



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Análisis de Eficiencia Energética de un Sistema de Aire Comprimido en una Pequeña Empresa Metal Mecánica

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniera Mecánica

P R E S E N T A

Erika Lucía Martínez Obregón

DIRECTOR DE TESIS

M.I. Augusto Sánchez Cifuentes



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2018



Agradecimientos y dedicatoria

Este trabajo está dedicado a mis padres, porque a través de ellos Dios me demostró que nunca me iba a desamparar. Por su apoyo incondicional durante todos estos años, por hacerme unas alas bien grandes para poder volar y por demostrarme que la perfección no existe, lo que sí existe es el compromiso, la dedicación y las ganas de seguir adelante. Gracias mamá, por tantos años de todo tu tiempo, de tanto cariño y por el esfuerzo permanente que siempre haces para tratar de comprenderme. Gracias papá, por todos los recursos que pusiste a mi alcance y por las infinitas oportunidades que me diste para que esto pudiera pasar.

Gracias Jessica, por la compañía, por el ejemplo y el apoyo de hermana mayor. Gracias David, por demostrarme que ser diferente no es ser mejor o peor, por las alegrías, las angustias y las sorpresas de buen hermano menor. Gracias a los dos por la innegable complicidad de hermanos.

Gracias Efraín, por ser ejemplo y guía en mi trayectoria universitaria.

Gracias José Luis, por todo el apoyo técnico y emocional en este proceso, gracias por tanto cariño y por ayudarme a ver que no estoy tan perdida, pero tengo mucho, mucho que trabajar.

Gracias a todos aquellos con los que en algún momento compartí las aulas y, por nuestras afinidades, compartí fragmentos de mi vida. A los que se quedaron y siguen siendo parte de esta historia, a los que se fueron porque los caminos se separaron y a los que ya no están en este mundo.

Gracias al proyecto CONACyT 249322 "Diseño, integración y puesta en marcha de una plataforma digital en línea para realizar autodiagnósticos energéticos basados en las pequeñas y medianas empresas de manufactura", al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) y al grupo de Proyectos de Ahorro de Energía (PAE) de la UNAM, por los recursos facilitados para la elaboración del presente estudio.



Gracias al Mtro. Guillermo Sánchez Liévano por el tiempo, los conocimientos y la paciencia que amablemente aportó para la realización del presente estudio, a la Mtra. Silvina Alonso por invitarme a participar en el proyecto, a los maestros Augusto Cifuentes, Héctor Mora, Iván Urzúa y Verónica Flores por el apoyo técnico y la confianza que han depositado en mí.

Gracias a la empresa Calentadores Delta, por todas las facilidades para la realización del presente estudio, esperando que pueda serles de utilidad.

Gracias a la Facultad de Ingeniería, a la Universidad Nacional Autónoma de México y al pueblo mexicano, porque puedo decir con orgullo que toda mi formación académica vino de escuelas públicas y por ello quedaré en deuda eterna con mi país.

Gracias a todos los que de una u otra manera intervinieron para que esto fuera posible, a los que me dijeron que sí pero también a los que me dijeron que no, pues por todos los aciertos y desaciertos fue que llegué hasta aquí.

A todos ustedes, infinitas gracias.

*El ahorro es el arte de lidiar con la escasez,
la eficiencia es el arte de hacer lo mejor.*

Erika Martínez



Planteamiento del problema

Un diagnóstico energético realizado recientemente a la empresa estudiada señala que el sistema de aire comprimido actual representa el 27.42% de la energía total anual consumida en la planta, esta cifra rebasa significativamente el promedio estimado por el Departamento de Energía de Estados Unidos por lo que resulta relevante e interesante conocer la forma en que el recurso se genera y aprovecha actualmente. Además, el aire comprimido se utiliza diariamente en diversos procesos, por ello debe estar siempre disponible. Todo lo anterior hace al sistema de aire comprimido susceptible de ser analizado.

Hipótesis

El sistema de aire comprimido opera actualmente fuera de un rango de eficiencia energética aceptable.

Objetivo

Conocer y evaluar el uso y consumo de la energía en el sistema de aire comprimido de una pequeña empresa metal mecánica, así como su eficiencia para con todo lo anterior buscar y analizar propuestas de mejora para dicho sistema.



Índice

Capítulo 1 proceso de compresión de un gas	1
1.1 Gas ideal	1
1.1.1 Definición	1
1.1.2 Ecuación de estado del gas ideal	2
1.1.3 Criterios para considerar un gas real como ideal.....	3
1.2 El aire atmosférico	4
1.2.1 Características del aire	4
1.2.2 El aire como gas ideal.....	6
1.3 Compresión ideal de un gas	7
1.3.1 Compresión politrópica.....	8
1.3.2 Compresión isotérmica	9
1.3.3 Compresión isentrópica	9
1.4 Compresión del aire en condiciones normalizadas y en condiciones reales.	10
Capítulo 2. Compresores.....	13
2.1 Definición	13
2.2 Tipos de compresores.	13
2.2.1 Compresor alternativo.	14
2.2.2 Compresor de tornillo rotativo	16
2.2.3 Comparación de diversos tipos de compresores.	17
2.3 Calidad del aire comprimido	19
2.4 Eficiencia global de los compresores	20
Capítulo 3. Redes de distribución y equipos auxiliares.....	23
3.1 Arreglos comunes	23
3.2 Materiales para las tuberías de la red.....	27
3.3 Conexiones y válvulas	31
3.4 Longitud nominal o equivalente.	32
3.5 Diámetro interno de tuberías	33
3.6 Pérdidas de presión en tuberías	34



3.7 Tanques de almacenamiento.....	35
3.8 Tratamiento del aire comprimido.....	38
3.8.1 Enfriador.....	38
3.8.2 Deshumidificador.....	41
3.8.3 Secador.....	42
3.8.4 Filtros.....	44
3.8.5 Tratamiento de aire en los puntos de consumo.....	44
3.9 Colores para la tubería.....	46
Capítulo 4. Eficiencia energética en sistemas de aire comprimido.....	49
4.1 Problemas comunes.....	50
4.1.1 Caídas de presión.....	50
4.1.2 Demanda artificial.....	51
4.1.3 Fugas en la red de distribución.....	52
4.1.4 Usos indebidos.....	53
4.2 Oportunidades de mejora.....	55
4.2.1 Reducción en la demanda de aire.....	55
4.2.2 reducción de fugas.....	57
4.2.3 Reducción de las caídas de presión.....	59
4.2.3 Disminución de la presión del sistema.....	61
Capítulo 5. Marco Contextual.....	63
5.1 Descripción de la empresa.....	63
5.2 Descripción del sistema.....	64
5.2.1 Compresores.....	65
5.2.2 Red de distribución.....	67
5.2.3 Filtros y accesorios.....	68
5.2.4 Usos del aire comprimido.....	69
Capítulo 6. Plan de medición y análisis del Sistema de Aire Comprimido.....	70
6.1 Metodología.....	70
6.2 Variables relevantes.....	71
6.3 Recopilación de información.....	72
6.3.1 Acciones realizadas en campo.....	72



6.3.2 Acciones adicionales	75
6.4 Información obtenida	75
6.4.1 Compresores	75
6.4.2 Tanques de almacenamiento	78
6.4.3 Red de distribución	78
6.4.4 Caída de presión por presencia de fugas	81
Capítulo 7. Resultados.....	82
7.1 Cálculo de las eficiencias de los compresores	82
7.1.1 Determinación de los estados termodinámicos de los compresores.....	82
7.1.3 Cálculo de la eficiencia global	84
7.2 Consumos de aire en la planta	87
7.2.1 Censo de equipos consumidores de aire	88
7.2.2 Conversión de flujo demandado normalizado a flujo real.....	89
7.2.3 Estimaciones del consumo de aire.....	91
7.3 Cálculo de las pérdidas de presión.....	95
7.4 Cálculo del porcentaje de pérdidas por fugas.....	101
7.4.1 Fugas en acoplamientos rápidos.....	103
7.5 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento	106
Capítulo 8. Análisis de resultados y propuestas de mejora	109
8.1 Análisis de resultados.....	109
8.1.1 Consumos de aire.....	109
8.1.2 Compresores	110
8.1.3 Red de distribución	111
8.1.4 Tanques de almacenamiento.....	113
8.1.5 Distribución del consumo de energía en el sistema	114
8.2 Propuestas de mejora	115
8.2.1 Programa de mantenimiento.....	115
8.2.2 Elementos del sistema que requieren sustitución.....	120
8.2.3 Red de distribución	124
8.3.4 Costo de la implementación de las propuestas de mejora.....	125
Conclusiones	127



Referencias.....	129
Anexos. Diagramas de distribución del sistema de aire comprimido actual	132

Índice de figuras

Figura 1. Tipos de compresores. Elaboración propia con datos de [9].....	14
Figura 2. Funcionamiento de un compresor alternativo. Elaboración propia.	16
Figura 3. Funcionamiento de un compresor de tornillo. [22].....	17
Figura 4. Entradas y salidas de masa y energía en un compresor (Elaboración propia).....	21
Figura 5. Esquema general de una red de distribución [13]	24
Figura 6. Red de distribución abierta [21].....	24
Figura 7. Red de distribución cerrada [21].....	25
Figura 8. Unión correcta de tubería para derivaciones en la red de distribución, cuello de ganso [21]	27
Figura 9. Colocación correcta de las entradas y salidas de un tanque de almacenamiento. Elaboración propia.	36
Figura 10. Enfriador aire – agua [2].....	40
Figura 11. Enfriador aire – aire [1]	40
Figura 12. Arreglo del enfriador y el separador de humedad [26]	41
Figura 13. Distintos tipos de secadores [15]	42
Figura 14. Unidad de mantenimiento con filtro, regulador y lubricador. Elaboración propia.	45
Figura 15. Distintos arreglos de unidades de mantenimiento [4] Elaboración propia con imágenes de Festo.....	45
Figura 16. Contribuciones al costo de producción de aire comprimido. Elaboración propia con datos de [9]	49
Figura 17. Ábaco para el cálculo de fugas en función de la sección de orificio [9].....	52
Figura 18 Compresor de 20 hp. Fotografía de la planta.	65
Figura 19. Filtro de entrada obstruido por el polvo, compresor 2. Fotografía de la planta.	66
Figura 20. Filtro a la salida del compresor 3. Fotografía de la planta.....	66
Figura 21. Compresor 3. Fotografía de la planta.	66
Figura 22. Secador de aire comprimido. Fotografía de la planta.....	68
Figura 23. Metodología de análisis del sistema de aire comprimido. Elaboración propia.	70
Figura 24. Distribución de temperaturas en el cabezal del compresor (Termografía)	77
Figura 25. Distribución de temperaturas en el cabezal del compresor (Fotografía de la planta)	77
Figura 26. Distribución de temperaturas en la región más caliente del cabezal (Termografía).....	77
Figura 27. Distribución de temperaturas en la región más caliente del cabezal (Termografía).....	77
Figura 28. Diagrama isométrico de las redes de distribución. Elaboración propia.	79
Figura 29. Caída de presión en la red de distribución por presencia de fugas. Generada por software del manómetro digital.	81



Figura 30. Perfil de consumo estimado. Elaboración propia con datos propios.	93
Figura 31. Periodos de arranque y paro del compresor durante la prueba de hermeticidad. Elaboración propia.	102
Figura 32. Ciclo de operación del compresor sin demanda de aire. Elaboración propia.	104
Figura 33. Diagrama de Sankey con la distribución del consumo de energía en el sistema. Elaboración propia con datos propios.	114
Figura 34. Filtro encontrado en la instalación VS filtro nuevo. Elaboración propia con fotografía de la planta e imagen de internet.	121
Figura 35. Unidad de mantenimiento, área de armado de quemadores. Fotografía de la planta.	122
Figura 36. Filtro a la salida de tanque pulmón. Fotografía de la planta.	123
Figura 37. Paquete de juntas tóricas.	124

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades termodinámicas del aire atmosférico. Elaboración propia con datos de [5] y [19]	6
Tabla 2. Pertinencia del uso del modelo de gas ideal para analizar el comportamiento del aire atmosférico. Elaboración propia.	7
Tabla 3. Exponente politrópico [19].....	8
Tabla 4 Propiedades del aire en condiciones estándar [7]	11
Tabla 5. Calidad del aire comprimido según ISO 8573-1 [12]	20
Tabla 6. Aplicaciones, ventajas y desventajas de las redes de distribución abiertas y cerradas.	26
Tabla 7 Comparación de las características técnicas de tubos neumáticos de metal y de material sintético (1) Elaboración propia con datos de [11]	29
Tabla 8 Comparación de las características técnicas de tubos neumáticos de metal y de material sintético (2) Elaboración propia con datos de [11]	30
Tabla 9 Longitud equivalente de válvulas y conexiones. Elaboración propia con datos de [16].....	32
Tabla 10 Pérdidas máximas admisibles por sección de la red. Elaboración propia con datos de [9]	34
Tabla 11. Colores de seguridad para tuberías y su significado (Tabla 4 en [20]).....	46
Tabla 12. Dimensiones mínimas de las bandas de identificación en relación con el diámetro de la tubería (Tabla 5 en [20])	47
Tabla 13. Leyendas para fluidos peligrosos [20]	48
Tabla 14 Métodos de detección de fugas en sistemas de aire comprimido. [9]	58
Tabla 15. Datos de placa de los compresores encontrados. Elaboración propia.	67
Tabla 16 Censo de equipos. Elaboración propia.	69
Tabla 17. Variables a recopilar relevantes en el análisis de eficiencia energética. Elaboración propia.	71
Tabla 18. Demanda eléctrica de los compresores. Elaboración propia con datos propios.	75



Tabla 19. Variables termodinámicas medidas en los compresores. Elaboración propia con datos propios	76
Tabla 20. Temperatura máxima en el cabezal del compresor. Elaboración propia con datos propios.	78
Tabla 21. Longitudes y diámetros del segmento de red que une al compresor 3 con el área de hornos y pintura. Elaboración propia	79
Tabla 22. Longitudes y diámetros del segmento de red que une al compresor 3 con el área de mantenimiento. Elaboración propia con datos propios.	80
Tabla 23. Longitudes y diámetros del segmento de red que une al compresor 1 con el área de probado de tanques. Elaboración propia con datos propios.....	80
Tabla 24. Estados termodinámicos del aire en los compresores encontrados. Elaboración propia con datos propios.....	84
Tabla 25. Condiciones de operación nominales y reales de los compresores. Elaboración propia con datos propios.	84
Tabla 26. Densidad del aire y masa desplazada en función de la altura sobre el nivel del mar. Elaboración propia con datos propios.	85
Tabla 27 Eficiencias globales de los compresores analizados. Elaboración propia con datos propios.	87
Tabla 28 Eficiencias de los elementos del compresor. Elaboración propia con datos propios.	87
Tabla 29. Consumo de aire promedio por equipo. Elaboración propia.....	89
Tabla 30 Consumo promedio real de los equipos neumáticos. Elaboración propia.	90
Tabla 31 Coeficientes de simultaneidad [3].....	94
Tabla 32. Caídas de presión en la red de distribución (Del compresor 3 al área de pintura). Elaboración propia con datos propios	97
Tabla 33. Caídas de presión en la red de distribución (Del compresor 3 al área de ensamble). Elaboración propia con datos propios.	98
Tabla 34. Caídas de presión en la red de distribución (Del compresor 1 al área de probado). Elaboración propia con datos propios.	99
Tabla 35. Caídas de presión en la red de distribución (Del compresor 1 al área de probado) Elaboración propia con datos propios.	100
Tabla 36 Duración de los periodos de arranque y paro. Elaboración propia con datos propios....	102
Tabla 37 Duración del ciclo de operación del compresor. Elaboración propia.	104
Tabla 38 Volumen de almacenamiento adicional requerido para cubrir periodos de operación en demanda máxima. Elaboración propia.	108
Tabla 39. Consumos máximos estimados. Elaboración propia.....	109
Tabla 40 Rangos de caída de presión en los puntos de consumo. Elaboración propia.	112
Tabla 41. Costo aproximado de las oportunidades de mejora que requieren inversión. Elaboración propia.	126



Nomenclatura

C	Constante	v	Volumen específico
C_p	Calor específico a presión constante	V	Volumen total
$C.P.n$	Consumo promedio normalizado	\dot{W}_{abs}	Potencia absorbida por el compresor
$C.P.r$	Consumo promedio real	\dot{W}_e	Potencia eléctrica a la entrada
$C.R.T.$	Consumo promedio real total	Wk_{os}	Trabajo en el eje de un sistema abierto
$C.S.$	Coefficiente de simultaneidad		
$C.T.$	Consumo total		
$C.T.h$	Consumo promedio real por tipo de herramienta	$^{\circ}C$	Grado centígrado
$C.U.$	Coefficiente de utilización	cfm	Pies cúbicos por minuto
C_v	Calor específico a volumen constante	cm^2	Centímetro cuadrado
d	Diámetro	$^{\circ}F$	Grados Fahrenheit
h	Entalpía específica	hp	Caballo de potencia
k	Exponente adiabático	K	Kelvin
m	Masa	kg	Kilogramo
M	Masa molar	kJ	KiloJoule
\dot{m}	Flujo másico	$kmol$	Kilomol
η	Eficiencia	kPa	Kilo pascal
n	Índice politrópico	kW	Kilo watt
N	Número de moles	l	litro
ρ	Densidad	m	Metro
P	Presión absoluta	min	minuto
P_a	Presión parcial del aire	mm	milímetro
P_g	Presión del agua en estado gaseoso	MPa	Mega pascal
$P_{sat@T}$	Presión de saturación del agua a temperatura ambiente	m^3	Metro cúbico
P_v	Presión parcial del vapor	mm^2	milímetro cuadrado
R	Constante del gas	NI	Litros normalizados
RH	Humedad relativa	Pa	Pascal
R_u	Constante universal de los gases	psi	Libra por pulgada cuadrada
$secc.$	Sección	s	segundo
T	Temperatura absoluta	$Ec.$	Ecuación
T_c	Tiempo en carga, estimación del porcentaje de fugas	$CAGI$	Compressed Air and Gas Institute
td	Tiempo en descarga, estimación del porcentaje de	$CONACyT$	Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología



Introducción

Según el Departamento de Energía de los Estados Unidos, en promedio el 10% de la energía eléctrica consumida en las industrias corresponde a los sistemas de aire comprimido. Del mismo modo diversos análisis indican que la electricidad que consume un compresor representa el 75% del costo total del mismo durante toda su vida útil. El 25% restante corresponde al costo del equipo y a la instalación y mantenimiento del mismo [9]. Actualmente es muy común encontrar dichos sistemas en una gran cantidad de empresas debido a la variedad de usos encontrados para el recurso.

El presente trabajo se desprende del Proyecto CONACyT 249322 "Diseño, integración y puesta en marcha de una plataforma digital en línea para realizar autodiagnósticos energéticos de primer nivel en PyME de manufactura", realizado por el grupo de Proyectos de Ahorro de Energía (PAE) de la UNAM. Como parte del proyecto se realizaron diagnósticos energéticos a diversas empresas. El sistema de aire comprimido a analizar se encontró en una pequeña empresa dedicada a la fabricación de calentadores de agua y generadores de vapor de uso doméstico.

El sistema de aire comprimido analizado representa el **43.10%** del total de la energía eléctrica que los equipos de fuerza consumen anualmente y el **27.42%** del consumo eléctrico anual total de la empresa. Dicho consumo cuesta a la empresa **\$63,258.81** cada año [Informe del diagnóstico energético realizado, documento interno del Proyecto]. Estos porcentajes superan considerablemente los promedios reportados para la industria y por ello este sistema fue elegido para realizar un análisis de eficiencia energética.

Los capítulos 1, 2 3 y 4 contienen la información necesaria para la compresión y análisis de los sistemas de aire comprimido. El capítulo 1 integra fundamentos teóricos para el análisis energético del sistema de aire comprimido: el modelo de gas ideal, el aire atmosférico y los modelos de compresión de un gas ideal. El capítulo 2 está dedicado a los generadores de



aire comprimido, los compresores, incluyendo la calidad que el aire comprimido debe tener en función del uso al que está destinado y un método de estimación de la eficiencia global de los compresores. El capítulo 3 contiene información acerca de las redes de distribución y los equipos de tratamiento de aire comprimido. El capítulo 4 está enfocado a la eficiencia energética en sistemas de aire comprimido, aporta información acerca de los problemas comunes y las oportunidades de mejora en estos sistemas.

El capítulo 5 es un marco contextual del problema e incluye la descripción de la empresa y del sistema analizado.

El capítulo 6 contiene el plan de medición y análisis del sistema estudiado. Partiendo de que este trabajo es el análisis de un sistema real y en operación, los resultados obtenidos dependen en gran medida de la forma en que se recabó la información.

En el capítulo 7 se presenta la información obtenida de las mediciones y los resultados obtenidos después de analizar dicha información. En el capítulo 8 se discuten los resultados obtenidos y a partir de dicha discusión se presentan oportunidades de mejora para el sistema estudiado.



Capítulo 1 proceso de compresión de un gas

En este capítulo se abordan algunos conceptos termodinámicos que son útiles para la evaluación energética de los sistemas de aire comprimido: el modelo del gas ideal, las características del aire atmosférico y una evaluación del uso del modelo de gas ideal para explicar el comportamiento del aire atmosférico en los sistemas de aire comprimido. Se incluye también una breve explicación de los sistemas termodinámicos y de los modelos de compresión ideal de un gas, cerrando con las pautas para estimar la influencia de las variaciones de temperatura y humedad en el aire ambiente.

1.1 Gas ideal.

El aire comprimido se ha usado desde hace más de dos mil años. Como primer compresor mecánico se puede citar el fuelle manual, que no fue inventado hasta el tercer milenio antes de Cristo, y el fuelle de pie, que no comenzó a emplearse hasta unos mil quinientos años antes de nuestra Era. [4]

Los compresores, al igual que muchas otras máquinas, fueron inventados y utilizados antes de definir los fundamentos científicos de su funcionamiento. Actualmente dichos fundamentos son las herramientas que los diseñadores utilizan para buscar la mejora en el comportamiento y el aumento de la eficiencia. Uno de los modelos más empleados para el análisis de compresores y redes de aire comprimido es el del gas ideal.

1.1.1 Definición

Un gas ideal se define como aquel cuyas moléculas se encuentran lo suficientemente alejadas, de forma tal que el comportamiento de una molécula no resulta afectado por la presencia de otras [5].



El gas ideal tiene otras características, algunas dadas por su propiedad principal.

- El volumen que ocupan las moléculas de gas es despreciable en comparación con el volumen del recipiente que las contiene.
- Las moléculas del gas ocupan el volumen total del recipiente que las contiene. Esto es posible debido a que las moléculas chocan y se expanden en esa región del espacio, pero las moléculas de un gas ideal se aproximan a partículas puntuales y por ello se considera que el volumen que ocupan es despreciable.
- Dichas moléculas se desplazan de forma continua y desordenada, chocando entre sí y contra las paredes del recipiente y con esto dan lugar a la presión del gas.
- Los choques de las moléculas son elásticos de modo que no existe pérdida ni ganancia de energía cinética.

1.1.2 Ecuación de estado del gas ideal

El concepto de gas ideal es, precisamente, una idealización que permite analizar el comportamiento de gases reales con propiedades tales que se asemejen a las del gas ideal. Dicho análisis se reduce a una ecuación de estado fácil de manejar y sus resultados se aproximan mucho al comportamiento real de los gases, por lo que esta teoría facilita considerablemente el estudio de diversas sustancias.

La relación entre la presión, la temperatura y el volumen de un gas ideal se modela con la Ec. (1):

$$P = R \frac{T}{v} \quad (1)$$



Conocida comúnmente como **Ecuación de estado del gas ideal**, en la que P es la presión absoluta, T es la temperatura absoluta, v es el volumen específico y R es la constante del gas. Dicha constante es diferente para cada sustancia y se determina con la Ec. (2):

$$R = \frac{R_u}{M} \left[\frac{kJ}{kg * K} \right] \text{ o } \left[\frac{kPa * m^3}{kmol * K} \right] \quad (2)$$

Donde M es la masa molar del gas y R_u es la constante universal de los gases, que en unidades del Sistema Internacional de Unidades tiene el siguiente valor:

$$R_u = 8.31447 \left[\frac{kJ}{kmol * K} \right] \text{ o } \left[\frac{kPa * m^3}{kmol * K} \right]$$

La ecuación de estado del gas ideal puede también escribirse de otras formas, Ecs. (3), (4) y (5), que siempre conducirán a los mismos resultados, pero permitirán relacionar otras propiedades del gas en el mismo estado termodinámico.

$$PV = mRT \quad (3)$$

$$PV = NR_u T \quad (4)$$

$$\frac{P}{\rho} = RT \quad (5)$$

Donde V es el volumen total del gas, m es su masa total y v es el volumen específico, y se relacionan con la Ec. (6):

$$V = mv \quad (6)$$

Mientras que N es el número de moles totales de gas y ρ es la densidad del gas.

1.1.3 Criterios para considerar un gas real como ideal.

La relación del gas ideal es la ecuación de estado que se utiliza con más frecuencia pues encuentra diversas aplicaciones. Pero es importante observar que el gas ideal es precisamente eso, la idealización de una sustancia que



cumple siempre con la relación $Pv=RT$. La razón por la que esta idealización ha podido utilizarse exitosamente en análisis prácticos es porque experimentalmente se ha observado que dicha relación se aproxima mucho al comportamiento P-v-T de los gases reales a bajas densidades: en condiciones que implican presiones bajas (muy por debajo de la presión crítica del gas) y temperaturas altas (mayores o iguales que la temperatura crítica del gas) la densidad disminuye y éste se comporta como gas ideal.

Una regla fácil para determinar cuándo se puede suponer que una sustancia es un gas perfecto es la siguiente:

1. Si la temperatura es mayor o igual que la temperatura crítica, y la presión es menor que la cuarta parte de la presión crítica.
2. Si la temperatura es mayor o igual que aproximadamente el doble de la temperatura crítica, y la presión es menor que cinco veces la presión crítica [19]

1.2 El aire atmosférico

Otro concepto que es importante comprender para el análisis de compresores es el aire atmosférico. A diferencia de otros equipos industriales, los compresores tienen como fluido de trabajo una sustancia que no tiene ningún costo y que está disponible en cualquier parte del mundo, por lo que un compresor podría operar en cualquier lugar (aunque su eficiencia sea mayor en unos lugares que en otros). Su manipulación no genera residuos tóxicos ni es flamable. Esa sustancia es el aire.

1.2.1 Características del aire

El aire es una mezcla de gases que rodea a la tierra. La razón por la que dichos gases no se dispersan por el universo es porque son atraídos por la fuerza de gravedad.

En su estado natural, libre de contaminantes artificiales, el aire es una sustancia transparente e inodora, de baja densidad y que permite el



desplazamiento de los cuerpos que se encuentran dentro de ella oponiendo poca resistencia.

El aire está compuesto por más de diez gases diferentes sin embargo sólo dos de ellos representan el 99 % de su volumen total: el oxígeno y el nitrógeno. El nitrógeno es el gas con más presencia, el 78% del aire es nitrógeno. Le sigue el oxígeno, con el 21% del volumen total. El 1% restante se reparte entre otros gases como el neón, helio, metano, dióxido de carbono entre otros.

Humedad del aire.

Los porcentajes de composición del aire mencionados anteriormente corresponden a aire seco, no obstante, el aire contiene también un pequeño porcentaje de agua evaporada, esta fracción de agua se conoce como humedad y proviene de la evaporación de los distintos cuerpos de agua encontrados en la superficie terrestre, las plantas y otros seres vivos.

Durante la compresión del aire la humedad que contiene entrará también al compresor, pudiendo mezclarse con el aceite lubricante, depositarse en el fondo del tanque de almacenamiento, entrar a las tuberías y corroerlas o llegar hasta los consumidores finales y dañarlos, reduciendo así su vida útil.

Contaminantes en el aire.

El aire contiene algunos elementos contaminantes de forma natural tales como bacterias, polvo y polen. Algunos de ellos representan un riesgo pues pueden propagar enfermedades, pero otros son necesarios para conservar la vida, por ejemplo, el polen que ayuda a la reproducción de las plantas y el polvo que permite la condensación de la humedad en el aire, con lo que inicia la formación de nubes.

En las grandes ciudades y en las zonas industriales la calidad del aire se ve considerablemente afectada por elementos contaminantes provenientes de las actividades humanas. Además de los daños a la salud que esto pudiera



ocasionar, este fenómeno tiene algunas implicaciones en la operación de los equipos de aire comprimido.

En el aire se encuentran contaminantes en forma de gases y partículas suspendidas. Algunos de los gases presentes en la atmósfera son el dióxido de carbono, los óxidos de nitrógeno y el dióxido de azufre. Las partículas suspendidas pueden ser líquidas o sólidas, entre las líquidas encontramos los aceites lubricantes y los combustibles no quemados, en tanto que las partículas sólidas suelen ser residuos de la fabricación de cemento, hollín y residuos de asfaltos y llantas.

Propiedades del aire.

En la Tabla 1 se enlistan algunas de las propiedades termodinámicas del aire. Aunque pueden variar en función de factores como la altitud, los valores que se muestran son los valores más comúnmente utilizados para los análisis termodinámicos.

PROPIEDAD	UNIDAD	VALOR
Masa molar M	[kg/kmol]	28.970
Constante de gas R	[kJ/kg K]	0.287
Temperatura de punto crítico	[K]	132.500
Presión de punto crítico	[MPa]	3.770
Volumen de punto crítico	[m ³ /kmol]	0.088
Calor específico a presión constante Cp *	[kJ/kg K]	1.005
Calor específico a volumen constante Cv *	[kJ/kg K]	0.718
Densidad **	kg/m ³	1.225

* a 300 K

**a nivel del mar y 15°C

Tabla 1. Propiedades termodinámicas del aire atmosférico. Elaboración propia con datos de [5] y [19]

1.2.2 El aire como gas ideal

La alta disponibilidad del aire atmosférico hace atractivo su uso en tantas aplicaciones como sea posible, por ello es necesario evaluar su comportamiento en distintos procesos. Como se mencionó antes, la ecuación



de estado del gas ideal es ampliamente utilizada por su facilidad de aplicación. Para utilizarla se comprobará que el aire atmosférico puede modelarse como gas ideal mediante los criterios de validación descritos en la sección 1.1.3 del presente trabajo.

Se conocen ya la temperatura y presión críticas del aire atmosférico, por lo que es posible determinar si se cumple con los enunciados anteriores. En la Tabla 2 se hace una comparación entre los valores de presión máxima y temperatura mínima admisibles con los valores de presión y temperatura del aire atmosférico para verificar que el uso del modelo del gas ideal en el análisis de los compresores arroja resultados con un porcentaje de error admisible.

	Presión [Pa]		Temperatura [K]	
	Máxima	Medida	Mínima	Medida
Regla 1	942500	101325 ✓	132,5	293,15 ✓
Regla 2	18850000	101325 ✓	265	293,15 ✓

Tabla 2. Pertinencia del uso del modelo de gas ideal para analizar el comportamiento del aire atmosférico. Elaboración propia.

1.3 Compresión ideal de un gas

En la historia del hombre se han desarrollado múltiples equipos y procesos que emplean el aire atmosférico como fluido de trabajo. La comprensión de dichas invenciones y las mejoras implementadas hizo necesaria la creación de modelos que describieran el cambio de las propiedades termodinámicas en un proceso.

Durante la compresión del aire se reduce el volumen específico del mismo y dado que esta propiedad está relacionada con la presión y la temperatura del fluido, se han determinado algunos modelos que predicen el comportamiento de los parámetros de este gas bajo determinadas condiciones.



1.3.1 Compresión politrópica

En un proceso politrópico el volumen y la presión del gas varían inversamente, obedeciendo a la relación $pV^n = C$, que es conocida como ecuación politrópica, donde C es una constante de proporcionalidad y n es el exponente politrópico. Los valores típicos de n están entre 1.1 y 1.5

Para los gases ideales se pueden establecer algunas relaciones entre las propiedades termodinámicas de los puntos inicial y final de un proceso politrópico, Ecs. (7), (8) y (9):

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n \quad (7)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{n-1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{n-1} \quad (8)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{n/(n-1)} \quad (9)$$

A partir de estas ecuaciones es posible describir otros procesos estableciendo valores diferentes para n . En la Tabla 3 se muestran los procesos más comunes que pueden modelarse con esta ecuación.

Proceso	Valor de n en la ecuación politrópica	Ecuación del proceso
Isobárico	0	$p = C$
Isométrico	∞	$pV^\infty = C$
Isotérmico	1	$pV = C$
Isentrópico	k	$pV^k = C$
Politrópico	n	$pV^n = C$

Tabla 3. Exponente politrópico [19]

Para sistemas abiertos que operan con gases ideales el trabajo en el eje se puede estimar con la Ec. (10):

$$Wk_{os} = \frac{nR}{1-n}(T_2 - T_1) \quad (10)$$



1.3.2 Compresión isotérmica

Un efecto natural de la disminución del volumen de un gas es el aumento de la temperatura y la presión del mismo. El aumento en la temperatura del aire produce un flujo de calor desde el aire al interior de la cámara de compresión hacia los alrededores. La compresión isotérmica considera que la transferencia de calor desde el aire a los alrededores es tal que al final del proceso la temperatura será igual que la del inicio. Esta consideración da paso a las siguientes igualdades entre propiedades en diversos puntos del proceso isotérmico:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (11)$$

Para sistemas abiertos el trabajo puede calcularse conociendo los volúmenes específicos o las presiones al inicio y al final del proceso, Ec. (12)

$$Wk_{os} = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (12)$$

1.3.3 Compresión isentrópica

Un modelo de compresión que considera que no existe disipación de calor al ambiente y en el que el proceso carece de irreversibilidades recibe el nombre de compresión isentrópica (o compresión adiabática reversible). Esta idealización implica que la entropía en los estados inicial y final del proceso será la misma. En el caso de los compresores, este modelo se utiliza cuando dichos equipos carecen de aletas u otros medios de enfriamiento del aire durante la compresión.

