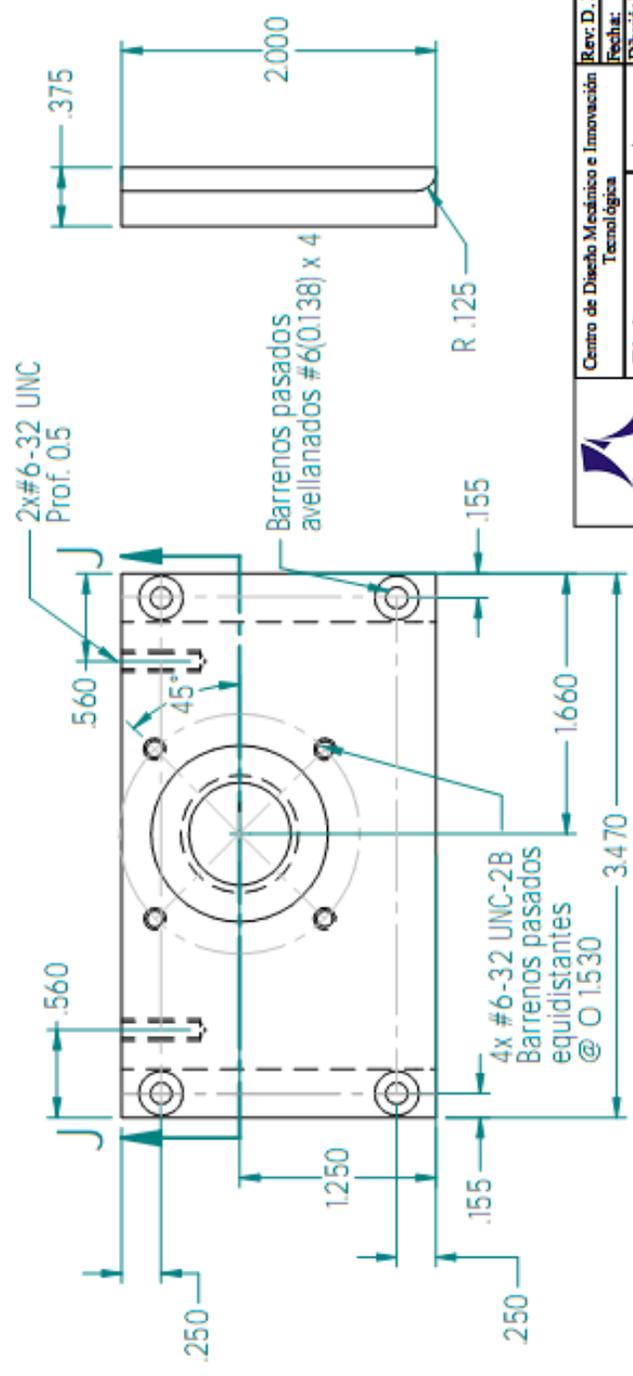
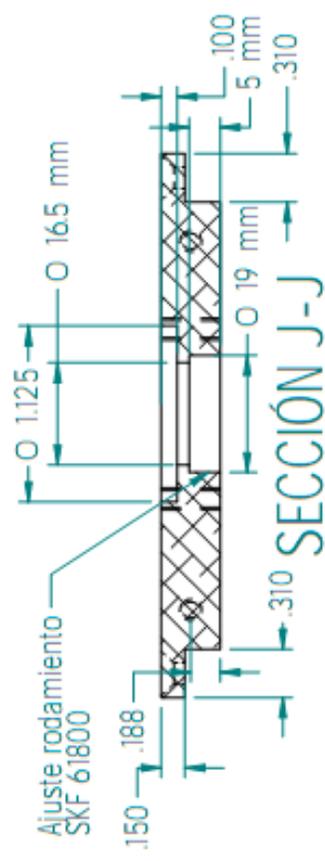
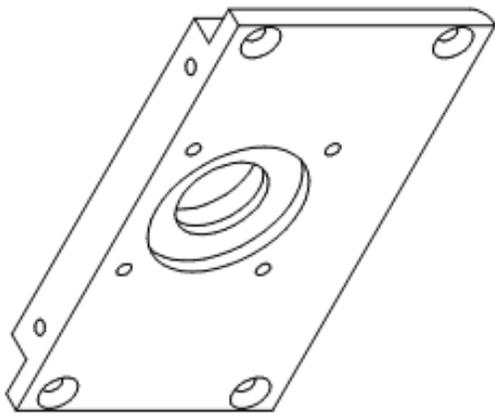
Rev. D. Detalle	Escala: 1:1
Fecha:	Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 2
Revisó: M.N.P.	Material: Aluminio 6061
Aprobó:	Dib. No: 048-PE-504-01



SECCIÓN X-X

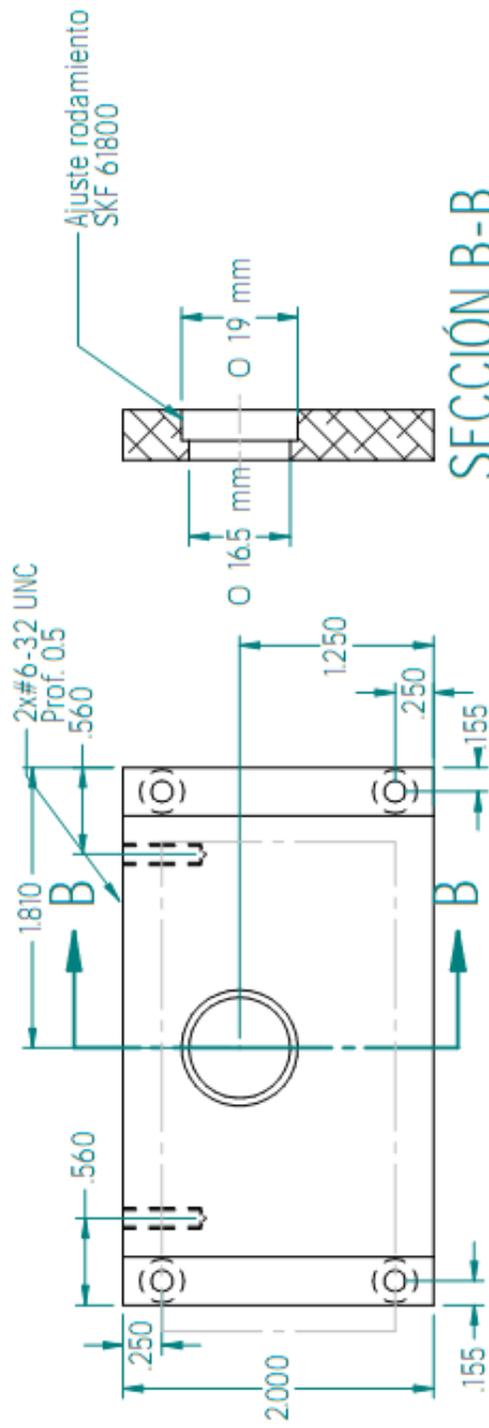


 Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev. D. Detalle	Escala: 1:1
	Fecha:	Acot: pulgadas
cdmit	Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 1
	Revisó: M.N.P.	Material: Aluminio 6061
Título: Tapa SFRD	Aprobó:	Dib. N.º: DRP-FE-507-0

