



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO MECÁNICA CON
MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL**

TEMA:

**Eficiencia Energética de Sistemas Neumáticos en Industria
Alimenticia**

AUTOR:

TOLEDO TAMAY, CRISTIAN JONATHAN

**Trabajo de titulación previo a la obtención del grado de
INGENIERO EN ELÉCTRICO- MECÁNICA**

TUTOR:

ING. LUIS ORLANDO PHILCO ASQUI MGS.

GUAYAQUIL, ECUADOR

20 de septiembre del 2021



UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO MECÁNICA CON
MENCION EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo de titulación fue realizado en su totalidad por, como requerimiento para la obtención de Título de **Ingeniería en Eléctrico- Mecánica**

TUTOR

ING. LUIS ORLANDO PHILCO ASQUI. MGS

DIRECTOR DE CARRERA

ING. MIGUEL ARMANDO HERAS SÁNCHEZ MGS

Guayaquil, a los 20 días del mes de septiembre del año 2021



UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO – MECÁNICA CON
MENCIÓN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, TOLEDO TAMAY, CRISTIAN JONATHAN

DECLARO QUE:

El Trabajo de Titulación **Eficiencia Energética de Sistemas Neumáticos en Industria Alimenticia**, previo a la obtención del Título de **Ingeniería en Eléctrico–Mecánica**, ha sido desarrollado respetando derechos intelectuales de terceros conforme las citas que constan en el documento, cuyas fuentes se incorporan en las referencias o bibliografías. Consecutivamente este trabajo es de mi total autoría. En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance del Trabajo de Titulación referido.

Guayaquil, a los 20 días del mes de septiembre del año 2021

EL AUTOR

TOLEDO TAMAY, CRISTIAN JONATHAN



UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO – MECÁNICA CON
MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL

AUTORIZACIÓN

Yo, **TOLEDO TAMAY, CRISTIAN JONATHAN**

Autorizo a la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil a la publicación en la biblioteca de la institución del trabajo de titulación, **Eficiencia Energética de Sistemas Neumáticos en Industria Alimenticia**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y total autoría.

Guayaquil, a los 20 días del mes de septiembre del año 2021

EL AUTOR

TOLEDO TAMAY, CRISTIAN JONATHAN

REPORTE URKUND

URKUND Orlando Philco Asqui (orlando.philco)

Documento: [TOLEDO, CRISTIAN.pdf](#) (D111730723)
Presentado: 2021-08-26 22:49 (-05:00)
Presentado por: orlandophilco_7@hotmail.com
Recibido: orlando.philco.ucsg@analysis.orkund.com
Mensaje: teisis toledo [Mostrar el mensaje completo](#)
2% de estas 50 páginas, se componen de texto presente en 5 fuentes.

Lista de fuentes	Bloques
Categoría	Enlace/nombre de archivo
	http://repositorio.ucsg.edu.ec/bitstream/3317/15513/1/T-UCSG-PRE-TEC-I...
	Garcia Leonel.docx
	https://ing-orlandophilco.jimdofree.com/neum%C3%A1tica/
	http://repositorio.ucsg.edu.ec/bitstream/3317/12711/1/T-UCSG-PRE-TEC-I...

1 Advertencias. Reiniciar. Exportar. Compartir

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO MECÁNICA

CON MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL TEMA: EFICIENCIA ENERGÉTICA DE SISTEMAS NEUMÁTICOS EN INDUSTRIA ALIMENTICIA. AUTOR: TOLEDO TAMAY, CRISTIAN JONATHAN

Trabajo de titulación previo a la obtención del grado de INGENIERO EN ELÉCTRICO-MECÁNICA TUTOR: ING. LUIS ORLANDO PHILCO ASQUI MGS. GUAYAQUIL, ECUADOR

II FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO MECÁNICA

CON MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL

CERTIFICACIÓN Certificamos que el presente trabajo de titulación fue realizado en su totalidad por, como requerimiento para la obtención de Título de Ingeniería en Eléctrico-Mecánica TUTOR ING. LUIS ORLANDO PHILCO ASQUI. MGS DIRECTOR DE LA CARRERA ING. HERAS SÁNCHEZ, MIGUEL ARMANDO, MGS. Guayaquil, a los 27 días de Agosto del año 2021



AGRADECIMIENTO

Cerrando un ciclo de vida agradezco a DIOS todo poderoso que con su infinita bendición me ha permitido llegar hasta este día sin el nada es posible. Ya que ha puesto en mi camino a personas valiosas en el momento exacto.

A la Facultad de Educación Técnica para el Desarrollo de la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil por brindarme la oportunidad de formar parte de la comunidad estudiantil.

A mi esposa y mis tres hijas: Tamara, Kristel y Leo que son mi mayor motivación e impulso para seguir adelante, a mi tía y a mi madre que con esfuerzo me han dado su apoyo, cariño y ejemplo para superarme, a mi familia que me ha apoyado en este reto el cual lo hemos ganado juntos.

A mi tutor Ing. Orlando Philco A. que impartió su experiencia y conocimiento para la aportación de este trabajo de titulación.

El Autor

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación se lo dedico a DIOS por haberme dado la sabiduría, entendiendo y fuerzas necesarias para llegar hasta alcanzar esta meta trazada desde muchos años atrás y que hoy estoy cumpliendo.

Dedico con toda la gratitud a mis hermanos, mi madre y mi tía que me han acompañado para alcanzar este objetivo.

Este logro alcanzado tiene más de un autor me refiero a mi cómplice que ha sido participe de un largo recorrido lleno de adversidades y metas cumplidas que me impuso deseos de superación me refiero a una gran mujer mi esposa Ing. Jimena Calva.

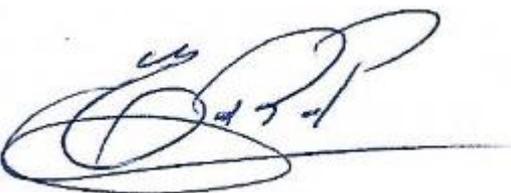
El autor



UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA ELÉCTRICO - MECÁNICA CON MENCIÓN
EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

f. 

M. Sc. ROMERO PAZ, MANUEL DE JESUS

DECANO

f. 

M. Sc. PALACIOS MELÉNDEZ, EDWIN FERNANDO

COORDINADOR DEL ÁREA



M. Sc. QUEZADA CALLE, EDGAR RAÚL

OPONENTE

ÍNDICE GENERAL

REPORTE URKUND	IV
AGRADECIMIENTO	VI
DEDICATORIA	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
INDICE DE TABLAS	XV
RESUMEN	XVI
CAPÍTULO 1: GENERALIDADES DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	2
1.1 Introducción	2
1.2 Justificación	3
1.3 Planteamiento del problema.....	3
1.4. Objetivo General	3
1.5 Objetivos Específicos	3
1.6 Metodología	4
CAPÍTULO 2: INSTALACIONES NEUMÁTICAS	5
2.1 Sistema de aire comprimido industrial	5
2.1.1 Tipos de compresores	6
2.1.1.1 Compresores de desplazamiento positivo	7
2.1.1.2. Compresores de aire alternativos o de pistón.....	8
2.1.1.3 Compresores alternativos de doble etapa.....	9
2.1.1.4 Compresores de tornillo rotativo con inyección de lubricante	10
2.1.1.5 Compresores de tornillo rotativo sin lubricante	11
2.1.1.6 Compresores dinámicos	12
2.1.1.7 Compresores centrífugos de aire	13

2.2 Motor principal del compresor	15
2.3 Controles del sistema de aire comprimido	16
2.4 Equipo para tratamiento de aire comprimido.....	17
2.4.1 Filtros de aire	23
2.5 Receptores de aire.....	24
2.5.1 Criterios del almacenamiento	26
2.5.2 Almacenamiento General	28
2.5.3 Almacenamiento Dedicado.....	29
2.6. Capacidad de suministro del compresor	34
2.6.1 Cálculo de los requisitos de flujo de aire	34
2.6.2 Medición para determinar los requisitos de flujo.....	36
2.6.3 Variabilidad de los requisitos de flujo.....	38
2.6.4 Requisitos de presión de aire	40
2.6.5 Caída de presión	41
2.6.6 Efectos de la caída de presión.	44
2.7 Sistemas de distribución de aire	45
2.7.1 Sistemas centralizado.....	46
2.8 Sistema descentralizado	48
2.6.1 Mejores prácticas de tuberías.....	55
2.8 Eficiencia del sistema.....	56
2.8.1 Caída de presión	56
2.9 Controladores de presión/flujo	61
2.10 Fluctuaciones de demanda	61
2.11 El almacenamiento	62
2.11.1 Control del almacenamiento	65
2.11.2 Efecto del almacenamiento sobre la tasa de cambio	66

CAPÍTULO 3: LEVANTAMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO	70
3.1 Datos técnicos de generación del aire comprimido	70
3.2 Tratamiento de Aire Comprimido	71
3.2.1 Almacenamiento	72
3.2.2 Red de distribución	73
3.3 Diagrama de Conexión Actual	73
3.4 Metodología de Medición	74
3.4.1 Procedimiento para el registro de datos a través del PDA	74
3.5 Análisis General de Auditoría Energética	76
3.5.1 Consumo de Aire Comprimido	76
3.5.2 Consumo Energético Total	77
3.5.3 Tablas de Resumen – Hoja 1	78
3.5.4. Tablas de Resumen – Hoja 2	79
3.5.5 Tablas de Resumen – Hoja 3	80
3.5.6 Día de mayor consumo	81
3.5.7 Gráfica de Presión	81
3.5.8 Gráfica de Caudal	82
3.5.9 Grafica Consumo Energético	82
CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE DATOS	84
4.1 Análisis de datos y mediciones de los compresores	84
4.2 Comportamiento de los compresores en carga, vacío estado off	86
4.3 Configuración de Equipos – Cuarto de Generación	87
4.3.1. Cambios sugeridos	87
CONCLUSIONES	88
RECOMENDACIONES	90

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 2:

Figura 2. 1 Componentes de un sistema industrial típico de aire comprimido	5
Figura 2. 2 Tipos de compresores	6
Figura 2. 3 Compresores tipo paletas y de scroll	8
Figura 2. 4 Compresor de pistón una etapa.....	8
Figura 2. 5 Compresor de doble etapa	9
Figura 2. 6 Compresor de tornillo rotativo	10
Figura 2. 7 Compresor de tornillo rotativo sin lubricante	11
Figura 2. 8 Compresor centrífugo	12
Figura 2. 9 Compresor axial.....	13
Figura 2. 10 Compresor centrífugo de aire	14
Figura 2. 11 Pos enfriadores de aire comprimido enfriado por agua y aire..	18
Figura 2. 12 Secadores de aire de alta temperatura.....	19
Figura 2. 13 Secador de aire tipo refrigerante.....	21
Figura 2. 14 Secador de tipo desecante regenerativo.	22
Figura 2. 15 Secador con membrana.....	23
Figura 2. 16 Receptores húmedos y secos como criterios de almacenamiento	27
Figura 2. 17 Componentes de almacenamiento general	29
Figura 2. 18 Componentes de almacenamiento dedicados	30
Figura 2. 19 Ejemplo de tamaño de receptor dedicado	32
Figura 2. 20 Caída de presión en función de la fricción debido a la resistencia al flujo Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)	41
Figura 2. 21 Caída de presión en función de la velocidad	42
Figura 2. 22 Disposición del sistema centralizado	47
Figura 2. 23 Diseño descentralizado.....	49

Figura 2. 24 Dos diseños básicos de tuberías de distribución	51
Figura 2. 25 Caída de presión en un diseño de distribución troncal	53
Figura 2. 26 Optimización de tuberías	54
Figura 2. 27 Mejores prácticas de tuberías.....	54
Figura 2. 28 Tres tipos de almacenamiento en un sistema de aire comprimido	65
Figura 2. 29 Efecto del almacenamiento de control sobre la tasa de cambio	66
Figura 2. 30 Curva de rendimiento para un compresor con carga/sin carga en función del volumen de almacenamiento de control	69

CAPÍTULO 3:

Figura 3. 1 Compresores Ingersoll Rand SSR-HP20 SE	70
Figura 3. 2 Secador 1	71
Figura 3. 3 Secador 2 de la marca Donaldson Ultrafilter.	72
Figura 3. 4 Diagrama de conexión actual	73
Figura 3. 5 Caja de medición data Logger BOGE.....	74
Figura 3. 6 conexión de la pinza amperimétrica	75
Figura 3. 7 Consumo de energía	76
Figura 3. 8 Consumo de aire comprimido	76
Figura 3. 9 Consumo energético total.....	77
Figura 3. 10 Total de consumo	81
Figura 3. 11 Presión neta de la red.....	82
Figura 3. 12 Consumo de aire en la planta	82
Figura 3. 13 Consumo energético.....	83

CAPÍTULO 4:

Figura 4. 1 Compresor 1 SSR HP20SE	86
Figura 4. 2 Compresor 1 y 2 SSR HP20SE	86

Figura 4. 3 Compresor 4 EP50-PE 125 y compresor 5 UP6-50PE 125	86
Figura 4. 4 Diagrama del proceso de acondicionamiento primario.	87

INDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 2:

Tabla 2. 1 Tamaños de receptor de aire estándar33

Tabla 2. 2 Fuentes comunes de caída de presión43

CAPÍTULO 3:

Tabla 3. 1 Características del compresor 1, 2 y 3 de la marca Ingersoll Rand SSR-HP20 SE.....70

Tabla 3. 2 Características del compresor 4 de la marca Ingersoll Rand EP50-PE 12571

Tabla 3. 3 Características del compresor 5 de la marca Ingersoll Rand UP6-50-PE 12571

Tabla 3. 4 Características del secador 172

Tabla 3. 5 Características del secador 272

Tabla 3. 6 Características del almacenamiento73

Tabla 3. 7 Características de la red de distribución73

Tabla 3. 8 Resumen sobre datos del compresor78

Tabla 3. 9 Datos de medición79

Tabla 3. 10 Datos de medición80

CAPÍTULO 4:

Tabla 4. 1 Datos del compresor.....84

Tabla 4. 2 Datos de medición84

Tabla 4. 3 Datos de medición y Costo del aire comprimido85

Tabla 4. 4 calidad de aire ISO 8573-187

RESUMEN

El presente trabajo detalla el análisis de la calidad del aire presurizado, en una planta industrial que posee un banco de 5 compresores. El objetivo principal es determinar fugas y averías del aire presurizado en las instalaciones de la planta. Con el conocimiento del sistema y los datos obtenidos es posible realizar nuevas configuraciones que mejoren la eficiencia energética, o bien, realizar modificaciones en el modo de funcionamiento o programación de los equipos existentes en la planta. La metodología a emplear es descriptiva para fundamentar la técnica del aire comprimido y de vacío. Se emplea el método analítico sintético para realizar el levantamiento de equipos de generación y almacenamiento de aire presurizado, Se aplica el método empírico por el uso de equipamiento y software especializado en obtención de datos o mediciones de consumo energético. Luego el método comparativo, pues se determina el estado energético actual y se plantea mejoras. en el sistema de aire comprimido. La aportación del análisis propone correcciones para reducción de costos por consumo eléctrico. Así también minimizar las fluctuaciones y caídas de presión: que podrían influir en el proceso de producción y en la calidad del producto final.