De acuerdo con la tabla 4, un proceso adiabático reversible se define como $pV^k = C$, donde k es el exponente adiabático y se define como el cociente de los calores específicos del gas, $k = \frac{c_p}{c_v}$, siempre que dichos calores específicos se



mantengan constantes. De ser así se cumplen las siguientes reglas para un proceso isentrópico en el que el fluido de trabajo sea dicho gas, Ecs. (13), (14) y (15):

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k \quad (13)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \quad (14)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{k/(k-1)} \quad (15)$$

Para un sistema abierto el trabajo en el eje se calcula a través de un balance de energía, Ec. (16)

$$\dot{E}C_2 + \dot{E}P_2 + \dot{H}_2 - \dot{E}C_1 - \dot{E}P_1 - \dot{H}_1 + \dot{U}_s = \dot{Q} - \dot{W}k_{os} \quad (16)$$

Considerando que no existe la transferencia de energía por diferencia de temperatura y despreciando las energías cinética y potencial, la Ec. (16) se reduce a la Ec. (17):

$$Wk_{os} = h_1 - h_2 \quad (17)$$

1.4 Compresión del aire en condiciones normalizadas y en condiciones reales.

En los sistemas de aire comprimido, la forma de establecer el rendimiento de un equipo generador es a través de una presión y un flujo volumétrico. En realidad estas dos variables son una referencia indirecta del flujo másico de aire que el equipo generador puede entregar, pues previamente el fabricante realizó un análisis de la masa de aire que se puede desplazar en el flujo volumétrico señalado a la presión indicada.

El aire, al ser un gas, varía su densidad en función de la altura sobre el nivel del mar a la que se encuentre, así como de la temperatura y presencia de



humedad en el ambiente. En tales circunstancias, ¿cómo podrían los fabricantes asegurar que con aire a determinadas condiciones de flujo y presión se podría obtener un flujo másico, si las propiedades del aire son tan variables? Una solución que ha funcionado bien es la estandarización del aire.

La estandarización consiste en definir las condiciones de presión atmosférica, temperatura ambiente y humedad relativa a las que el compresor fue probado. Cada organización debe definir sus condiciones de prueba al proporcionar los datos técnicos de sus equipos. Diversos organismos en Estados Unidos dedicados al aire comprimido establecieron las condiciones estándar indicadas en la Tabla 4. Aunque en la Unión Europea se establecieron otras condiciones, las de la Tabla 4 fueron las que se tomaron para el presente trabajo.

Propiedad	Condiciones estándar	Unidad
Presion	101352.97	Pa
Temperatura	293.15	K
Humedad relativa	0.00	%
Presión de saturación del agua	0.00	Pa

Tabla 4 Propiedades del aire en condiciones estándar [7]

La presión atmosférica en condiciones estándar es aproximadamente la presión a nivel del mar, por lo que cualquier equipo que esté instalado en un sitio con altitud diferente deberá ser sometido a una corrección de flujo durante el diseño del sistema al que estará integrado. Lo mismo sucede con el resto de las propiedades, cuando el aire presenta humedad o tiene una temperatura diferente a la de referencia, esto debe tomarse en cuenta para calcular el flujo real del compresor.

En la mayoría de los casos los cambios en las propiedades del aire respecto a las estándar se traducen en una disminución del flujo másico real que el compresor puede dar, sin embargo, las herramientas neumáticas siguen requiriendo el mismo flujo másico, por lo que el flujo volumétrico demandado debe convertirse a flujo volumétrico real, con ello es posible comparar la demanda de los equipos con el flujo entregado por el compresor.



Para pasar un flujo volumétrico requerido de condiciones normalizadas a condiciones reales se puede utilizar la Ec. (18), publicada por el CAGI (Compressed Air and Gas Institute, por sus siglas en inglés).

$$acfm = scfm * \frac{P_{STD}}{[P_{ACT} - (P_{SAT} * RH)]} * \left[\frac{T_{ACT}}{T_{STD}} \right] \quad (18)$$

Donde

- acfm = Flujo volumétrico en condiciones reales
- scfm = Flujo volumétrico en condiciones estandarizadas
- P_{STD} = Presión en condiciones estandarizadas [Pa]
- P_{ACT} = Presión en condiciones reales [Pa]
- P_{SAT} = Presión parcial de la humedad a temperatura ambiente [Pa]
- RH = Humedad relativa
- T_{ACT} = Temperatura en condiciones reales [K]
- T_{STD} = Temperatura en condiciones estandarizadas [K]



Capítulo 2. Compresores

Después de haber dado una revisión breve de los conceptos teóricos necesarios para el estudio del aire comprimido, este capítulo está dedicado a los equipos responsables del suministro de aire al sistema: los compresores. El capítulo comienza con una definición breve de compresor, se abordan compresores reciprocantes y compresores de tornillo y se hace una comparativa entre ellos. Se expone de forma breve el tema de la calidad del aire comprimido y finalmente se propone un método para el cálculo de la eficiencia global de los compresores reciprocantes.

2.1 Definición

Un compresor es una máquina que transforma la energía mecánica en energía de presión y de flujo en un fluido de trabajo compresible. A este tipo de dispositivos el trabajo se les suministra desde una fuente externa a través de un eje giratorio, por lo tanto, los compresores requieren entrada de trabajo.

Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión. [10]

2.2 Tipos de compresores.

Actualmente es posible encontrar diversos dispositivos para la compresión de aire. En la Figura 1 se muestra una clasificación de los compresores comerciales, basada en el método utilizado para aumentar la presión del fluido de trabajo. De este modo se tienen los compresores de desplazamiento positivo y los compresores dinámicos. Los compresores de desplazamiento positivo reducen el volumen del aire con lo que consiguen aumentar su presión y su temperatura. En un compresor dinámico el fluido recibe una aceleración mediante los rotores imprimiéndole una gran velocidad, siendo esta última convertida en presión en los difusores y volutas. Es decir, se fundamentan en la transformación de la velocidad en presión. [4]

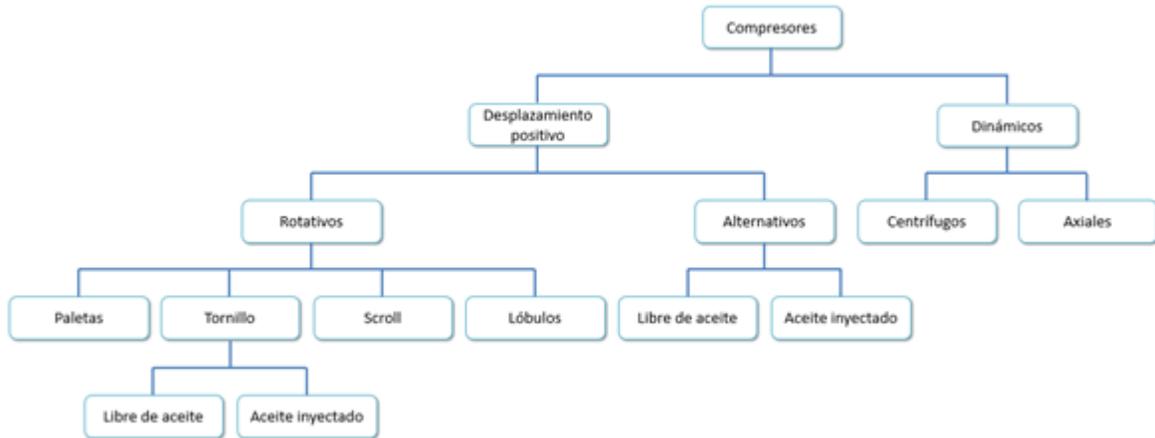


Figura 1. Tipos de compresores. Elaboración propia con datos de [9]

Los compresores de desplazamiento positivo están integrados por tres elementos conversores de energía: un motor, un instrumento de transmisión y la cámara de compresión. El motor puede ser eléctrico, de combustión interna o cualquier otra fuente de energía, siempre que dicha fuente suministre la cantidad de energía suficiente para obtener la velocidad y torque necesarios en la flecha del cabezal de compresión. El instrumento de transmisión toma la energía que entrega el motor y la lleva hasta la cámara de compresión, haciendo los ajustes necesarios en la velocidad para el correcto funcionamiento del dispositivo reductor del volumen. La cámara de compresión recibe el aire atmosférico y reduce su volumen para aumentar la presión y temperatura del mismo.

A pesar de la variedad de tipos de compresores, la recopilación de información del Proyecto CONACyT antes mencionado indicó que en las pequeñas y medianas empresas de manufactura en México los tipos de compresores más comunes son el compresor alternativo y el compresor de tornillo, por ello a continuación se da una breve explicación del funcionamiento de dichos equipos.

2.2.1 Compresor alternativo.

El compresor alternativo es también conocido como compresor de pistón. Se compone, en esencia de un cárter con cigüeñal, cilindro y pistón. Puede



contener uno o más cilindros. Su principio básico de funcionamiento se basa en el giro del cigüeñal impulsado por una fuerza externa (motor eléctrico, de combustión interna, etc.), el cigüeñal está unido en uno de sus extremos a una biela, conectada a su vez a un pistón y la reducción del espacio que contiene el aire es provocada por el desplazamiento de los pistones al interior de los cilindros. Los cilindros cuentan con una válvula de admisión y una de escape, que regulan el flujo del aire al interior del cilindro. En su versión más simple, el compresor será de simple efecto, por lo que en cada revolución del cigüeñal sólo se llevará a cabo una carrera de aspiración y una de compresión. La carrera de aspiración comienza en el Punto Muerto Superior (PMS), punto más alto que el pistón puede alcanzar dentro del cilindro. Cuando el pistón comienza a bajar dentro del cilindro genera una presión parcial y la válvula de admisión se abre, permitiendo el paso del gas a comprimir, mientras el pistón se desplaza hacia abajo y antes de que éste llegue al Punto Muerto Inferior (PMI), punto más bajo dentro del cilindro, la válvula se cierra dando paso a la carrera de compresión. Con el pistón desplazándose del PMI al PMS y las válvulas cerradas, la cavidad que contiene al gas se reduce, aumentando así la presión y temperatura de este último y dado que no es posible reducir el volumen de ninguna sustancia a cero, antes de que el pistón alcance el PMS la válvula de escape se acciona y permite la salida del gas, que ya presurizado abandonará rápidamente el cilindro. En el PMS la válvula de salida se cierra y termina el ciclo de compresión. (Figura 2)

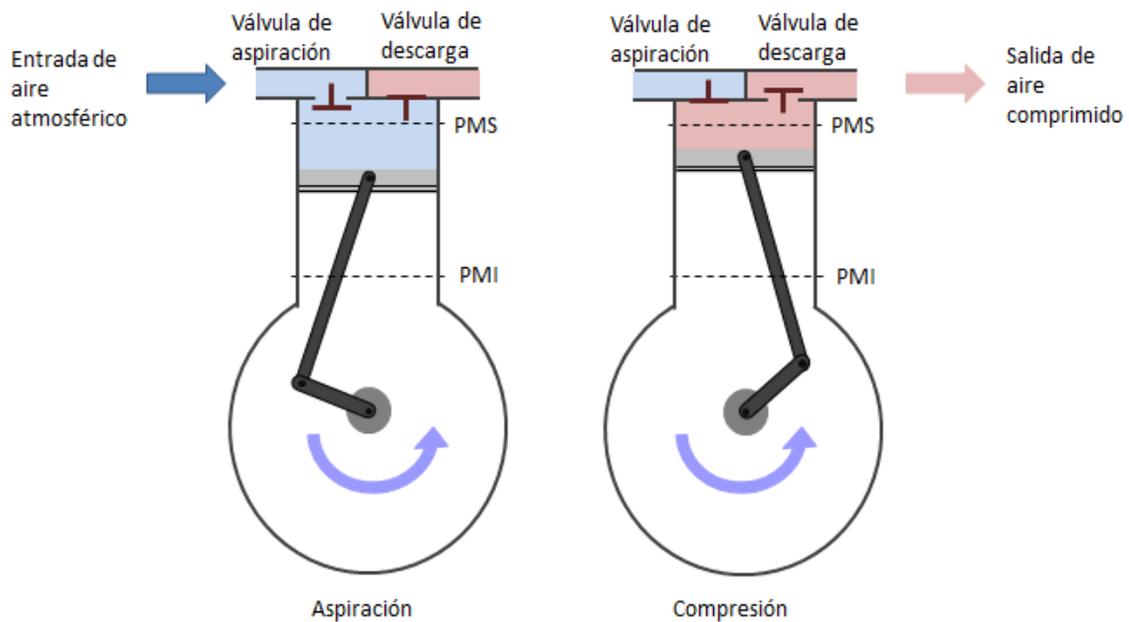


Figura 2. Funcionamiento de un compresor alternativo. Elaboración propia.

2.2.2 Compresor de tornillo rotativo

El compresor de tornillo se vale de dos rotores con forma de tornillos helicoidales de geometría diferente. Uno de ellos, el denominado macho, entra en el otro, conocido como hembra, creando la cavidad que contiene y comprime al aire. Los rotores están colocados en paralelo al interior de una carcasa y giran en sentido contrario. El aire entra por el lado de aspiración del compresor y se desplaza longitudinalmente mientras se comprime por la reducción del espacio disponible hasta ser expulsado por el lado de descarga. Durante la operación de un compresor de tornillo éste no deja de recibir aire atmosférico ni de entregar aire comprimido, esto lo hace ideal para usos que requieran aire comprimido de forma continua durante toda la jornada de trabajo. (Figura 3)

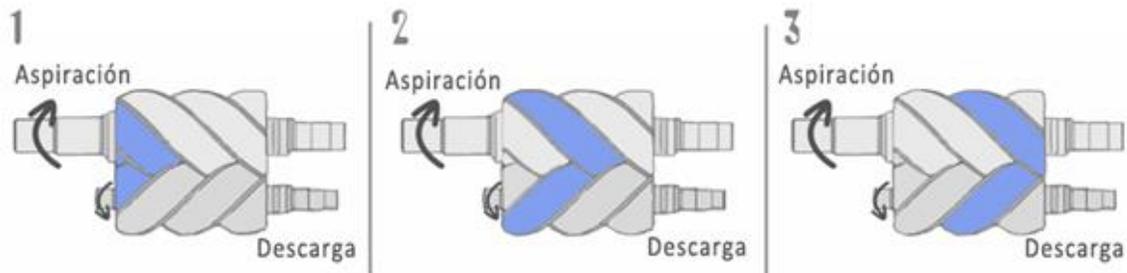


Figura 3. Funcionamiento de un compresor de tornillo. [22]

El motor del compresor está conectado al tornillo macho mientras que el tornillo hembra está conectado a su contraparte en el extremo de descarga y recibe la energía para girar de esta conexión.

Además del motor, las transmisiones y los rotores, este tipo de compresores están integrados por otros dispositivos que mejoran su funcionamiento y aumentan su eficiencia. Una parte importante del funcionamiento de estos equipos es la lubricación pues aunque no existe contacto metal con metal en los tornillos el lubricante se aplica para sellar el espacio entre los rotores e impedir el regreso del aire a la entrada, disminuir la temperatura al interior de la cámara de compresión y lubricar los componentes. Por esta razón los compresores de tornillo incluyen todo un sistema de tratamiento de lubricante, pues este debe estar disponible en la cantidad, calidad y temperatura que el equipo requiere para lo cual se incluyen válvulas reguladoras, filtros y enfriadores. Según sea el modelo, puede o no incluir dispositivos de filtrado y acondicionamiento del aire comprimido.

2.2.3 Comparación de diversos tipos de compresores.

Las características de cada tipo de compresor hacen que sea más o menos apropiado para una aplicación en específico, por lo que deben ser tomadas en cuenta al elegir un dispositivo de esta naturaleza. Algunas de estas características son las siguientes:

- Tamaño y peso. Los compresores rotativos y de pistón tienen dimensiones similares. Los compresores alternativos son equipos ligeros, mientras que los compresores de tornillo incluyen los equipos de



tratamiento que el aceite requiere en su arreglo, lo que los hace más compactos.

- Nivel de ruido y vibraciones. De los dos tipos de tecnología, los compresores rotativos son los que menos ruido y vibraciones generan durante su operación.

El nivel de ruido de los compresores de pistón que generalmente carecen de casetas silenciadoras está entre 72 y 80 db, mientras que los compresores de tornillo cuentan en su mayoría con caseta silenciadora y su nivel de ruido va desde 62 db para los equipos de 10 hp hasta los 72 db para equipos de 100 hp. [27]

Los compresores reciprocantes deben ser colocados sobre suelo de concreto y anclados al mismo para evitar la transmisión de vibraciones.

- Arrastre de lubricante. En los equipos que no son libres de aceite, el arrastre del mismo está implícito, por lo que es necesario colocar accesorios que retiren el lubricante del aire comprimido antes de enviarlo a los usuarios finales.
- Eficiencia. Para compresores lubricados, el consumo de energía por cfm producido es menor en los compresores de tornillo.
- Relación de presiones. Los compresores de desplazamiento positivo pueden tener una muy alta relación de presiones. En compresores dinámicos, el compresor centrífugo alcanza la más alta relación de presiones por etapa.
- Pulsaciones. Aunque los compresores alternativos y de tornillo se basan en la reducción de volumen para aumentar la presión del aire, la forma en que llevan a cabo dicha reducción es la principal diferencia entre ellos y puede ser un parámetro de selección. El proceso de compresión en el compresor de pistón está dividido en dos fases: aspiración y compresión, esto genera alteraciones en el flujo que son más o menos



notables en función del número de pistones del cabezal y de la velocidad del cigüeñal. Las alteraciones inevitables en el compresor de pistones no existen en el de tornillo, pues debido a su configuración la aspiración, compresión y entrega de aire son continuas.

- Ciclos de operación. Los compresores de pistón están diseñados para tener ciclos de operación y paro, mientras que los compresores de tornillo pueden operar ininterrumpidamente durante toda la jornada.
- Mantenimiento. El mantenimiento para los compresores de tornillo es más complejo por lo que puede implicar mayores conocimientos técnicos, sin embargo algunos equipos cuentan con sensores capaces de detectar fallas por lo que las revisiones se hacen más puntuales.

2.3 Calidad del aire comprimido

Como se comentó anteriormente, el aire atmosférico suele contener contaminantes naturales y artificiales, además de un porcentaje variable de humedad en forma de vapor. Dado que los compresores toman el aire atmosférico para operar, atraen también la humedad y todas las partículas contaminantes correspondientes. Estos agentes pueden causar alteraciones en los compresores, en la red de distribución y en los usuarios finales. Además, cada aplicación requiere un nivel diferente de calidad en el aire.

La calidad del aire se clasifica de la siguiente forma:

- Aire de planta. Puede estar relativamente sucio y húmedo. Por sus características, es empleado en herramientas y para uso generales.
- Aire para instrumentos. Aire con cantidades de humedad y suciedad moderadas, por lo que es usado en laboratorios, sistemas de aplicación y pintura por rocío o pintura en polvo, controles de climas, etc.



- Aire de proceso. Con muy poca humedad y casi nula suciedad, por sus características es utilizado en industria química, alimenticia, farmacéutica, electrónica y textil.
- Aire para respiración. Aire sin humedad y totalmente libre de aceite y polvos, por lo que se usa para recargar tanques de equipos de buceo, en hospitales, consultorios dentales, etc.

La norma ISO 8573-1 presenta una clasificación del aire comprimido con base en la cantidad de contaminantes presentes en el mismo: tamaño y cantidad de partículas y polvo, punto de rocío de presión de la humedad presente y concentración de aceite total. Los fabricantes de equipos neumáticos utilizan esta norma para referir la calidad del aire que sus productos admiten para garantizar su correcto funcionamiento.

Clase	Partículas / Polvo			Agua	Aceite
	No. max. De partículas por m ³ (35.31)	Tamaño de partícula d en μm		Punto de rocío de presión, en °C (°F)	Concentración de aceite total (líquido, aerosol + gas), en mg/m ³ (35.31 cf)
		0.1 ≤ d ≤ 0.5	0.5 ≤ d ≤ 1.0		
0		d.i.		d.i.	d.i.
1	≤ 20000	≤ 400	≤ 10	≤ - 70 °C (-94 °F)	≤ 0.01
2	≤ 400000	≤ 6000	≤ 100	≤ - 40 °C (- 40 °F)	≤ 0.1
3	n.d.	≤ 90000	≤ 1000	≤ - 20 °C (- 4 °F)	≤ 1.0
4	n.d.	n.d.	≤ 10000	≤ + 3 °C (38 °F)	≤ 5.0
5	n.d.	n.d.	≤ 100000	≤ + 7 °C (45 °F)	n.d.
6	n.d.	n.d.	n.d.	≤ + 10 °C (50 °F)	n.d.

d.i. Disposiciones individuales
 n. d. No disponible

Tabla 5. Calidad del aire comprimido según ISO 8573-1 [12]

2.4 Eficiencia global de los compresores

Las eficiencias calculadas con los modelos de compresión isotérmica e isentrópica únicamente contemplan el trabajo suministrado al cabezal de compresión. En un compresor alternativo real estos cálculos omitirían las pérdidas de energía asociadas al motor eléctrico y a la transmisión, por lo que este valor no es suficiente para hacer una comparación real entre equipos.

Además, medir la energía suministrada en la flecha del compresor es poco práctico, en especial cuando se trata de equipos instalados en una industria. Es por ello que se consideró un parámetro de eficiencia diferente, llamado eficiencia global.

Partiendo del concepto más simple de eficiencia, en el que la eficiencia es igual a los productos obtenidos entre los requerimientos, se propone evaluar la eficiencia global de un compresor modelándolo como una caja negra cuyas entradas son aire como fluido de trabajo y energía eléctrica, y cuyas salidas son un flujo de aire presurizado y calor no útil, como se muestra en la Figura 4. De este modo puede calcularse una eficiencia global como el cociente de la energía absorbida por el aire que sale del compresor entre la energía eléctrica consumida por el motor.

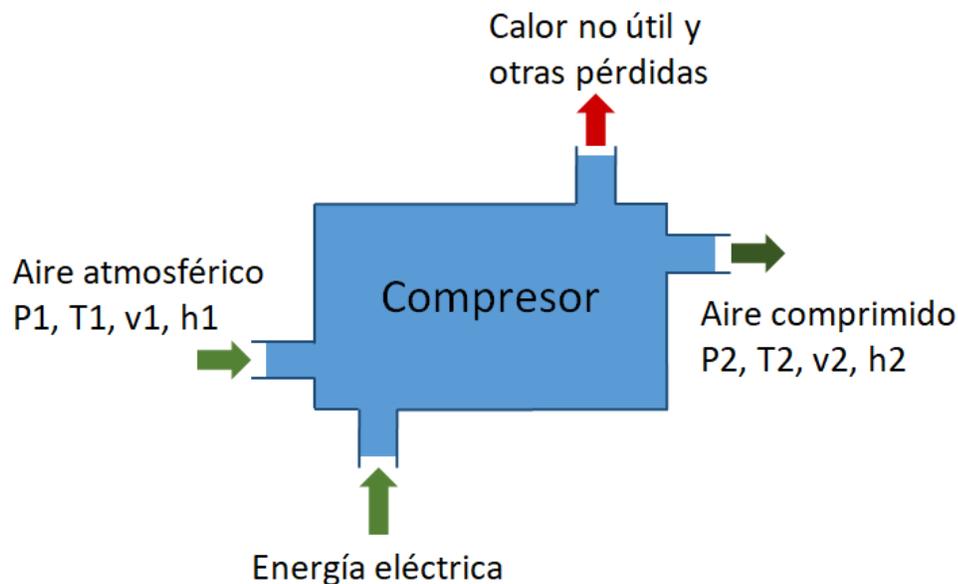


Figura 4. Entradas y salidas de masa y energía en un compresor (Elaboración propia)

Por otro lado, es posible desagregar un compresor alternativo en los elementos que lo componen: motor, transmisión y cabezal de compresión. Esta segmentación permite definir la eficiencia global del compresor con la Ec. (19)

$$\eta_{comp,global} = \eta_{motor} * \eta_{transmision} * \eta_{cabezal} \quad (19)$$



Existen métodos bien definidos para el cálculo de la eficiencia de un motor y de transmisión por lo que, conociendo la eficiencia global, la del motor y la de transmisión es posible calcular la eficiencia de compresión. Al conocer estos valores se obtendrá una visión general de la forma en que se está distribuyendo la energía suministrada al compresor y si el aprovechamiento de la misma es bajo, se podrá determinar el elemento que está presentando mayores pérdidas para que reciba los ajustes necesarios.

La eficiencia global de un compresor también se puede calcular con la Ec. (20), donde \dot{m} es el flujo másico en el compresor y \dot{W}_e es la potencia eléctrica demandada por el motor.

$$\eta_{comp,global} = \frac{\dot{m} (h_2 - h_1)}{\dot{W}_e} \quad (20)$$



Capítulo 3. Redes de distribución y equipos auxiliares

Las aplicaciones del aire comprimido casi siempre involucran otros equipos además del compresor. Estas aplicaciones suelen estar ubicadas en diferentes puntos de la planta industrial, por lo que después de haber comprimido el aire es necesario contar con una forma de trasladarlo a los puntos de uso. Para ello se instalan redes de distribución integradas por tuberías y válvulas. Los requerimientos de aire comprimido en un proceso productivo son únicos, por lo que la red de distribución debe diseñarse e instalarse conforme a dichos requerimientos, sin embargo, se pueden identificar partes generales de la red. En la Figura 5 se ilustra un esquema general de la red de distribución: tubería principal (1), tubería de distribución (2), tubería de servicio (3) y unidad de tratamiento / manguera (4). Las tuberías principales transportan el aire comprimido desde la planta de compresores hasta el área de consumo, las tuberías de distribución suministran el aire a través del área de distribución y las tuberías de servicio conducen el aire desde las tuberías de distribución hasta los puntos de trabajo.

3.1 Arreglos comunes

Existen dos configuraciones básicas para las redes de distribución de aire comprimido, en función del número y distribución de consumidores finales, la red abierta y la red cerrada.

Red abierta

Este tipo de red está formada por tubería que parte del compresor y se ramifica hasta llegar a los puntos de consumo, como se ilustra en la Figura 6.

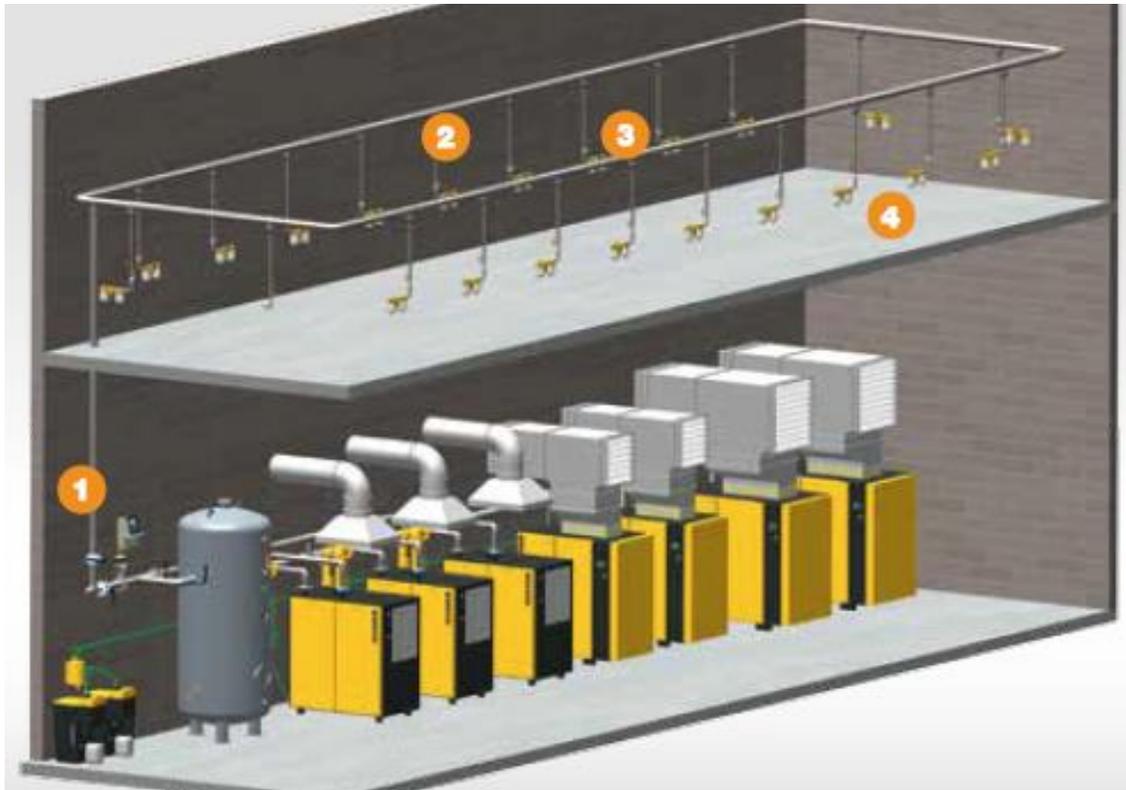


Figura 5. Esquema general de una red de distribución [13]

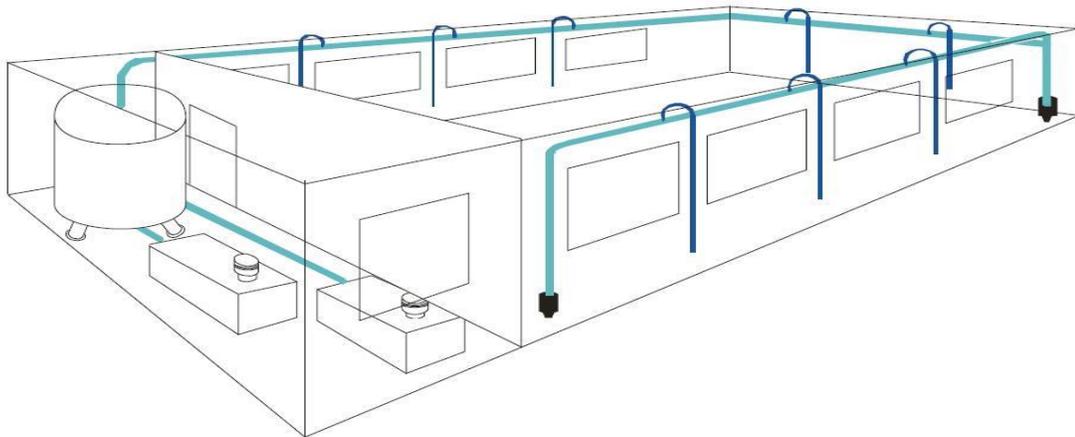


Figura 6. Red de distribución abierta [21]

Red cerrada

En esta red se forma un anillo principal alrededor de la zona en que se encuentran los usuarios finales del aire y desde dicho anillo se hacen las derivaciones hacia los usuarios. También es conocida como *loop* o anillo. En la Figura 7 se da un ejemplo de este tipo de red.

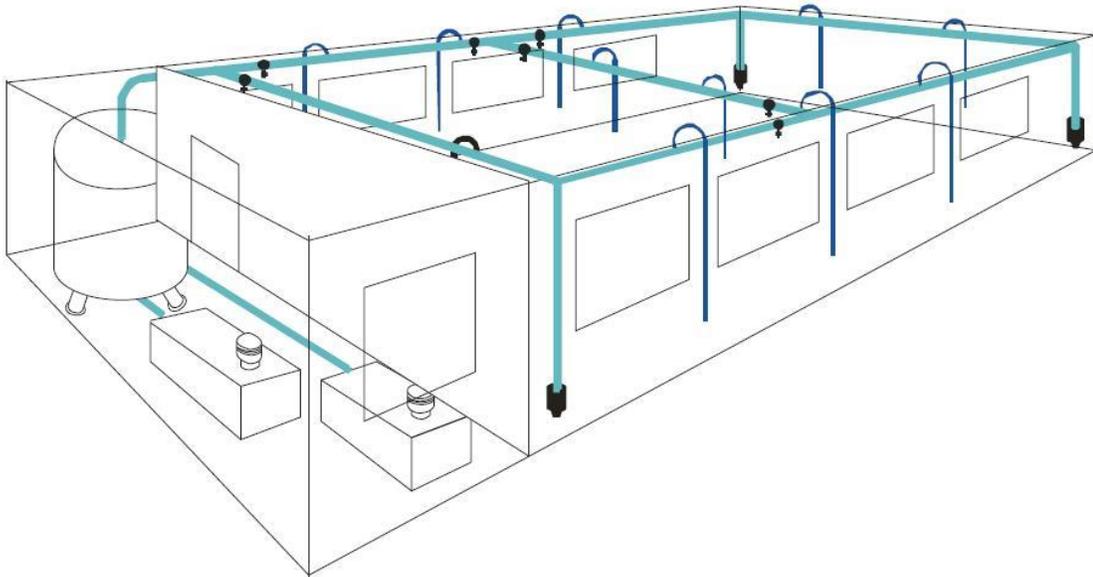


Figura 7. Red de distribución cerrada [21]

Cada tipo de red tiene sus aplicaciones, ventajas y desventajas. En la Tabla 6 se enlistan las más relevantes.