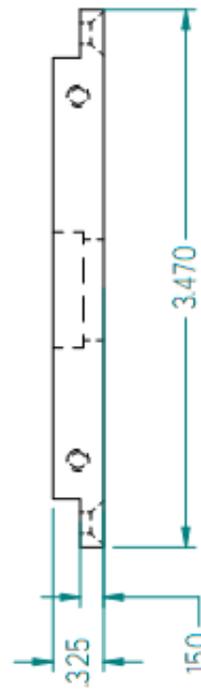
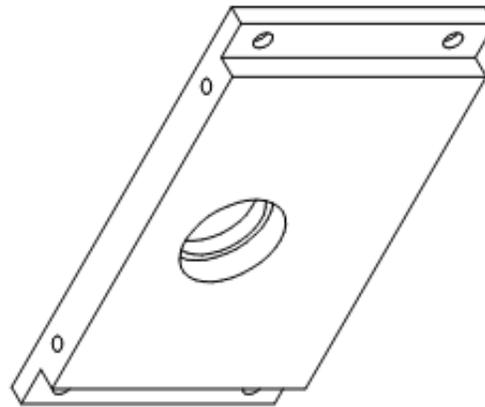


	Rev. D. Detalle	Escala: 1:1
	Fecha:	Acot.: pulgadas
Título: Base SFRD	Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 1
	Revisó: M.N.P.	Material: Aluminio 6061
	Aprobó:	Dib. No: 000-PIE-508-00





SECCIÓN B-B

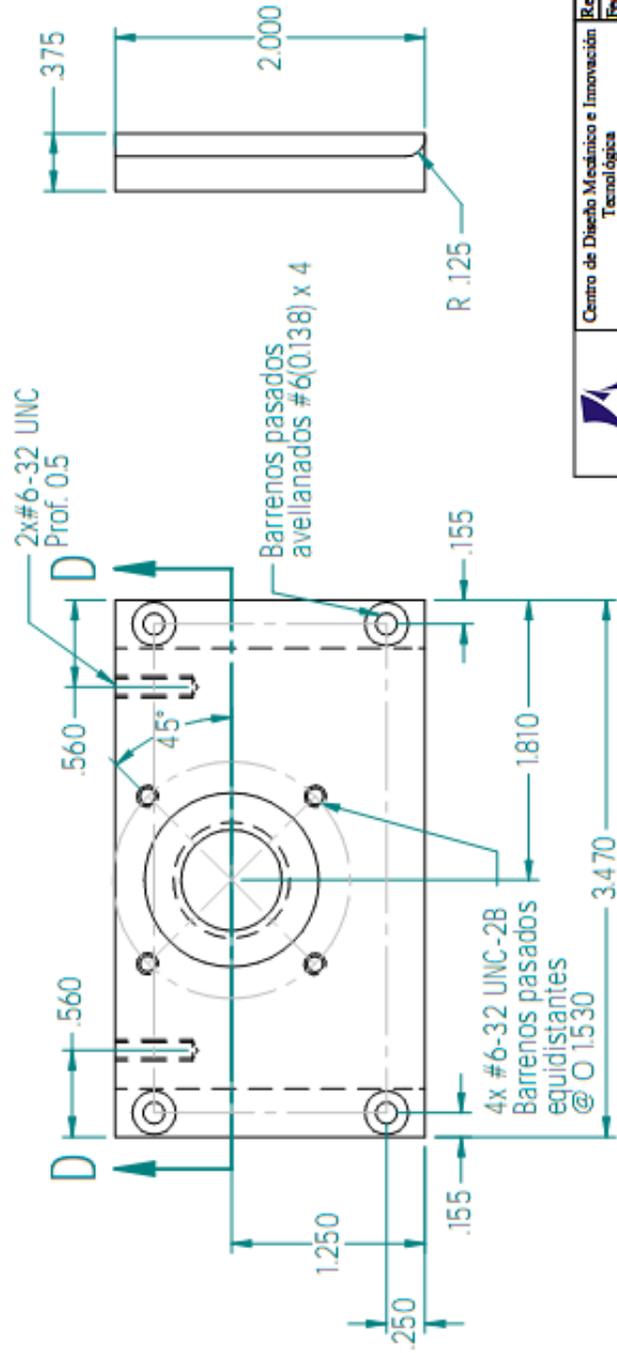
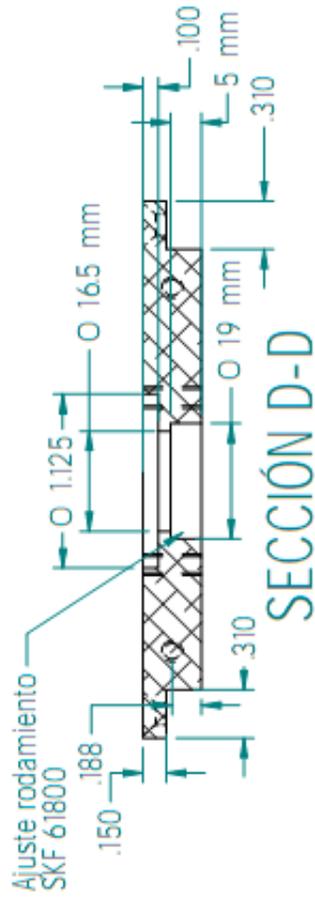
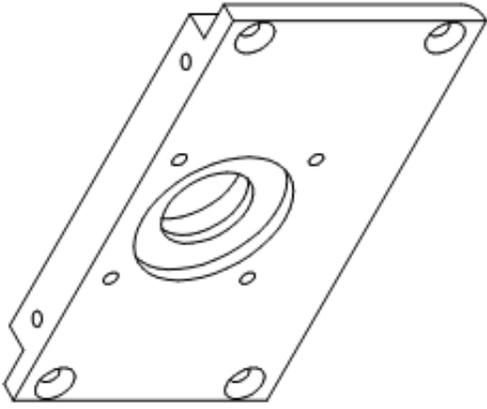