PALABRAS CLAVES: Aire comprimido, analizador, auditoria energética, fugas, compresores

ABSTRACT

This work details the analysis of pressurized air quality in an industrial plant that has a bank of 5 compressors. The main objective is to determine leaks and breakdowns of pressurized air in the plant facilities. With the knowledge of the system and the data obtained, it is possible to make new configurations that improve energy efficiency or make modifications to the operating mode or programming of the existing equipment in the plant. The methodology to be used is descriptive to support the compressed air and vacuum technique. The synthetic analytical method is used to carry out the lifting of pressurized and vacuum air generation and storage equipment. These data from measurements with specialized equipment will allow to compare the current energy state and show potential for improvements. in the compressed air system. The contribution of the analysis proposes corrections to reduce costs for electricity consumption. This also minimizes fluctuations and pressure drops which could influence the production process and the quality of the final product.

KEY WORDS: Compressed air, analyzer, energy audit, leaks, compressors

CAPÍTULO 1: GENERALIDADES DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

1.1 Introducción

La mayoría de las fábricas poseen instalaciones que necesitan aire comprimido para operar actuadores neumáticos en máquinas y herramientas, Con la evolución de la automatización de procesos, el funcionamiento de herramientas neumáticas para procesos de fabricación que tiene como producto final el consumo humano, necesita de instalaciones con aire de calidad, es decir con niveles reducidos de partículas de sólidos, agua y aceite (INTEC, 2018).

El uso de aire comprimido está tan extendido. Según Vera (2018) Las instalaciones de aire comprimido son instalaciones básicas que están presentes en prácticamente la totalidad de establecimientos industriales de todo tipo.

Los sistemas de compresores de aire consumen entre el 10% y el 30% o más de la energía eléctrica de la planta. Se necesitan 7 unidades de energía eléctrica para producir una unidad de energía neumática equivalente. Además, un sistema de aire comprimido típico desperdicia el 50% del aire producido. Las fugas de aire comprimido por sí solas representan casi el 20% del uso de aire comprimido. (Worthington Internacional Compresores, 2007)

Con este estudio, es posible obtener toda aquella información necesaria para poder identificar los ciclos de funcionamiento de uno o varios compresores. Sus ciclos de funcionamiento, el caudal de consumo y las variaciones existentes al momento de generar presión.

La evaluación energética permite encontrar las mejoras y alternativas de solución para una instalación de aire comprimido, cuando el fin es ahorrar energía. Reducir costos gracias al ahorro energético y plantear mejoras continuas en los procesos de instalación, operación y mantenimiento ya sea de tuberías de aire comprimido, secadores, compresores, secadores entre otros y que el entorno industrial sea más competitivo (Parker Hannifin España SA, 2011).

1.2 Justificación

. En la actualidad la industria alimenticia tiene procesos continuos y parte de de sus máquinas operan con aire comprimido. Existe un banco de compresores y máquinas de secado para producir aire seco, pero existen problemas en la operación de ciertos compresores, es vital realizar una evaluación energética. Pues si el aire comprimido se pierde por fugas, esto genera costos o pago de facturas eléctricas elevadas.

En la industria nacional e internacional están muy enfocados con el tema de ahorro energético, y es así como nace la necesidad de mantener la eficiencia energética dentro de la planta incluso por la responsabilidad social al actuar de forma sostenible con el medioambiente.

1.3 Planteamiento del problema

No existe una evaluación de fugas o caídas de presión en el sistema de generación y distribución de la planta. Bajo la normativa de la ISO 8573-1 se puede reducir costos gracias al registro de cargas de máquinas y aparatos consumidores de aire comprimido, detallando las características técnica y potencias de placa de cada equipo secador, compresores, entre otros equipos más.

1.4. Objetivo General

Efectuar el análisis de eficiencia energética de la generación y distribución de aire comprimido en una industria Alimenticia

1.5 Objetivos Específicos

1. Conocer la operación de los componentes de un sistema de aire comprimido en una planta industrial.
2. Describir las causas de las fluctuaciones de presión por parte de compresores, la red de distribución y accesorios.
3. Medir desempeño energético de generación y distribución de aire comprimido en la planta.

4. Evaluar la propuesta de mejoras para la eficiencia energética en la planta

1.6 Metodología

El tipo de investigación utilizado en este trabajo es; descriptiva por cuanto se busca especificar las características de la tecnología neumática empleando variables como la presión, el caudal, se aplica el método analítico para levantar datos de cargas o consumos de máquinas y herramientas de la planta. Se aplica el método empírico por el uso de hardware y software especializado para obtener valores de consumo energético. A través de valores obtenidos en la red de distribución, se puede localizar y cuantificar fugas, fluctuaciones etc., entre otros aspectos más. Finalmente, el método comparativo en base a la norma ISO 11011. para evaluar propuestas de eficiencia energética para la planta.

CAPÍTULO 2: INSTALACIONES NEUMÁTICAS

2.1 Sistema de aire comprimido industrial

Los sistemas de aire comprimido son necesarios para mecanismos y accionamientos donde se debe mover, alzar, sujetar piezas o dispositivos. La mayoría de los sistemas modernos de aire comprimido se componen de subsistemas.

Los principales subsistemas de aire comprimido incluyen el compresor, como unidad de generación del aire presurizado o comprimido, el equipo de tratamiento de dicho aire presurizado, los accesorios, y el sistema de distribución. El compresor es el dispositivo mecánico que toma aire ambiente y aumenta su presión. El equipo de tratamiento elimina los contaminantes y el agua del aire comprimido, y los accesorios mantienen el sistema funcionando correctamente. Un sistema de distribución consiste en la tubería que es análoga al cableado de un circuito eléctrico y transportan aire comprimido a donde se necesita. El almacenamiento de aire comprimido también puede servir para mejorar el rendimiento y la eficiencia del sistema. La figura 2.1 muestra un sistema de aire comprimido industrial y sus componentes.

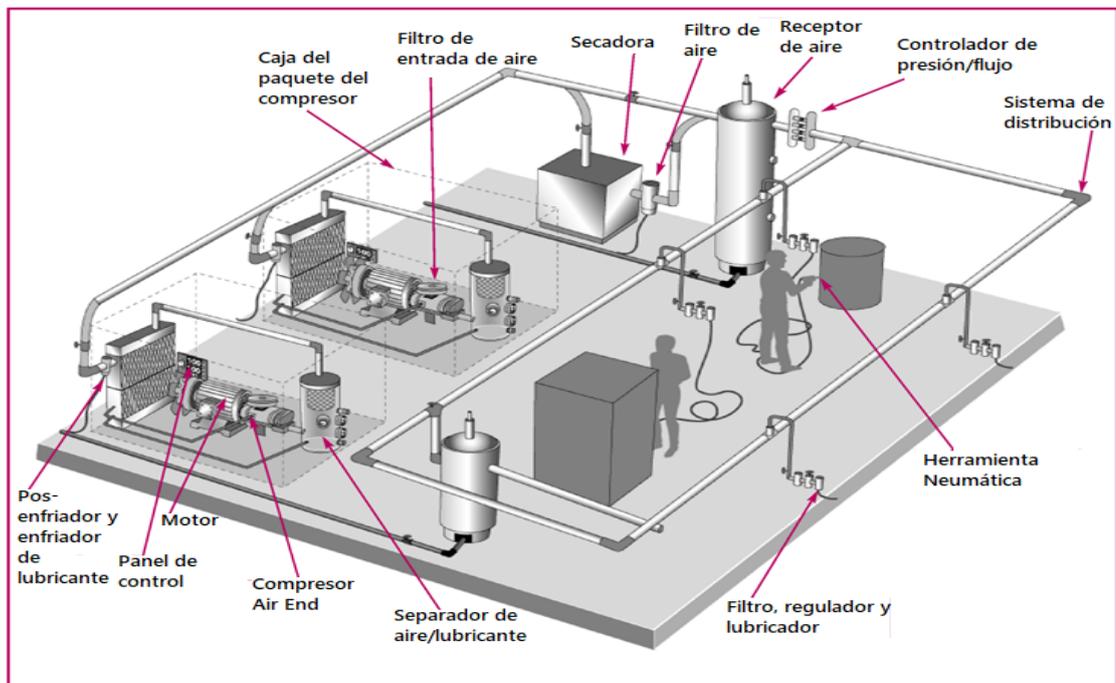


Figura 2. 1 Componentes de un sistema industrial típico de aire comprimido
Fuente. (Compressed Air Challenge (CAC), 2006)

2.1.1 Tipos de compresores

Los compresores son máquinas eléctricas construidas para la incrementar la presión de los fluidos (gas o líquido), principalmente los que pueden ser comprimidos como los gases. Igualmente, un compresor es un aparato que sirve para comprimir aire, gases y fluidos, suministrando a su salida un flujo constante de aire comprimido.

Hay diferentes tipos de compresores según su funcionamiento, diferenciándose por sus características entre todos ellos. En la figura 2.2, se muestra la clasificación por su forma de funcionamiento y existen dos tipos básicos de compresores:

- De desplazamiento positivo
- Dinámicos.

En el tipo de “desplazamiento positivo”, una cantidad dada de aire o gas queda atrapada en una cámara de compresión y el volumen que ocupa se reduce mecánicamente, causando un aumento correspondiente de la presión antes de la descarga. A velocidad constante, el flujo de aire permanece esencialmente constante con variaciones en la presión de descarga.

En cambio, los “compresores dinámicos” distribuyen energía de velocidad al aire o al gas, que fluye continuamente por medio de impulsores que giran a velocidades muy altas.

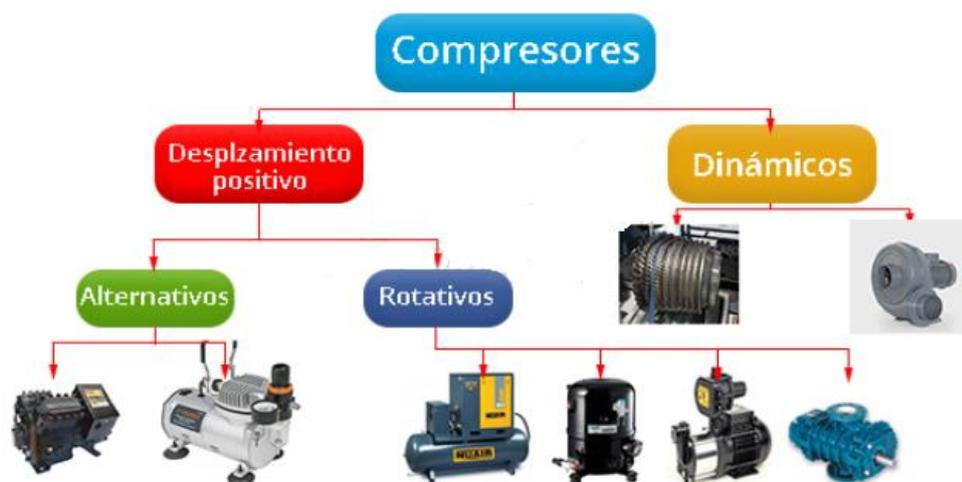


Figura 2. 2 Tipos de compresores
Fuente. El autor

2.1.1.1 Compresores de desplazamiento positivo

Este tipo de compresores se caracterizan por tener una cámara de compresión en la cual se va disminuyendo el volumen del gas, cuando éste alcanza el valor máximo de compresión dado por el diseño, lo expulsa hacia el sistema.

Los compresores pueden ser de dos tipos: alternativos y rotativos.

Los “compresores alternativos” funcionan con un pistón, accionado a través de un cigüeñal y una biela (revoluciones dadas por el motor eléctrico). Así reduce el volumen en el cilindro ocupado por el aire o el gas, comprimiéndolo a una presión más alta. Los compresores de acción simple tienen una carrera de compresión en una sola dirección, mientras que las unidades de doble acción proporcionan una carrera de compresión a medida que el pistón se mueve en cada dirección. Los compresores de aire alternativos industriales grandes, son de doble acción y refrigerados por agua. Los compresores de doble acción de varias etapas son los compresores más eficientes disponibles, y suelen ser más grandes, ruidosos y más costosos que las unidades rotativas comparables. Los compresores alternativos están disponibles en tamaños que van desde menos de 1 caballo de potencia (HP) hasta más de 600 HP. (Fernández, 2015). Los compresores rotativos o giratorios han ganado popularidad comúnmente se utilizan en tamaños de aproximadamente 30 a 200 HP.

El tipo más común de compresor rotativo es el helicoidal, tipo tornillo (tornillo rotativo o lóbulo helicoidal). Los rotores de tornillo macho y hembra se acoplan, atrapando el aire y reduciendo el volumen del aire a lo largo de los rotores hasta el punto de descarga de aire. Los compresores de tornillo rotativo tienen bajo costo inicial, tamaño compacto, bajo peso y son fáciles de mantener. Además, pueden estar refrigerados por aire o agua. Los compresores rotativos menos comunes incluyen paletas deslizantes, anillo líquido y tipo *scroll*. (Nieto & Vega, 2008).

Véase en la figura 2.3, compresores tipo paletas y de tipo *scroll*.



Figura 2. 3 Compresores tipo paletas y de scroll
Fuente. (Ingeniería Mecafenix, 2019)

2.1.1.2. Compresores de aire alternativos o de pistón

Este tipo de compresor la compresión tiene lugar en la parte superior del pistón en cada revolución del cigüeñal. Los compresores alternativos de acción única pueden ser refrigerados por aire o refrigerados por líquido. Estos pueden ser de una sola etapa, generalmente clasificados a presiones de descarga de 25 a 125 libras por pulgada cuadrada (psig), o de dos etapas, generalmente clasificados a presiones de descarga de 125 psig a 175 psig o más. Véase la figura 2.4.