	Red abierta	Red cerrada
<i>Aplicaciones</i>	<p>Cuando los usuarios tienen un bajo consumo de aire</p> <p>Cuando se tiene un solo equipo que requiere una alta presión o alto consumo</p>	<p>Cuando el nivel de consumo de aire es medio o alto.</p> <p>Cuando el proceso productivo no permite la interrupción en el suministro de aire.</p>
<i>Ventajas</i>	<p>Requiere una menor inversión inicial pues el material necesario para la instalación es menor</p> <p>El flujo de aire se da en una sola dirección. Esto facilita la operación de equipos como filtros y secadores</p> <p>La red se puede colocar con una inclinación en la dirección del flujo para drenar los condensados que se concentran en las tuberías</p>	<p>El mantenimiento en una sección de la red no detiene las operaciones en otros puntos de la misma.</p> <p>El aire fluye por varias direcciones antes de llegar a los usuarios finales, por lo que el diámetro de las tuberías se puede reducir.</p> <p>La presión se mantiene uniforme.</p>
<i>Desventajas</i>	<p>El mantenimiento de un segmento de la red impide el flujo de aire aguas abajo</p>	<p>Alto costo inicial, pues se necesita más material y más horas hombre para la instalación</p> <p>La dirección del flujo cambia con la demanda puntual de aire. Esto imposibilita la inclinación de tuberías para el drenado de condensados por lo que se deben utilizar otros instrumentos para tal fin.</p>

Tabla 6. Aplicaciones, ventajas y desventajas de las redes de distribución abiertas y cerradas.

Sin importar el tipo de red de distribución que se elija, es necesario colocar válvulas de cierre que permitan el mantenimiento de la red por secciones, así como elegir los métodos adecuados para el drenado de condensados. Además, las derivaciones desde la tubería principal deberán hacerse por medio de cuellos de ganso (Figura 8) para evitar el arrastre de condensados hacia los usuarios finales. Es una práctica común colocar la red de distribución en la parte alta de la instalación y no enterrada, pues facilita colocar las derivaciones para los usuarios y permite llevar a cabo maniobras de mantenimiento con comodidad.

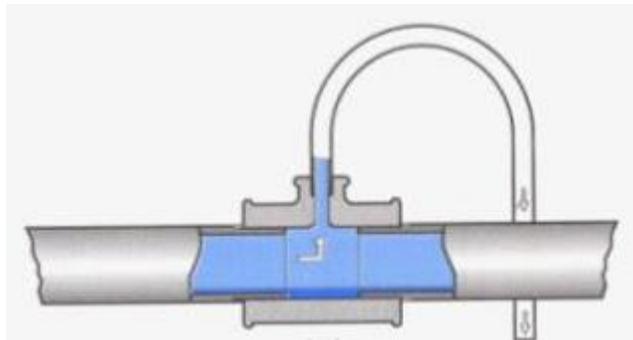


Figura 8. Unión correcta de tubería para derivaciones en la red de distribución, cuello de ganso [21]

Finalmente, al diseñar la red de distribución deben evitarse los tramos excesivamente largos de tubería recta pues incrementan las pérdidas de presión en el aire. Como alternativas se sugiere cambiar de sitio la sala de compresores o agrupar los equipos consumidores de aire.

3.2 Materiales para las tuberías de la red.

El material de las tuberías de aire comprimido es un factor importante de la red, tanto en su instalación como en la operación del sistema. Los materiales utilizados se pueden dividir en materiales metálicos y materiales no metálicos. En el caso de los materiales metálicos los más comunes son el hierro negro, cobre, aluminio y acero inoxidable. Los materiales no metálicos más comunes son la poliamida, el polietileno y el poliuretano, además del PVC aunque ese último no se recomienda, posteriormente se explicará por qué.

Para elegir el material de los tubos utilizados en redes de aire comprimido, hay que tener en cuenta los siguientes factores:

- Calidad del aire comprimido (tuberías resistentes a la corrosión, empalmes que no provoquen la acumulación de depósitos)
- Dimensiones de los tubos
- Presión (poca pérdida de presión; máximo 0,1 bar); fugas mínimas.
- Condiciones del entorno (estabilidad a la incidencia de luz solar, resistencia a bacterias y a temperaturas tropicales)



- Trabajo de montaje (tendido sencillo de los tubos y montaje de los empalmes, utilización de herramientas y materiales especiales, necesidad de disponer de conocimientos especiales)
- Costos del material (válvulas y accesorios de alta calidad y robustos a precios económicos)
- Rigidez de los materiales (utilización de componentes auxiliares para el montaje, por ejemplo, escuadras de montaje)
- Coeficiente de dilatación térmica del material
- Experiencias y conocimientos en materia de las técnicas necesarias [11]

En las tablas 7 y 8 se hace una comparación de las características técnicas de tubos neumáticos de metal y de material sintético. Todos los materiales tienen ventajas y desventajas, por lo que habrá que estudiarlas y elegir aquel que mejor se adapte a las necesidades y posibilidades de la instalación.



	Tubo de acero sin costura	Tubo roscado	Tubo de acero inoxidable	Tubo de cobre	Tubo de aluminio	Tubo de material sintético
<i>Ejecución</i>	Negro o cincado	Semipesado hasta pesado. Negro o cincado	Sin costura o soldado	Suave en tuberías circulares, duro en tubos rectos	Recubierto o pintado	Material blando enrollable hasta 100 metros. Material duro en unidades de hasta 3 metros.
<i>Material</i>	Por ejemplo, St 35	Sin costura St 00 Soldado St 33	p. ej. W.S.T. 4301, 4541, 4571	Cobre	Aluminio, p.ej. Resistente al agua salada	Poliamida (PA, PUR, PE)
<i>Dimensiones</i>	10.2 hasta 555.8 mm	1/8 hasta 6 pulgadas	6 hasta 273 mm	6 hasta 22 mm suave 6 hasta 54 mm duro 54 hasta 131 mm duro	12 hasta 40 mm	12 hasta 63 mm
<i>Presiones</i>	12.5 hasta 25 bar	10 hasta 80 bar	Hasta 80 bar y en parte presión superior	Según ejecución 16 hasta 140 bar	14 bar (a -30 °C hasta 30 °C)	14 bar (a -25 °C hasta 30 °C)
<i>Extremo del tubo</i>	Liso	Cónico, liso o rosca	Liso	Liso	Liso	Liso
<i>Uniones</i>	Soldadura	Rácores	Soldadura (con gas protector)	Roscas, soldaduras, rácores	Rácores enchufables reutilizables	Rácores enchufables reutilizables

Tabla 7 Comparación de las características técnicas de tubos neumáticos de metal y de material sintético (1) Elaboración propia con datos de [11]



	Tubo de acero sin costura	Tubo roscado	Tubo de acero inoxidable	Tubo de cobre	Tubo de aluminio	Tubo de material sintético
<i>Ventajas</i>	Uniones estancas; posibilidad de doblar	Diponibilidad de numerosos racores y accesorios; posibilidad de doblar	Uniones estancas, ausencia de corrosión, posibilidad de doblar, para máximas calidades de aire (p.ej. En aplicaciones de técnica médica), baja rugosidad en el interior, caídas de presión bajas	Ausencia de corrosión, posibilidad de doblar, baja rugosidad en el interior del tubo - caída de presión mínima	Resistente a roturas, ausencia de corrosión, pared interior lisa, ligero, fácil de instalar	Ausencia de corrosión, flexible, ligero, resistente a golpes, exento de mantenimiento, instalación sencilla, conexiones sencillas entre tubos flexibles
<i>Desventajas</i>	Corrosión (tubos negros) Montaje por operarios experimentados. Gran masa en comparación con tubos de plástico o de aluminio	Corrosión, en parte también en tubos cincados, grandes resistencias al flujo y resistencias por fricción; fugas después de uso prolongado; montaje difícil debido a la necesidad de cortar roscas y soldar; montaje por operarios experimentados	Montaje unicamente por operarios experimentados; oferta limitada de racores y accesorios; piezas costosas	Montaje por operarios experimentados y especializados, la soldadura requiere de flama abierta y buena calidad para evitar fugas. Posibilidad de formación de calcantita. La soldadura es susceptible a ciclos térmicos.	Menor distancia entre apoyos en comparación con tubos de acero; alto costo del material	Poca longitud, menor distancia entre apoyos en comparación con tubos de acero. Al aumentar la temperatura disminuye la resistencia a la presión. Posibilidad de cargas electrostáticas. Gran coeficiente de dilatación térmica (0.2 mm/°C)

Tabla 8 Comparación de las características técnicas de tubos neumáticos de metal y de material sintético (2) Elaboración propia con datos de [11]



En la búsqueda de alternativas para materiales de las redes de distribución, durante los últimos años se han implementado redes de tubería PVC. Este material presenta varias ventajas frente a los metales: es más económico, ligero, fácil de conseguir e instalar. Sin embargo, presenta mayores riesgos durante su operación, entre ellos la incompatibilidad de los aceites que el aire comprimido arrastra con los adhesivos utilizados para unir las tuberías. Además, puede ser un conductor de electricidad estática, que al combinarse con los vapores de combustible o polvos podría provocar un incendio. Finalmente, el PVC es un material frágil, por lo que un impacto accidental podría fracturar la tubería y poner en riesgo al personal que se encuentre cerca. Por todo lo anterior el PVC no se recomienda para redes de aire comprimido y en algunos países se ha prohibido para dicha aplicación.

3.3 Conexiones y válvulas

La cantidad de conexiones y válvulas a utilizar dentro de la red debe ser tal que permita el flujo y la regulación adecuados en el sistema sin incurrir en excesos pues cada una de estas piezas genera una pérdida de presión, por lo que deberán utilizarse las estrictamente necesarias, seleccionando los modelos que impliquen menor caída de presión.

Las válvulas colocadas a lo largo de la red permiten dejar una sección de la misma sin aire mientras las demás continúan presurizadas. Esto puede ser útil para dar mantenimiento a equipos o secciones de red o simplemente para reducir la demanda de aire cuando no se está ocupando un equipo, esto es útil sobre todo cuando este equipo está a varios metros de distancia del resto de los consumidores.

Las conexiones permiten hacer cambios de dirección y derivaciones dentro de la red. El primer requisito para la selección de conexiones es que éstas sean del mismo material y presión de operación que las tuberías. Si se utilizan uniones roscadas, éstas deberán contar con un sellador de alta calidad que minimice la posibilidad de fugas en estos puntos. Para los cambios de dirección se sugiere minimizar el uso de ángulos rectos sustituyéndolos por codos



redondeados pues la pérdida de presión es menor. También debe evitarse siempre que sea posible el uso de acoplamientos T y cuando esto resulte imposible, la parte recta de la T debe orientarse en la dirección del flujo del aire.

3.4 Longitud nominal o equivalente.

La longitud nominal o equivalente es una simplificación que permite hacer cálculos de elementos conectados en una sección de tubería que cuente con el mismo diámetro. Las conexiones y válvulas presentes en una tubería ocasionan una mayor pérdida de presión que los segmentos de tubería recta, por lo que se han establecido valores de longitudes equivalentes para dichos elementos, de modo que tubos, conexiones y válvulas puedan sumarse en la misma ecuación.

La longitud equivalente de conexiones y válvulas depende del diámetro interior de las mismas, en la Tabla 9 se enlistan algunos de los elementos más comunes con sus longitudes equivalentes para varios diámetros.

Elemento	Diámetro de la tubería, mm				
	25	40	50	80	125
	Longitud equivalente, m				
Codo	1,5	2,4	3	4,8	7,5
Codo R=2d	0,3	0,5	0,6	1	1,5
Codo R=d	0,4	0,6	0,8	1,3	2
Unión T cruzada	0,5	0,8	1	1,6	2,5
Unión T ramificada	1,5	2,4	3	4,8	7,5
Válvula de globo	5	8	12	20	30
Válvula de bola / mariposa	0,3	0,5	0,6	1	1,6
Válvula check	2	3,2	4	6,4	10
Unión reductora (DN): 20	0,5	0,7	1	2	3,1

Tabla 9 Longitud equivalente de válvulas y conexiones. Elaboración propia con datos de [16]



En una sección de red de distribución en la que todos los elementos tengan el mismo diámetro, la longitud nominal será la suma de las longitudes de tubería recta más las longitudes equivalentes de cada una de las válvulas y conexiones.

3.5 Diámetro interno de tuberías

En los sistemas de aire comprimido existen dos parámetros que ayudan a determinar el diámetro que deben tener las diversas secciones que componen a la red de distribución. Por un lado, está la pérdida de presión en la red debido a la fricción generada entre el aire y las tuberías y acoples, pues entre más pequeña sea la sección transversal mayor será la fricción y la pérdida de presión. Por otro lado, está el costo asociado al diámetro de la tubería, dicho costo se compone de aspectos como el costo del tubo y accesorios, que se eleva mientras más grande es el diámetro pues se requiere más material para su fabricación, y los costos de instalación (soldadura, apoyos para la red, mano de obra). De este modo el diámetro mínimo está dado por las pérdidas de presión máximas admisibles en las tuberías, mientras que el diámetro máximo será aquel que minimice la caída de presión sin elevar excesivamente los costos de instalación. En el caso de la tubería principal se sugiere que tenga, por lo menos, el diámetro de salida del compresor.

La selección de los diámetros de la red de distribución es un proceso iterativo que inicia con la estimación de los diámetros a partir de ecuaciones o nomogramas que utilizan información del sistema como variables de entrada: presión de operación del sistema, longitud nominal o equivalente, flujo de aire y pérdida de presión admisible. Los diámetros obtenidos se comparan con los disponibles comercialmente hablando y se seleccionan los inmediatos superiores a los valores calculados. Con estos nuevos valores se calculará la caída de presión total del sistema.



3.6 Pérdidas de presión en tuberías

En una red de distribución correctamente diseñada e instalada existirán pérdidas de presión debidas al paso del aire por tuberías y conexiones que no son del todo lisas. Estas pérdidas pueden incrementar en función de la rugosidad del interior de los tubos, del diámetro interno de la red y del número y tipo de conexiones y válvulas colocadas; sin embargo, estas pérdidas deben permanecer dentro de un rango máximo para que una buena parte de la energía suministrada al compresor se aproveche. En la Tabla 10 se muestran los valores máximos permisibles para cada sección de la red. Los valores de esta tabla pueden utilizarse para calcular el diámetro adecuado de las distintas secciones de la red.

Tipo de tramo	Caída de presión máxima admisible [bar]
Tuberías principales de servicio	0.03
Tuberías de distribución	0.05
Mangueras	0.02
Total en la instalación completa	0.10

Tabla 10 Pérdidas máximas admisibles por sección de la red. Elaboración propia con datos de [9]

Existen modelos matemáticos en el campo de la mecánica de fluidos con los que es posible determinar la caída de presión a partir de algunas características de la tubería conductora y del aire (por ejemplo, la ecuación de Darcy), sin embargo, dichas ecuaciones suelen presentar complicaciones y requerir información que no es fácil obtener de forma rápida y confiable, por lo que algunos autores han desarrollado simplificaciones de las mismas.

“En el caso del flujo de aire comprimido, una aproximación de la ecuación de Darcy-Weisbach mediante la que se pueden calcular estas pérdidas de presión (perdidas de carga), es la siguiente ecuación para tubos rectos:” [9] Ec. (21)

$$dp = 450 * \frac{Q_C^{1.85} * L}{D^5 * P} \quad (21)$$



Donde

- dP = Pérdida de carga [bar]
Qc = Caudal de aire [l/s]
L = Longitud equivalente de tubería recta [m]
D = Diámetro interno de la tubería [mm]
P = Presión absoluta en cabeza de distribución [bara]

3.7 Tanques de almacenamiento

Los tanques de almacenamiento, también conocidos como tanques pulmón son una parte muy importante pero frecuentemente ignorada de los sistemas de aire comprimido. En el caso de los compresores reciprocantes, los equipos suelen incluir un tanque de almacenamiento sobre el que se monta el motor y el cabezal de compresión, pero el volumen de ese tanque se asigna por estimación general y no por cálculo de las necesidades a cubrir, por lo que podría resultar insuficiente.

Colocar un tanque de almacenamiento correctamente seleccionado puede significar una mejora en los siguientes aspectos:

- Rendimiento energético de la estación de compresores, reduciendo los arranques innecesarios de otros equipos, así como el número de ciclos carga – descarga del compresor.
- Calidad del aire comprimido, eliminando parte del condensado contenido en el aceite, reduciendo carga al secador.
- Reducción de las fluctuaciones de presión en el sistema.
- Cubrir picos de demanda repentinos por periodos de tiempo reducido.
- Compensación de oscilaciones en la alimentación de aire comprimido
- Alimentación de emergencia de aire comprimido en caso de una interrupción en la red [15]



Para asegurar el correcto funcionamiento del tanque de almacenamiento es importante poner especial atención en su instalación y mantenimiento. La entrada del aire comprimido debe hacerse en una sección baja del tanque y la salida desde un punto alto (Figura 9) esto permite que el tanque funcione como un separador de condensados. Para evitar que los condensados disminuyan el volumen disponible en el tanque o contaminen el aire comprimido, el tanque debe drenarse diariamente para lo cual debe contar con una válvula en el fondo, de modo que la presión en el tanque y la gravedad ayudan a los condensados a salir del tanque. Además, se recomienda poner el tanque en un área ventilada, para evitar calentar el aire que contiene.

En aplicaciones que requieren una alta calidad en el aire se recomienda instalar dos tanques de almacenamiento. Un "tanque húmedo" proporciona una fuente constante de aire controlado, enfriamiento del aire adicional y separación de líquidos. Un "tanque seco" almacena el aire limpio y seco para las demandas repentinas.

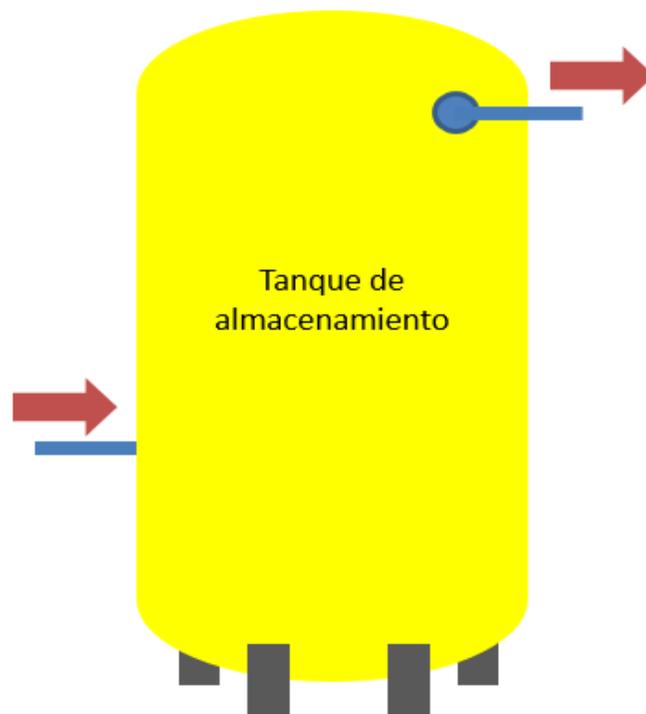


Figura 9. Colocación correcta de las entradas y salidas de un tanque de almacenamiento.
Elaboración propia.



El tanque “húmedo” debe instalarse después del compresor para separar más condensado del aire comprimido, proveer un flujo estable de aire, asimismo ayuda a evitar ciclos de carga-descarga excesivos del compresor. Adicionalmente este tanque provee cierta protección, contra todos los residuos de aceite arrastrados por un mal funcionamiento del compresor, y los elementos de tratamiento de aire comprimido instalados posteriormente.

El tanque seco debe ser instalado después de todos los componentes de tratamiento de aire comprimido. Este tanque sirve para el almacenamiento principal de aire comprimido del sistema y debe seleccionarse apropiadamente.

Si se cuenta con consumidores de aire que operen de forma intermitente es recomendable colocar tanques cerca del punto de uso. [14]

Se ha mencionado antes todas las ventajas que un tanque de almacenamiento correctamente dimensionado puede traer consigo. El dimensionamiento toma parámetros de la operación del sistema, es por ello que no es recomendable tomar un único valor para los tanques de distintos procesos. El tamaño de un tanque de almacenamiento puede ser calculado con la Ec. (22):

$$V = T * \frac{C * P_a}{P_1 - P_2} \quad (22)$$

Donde

V = Volumen del tanque [l]

T = Tiempo permitido para que la presión del tanque vaya de P1 a P2 [minutos]

C = Demanda de aire [l/min]

Pa = Presión atmosférica absoluta [kPa]

P1 = Presión máxima en el tanque [kPa]

P2 = Presión mínima en el tanque [kPa]

La Ec. (22) asume que el tanque de almacenamiento está a temperatura ambiente y que no se está suministrando aire al tanque. Si el compresor está funcionando mientras se está tomando aire del tanque de almacenamiento, la ecuación debe ser modificada reemplazando C por C - S, donde S es la capacidad del compresor, en l/min. La ecuación 1 también puede ser utilizada



para calcular el tiempo de llenado de un tanque de volumen conocido. En este caso, C debe ser reemplazado por S, que es la capacidad del compresor en l/min. [6]

3.8 Tratamiento del aire comprimido.

El aire comprimido que se entrega a los usuarios finales debe tener la calidad necesaria para llevar a cabo los procesos sin poner en riesgo las herramientas o la calidad del producto. Para alcanzar el nivel de calidad requerido es preciso hacer pasar el aire a través de algunos equipos que eliminen las partículas no deseadas del fluido. Como se mencionó anteriormente, el aire contiene partículas de polvo, humedad y aceites y existen equipos específicos para remover cada tipo de contaminante. Además, al salir del compresor el aire podría tener una temperatura mayor a la deseada, por lo que de ser necesario también debe enfriarse.

Los equipos acondicionadores de aire se colocan generalmente en dos puntos del sistema: a la salida del compresor (lado del suministro) y antes de los equipos consumidores (lado de la demanda). Los elementos principales en el lado del suministro son el enfriador y el deshumidificador, mientras que en el lado de la demanda se colocan un filtro, un regulador y un lubricador. Es importante mencionar que cada uno de estos equipos tiene asociados costos iniciales, de operación y mantenimiento, además de una caída de presión en el aire, por lo que se sugiere utilizar sólo aquellos que sean necesarios, en función del uso que tendrá el aire.

3.8.1 Enfriador.

La capacidad del aire de contener agua en forma de vapor es directamente proporcional a su temperatura e inversamente proporcional a su presión. Durante la compresión el incremento de temperatura en el aire permite que éste absorba una mayor cantidad de humedad, sin embargo, una vez que el aire pasa al tanque de almacenamiento y a las tuberías su temperatura disminuye por lo que el agua comienza a condensarse. La presencia de agua



condensada en la red de distribución es indeseable pues corroe las tuberías y accesorios, además muchos usos del aire comprimido como la aplicación de pintura o el procesamiento de alimentos no permiten la presencia de humedad. Por si todo lo anterior fuera poco, los esfuerzos térmicos desarrollados a lo largo de la tubería y las superficies a alta temperatura son otro riesgo de dejar circular aire caliente.

El enfriador no es más que un intercambiador de calor. El fluido caliente es el aire comprimido y el fluido frío puede ser agua proveniente de una torre de enfriamiento o de un chiller, Figura 10 o aire soplado por un ventilador, Figura 11. Este equipo se coloca en la salida del compresor y reduce la temperatura del aire en una sección controlada que cuenta con un dren de condensados, con lo que se evita que éstos avancen hacia la red de distribución.

El enfriador aire – agua es un arreglo de tubos y coraza de un paso con flujos en sentido contrario. En la mayoría de las veces el aire comprimido (fluido caliente) circula por el interior de los tubos mientras que el agua de enfriamiento (fluido frío) circula por el exterior de los tubos. La principal desventaja de estos equipos es la necesidad de contar con el suministro constante de agua, lo que hace necesario contar con la instalación para poder desplazar el agua hacia el intercambiador y después de éste. Debido a los requerimientos adicionales para el uso de agua fría como removedor de calor (bombas, tuberías, filtros y enfriadores o chillers, así como torres de enfriamiento) este tipo de enfriadores sólo se recomiendan para compresores con potencia igual o mayor a 40 hp (30 kW) [14]



Figura 10. Enfriador aire – agua [2]

El enfriador aire – aire tiene como configuración básica el intercambiador de calor de placas planas. El aire comprimido se hace pasar a través de las placas y el aire frío pasa por entre medio de las placas. El aire frío puede ser impulsado por un ventilador u obtenido de la operación normal del compresor. Esto dependerá del flujo de aire requerido y del flujo externo que el compresor pueda generar.



Figura 11. Enfriador aire – aire [1]

3.8.2 Deshumidificador

El deshumidificador es el equipo que debe instalarse inmediatamente después del enfriador, pues en dicho dispositivo se almacenará el condensado generado durante el paso del aire comprimido por el enfriador, que después deberá ser drenado. En la Figura 12 se ilustra el arreglo de enfriador y deshumidificador.

Aunque el propósito del deshumidificador es retener la humedad, esto no hace que el aire comprimido esté completamente seco después de haber pasado por éste, esto debido a dos razones: la eficiencia del equipo no es del 100% por lo que no retendrá toda la humedad, y este equipo no tiene la capacidad de disminuir el punto de rocío del aire comprimido, por lo que si en algún punto posterior del sistema de aire comprimido la temperatura del aire es menor que la del punto de rocío inevitablemente se formará condensado.

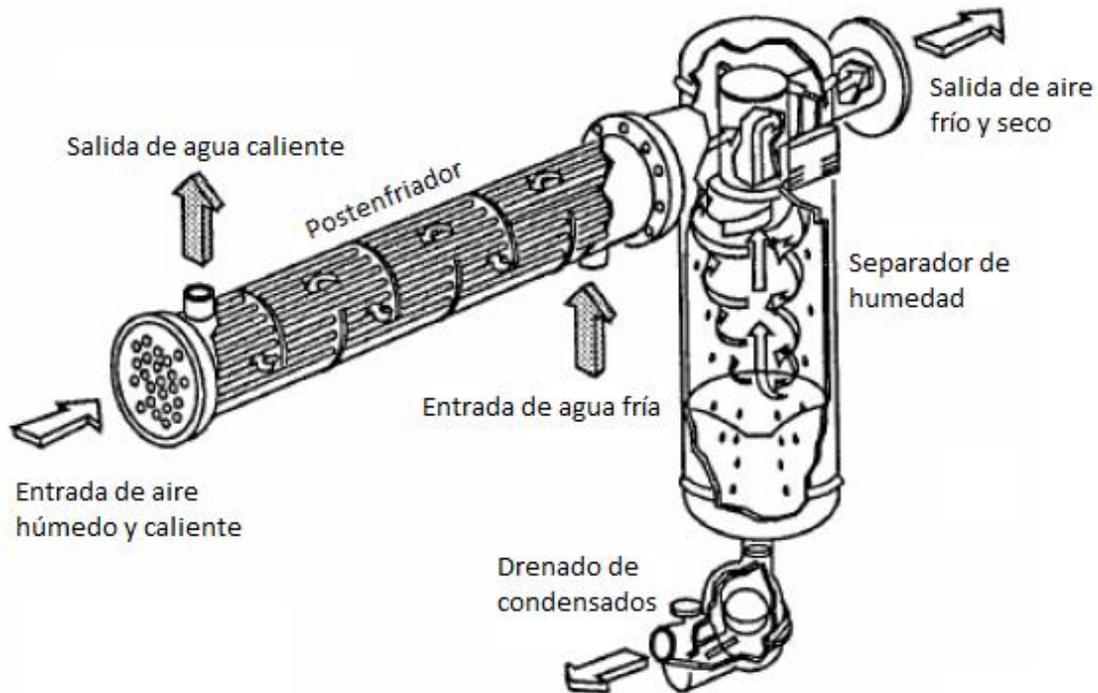


Figura 12. Arreglo del enfriador y el separador de humedad [26]



3.8.3 Secador.

Después de haber hecho pasar el aire por el enfriador y el deshumidificador, éste habrá perdido calor y disminuido su temperatura, y así un porcentaje de la humedad que el aire contenía se habrá condensado y habrá sido removido por el deshumidificador. Sin embargo, el agua presente en el aire estará en saturación y podría condensarse si en el resto del recorrido del aire comprimido hasta su usuario final se presenta una disminución en la temperatura. Esto podría comprometer la calidad de un proceso o la vida útil de un equipo, por esta razón se colocan secadores de aire de diversos tipos. La selección del secador está dada en función de la cantidad de aire a secar y de las condiciones atmosféricas más críticas que se puedan dar en el sitio donde se instale el secador (mínima temperatura que se puede alcanzar a lo largo del año). En la Figura 13 se muestra una gráfica que muestra la presión de punto de rocío y el volumen del flujo para los que es más conveniente cada tipo de secador, diferenciando tres tipos de secadores: de membrana, refrigerativo y desecante.

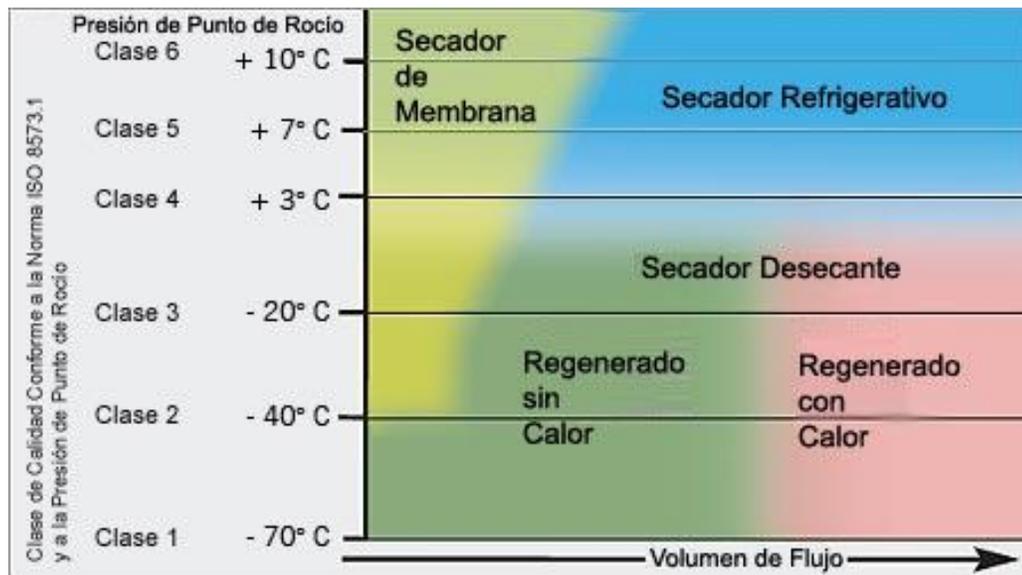


Figura 13. Distintos tipos de secadores [15]



El **secador refrigerativo** cuenta con un sistema refrigerativo similar al de refrigeradores de alimentos. Para reducir el nivel de humedad disminuye la temperatura del aire, con lo que consigue condensar más agua para después drenarla. El decremento en la temperatura del aire debe ser fijado en función de las condiciones atmosféricas del lugar, pues el correcto funcionamiento de este equipo depende de que la temperatura del aire nunca sea menor que el punto de rocío alcanzado en el secador. Los secadores refrigerativos son los más utilizados en la industria y se instalan en lugares donde la temperatura ambiente está por encima del punto de congelación.

En los **secadores desecantes** la humedad del aire se disminuye por medio de un proceso de adsorción. Los secadores de tipo desecante regenerativo usan un desecante poroso que absorbe la humedad al recogerla en sus miríadas de poros, permitiendo que grandes cantidades de agua sean retenidas por una cantidad relativamente pequeña de desecante. Los tipos desecantes incluyen gel de sílice, alúmina activada y tamices moleculares. Use solo el tipo especificado por el fabricante. En algunos casos, se puede usar más de un tipo de desecante para aplicaciones especiales de secado. En la mayoría de estos casos, se usa un tamaño de partícula más grande (1/4 pulgada o más) como zona de amortiguación en la entrada, mientras que se usa un desecante de tamaño de partícula más pequeño (1/8 a 1/4 pulgada) para el secado final. Cuando se requieren puntos de rocío muy bajos, se agrega desecante de tamiz molecular como el agente de secado final.

Normalmente, el desecante está contenido en dos torres separadas. El aire comprimido a secar fluye a través de una torre, mientras que el desecante en la otra se regenera. La regeneración se logra reduciendo la presión en la torre y pasando aire de purga previamente seco a través del lecho desecante. El aire de purga también puede calentarse, ya sea en la secadora o externamente, para reducir la cantidad de aire de purga requerida. El aire de purga también puede ser suministrado por un soplador. Los secadores de este tipo normalmente tienen un ciclo de regeneración incorporado, que puede basarse en el tiempo, el punto de rocío o una combinación de ambos. [8]



En el **secador de membrana**, la estructura de la membrana permite que las moléculas de ciertos gases atraviesen una membrana semipermeable más rápidamente que otras, dejando una concentración del gas deseado a la salida del generador. Cuando se usa como secador en un sistema de aire comprimido, las membranas especialmente diseñadas permiten que el vapor de agua (un gas) atraviese los poros de la membrana más rápido que los otros gases (aire) reduciendo la cantidad de vapor de agua en la corriente de aire a la salida del secador de membrana, suprimiendo el punto de rocío. El punto de rocío alcanzado suele ser de 40 ° F, pero se pueden lograr puntos de rocío inferiores a -40 ° F a expensas de una pérdida adicional de aire de purga.

3.8.4 Filtros.

Los filtros de partículas pueden ser colocados tanto a la entrada del aire atmosférico como en otros puntos del sistema de aire comprimido. Un filtro a la entrada del compresor impide el paso de polvo, pelusas y basura, con el fin de evitar dañar el compresor y disminuir la cantidad de partículas que contiene el aire. También pueden colocarse filtros después de un secador, principalmente de membrana o desecante, pues impedirían el paso de partículas del secador arrastradas por el aire.

3.8.5 Tratamiento de aire en los puntos de consumo

El aire comprimido que llega a los puntos de consumo puede presentar residuos de aceite, humedad y/o partículas, aún después de haber sido filtrado antes de suministrarlo a la red de distribución. Por otro lado, algunas aplicaciones requieren que el aire suministrado conserve una determinada presión para asegurar la correcta operación y la vida útil de los equipos. Finalmente, existen múltiples herramientas neumáticas que requieren ser lubricadas de forma constante, esto en función de su nivel de actividad. Por todo lo anterior se recomienda colocar una última estación de acondicionamiento del aire antes de entregarlo a los consumidores finales (unidad de mantenimiento). Esta estación suele estar compuesta de un filtro,

un regulador de presión y un lubricador, que deben ser instalados en ese orden para que operen correctamente y cumplan su objetivo. En la Figura 14 se muestra un arreglo típico de filtro, regulador y lubricador.