Centro de Diseño Mecánico e Innovación
Tecnológica

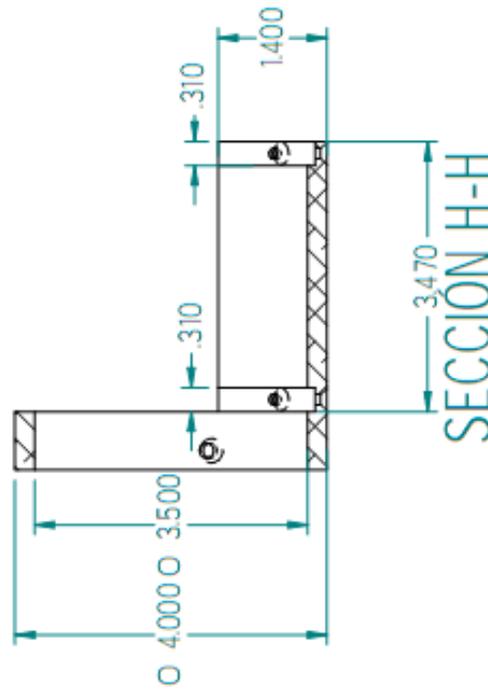
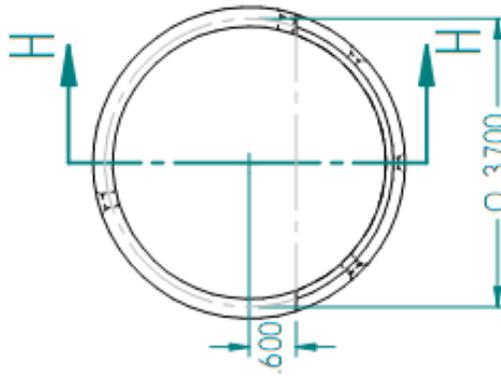
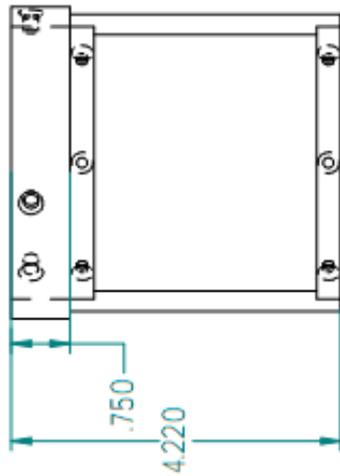
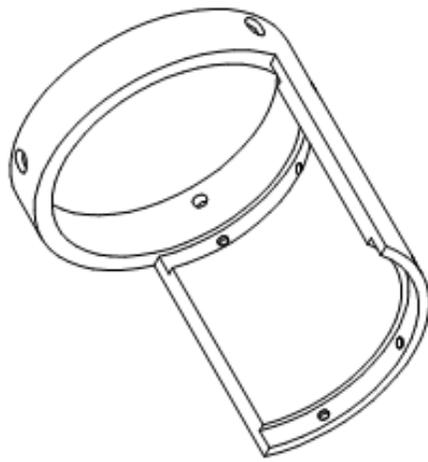
Título:
Tapa SFRI



Rev. D. Detalle	Escala: 1:1
Fecha:	Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 1
Revisó: M.N.P.	Materia: Aluminio 6061
Aprobó:	Dib. No: 000-PIE-505-0

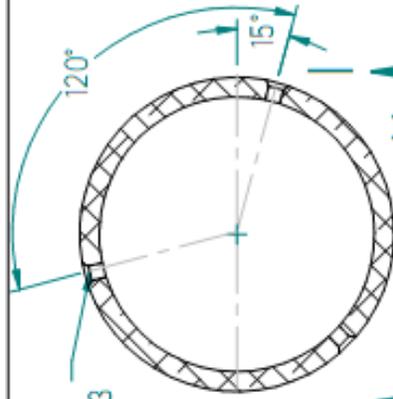


	Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev. D. Detalle	Escala: 1:1
		Fecha:	Acot. pulgadas
Título: Base SFRI		Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 1
		Revisó: M.N.P.	Materia: Aluminio 6061
		Aprobó:	
		Dib. No: 048-PIE-505-U	



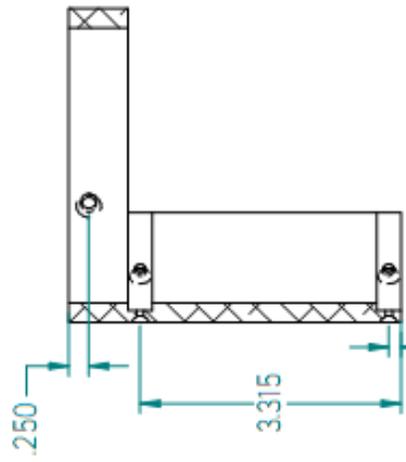
SECCION H-H

	Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev. D. Detalle Fecha: Dibujó: P.M.D. Revisó: M.N.P. Aprobó: Dib. No: 088-PIE-509-D	Escala: 1:2 Acot: pulgadas Cambiad:
	Título: Soporte RD	 ANSI A	Material: Aluminio 6061 Dib. No: 088-PIE-509-D

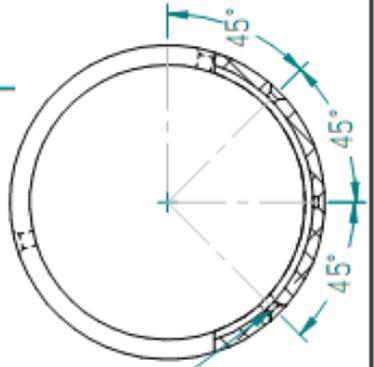
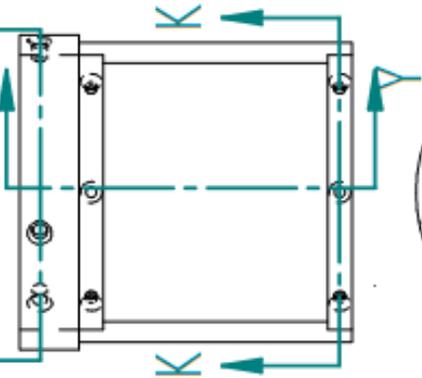