Figura 2. 4 Compresor de pistón una etapa
Fuente. (Ingeniería Mecafenix, 2019)

En tamaños más grandes, los compresores alternativos de acción única están disponibles hasta 150 HP, pero por encima de 25 HP son mucho menos comunes. Los diseños de dos etapas incluyen enfriamiento entre etapas para reducir las temperaturas del aire de descarga para mejorar la eficiencia y la durabilidad.

Los diseños sin lubricante, no permiten lubricante en la cámara de compresión y utilizan pistones de materiales autolubricantes o utilizan guías no metálicas resistentes al calor y anillos de pistón, que son autolubricantes. Los diseños sin lubricante tienen arreglos de pistón similares a las versiones sin lubricante, pero no tienen lubricante en el cárter. Por lo general, estos tienen un cigüeñal preenvasado de grasa y cojinetes de biela.

Se debe indicar que un compresor alternativo consta de uno o más cilindros con pistones accionados por un motor. El aire se aspira en el cilindro y se comprime, en una o más etapas, a la presión de trabajo (PUSKA, 2017).

2.1.1.3 Compresores alternativos de doble etapa

Los compresores alternativos de doble acción o etapa utilizan ambos lados del pistón para la compresión de aire, duplicando la capacidad para un tamaño de cilindro dado. Una varilla (brazo o vástago) de pistón está unida al pistón en un extremo y a un crucerillo en el otro extremo. La cruceta asegura que el pistón viaja concéntricamente dentro del cilindro. Estos compresores pueden ser de una o varias etapas, dependiendo de la presión de descarga y el tamaño de HP. Estos pueden variar hacia arriba desde 10 HP y con presiones hacia arriba desde 50 psig. (Ortega, 2015). Véase en la figura 2.5, un compresor alternativo de doble etapa.



Figura 2. 5 Compresor de doble etapa
Fuente. (Ingeniería Mecafenix, 2019)

2.1.1.4 Compresores de tornillo rotativo con inyección de lubricante

El compresor de tornillo rotativo inyectado con lubricante alimentado por un motor eléctrico se ha convertido en un tipo dominante de compresor industrial para una amplia variedad de aplicaciones.

El compresor de tornillo rotativo con inyección de lubricante consta de dos rotores entremezclados en una carcasa de estator, que tiene un puerto de entrada en un extremo y un puerto de descarga en el otro. El rotor macho tiene lóbulos formados helicoidalmente a lo largo de su longitud, mientras que el rotor femenino tiene ranuras helicoidales o flautas correspondientes. El número de lóbulos helicoidales y ranuras puede variar en diseños similares. Véase en la figura 2.6. tornillos helicoidales o rotores que giran según las flechas (lado izquierdo figura 2.6).

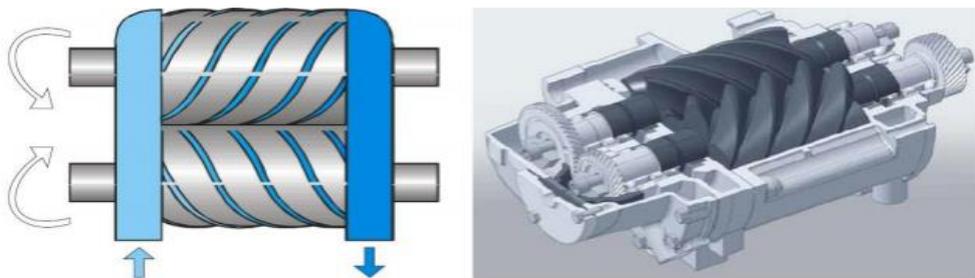


Figura 2. 6 Compresor de tornillo rotativo
Fuente (Philco, 2019)

La relación de presión dependerá de la longitud y paso del vástago del tornillo, así como la forma dada al difusor donde se descarga el aire. El aire que fluye a través del puerto de entrada llena los espacios entre los lóbulos de cada rotor. La rotación hace que el aire sea atrapado entre los lóbulos y el estator, a medida que los espacios entre lóbulos pasan más allá del puerto de entrada.

A medida que la rotación continúa, un lóbulo en un rotor rueda en una ranura en el otro rotor y el punto de entremezcla se mueve progresivamente a lo largo de la longitud axial de los rotores, reduciendo el espacio ocupado por el aire, lo que resulta en un aumento de la presión. La compresión continúa hasta que los espacios entre lóbulos se exponen al puerto de descarga cuando se descarga el aire comprimido.

El lubricante se inyecta en la cámara de compresión durante la compresión y cumple tres funciones básicas:

- 1) Lubrica los rotores entremezclados y los rodamientos asociados;
- 2) Elimina la mayor parte del calor causado por la compresión; y
- 3) Actúa como un sello en las holguras entre los rotores de malla y entre los rotores y el estator.

2.1.1.5 Compresores de tornillo rotativo sin lubricante

El principio de compresión en los compresores de tornillo rotativo sin lubricante es similar al de los compresores de tornillo rotativo inyectados con lubricante, pero sin que se introduzca lubricante en la cámara de compresión. Hay dos tipos distintos disponibles: el tipo seco y el tipo inyectado en agua.

En el tipo seco, los rotores entremezclados no están autorizados a tocar y sus posiciones relativas se mantienen por medio de engranajes de sincronización lubricados externos a la cámara de compresión. Dado que no hay líquido inyectado para eliminar el calor de compresión, la mayoría de los diseños utilizan dos etapas de compresión con un intercooler entre las etapas y un *aftercooler* después de la segunda etapa. Véase la figura 2.7.



Figura 2. 7 Compresor de tornillo rotativo sin lubricante
Fuente. (Jufend Power, 2021)

La falta de un fluido de sellado también requiere velocidades de rotación más altas que para el tipo de inyección de lubricante. Los compresores de tornillo rotativo de tipo seco y sin lubricante tienen un rango de 25 a 4,000 HP o de 90 a 20,000 cfm (Cubic feet per minute, Pie cúbico por minuto). Las

unidades de una sola etapa operan hasta 50 psig, mientras que las de dos etapas pueden alcanzar hasta 150 psig.

En el tipo de inyección de agua, se utiliza una construcción de engranajes de sincronización similar, pero se inyecta agua en la cámara de compresión para actuar como un sello en las holguras internas y para eliminar el calor de compresión. Esto permite que las presiones en el rango de 100 a 150 psig se logren con una sola etapa. El agua inyectada, junto con la humedad condensada de la atmósfera, se elimina del aire comprimido descargado mediante un dispositivo convencional de separación de humedad.

2.1.1.6 Compresores dinámicos

Estos compresores elevan la presión del aire o del gas impartiendo energía de velocidad y convirtiéndola en energía de presión. En los compresores dinámicos se puede encontrar dos tipos diferentes, los compresores centrífugos y axiales.

El tipo centrífugo es el más común y es muy utilizado para el aire comprimido industrial. Cada impulsor, girando a alta velocidad, imparte principalmente flujo radial al aire o gas que luego pasa a través de una voluta o difusor para convertir la energía de velocidad residual en energía de presión. Algunas grandes plantas de fabricación utilizan compresores centrífugos para el aire general de la planta, y en algunos casos, las plantas utilizan otros tipos de compresores para acomodar las oscilaciones de carga de la demanda; mientras que los compresores centrífugos manejan la carga base. (López & Ventura, 2019).

Véase en la figura 2.8. un compresor centrífugo

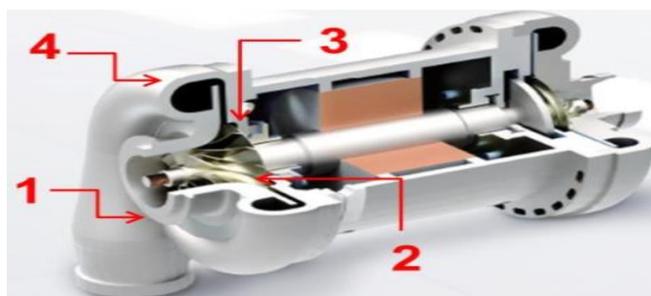


Figura 2. 8 Compresor centrífugo
Fuente. (Mundo Compresor, 2021)

Como se aprecia en la figura 2.8, estos compresores, el aire entra directamente por la campana de aspiración (1) hacia el rotor (2) y difusor (3), saliendo a la siguiente etapa o a la red por la voluta (4).

En cambio, los compresores axiales están constituidos por varios discos llamados rotores. Entre cada rotor se instala otro disco denominado estator, donde el aire acelerado por el rotor incrementa su presión antes de entrar en el disco siguiente. Asimismo, los compresores axiales se componen de un rotor con múltiples filas de palas y un estator a juego, con filas de paletas estacionarias. Las cuchillas giratorias imparten energía de velocidad, principalmente en un plano axial. Las paletas estacionarias actúan entonces como un difusor para convertir la energía de velocidad residual en energía de presión. Véase la figura 2.9.



Figura 2. 9 Compresor axial
Fuente. (Ingeniería Mecafenix, 2019)

Este tipo de compresor está restringido a capacidades de flujo muy altas y generalmente poseen una eficiencia de compresión relativamente alta. Los compresores de flujo mixto tienen impulsores y rotores que combinan las características de los compresores axiales y centrífugos.

2.1.1.7 Compresores centrífugos de aire

Un compresor centrífugo de aire tiene una corriente de aire que fluye continuamente y que tiene energía de velocidad, o energía cinética, impartida por un impulsor, o impulsores, que giran a velocidades que pueden exceder las 50.000 revoluciones por minuto (rpm). Véase la figura 2.10.



Figura 2. 10 Compresor centrífugo de aire
Fuente. (Ingersoll Rand, 2021)

Aproximadamente una mitad de la energía de presión se desarrolla en el impulsor con la otra mitad lograda mediante la conversión de la energía de velocidad en energía de presión a medida que la velocidad del aire se reduce en un difusor y voluta. El compresor de aire centrífugo más común es uno con dos a cuatro etapas para presiones en el rango de 100 a 150 psig. Un *intercooler* refrigerado por agua y un separador entre cada etapa devuelve la temperatura del aire a aproximadamente la temperatura ambiente y elimina la humedad condensada antes de entrar en la siguiente etapa. Un *aftercooler* enfría el aire de la etapa final y un separador de humedad elimina la humedad antes de la entrega de aire a la distribución.

Una característica especial de los compresores de aire centrífugos es que a medida que disminuye la presión del sistema, la capacidad de flujo del compresor aumenta.

La mayoría de los paquetes de compresores de aire centrífugos estándar están diseñados para una temperatura ambiente de 95° F y una presión del barómetro cerca del nivel del mar. La naturaleza dinámica del compresor centrífugo hace que el cabezal de presión generado por cada impulsor aumente a medida que aumenta la densidad del aire. El flujo másico del compresor y la capacidad real de pies cúbicos por minuto (cfm) a una presión de descarga dada aumentan a medida que disminuye la temperatura ambiente. Por lo general, un sistema de control de capacidad se proporciona con el compresor para mantener la capacidad deseada y para operar dentro

de los límites de potencia del motor. Los sistemas de control descargan el compresor o emiten el exceso de aire a la atmósfera para evitar este suceso, lo que podría resultar en vibraciones excesivas y daños potenciales al compresor.

Los compresores de aire centrífugos oscilan entre alrededor de 300 y más de 100.000 cfm, pero los compresores de aire más comunes son de 1.200 a 5.000 cfm y con presiones de descarga de hasta 125 psig. Estos pueden tener varios impulsores en línea en un solo eje o con impulsores separados engranadas integralmente.

Los compresores de aire centrífugos proporcionan una entrega de aire sin lubricante, ya que no hay lubricante en las cámaras de compresión.

2.2 Motor principal del compresor

El motor es la principal fuente de energía que proporciona energía para impulsar el compresor. El motor principal debe proporcionar suficiente potencia para arrancar el compresor, acelerarlo a toda velocidad y mantener la unidad funcionando bajo diversas condiciones de diseño. Esta potencia puede ser proporcionada por cualquiera de las siguientes fuentes: motores eléctricos, motores diésel o de gas natural, turbinas de vapor y turbinas de combustión. Los motores eléctricos son, el tipo más común de motor principal.

Los motores eléctricos son un medio ampliamente disponible y económico de proporcionar energía confiable y eficiente a los compresores. La mayoría de los compresores utilizan motores de inducción polifásicos estándar. Aunque la mayoría de los sistemas industriales de aire comprimido utilizan motores eléctricos para los motores principales, en los últimos años ha habido un renovado interés en el uso de accionamientos no eléctricos, como motores alternativos o turbinas propulsadas por gas natural, particularmente en regiones con altas tarifas de electricidad. Los compresores de reserva o de emergencia también pueden ser accionados por el motor para permitir el funcionamiento en caso de pérdida de energía eléctrica.

2.3 Controles del sistema de aire comprimido

Los controles del sistema de aire comprimido sirven para hacer coincidir el suministro del compresor con la demanda del sistema. El control adecuado del compresor es esencial para un funcionamiento eficiente y un alto rendimiento. Debido a que los sistemas de compresores suelen tener un tamaño para satisfacer la demanda máxima de un sistema, casi siempre se necesita un sistema de control para reducir la salida del compresor durante los momentos de menor demanda. Los controles del compresor se incluyen normalmente en el paquete del compresor, y muchos fabricantes ofrecen más de un tipo de tecnología de control. Los sistemas con múltiples compresores utilizan controles más sofisticados (controles maestros de red o sistema) para organizar el funcionamiento del compresor y la entrega de aire al sistema.

Así los controles de red utilizan los microprocesadores de los controles del compresor a bordo conectados entre sí para formar una cadena de comunicación que toma decisiones para detener/iniciar, cargar/descargar, modular, variar el desplazamiento y variar la velocidad. Por lo general, un compresor asume el papel de actuador con los comandos o instrucciones seteadas o configuradas en el microcontrolador o módulo de controlador electrónico (maestro).