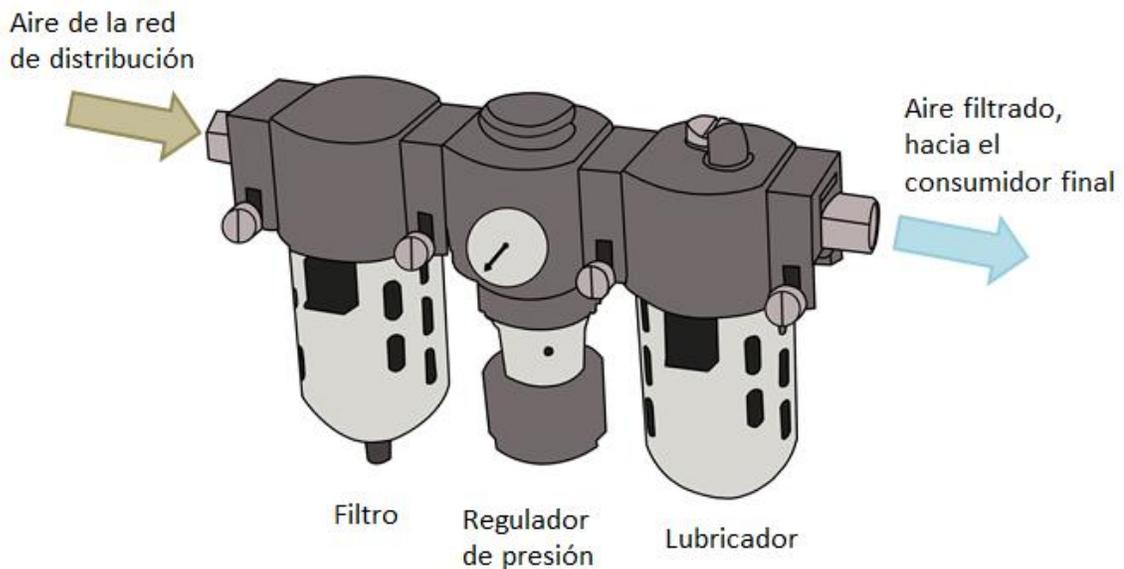


Figura 14. Unidad de mantenimiento con filtro, regulador y lubricador. Elaboración propia.

Es importante recordar que cada elemento de acondicionamiento del aire tiene asociados un costo inicial y una pérdida de presión en el aire, por lo que antes de colocarlo debe analizarse su pertinencia en función de las condiciones requeridas en el aire para cada punto. En la Figura 15 se muestran arreglos alternativos, en cualquiera de ellos el aire debe entrar por el lado izquierdo y salir por el derecho.



Figura 15. Distintos arreglos de unidades de mantenimiento [4] Elaboración propia con imágenes de Festo.



3.9 Colores para la tubería

La NOM-026-STPS-2008 establece un código de identificación para tuberías, integrado por un color de seguridad, un color contrastante, información complementaria y la indicación de dirección del flujo.

El color de seguridad se establece en función de su nivel de peligrosidad. La Tabla 11 se extrajo de la sección 9.1.1 de la mencionada norma.

Color de seguridad	Significado
Rojo	Identificación de fluidos para el combate de incendio conducidos por tubería
Amarillo	Identificación de fluidos peligrosos conducidos por tubería
Verde	Identificación de fluidos de bajo riesgo conducidos por tubería

Tabla 11. Colores de seguridad para tuberías y su significado (Tabla 4 en [20])

Respecto al significado de fluidos peligrosos, la norma indica lo siguiente:

Para definir si un fluido es peligroso se deberán consultar las hojas de datos de seguridad conforme a lo establecido en la NOM-018-STPS-2000. También se clasificarán como fluidos peligrosos aquellos sometidos a las condiciones de presión o temperatura siguientes:

a) Condición extrema de temperatura: cuando el fluido esté a una temperatura mayor de 50 °C o a baja temperatura que pueda causar lesión al contacto con éste, y

b) Condición extrema de presión: cuando la presión manométrica del fluido sea de 686 kPa, equivalente a 7 kg/cm², o mayor. [20]

Y respecto a la forma en que debe colocarse el color de seguridad sobre la tubería:

El color de seguridad debe aplicarse en cualquiera de las formas siguientes:



a) Pintar la tubería a todo lo largo y cubrir toda la circunferencia con el color de seguridad correspondiente;

b) Pintar la tubería con bandas de identificación de 100 mm de ancho como mínimo debiendo cubrir toda la circunferencia de la tubería, incrementándolas en proporción al diámetro exterior de la tubería de acuerdo a la tabla 12, o

c) Colocar etiquetas indelebles con las dimensiones mínimas que se indican en la tabla 12 para las bandas de identificación; las etiquetas del color de seguridad deben cubrir toda la circunferencia de la tubería. [20]

Diámetro exterior de tubo o cubrimiento	Ancho mínimo de la banda de identificación
Hasta 38	100
Más de 38 hasta 51	200
Más de 51 hasta 150	300
Más de 150 hasta 250	600
Más de 250	800

Tabla 12. Dimensiones mínimas de las bandas de identificación en relación con el diámetro de la tubería (Tabla 5 en [20])

En el caso del aire comprimido, el color de seguridad dependerá de la presión del aire que conduce, pudiendo estar entre el verde y el amarillo.

Es posible que en una instalación se encuentren sistemas de distribución que, debido al tipo de fluido que conducen, requieran el mismo color de seguridad. En estos casos la Guía de referencia de la NOM-026-STPS-2008 indica lo siguiente.

Aunque el código establecido en esta Norma puede emplearse para identificar los fluidos, no está pensado para ese fin en particular, y en muchos centros de trabajo es recomendable el uso de un código de colores complementario para identificar los fluidos.

Al respecto, cabe destacar que la NOM-026-STPS-2008 ha considerado dentro de las alternativas de aplicación del color de seguridad, la



implementación de éste a través de bandas o etiquetas, cuya longitud se especifica en función al diámetro exterior de la tubería (véase tabla 5). Dichas alternativas se han considerado, entre otros aspectos, con el fin de permitir el uso de otros códigos, destinados a la identificación de los fluidos. [20]

Según lo anterior, es posible elegir un color básico para diferenciar la red de distribución de aire comprimido del resto de las redes existentes y, para cumplir con la norma, pintar bandas de identificación o colocar etiquetas indelebles del color de seguridad. La única limitante es que el color básico no puede ser ninguno de los colores de seguridad indicados en la Tabla 10 (rojo, amarillo y verde) para evitar confusiones.

Finalmente, sobre la tubería deben colocarse señalizaciones referentes a la dirección del flujo y para fluidos peligrosos debe colocarse una leyenda que advierta el tipo de riesgo, Tabla 13. Adicionalmente se puede agregar información sobre el nombre de la sustancia que conduce y/o información del proceso al que está destinado el fluido.

Tipo de riesgo
TOXICO
INFLAMABLE
EXPLOSIVO
IRRITANTE
CORROSIVO
REACTIVO
RIESGO BIOLÓGICO
ALTA TEMPERATURA
BAJA TEMPERATURA
ALTA PRESION

Tabla 13. Leyendas para fluidos peligrosos [20]



Capítulo 4. Eficiencia energética en sistemas de aire comprimido

El aire comprimido es un recurso que en las empresas se usa mucho, pero se monitorea poco. En aplicaciones industriales la mayoría de los compresores son impulsados por motores eléctricos, por lo que el costo de la energía que estos equipos utilizan está incluido en la facturación eléctrica y no suele ponerse mucha atención al porcentaje del total de la facturación que representa. En la Figura 16 se ilustra la forma en que se distribuyen los costos de un sistema de aire comprimido durante toda su vida útil, se puede observar que la mayor parte de los costos corresponde a la energía consumida por el compresor y los diversos accesorios. Es por ello que se vuelve fundamental aprovechar tanto como sea posible la energía que el sistema está consumiendo, este es el objetivo de las medidas de eficiencia energética.

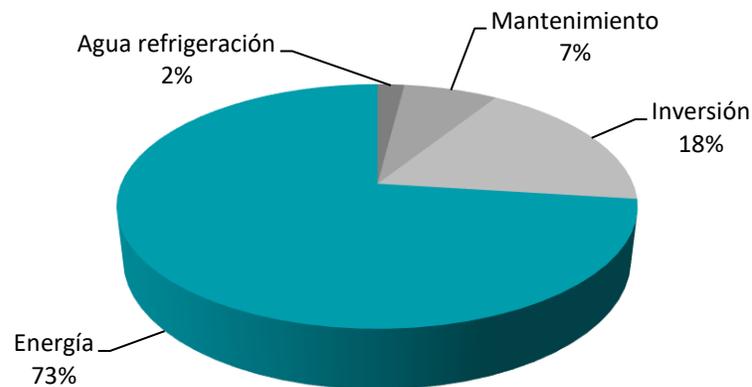


Figura 16. Contribuciones al costo de producción de aire comprimido. Elaboración propia con datos de [9]



4.1 Problemas comunes.

Sin importar si el sistema fue correctamente diseñado antes de su instalación o no, existen algunos factores comunes que aparecen durante la operación del mismo y pueden disminuir su eficiencia, además de disminuir la vida útil de los equipos que lo componen.

4.1.1 Caídas de presión

La pérdida de presión en el aire comprimido a lo largo del sistema de distribución y de los equipos de acondicionamiento es un fenómeno que si bien no puede ser evitado, debe ser controlado pues representa energía que se suministra al compresor y sin embargo no se está usando en el proceso productivo.

Un sistema correctamente diseñado debe tener una pérdida de presión de menos del 10% de la presión de descarga del compresor, medida desde la salida del tanque de almacenamiento hasta el punto de uso. [8]

Tomando en cuenta lo anterior, es importante establecer límites máximos de caídas de presión por segmento del sistema y monitorear puntos clave del mismo para asegurarse de que dichos límites no son rebasados. En la tabla 9 se incluyen valores aceptables de caída de presión por segmento del sistema, además la Ec. (21), encontrada en [9] permite realizar una estimación de la caída de presión en una tubería con información fácil de recopilar.

Es importante aclarar que la presión de un sistema de aire comprimido debe ser definida por los consumidores finales y después debe sumarse el porcentaje de presión correspondiente a las pérdidas en la red de distribución y los equipos auxiliares, pues el propósito fundamental de la generación de aire comprimido es satisfacer los requerimientos de flujo, presión y calidad de los diversos equipos y procesos que lo requieren.

Los equipos acondicionadores de aire comprimido (filtros, enfriadores, lubricadores) son responsables, en muchos casos, de las altas pérdidas de



presión, por lo que deben seleccionarse cuidadosamente, instalando sólo aquellos que den al aire la calidad que requiere en función del uso que recibirá y que impliquen la menor pérdida de presión posible.

En el caso de las tuberías, válvulas e instrumentos de medición, su diámetro debe ser tal que minimice las pérdidas de presión por fricción. Para ello también se sugiere elegir los componentes de la red cuya superficie interior presente menor rugosidad.

El buen uso y mantenimiento de los equipos acondicionadores y la red de distribución es fundamental para controlar las caídas de presión en el sistema. Un filtro o una tubería obstruidos dificultarán el flujo del aire y esto se verá reflejado en una disminución en la presión y el flujo del aire en los puntos de consumo.

Las consecuencias de un alto porcentaje en la caída de la presión son muchas, pero se pueden clasificar en dos grandes rubros: la disminución en la eficiencia global del sistema debido a la energía que se suministró al mismo pero que no se aprovechó en el proceso productivo y la entrega de aire con una presión y flujo insuficientes. Esto último es el origen de otro fenómeno común en los sistemas de aire comprimido: la demanda artificial.

4.1.2 Demanda artificial

Una respuesta inadecuada pero común de los operarios cuando el aire no alcanza la presión requerida en los puntos de consumo es incrementar la presión de descarga del compresor. Muy probablemente esto ayude a alcanzar la presión y flujo necesarios, sin embargo, es una mala práctica pues también incrementa la presión y el flujo del aire que sale a través de todos los usuarios del aire, incluyendo las fugas.

La demanda artificial en un sistema de aire comprimido se define como el exceso de volumen de aire que es requerido por usos no regulados como resultado de suministrar mayor presión que la necesaria para los usos regulados. [8]



La mayoría de los dispositivos de uso final en un sistema de aire comprimido actúan como orificios o como un agujero en la tubería. Cuanto mayor sea la presión en la tubería, mayor será el flujo de aire a través del dispositivo.

Para una determinada presión, el caudal de aire comprimido a través de un orificio es una función lineal de la sección del orificio. La Figura 17 es una gráfica que muestra la relación de caudales con las secciones de orificio para una gama de presiones desde 1bar hasta 10bar.

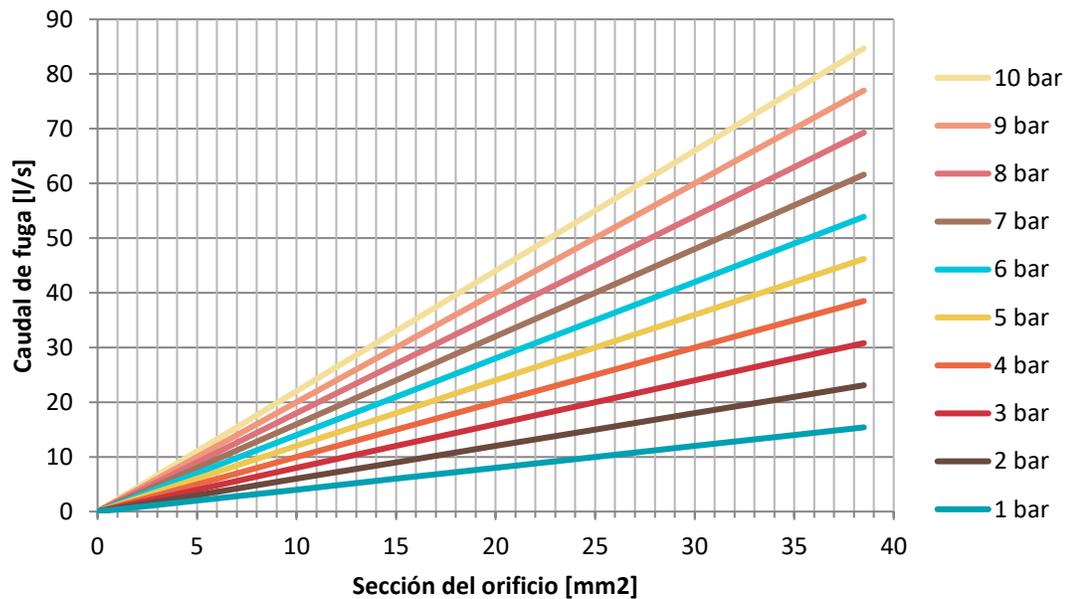


Figura 17. Ábaco para el cálculo de fugas en función de la sección de orificio [9]

Además de representar una disminución en la eficiencia global del sistema de aire comprimido, la demanda artificial es perjudicial para el compresor y los equipos acondicionadores pues implica el tratamiento de una mayor cantidad de aire a una presión mayor que la necesaria. Esto hará necesario que los mantenimientos y los reemplazos de piezas se realicen con mayor frecuencia, lo cual impacta en los costos de producción de la empresa y podría entorpecer el proceso productivo por requerir mayores tiempos muertos para las actividades de mantenimiento.

4.1.3 Fugas en la red de distribución



Todos los sistemas de aire comprimido tienen asociado un porcentaje de fuga, sin importar si están recién instalados o llevan muchos años de operación con un programa riguroso de mantenimiento. Esto es debido a la presencia de múltiples uniones, válvulas de acoplamiento rápido, entre otros. Las fugas de aire en la red representan una pérdida de energía, pues el aire está escapando permanentemente a través de ellas, sin embargo pretender eliminar todas las fugas de un sistema es altamente costoso, por lo que resulta inviable. Muchas empresas y organismos relacionados con la producción de aire comprimido coinciden en que el porcentaje de fugas en un sistema de aire comprimido debe estar por debajo del 10% del total de aire producido [9], de este modo se mantiene una relación adecuada entre el costo de mantenimiento al sistema y la pérdida de energía por la presencia de fugas pues al final esa energía tiene un costo asociado.

La Junta de Castilla y León, a través de su Manual técnico de aire comprimido, indica un procedimiento para la determinación del porcentaje de fugas en un sistema. Este método consiste en poner el compresor en marcha cuando no hay demanda en el sistema (cuando no hay demanda). Se realizan una serie de mediciones para determinar el tiempo promedio que tarda en cargar y descargar el compresor. El compresor entrará en ciclos de carga y descarga debido a las fugas de aire. [9]

La fuga total (expresada en porcentaje) se puede calcular con la Ec. (23):

$$Fuga (\%) = \frac{Tc * 100}{(Tc + td)} \quad (23)$$

Donde

Tc = Tiempo en carga o en ON [minutos]

td = Tiempo en descarga o en OFF [minutos]

4.1.4 Usos indebidos



El uso de aire comprimido presenta ventajas que ya se han mencionado antes, por ello en ocasiones se emplea en aplicaciones en las que podría ser sustituido por otros equipos y métodos.

Entre los usos indebidos del aire comprimido en la industria están el soplado, aireado, agitación, oxigenación y filtrado de líquidos, aspiración, atomización, transporte de líquidos y sólidos, generación de vacío, ventilación y refrigeración de personal y productos, bombas de diafragma y enfriamiento de gabinetes.

El concepto Usos indebidos del aire comprimido se utiliza principalmente en aquellas aplicaciones que podrían operar con aire a bajas presiones o que no precisan del aire para funcionar, de modo que el aire comprimido está siendo subutilizado. Es importante identificar plenamente todos los usos del aire comprimido en una instalación y minimizar aquellos que se consideren indebidos para reducir la demanda de aire, con todas las ventajas que esto implica.

Además del alto costo que los usos indebidos del aire comprimido pueden significar, presenta algunas desventajas y riesgos en determinadas aplicaciones, por ejemplo:

- Al usar el aire para suministrar combustible en una caldera, la variación en la presión del aire puede afectar la eficiencia de combustión
- Usar el aire para transportar líquidos y sólidos ligeros soplando sobre ellos puede generar difusión molecular y capilaridad, además de que el material avanza por tramos cortos.
- Limpiar y enfriar espacios, equipos y personal con aire comprimido no es sólo un desperdicio de energía, además representa un riesgo para los operarios pues las partículas presentes en el ambiente pueden adquirir altas velocidades e impregnarse en la piel y los ojos. Finalmente, el aire comprimido no remueve las partículas, únicamente las dispersa por lo



que puede generar una nube de polvo y eventualmente éstas volverán a caer.

Como regla general, el aire comprimido solo debe utilizarse si se producen mejoras de seguridad, aumentos de productividad significativos o reducciones de mano de obra. La eficiencia general típica es del 10 al 15 por ciento. Si se usa aire comprimido para una aplicación, la cantidad de aire utilizada debe ser la cantidad y presión mínima necesaria y debe usarse durante el tiempo más breve posible. El uso del aire comprimido también debe ser constantemente monitoreado y reevaluado. [8]

4.2 Oportunidades de mejora

Los sistemas de aire comprimido pueden ser modificados para mejorar su eficiencia energética a lo largo de toda su vida útil, pues los procesos productivos suelen presentar cambios que afectan en la demanda del aire. Aunque un sistema de aire comprimido haya sido correctamente diseñado antes de su instalación, dar seguimiento a su comportamiento y eficiencia es indispensable pues tanto los equipos consumidores como los generadores pueden presentar variaciones a lo largo de su vida útil.

Para asegurar el buen aprovechamiento de este fluido es necesario realizar revisiones periódicas en busca de oportunidades de mejora. Entre las oportunidades más comunes se encuentran la reducción en la demanda de aire, la estimación del flujo real entregado por el compresor, la reducción de fugas y de caídas de presión y el correcto dimensionamiento de los tanques de almacenamiento.

4.2.1 Reducción en la demanda de aire

La reducción en la demanda de aire comprimido puede abordarse desde dos puntos diferentes: el ajuste de las condiciones de flujo, presión y calidad del aire a las mínimas requeridas, y la disminución de los usos indebidos del aire.



Cada herramienta y aplicación del aire comprimido tiene requerimientos de presión, flujo y calidad del aire mínimos que deben cumplirse para operar correctamente. Conocer dichos requerimientos permitirá asegurar el buen funcionamiento de los equipos y evitar un incremento excesivo en los costos asociados al acondicionamiento del aire.

El costo asociado al acondicionamiento del aire puede explicarse como sigue:

- Incrementar la presión del aire aumenta el consumo eléctrico de los compresores y en ocasiones se hace necesario contar con equipos más robustos para alcanzar la presión deseada, por lo que pueden resultar más costosos. Además, los componentes de la red de distribución deben ser capaces de soportar la presión por lo que a mayor presión, mayor costo asociado.
- El flujo de aire que un compresor puede proporcionar está directamente ligado con la potencia eléctrica demandada por el motor del mismo, por lo que a mayor flujo requerido el compresor deberá tener un motor de mayor potencia y el costo por consumo eléctrico se elevará.
- El incremento en la calidad del aire se consigue haciendo pasar el fluido a través de filtros de diversos tipos. Cada uno de estos filtros tiene un costo inicial, de operación y mantenimiento asociados, así como una caída de presión en el aire.

Por todo lo anterior, es ampliamente recomendable que el aire comprimido se entregue a las condiciones de presión, flujo y calidad mínimas aceptables en función del uso que recibirá.

Con respecto a los usos indebidos del aire, su reducción comienza con el reconocimiento de todos los puntos de consumo de aire comprimido en la planta. De dichos puntos de consumo deben reconocerse aquellos que han sido clasificados como usos indebidos (secc. 4.1.4) analizando sus requerimientos de aire y su aporte a la productividad. En muchos casos es posible sustituir el



aire comprimido por sopladores, ventiladores eléctricos, colectores de polvo y escobillas.

Los usos del aire comprimido deben ser constantemente analizados para verificar que el consumo del mismo sea el mínimo que permita desarrollar las actividades en la planta de forma eficiente y segura.

4.2.2 reducción de fugas

Las fugas de aire pueden ser una fuente significativa de pérdidas de energía en un sistema industrial de aire comprimido, llegando a desperdiciar hasta el 30% del aire que entrega un compresor. Una planta típica que no ha recibido un mantenimiento adecuado puede tener un porcentaje de pérdidas del 20% de la capacidad total de producción de aire comprimido. [8]

Todos los sistemas de aire comprimido, incluso los sistemas recién instalados presentan fugas. Eliminar completamente dichas fugas resultaría excesivamente costoso, por lo que es inviable. La mayoría de los manuales indican que mantener las fugas por debajo del 10% del total de aire comprimido producido en la planta es suficiente para asegurar un funcionamiento correcto y rentable del sistema.

Detección de fugas.

Las fugas de aire comprimido pueden ser ocasionadas por poros, grietas y juntas de la instalación, o bien por las purgas de condensado en el sistema. Los puntos donde se encuentran fugas con mayor frecuencia son:

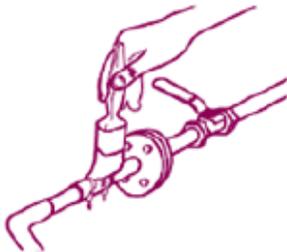
- Válvulas manuales de drenaje de condensado que se dejan abiertas, total o parcialmente.
- Válvulas de cierre que quedan abiertas.
- Fugas en mangueras y acoplamientos.
- Fugas en tuberías, bridas y juntas de las tuberías.

- Fugas en reguladores de presión.
- Suministro innecesario de aire a equipos fuera de operación
- Accesorios roscados mal sellados, sin sellador de roscas o sucios

El aire es una sustancia que no se puede ver ni oler, sólo en algunos casos es posible escuchar un sonido agudo (silbido) provocado por el paso del aire a través de un poro o una grieta, por lo que la detección de fugas en un sistema de aire comprimido no es inmediata. Existen tres formas de detectar fugas, en la Tabla 14 se describen estos procedimientos.



Escuchar. Hacer funcionar el compresor sin demanda de herramientas o equipos consumidores de aire. Asegurarse de que el ruido de fondo es el menor posible y caminar lentamente por el sistema a la escucha de silbidos o sonidos ásperos. Revisar todas las uniones, bridas y válvulas cuidadosamente.



Mirar. Preparar una solución de agua jabonosa. Hacer funcionar el sistema sin demanda de herramientas o equipos de aire. Aplicar la solución jabonosa a todas las tuberías (especialmente en articulaciones y empalmes) y luego observar donde se forman burbujas, lo que indica fuga de aire. Este sistema, aunque es engorroso, tiene un alto nivel de sensibilidad y con su empleo se pueden detectar fugas muy pequeñas.



Detectar. Alquiler o compra de equipos de ultrasonido de detección de fugas suministrados habitualmente por los proveedores de sistemas de aire comprimido. El uso de equipos de ultrasonido es el método más cómodo y conveniente para comprobar si hay fugas.

Tabla 14 Métodos de detección de fugas en sistemas de aire comprimido. [9]

Una vez que se ha encontrado una fuga, se sugiere marcarla sobre la tubería y en un plano de la instalación. Después de haber recorrido toda la instalación y



tener correctamente identificadas las fugas, se sugiere elaborar un plan de mantenimiento, dando prioridad a las fugas más grandes.

4.2.3 Reducción de las caídas de presión.

La caída de presión en un sistema de aire comprimido es la diferencia entre la presión del aire a la salida del compresor y la presión en los puntos de uso. Igual que en el caso de las fugas, hacer que la caída de presión de un sistema sea cero es impráctico y muy costoso, por lo que una medida más real es mantener las caídas de presión por debajo del 10% de la presión de salida del compresor.

Las caídas de presión son ocasionadas por la presencia de equipos acondicionadores del aire (filtros, reguladores, condensadores, etc.), por la rugosidad interna de las tuberías y por la presencia de válvulas, codos y tees. Estos factores son inevitables, pero las caídas de presión pueden incrementarse considerablemente cuando los equipos acondicionadores están obstruidos, cuando las tuberías son demasiado largas, tienen un diámetro muy pequeño o se han hecho incrustaciones de sales u óxidos por la presencia de humedad, o cuando el sistema cuenta con un número excesivo de válvulas o cambios de dirección.

Cálculo de la caída de presión

Para conocer la caída de presión en un sistema, se debe medir la presión de salida del compresor y en cada punto de consumo con ayuda de un manómetro calibrado. En los puntos de consumo que cuentan con regulador de presión, dicho regulador debe ajustarse a la presión máxima. Determine la presión más baja registrada después de medir en todos los puntos de consumo. La caída de presión se calcula con la Ec. (24)

$$\text{Caída de presión} = P_{desc} - P_{min} \quad (24)$$



Donde

P_{desc} = Presión de descarga en el compresor

P_{min} = Presión más baja disponible en los puntos de consumo

Para calcular el porcentaje que representa la caída de presión se utiliza la Ec. (25)

$$\text{Caída de presión}(\%) = \left[\frac{P_{desc} - P_{min}}{P_{desc}} \right] \quad (25)$$

En las ecuaciones 25, 26 y 27 debe tenerse especial cuidado de utilizar valores de presión en las mismas unidades.

Reducción de la caída de presión.

Para reducir las caídas de presión en un sistema de aire comprimido pueden seguirse las siguientes recomendaciones:

- Diseñar correctamente el sistema de distribución.
- Operar y mantener equipos de filtración y secado de aire para reducir los efectos de la humedad, como la corrosión de la tubería.
- Seleccione enfriadores, separadores, secadores y filtros que tengan la menor caída de presión posible para las condiciones nominales.
- Reduzca la distancia que recorre el aire a través del sistema de distribución.
- Especifique reguladores de presión, lubricadores, mangueras y conexiones que tengan las mejores características de rendimiento con el diferencial de presión más bajo. Estos componentes deben dimensionarse en función de la tasa de flujo real y no de la tasa de flujo promedio. [8]



4.2.3 Disminución de la presión del sistema.

La presión de salida del compresor debe ser igual a la presión a la que operan las herramientas más la presión que se pierde en los equipos de acondicionamiento del aire y la red de distribución. No es recomendable aumentar la presión de salida del compresor por encima de la presión requerida mayor, pues el consumo eléctrico se eleva y aumenta la fracción de aire que se fuga por grietas y poros.

Una gran cantidad de herramientas neumáticas tienen una presión de operación de 551.2 kPa (80 psi) o menor, por lo que en un sistema de aire comprimido promedio, la presión de salida del compresor no debería ser mayor a los 690 kPa (100 psi). En aplicaciones especiales, debe conocerse la presión mínima a la que los procesos pueden llevarse a cabo de forma eficaz y segura.

Después de haber realizado los ajustes necesarios para reducir las caídas de presión (minimización de fugas, limpieza de filtros y tuberías, reducción de longitudes de la red de distribución, ajuste del diámetro de las tuberías, etc.) debe calcularse nuevamente la caída de presión para ajustar la presión del sistema.

El primer ahorro por la reducción de la presión del sistema es la reducción en el consumo de energía del compresor. Este ahorro puede calcularse con la Ec. (26)

$$ES = (1 - FR) * P_{av} * H \quad (26)$$

Donde:

- FR = Reducción de potencia por una disminución en la presión de descarga, adimensional
- P_{av} = Potencia promedio desarrollada por el compresor, kW
- H = Horas de operación anual, h/año

La reducción en la potencia debida a una reducción en la presión de descarga se calcula a partir de la Ec. (27)



$$FR = \frac{\left(\frac{Pdp}{Pi}\right)^{\frac{k-1}{k*N}} - 1}{\left(\frac{Pdc}{Pi}\right)^{\frac{k-1}{k*N}} - 1} \quad (27)$$

Donde

- Pdp = Presión de descarga propuesta, psia
- Pi = Presión de entrada al compresor, atmosférica, psia
- k = Relación isentrópica de compresión para el aire (k=1.4), adimensional
- N = Número de etapas, adimensional
- Pdc = Presión de descarga actual, psia

Si en la planta existe un punto de consumo o algunos equipos que requieren presiones mayores que la mayoría de la planta, debe considerarse la instalación de un sistema para estos usuarios, o bien la colocación de un dispositivo para aumentar aún más la presión en el punto de uso. [25]



Capítulo 5. Marco Contextual

Una vez que se han revisado los diversos aspectos que permiten el modelado y análisis de un sistema de aire comprimido, en el presente capítulo se aborda el sistema analizado, presentando información general acerca de la empresa y del sistema. Dicha información fue de utilidad para realizar deducciones, consideraciones y análisis de la información recopilada.

5.1 Descripción de la empresa.

La empresa a la que pertenece el sistema de aire analizado es una empresa mexicana dedicada a la fabricación y comercialización de calentadores de agua y generadores de vapor de uso doméstico. Su planta de producción está ubicada en Iztapalapa, en la Ciudad de México y han operado de forma ininterrumpida desde 1980. El proceso productivo en la planta contempla la manufactura de las piezas que componen al calentador, su armado, soldado, pintado, las pruebas de presión que requieren para garantizar su correcta operación y el empaquetado para la venta al público. El horario de operación en la planta es de las 8 a.m. a las 5 p.m. y laboran de lunes a viernes, pudiendo variar la jornada en función de la carga de trabajo.

El nivel de producción de la empresa ha variado a lo largo de los años sin que esto haya sido planeado, por lo que las instalaciones actuales no están dimensionadas con base en la producción actual. Las condiciones de la planta y la demanda de productos hacen posible que éstos sean trabajados por lotes: al ingresar una solicitud de producto, el lote completo de elementos a fabricar pasa por todas las etapas del proceso productivo de modo que no todos los equipos presentes en la planta se usan al mismo tiempo ni continuamente.

Actualmente la empresa carece de bitácoras u otro tipo de registros de operación y fabricación. La empresa se encuentra en proceso de implementación y certificación de un sistema de gestión de calidad, por lo que se pretende comenzar a elaborar dichos registros.



5.2 Descripción del sistema.

Dentro del proceso productivo de la empresa, el aire comprimido es utilizado para la aplicación de recubrimiento porcelanizado y pintura electrostática, para el accionamiento de herramientas neumáticas tales como llaves de impacto, esmeriladoras, entre otras, para la operación de sistemas neumáticos como actuadores que cierran y abren las puertas de los hornos, un pedal y un embrague colocados en un troquel y finalmente como fluido para la realización de pruebas de hermeticidad y presión que se realizan a los equipos fabricados.

El sistema de aire comprimido estudiado se compone por

- Tres compresores de pistón, dos de 10 hp y uno de 20 hp (Figura 18).
- Red de tuberías que transporta el aire comprimido hasta los usuarios finales
- Usuarios finales: llaves de impacto, equipos de pintura, actuadores neumáticos
- Accesorios: Filtros de aceite, reguladores de presión, secadores de aire.



Figura 18 Compresor de 20 hp. Fotografía de la planta.

5.2.1 Compresores

Los compresores encontrados están distribuidos dentro de la planta. Debido a los procesos que se llevan a cabo para la fabricación de los calentadores, el aire atmosférico presenta partículas de polvo, vidrio pulverizado y humedad, además de temperaturas por encima de los 20°C. El aire para comprimir se toma directamente del área donde se ubica el compresor y únicamente se filtra antes de pasar a la cámara de compresión.

Todos los compresores cuentan con centro de carga independiente, tanque de almacenamiento, presóstato, manómetros y filtros a la entrada y salida. Carecen de anclajes al piso, bitácoras y programas de mantenimiento, esto último se ve reflejado en el nivel de suciedad encontrado en los filtros (Figura 19) y en los compresores, además algunas de las carátulas de los manómetros están manchadas y ya no es posible tomar lecturas. En el caso del compresor

3, uno de los cabezales ha sido inhabilitado, Figura 21. En este mismo compresor, el centro de carga no está correctamente aterrizado pues da pequeñas descargas eléctricas (toques) al manipularlo sin guantes.