Barrenos pasados
avellanados #10(0.190) x 3
equidistantes

SECCIÓN I-I



SECCIÓN Y-Y

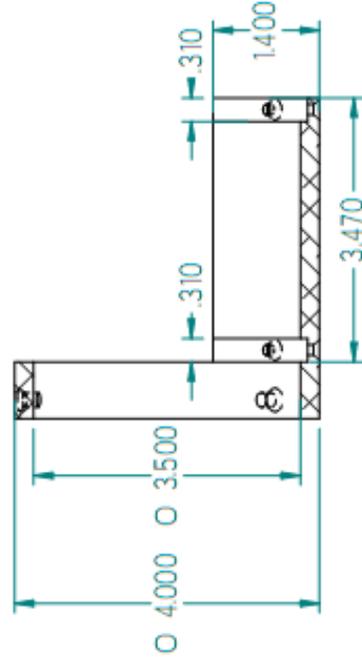
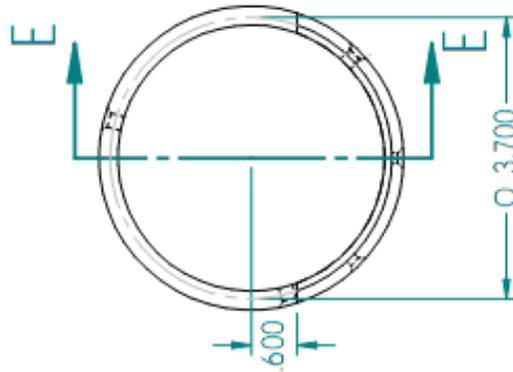
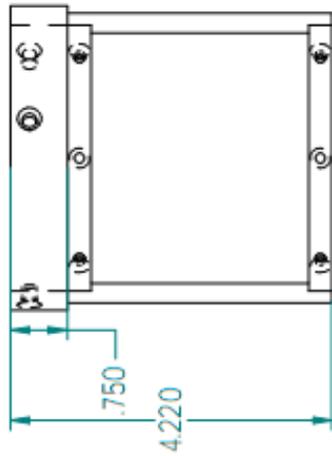
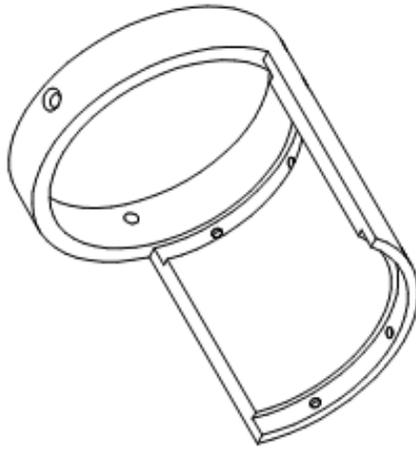


Barrenos pasados
avellanados #6(0.138) x 6

SECCIÓN K-K



Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev. D. Detalle	Escala: 1:2
Título: Soporte RD B	Fecha:	Acot: pulgadas
ANSI A	Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 1
	Revisó: M.N.P.	Material: Aluminio 6061
	Aprobó:	
	Dib. No: 00R-PIE-S098-0	



SECCION E-E



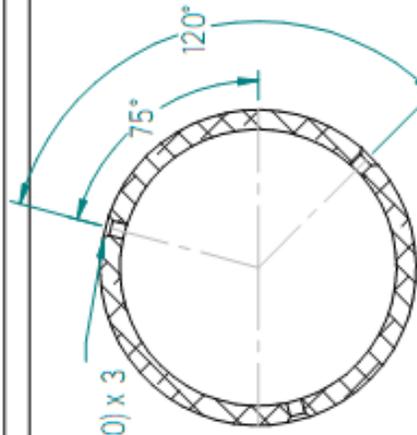
Centro de Diseño Mecánico e Innovación
Tecnológica

Título:
Soparte RI

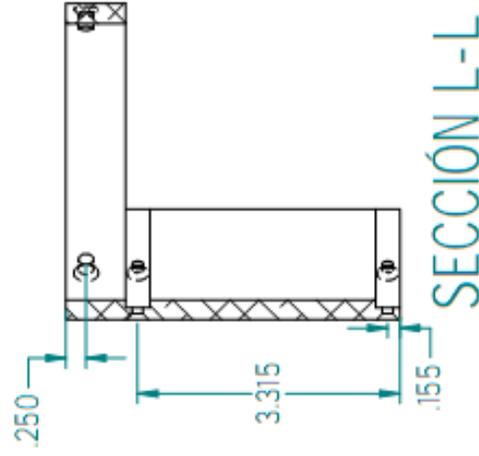
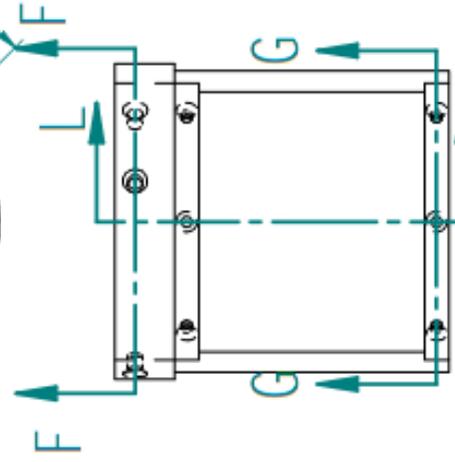


ANSI A

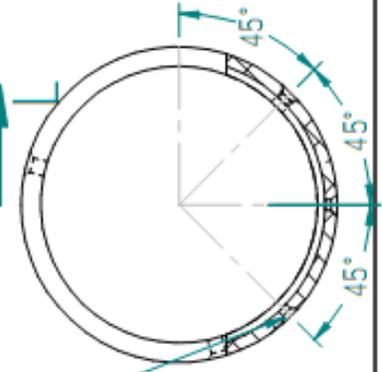
Rev. D. Detalle	Escala: 1:2
Fecha:	Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 1
Revisó: M.N.P.	Materia: Aluminio 6061
Aprobó:	
Dib. No:	DR-PIE-517-0



SECCIÓN F-F



SECCIÓN L-L



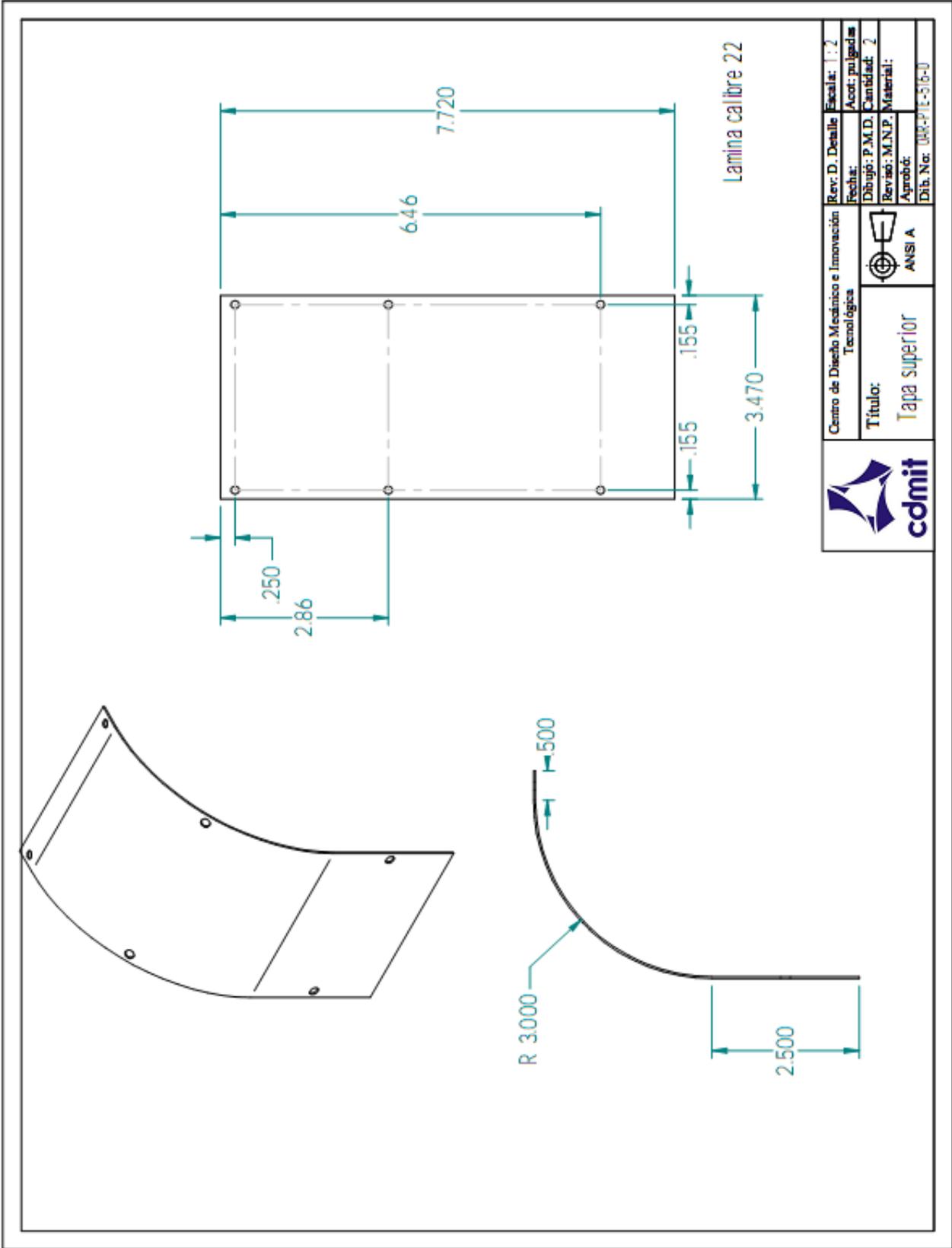
Barrenos pasados
avellanados #6(0.138) x 6