Los controles maestros del sistema coordinan todas las funciones necesarias para optimizar el aire comprimido como una utilidad. Los controles maestros del sistema tienen muchas capacidades funcionales, incluida la capacidad de supervisar y controlar todos los componentes del sistema, así como los datos de tendencias, para mejorar las funciones de mantenimiento y minimizar los costos de operación. Otros controladores del sistema, como los controladores de presión/flujo, también pueden mejorar el rendimiento de algunos sistemas.

El tipo de sistema de control especificado para un sistema determinado está determinado en gran medida por el tipo de compresor que se utiliza y el perfil de demanda de la instalación. Si un sistema tiene un solo compresor con una demanda muy constante, un sistema de control simple puede ser apropiado. Por otro lado, un sistema complejo con múltiples compresores, demanda

variable y muchos tipos de usos finales requerirá una estrategia de control más sofisticada. En cualquier caso, se debe considerar cuidadosamente la selección del control del sistema del compresor, ya que puede ser el factor individual más importante que afecta el rendimiento y la eficiencia del sistema.

2.4 Equipo para tratamiento de aire comprimido

Son diversos tipos de equipos que se utilizan para tratar el aire comprimido mediante la eliminación de contaminantes como suciedad, lubricante y agua; para mantener los sistemas de aire comprimido funcionando sin problemas; y suministrar la presión y la cantidad de aire adecuadas a través del sistema. Los equipos para el tratamiento de aire comprimido incluyen; post-enfriadores de compresor, filtros, separadores, secadores, equipos de recuperación de calor, lubricadores, reguladores de presión, receptores de aire, trampas y drenajes automáticos, los cuales se detallan a continuación.

-Filtros de entrada de aire. Un filtro de entrada de aire protege el compresor de las partículas atmosféricas transportadas por el aire. Por lo general, se necesita más filtración para proteger el equipo aguas abajo del compresor.

-Refrigeración por compresor. La compresión de aire o gas genera calor. Como resultado, los compresores de aire industriales que funcionan continuamente generan cantidades sustanciales de calor. Las unidades de compresor se enfrían con aire, agua y/o lubricante. Los compresores alternativos de acción simple generalmente se enfrían por aire mediante un ventilador, que es una parte integral del volante de transmisión por correa. El aire de enfriamiento fluye a través de las superficies con aletas en el exterior de los tubos de enfriamiento del cilindro del compresor. Los compresores de aire alternativos de doble acción, más grandes, refrigerados por agua, tienen camisas de agua de refrigeración incorporadas alrededor de los cilindros y en las culatas. La temperatura del agua de entrada y el diseño y la limpieza del enfriador pueden afectar el rendimiento y la eficiencia general del sistema. Los compresores centrífugos generalmente se refrigeran por agua.

Los compresores rotativos con inyección de lubricante utilizan el lubricante inyectado para eliminar la mayor parte del calor de compresión. En los compresores enfriados por aire, se utiliza un enfriador de lubricante de tipo

radiador para enfriar el lubricante antes de volver a inyectarlo. El ventilador de refrigeración puede accionarse desde el eje de accionamiento del motor principal o mediante un pequeño motor eléctrico auxiliar. En las plantas donde se dispone de agua de buena calidad, generalmente se utilizan intercambiadores de calor de carcasa y tubos.

Intercooling o intercoolers: La mayoría de los compresores de etapas múltiples utilizan intercoolers, que son intercambiadores de calor que eliminan el calor de compresión entre las etapas de compresión. El inter-enfriamiento afecta la eficiencia general de la máquina.

Post-enfriadores: A medida que se aplica energía mecánica a un gas para su compresión, la temperatura del gas aumenta. Los post-enfriadores se instalan después de la etapa final de compresión para reducir la temperatura del aire. A medida que se reduce la temperatura del aire, el vapor de agua en el aire se condensa, se separa, se recolecta y se drena del sistema. La mayor parte del condensado de un compresor con refrigeración intermedia se elimina en el (los) intercooler (es) y el resto en el post-enfriador. Pues, casi todos los sistemas industriales, excepto aquellos que suministran aire de proceso a operaciones indiferentes al calor, requieren post-enfriamiento. En algunos sistemas, los post-enfriadores son una parte integral del paquete del compresor, mientras que en otros sistemas el post-enfriador es una pieza separada del equipo. Véase la figura 2.11.



Figura 2. 11 Pos enfriadores de aire comprimido enfriado por agua y aire.
Fuente: (EACSA, 2017)

Algunos sistemas tienen ambos.

Separadores. Los separadores son dispositivos que separan los líquidos arrastrados por el aire o el gas. Por lo general, se instala un separador después de cada intercooler o posenfriador para eliminar la humedad condensada. Esto implica cambios de dirección y velocidad y puede incluir deflectores de impacto. Los compresores rotativos con inyección de lubricante tienen un separador coalescente de aire / lubricante inmediatamente después de la descarga del compresor para separar el lubricante inyectado antes de que se enfríe y recircule al compresor. Esta separación debe tener lugar antes del enfriamiento para evitar que la humedad condensada se arrastre en el lubricante.

Secadores: Cuando el aire sale de un post-enfriador y un separador de humedad, normalmente está saturado. A medida que pasa a través de la tubería de distribución, que puede estar expuesto a temperaturas más frías, causan más condensación de la humedad con perjudiciales efectos, tales como la corrosión y la contaminación de punto-procesos de uso. Este problema puede evitarse mediante el uso adecuado de secadores de aire comprimido.

El aire atmosférico contiene humedad. Cuanto más alta es la temperatura del aire, más humedad es capaz de retener el aire. Véase la figura 2.12.



Figura 2. 12 Secadores de aire de alta temperatura
Fuente. (EACSA, 2017)

El término "humedad relativa" se usa comúnmente para describir el contenido de humedad, aunque técnicamente, el término correcto es "presión de vapor relativa", considerándose el aire y el vapor de agua como gases. Cuando el aire contiene toda la humedad posible en las condiciones predominantes, se denomina "saturado". El aire al 80% de humedad relativa contendría el 80 % del máximo posible.

Cuando el aire se enfría, alcanzará una temperatura en la que la cantidad de humedad presente ya no podrá ser contenida y parte de la humedad se condensará y caerá. La temperatura a la que se condensa la humedad se llama punto de rocío. En general, reducir la temperatura del aire comprimido saturado en 20°F (-6.7°C) reducirá el contenido de humedad en aproximadamente un 50% (Philco, 2019).

Cuando el aire se comprime y ocupa un volumen menor, ya no puede contener toda la humedad posible en condiciones atmosféricas. Nuevamente, parte de la humedad caerá como condensado líquido. El resultado de ambas situaciones es una diferencia entre el punto de rocío en condiciones atmosféricas y el punto de rocío en presiones más altas. Secar el aire comprimido más allá del punto de rocío a presión requerido resultará en energía y costos innecesarios.

Los diferentes tipos de secadores de aire comprimido tienen diferentes características de funcionamiento y grados de supresión del punto de rocío. Los tipos de secadoras más comunes se describen a continuación:

- ❖ El secador frigorífico es el secador más comúnmente utilizado en la industria, con costos iniciales y operativos relativamente bajos. Los secadores de aire de tipo refrigerante (cíclicos y no cíclicos) no se recomiendan para el funcionamiento en temperaturas ambiente bajo cero. La humedad en el aire comprimido puede congelar y dañar la secadora. La mayoría de los secadores refrigerados están equipados con un pre-enfriador/recalentador que recalienta el aire comprimido seco con un intercambiador de calor aire-aire utilizando el aire caliente entrante, tal como se puede ver en la figura 2.13.



Figura 2. 13 Secador de aire tipo refrigerante
Fuente: (EACSA, 2017)

Esto reduce la temperatura del aire entrante antes de que pase a través del intercambiador de calor de masa a aire de refrigerante/térmico, lo que reduce la carga de calor en el sistema de refrigerante. Recalentar el aire seco evita la condensación en el exterior de la tubería de aire comprimido en ambientes cálidos y húmedos. El secador refrigerado reduce el punto de rocío del aire a la temperatura aproximada del aire que sale del evaporador de refrigerante.

Los secadores cíclicos enfrían el aire comprimido indirectamente a través de un medio de almacenamiento térmico (disipador de calor, masa térmica, medios refrigerados, etc.) mientras que los secadores no cíclicos enfrían directamente el aire comprimido en un intercambiador de calor de refrigerante a aire. Los secadores de ciclo de tipo refrigerante se controlan con uno o dos termostatos para apagar el compresor de refrigerante cuando no es necesario, y un medio de almacenamiento térmico (disipador de calor, medio refrigerado o masa térmica) evita el ciclo rápido del refrigerante.

Los secadores no cíclicos de tipo refrigerante enfrían el aire en un intercambiador de calor de refrigerante a aire. El efecto de enfriamiento se debe a la evaporación de un refrigerante líquido que hace que la humedad del aire se condense. Luego, la humedad se elimina y se drena mediante un separador y drenaje. La temperatura del aire que sale del evaporador de refrigerante se controla mediante una válvula de derivación de gas caliente.

- ❖ Los secadores de tipo desecante regenerativo utilizan un desecante poroso que adsorbe la humedad reuniéndola en sus innumerables

poros, permitiendo que grandes cantidades de agua sean retenidas por una cantidad relativamente pequeña de desecante. Los tipos de desecantes incluyen gel de sílice, alúmina activada y tamices moleculares. Véase la figura 2.14.



Figura 2. 14 Secador de tipo desecante regenerativo.
Fuente: (EACSA, 2017)

Normalmente, el desecante está contenido en dos torres separadas. El aire comprimido que se va a secar fluye a través de una torre, mientras que el desecante de la otra se regenera. La regeneración se logra reduciendo la presión en la torre y pasando aire de purga previamente secado a través del lecho desecante. 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 los dos.

- ❖ Los secadores de calor de compresión son secadores desecantes regenerativos que utilizan el calor generado durante la compresión para lograr la regeneración del desecante, por lo que pueden considerarse reactivados por calor. Hay dos tipos: el de un solo recipiente y el de dos torres. El secador de calor de compresión de un solo recipiente proporciona un secado continuo sin ciclos ni cambio de torres. El funcionamiento de la secadora de doble torre, el calor de compresión es similar a calor-activado, secador regenerativo-desecante. La diferencia es que el desecante en la torre saturada se regenera mediante el calor de compresión en todo el aire caliente que sale de la descarga del compresor de aire. Los secadores de calor de compresión requieren aire

desde el compresor a una temperatura suficientemente alta. Por este motivo, se utiliza casi exclusivamente con compresores de tornillo rotativo centrífugos o sin lubricante.

- ❖ Los secadores de tecnología de membranas se utilizan comúnmente para la separación de gases, como en la producción de nitrógeno para el almacenamiento de alimentos y otras aplicaciones. La estructura de la membrana permite que las moléculas de ciertos gases (como el oxígeno) atraviesen (permeen) una membrana semipermeable más rápido que otras (como el nitrógeno), dejando una concentración del gas deseado (nitrógeno) en 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 (gas) pase a través de los poros de la membrana más rápido que los otros gases (aire) reduciendo la cantidad de vapor de agua en la corriente de aire en la salida del secador de membrana, suprimiendo el punto de rocío (Philco, 2019). Véase en la figura 215 un secador tipo membrana



Figura 2. 15 Secador con membrana
Fuente: (Plastic Technology, 2017)

2.4.1 Filtros de aire

La unidad de mantenimiento o de tratamiento del aire comprimido, es un dispositivo FRL (filtro-regulador-lubricador), que utiliza diferentes niveles de filtración y tipos de filtros. Estos incluyen filtros de partículas para eliminar las partículas sólidas, filtros coalescentes para eliminar el lubricante y la humedad, y filtros adsorbentes para sabores y olores. Se recomienda un filtro de partículas después de un secador de tipo desecante para eliminar los

"finos" del desecante. Se recomienda un filtro coalescente tipo g antes de un secador de tipo desecante para evitar que se ensucie el lecho desecante. También puede ser necesaria una filtración adicional para cumplir con los requisitos de usos finales específicos.

Los filtros de aire comprimido aguas abajo del compresor de aire generalmente se requieren para la eliminación de contaminantes, como partículas, condensado y lubricante. La filtración solo al nivel requerido por cada aplicación de aire comprimido minimizará la caída de presión y el consumo de energía resultante. Los elementos también deben reemplazarse según lo indique la diferencia de presión para minimizar la caída de presión y el consumo de energía, y deben verificarse al menos una vez al año.

En los compresores de tornillo rotativo con inyección de lubricante, los lubricantes están diseñados para enfriar, sellar y lubricar las partes móviles para un mejor rendimiento y un desgaste más prolongado. Las consideraciones importantes para los lubricantes de compresores incluyen la aplicación adecuada y la compatibilidad con el equipo de bajada, incluidas las tuberías, mangueras y sellos. Un lubricante puede ser instalado cerca de un punto-de uso para artículos tales como lubricar las herramientas neumáticas. El lubricador puede combinarse con un filtro y un regulador de presión (FRL). El lubricante debe ser el especificado por el fabricante del equipo en el punto de uso.

2.5 Receptores de aire

Los receptores se utilizan para proporcionar capacidad de almacenamiento de aire comprimido para satisfacer los picos de demanda y ayudar a controlar la presión del sistema mediante el control de la tasa de cambio de presión en un sistema. Si el receptor se encuentra antes del secador de aire, se denomina receptor de "aire húmedo". Si está ubicado después de la secadora, se denomina receptor de "aire seco". Los receptores son especialmente eficaces para sistemas con requisitos de flujo de aire comprimido muy variables. Cuando los picos son intermitentes, un depósito de aire grande puede permitir el uso de un compresor de aire más pequeño y puede permitir que el sistema de control de capacidad funcione con mayor

eficacia y mejore la eficiencia del sistema. Un receptor de aire después de un compresor de aire alternativo puede proporcionar amortiguación de pulsaciones de presión, enfriamiento radiante y recolección de condensado. El control del lado de la demanda optimizará el beneficio del volumen de almacenamiento del receptor de aire al estabilizar la presión del cabezal del sistema y “aplanar” los picos de carga. Los receptores de aire también juegan un papel crucial en la organización de los controles del sistema, proporcionando el tiempo necesario para arrancar o evitar el arranque de los compresores de aire de reserva.

Trampas y drenajes: Las trampas (a veces llamadas drenajes) permiten la eliminación de condensado del sistema de aire comprimido. Las trampas de condensado automáticas se utilizan para conservar energía evitando la pérdida de aire a través de llaves de paso y válvulas abiertas. Las trampas mal mantenidas pueden desperdiciar mucho aire comprimido.