Figura 19. Filtro de entrada obstruido por el polvo, compresor 2. Fotografía de la planta.



Figura 20. Filtro a la salida del compresor 3. Fotografía de la planta.



Figura 21. Compresor 3. Fotografía de la planta.



Características de los compresores

En la Tabla 15 se muestran los datos de placa de los compresores que componen el sistema de aire comprimido analizado

No. de compresor	1	2	3
Marca	TW DeVilBiss	Milwaukee	Milwaukee
Modelo	VDT 50 60	MTX -100C	MTX -100C
Potencia eléctrica nominal [kW]	7.45	7.45	14.9
Presión máxima de operación [psi]	175	175	175
Presión de trabajo [psi]	80-100	80-100	70-102
Caudal [cfm]	37.4	37.4	74.8 (Dos cabezales de 37.4 cada uno)
Tanque de almacenamiento [l]	500	500	530

Tabla 15. Datos de placa de los compresores encontrados. Elaboración propia.

Los compresores pueden entregar un flujo máximo total de 149.6 cfm, que en unidades del S.I. son 0.07 m³/s, o bien 4236.67 l/min, esto es considerando que todos los compresores estuvieran operando en buenas condiciones, sin embargo al momento de la visita el compresor de 20 hp tenía uno de los cabezales desconectado, por lo que el conjunto de compresores puede entregar **3177.50 l/min** máximo.

5.2.2 Red de distribución

Los compresores y los equipos consumidores de aire se encuentran distribuidos a lo largo de toda la planta, por lo que la red de distribución es extensa.

Los segmentos de tubería presentan distintos diámetros, así como reducciones y cambios de dirección abruptos. Muchas tuberías de servicio están derivadas correctamente, es decir, en forma de cuello de ganso (Figura 8). Aunque el color de la red es adecuado según la NOM-026-STPS-2008, no es fácil distinguirla pues las tuberías de distribución de gas LP son del mismo color (amarillo) además existen algunos segmentos ocultos detrás de soportes del techo, por lo que se dificulta su visibilidad y con ello la posibilidad de dar un mantenimiento adecuado o atención inmediata en caso de una ruptura.



Existen algunos puntos de descarga que, si bien fueron ocupados en otro momento, actualmente están en desuso pero siguen estando presurizados.

Toda la tubería está hecha de hierro, unida por roscado. Algunas secciones de la red forman anillos cerrados donde se interconectan las tuberías de los distintos compresores. En el Anexo A se muestran algunos diagramas del sistema analizado.

5.2.3 Filtros y accesorios

Existen filtros en algunos puntos de consumo y a la salida de los tanques de almacenamiento, sin embargo, los empleados reportaron que los filtros no han recibido mantenimiento, por lo que podrían haberse averiado o llegado al fin de su vida útil.

La aplicación del material para porcelanizado y pintura requiere de aire libre de humedad, por lo que el sistema cuenta con dos secadores de aire, únicamente para las aplicaciones antes mencionadas, Figura 22.



Figura 22. Secador de aire comprimido. Fotografía de la planta.



5.2.4 Usos del aire comprimido

La mayoría de los usos a los que el aire comprimido está destinado en el proceso productivo están relacionados con un equipo consumidor, por lo que el aire debe cumplir con determinadas características de presión y flujo. En la Tabla 16 se muestran los equipos encontrados durante la visita a la empresa, el área en que se encontraron, la cantidad de equipos y su presión y caudal nominales. Estos dos últimos datos fueron extraídos de las fichas técnicas de los equipos.

Equipo	Área	Unidades	Caudal (m ³ /s nominales)	Presión man (kPa)
Pedal Troquel	Troqueladoras	1	0.010005	689.48
Clutch troquel	Troqueladoras	1	0.008023	689.48
Cilindro neumático	Armado de quemadores	1	0.001180	393.00
Pistola para tornillos	Armado de quemadores	1	0.003681	413.69
Mototool	Cabinas soldadura	2	0.006135	620.53
Mototool	Esmerilado de tanques	1	0.004719	620.53
Mototool	Esmerilado de tanques	1	0.004719	620.53
Puebas neumáticas	Probado	12	0.002360	551.58
Tanque de presión pintura	Aplicación vitrificado	1	0.003304	551.58
Pistola de pintura	Aplicación vitrificado	1	0.009439	620.53
Cilindro neumático D.E. horno 1	Horno 1	2	0.000708	482.63
Pistola Chicago Pneumatic	Probado de tanques	1	0.003540	551.58
Pistola	Probado de tanques	2	0.001652	620.53
Cabina pintura	Pintura	2	0.001888	689.48
Aplicador de polvo electrostatico	Pintura	2	0.003304	689.48
Cilindro neumático D.E. horno 2	Horno 2	2	0.001227	448.16
Taladro de aire	Ensamble	6	0.003304	620.53
Pistola sopladora	Mantenimiento	1	0.001982	620.53

Tabla 16 Censo de equipos. Elaboración propia.



Capítulo 6. Plan de medición y análisis del Sistema de Aire Comprimido

El plan de medición y análisis es una guía de las actividades desarrolladas dentro y fuera de la planta para obtener información que permita describir el estado actual del sistema de aire comprimido, así como buscar y evaluar propuestas de mejora. En este capítulo se presenta el plan de medición seguido para la obtención y análisis de información del sistema estudiado.

6.1 Metodología

El análisis de eficiencia energética del sistema de aire comprimido requirió actividades diversas, que permitieron obtener un panorama general de dicho sistema. En la Figura 23 se muestra un esquema con las etapas desarrolladas. Cada etapa contiene algunas actividades generales y en los apartados subsecuentes se explica cada uno de los apartados.

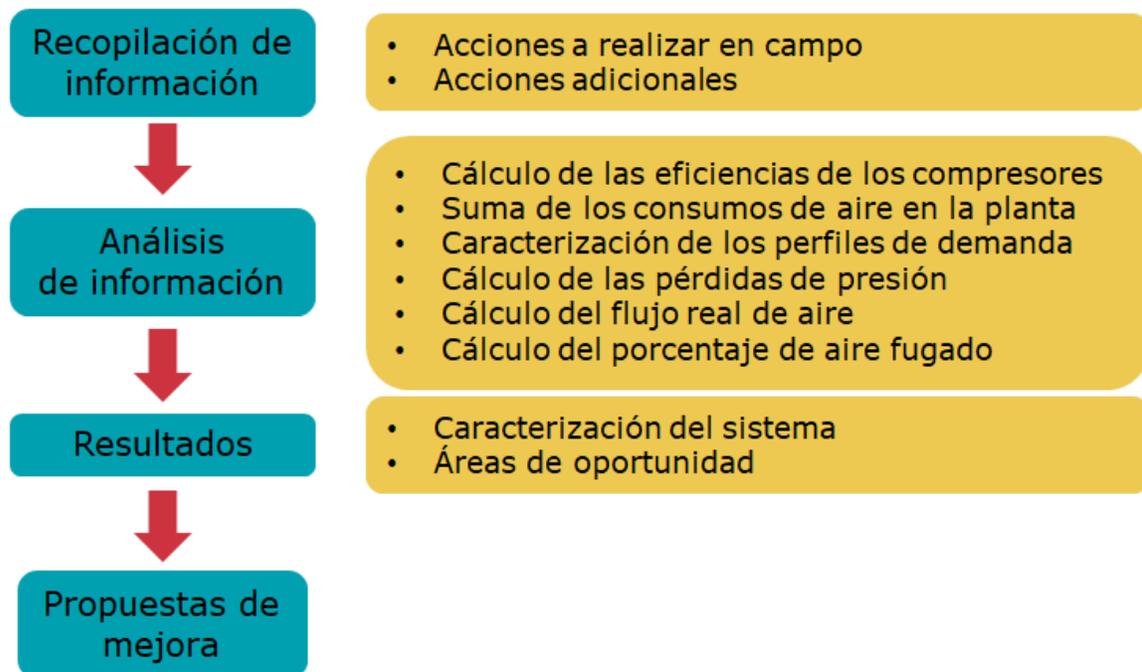


Figura 23. Metodología de análisis del sistema de aire comprimido. Elaboración propia.



6.2 Variables relevantes

En los sistemas de aire comprimido, las dos variables más importantes son la presión y el flujo del aire, sin embargo, un análisis de eficiencia energética de dichos sistemas requiere el conocimiento de algunas variables más. En la Tabla 17 se enlistan las variables medidas en el sistema, su utilidad dentro del análisis, la forma en que se midieron y el equipo utilizado para tal fin.

Variable	Uso en el análisis energético	Medición asociada	Equipo de medición asociado
Temperatura y humedad ambientales	Determinación de los estados termodinámicos de los compresores	Medición de la temperatura ambiente y humedad relativa en las zonas donde están ubicados los compresores	Higrómetro digital
Temperatura del aire después de la compresión	Determinación de los estados termodinámicos de los compresores	Termografías en los cabezales de compresión durante su operación	Cámara de infrarrojos Fluke Ti400
Presiones de arranque y paro del (los) compresor(es)	Determinación de la presión de operación del sistema	Registro de las presiones de arranque y paro de los compresores	Manómetros del sistema
Consumo eléctrico de los compresores	Eficiencia de los compresores y del sistema	Monitoreo de parámetros eléctricos en el compresor de mayor potencia	Analizador de motor y de calidad Fluke 438-II
Caída de presión en la red de distribución durante un periodo de paro	Porcentaje de fugas en la red de distribución	Monitoreo de presión en la red de distribución	Manómetro digital Additel ADT681
Dimensiones de la red de distribución	Caidas de presión en la red de distribución	Medición de longitudes y diámetros externos de la red de distribución	Telemetro Láser Bosch GLM 80 y calibrador vernier

Tabla 17. Variables a recopilar relevantes en el análisis de eficiencia energética. Elaboración propia.



6.3 Recopilación de información

Dado que el propósito del presente trabajo fue analizar las condiciones de un sistema de aire comprimido real y en operación, la primera etapa consistió en la obtención de información del sistema por medio de mediciones, realizadas durante tres visitas a la planta donde el sistema opera.

6.3.1 Acciones realizadas en campo

Condiciones ambientales

- a. Se realizaron tres lecturas diferentes de la temperatura y la humedad en puntos cercanos a cada compresor en distintos momentos. Se registraron hora, temperatura, humedad y número de compresor.

Consumo eléctrico

- a. Se conectó el analizador de calidad de la energía en el centro de carga del compresor más grande (20 hp). El analizador fue programado para tomar lecturas durante un día, en periodos de diez segundos.
- b. Con ayuda de la pinza amperimétrica se midieron voltajes, corrientes, potencias eléctricas y factores de potencia presentes en cada fase de los dos compresores restantes.

Periodos de arranque y paro.

- a. Con ayuda de un cronómetro, se registró la duración de por lo menos tres periodos de arranque y paro de cada compresor durante su operación normal, así como las presiones de arranque y paro de cada compresor.

Red de distribución del sistema de aire comprimido.

- a. Se realizó un esquema de las tuberías de distribución del sistema, tomando nota de las longitudes, los diámetros y los equipos auxiliares encontrados en la red, así como de la localización de los compresores.



Los puntos de consumo y el equipo o proceso conectado a cada punto se registraron en el plano. (Revisar anexos al final del documento).

Puntos de consumo.

- a. Se elaboró una lista de los equipos y procesos consumidores de aire comprimido encontrados en la planta. Cada equipo fue registrado con marca y modelo, se midió con el manómetro analógico la presión de salida en la boquilla y se preguntó por la frecuencia de uso del equipo.

Accesorios acondicionadores de aire.

- a. Se elaboró un listado de equipos acondicionadores de aire (enfriadores, secadores, filtros, etc.), tomando nota de la marca, modelo y toda la información que las etiquetas puedan proporcionar.
- b. Se realizó una inspección visual de los equipos de tratamiento de aire en los puntos de consumo, registrando las presiones indicadas por los manómetros.

Compresores.

- a. Se registraron los datos de placa del motor, del cabezal y del tanque de almacenamiento de cada compresor.
- b. Con el compresor apagado, se midió el diámetro de las poleas de los compresores, luego se encendió el compresor y se registraron las velocidades angulares de ambas poleas con el tacómetro.
- c. Con ayuda del termómetro infrarrojo y la cámara térmica, se registraron las temperaturas del motor y del cabezal de compresión, en especial de la cara superior de este último.



Porcentaje de fugas de aire en el sistema.

La siguiente metodología fue extraída de [4]. Los cálculos correspondientes a esta metodología se describen en el Capítulo 6 Resultados.

- a. Los pasos que se describen a continuación fueron aplicados pues los compresores cuentan con un controlador de tipo On-Off, es decir que cuentan con un presóstato que al llegar a una presión mínima establecida enciende el compresor y al alcanzar una presión máxima lo apaga.
- b. Se desconectaron todos los equipos consumidores de aire, se cerraron las válvulas de salida y se abrieron las válvulas de paso, con el objetivo de presurizar toda la red.
- c. Se conectó el manómetro digital en un punto cercano al compresor. El equipo se programó para realizar lecturas cada 30 segundos durante una noche completa.
- d. Para llevar a cabo la medición, el tanque de almacenamiento del compresor se vació abriendo la válvula de purga. Después de verificar que la presión manométrica al interior del compresor estuviera cerca del cero, se cerró la válvula de purga y se encendió el compresor, que empezó a trabajar de inmediato. Cuando el compresor alcanzó la presión de paro y el motor se apagó, se suspendió el suministro eléctrico.
- e. Una vez terminado el periodo de medición, se desconectó el equipo y se descargó la información almacenada.

En un sistema ideal, una vez que se ha alcanzado la presión de paro ésta nunca disminuiría pues no existen demandas de aire, sin embargo, en un sistema con fugas la presión disminuirá en función de la cantidad de fugas presentes, por lo que mientras más rápido caiga la presión en la red de distribución, mayor será el porcentaje de aire que se está escapando a través de las fugas.



6.3.2 Acciones adicionales

Las presiones y flujos de operación de los equipos consumidores de aire se obtuvieron de catálogos, a partir de las marcas y modelos de los equipos. Con esta información se completó el censo de equipos.

Las características de flujo de aire, presión máxima de operación y otros datos de los compresores que forman parte del sistema de aire comprimido, se obtuvieron a través de una búsqueda a partir de la marca y modelo de estos equipos.

La presión atmosférica del sitio se obtuvo del sitio de la Secretaría del Medio Ambiente de la Ciudad de México, en su historial de presiones del 2017 [23]

6.4 Información obtenida

6.4.1 Compresores

Demanda eléctrica

Para calcular la eficiencia de los compresores es necesario conocer la energía que demandan para operar. Por ello se realizaron mediciones eléctricas en los motores de los compresores. En el caso de los compresores 1 y 2 se utilizó un amperímetro de gancho, mientras que en el compresor 3 se conectó un medidor de calidad de la energía. De lo anterior se obtuvieron los resultados mostrados en la Tabla 18.

Compresor	Potencia eléctrica demandada [kW]			
	Medición 1	Medición 2	Medición 3	Promedio
1	7.05	7.25	7	7.1
2	7.48	7.51	7.69	7.56
3	6.54	6.4	6.35	6.43

Tabla 18. Demanda eléctrica de los compresores. Elaboración propia con datos propios.



Variables termodinámicas

Para realizar la estimación de la eficiencia energética de los compresores se realizaron algunas mediciones relacionadas con la presión, temperatura y humedad relativa a las que operan los compresores. Los datos recopilados se muestran en la Tabla 19.

Variable		Compresor 1	Compresor 2	Compresor 3
Presión atmosférica	[Pa]	77809.68	77809.68	77809.68
Temperatura atmosférica	[°C]	22.50	23.00	23.10
Humedad relativa	[%]		60.00	
Presión de descarga	[Pa]	698338.08	698338.08	707809.68

Tabla 19. Variables termodinámicas medidas en los compresores. Elaboración propia con datos propios

Temperatura de compresión

El análisis de eficiencia de los compresores requiere conocer la temperatura del aire después de la compresión, sin embargo, no fue posible realizar mediciones de forma directa, por lo que se estimará a partir de algunas consideraciones, que involucran a la temperatura del cabezal. Por ello se tomaron termografías de los compresores durante su operación normal. En las Figuras

Figura 24 y Figura 25 se pueden observar las temperaturas en varios puntos de la región más caliente del cabezal, es interesante la rapidez con la que la temperatura disminuye a medida que el punto de medición se aleja de la salida de la cámara de compresión.

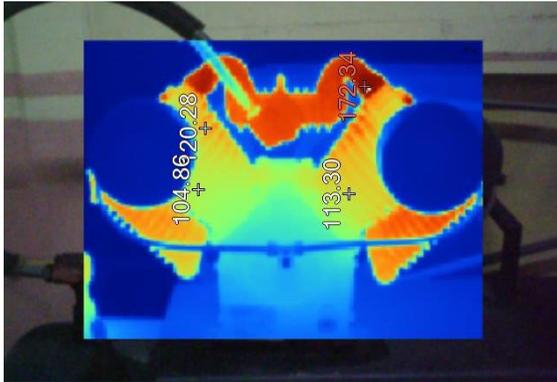


Figura 24. Distribución de temperaturas en el cabezal del compresor (Termografía)



Figura 25. Distribución de temperaturas en el cabezal del compresor (Fotografía de la planta)

En las Figuras **iError! No se encuentra el origen de la referencia.** y REF _Ref523137080 \h **iError! No se encuentra el origen de la referencia.** se muestra la distribución de temperatura de la región más caliente en el cabezal, que corresponde a la parte superior. Las imágenes mostradas son del compresor 3, en la Tabla 20 se muestra la temperatura máxima que se alcanza en los tres compresores.

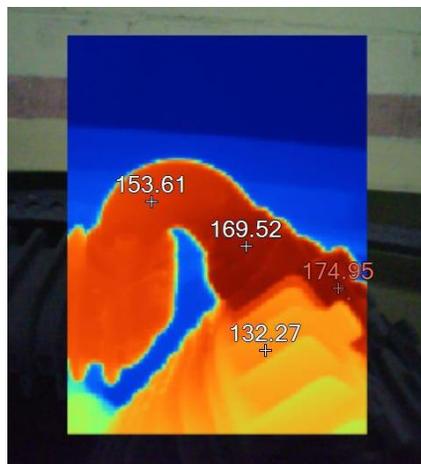


Figura 26. Distribución de temperaturas en la región más caliente del cabezal (Termografía)



Figura 27. Distribución de temperaturas en la región más caliente del cabezal (Termografía)



No. compresor	Temperatura máxima medida sobre la superficie [°C]
1	169.10
2	164.80
3	174.95

Tabla 20. Temperatura máxima en el cabezal del compresor. Elaboración propia con datos propios.

6.4.2 Tanques de almacenamiento

En el sistema de aire comprimido analizado se encontraron únicamente los tanques de almacenamiento que el proveedor entregó junto con los compresores. Los volúmenes de cada tanque se señalan en la Tabla 15.

6.4.3 Red de distribución

Como parte del análisis del sistema, se realizó un diagrama isométrico de la red de distribución de aire comprimido, Figura 28. Dicha red se extiende a lo largo de toda la planta, interconectándose en varios puntos. Cuenta además con válvulas que permiten aislar determinadas regiones del sistema. Para el análisis de caídas de presión que se mostrará posteriormente se utiliza la presencia de las válvulas, de modo que se puede suponer una dirección del flujo de aire.

Además del diagrama, se registraron las longitudes y diámetros de las tuberías. Las Tablas Tabla 21, Tabla 22 y Tabla 23 contienen los valores de longitudes y diámetros externos de tubería de la red, dividida en tres segmentos: del compresor 3 al área de hornos y pintura, del compresor 3 al área de ensamble y mantenimiento y del compresor 1 al área de probado de tanques.

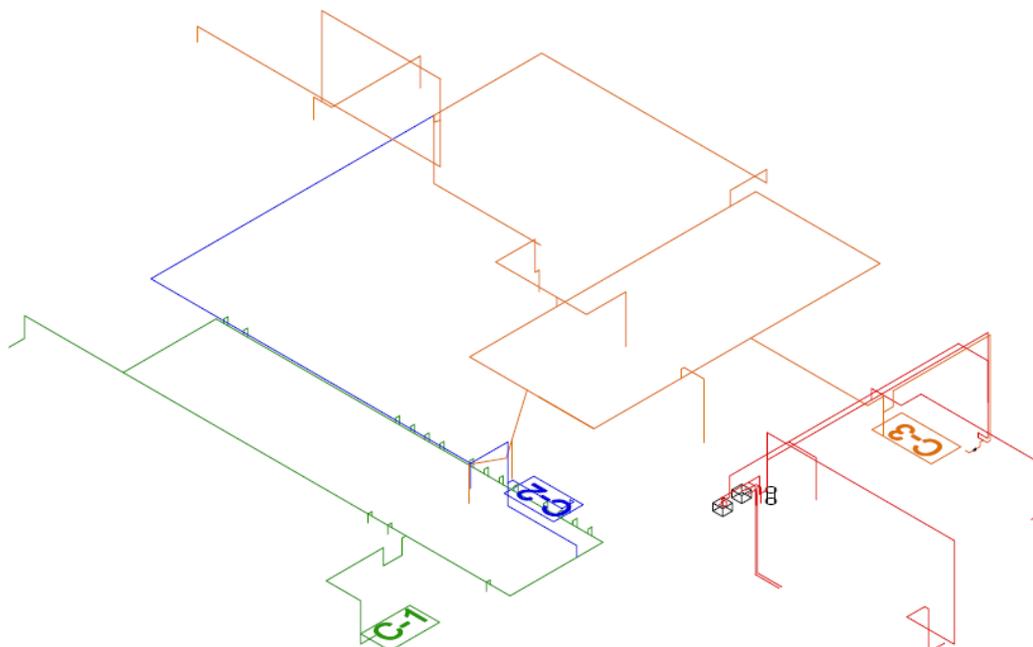


Figura 28. Diagrama isométrico de las redes de distribución. Elaboración propia.

Tramo	Longitud de tubería recta [m]	Diametro [mm]
C-3 a F	0.20	26.64
F a 1	0.85	15.80
1 a 2	11.48	20.93
2 a 3	4.80	15.80
3 a 4	3.06	15.80
4 a 6	8.22	15.80
4 a 5	1.87	15.80
5 a 7	0.38	12.52
7 a 8	4.42	15.80
8 a 10	4.75	15.80
8 a 9	13.40	15.80
3 a 11	18.57	15.80
2 a 12	14.37	15.80

Tabla 21. Longitudes y diámetros del segmento de red que une al compresor 3 con el área de hornos y pintura. Elaboración propia



Tramo	Longitud de tubería recta [m]	Diametro [mm]	Tramo	Longitud de tubería recta [m]	Diametro [mm]
C-3 a F	0.20	26.64	21 a 23	11.82	15.80
F a 1	0.85	15.80	21 a 22	15.58	15.80
1 a 13	19.42	52.50	23 a 24	1.40	15.80
13 a 14	3.53	52.50	23 a 25	6.40	15.80
14 a 15	2.85	15.80	21 a 26	8.40	15.80
14 a 16	7.81	52.50	16 a 27	7.32	52.50
16 a 17	3.41	15.80	20 a 27	8.78	52.50
17 a 18	1.70	15.80	27 a 28	0.50	15.80
17 a 19	4.28	15.80	28 a 29	5.90	15.80
13 a 20	14.15	52.50	28 a 30	7.70	15.80
20 a 21	20.00	15.80			

Tabla 22. Longitudes y diámetros del segmento de red que une al compresor 3 con el área de mantenimiento. Elaboración propia con datos propios.

Tramo	Longitud de tubería recta [m]	Diametro [mm]	Tramo	Longitud de tubería recta [m]	Diametro [mm]
C-1 a 31	10.00	26.64	48 a 50	0.75	26.64
31 a 33	4.27	26.64	31 a 63	0.73	26.64
33 a 32	0.95	15.80	63 a 62	1.45	15.80
33 a 34	6.45	26.64	63 a 65	1.00	26.64
34 a 35	0.95	15.80	65 a 64	1.45	15.80
34 a 36	0.75	26.64	65 a 66	12.60	26.64
36 a 37	0.95	15.80	66 a 60	5.10	26.64
36 a 38	0.75	26.64	60 a 61	1.45	15.80
38 a 39	0.95	15.80	60 a 58	1.00	26.64
38 a 40	0.75	26.64	58 a 59	1.45	15.80
40 a 41	0.95	15.80	58 a 56	7.70	26.64
40 a 42	0.75	26.64	56 a 57	0.95	15.80
42 a 43	0.95	15.80	56 a 54	0.75	26.64
42 a 44	0.75	26.64	54 a 55	0.95	15.80
44 a 45	0.95	15.80	54 a 52	0.75	26.64
44 a 46	0.75	26.64	52 a 53	0.95	15.80
46 a 47	0.95	15.80	52 a 50	0.75	26.64
46 a 48	0.75	26.64	50 a 51	0.95	15.80
48 a 49	0.95	15.80	66 a 67	6.80	15.80

Tabla 23. Longitudes y diámetros del segmento de red que une al compresor 1 con el área de probado de tanques. Elaboración propia con datos propios.

6.4.4 Caída de presión por presencia de fugas

Para estimar el porcentaje de fugas en la red de distribución se ejecutó el procedimiento explicado en la sección 6.3.1 del presente trabajo, con la única variante de que no fue posible abrir todas las válvulas de paso, por lo que la prueba no evaluó el porcentaje de fugas de toda la red, pero sí de una sección significativa. Del monitoreo de presión realizado durante una noche se obtuvieron los datos que generan el gráfico mostrado en la Figura 29. La información se retoma en el capítulo de resultados.

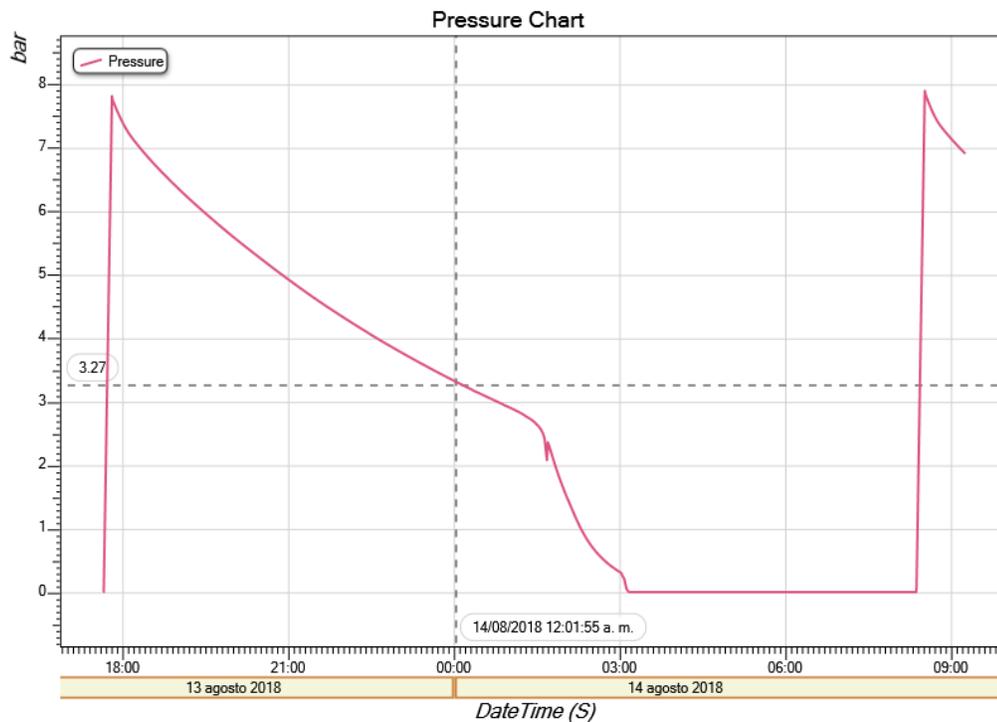


Figura 29. Caída de presión en la red de distribución por presencia de fugas. Generada por software del manómetro digital.



Capítulo 7. Resultados

En este capítulo se muestra de forma breve el análisis de la información recopilada y los resultados obtenidos en dicho análisis. Para ello, se calculó la eficiencia global de los compresores. Después se analizó el consumo de aire al interior de la planta, para compararlo contra el aire comprimido que el sistema puede entregar. Se dedicó un espacio al cálculo de las caídas de presión en la red de distribución y al cálculo de porcentaje de fugas en la red de distribución y en los puntos de consumo. Finalmente, se calculó el volumen de los tanques de almacenamiento requeridos para el sistema.

7.1 Cálculo de las eficiencias de los compresores

7.1.1 Determinación de los estados termodinámicos de los compresores

Para el cálculo de las eficiencias se consideraron dos estados termodinámicos del aire: el primero justo antes de ser comprimido, con las condiciones de temperatura y presión atmosférica, y el segundo al terminar la compresión, antes de pasar al tanque de almacenamiento.

Considerando que el fluido de trabajo es aire, para definir los estados termodinámicos se utilizó la ecuación del gas ideal. Para ello fue necesario conocer previamente por lo menos 2 propiedades independientes. En el caso del estado 1, por medio de las mediciones fue posible determinar presión y temperatura, no así en el estado 2, donde la única variable que fue posible determinar de forma directa fue la presión, sin embargo, es posible estimar la temperatura haciendo algunas consideraciones:

- La máxima temperatura posible después de la compresión es aquella que se obtendría en una compresión isentrópica (adiabática reversible). Dado que el proceso real presenta una transferencia de calor hacia el exterior, la temperatura final real estará por debajo de la temperatura final isentrópica.



- Dado que la temperatura del aire después de la compresión excede la temperatura ambiente, se produce una transferencia de calor desde el interior del compresor hacia el ambiente, por lo que la temperatura superficial del cabezal del compresor será mayor a la ambiente, pero menor a la del aire comprimido.

De lo anterior es posible afirmar que la temperatura del aire en el estado dos será mayor que la temperatura registrada en la superficie del cabezal y menor que la temperatura después de una compresión isentrópica.

Temperatura de compresión isentrópica.

Despejando la temperatura en la Ec. (15), es posible determinar la temperatura después de una compresión isentrópica con la Ec. (28)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(1-k)/k} \quad (28)$$

Retomando la información de la Tabla 19 y sustituyendo los valores medidos para el compresor 3 en la Ecuación (28)

$$T_2 = 296.25 \left(\frac{77809.68}{707809.68} \right)^{(1-1.4)/1.4} = 555.84 \text{ K}$$

Temperatura en la superficie del compresor.

De acuerdo con la información de la Tabla 20, la temperatura máxima que se alcanza en la región más cercana a la cámara de compresión en el compresor 3 es de 174.95°C, este valor fue utilizado como límite inferior para estimar el valor de la temperatura del aire después de la compresión, de modo que la temperatura del aire después de la compresión debe estar entre 174.95 °C y 282.69 °C, más cercana a los 174.95°C, pues el cabezal está hecho de hierro fundido, material con buena conductividad térmica, por lo que para los cálculos se utilizó un valor de **190 °C**.



Los cálculos anteriores se repitieron para los dos compresores restantes, definiendo con ello los estados termodinámicos para los tres equipos. Las variables calculadas se muestran en la Tabla 24.

Variable	Unidad	Compresor 1		Compresor 2		Compresor 3	
		Estado 1	Estado 2	Estado 1	Estado 2	Estado 1	Estado 2
Presión	Pa	77809.68	698338.08	77809.68	698338.08	77809.68	707809.68
Temperatura	K	295.65	458.15	296.15	453.15	296.25	463.15
Volumen específico	m ³ /kg	1.09	0.19	1.09	0.19	1.09	0.19
Entalpía	kJ/kg	295.80	460.13	295.80	455.02	296.42	465.24

Tabla 24. Estados termodinámicos del aire en los compresores encontrados. Elaboración propia con datos propios.

7.1.3 Cálculo de la eficiencia global

Para determinar la eficiencia global de los compresores, es necesario conocer la eficiencia del motor y de la transmisión.

La eficiencia de los motores se obtuvo por el método de factor de carga, mientras que para el cálculo de la eficiencia de transmisión en las bandas se realizó un cálculo basado en la velocidad de las poleas y el par mecánico transmitido.

Para calcular el flujo másico de aire entregado por los compresores es importante evaluar el nivel de impacto de la operación de los equipos en condiciones diferentes a las nominales, específicamente debido a la disminución de la presión por la altura sobre el nivel del mar y a la presencia de humedad en el aire. En la Tabla 25 se muestran las condiciones de operaciones nominales y reales de los compresores.

Propiedad	Nominal	Real	Unidad
Capacidad del compresor	1.06	1.06	mcm
Presión de aire de admisión	101352.97	77809.68	Pa
Temperatura del aire en la admisión	293.15	296.25	K
Humedad relativa	0.00	60.00	%

Tabla 25. Condiciones de operación nominales y reales de los compresores. Elaboración propia con datos propios.



Los cálculos aquí mostrados toman los datos del compresor 3 para ejemplificar el proceso de estimación de la eficiencia de los compresores. Se siguió el mismo procedimiento para los compresores 1 y 2.

Densidad y masa del aire desplazada en función de la altura

La densidad del aire se puede calcular retomando los valores de la Tabla 25 y con una variante de la ecuación de los gases ideales, Ec. 5:

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{77809.68}{287 * 296.25} = 0.915152 \frac{kg}{m^3}$$

El flujo másico de aire se puede calcular con la densidad del aire y la capacidad del compresor, Ec. (29)

$$\dot{m} = \rho * \dot{v} = 0.915152 * 1.06 = 0.96919 \frac{kg}{min} \quad (29)$$

En la Tabla 26 se muestran los valores de flujo másico y densidad del aire en condiciones nominales y con la variación de la presión en función de la altura, que se calcularon utilizando las ecuaciones 5 y 29.