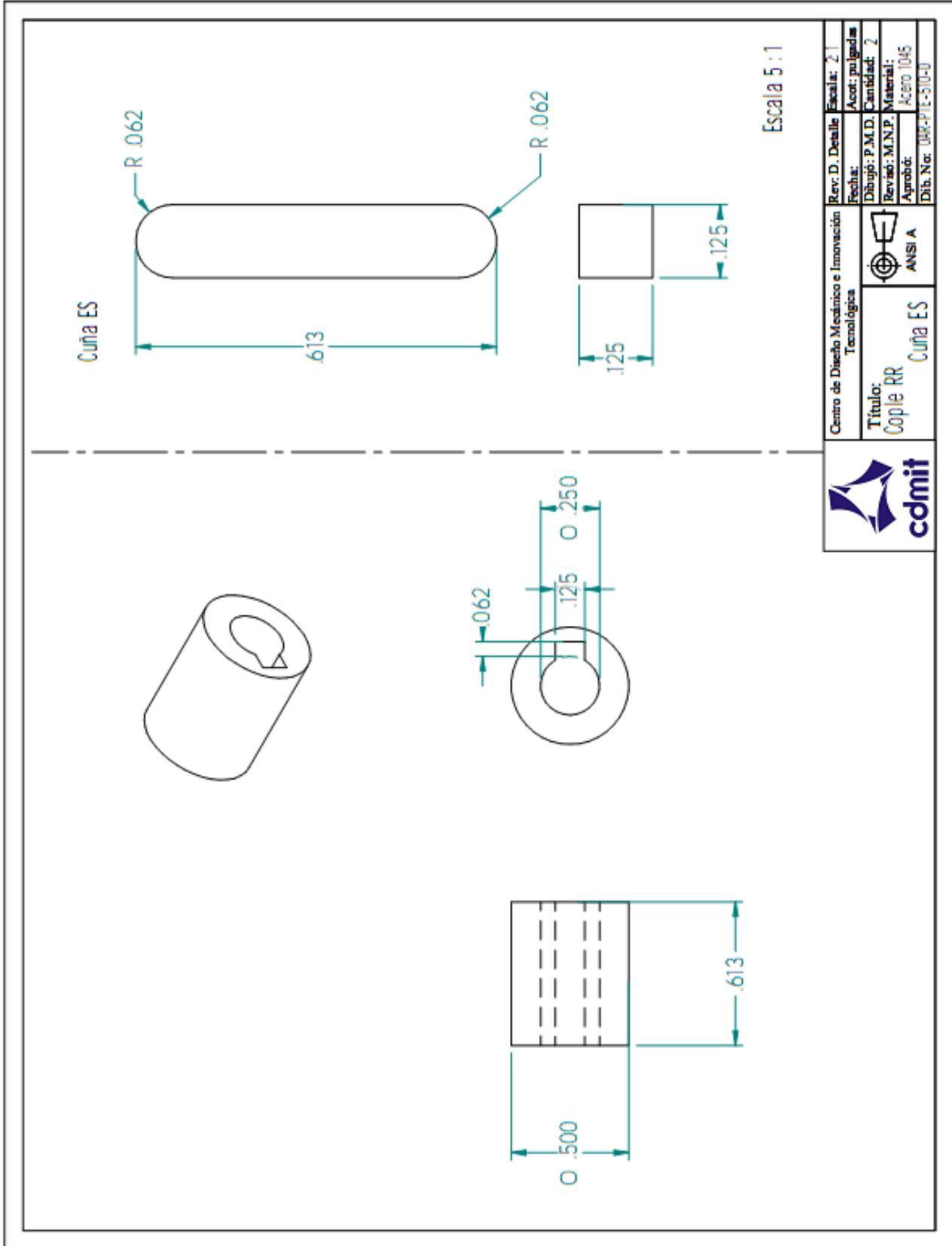
SECCIÓN G-G

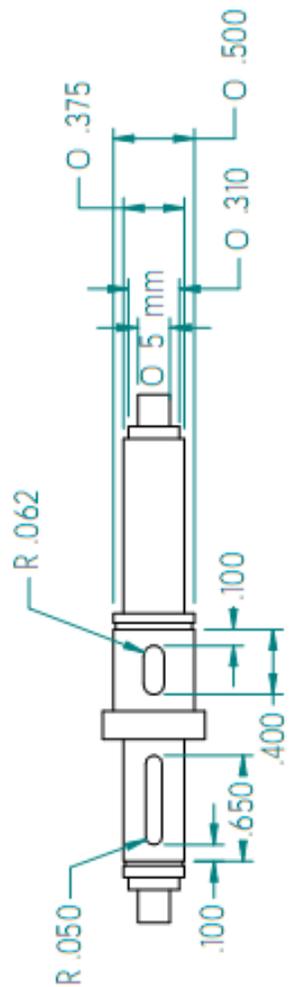


Centro de Diseño Mecánico e Innovación
Tecnológica
Título:
Soporte RI B
ANSI A

Rev. D. Detalle	Escala: 1:2
Fecha:	Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 1
Revisó: M.N.P.	Materia:
Aprobó:	
Dib. No: 000-PIE-5175-0	