No obstante, hay cuatro métodos para drenar el condensado del receptor:

1. Manual. Los operadores abrirán manualmente las válvulas para descargar el condensado. Sin embargo, esto no es automático y, lamentablemente, con demasiada frecuencia, las válvulas manuales se dejan abiertas para drenar el condensado de los separadores de humedad, intercoolers, secadores refrigerados y filtros, lo que permite que el aire comprimido escape continuamente a la atmósfera.

2. Trampas mecánicas de nivel. Las trampas de tipo flotador no desperdician aire cuando funcionan correctamente, pero a menudo requieren mucho mantenimiento y son propensas a bloquearse por sedimentos en el condensado. Las trampas de cubeta invertida pueden requerir menos mantenimiento, pero desperdiciarán aire comprimido si la tasa de condensación es inadecuada para mantener el nivel de líquido en la trampa.

3. Electroválvulas operadas eléctricamente. La válvula de drenaje operada por solenoide tiene un dispositivo de sincronización que se puede configurar para que se abra durante un tiempo específico y en intervalos ajustables preestablecidos. Por lo tanto, hay dos problemas con el uso de estas válvulas:

- El período durante el cual la válvula está abierta puede no ser lo suficientemente largo para un drenaje adecuado del condensado acumulado.
- La válvula funcionará incluso si hay poca o ninguna condensación, lo que da como resultado la pérdida de valioso aire comprimido. Las válvulas solenoides operadas por nivel y operadas eléctricamente deben tener filtros instalados para reducir los contaminantes que bloquean los puertos de entrada y descarga de estos dispositivos automáticos. Las válvulas de bola motorizadas también se utilizan con temporizadores programables. Sin embargo, aunque son bastante fiables, estas válvulas pueden resultar incluso más inútiles, ya que la duración de la apertura de la válvula depende del actuador de la válvula y no es ajustable.

4. Trampas sin pérdida de aire con reservorios. Hay varios tipos de trampas sin pérdida de aire.

- Un flotador o sensor de nivel opera un solenoide eléctrico o una válvula de bola y mantiene el nivel de condensado en el depósito por debajo del punto de nivel alto.
- Un flotador activa una señal neumática a un cilindro de aire para abrir una válvula de bola a través de un enlace para expulsar el condensado en el depósito al punto de nivel bajo.

El condensado contaminado requiere la eliminación de lubricante antes de que el condensado se descargue a un sistema de alcantarillado. Se recomienda que se consulte a la autoridad local de alcantarillado para conocer los niveles de contaminación permitidos.

2.5.1 Criterios del almacenamiento

Hay varios puntos de vista sobre dónde colocar el almacenamiento dentro del lado de suministro del sistema. El almacenamiento se coloca antes de la etapa secadora se denomina almacenamiento húmedo, ya que el receptor almacena aire comprimido húmedo y no seco. El almacenamiento húmedo proporciona una medida adicional de enfriamiento radiante del aire comprimido cuando sale del compresor. Dependiendo de cuánto tiempo resida el aire dentro del receptor húmedo, este efecto de enfriamiento

condensará más agua y vapor de aceite de la corriente de aire. Aunque los receptores húmedos no están diseñados para ser separadores de humedad y volverán a arrastrar una cantidad considerable de condensado a la corriente de aire turbulento dentro del receptor, retendrán el condensado líquido en la parte inferior del receptor, lo que requiere que el receptor tenga una válvula de drenaje confiable. Véase la figura 2.16

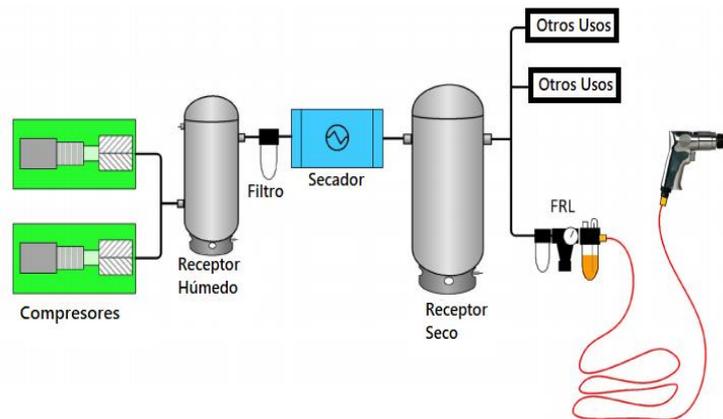


Figura 2. 16 Receptores húmedos y secos como criterios de almacenamiento
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

Sin embargo, si alguno de los compresores tipo alternativo (pistón), el receptor húmedo actuará como un amortiguador de pulsaciones para las pulsaciones creadas por el compresor alternativo. El receptor húmedo no crea caída de presión y almacena aire a la misma presión que existe en el compresor. En cambio, si el compresor se descarga, la presión P_2 a la que responde el compresor caerá la cantidad total de la banda muerta de presión programada en lugar de que la banda muerta se reduzca por la caída de presión dentro del suministro como es el caso cuando el almacenamiento de control se coloca después de la limpieza. hasta el equipo como un receptor seco. El receptor húmedo reducirá el ciclo del compresor si es del tipo carga/sin carga.

Una precaución con el almacenamiento húmedo es que un evento de gran demanda en el sistema podría crear una tasa de cambio negativa donde todos los compresores están completamente cargados y la demanda excede la oferta y la presión cae. En este caso, se extraerá aire del depósito húmedo, además de la capacidad total de los compresores en funcionamiento, y este suministro total podría ser demasiado alto para el secador. Si este fuera el caso, la secadora se sobrecargaría y no podría mantener su punto de rocío

de diseño. Dependiendo del tamaño del receptor húmedo y la duración del evento, el punto de rocío del aire que sale del secador podría estar significativamente elevado y el aire húmedo contaminará el sistema.

El almacenamiento que se coloca después de la secadora se denomina almacenamiento en seco, ya que el receptor almacena aire comprimido seco. El almacenamiento en seco crea un suministro listo de aire seco que se libera inmediatamente en el sistema para manejar los eventos. No es necesario un secado adicional, por lo que, en una situación de tasa de cambio negativa, la secadora no puede desbordarse accidentalmente como es el caso del almacenamiento húmedo. Si un sistema solo tiene almacenamiento en seco, hay caídas de presión entre P2 y el receptor seco debido a los filtros, post-enfriadores y secadores. Cuando el compresor descarga, el diferencial útil al que responde el compresor es controlado por el receptor seco y será reducido por la caída total de presión de suministro. Esta reducción en el diferencial utilizable hará que el compresor realice ciclos con mayor frecuencia, lo que afectará negativamente la eficiencia y confiabilidad del compresor. Esta condición no deseada puede resolverse dimensionando correctamente el receptor seco para limitar el número de ciclos del compresor a 10 por hora y manteniendo las caídas de presión al mínimo.

El sistema de aire comprimido ideal incluye almacenamiento húmedo como seco. Esta disposición ideal captura las ventajas del almacenamiento húmedo como en seco. Aún existe la posibilidad de sobrecargar la secadora, pero al dividir el almacenamiento de control en 1/3 húmedo y 2/3 seco, se mitiga el riesgo. Hay que tener en cuenta siempre que el almacenamiento es la única variable en un sistema de aire comprimido que nunca puede sobredimensionarse. Más siempre es mejor.

2.5.2 Almacenamiento General

El almacenamiento general es el término que se le da al volumen de almacenamiento en la tubería aérea y los receptores no verificados en el sistema desde la descarga de la sala de compresores hasta las bajadas del punto de uso. En este ejemplo, el almacenamiento general consta de los cabezales de distribución y el receptor remoto de 400 galones. No incluye el

receptor de control de 120 galones dedicado ni el receptor de almacenamiento de control seco de 1060 galones. Véase la figura 2.17.

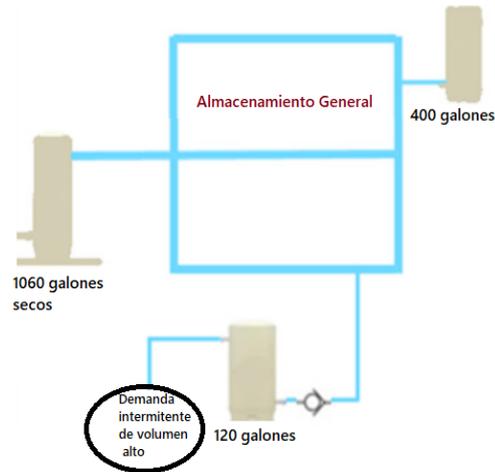


Figura 2. 17 Componentes de almacenamiento general
Fuente. El autor

Su propósito es respaldar eventos de punto de uso instantáneamente hasta que la capacidad del compresor puedan atender el evento. Dado que el aire tiene una velocidad finita o una velocidad basada en el diferencial de presión en la tubería, el almacenamiento general apoya al usuario durante los segundos que tarda el suministro del compresor o el suministro de almacenamiento de control en llegar al lugar del evento, suministrar el volumen requerido y detener la caída en la presión del sistema.

No obstante, la cantidad total de almacenamiento general, el tiempo de transmisión desde el suministro y el tamaño del evento determinarán cuánto bajará la presión. Un volumen de almacenamiento general inadecuado generalmente da como resultado que el sistema funcione a una presión más alta para aumentar la capacidad de almacenamiento del almacenamiento general y para aumentar la velocidad de transmisión debido a una presión diferencial más alta. Cabe señalar que en la mayoría de sistemas de aire comprimido se sobreestiman la cantidad de almacenamiento real que existe en la tubería de distribución.

2.5.3 Almacenamiento Dedicado

Es el almacenamiento que está protegido con válvula de retención y aislado del suministro de todo el sistema para servir una aplicación específica en el

punto de uso. En la mayoría de las plantas industriales, podría haber una o más aplicaciones con una demanda intermitente de volumen relativamente alto. Esto puede causar fluctuaciones severas de presión dinámica en todo el sistema de aire, lo que hace que los usuarios finales cercanos al evento se vean privados de aire, lo que da como resultado problemas de calidad con las aplicaciones de uso final que no tienen hambre. Este evento de baja presión se puede resolver agregando la cantidad correcta de almacenamiento dedicado para manejar el evento.

El almacenamiento dedicado es el almacenamiento que está aislado del almacenamiento general por algún dispositivo limitador de flujo; una válvula de retención, una válvula de aguja dosificadora o un orificio de restricción. El dispositivo de restricción de flujo evita que el almacenamiento general experimente la dramática demanda de aire, que será satisfecha por el volumen almacenado en el receptor dedicado. Véase la figura 2,18.

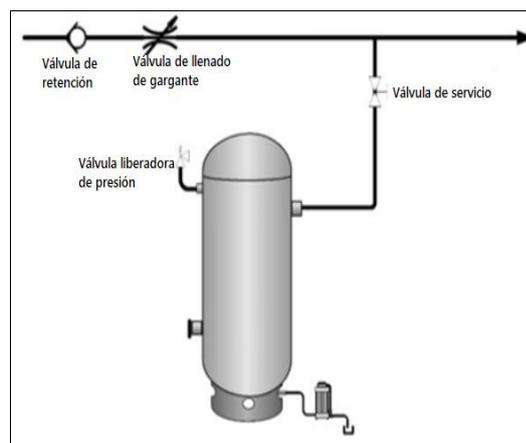


Figura 2. 18 Componentes de almacenamiento dedicados
Fuente. El autor

Dado que el tiempo entre los eventos a menudo es más largo que el evento en sí, este dispositivo de restricción de flujo permite que el receptor dedicado se llene lentamente, sin afectar negativamente la presión en el resto del almacenamiento general. Esta recuperación medida extiende la demanda durante un largo período de tiempo para reducir el impacto de la sobretensión en el sistema. El receptor dedicado debe tener el tamaño adecuado para que por sí solo tenga el volumen suficiente para manejar el evento. Cuando tiene el tamaño adecuado, el almacenamiento dedicado elimina la necesidad de

operar el almacenamiento general a una presión superior a la necesaria, lo que ahorra energía.

2.5.4 Tamaño del receptor

Como regla general para seleccionar el tamaño mínimo de un receptor de aire de almacenamiento. Su volumen de almacenamiento debe calcularse en base a los datos del sistema para que ningún compresor realice ciclos más de 10 veces por hora. Cabe señalar que, en sistemas con múltiples compresores y controles de secuencia, la eficiencia del sistema se logra al tener la mayoría de los compresores funcionando completamente cargados, con carga base con solo un compresor en "compensación" o carga parcial.

Es el compresor de compensación el que controla la presión del sistema y solo se debe considerar la capacidad del compresor de compensación al dimensionar el almacenamiento de control adecuado para limitar el compresor de compensación a 10 ciclos por hora. Es posible que se necesite almacenamiento adicional para proteger la presión del sistema en caso de una falla del compresor que requiera otro compresor para arrancar. El almacenamiento adicional cubrirá el permiso de arranque del compresor agregado.

A continuación, la fórmula para cálculo de receptor del aire. Esta contiene cuatro variables; cfm, presión, volumen y tiempo.

Fórmula del receptor de aire

$$V = \frac{T_m \times C \times P_a}{P_1 - P_2}$$

Donde:

V: Volumen del receptor, ft³

T_m: Tiempo permitido para que ocurra la caída de presión permitida en minutos.

C: Demanda de aire, ft³/min (cfm) de aire libre

P_a: Presión atmosférica absoluta, psia

P₁: Presión inicial del receptor, psig

P₂: Presión final del receptor, psig

En su forma actual, está resolviendo el volumen de almacenamiento requerido para limitar la caída de presión dentro del receptor a una cantidad específica cuando la demanda es un cfm específico que dura un período de tiempo específico. Es importante tener en cuenta que el volumen siempre se expresa en pies cúbicos y el tiempo siempre se expresa en minutos.

Dimensionar un receptor dedicado para que cuando ocurra un evento recurrente de 62 cfm que dure 15 segundos, la presión en el receptor no caiga por debajo de 85 psig. Ochenta y cinco (85) es la presión mínima a la que la aplicación funciona de manera confiable (presión crítica). Una vez que ocurre el evento, el receptor cae a 85 psig en 15 segundos, y luego el receptor se vuelve a llenar lentamente hasta la presión de almacenamiento general de 100 psig. El espacio en la planta es limitado, por lo que el cliente quiere el receptor más pequeño que satisfaga las condiciones. Véase en la figura 2.19 el tamaño adecuado de un receptor dedicado usando la fórmula de receptor de aire.