	Densidad [kg/m ³]	Flujo másico de aire [kg/min]
Altura nominal	1.20	1.28
Altura real	0.92	0.97

Tabla 26. Densidad del aire y masa desplazada en función de la altura sobre el nivel del mar. Elaboración propia con datos propios.

Masa de aire desplazado considerando la presencia de humedad

Para tomar en cuenta la presencia de humedad en el aire, se consideró el vapor como un gas ideal y mediante las presiones parciales se calculó la masa de aire desplazado. Tomando la presión de saturación del agua a temperatura ambiente, la presión parcial del agua se calculó con la Ec. (30)

$$P_v = \phi P_g = \phi P_{sat@23\text{ }^\circ\text{C}} = 0.6 * 2.854 = 1.7125 \text{ kPa} \quad (30)$$



La presión parcial del aire se obtuvo con la Ec. (31):

$$P = P_a + P_v; P_a = P - P_v; P_a = 77.81 - 1.7125 = 76.1 \text{ kPa} \quad (31)$$

Al multiplicar las presiones parciales por las constantes de cada uno de los gases se obtuvieron los flujos másicos de aire y vapor, aplicando la Ec. (32)

$$m_n = \frac{P_n * \dot{v}}{T * R_n} \quad (32)$$

$$m_a = \frac{P_a * \dot{v}}{T * R_a} = \frac{76.1 \text{ kPa} * 1.059 \text{ m}^3/\text{min}}{293.15 \text{ K} * 0.287 \text{ kJ/kg K}} = 0.957883 \text{ kg/min}$$

$$m_v = \frac{P_v * \dot{v}}{T * R_v} = \frac{1.7125 \text{ kPa} * 1.059 \text{ m}^3/\text{min}}{293.15 \text{ K} * 0.4615 \text{ kJ/kg K}} = 0.013404 \text{ kg/min}$$

Energía absorbida por el aire

La energía que el aire comprimido toma en el proceso de compresión se ve reflejada en su aumento de presión, que tiene asociado un aumento en la entalpía del fluido. De la Tabla 24 se retomaron los valores de entalpías, con lo que se calculó el trabajo absorbido por el aire. Para el compresor 3:

$$\dot{W}_{abs} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) = \frac{0.9578 \text{ kg}}{60 \text{ s}} * (444.82 - 296.42) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2.37 \text{ kW}$$

Eficiencia global

Este parámetro puede estimarse con la Ec. (20), de la sección 2.4 de este trabajo. Retomando las potencias demandadas por los compresores, Tabla 18. Demanda eléctrica de los compresores. Elaboración propia con datos propios. se calculó la eficiencia global de los compresores encontrados en la planta. La Tabla 27 contiene los resultados de dichos cálculos.



Compresor	Energía absorbida por el aire [kW]	Energía demandada [kW]	Eficiencia global
1	2.62	7.10	36.95
2	2.54	7.56	33.62
3	2.70	6.48	41.60

Tabla 27 Eficiencias globales de los compresores analizados. Elaboración propia con datos propios.

Eficiencias de los elementos del compresor

Como se explicó en la sección 2.4 de este trabajo, la eficiencia a, de un compresor alternativo puede igualarse al producto de las eficiencias de sus componentes. En la Tabla 28 se muestran las eficiencias nominales y reales de los componentes de los tres compresores, así como la diferencia entre ambos valores.

Elemento	Compresor 1			Compresor 2			Compresor 3		
	Eficiencia nominal [%]	Eficiencia real [%]	Diferencia [%]	Eficiencia nominal [%]	Eficiencia real [%]	Diferencia [%]	Eficiencia nominal [%]	Eficiencia real [%]	Diferencia [%]
Motor	89,50	87,10	2,40	89,50	88,30	1,20	91,00	89,45	1,55
Transmisión	95,00	89,70	5,30	95,00	89,10	5,90	95,00	89,60	5,40
Compresión	75,00	47,29	27,71	75,00	42,74	32,26	75,00	51,91	23,09
Total	63,77	36,95	26,82	63,77	33,62	30,15	64,84	41,60	23,24

Tabla 28 Eficiencias de los elementos del compresor. Elaboración propia con datos propios.

7.2 Consumos de aire en la planta

Como se mencionó en la sección 5.2, el consumo de aire comprimido en el sistema analizado es intermitente, debido a los usos que recibe. El aire comprimido está presente durante todo el proceso de producción, en mayor o menor medida por lo que la demanda de aire varía de forma continua.



7.2.1 Censo de equipos consumidores de aire

Retomando la información de la Tabla 16, se puede observar que las presiones que los consumidores finales requieren están entre los 393 y los 690 kPa (57-100 psi).

Respecto a los caudales requeridos, el consumo real de aire depende de varios factores, entre ellos la forma de utilizar los equipos, por ejemplo, aunque el pedal del troquel tiene un alto caudal de aire nominal, su uso es casi instantáneo por lo que su consumo real es mucho menor. Para ajustar los caudales nominales a la operación real de los equipos se aplicó un coeficiente de utilización (*C.U.*), Ec. (33), determinado a partir de la forma en que operan los equipos (continua o intermitente). La Ec. (34) se utilizó para calcular el consumo promedio normalizado de aire (*C.P.n*) de un equipo en función de su coeficiente de utilización. Los coeficientes aplicados se muestran en la Tabla 29, junto con el consumo promedio normalizado de aire, en *Nl/min*.

$$\text{Coeficiente de utilización (C.U.)} = \frac{\text{tiempo de consumo de aire}}{\text{tiempo de la operación}} \quad (33)$$

$$C.P.n \left[\frac{Nl}{min} \right] = \text{Caudal} \left[\frac{Nl}{min} \right] * C.U. \quad (34)$$



Equipo	Unidades	Caudal [NI/min]	Coefficiente utilización	Consumo promedio [NI/min]
Pedal Troquel	1	600.38	0.30	180.12
Clutch troquel	1	481.44	0.30	144.43
Cilindro neumático	1	70.80	0.30	21.24
Pistola para tornillos	1	220.90	0.70	154.63
Mototool	2	368.16	0.60	220.90
Mototool	1	283.20	0.40	113.28
Mototool	1	283.20	0.40	113.28
Puebas neumáticas	12	141.60	0.40	56.64
Tanque de presión pintura	1	198.24	0.70	138.77
Pistola de pintura	1	566.40	0.70	396.48
Cilindro neumático D.E. horno 1	2	42.48	0.50	21.24
Pistola Chicago Pneumatic	1	212.40	0.40	84.96
Pistola	2	99.12	0.30	29.74
Cabina pintura	2	113.28	0.30	33.98
Aplicador de polvo electrostatico	2	198.24	0.70	138.77
Cilindro neumático D.E. horno 2	2	73.63	0.50	36.82
Taladro de aire	6	198.24	0.40	79.30
Pistola sopladora	1	118.94	0.70	83.26

Tabla 29. Consumo de aire promedio por equipo. Elaboración propia.

7.2.2 Conversión de flujo demandado normalizado a flujo real

Los valores de flujo volumétrico indicados en la Tabla 29 son nominales pero el sistema analizado está muy lejos de esta condición, principalmente por la altitud a la que se encuentra instalado, por lo que es necesario efectuar una corrección. En la sección 1.4 se describió una ecuación, Ec. (18), para corregir el flujo necesario a condiciones reales. Retomando los datos de la Tabla 25, la Ec. (35) ejemplifica el cálculo de flujo real demandado por equipo, en este caso por el Pedal del troquel:

$$C.P.r = C.P.n * \frac{P_{STD}}{[P_{ACT} - (P_{SAT} * RH)]} * \left[\frac{T_{ACT}}{T_{STD}} \right]$$



$$C.P.r = 180.01 * \frac{101352.97}{[77809.68 - (2854.172 * 0.60)]} * \left[\frac{296.25}{293.15} \right] = 236.96 \left[\frac{l}{min} \right] \quad (35)$$

Del mismo modo se obtuvieron los consumos promedio reales para el resto de los equipos, los resultados se muestran en cuarta columna de la Tabla 30 *Consumo promedio real por equipo [l/min]*.

El consumo promedio real por tipo de herramienta (C.T.h) se determinó con la Ec. (36) y se muestra en la última columna de la Tabla

$$C.T.h \left[\frac{l}{min} \right] = C.P.r * Unidades \quad (36)$$

Equipo	Unidades	Consumo promedio normalizado [Nl/min]	Consumo promedio real por equipo [l/min]	Consumo promedio real por tipo de herramienta [l/min]
Pedal Troquel	1	180.12	242.43	242.43
Clutch troquel	1	144.43	194.40	194.40
Cilindro neumático	1	21.24	28.59	28.59
Pistola para tornillos	1	154.63	208.12	208.12
Mototool	2	220.90	297.32	594.64
Mototool	1	113.28	152.47	152.47
Mototool	1	113.28	152.47	152.47
Puebas neumáticas	12	56.64	76.24	914.83
Tanque de presión pintura	1	138.77	186.78	186.78
Pistola de pintura	1	396.48	533.65	533.65
Cilindro neumático D.E. horno 1	2	21.24	28.59	57.18
Pistola Chicago Pneumatic	1	84.96	114.35	114.35
Pistola	2	29.74	40.02	80.05
Cabina pintura	2	33.98	45.74	91.48
Aplicador de polvo electrostatico	2	138.77	186.78	373.56
Cilindro neumático D.E. horno 2	2	36.82	49.55	99.11
Taladro de aire	6	79.30	106.73	640.38
Pistola sopladora	1	83.26	112.07	112.07
TOTAL	40			4776.56

Tabla 30 Consumo promedio real de los equipos neumáticos. Elaboración propia.



De los totales mostrados en la Tabla 30, la suma de los consumos promedio reales, **4776.56 l/min**, representa el consumo que se tendría en la planta si todos los equipos se estuvieran operando simultáneamente. Como se explicó en el apartado 7.2, el sistema de aire comprimido analizado cuenta con tres compresores que pueden entregar un máximo de **3177.504 l/min**, por lo que si en la planta fuera necesario operar todos los equipos neumáticos al mismo tiempo, los compresores no tendrían la capacidad de cubrir dicha demanda por sí mismos. La Ec. (38) muestra el porcentaje de demanda que los compresores pueden cubrir en ausencia de tanques de almacenamiento.

$$Demanda\ cubierta\ (\%) = \frac{Flujo\ máximo\ entregado\ \left[\frac{l}{min}\right]}{Consumo\ promedio\ real\ total\ (C.R.T.)\ \left[\frac{l}{min}\right]} * 100 \quad (37)$$

$$Demanda\ cubierta\ (\%) = \frac{3177.50}{4671.54} * 100 = 68.02\ \%$$

En un escenario en el que todos los equipos neumáticos de la planta se accionaran para trabajar, los compresores juntos son capaces de alimentar únicamente el 68.02% del total de la demanda, sin embargo, este fenómeno es poco común en las industrias y menos aún en la empresa estudiada, esto debido a su modelo de producción (por lotes). Por esta razón antes de recomendar la compra de otro compresor para cubrir esa hipotética demanda máxima, fue necesario hacer una estimación del nivel de consumo dentro de la planta.

7.2.3 Estimaciones del consumo de aire

Para tener un valor aproximado del consumo de aire en el caso estudiado se utilizaron dos métodos. El primero de ellos consistió en estimar un perfil de consumo con base en la descripción del proceso de producción de la planta y el segundo se basó en una metodología de diseño para sistemas de aire comprimido, encontrada en la referencia [4], que se encontró también en otras tesis y artículos de internet. La diferencia principal entre estos métodos es que el primero es *a posteriori*, es decir, con los equipos funcionando, mientras que



el segundo es *a priori* y se basa en estimaciones generales. Un estudio exhaustivo dentro de la planta permitiría conocer con exactitud los tiempos de operación de cada uno de los consumidores finales del aire comprimido, con lo se podría utilizar el primer método obteniendo resultados con mayor exactitud, sin embargo, una de las limitaciones del presente trabajo fue el tiempo del que se dispuso para realizar mediciones y observaciones, por lo que los resultados obtenidos pueden variar en mayor o menor medida con respecto a la realidad.

Perfil de consumo

El consumo de aire comprimido en el sistema analizado es variable, por ello se estimó un perfil de demanda con base en la información recopilada acerca del proceso productivo. En la Figura 30 se muestra una gráfica que muestra el consumo estimado de aire durante cuatro días, en los que podría producirse un lote de producto.

Aunque la demanda total de aire comprimido resultó en una suma elevada, en la gráfica es posible observar que el consumo real está por debajo de este hipotético valor. El pico máximo que se presenta en la gráfica es de **1906.66 l/min**, y únicamente se presenta en un periodo de 15 minutos, por lo que los compresores teóricamente tienen la capacidad para responder al consumo de aire en la planta. Sin embargo, es importante recordar que la red de distribución puede dividirse por medio de válvulas de cierre y no existe una tubería principal, por lo que el flujo total disponible no se distribuye de forma equitativa, pues depende de las llaves que sean accionadas en la red.



Figura 30. Perfil de consumo estimado. Elaboración propia con datos propios.



Estimación del consumo a partir de una metodología de diseño

La metodología que se plantea a continuación parte de la idea de que en un sistema de aire comprimido no todos los equipos consumidores están encendidos todo el tiempo, ni se utilizan de forma simultánea. La primera parte de la idea quedó ya incluida en el cálculo de consumo promedio de aire por equipo y se estimó a partir de la forma en que se llevaron a cabo las distintas partes del proceso productivo durante las visitas. La segunda parte, el uso no simultáneo de los equipos, debe tomarse muy en cuenta en el sistema que se evaluó pues el personal de la planta reportó que en algunas áreas hay personal que cubre hasta tres pasos del proceso de producción, por lo que es poco probable que todas las herramientas neumáticas puedan estar operando al mismo tiempo. La Tabla 31 muestra los coeficientes de simultaneidad propuestos en función del número de consumidores de aire presentes en un sistema de aire comprimido. Son valores obtenidos de forma empírica y tal como se mencionó antes, sirven para realizar una estimación, por lo que el valor de consumo real puede alejarse del valor estimado.

No. dispositivos	Factor de simultaneidad	No. dispositivos	Factor de simultaneidad
1	1.00	9	0.73
2	0.94	10	0.71
3	0.89	11	0.69
4	0.86	12	0.68
5	0.83	13	0.67
6	0.80	14	0.66
7	0.77	15	0.65
8	0.75	100	0.20

Tabla 31 Coeficientes de simultaneidad [3]

Como lo indica la Tabla 30, el sistema de aire comprimido aquí analizado cuenta con un total de 40 equipos consumidores, por lo que para obtener el factor de simultaneidad se interpoló en la Tabla 31. De esto se obtuvo que el factor de simultaneidad es de 0.5176. En la Ec. (38) se muestra el cálculo del consumo de aire estimado.



$$\text{Consumo estimado} = C.T. * C.U. * C.S. \quad (38)$$

Donde

- C.T. = Consumo total [l/min]
- C.U. = Coeficiente de utilización
- C.S. = Coeficiente de simultaneidad

Dado que el consumo promedio real total estimado en la Tabla 25 ya incluye el coeficiente de utilización, la Ec. (38) se reduce, quedando como la Ec. (39)

$$\text{Consumo estimado} = C.R.T. * C.S. \quad (39)$$

Donde

- C.R.T. = Consumo promedio real total [l/min]
- C.S. = Coeficiente de simultaneidad

Para el sistema analizado:

$$\text{Consumo estimado} = 4776.56 * 0.5176 = 2472.35 \left[\frac{l}{min} \right]$$

7.3 Cálculo de las pérdidas de presión

Las caídas de presión inherentes al diseño de la red de distribución se calcularon utilizando la Ec. (21) (Sección 3.6 de este documento), retomando la información de diámetros y longitudes de las Tablas Tabla 21, Tabla 22 y Tabla 23, y considerando el caso de operación más crítico para la red, es decir aquel en el que todos los equipos consumidores están demandando aire. Como ejemplo del procedimiento de cálculo se estimará la pérdida de presión entre los puntos 1 y 2 de la red de distribución (Revisar diagramas isométricos en la sección de Anexos para ubicar los segmentos de la red).

$$dp = 450 * \frac{Q_C^{1.85} * L}{D^5 * P} = 450 * \frac{22.36^{1.85} * 11.48}{20.43^5 * 7.42} = 0.06136 [bar]$$



El resultado anterior contempla únicamente los segmentos de tubería recta, los codos, teés, reducciones, válvulas y demás accesorios pueden incluirse en la ecuación determinando su longitud equivalente (Tabla 9) y sumando dicho valor a la longitud de la tubería recta.

La estimación de caídas de presión en la red de distribución partió de los puntos de consumo hacia los compresores, esto debido a que en los puntos de consumo se conocen los requerimientos de flujo de aire. Al avanzar sobre las tuberías hacia el compresor los flujos de los equipos fueron sumándose hasta obtener un valor total en el segmento de tubería que sale del compresor. Los resultados se muestran en las Tablas 32, 33, 34 y 35; los renglones marcados en negritas corresponden a los puntos finales de la red, es decir, donde se conectan los equipos consumidores y los recuadros resaltados en color amarillo corresponden a los puntos donde la caída de presión desde la salida de los tanques de almacenamiento está por encima del 10%, que es el rango aceptable.



Tramo	Caudal [l/s]	Diametro [mm]	Longitud de tubería recta [m]	Longitud equivalente de accesorios [m]	Longitud equivalente total [m]	Presión inicial [bar abs]	dP [bar]	Presión final [bar]	Caída de presión con respecto a la salida del compresor [%]
C-3 a F	48.70	26.64	0.20	0.00	0.20	7.67	0.00	7.67	0.02
F a 1	48.70	15.80	0.85	2.40	3.25	7.67	0.26	7.41	3.36
1 a 2	22.36	20.93	11.48	3.50	14.98	7.41	0.07	7.34	4.28
2 a 3	20.71	15.80	4.80	0.50	5.30	7.34	0.09	7.25	5.46
3 a 4	19.76	15.80	3.06	3.20	6.26	7.25	0.10	7.15	6.74
4 a 6	12.01	15.80	8.22	5.10	13.46	7.15	0.22	6.93	9.65
4 a 5	7.75	15.80	1.87	1.30	3.17	7.15	0.01	7.14	6.86
5 a 7	7.75	12.52	0.38	0.40	0.92	7.14	0.15	7.00	8.76
7 a 8	7.75	15.80	4.42	1.60	6.02	7.00	0.16	6.84	10.78
8 a 10	3.88	15.80	4.75	1.90	6.65	6.84	0.01	6.84	10.85
8 a 9	3.88	15.80	13.40	1.30	14.70	6.84	0.01	6.83	10.94
3 a 11	0.95	15.80	18.57	3.90	22.47	7.25	0.00	7.25	5.47
2 a 12	1.65	15.80	14.37	2.00	16.37	7.34	0.00	7.34	4.32

Tabla 32. Caídas de presión en la red de distribución (Del compresor 3 al área de pintura). Elaboración propia con datos propios



Tramo	Caudal [l/s]	Diametro [mm]	Longitud de tubería recta [m]	Longitud equivalente de accesorios [m]	Longitud equivalente total [m]	Presión inicial [bar abs]	dP [bar]	Presión final [bar]	Caída de presión con respecto a la salida del compresor [%]
C-3 a F	48.70	26.64	0.20	0.00	0.20	7.67	0.00	7.67	0.02
F a 1	48.70	15.80	0.85	2.40	3.25	7.67	0.26	7.41	3.36
1 a 13	26.34	52.50	19.42	7.80	27.22	7.41	0.00	7.41	3.38
13 a 14	9.69	52.50	3.53	3.00	6.53	7.41	0.00	7.41	3.38
14 a 15	3.56	15.80	2.85	4.20	7.05	7.41	0.00	7.41	3.44
14 a 16	6.13	52.50	7.81	1.80	9.61	7.41	0.00	7.41	3.38
16 a 17	2.57	15.80	3.41	1.90	5.31	7.41	0.00	7.41	3.41
17 a 18	1.91	15.80	1.70	1.50	3.20	7.41	0.00	7.41	3.42
17 a 19	0.67	15.80	4.28	1.30	5.58	7.41	0.00	7.41	3.41
13 a 20	16.65	52.50	14.15	4.60	18.75	7.41	0.00	7.41	3.39
20 a 21	13.09	15.80	20.00	3.10	23.10	7.41	0.17	7.24	5.55
21 a 23	11.23	15.80	11.82	3.80	15.62	7.24	0.09	7.16	6.68
21 a 22	0.00	15.80	15.58	2.30	17.88	7.24	0.00	7.24	5.55
23 a 24	7.28	15.80	1.40	1.90	3.30	7.16	0.01	7.15	6.79
23 a 25	3.95	15.80	6.40	2.30	8.70	7.16	0.01	7.15	6.77
21 a 26	1.87	15.80	8.40	0.50	8.90	7.24	0.00	7.24	5.58
16 a 27	3.56	52.50	7.32	1.80	9.12	7.41	0.00	7.41	3.38
20 a 27	3.56	52.50	8.78	1.00	9.78	7.41	0.00	7.41	3.39
27 a 28	7.12	15.80	0.50	1.50	2.00	7.41	0.00	7.41	3.45
28 a 29	3.56	15.80	5.90	2.30	8.20	7.41	0.01	7.40	3.52
28 a 30	3.56	15.80	7.70	3.10	10.80	7.41	0.01	7.40	3.54

Tabla 33. Caídas de presión en la red de distribución (Del compresor 3 al área de ensamble). Elaboración propia con datos propios.



Tramo	Caudal [l/s]	Diametro [mm]	Longitud de tubería recta [m]	Longitud equivalente de accesorios [m]	Longitud equivalente total [m]	Presión inicial [bar abs]	dP [bar]	Presión final [bar]	Caída de presión con respecto a la salida del compresor [%]
C-1 a 31	30.49	26.64	10.00	3.90	13.90	6.98	0.04	6.95	0.53
31 a 33	13.34	26.64	4.27	1.50	5.77	6.95	0.00	6.94	0.58
33 a 32	2.54	15.80	0.95	2.30	3.25	6.94	0.00	6.94	0.60
33 a 34	10.80	26.64	6.45	1.30	7.75	6.94	0.00	6.94	0.62
34 a 35	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.94	0.00	6.94	0.63
34 a 36	9.53	26.64	0.75	0.50	1.25	6.94	0.00	6.94	0.63
36 a 37	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.94	0.00	6.94	0.63
36 a 38	8.26	26.64	0.75	0.50	1.25	6.94	0.00	6.94	0.63
38 a 39	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.94	0.00	6.94	0.64
38 a 40	6.99	26.64	0.75	0.50	1.25	6.94	0.00	6.94	0.64
40 a 41	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.94	0.00	6.94	0.64
40 a 42	5.72	26.64	0.75	0.50	1.25	6.94	0.00	6.94	0.64
42 a 43	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.94	0.00	6.94	0.64
42 a 44	4.45	26.64	0.75	0.50	1.25	6.94	0.00	6.94	0.64
44 a 45	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.94	0.00	6.94	0.65
44 a 46	3.18	26.64	0.75	0.50	1.25	6.94	0.00	6.94	0.64
46 a 47	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.94	0.00	6.94	0.65
46 a 48	1.91	26.64	0.75	0.50	1.25	6.94	0.00	6.94	0.64
48 a 49	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.94	0.00	6.94	0.65

Tabla 34. Caídas de presión en la red de distribución (Del compresor 1 al área de probado). Elaboración propia con datos propios.



Tramo	Caudal [l/s]	Diametro [mm]	Longitud de tubería recta [m]	Longitud equivalente de accesorios [m]	Longitud equivalente total [m]	Presión inicial [bar abs]	dP [bar]	Presión final [bar]	Caída de presión con respecto a la salida del compresor [%]
48 a 50	0.64	26.64	0.75	0.50	1.25	6.94	0.00	6.94	0.64
31 a 63	17.15	26.64	0.73	1.50	2.23	6.95	0.00	6.94	0.56
63 a 62	2.54	15.80	1.45	2.30	3.75	6.94	0.00	6.94	0.58
63 a 65	14.61	26.64	1.00	0.50	1.50	6.94	0.00	6.94	0.58
65 a 64	2.54	15.80	1.45	2.30	3.75	6.94	0.00	6.94	0.60
65 a 66	12.07	26.64	12.60	0.50	13.10	6.94	0.01	6.94	0.67
66 a 60	9.53	26.64	5.10	1.90	7.00	6.94	0.00	6.93	0.70
60 a 61	2.54	15.80	1.45	2.30	3.75	6.93	0.00	6.93	0.72
60 a 58	6.99	26.64	1.00	0.50	1.50	6.93	0.00	6.93	0.70
58 a 59	2.54	15.80	1.45	2.30	3.75	6.93	0.00	6.93	0.72
58 a 56	4.45	26.64	7.70	0.50	8.20	6.93	0.00	6.93	0.71
56 a 57	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.93	0.00	6.93	0.72
56 a 54	3.18	26.64	0.75	0.50	1.25	6.93	0.00	6.93	0.71
54 a 55	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.93	0.00	6.93	0.72
54 a 52	1.91	26.64	0.75	0.50	1.25	6.93	0.00	6.93	0.71
52 a 53	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.93	0.00	6.93	0.72
52 a 50	0.64	26.64	0.75	0.50	1.25	6.93	0.00	6.93	0.71
50 a 51	1.27	15.80	0.95	2.30	3.25	6.93	0.00	6.93	0.72
66 a 67	2.54	15.80	6.80	1.30	8.10	6.93	0.00	6.93	0.76

Tabla 35. Caídas de presión en la red de distribución (Del compresor 1 al área de probado) Elaboración propia con datos propios.



Según las tablas anteriores, sólo existen dos puntos en la red en los que la presión cae por encima del 10%, por lo que las pérdidas de presión en las tuberías no representan un problema serio de pérdidas de energía.

7.4 Cálculo del porcentaje de pérdidas por fugas.

En la sección 6.3.1 del presente trabajo se presentó la metodología para la obtención de los datos que se muestran a continuación. En la Figura 29 se muestra la gráfica obtenida a partir de los datos registrados por el manómetro digital. El punto más alto de la gráfica representa la presión de paro del compresor, alcanzada al encenderlo después del vaciado. Se observa que la caída de presión comienza inmediatamente y la presión de la red llega a cero pasando las 3 de la mañana durante el periodo de medición. El segundo pico en la gráfica corresponde al encendido del compresor por parte de los empleados de la planta, antes de iniciar su jornada laboral.

El compresor tiene una presión de paro de 761 kPa (7.613 bar) y una presión de arranque de 485.1 kPa (4.851 bar). Aunque durante la medición el compresor arrancó y terminó en una presión cercana a cero, conociendo las presiones de arranque y paro es posible determinar los periodos de carga y descarga del compresor para aplicarlos en la Ec. (23), la Figura 31. *Periodos de arranque y paro del compresor durante la prueba de hermeticidad* muestra los periodos durante los cuales el sistema se encontró entre las presiones de arranque y paro.

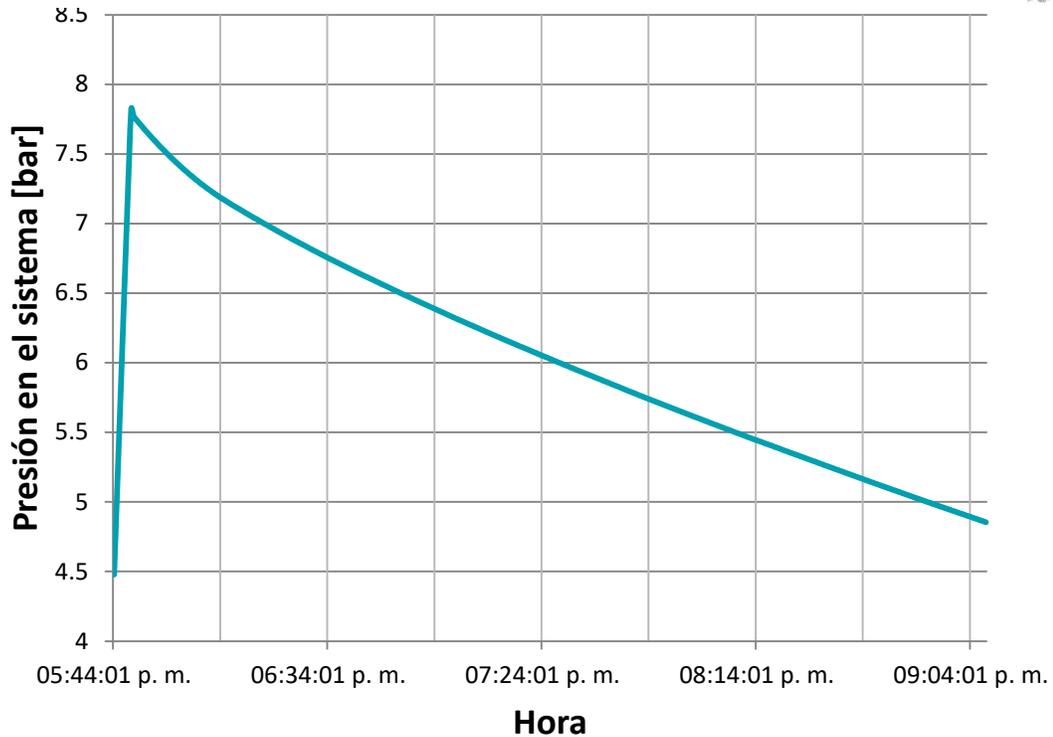


Figura 31. Periodos de arranque y paro del compresor durante la prueba de hermeticidad. Elaboración propia.

A partir de la Figura 31 se determinaron los periodos de carga y descarga mostrados en la Tabla 36.

Periodo	De las	A las	Duración del periodo	minutos
Carga (T)	05:44:01 p. m.	05:48:01 p. m.	00:04:00	4
Descarga (t)	05:48:01 p. m.	08:53:31 p. m.	03:05:30	185.50

Tabla 36 Duración de los periodos de arranque y paro. Elaboración propia con datos propios.

Con los valores de la Tabla anterior y retomando la Ec. (23) el porcentaje de fugas se calculó como se muestra en la Ec. (40)

$$Fuga (\%) = \frac{4 * 100}{(4 + 185.5)} = 2.11\% \quad (40)$$



De acuerdo con lo anterior, el porcentaje de fugas está por debajo del máximo admisible, por lo que no representa un problema mayor en la red, sin embargo existen algunos puntos que es importante considerar para la interpretación del resultado.

- a. Muchos de los equipos consumidores de aire en este sistema se conectan a la red por medio de acoplamiento rápidos y durante la medición estaban desconectados. Esto es relevante pues en muchos casos los acoplamiento rápidos fugan una cantidad importante de aire. Durante los periodos de medición en la planta se observó que muchos de los equipos presentan fugas importantes mientras están conectados.
- b. La red de distribución es extensa y cuenta con algunas válvulas de paso que interconectan las tuberías de cada compresor. Durante la medición no hubo oportunidad de verificar que dichas válvulas estuvieran todas abiertas, por lo que existe la posibilidad de que esta prueba haya evaluado únicamente una parte del sistema.

7.4.1 Fugas en acoplamiento rápidos

El porcentaje de fugas determinado en la sección anterior no toma en cuenta las fugas en los puntos de consumo, pues al realizar la medición los equipos consumidores estaban desconectados de la red. Sin embargo, los conectores rápidos ubicados en los puntos de consumo suelen ser uno de los puntos con mayor presencia de fugas. Para estimar el porcentaje de aire que se pierde en los acoples rápidos se utilizaron los datos de un periodo de medición en el que únicamente una herramienta estaba en operación. En la Figura 32 se muestra una gráfica correspondiente a un ciclo de operación del compresor en un día de baja producción y la Tabla 37 muestra los tiempos de duración de este ciclo.

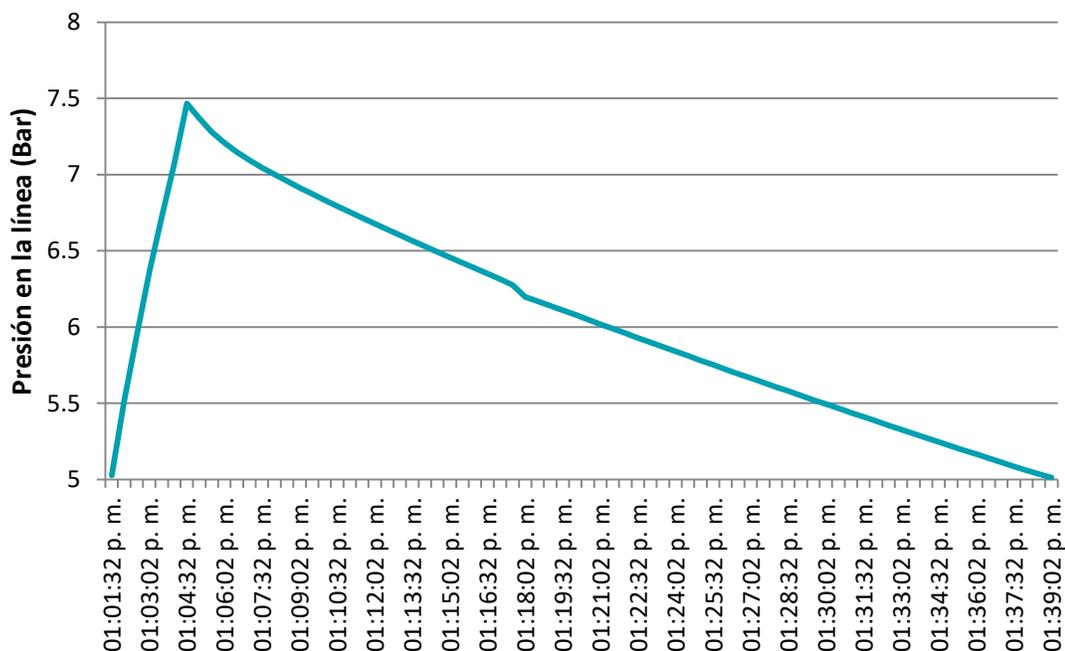


Figura 32. Ciclo de operación del compresor sin demanda de aire. Elaboración propia.