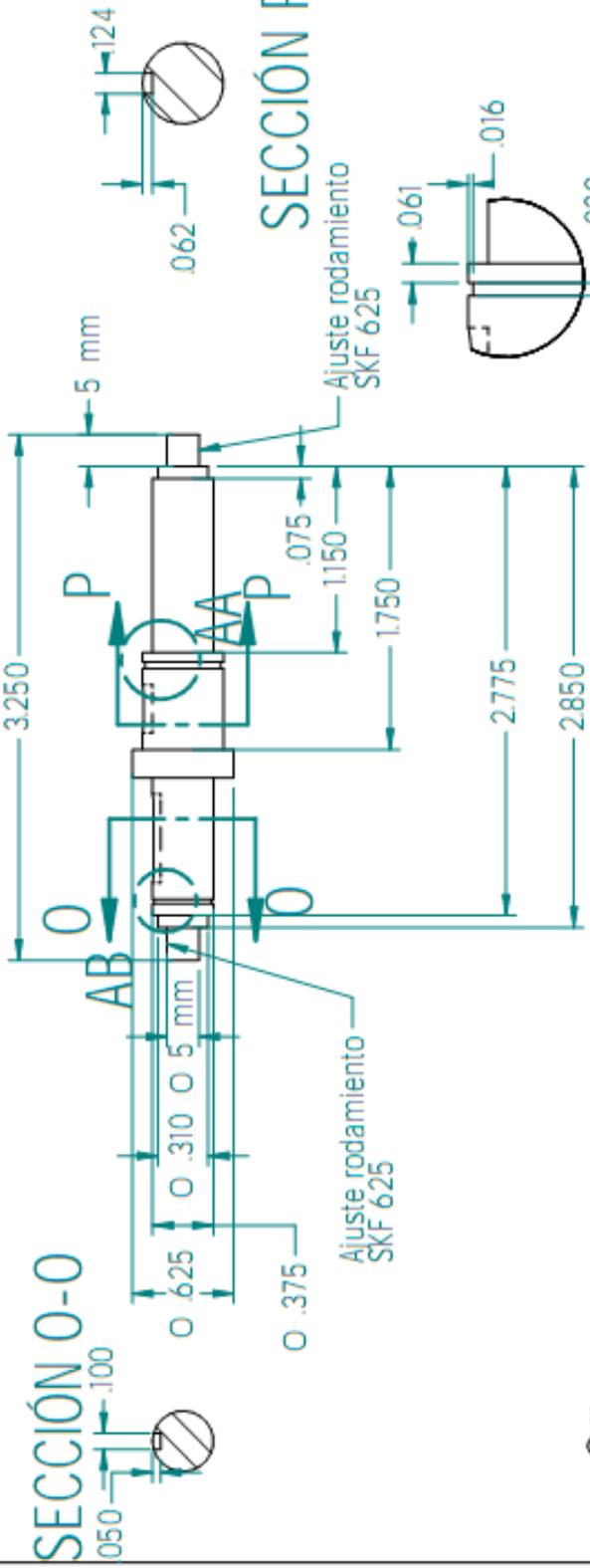




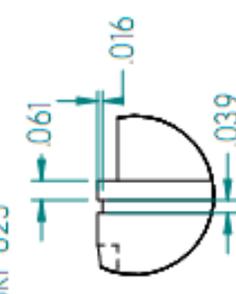


DETALLE AB

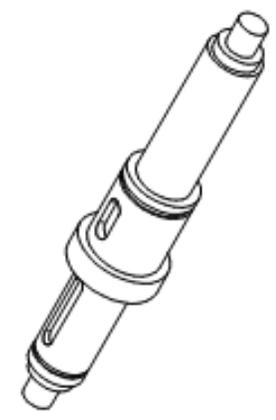
SECCIÓN 0-0



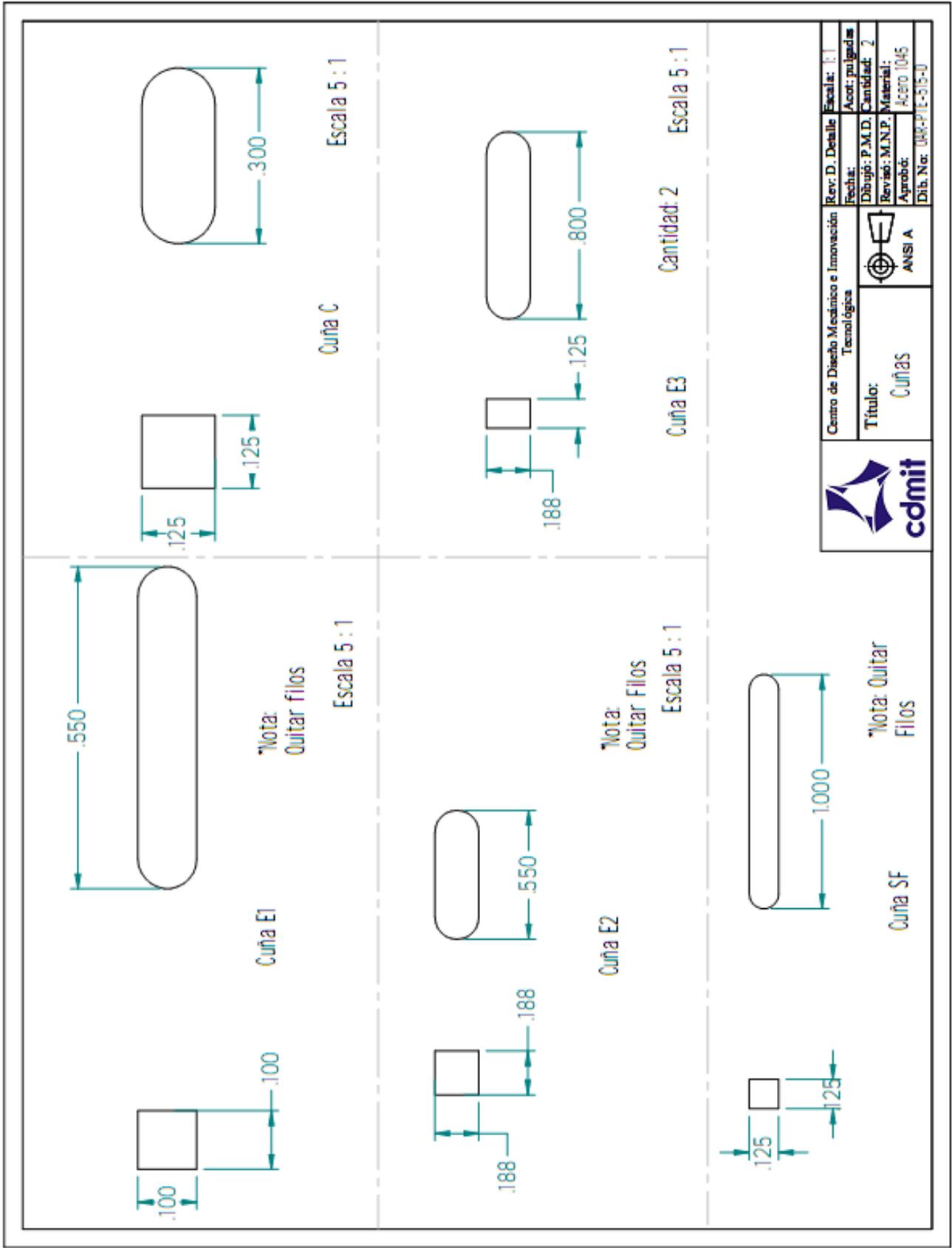
SECCIÓN P-P



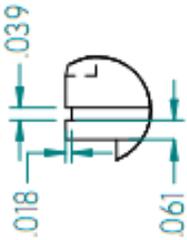
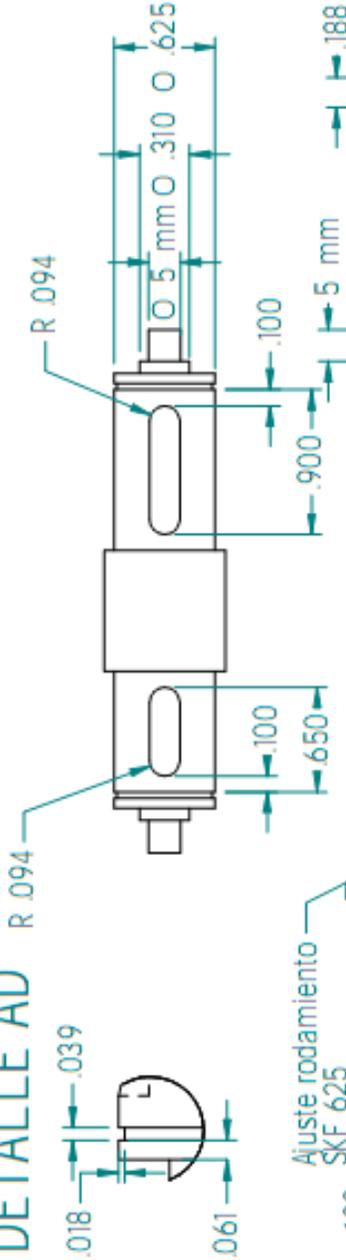
DETALLE AA



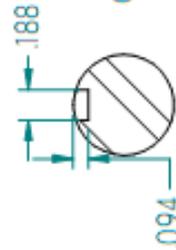
	Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica		ANSI A
	Título: Eje 1	Rev. D. Detalle Escala: 1:1 Fecha: Acort: pulgadas Dibujo: P.M.D. Cantidad: 2 Revisó: M.N.P. Material: Acero 1045 Aprobó: Acero 1045 Dib. No: 048-P-E-511-0	