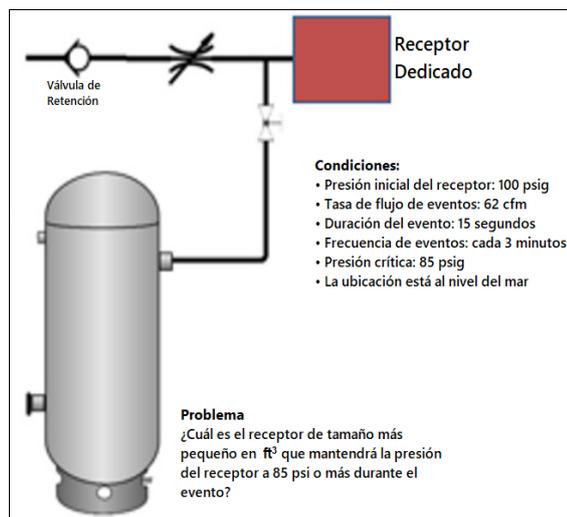


Figura 2. 19 Ejemplo de tamaño de receptor dedicado
Fuente. El autor

La fórmula del receptor de aire se utiliza para resolver el volumen del receptor requerido. Por tanto, se proporciona la siguiente información:

1. El requisito de flujo del evento es 62 cfm.
2. El evento de 62 cfm dura 15 segundos, que es un cuarto de minuto.

3. El receptor está a 100 psig antes de que comience el evento y en ningún momento durante el evento la presión del receptor puede caer por debajo de 85 psig, la presión crítica.
4. 100 psig es P1 y 85 psig es P2.
5. Dado que la planta está a unos 300 pies sobre el nivel del mar, la presión atmosférica es de 14,5 psia.
6. El evento se repite en tres minutos, por lo que hay tiempo suficiente para volver a llenar el receptor a través de una válvula dosificadora del tamaño adecuado antes de que vuelva a ocurrir.

Resolviendo la ecuación simplemente se deja a la inserción de los valores en las posiciones de la derecha y la realización de las matemáticas. La siguiente ecuación muestra la solución de ejemplo de dimensionamiento de receptor dedicado.

$$V? = \frac{.25 \times 62 \times 14.5}{15} = 14.98 \text{ ft}^3$$

La fórmula muestra la ecuación con todos los valores colocados en sus posiciones adecuadas. Las unidades se han dejado fuera por simplicidad. El factor de conversión de 1 pie cúbico equivale a 7,48 galones. Esto convierte el requisito de 14,98 pies cúbicos en 112 galones. Un receptor de 112 galones no es un receptor de tamaño estándar y conseguir uno es posible, pero muy costoso. El de 120 galones es el siguiente tamaño estándar disponible, por lo que este es el tamaño de receptor que se debe usar. Dado que el receptor de 120 galones es más grande que el requisito mínimo de 112 galones, esto significa que la presión del receptor nunca alcanzará la presión crítica de 85 psig durante el evento. Véase tabla 2.2

Tabla 2. 1 Tamaños de receptor de aire estándar

Galones	Pie cúbico	Presión de trabajo psig
30	4.01	250
60	8.02	250
80	10.7	250
120	16.04	200

Fuente. El autor

Los receptores de aire deben cumplir con el código para recipientes a presión sin fuego publicado por la Sociedad Estadounidense de Ingenieros

Mecánicos (ASME). Los recipientes regulados por ASME también tendrán una válvula de seguridad, un manómetro, un puerto de drenaje y orificios. Además, todos los receptores deben cumplir con todos los códigos y/o leyes locales que puedan aplicarse a la aplicación o ubicación específica del receptor.

2.6. Capacidad de suministro del compresor

Determinar la capacidad adecuada del compresor (suministro) a instalar para satisfacer el uso (demanda) de aire comprimido del sistema es un fundamento vital y básico que a menudo se malinterpreta. Es muy importante comprender que los requisitos de flujo de todos los equipos neumáticos se expresan en volúmenes de aire libre: la cantidad de aire atmosférico, comprimido a una presión deseada, necesaria para operar la herramienta según lo diseñado. La capacidad nominal del compresor de aire también se indica en volumen de aire libre. Determinar la demanda total de un sistema de aire comprimido puede ser una tarea complicada y muchas veces confusa, especialmente en sistemas grandes con muchos usuarios finales. Normalmente, existen dos métodos para determinar la demanda total de un sistema de aire comprimido; calcular o medir. Ambos métodos se analizarán a continuación.

2.6.1 Cálculo de los requisitos de flujo de aire

Comprender los componentes de la demanda es el primer paso para dimensionar adecuadamente su sistema. Ya sea que esté aumentando la demanda de una instalación actual o comenzando con un nuevo sistema, calcular la demanda de su sistema de aire comprimido puede ser difícil debido a la demanda fluctuante de cada aplicación que consume aire. No obstante, comprender la demanda comienza con la suma del consumo de aire promedio de cada usuario (Ghiglia, 2021).

Un estudio de herramientas y dispositivos neumáticos en una planta de fabricación típica mostrará que algunas de estas herramientas y dispositivos operan casi constantemente y otras operan con poca frecuencia, pero puede requerir un volumen relativamente grande de aire mientras está en uso.

También se encuentra que la cantidad de aire realmente utilizada por las herramientas y dispositivos individuales varía considerablemente en

diferentes aplicaciones. En consecuencia, el requisito de demanda de un sistema de aire comprimido no debe calcularse como el total de los consumos máximos individuales de todos los dispositivos neumáticos. Esto exageraría enormemente la demanda del sistema y daría como resultado un gran tamaño del suministro del compresor. En cambio, el requisito de demanda de un sistema de aire comprimido debe calcularse como la suma del consumo de aire promedio de cada dispositivo.

La determinación del consumo medio de aire de cualquier herramienta o dispositivo neumático requiere del uso del concepto conocido dentro de la industria como factor de carga. El consumo de cfm para la mayoría de las herramientas y dispositivos neumáticos se basa en la presión de aire ajustada a 90 *psig*, mientras la herramienta/dispositivo está funcionando y la herramienta está funcionando al 100% de su velocidad nominal; revoluciones por minuto (rpm) o latidos/pulso por minuto (bpm) para herramientas de percusión. Las herramientas eléctricas neumáticas generalmente se operan solo de manera intermitente y, a menudo, se operan a menos de la potencia nominal máxima (velocidad). La relación entre el consumo de aire real durante un período de tiempo determinado y el consumo de aire máximo y continuo a plena potencia nominal, cada uno medido en pies cúbicos por minuto de aire libre, se conoce como el factor de carga del dispositivo.

Factor de carga x cfm nominal de máxima potencia = cfm promedio para el dispositivo.

Dos parámetros afectan el factor de carga. El primero es el factor tiempo, que es el porcentaje de tiempo que el dispositivo se opera realmente en el transcurso de un turno de trabajo. El segundo es el factor trabajo. Se realiza el trabajo máximo cuando se opera la herramienta bajo una carga a su máxima velocidad nominal; condición de carga completa. Dependiendo de mucho trabajo que está realizando el dispositivo, el consumo de aire podría estar en cualquier lugar entre las siguientes dos condiciones; 100% a plena carga o 0% a carga estancada. El factor de trabajo es el porcentaje real de consumo a plena carga que se requiere para realizar el trabajo requerido real. Cuanta más fuerza se aplique a la pieza de trabajo, mayor será el trabajo, menor será la velocidad de la herramienta y menor el consumo de cfm. Por lo tanto, el

factor de trabajo es la relación (expresada como porcentaje) entre el consumo de aire en las condiciones reales de operación y el consumo de aire cuando la herramienta está completamente cargada y operando a su máxima potencia/velocidad nominal.

El factor de carga es el producto del factor tiempo y el factor trabajo. Multiplicar la clasificación de cfm de la herramienta o dispositivo por su factor de carga da como resultado la demanda de cfm promedio de la herramienta o dispositivo. En una planta, el aire consumido realmente por 434 herramientas neumáticas portátiles en el trabajo de producción era solo el 15% de las capacidades nominales máximas sumadas de todas las herramientas. Para asegurar la máxima precisión al calcular la demanda del sistema, es esencial que se utilice la determinación o estimación más precisa del factor de carga para calcular el consumo promedio de cada dispositivo que usa aire en la instalación (Ghiglia, 2021).

Los cálculos de consumo de aire promedio deben basarse en el consumo de aire máximo continuo a potencia nominal completa según lo establecido por el fabricante. Los cálculos de aire promedio no deben basarse en el consumo máximo de velocidad libre del dispositivo, ya que esta condición aumenta en gran medida el consumo de cfm del dispositivo (Leal, 2021).

Al diseñar un sistema de aire comprimido completamente nuevo, es muy conveniente utilizar la experiencia con una planta similar. El factor de carga establecido se puede utilizar como base para una buena estimación del nuevo sistema. Se debe tener cuidado al calcular el factor de carga para asegurar la precisión. Deben evitarse las conjeturas y las reglas empíricas. Estos métodos pueden causar graves errores al determinar la cantidad adecuada de suministro a instalar. Por ejemplo, una regla empírica establece que la capacidad del compresor debe ser aproximadamente un tercio del requisito de factor de carga del 100% de todas las herramientas neumáticas.

2.6.2 Medición para determinar los requisitos de flujo

Otro método para determinar la demanda de un sistema de aire comprimido es realizar una evaluación del lado de la oferta del sistema existente. Al registrar la potencia del compresor (amperios o kW) y la presión de descarga

o al usar un dispositivo medidor de flujo calibrado, un auditor del sistema capacitado puede determinar con precisión la demanda real del sistema existente en el transcurso de una semana de operación. Estos datos mostrarán la demanda promedio, la demanda máxima y mínima, así como las presiones promedio, máxima y mínima. Una vez que se ha establecido esta información de referencia para el sistema actual, es posible determinar la potencia de suministro adicional requerida que se necesitaría para satisfacer la carga de demanda agregada de una nueva expansión o la adición de nuevos equipos que consumen aire. La demanda de aire adicional se puede calcular utilizando el método del factor de carga descrito anteriormente o consultando con el fabricante del nuevo equipo.

En el caso de determinar la demanda de una nueva instalación, es una buena práctica realizar una evaluación del sistema en una operación similar con equipos y aplicaciones similares para determinar la demanda esperada de la nueva instalación. La medición de la demanda del sistema aumenta la precisión al eliminar el componente de juicio que está presente al estimar el factor de trabajo para cada aplicación neumática y la medición tiene el beneficio adicional de incluir todas las fuentes de demanda; tanto apropiados como inapropiados. Por ejemplo, la fuga se incluye dentro de la demanda medida, pero se debe agregar un componente de fuga como un componente de demanda separado cuando se emplea el método de cálculo para determinar la demanda promedio del sistema (Leal, 2021).

Un sistema de aire óptimo no debe tener fugas de más del 5 al 10% de su suministro de aire, pero no es raro ver fugas en los sistemas de aire superiores al 30%. Otro componente importante de la demanda que debe tenerse en cuenta al calcular la demanda promedio del sistema es el aire de purga desperdiciado de los secadores regenerativos. Los secadores de aire comprimido de tipo desecante regenerativo requieren aire de purga que puede ser hasta un 15% de la capacidad nominal del secador y esto debe agregarse a la estimación calculada de aire requerido en los puntos de uso.

La demanda de purga se incluye automáticamente en la demanda total cuando se emplea el método de evaluación de auditoría para determinar la demanda del sistema.

2.6.3 Variabilidad de los requisitos de flujo

Comprender la dinámica de la demanda, o el perfil de la demanda, de un sistema de aire es fundamental cuando se trata de elegir el compresor adecuado para el trabajo. El perfil de demanda representa los requisitos de flujo de una planta durante un período de tiempo. Por ejemplo, el compresor puede estar funcionando al 90% de su capacidad durante un primer turno, al 50% de su capacidad durante el segundo turno, y al 20% de capacidad durante el tercer turno. Esto representa un perfil de demanda promedio del 53% de la capacidad nominal del compresor. Para satisfacer esta demanda, se cree que el compresor tiene un factor de carga del 53%, que es la relación entre el suministro promedio del compresor, durante un período de tiempo determinado, y la capacidad nominal máxima del compresor. El flujo promedio requerido por los usos finales puede ser dramáticamente diferente al flujo máximo y mínimo experimentado en la operación real. Puede haber ocasiones en las que varios eventos de demanda puedan ocurrir simultáneamente, lo que resultará en una demanda muy por encima del promedio. Puede que no haya demanda durante los descansos o el almuerzo.

Es importante identificar aquellos usos del aire comprimido que son relativamente estables y consistentes con respecto a *scfm* y *psig*. Es más importante identificar aquellos usos que son intermitentes, ya que estos usos determinan la dinámica del sistema. El flujo promedio requerido durante una hora puede ser sustancialmente menor que el flujo máximo durante unos pocos segundos o minutos. El almacenamiento suficiente de aire comprimido es esencial para satisfacer las demandas de alto volumen a corto plazo sin tener que depender de la potencia del compresor.

El almacenamiento secundario se puede colocar cerca del punto de alto uso intermitente para satisfacer el evento de demanda máxima sin exceder el flujo promedio en la tubería de distribución principal. Sin este almacenamiento dedicado, las tuberías y válvulas de distribución deben sobredimensionarse

para manejar el requisito de flujo máximo sin una caída de presión excesiva. Los receptores de aire en el punto de uso proporcionan energía almacenada para usuarios intermitentes para minimizar el impacto en la presión del sistema.

Con el tipo correcto de compresor de aire y la aplicación de receptores de aire en ubicaciones estratégicas, el sistema de aire comprimido debe poder manejar las diferentes demandas de aire comprimido de manera eficiente y confiable. Un tipo de compresor podría satisfacer mejor una planta que usa el volumen máximo de aire el 100% del tiempo y un tipo diferente de compresor o compresores pueden satisfacer mejor una demanda dinámica que fluctúa significativamente a lo largo del día.