	De	A	Duración [minutos]
Periodo de arranque	01:01:32 p. m.	01:04:32 p. m.	3
Periodo de paro	01:04:32 p. m.	01:39:02 p. m.	34.5
Total	01:01:32 p. m.	01:39:02 p. m.	37.5

Tabla 37 Duración del ciclo de operación del compresor. Elaboración propia.

Durante la medición las únicas herramientas neumáticas conectadas eran un taladro de aire del área de ensamble y un aplicador de polvo electrostático del área de pintura, y sólo se estaba utilizando el taladro. De acuerdo a la Tabla 30, este equipo tiene un consumo promedio de aire de 106.73 l/min. El uso del taladro de aire durante el periodo de medición no fue continuo sino intermitente, en total el equipo se utilizó el 50% del tiempo que duró el periodo de descarga del compresor. A continuación, se muestra el método de cálculo del aire fugado en cada punto de consumo durante el ciclo de operación mostrado en la Figura 32. En la Ec. (41) se calculó el aire que el compresor entregó al sistema durante el periodo de arranque analizado.



$$\begin{aligned}
 & \text{Aire entregado por el compresor durante el ciclo [l]} \\
 & = \text{flujo del compresor} \left[\frac{l}{\text{min}} \right] * \text{periodo de arranque} [\text{min}] \quad (41) \\
 & = 1059.17 \left[\frac{l}{\text{min}} \right] * 3 [\text{min}] = \mathbf{3177.51 [l]}
 \end{aligned}$$

Por otra parte, considerando el tipo de uso (intermitente) del taladro de aire, única herramienta neumática utilizada durante el ciclo analizado, en la Ec. (42) se estimó el aire consumido por la herramienta del ciclo, que es el aire que realmente se aprovechó del total de aire producido.

$$\begin{aligned}
 & \text{Aire consumido por la herramienta durante el ciclo [l]} \\
 & = \text{Consumo de aire promedio de la herramienta} \left[\frac{l}{\text{min}} \right] * \text{duración del ciclo} \quad (42) \\
 & * \text{coeficiente de utilización} = 106.73 \left[\frac{l}{\text{min}} \right] * .5 * 37.5 [\text{min}] = \mathbf{2001.19 [l]}
 \end{aligned}$$

En la sección anterior se obtuvo que el porcentaje de fugas en la red de distribución es de 2.11% del total de aire generado, en la Ec. (43) se calculó la cantidad de aire que se perdió en fugas durante el periodo analizado.

$$\begin{aligned}
 & \text{Aire consumido por fugas en la red de distribución [l]} \\
 & = \text{Aire entregado por el compresor durante el ciclo [l]} \quad (43) \\
 & * \text{porcentaje de fugas en la red} = 3177.51 [l] * .02 = \mathbf{67.05 [l]}
 \end{aligned}$$

El valor obtenido en la Ec. (43) no incluye las fugas en los acoplamientos rápidos, por lo que con la Ec. (44) se estimó un valor de aire consumido por las fugas en los puntos de consumo en los que hubieran herramientas conectadas.

$$\begin{aligned}
 & \text{Aire consumido por fugas en los puntos de consumo [l]} \\
 & = \text{Aire entregado por el compresor durante el ciclo [l]} \\
 & - \text{Aire consumido por la herramienta durante el ciclo [l]} \quad (44) \\
 & - \text{Aire consumido por fugas en la red de distribución [l]} \\
 & = 3177.51 - 2001.19 - 67.05 = \mathbf{1109.27 [l]}
 \end{aligned}$$



Como se explicó al principio de este apartado, durante el ciclo analizado se encontraron dos equipos consumidores conectados a la red, por lo que en la Ec. (45) se calculó el aire fugado en cada uno de los puntos de consumo en el periodo analizado.

$$= \frac{\text{Aire consumido por fugas en cada punto de consumo [l]}}{\text{Aire consumido por fugas en los puntos de consumo [l]}} = \frac{1109.27 [l]}{2} \quad (45)$$

$$= 554.64 [l]$$

La Ec. (46) se utilizó para calcular el flujo de aire que corresponde a las pérdidas en cada punto de consumo.

$$= \frac{\text{Flujo de aire fugado en cada punto de consumo [l]}}{\text{Aire consumido por fugas en cada punto de consumo [l]}} = \frac{554.64 [l]}{37.5} \quad (46)$$

$$= 14.69 [l/min]$$

Finalmente, la Ec. (47) muestra el porcentaje de aire generado por los compresores que se pierde en las fugas de los puntos de consumo.

$$= \frac{\text{Pérdidas de aire por fugas en los puntos de consumo [\%]}}{\text{Aire consumido por fugas en cada punto de consumo [l]}} * 100 \quad (47)$$

$$= \frac{554.64 [l]}{3177.51 [l]} * 100 = 17.45\%$$

7.5 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento

El sistema analizado cuenta con un volumen de almacenamiento total de 1530 litros, distribuidos en tres tanques de almacenamiento. Dichos tanques fueron proporcionados por el proveedor de los compresores, sin hacer un cálculo previo del volumen necesario para cubrir la demanda en la planta. Retomando la Ec. (22) y considerando la demanda máxima de aire en la planta, calculada en el apartado 7.3.2, se determinó el tiempo que los tanques pueden satisfacer



dicha demanda manteniendo la presión por arriba de los 485 kPa (70 psi), la Ec. (48) muestra el cálculo realizado.

$$\begin{aligned}
 T &= V * \frac{P_1 - P_2}{(C - S) * P_a} \\
 &= 1530 * \frac{761300 - 485100}{(5119.22 - 3159.48) * 77809.68} \quad (48) \\
 &= 2.77 = \mathbf{2:46 \text{ minutos}}
 \end{aligned}$$

Para estimar el volumen de almacenamiento de aire requerido se tomará el escenario en el que todos los equipos neumáticos se utilizan al mismo tiempo, estableciendo periodos de consumo variables, por ejemplo, para un periodo de 5 minutos el volumen de almacenamiento requerido en el sistema analizado se calcula como muestra la Ec. (49):

$$V = T * \frac{(C - S) * P_a}{P_1 - P_2} = 5 * \frac{(5119.22 - 3159.48) * 77809.68}{761300 - 485100} = \mathbf{2735.04 [l]} \quad (49)$$

Considerando que actualmente se cuenta con 1530 litros de almacenamiento, en la Ec. (50) se muestra la capacidad de almacenamiento adicional requerida.

$$\begin{aligned}
 &\textit{Almacenamiento adicional requerido} \\
 &= \textit{Volumen total requerido} - \textit{volumen disponible} \quad (50) \\
 &= 2735.04 - 1530 = \mathbf{1205.04 [l]}
 \end{aligned}$$

En la Tabla 38 se muestran los volúmenes de almacenamiento adicional requeridos en función del periodo de demanda máxima.



Periodo de operación en demanda máxima [minutos]	Volumen adicional requerido
3	111.03
4	658.04
5	1205.04
6	1752.05
7	2299.06
8	2846.07
9	3393.08
10	3940.09

Tabla 38 Volumen de almacenamiento adicional requerido para cubrir periodos de operación en demanda máxima. Elaboración propia.



Capítulo 8. Análisis de resultados y propuestas de mejora

En este capítulo se retoman los resultados obtenidos en el capítulo anterior para dar cuenta del estado general del sistema, de sus áreas de oportunidad y de las medidas a implementar.

8.1 Análisis de resultados

En esta sección se presenta una descripción del sistema de aire comprimido actual, tomando como base los resultados mostrados en el capítulo anterior. El análisis comienza con los consumos de aire en la planta porque a partir de ellos se dará referencia del nivel de adecuación del sistema a las necesidades de aire comprimido de la planta.

8.1.1 Consumos de aire.

En el apartado 7.3 del presente documento se estimaron los consumos de aire en la planta bajo diversos escenarios: uso simultáneo de todos los equipos, consumo estimado por metodología de diseño y consumo estimado a partir del proceso de producción propio de la planta. En la Tabla 39 se muestran los valores de consumo obtenidos para cada escenario y se incluyen los consumos asociados a las fugas en la red de distribución y en los puntos de consumo.

Estimación de consumo máximo	Consumo de aire por herramientas [l/min]	Consumo de aire por fugas [l/min]	Consumo de aire total [l/min]	Consumo cubierto por los compresores actuales [%]
Todos los equipos operando de forma simultanea	4776.56	342.66	5119.22	62.07
Por metodología de diseño [4]	2472.35	342.66	2815.01	112.88
Con base en el perfil de demanda (Secc. 7.3.3)	1906.66	126.27	2032.93	156.30

Tabla 39. Consumos máximos estimados. Elaboración propia.



Con base en los valores de la última columna de la Tabla 39 se hace evidente que si se hiciera uso simultaneo de todos servicios neumáticos de la planta, los compresores que actualmente integran el sistema de aire comprimido no tendrían la capacidad para suplir dicha demanda. Del mismo modo, bajo los esquemas de la metodología de diseño y del punto máximo del proceso de producción estimado, los compresores pueden suplir las demandas en dichos esquemas. De lo anterior se deduce que, en las condiciones actuales de producción, distribución de procesos y logística, no existe evidencia de un posible consumo simultaneo total, por lo que se validan las dos últimas estimaciones de consumo máximo, donde se presenta una demanda moderada y que puede satisfacerse con los equipos de compresión actuales.

8.1.2 Compresores

En este estudio los compresores del sistema se analizaron desagregándolos en sus elementos: motor, banda de distribución y cabezal de compresión. Para cada uno de estos elementos se conoce su eficiencia nominal, es decir, la eficiencia con la que operan en condiciones óptimas. Las eficiencias reales se calcularon y se comparan con las eficiencias nominales en la Tabla 28. A partir de esta comparación se determinó que los elementos con una mayor disminución en su eficiencia son los cabezales de compresión, seguidos de las bandas de distribución y al final quedan los motores. Esto puede ser un criterio de priorización de mantenimientos: comenzar primero por realizar la limpieza y ajustes que los cabezales requieren, posteriormente realizar un ajuste en el tensado de las bandas o una sustitución de las mismas y finalmente el engrasado y limpieza que los motores necesitan.

Comparando las eficiencias reales totales de los tres compresores puede afirmarse que lo más conveniente es operar los compresores 1 y 3 como base, dejando el compresor 2 para que opere únicamente cuando la demanda de aire es muy alta. Para ello es ampliamente recomendable establecer un control automático que realice secuencias de operación alternando los compresores en servicio.



8.1.3 Red de distribución

De acuerdo con la literatura comercial de los sistemas de aire comprimido, una red de distribución adecuada cuenta con los siguientes elementos:

- Llevar el aire comprimido desde el compresor hasta todos los puntos de consumo en la planta, es decir, las mangueras flexibles deben ser tan cortas como sea posible.
- Mantener la caída de presión por debajo del 10% de la presión de salida del tanque de almacenamiento
- Mantener las pérdidas por fugas debajo del 10% de la capacidad de los compresores
- Contar con trampas de humedad para drenar los condensados que se forman durante la distribución del aire
- Minimizar los riesgos durante la operación de la planta. Evitar conexiones provisionales e identificar correctamente la red de acuerdo con la STPS (Secc. 3.9 de este documento)

En el sistema estudiado, la red de distribución está compuesta en su mayoría de tubería rígida, las mangueras flexibles únicamente se utilizan para poder desplazar la herramienta dentro del espacio de trabajo. Respecto a la caída de presión y tomando como base las Tablas Tabla 32, Tabla 33, Tabla 34 y Tabla 35, en la Tabla 40 se muestra la distribución de las caídas de presión en los puntos de consumo. Como puede observarse, más de la mitad de los puntos de consumo presenta una caída de presión menor al 3% y únicamente en dos puntos se rebasa el 10% permitido.



Rango de caída de presión	Número de puntos de consumo
0 - 3 %	18
3 - 6 %	9
6 - 9 %	2
9 - 10 %	1
> 10 %	2

Tabla 40 Rangos de caída de presión en los puntos de consumo. Elaboración propia.

Respecto a las fugas de aire, en este trabajo se dividieron en fugas dentro de la red de distribución y en los puntos de consumo. De acuerdo con lo desarrollado en la sección 7.5, las fugas correspondientes a la red de distribución corresponden al 2.11% del aire producido por el compresor, mientras que las fugas que se presentan en los puntos de consumo son de 17.45%. A partir de los porcentajes anteriormente mencionados, se determina que debe ser prioridad reparar las fugas en los puntos de consumo.

En lo concerniente a la calidad del aire comprimido, la red de distribución cuenta con puntos de drenado de condensados y dos secadores para acondicionar el aire destinado a la aplicación de vitrificado y pintura.

Dentro de la planta analizada, existen tuberías que conducen gas LP, aire comprimido, agua y cableado eléctrico. Las tuberías de aire comprimido tienen segmentos pintados de amarillo y segmentos pintados de azul, en el primer caso es fácil confundirlas con la red de distribución de gas LP, en el segundo con las tuberías que conducen agua. Esto dificulta la identificación de la red para un posible mantenimiento o la atención de una emergencia. Aún más, confundir una tubería de aire comprimido con una de gas LP podría generar múltiples daños dentro de la planta. Aunado a esto, no existe un diagrama de distribución del sistema de aire comprimido y el personal desconoce algunas secciones de la red, lo que deja a dichos segmentos fuera del alcance de cualquier mantenimiento o revisión que la red pudiera recibir.

Contar con un diagrama de distribución del sistema de aire comprimido presenta las siguientes ventajas



- Conocer los equipos consumidores en la planta
- Utilizar las válvulas de paso instaladas de manera efectiva para la regulación del flujo de aire
- Planear la integración de nuevos equipos neumáticos tomando en consideración la capacidad de cada conducto, logrando así mantener las caídas de presión en un nivel permisible.
- Facilitar la planeación y ejecución de programas de mantenimiento al sistema en general.

Por otro lado, dotar a las redes de distribución de la correcta identificación facilita la detección de fallas y fugas, así como la ejecución de programas de mantenimiento, además de disminuir el riesgo de accidentes por confusión entre los tipos de tuberías presentes en la planta.

8.1.4 Tanques de almacenamiento.

De acuerdo con lo desarrollado en el apartado 7.6, los tanques de almacenamiento que actualmente integran el sistema de aire comprimido analizado tienen un volumen total de 1.53 m³ (1530 litros) y en un escenario crítico (En el que todos los equipos neumáticos estuvieran operando de forma simultánea) pueden ayudar a los compresores a mantener la presión del sistema en niveles aceptables (Por encima de los 485 kPa, 70 psi de presión manométrica) durante 2 minutos y 46 segundos, después de lo cual la presión caerá y el sistema dejará de operar adecuadamente. Incrementando el volumen de almacenamiento disponible se puede incrementar el periodo en el que la presión se mantiene en niveles aceptables cuando el sistema se encuentra en el estado crítico antes descrito. En la Tabla 38 se muestran los volúmenes adicionales requeridos para mantener la presión en distintos periodos de operación a demanda máxima. Cabe mencionar que la adición de volumen de almacenamiento debe utilizarse para cubrir demandas esporádicas, sin embargo, si la alta demanda es constante es preferible adquirir un compresor que pueda suplirla adecuadamente.

8.1.5 Distribución del consumo de energía en el sistema

Después de analizar el comportamiento del sistema fue posible determinar la distribución de la energía suministrada al mismo, los resultados se muestran en el diagrama de Sankey de la Figura 33, en la que se puede observar que una cantidad significativa de energía se pierde en los compresores. Una parte de dicha pérdida es necesaria para que el compresor opere (irreversibilidades internas) y otra parte es debida a la falta de mantenimiento en los equipos (irreversibilidades externas).

Después de las pérdidas en el compresor, las pérdidas más significativas se presentan en los acoplamientos rápidos, se estimó que en estos elementos se fuga el 6% de la energía suministrada al compresor. Las fugas en la red de distribución y las pérdidas de energía por caída de presión representan 1% de la energía suministrada, cada una. Finalmente, el sistema conserva el 28% de la energía suministrada para realizar el trabajo neumático.

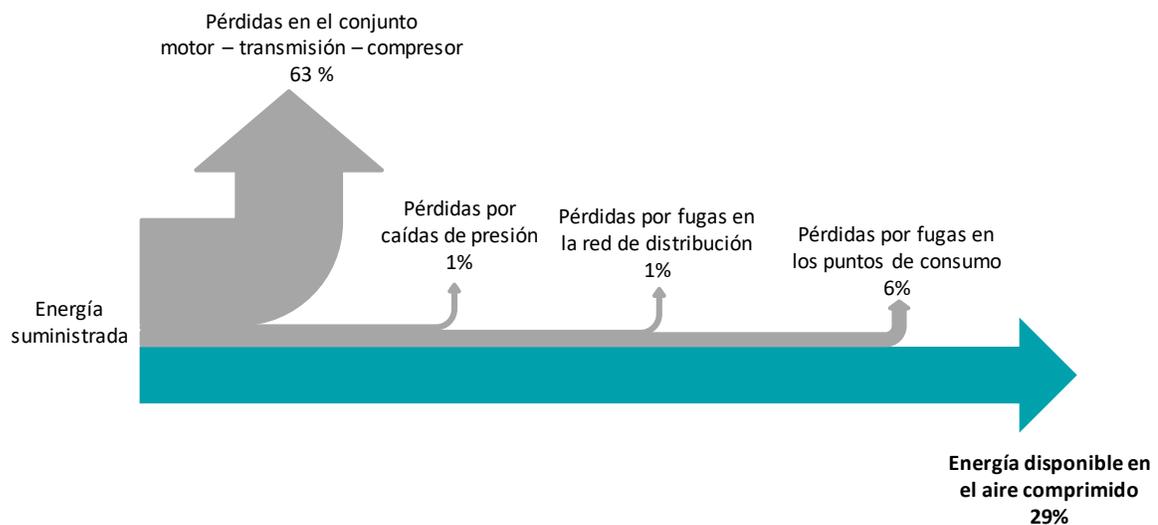


Figura 33. Diagrama de Sankey con la distribución del consumo de energía en el sistema. Elaboración propia con datos propios.



8.2 Propuestas de mejora

En el apartado anterior se definió que los elementos del sistema de aire comprimido estudiado que requieren mayor atención son los acoplamientos rápidos y conexiones en los puntos de consumo, así como los tanques de almacenamiento. Desde las visitas se tuvo conocimiento del poco mantenimiento que el sistema en general recibe, por lo que un programa de mantenimiento sería de gran ayuda en la planeación de actividades y finalmente, la correcta identificación de la red de distribución a través de un diagrama de distribución y la correcta señalización de la red. Si bien estas dos últimas medidas no representan un ahorro de energía directo, serán útiles en la implementación de mantenimientos y sustituciones de equipos, así como en la planeación de la operación del sistema de aire comprimido.

Finalmente, se detectó la mala práctica de utilizar el aire comprimido para remover residuos de polvo para vitrificado y pintura electrostática de la ropa de los empleados. Posteriormente se explicará por qué esto es una mala práctica y lo que puede hacerse para evitarlo.

8.2.1 Programa de mantenimiento

A continuación, se propone una lista de actividades a realizar para mantener el sistema de aire comprimido operando adecuadamente. No todas las actividades se realizan con la misma frecuencia, por lo que es importante tener un calendario de actividades, de forma que directivos, personal de mantenimiento y personal de producción conozcan las actividades a desarrollar y apoyen en las que sean requeridos. En esta sección se mencionan generalidades de cada una de las actividades a realizar, sin embargo, para conocer la forma adecuada y más eficiente de realizar el mantenimiento, es necesario consultar esta información con cada uno de los fabricantes de los diversos elementos del sistema.



Medidas de seguridad

La seguridad del personal debe ser prioridad durante cualquier operación sobre el sistema. Las siguientes medidas están encaminadas a disminuir al mínimo los riesgos durante las actividades de mantenimiento.

- Personal calificado

El personal encargado de dar mantenimiento a los equipos debe tener pleno conocimiento de la forma correcta de hacerlo. Las actividades pueden distribuirse entre aquellas que requieren conocimientos simples y pueden ser realizadas por personal de la planta y aquellas que requieren conocimientos más profundos y por ello es más adecuado contratar los servicios de un equipo de mantenimiento en sistemas de aire comprimido.

- Consulta de manuales de operación y mantenimiento de los equipos

Los manuales de operación de los equipos deben indicar las pautas para realizar los mantenimientos y deben seguirse al pie de la letra. Si el manual no contiene dicha información o si no se cuenta con dichos manuales, debe consultarse al fabricante para solicitarlos o bien, pedir instrucciones claras para el mantenimiento.

- Apagar y desconectar el equipo antes de comenzar

Mientras los equipos estén conectados a la corriente eléctrica, siempre podrán reanudar la marcha, por ello es muy importante desconectar el suministro eléctrico antes de comenzar cualquier trabajo de mantenimiento. Es ampliamente recomendable colocar sobre el centro de carga un letrero que diga "Desconectado para efectuar mantenimiento. No conectar"

- Llevar la presión del sistema a cero antes de comenzar

Una válvula, tapón o cualquier otro elemento impulsado por la alta presión del aire pueden convertirse en balas capaces de herir gravemente a una persona. Por ello, antes de comenzar a retirar válvulas, abrir llaves de paso, etcétera, es



muy importante asegurarse que el sistema ha perdido toda su presión manométrica. Esto debe hacerse a través de una válvula de alivio ubicada en el tanque pulmón, nunca abriendo la válvula de purga de condensados, pues esta última podría expulsar elementos a alta velocidad.

- Temperatura del compresor y los secadores de aire

El compresor (motor, transmisión y cabezal de compresión) y los equipos secadores de aire aumentan su temperatura durante su operación. En las **iError! No se encuentra el origen de la referencia.** y **iError! No se encuentra el origen de la referencia.** se mostraron las temperaturas que se pueden alcanzar durante un ciclo de operación, por ello es importante permitir que los compresores se enfríen antes de comenzar cualquier maniobra en ellos.

- Ropa adecuada

Los compresores cuentan con elementos móviles que giran a alta velocidad, es por ello que no debe utilizarse ropa suelta o voluminosa como corbatas, mangas sueltas o delantales de laboratorio. Si el operario usa el cabello largo, debe recogerlo adecuadamente para evitar accidentes. Finalmente, no debe olvidarse el uso de guantes para evitar el riesgo de cortaduras, y de tapones de oídos para reducir la cantidad de ruido y evitar daños auditivos en el operario.

- Conducta profesional y enfocada a disminuir riesgos.

Aunque el aire comprimido no es un fluido flamable, existen otro tipo de riesgos asociados a su mal uso. Uno de los mayores riesgos son las afectaciones a la salud de los operarios. Gran parte de estos riesgos pueden evitarse si durante la operación y el mantenimiento los operarios conservan una actitud seria y se enfocan en la correcta ejecución de las actividades.



Actividades a desarrollar

Diariamente

- Hacer una inspección visual a los compresores para verificar la presencia de ruidos, vibraciones, deslizamientos de la banda de transmisión o sobrecalentamientos no comunes y asegurarse de que las guardas de seguridad estén en su lugar. En caso de encontrar alguna anomalía, programar la reparación correspondiente lo antes posible, para evitar que el problema crezca.
- Buscar fugas de lubricante
- Apagar los compresores al final de la operación de cada día. Desconectar la fuente de alimentación.
- Drenar los tanques de almacenamiento y las trampas de humedad del sistema de distribución. No abra la válvula de drenaje si la presión del tanque excede los 170 kPa
- Mantener el nivel de lubricante entre el mínimo y el máximo aceptables. Aceite decolorado o una mayor cantidad de aceite en la lectura puede indicar la presencia de condensados líquidos. Si el lubricante está contaminado, debe drenarse y reemplazarse.
- Drenar los condensados de las unidades de mantenimiento. Para ello bastará con abrir manualmente la válvula que se encuentra en el fondo del depósito, permitir la salida de los condensados y volver a cerrar la válvula.

Semanalmente

- Verificar que las válvulas de alivio de presión funcionen adecuadamente.



- Inspeccionar el lubricante para verificar que no esté contaminado y sustituirlo si es necesario.
- Limpiar las superficies de enfriamiento del compresor y del motor
- Buscar fugas de aire en el compresor
- Buscar fugas de aire en la red de distribución
- Limpiar o reemplazar los filtros de entrada al compresor. Para ello puede utilizar aire comprimido, sin embargo éste no debe exceder los 100 kPa al salir de la boquilla, pues las partículas contenidas en el filtro podrían acelerarse e incrustarse en la piel o los ojos del operario.

Mensualmente

- Verificar la tensión en las bandas (Para ello es necesario seguir el procedimiento indicado por el fabricante de las bandas, probablemente será necesario adquirir algún equipo de medición).
- Con el compresor apagado y la red despresurizada, retirar y limpiar los filtros de las unidades de mantenimiento, utilizando agua jabonosa. Evitar el uso de solventes, pues podrían dañar el material del equipo. Al reensamblar los contenedores, los O-rings (juntas tóricas) deben conectarse en forma correcta, aplicando sobre ellos una ligera capa de aceite para evitar que se peguen al apretar de nuevo los contenedores.
- Limpiar las carátulas de los manómetros del sistema.

Trimestralmente

- Inspeccionar el sistema en busca de fugas de aire en accesorios, conexiones y juntas. Para ello puede utilizarse una solución jabonosa y un cepillo. Marcar las fugas identificadas y programar su reparación. Si la fuga se presenta en un acoplamiento rápido, sustituir el empaque del mismo.



- Si el lubricante no presentó contaminación, aun así debe sustituirse después de los 3 meses de operación.
- Inspeccionar los tornillos de las poleas y, de ser necesario, apretarlos (Esto debe hacerse en función de lo que indique el fabricante)
- Apretar tuercas y tornillos en el cabezal de compresión según sea necesario.
- Verificar y limpiar las válvulas del compresor, reemplazar el conjunto de la válvula de empaquetadura cuando esté desgastado y dañado. Las válvulas deben reinstalarse en su posición original y reemplazarse cada vez que se reparen las válvulas. Después de limpiarlas, jalar el anillo de todas las válvulas de alivio de presión para asegurar el funcionamiento correcto.

Semestralmente

- Realizar la sustitución de filtros de entrada y verificar el estado de los elementos de los filtros a la salida del tanque pulmón. Limpiar o sustituir los elementos internos de dichos filtros.

8.2.2 Elementos del sistema que requieren sustitución.

Debido a la falta de un programa de mantenimiento preventivo para el sistema analizado, existen algunos elementos del mismo que ya han llegado al fin de su vida útil. Aunque el sistema sigue funcionando, no reemplazar a los equipos señalados a continuación puede acrecentar los daños, extendiéndolos hacia otros elementos.

Filtros de entrada de los compresores

El aire atmosférico al interior de la planta presenta partículas sólidas provenientes de los procesos de vitrificado y pintura. El vidrio pulverizado y la pintura electrostática son altamente corrosivos y pueden dañar de forma irreversible las camisas del compresor. Durante la visita se realizó una

inspección visual a los filtros de los tres compresores, encontrándose que presentaban una alta cantidad de polvo, incluso uno de ellos estaba ya roto, por lo que es urgente la sustitución de dichos filtros. En la Figura 34 se muestran un filtro nuevo y uno de los filtros encontrados.



Figura 34. Filtro encontrado en la instalación VS filtro nuevo. Elaboración propia con fotografía de la planta e imagen de internet.

Manómetros

Al realizar las mediciones en los compresores, se identificó que los manómetros instalados no corresponden con la presión de operación promedio de la planta. Mientras que la presión promedio del sistema es de 680 kPa (7 kg/cm²), los manómetros tienen un rango de presión que va de los 0 kPa a los 680 kPa, por esta razón los manómetros se han dañado y ya no entregan una lectura correcta. Conocer la presión real en el sistema es importante para la realización de maniobras de mantenimiento, pues ejecutarlas requiere que la red esté despresurizada y una lectura incorrecta puede poner en riesgo la integridad física de los operarios. En la Figura 35 se muestra una unidad de mantenimiento (FRL) y se pueden observar dos cosas: la primera es que el manómetro está montado de forma incorrecta, además la carátula del mismo ya no permite tomar las lecturas, la segunda es que el contenedor de

condensados está lleno, por lo que es probable que ya no cumpla su función y peor aún, esté contaminando el aire.



Figura 35. Unidad de mantenimiento, área de armado de quemadores. Fotografía de la planta.

Unidades de mantenimiento del aire a la salida de los tanques de almacenamiento

Se encontraron unidades FRL a la salida de dos de los tanques de almacenamiento. Si bien estas unidades están diseñadas para retener una cantidad del agua que arrastra el aire y regular la presión del mismo, no se consideran adecuados para colocarlos en dichos puntos, pues según las fichas técnicas, están diseñados para operar a 50 °C de temperatura máximo, sin embargo el aire sale de los tanques pulmón a temperaturas más elevadas, por lo que las unidades se dañan rápidamente. Aunado a esto, ninguno de los filtros a la salida de los tanques pulmón presenta signos de haber sido limpiado en periodos cercanos a la visita, pues presentan polvo en su superficie y en el interior se visualizan los depósitos llenos de condensados. En la Figura 36 se muestra el filtro encontrado en el compresor 2.



Figura 36. Filtro a la salida de tanque pulmón. Fotografía de la planta.

Juntas tóricas de los acoplamientos rápidos

En la sección 7.5.1 se determinó el porcentaje de aire que se fuga a través de los acoplamientos rápidos. Para reparar estas fugas no suele ser necesaria la sustitución de toda la válvula, sino únicamente de la junta tórica (o ring) que se encuentra al interior de la misma. Debido a que muchas de las herramientas neumáticas utilizadas en la planta estudiada se conectan a la red de aire comprimido por medio de acoplamientos rápidos, se sugiere la adquisición de un paquete de juntas, de modo que estén disponibles para realizar la sustitución cada vez que sea necesario. En la Figura 37 se muestra un paquete comercial con juntas de diferentes tamaños.



Figura 37. Paquete de juntas tóricas

8.2.3 Red de distribución

Como se comentó en la sección 8.1.2, la red de distribución del sistema de aire comprimido analizado presenta algunas áreas de oportunidad que tienen una relación indirecta con el ahorro de energía. Las dos acciones a realizar son la correcta identificación de las tuberías que conducen aire comprimido al interior de la planta y la creación de un diagrama de distribución de todo el sistema.

Identificación de tuberías

La forma más sencilla de identificar tuberías es utilizando calcomanías que contengan el nombre del fluido conducido y la dirección del mismo. En el caso del aire comprimido pueden existir secciones para las que la dirección no esté del todo determinada, por lo que bastará una calcomanía con la leyenda "Aire comprimido". Respecto a la distancia a la que debe estar una calcomanía de otra, la NOM-026-STPS-008 indica que ésta no debe ser mayor a 10 metros, no obstante, en este caso en particular se sugiere que la distancia sea no mayor a 2 metros, debido a la presencia de redes de distribución de gas LP y otros gases peligrosos.



Diagrama de distribución del sistema

Se recomienda ampliamente la elaboración de un diagrama de distribución del sistema de aire comprimido que contenga dimensiones de las tuberías, válvulas, compresores, equipos acondicionadores de aire y equipos consumidores.

8.3.4 Costo de la implementación de las propuestas de mejora.

La Tabla 41 muestra costos aproximados por la implementación de las oportunidades de mejora. Dichos costos pueden variar con base en la fecha de compra, de igual modo existen otras opciones disponibles en el mercado. Las sustituciones que se proponen en dicha tabla parten de lo observado en el sistema y de los resultados obtenidos después de haber realizado el análisis. En muchos casos el impacto en el consumo de energía es indirecto, por lo que su cuantificación se complica, sin embargo, los impactos pueden también traducirse en un menor daño al sistema, alargando la vida útil del mismo.



Oportunidad de mejora	Equipo/servicio a adquirir	Costo	Piezas requeridas	Impacto sobre el sistema
Cambiar las juntas tóricas de los acoplamientos rápidos	Caja de juntas tóricas	\$ 350,00	1	Reducción de fugas en los puntos de consumo
Sustituir los filtros de entrada	Filtro de entrada	\$ 255,00	3	Retención de partículas abrasivas presentes en el aire, conservación de la vida útil del compresor
Sustituir los filtros de aire ubicados a la salida de los tanques de almacenamiento	Tren de filtros RSG 1,8 m ³ /min	\$ 7.400,00	3	Retención de humedad presente en el aire comprimido, disminución de condensados en las líneas de distribución, reducción de los niveles de corrosión, alargamiento de la vida útil de las herramientas neumáticas
Cambiar los manómetros	Manómetro de glicerina 0-200 PSI	\$ 300,00	12	Disminución de riesgos por sobrepresión en la realización de mantenimientos, monitoreo del correcto funcionamiento de los equipos.
Mantenimiento preventivo	Servicio de mantenimiento mayor a compresores		3	Reparación de fallas, aumento de la eficiencia, alargamiento de la vida útil
Identificación de red de distribución	Elaboración de plano de distribución	\$ 2.000,00	1	Conocimiento de la red, detección de fugas, planificación de mantenimientos
	Pintado de tuberías y colocación de calcomanías	\$ 6.000,00	1	Rápida identificación de la red, reducción de riesgos

Tabla 41. Costo aproximado de las oportunidades de mejora que requieren inversión. Elaboración propia.



Conclusiones

Después de realizar la investigación aquí presentada se concluye que el sistema analizado opera dentro de rangos de eficiencia por debajo de lo aceptable. Después de evaluar los elementos del sistema (Compresores, red de distribución, equipos consumidores), se estimó que la energía suministrada a los compresores se distribuye de la siguiente manera:

- Pérdidas de energía en el compresor: 63%
- Pérdidas de energía por fugas en los puntos de consumo: 6%
- Pérdidas de energía por fugas en la red de distribución: 1%
- Pérdidas de energía por caídas de presión: 1%
- Energía disponible 29%.