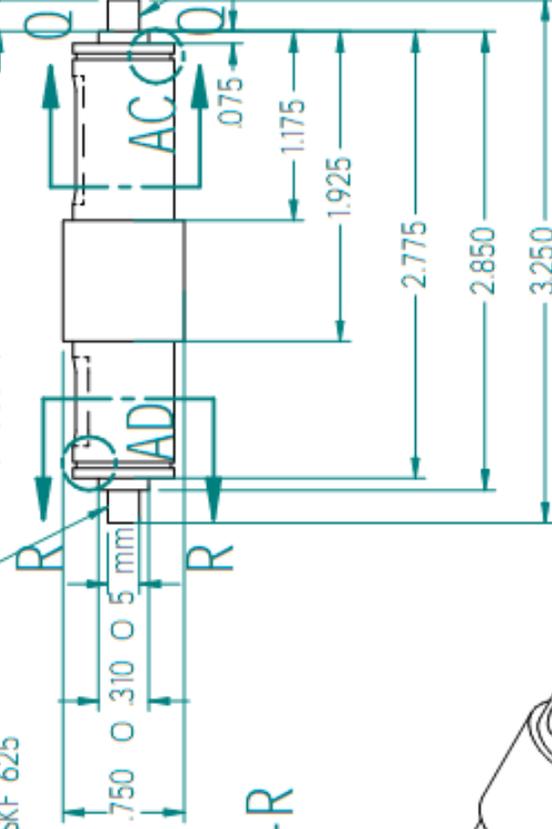
DETALLE AD



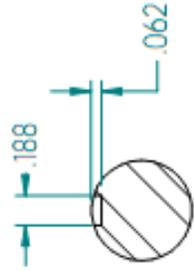
Ajuste rodamiento SKF 625



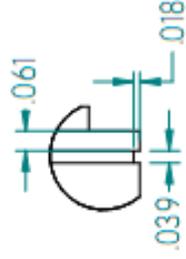
SECCION R-R



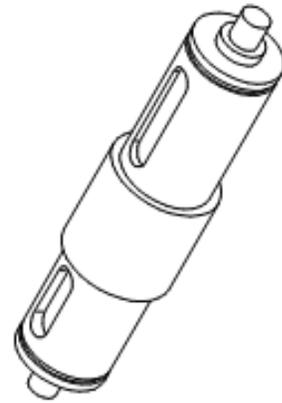
SECCION O-O



Ajuste rodamiento SKF 625



DETALLE AC

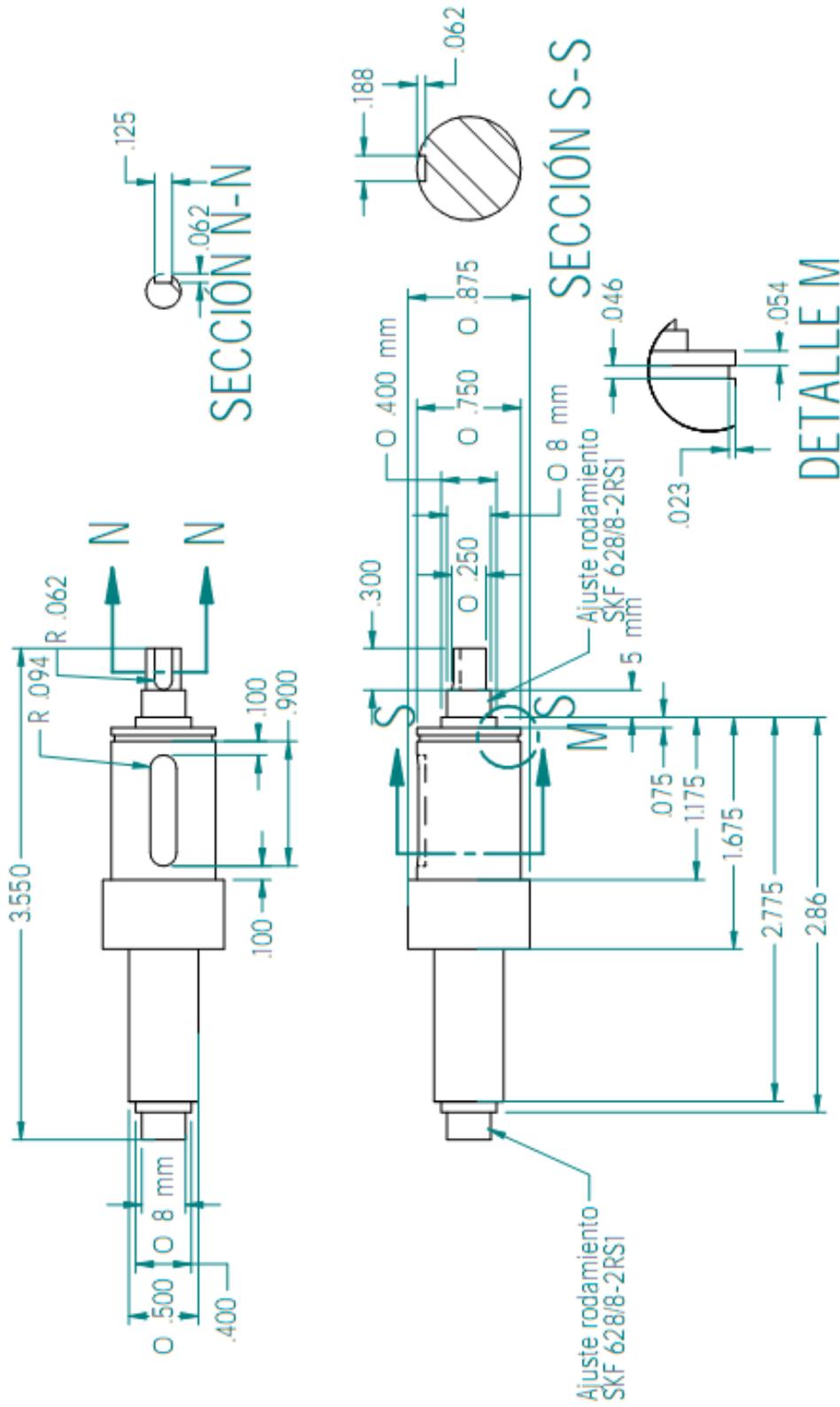


Título: Eje 2



Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

Rev. D. Detalle	Fecha:	Escala:
Fecha:	Acot. pulgadas	
Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 2	
Revisó: M.N.P.	Materia:	