El objetivo de un sistema de aire comprimido eficiente es que el suministro coincida con la demanda mientras se mantiene una presión estable del sistema. Dos factores son fundamentales para lograr este objetivo: el almacenamiento total del sistema y el control de la capacidad del compresor. El almacenamiento amortigua el efecto sobre la presión que crean las fluctuaciones repentinas de la demanda. El método de control de capacidad del compresor determina la rapidez y la eficacia con la que el compresor responde a los cambios dinámicos de flujo dentro de la demanda de aire comprimido. Los diversos métodos de control de capacidad utilizados por los compresores se detallan a continuación.

El método de control de capacidad elegido para el compresor depende del volumen total de almacenamiento del sistema (tuberías y receptores), el rango dinámico de flujo experimentado y la tasa de flujo promedio durante un período de 24 horas. Debido a que cada sistema de aire comprimido es único, ningún método de control de capacidad es el mejor para todos los sistemas de aire comprimido.

Un sistema con una demanda constante y un almacenamiento significativo requiere un método de control de capacidad diferente al de un sistema con una demanda muy variable y un almacenamiento mínimo. Al diseñar un nuevo sistema de aire comprimido, es fundamental calcular los requisitos de flujo y la dinámica precisos. Esta información proporciona la capacidad de

especificar la cantidad adecuada de almacenamiento para maximizar la eficiencia del compresor de acuerdo con su método de control de capacidad.

2.6.4 Requisitos de presión de aire

La presión a la que se opera el sistema de aire comprimido es uno de los factores más críticos en el diseño de un sistema de aire comprimido eficiente. La presión de aire en cualquier punto de uso es la presión de aire en la descarga del compresor, menos las caídas de presión creadas a medida que el aire fluye a través de tuberías, filtros, secadores, separadores de humedad, accesorios de desconexión rápida y manguera para llegar a su punto final, punto de uso. Un problema importante en el diseño del sistema es que la variedad de puntos de uso a menudo requiere una variedad de presiones operativas diferentes. Las herramientas neumáticas generalmente están clasificadas para operar a 90 psig. Pueden operar a presiones más bajas o altas, pero a expensas de la eficiencia y la productividad. Las llaves dinamométricas varían en la salida de torque dependiendo de la presión de aire en la herramienta. Esta variación en el par motor puede afectar negativamente la calidad del trabajo que se realiza. De manera similar, la pintura en aerosol puede ser demasiado escasa o densa si la presión de aire en la pistola de pintura fluctúa significativamente.

Se debe consultar a los fabricantes de equipos para determinar el requisito de presión en la máquina, herramienta neumática o dispositivo neumático. Si estos requisitos de presión de funcionamiento varían en más del 20%, se deben considerar sistemas separados. En una planta típica con un sistema de distribución de aire que opera a una presión nominal de 100 psig, un cambio de 2 psig en la presión del sistema requiere un cambio del 1% en la potencia del compresor requerida para afectar el cambio. Para los compresores de desplazamiento positivo, esta es una relación directa; es decir, un aumento/disminución de la presión del sistema de 2 psig requiere un aumento/disminución del 1% en la potencia del compresor en funcionamiento. Operar el sistema completo a una presión un 20% más alta para acomodar un punto de uso, da como resultado que los compresores de aire usen un 10%

más de energía y un aumento en la demanda artificial de todos los usuarios no regulados. Este escenario, obviamente, debe evitarse.

2.6.5 Caída de presión

A medida que el aire se mueve desde la descarga del compresor hasta su punto final de uso, experimenta una caída de presión. La caída de presión es inherente a todos los sistemas de aire comprimido y obliga al compresor a generar una presión superior a la requerida en el punto de uso. Comprender las causas de la caída de presión, identificar las fuentes de caída de presión dentro de un sistema de aire comprimido e identificar los efectos negativos de la caída de presión en el rendimiento del sistema son esenciales para diseñar un sistema de aire comprimido eficiente. Véase la figura 2.20.

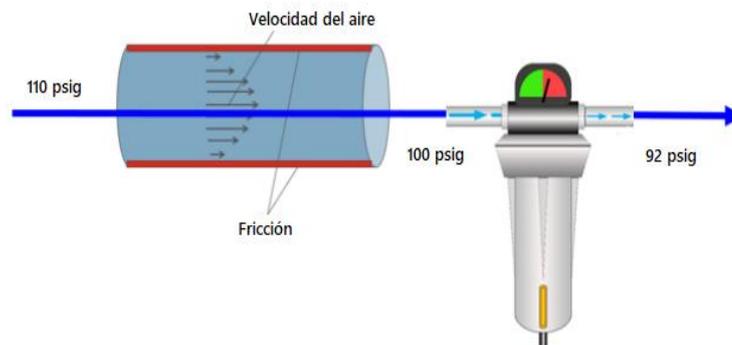


Figura 2. 20 Caída de presión en función de la fricción debido a la resistencia al flujo
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

La caída de presión se produce debido a la fricción entre el aire comprimido y las superficies internas de los componentes a través de los cuales debe viajar el aire comprimido para llegar a su destino de usuario final. Cuanto mayor es la fricción, mayor es la resistencia al flujo, mayor es la caída de presión. La figura 2.16 muestra el aire que fluye a través de una tubería roja y a través de un filtro. A medida que el aire se mueve a través de una tubería, la velocidad del aire en la superficie de la tubería se acerca a cero porque hay fricción entre las moléculas de aire y la superficie interior de la tubería. Esta fricción, o resistencia al flujo, da como resultado una caída de presión. La caída de presión se puede definir como la diferencia en la presión total entre dos puntos de una red de transporte de fluidos. En este caso, hay una caída de presión de 10 psig entre la entrada de la tubería roja y la descarga de la tubería roja como resultado de la fricción dentro de la tubería que resiste el

flujo de aire comprimido a través de la tubería. Una vez que el aire de 100 psig ingresa al filtro, encuentra una mayor resistencia a medida que el aire se ve obligado a pasar a través de un medio filtrante denso, lo que crea una mayor resistencia al flujo de aire. En consecuencia, hay una caída de presión de 8 psig a través del filtro. Es importante tener en cuenta que la caída de presión solo existe cuando hay flujo. El aire comprimido almacenado en una tubería y que no fluye tendrá una caída de presión cero, sin importar cuán rugosa sea la superficie interna de la tubería. La siguiente fórmula muestra la caída de presión en función del caudal.

$$P_{sid_2} = P_{sid_1} \times [cfm_2 / cfm_1]^2$$

Se podría intentar superar una caída de presión dentro de un sistema, simplemente agregando otro compresor para aumentar el flujo de aire a través del sistema. Esto suena lógico, y a menudo se hace en el mundo real, ¡pero agregar suministro para superar una caída de presión es totalmente incorrecto. Como se muestra en la fórmula, la caída de presión aumenta a medida que cambia el cuadrado del flujo. Esta fórmula establece que cuando el aumento de flujo es 2 veces, la caída de presión es 2^2 o 4 veces. Por ejemplo, un filtro exhibe una caída de presión de 4 psig a un flujo de 350 cfm. Si se duplica el flujo a 700 cfm y el mismo filtro exhibirá una caída de presión inaceptable de 16 psig. Esta relación está determinada por la velocidad, a la que el aire se mueve a través de una resistencia, ya sea un secador de aire o una longitud de tubería del cabezal de distribución. Véase la figura 2.21.

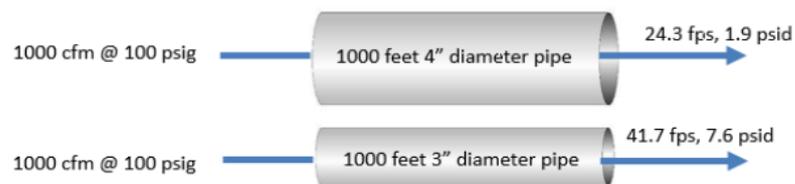


Figura 2. 21 Caída de presión en función de la velocidad
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

Mientras que la velocidad y la presión varían inversamente, la velocidad y la caída de presión varían directamente. Para un volumen dado de aire comprimido, a medida que aumenta su velocidad, se reduce la presión que ejerce sobre las paredes de la tubería. Entonces, cuanto más rápido se mueve el aire a través de una tubería, mayor es la caída de presión a lo largo de la

tubería. Esto sigue el principio de Bernoulli que establece; "A medida que aumenta la velocidad de un fluido en movimiento (gas o líquido), la presión dentro del fluido disminuye". El diámetro de la tubería afecta la velocidad del aire que se mueve a través de la tubería. Cuanto menor es el diámetro, más rápida es la velocidad, para un volumen dado de aire a una presión inicial determinada. Este aumento de velocidad provoca una caída de presión adicional.

En la figura 2.21 el valor de 1000 cfm produce caída de presión de 100 psig a través de una tubería de acero de 4 pulgadas de diámetro a una velocidad de 24,3 pies por segundo. Los mismos 1000 cfm produce 100 psig a través de una tubería de acero de 3" de diámetro a una velocidad de 41,7 pies por segundo. Siguiendo el principio de Bernoulli, el aire que se mueve más rápido exhibe una caída de presión mayor que el aire que se mueve más lentamente. La caída de presión de la tubería de 3" es casi 4 veces mayor que la de la tubería de 4". Esta es la razón por la que la selección adecuada del tamaño de la tubería es tan importante para mantener al mínimo las caídas de presión diseñadas en el sistema.

De manera similar, cuando aumenta la presión y los pies cúbicos por minuto y el diámetro de la tubería permanecen constantes, la caída de presión disminuye. Esta relación también es función de la velocidad y el principio de Bernoulli. A medida que aumenta la presión, aumenta la densidad del aire y se reduce su velocidad. La velocidad reducida da como resultado una caída de presión reducida.. Cuanto mayor es la fuga, menor es la presión y mayor la velocidad del aire; resultando en una mayor caída de presión. La tabla 2.2 muestra las fuentes más comunes de caída de presión dentro del sistema de aire comprimido.

Tabla 2. 2 Fuentes comunes de caída de presión

Fuentes de Caída de Presión dentro de un Sistema de Aire Comprimido		
Distribución	Equipos	Fugas
• Tubería	• Filtros	
• Manguera	• Secadores	
• Accesorios	• Pos-enfriadores	
• Válvulas	• Separadores de humedad	
	• Reguladores	

Fuente. El autor

Una buena práctica de diseño es seleccionar el tamaño de la tubería y la presión del sistema de modo que la velocidad del aire a través de la tubería de distribución no exceda los 1800 pies por minuto (30 pies por segundo). Una recomendación, para evitar que la humedad pase más allá de los conductos de goteo de drenaje en las líneas de distribución principales, es que la velocidad no debe exceder los 1200 pies por minuto (20 pies por segundo). Los ramales que tengan una velocidad del aire de más de 2000 pies por minuto no deben exceder los 50 pies de largo. El sistema debe diseñarse de modo que la caída de presión de funcionamiento entre el compresor de aire y los puntos de uso no exceda el 10% de la presión de descarga del compresor (Copper Development Association Inc., 2019).

2.6.6 Efectos de la caída de presión.

La caída de presión dentro de un sistema de aire comprimido es inevitable, pero debe manejarse para que el sistema logre su máxima eficiencia operativa. La caída de presión desperdicia energía, confunde los controles del compresor y una caída de presión excesiva puede afectar negativamente el funcionamiento del equipo y crear problemas de calidad con el trabajo que se realiza con aire comprimido. Un sistema de distribución de tuberías de tamaño inadecuado provoca caídas de presión excesivas entre los compresores de aire y los puntos de uso, lo que requiere que el compresor funcione a una presión mucho más alta en un intento de superar estas caídas de presión parásitas. Esta mayor presión de descarga del compresor requiere energía adicional.

Por ejemplo, si la presión de descarga del compresor es de 100 psig y la presión en el punto de uso es de 70 psig, el sistema tiene una caída de presión de 30 psig, que se considera excesiva. Si el usuario requiere 80 psig para una operación adecuada, entonces la resolución obvia es aumentar la presión de descarga del compresor a 110 psig para producir los 80 psig requeridos en el punto de uso. Recuerde que, para los compresores de desplazamiento positivo, cada aumento de 2 psig en la presión de descarga del compresor resulta en un aumento del 1% en la potencia consumida del compresor. En

este ejemplo, un aumento de presión de 10 psig requiere un aumento del 5% en caballos de fuerza.

Al diseñar un sistema de distribución de aire donde una tubería de diámetro dado puede ser suficiente para el flujo y la presión actuales, debe recordarse que el costo de la mano de obra de instalación será el mismo para el doble del diámetro de la tubería y solo aumentará el costo del material. Los ahorros en los costos de energía derivados de la reducción de la caída de presión compensarán la diferencia en los costos de materiales en muy poco tiempo y podrían proporcionar capacidad futura.

Los controles del compresor operan dentro de una banda muerta entre una presión de carga y una presión de descarga. Cualquier caída de presión que ocurra en la región de suministro del sistema, entre la descarga del compresor y el punto donde el aire comprimido ingresa a la tubería principal de distribución, reduce la banda muerta en una cantidad igual. Por ejemplo; un compresor de carga/sin carga tiene una presión de carga de 100 psig y una presión de descarga de 110 psig.

Esta es una banda muerta de 10 psig. Si el suministro tiene una caída de presión de 8 psig, entonces la banda muerta útil se reduce a 2 psig. Con una banda muerta tan estrecha, cualquier variación en la demanda del sistema hace que el compresor realice un ciclo rápido. La solución obvia a esta condición es aumentar el ajuste de presión de descarga del compresor. Esta solución hace que el compresor comprima el aire a una presión superior a la necesaria, lo que ha demostrado ser un desperdicio extremo. Las caídas de presión se reducen y se mantienen al mínimo para garantizar una eficiencia óptima del sistema.

2.7 Sistemas de distribución de aire

El sistema de distribución de aire conecta los diversos componentes del sistema de aire comprimido para entregar aire a los puntos de uso con una mínima pérdida de presión. La configuración específica de un sistema de distribución depende de las necesidades de la planta individual, pero con frecuencia consiste en una red extendida de líneas principales, ramales,

válvulas y mangueras de aire. La longitud de la red debe mantenerse al mínimo para reducir la caída de presión (Ortega, 2015).

La tubería de distribución de aire debe tener un diámetro lo suficientemente grande para minimizar la caída de presión. Por lo general, se recomienda un sistema de bucle, con todas las tuberías inclinadas hacia patas de caída accesibles y puntos de drenaje (Fernández, 2015).