De acuerdo con lo anterior, los compresores son los elementos del sistema que más energía consumen. El análisis hecho en dichos equipos indica que su alto consumo de energía está asociado con la ausencia de un programa de mantenimiento.

Se determinó también que la red de distribución genera una caída de presión en los rangos aceptables (menor al 10%) y que las fugas en la red también están dentro de los niveles aceptables (menores al 10%), no así en los puntos de consumo, donde las fugas se estimaron como el 17% del aire entregado por los compresores, por lo que estos puntos son sujetos de implementación de medidas de mejora.

Dado que el aire comprimido es utilizado para operar distintos tipos de máquinas y equipos, lo primero que debe asegurarse es que el sistema puede satisfacer la demanda de los equipos consumidores de aire. Dicha demanda fue determinada como no simultánea debido al tipo de producción de la planta. Por esta razón, aunque la suma total de los consumos de aire de todos los equipos neumáticos rebasa la capacidad de los compresores actualmente instalados, es



innecesaria la adquisición e integración de otro compresor pues la máxima demanda de aire estimada está por debajo de la capacidad de los compresores.

Se detectó además la necesidad imperante de un programa de mantenimiento para el sistema, que contemple actividades diarias, semanales, mensuales, bimestrales y semestrales, con el fin de reducir los porcentajes de pérdidas enunciados anteriormente y prolongar la vida útil de los equipos neumáticos de la planta. Dicho mantenimiento puede ser dividido para realizarse entre el personal de la planta y especialistas en sistemas de aire comprimido.

Otra área de oportunidad reconocida en el presente análisis fue el desconocimiento de la red de distribución de aire comprimido estudiada por parte del personal de la empresa. Por ello se propuso la elaboración de un diagrama de distribución del sistema y la correcta señalización de las líneas de suministro de aire.

Debido a lo anterior se concluyó que, aunque el sistema es adecuado para los requerimientos de la planta actualmente opera de forma ineficiente debido al desgaste no atendido por falta de mantenimiento.

Finalmente, las propuestas de mejora excluyen la sustitución de la red de distribución pues se estimó que las pérdidas de energía en este elemento del sistema están dentro de los rangos aceptables y una sustitución podría resultar económicamente inviable. Nuevamente, se sugiere concentrar esfuerzo en el establecimiento de un programa de mantenimiento y en la reparación de fugas en los puntos de consumo.



Referencias

1. 2018, Postenfriadores. Recuperado de http://hankisonmexico.com.mx/?page_id=39
2. ACW Postenfriador. Recuperado de <https://www.omega-air.es/productos/secadores-de-aire-comprimido/acw-serie>
3. Albornoz, C., y Bustos, R. (2007) diseño de una red de aire comprimido para el nuevo edificio del Instituto profesional Virginio Gómez (Tesis) Universidad del Bio Bio, Chile
4. Carnicer, E., 1994. Aire comprimido: Teoría y cálculo de las instalaciones. Segunda edición España: Paraninfo
5. Cengel, Y., 2012. Termodinámica. Tercera edición México: McGraw Hill
6. Compressed Air and Gas Institute, 2016. Compressed Air and Gas Handbook. Seventh edition. Recuperado de: <http://www.cagi.org/education/handbook.aspx>
7. Compressed Air and Gas Institute, 2012. Conversion of scfm to acfm Recuperado de: <http://www.cagi.org/working-with-compressed-air/conversion-scfm-acfm.aspx>
8. Compressed Air Challenge, 2003. Improving Compressed Air System Performance. A sourcebook for industry. Recuperado de <https://www.energy.gov/eere/amo/downloads/improving-compressed-air-system-performance-sourcebook-industry-third-edition>
9. Ente Regional de la Energía de Castilla y León, 2012. Manual técnico Aire comprimido [archivo PDF]. Recuperado de https://energia.jcyl.es/web/jcyl/Energia/es/Plantilla100Detalle/1284410087447/_/1284245548057/Redaccion
10. Fernández, P., s.f. Compresores alternativos [archivo PDF]. Recuperado de <http://es.pfernandezdiez.es/libro/?id=9>
11. Festo AG & Co., 2002. Aire comprimido, fuente de energía [archivo PDF]. Recuperado de <http://www.xtec.cat/~anogues/apunts/101.pdf>
12. Kaeser Compresores de México, 2007. Guía sobre la calidad del aire comprimido [archivo PDF]. Recuperado de <http://www.irastur.com/pdfs/Tratamiento-aire-Calidad-aire-comprimido.pdf>
13. Kaeser Compresores de México, 2010. Técnica de aire comprimido. Fundamentos y consejos prácticos [archivo PDF]. Recuperado de <http://mx.kaeser.com/m/Images/P-2010-MX-tcm325-6752.pdf>



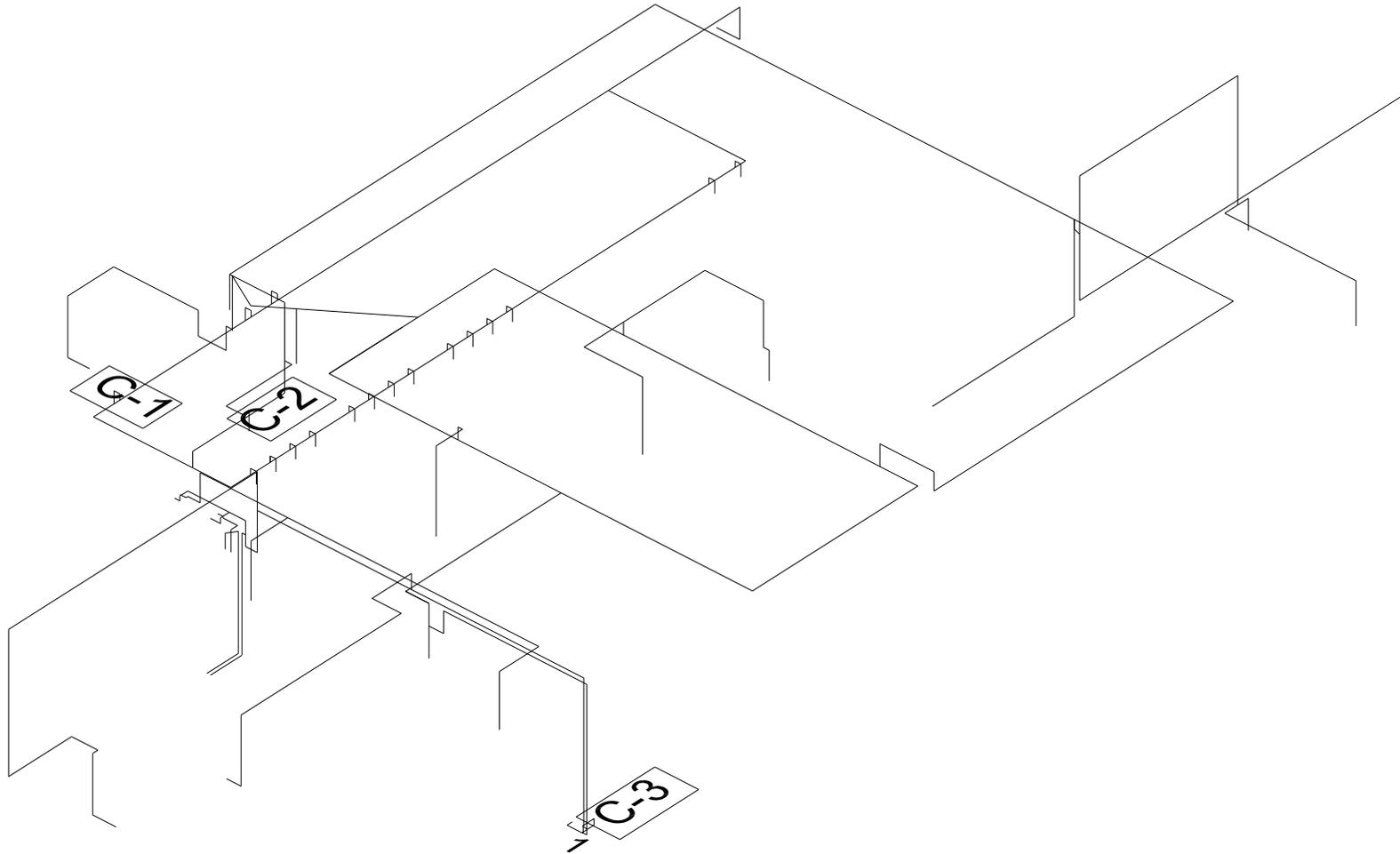
14. Kaeser Compresores de México, 2015. Guía de instalación de sistemas de aire comprimido. Consideraciones de diseño para un sistema de aire comprimido confiable, eficiente y seguro. Recuperado de <http://us.kaeser.com/m/Images/Gu%C3%ADa%20de%20instalaci%C3%B3n%20de%20sistemas%20de%20aire%20comprimido-tcm266-747662.pdf>
15. Kaeser Compresores de México, s.f... Volumen adecuado del tanque de almacenamiento para garantizar el tiempo de servicio estimado para las unidades de compresión. Recuperado de <http://airecomprimidokaeser.com/index.php/2016/02/15/volumen-adecuado-del-tanque-de-almacenamiento/>
16. Kaeser Compresores de México. s.f.. Cálculo de la caída de presión. Recuperado de http://mx.kaeser.com/Online_Services/Toolbox/Pressure_drop/default.asp#0 22/05/2018
17. Moshfeghian, Mahmood, 2015. Como estimar la eficiencia de compresión? Recuperado de: <http://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/spanish/?p=1588>
18. Ocampo Gil, Luis Hernaldo. 1993 Diseño de Accionamientos y Transmisiones de Máquinas. Universidad Tecnológica de Pereira
19. Rolle, K., 2006. Termodinámica. Sexta edición México: Prentice Hall
20. Secretaría del Trabajo y Previsión Social, 2008. NORMA Oficial Mexicana NOM-026-STPS-2008, Colores y señales de seguridad e higiene, e identificación de riesgos por fluidos conducidos en tuberías. [archivo PDF] Recuperado de: <http://www.stps.gob.mx/bp/secciones/dgsst/normatividad/normas/Nom-026.pdf>
21. s.n., 2010. Distribución de aire comprimido <http://industrial-automatizada.blogspot.com/2010/09/distribucion-de-aire-comprimido.html>
22. s.n., s.f. Cómo funciona un compresor de tornillo lubricado. <https://www.mundocompresor.com/articulos-tecnicos/como-funciona-compresor-tornillo-lubricado>
23. s.n., s.f. presion_17PA [Archivo Excel] Recuperado de: <http://www.aire.cdmx.gob.mx/default.php?opc=%27aKBhnmI=%27&opcion=bg==>
24. Sustainability Victoria, 2009. Energy Efficiency Best Practice Guide. Compressed Air Systems. [archivo PDF] Recuperado de: <http://www.sustainability.vic.gov.au/Business/Efficient-business-operations/Energy-efficiency-for-business/Energy-efficiency-best-practice-guidelines>



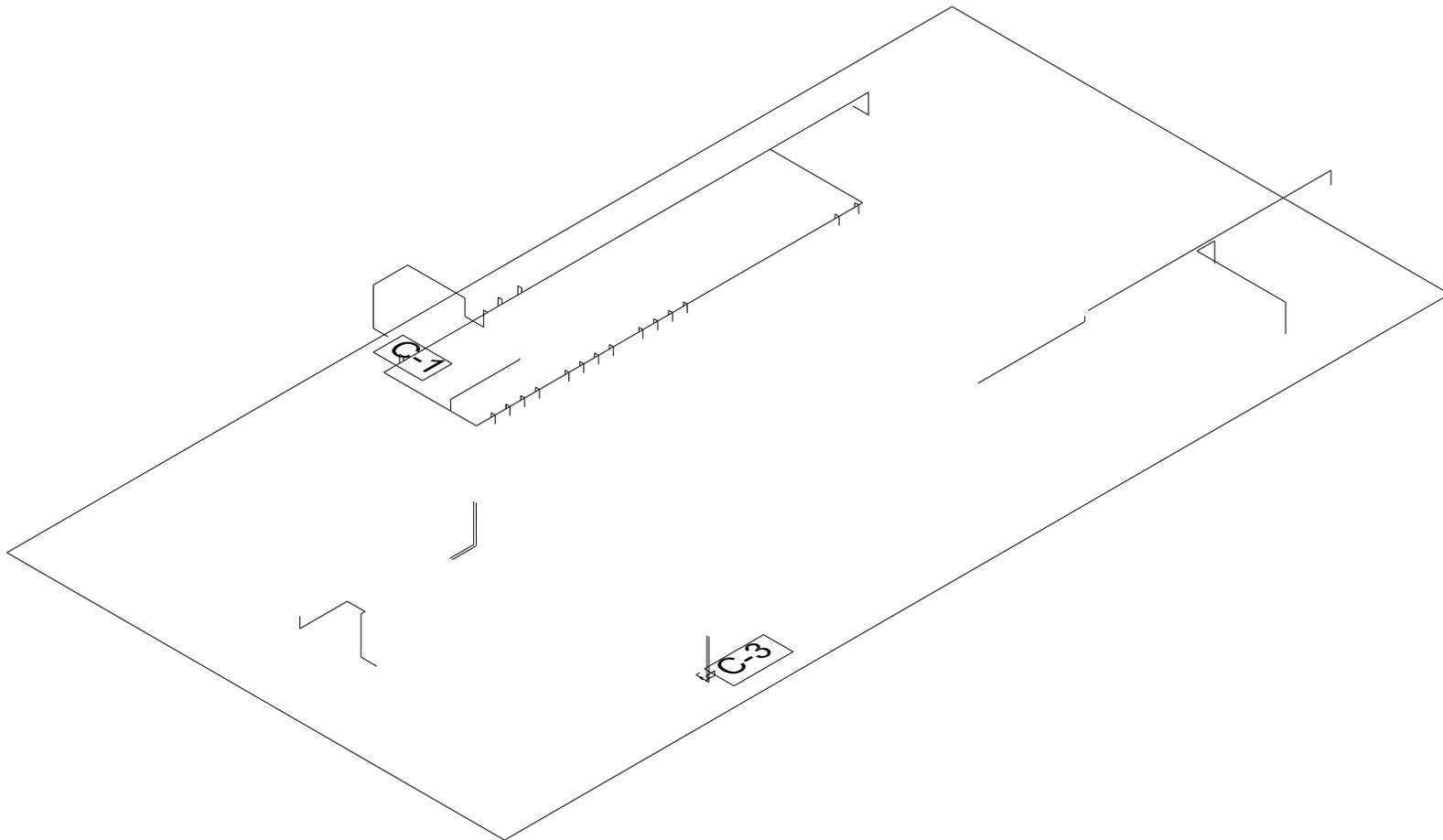
25. United Nations Environment Programme, 2017 United Nations Environment Programme, 2017. Electrical Energy Equipment: Compressors and Compressed Air Systems. [archivo PDF] Recuperado de http://www.energyefficiencyasia.org/energyequipment/ee_es_compressorscompair.html
26. Universidad de Oviedo. Área de ingenieros industriales, 2006. Instalación de aire comprimido <http://web.uniovi.es/Areas/Mecanica.Fluidos/>
27. s.n. 2017. Los compresores y los niveles de ruido que producen. <http://energiaenaire.com.mx/los-compresores-y-los-niveles-de-ruido-que-producen/>



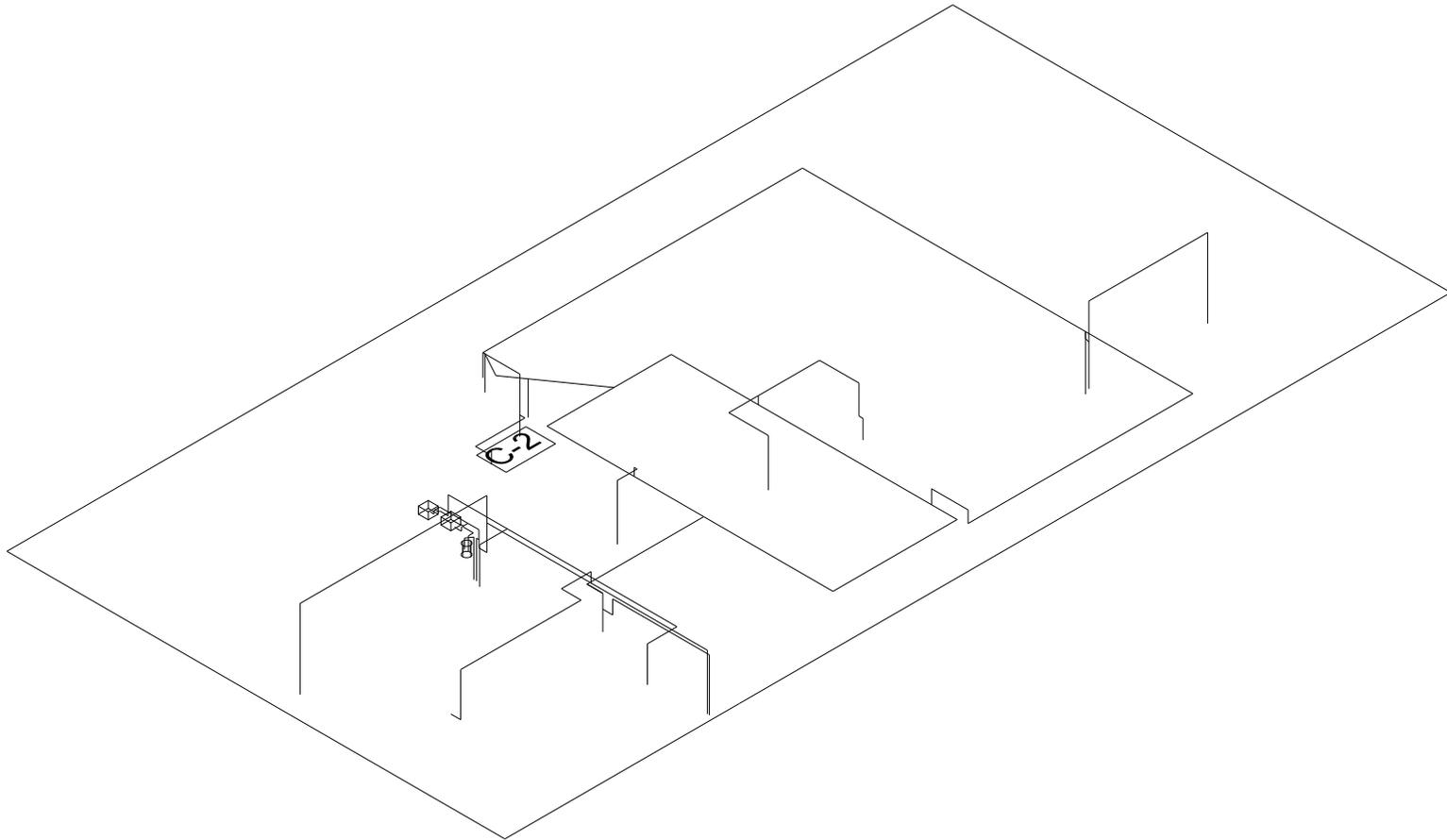
Anexos. Diagramas de distribución del sistema de aire comprimido actual



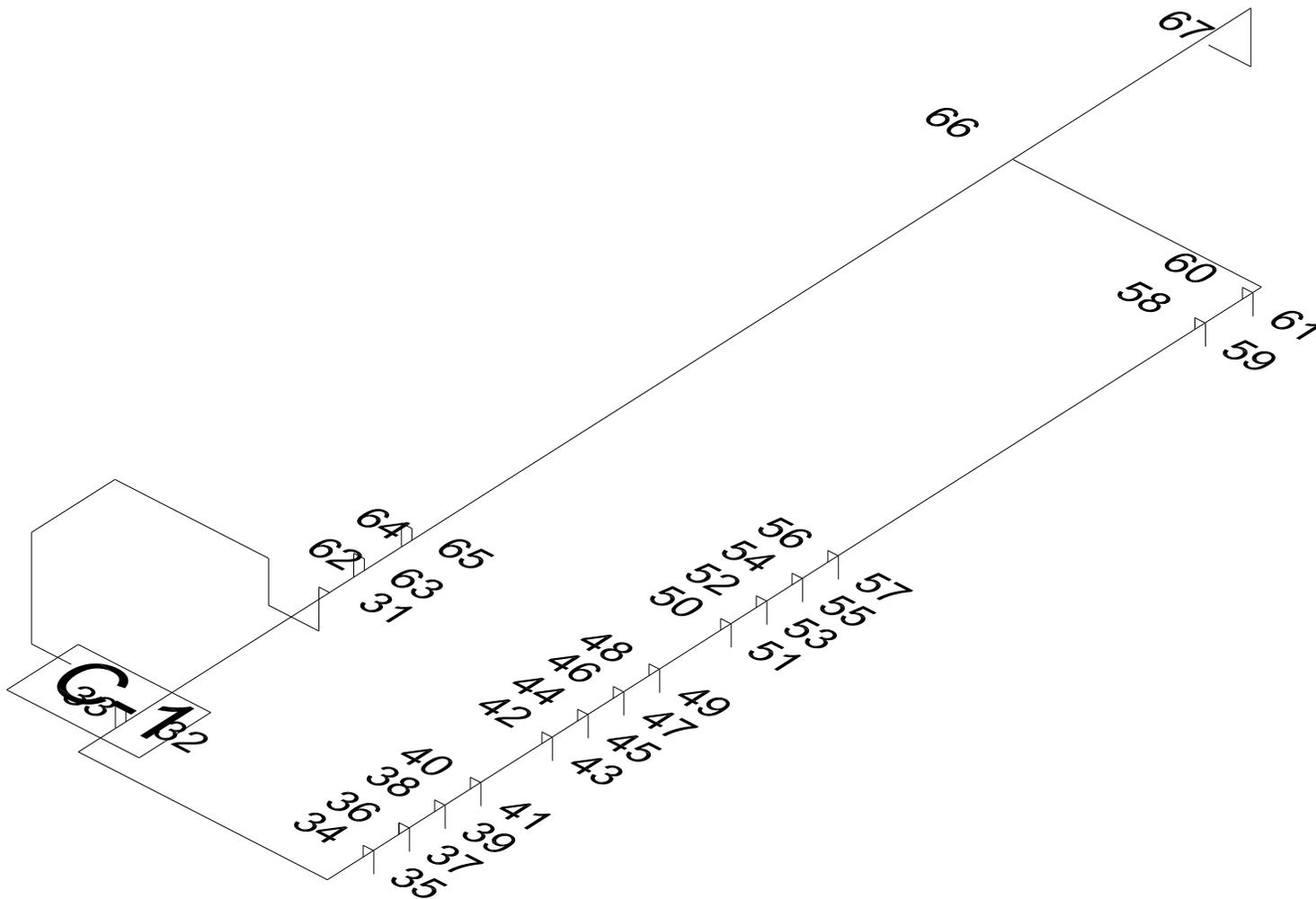
Anexo 1. Esquema de la red de distribución analizada. Elaboración propia.



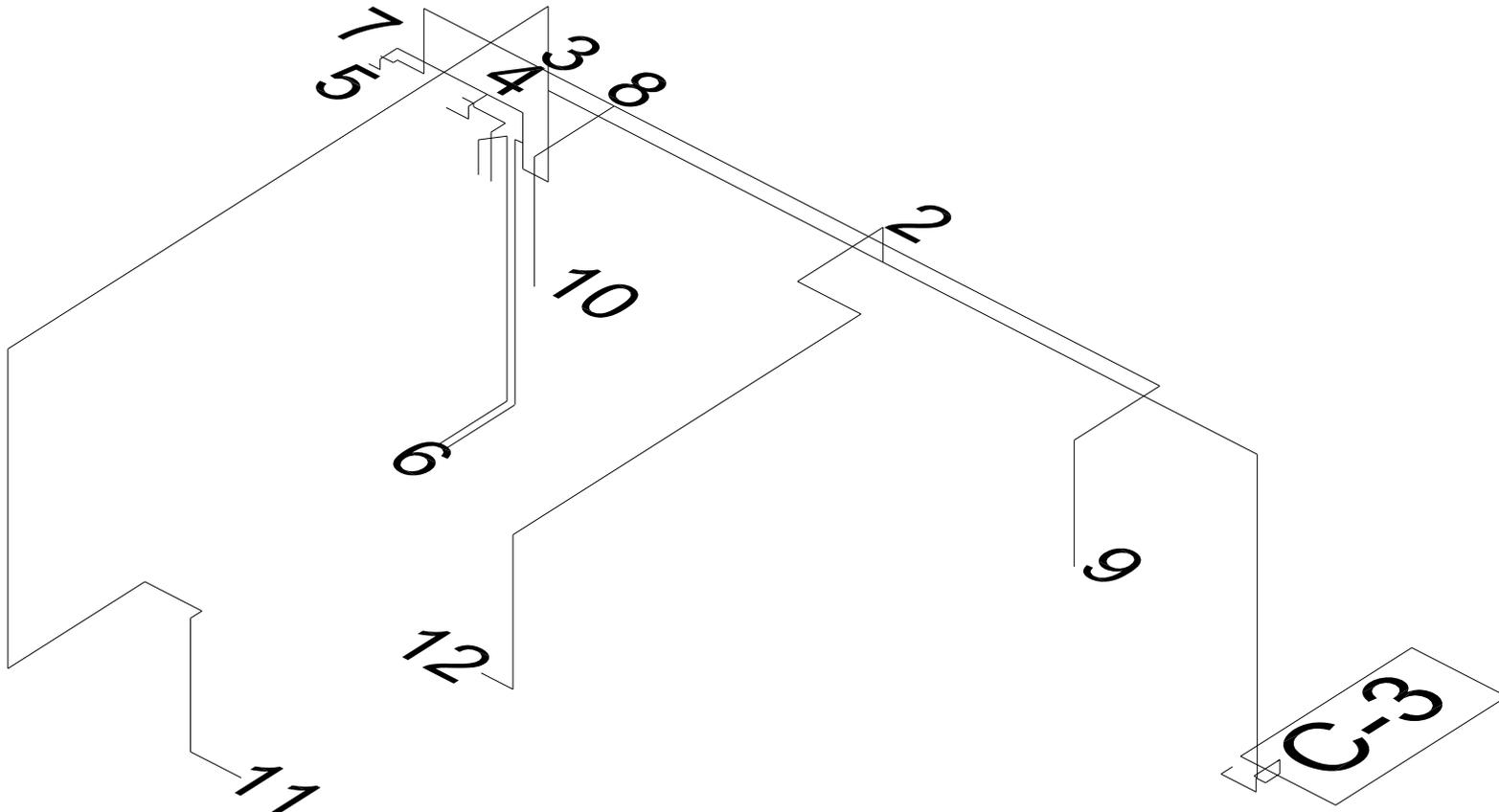
Anexo 2. Esquema de distribución, planta baja. Elaboración propia.



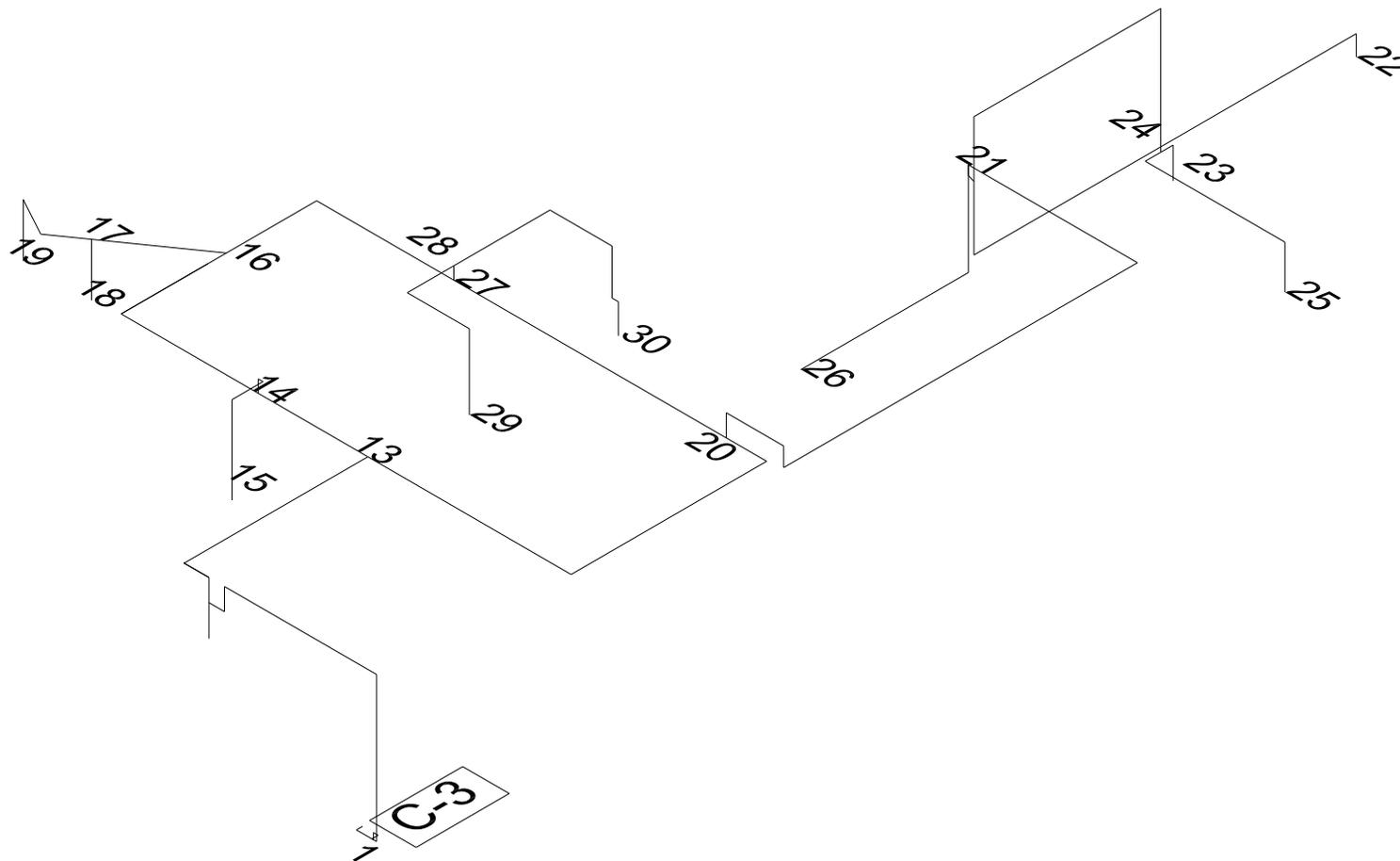
Anexo 3. Esquema de distribución, planta alta. Elaboración propia.



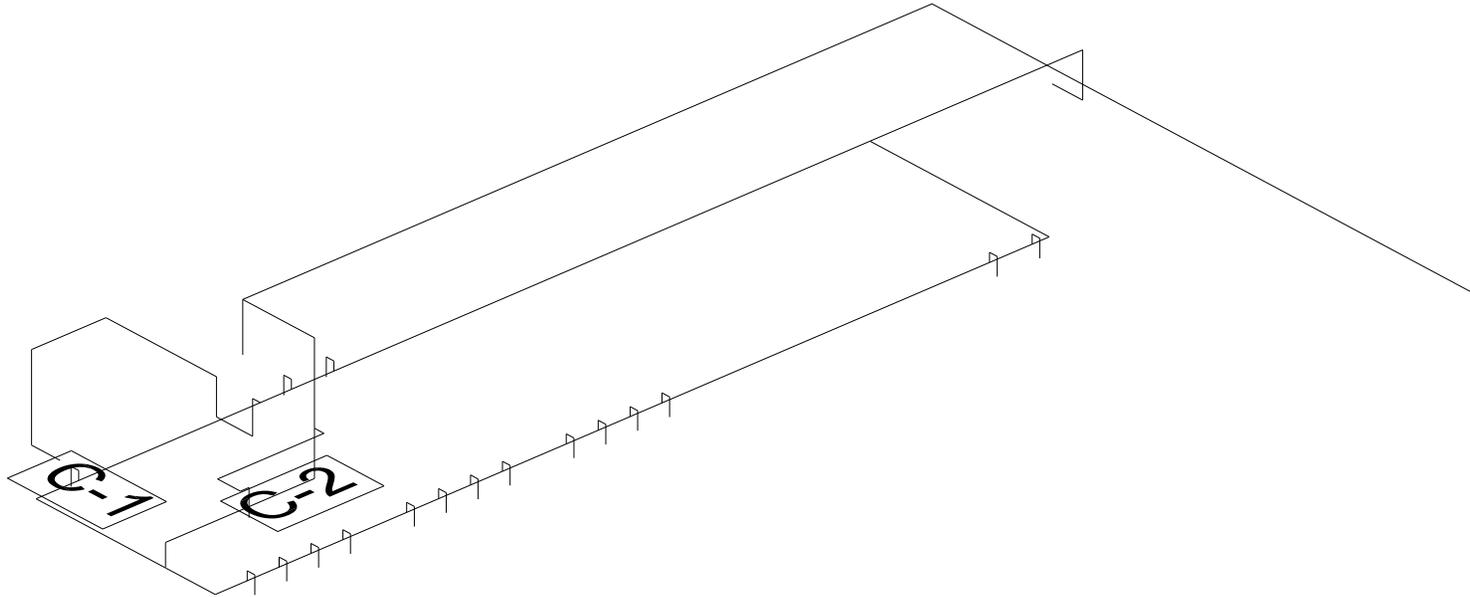
Anexo 4. Red de distribución, del compresor 1 al área de probado de tanques. Elaboración propia.



Anexo 5. Red de distribución, del compresor 3 al área de pintura y hornos. Elaboración propia.



Anexo 6. Red de distribución, del compresor 3 al área de ensamble y mantenimiento. Elaboración propia.



Anexo 7. Red de distribución, del compresor 1 al área de probado de tanques. Elaboración propia.