Aprobó:	ACEIO 1045	
Dib. No:	08R-PIE-512-0	

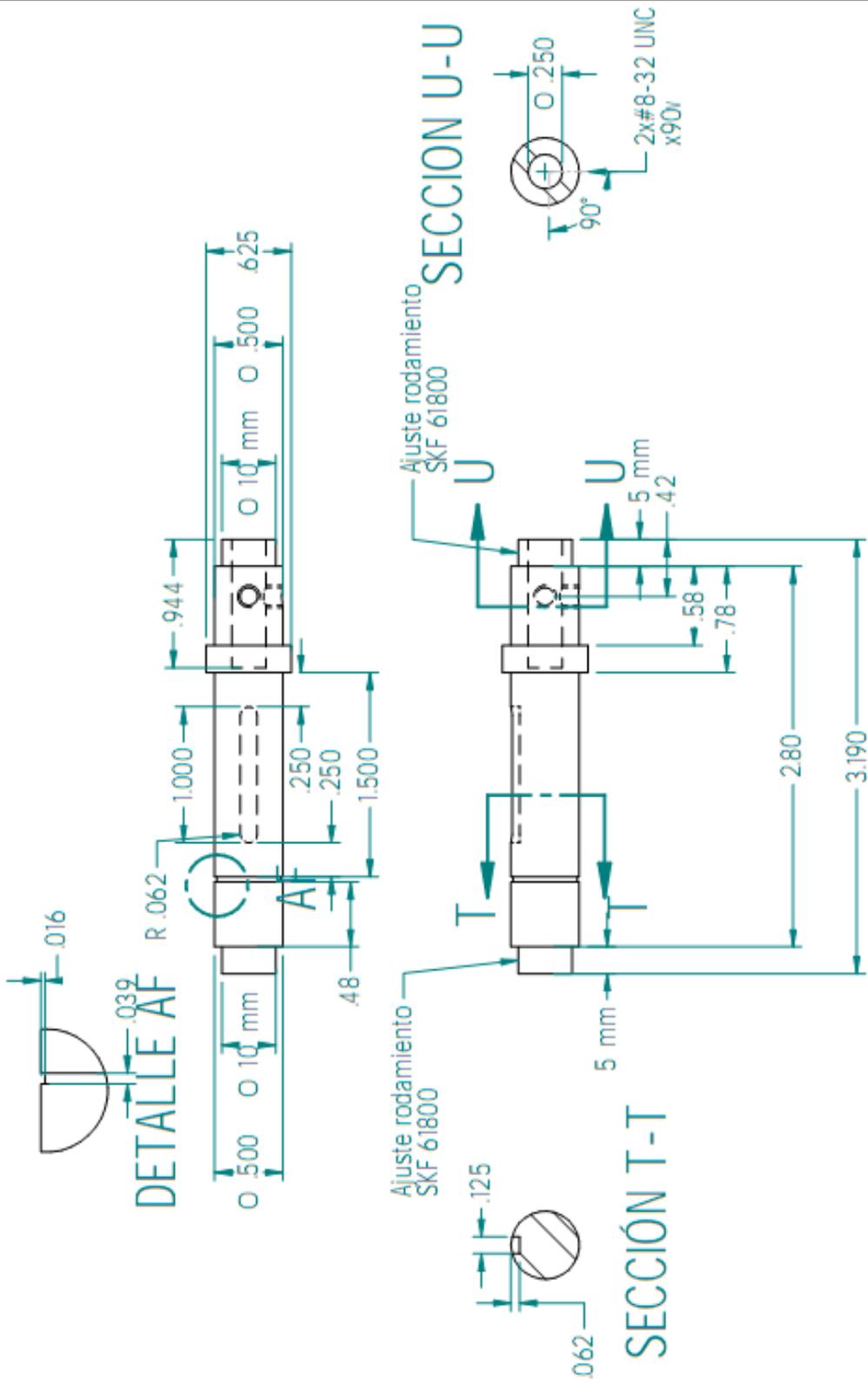


Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

Título: Eje 3

ANSI A

Rev: D. Detalle	Escala: 1:1
Fecha:	Acor: pulgadas
Dibujó: P.M.D.	Cantidad: 2
Revisó: M.N.P.	Material: ACERO 1045
Aprobó:	
Dib. No: 080-PIE-513-U	



Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica



Título:
Eje SF

Rev.:	D. Detalle	Escala:	1:1
Fecha:		Acor. pulgadas:	
Dibujó:	P.M.D.	Cantidad:	2
Revisó:	M.N.P.	Materia:	Acero 1045
Aprobó:		Dib. No.:	048-PIE-514-U