Al diseñar un sistema de distribución de aire, es mejor colocar el compresor de aire y sus accesorios relacionados donde la temperatura dentro de la planta sea la más baja (pero no por debajo del punto de congelación). También se debe considerar una proyección de las demandas futuras y los vínculos con el sistema de distribución existente. Las fugas de aire son un problema importante en el sistema de distribución y se tratan en otra hoja informativa. Es importante tener en cuenta que la mayoría de las fugas del sistema se producirán en el punto de uso y no en la tubería de distribución. (Compressed Air Challenge (CAC), 2006)

2.7.1 Sistemas centralizado

Varios factores afectan la decisión de satisfacer la demanda de aire comprimido con un sistema centralizado o con varios sistemas más pequeños ubicados cerca de los puntos de uso. Estos factores incluyen espacio, costo, variabilidad de la demanda, gastos de mantenimiento y disponibilidad de energía. El aire comprimido ingresa a la tubería de distribución desde un punto y la tubería de distribución es responsable de entregar el aire comprimido a sus eventuales puntos de uso a la presión y el volumen requeridos. Cuanto más lejos esté el usuario final de la sala de compresores, mayor será la distancia que debe recorrer el aire para llegar al punto de uso y mayor será la caída de presión.

Los sistemas de distribución en bucle (centralizada), como el que se muestra en la figura 2.22, tienen la ventaja sobre los sistemas de distribución de un solo troncal en que el aire puede ser entregado a cualquier usuario desde dos direcciones, reduciendo efectivamente la distancia que el aire debe viajar a través de las tuberías.

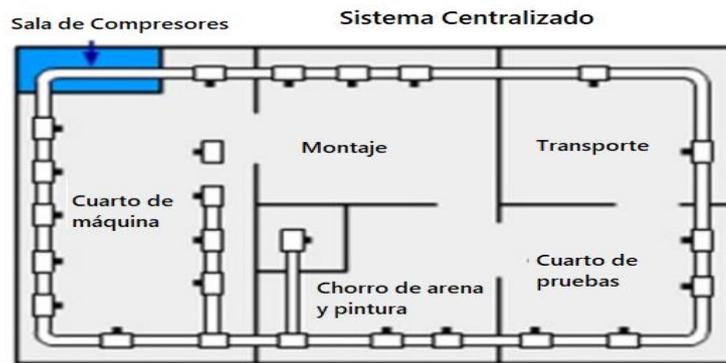


Figura 2. 22 Disposición del sistema centralizado
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

Las ventajas de un sistema centralizado incluyen un mantenimiento simplificado y, si es necesario, operadores reducidos, ya que todos los compresores están en una ubicación que ha sido diseñada para los compresores. La sala de compresores principal generalmente tiene una grúa aérea para facilitar la instalación, extracción y mantenimiento del equipo de aire comprimido. Si se necesitan compresores de alquiler, la sala de compresores principal ofrece una conexión simple. La ubicación de todos los compresores muy cerca unos de otros simplifican el control de los compresores. Tener una sala de compresores simplifica el costoso trabajo de hacer funcionar los servicios públicos, la energía y el agua necesarios, y limita la necesidad de atenuar el ruido a una ubicación, lejos del lugar de trabajo.

La ventilación adecuada para mantener los compresores funcionando de manera confiable y eficiente se proporciona más fácilmente en una sala principal que en varios cuartos de compresores satélite, que pueden ser cuartos pequeños sin ventilación en el medio de la planta. De manera similar, tener una sala de compresores simplifica y promueve el uso de sistemas de recuperación de calor, ya que los servicios asociados están centralizados y son accesibles.

La principal desventaja de operar una sala de compresores centralizada es que los sistemas de distribución y almacenamiento no están diseñados correctamente desde el principio. Por lo general, como resultado de la reducción de costos, un sistema diseñado incorrectamente tendrá tuberías de distribución de tamaño marginal y se diseñarán caídas de presión

significativas y derrochadoras en el sistema desde el principio. La distancia desde la sala de compresores hasta el punto de uso más lejano debe considerarse, ya que los tramos extensos de tubería crearán una mayor caída de presión, posibles fugas y, cuando se ejecutan en el exterior, posibles problemas de congelación de la línea.

Además, las aplicaciones más alejadas del suministro de la sala de compresores central probablemente experimentarán un flujo y una presión insuficientes a menos que se coloque estratégicamente un almacenamiento del tamaño adecuado dentro del sistema. Con frecuencia, en un sistema centralizado, el equipo de aire comprimido se combina con calderas y otros equipos generadores de calor en una "casa de máquinas" centralizada. A menos que esté bien ventilado, la casa de máquinas tendrá una atmósfera caliente que causará problemas frecuentes con el compresor y mayores gastos de mantenimiento. Una vez más, la planificación del crecimiento y los cambios futuros es fundamental para que un sistema centralizado sea eficiente.

2.8 Sistema descentralizado

Seguidamente en la figura 2.18 muestra un diseño de sistema descentralizado, donde hay varios cuartos de compresores, 5 en este ejemplo, cada una con sus propios compresores y equipos de tratamiento de aire. El aire comprimido ingresa a la tubería de distribución desde 5 ubicaciones separadas. Los sistemas descentralizados pueden diseñarse de modo que las aplicaciones que tienen requisitos de aire, presión y calidad de aire similares, puedan ubicarse muy cerca en una "celda" y ser servidas por un compresor localizado. Con un sistema descentralizado, la caída de presión se puede controlar más estrictamente que con los sistemas centralizados, ya que el aire en un sistema descentralizado tiene una distancia más corta para viajar para llegar a los usuarios finales. Con celdas con requisitos de presión significativamente diferentes, las necesidades de aire comprimido se pueden satisfacer mejor si se tienen cuartos de compresores dedicadas en lugar de operar todo el sistema a una presión elevada solo para satisfacer una celda que requiere la presión más alta.

En celdas que tienen aplicaciones de alto volumen, tener una sala de compresores dedicada puede mitigar los problemas de control del sistema asociados con eventos intermitentes de alto volumen. La mayoría de los sistemas descentralizados tienen válvulas de aislamiento en la tubería de distribución que permiten que una celda se aisle totalmente de la tubería principal de aire comprimido, en caso de requisitos de mantenimiento o reubicación del equipo dentro de la celda. Las válvulas de aislamiento permiten que los compresores individuales actúen juntos o por separado, según lo determine la demanda del sistema. Véase la figura 2.23

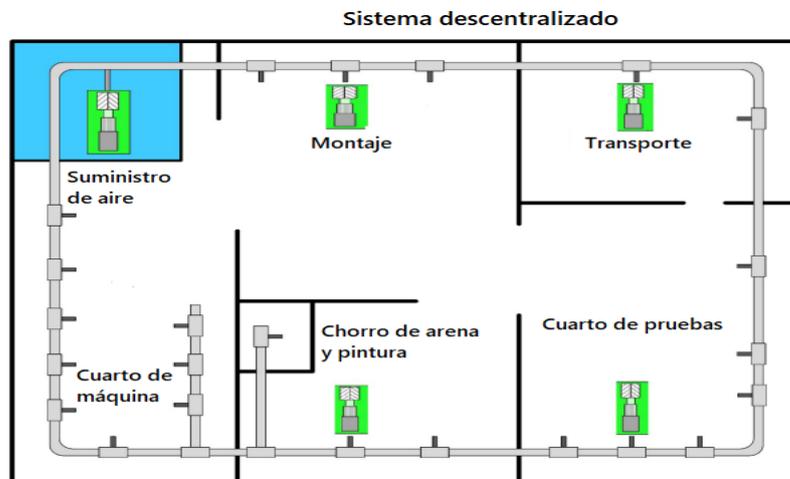


Figura 2. 23 Diseño descentralizado
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

Una desventaja para los sistemas descentralizados se debe a la falta de planificación para el crecimiento futuro con el diseño inicial del sistema. Los sistemas a menudo comienzan como sistemas centralizados y, a medida que las operaciones de la planta crecen y se expanden, se agregan compresores adicionales. Si no se planearon tolerancias de expansión en la sala principal de compresores, entonces el equipo compresor adicional debe instalarse en una sala de compresores separada, no siempre en la posición más deseada para afectar la eficiencia del sistema. Esto crea un sistema de múltiples puntos de entrada con sus problemas de control asociados. Es mejor considerar las posibilidades de expansión futuras al diseñar sistemas de aire comprimido.

Por consiguiente, una ventaja de operar sistemas descentralizados es que el suministro está ubicado cerca de la demanda y requiere tramos de tubería cortos que minimizan las caídas de presión y el costo de las tuberías. El

funcionamiento de compresores específicos para aplicaciones en una celda que requieren la misma presión elimina el funcionamiento de todo el sistema a una presión superior a la necesaria solo para satisfacer las aplicaciones de la celda de alta presión. Esto puede suponer un ahorro de energía significativo durante el ciclo de vida del sistema.

De manera similar, si diferentes celdas tienen diferentes especificaciones de calidad del aire, el enfoque del compresor dedicado puede eliminar la práctica costosa y derrochadora de filtrar o secar en exceso todo el suministro de la planta solo para satisfacer las necesidades de una celda o aplicación. Además, al tener cada celda alimentada por su propio suministro dedicado, los eventos de una celda se aíslan de las otras aplicaciones en la planta.

El mantenimiento puede descuidarse si hay varios cuartos de compresores dentro del sistema. Los cuartos de compresores satélite suelen ser pequeñas, no están bien ventiladas y carecen del equipo de elevación pesado necesario para realizar reparaciones y revisiones importantes de los compresores. Es necesario llevar energía y posiblemente agua a los cuartos de múltiples compresores y esto puede ser muy costoso. Controlar múltiples compresores con múltiples puntos de entrada al sistema es imposible sin instalar costosos controles del sistema maestro que se han seleccionado correctamente para los requisitos de control.

Independientemente de si la instalación es un diseño centralizado o descentralizado, una consideración importante, pero a menudo pasada por alto, es la fuente de entrada de aire al compresor. La extracción de aire de proceso de la sala de compresores puede provocar que la sala de compresores tenga una presión negativa, especialmente si la sala es una estructura herméticamente sellada. Dicha presión negativa reduce la eficiencia del compresor, así como la capacidad de los refrigeradores para realizar su tarea si el compresor se enfría por aire. Se requiere una ventilación adecuada para eliminar esta condición.

Por otro lado, el aire de proceso extraído del exterior de la sala de compresores debe provenir de un lugar donde los contaminantes como gases industriales, productos químicos y partículas no sean un problema. Cuando el

filtro de entrada de aire para el compresor (es) se monta de forma remota, la tubería de aire de entrada desde el filtro de entrada de aire a la entrada del compresor debe estar limpia y, al estar a presión atmosférica, puede ser de material plástico de PVC. Se debe tener cuidado de dimensionar la tubería de entrada lo suficiente para no crear una caída de presión a lo largo de la tubería. Debe recordarse que el filtro de entrada de aire es para la protección del compresor de aire y no necesariamente protege el sistema de distribución de aire comprimido o el equipo instalado aguas abajo. Se recomienda la filtración aguas abajo para asegurar que los usuarios reciban la calidad de aire que necesitan para un funcionamiento confiable. Véase la figura 2,24

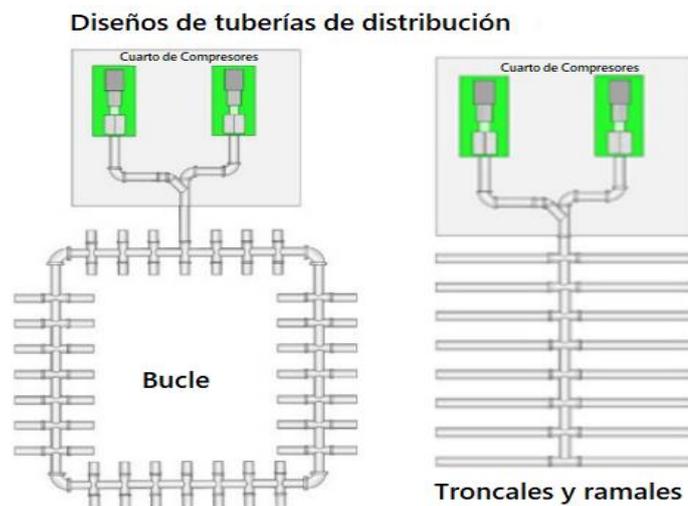


Figura 2. 24 Dos diseños básicos de tuberías de distribución
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

Los dos tipos de diseños de sistemas de tuberías de aire comprimido son el “sistema de bucle” y el “sistema de troncales y derivaciones, como se muestra en la figura 2.24 En el “sistema bucle”, la tubería de distribución principal, también conocida como cabezal, forma un bucle completo. Las gotas se hacen desde el cabezal en los puntos donde se necesita aire comprimido. En el “sistema de troncales y ramales”, el cabezal tiene un callejón sin salida en su punto más lejano y las ramas salen del cabezal para suministrar aire comprimido a varias secciones de la planta. Tanto la cabecera como las ramas tienen un callejón sin salida. Se hacen gotas de las ramas en los puntos donde se necesita aire comprimido.

Cuando sea posible, se debe minimizar la distancia desde el compresor o los compresores de aire hasta el punto de uso del aire comprimido. Esto se debe a que cuanto más debe moverse el aire a través de una tubería, mayor es la caída de presión. Un diseño de distribución en bucle permite que el aire llegue a cualquier usuario desde dos direcciones. La distancia máxima que debe recorrer el aire a través del sistema es la mitad de la longitud total del circuito, lo que reduce la caída de presión a la mitad en comparación con la caída de presión en una longitud similar de tubería recta como sería el caso en un sistema troncal.

Además, dado que el aire puede llegar al usuario desde dos direcciones, el volumen de aire de cada dirección de alimentación es menor que el total requerido. Menos flujo significa menos caída de presión. Esto también permite instalar un tubo colector más pequeño; un ahorro de costos. Sin embargo, se debe tener cuidado de no reducir demasiado el tamaño de la tubería colectora, ya que cuanto más pequeña sea la tubería, mayor será la velocidad del aire y mayor será la caída de presión. Con un circuito de distribución correctamente diseñado, el cuarto de compresores se puede colocar en cualquier lugar a lo largo del circuito.

Una planta larga y estrecha puede tener un sistema de distribución que consista en una tubería de cabecera recta "troncal", con ramificaciones a cada punto de uso. Aunque este diseño puede ser menos costoso que un diseño de bucle, el diseño del tronco y la rama expone a los usuarios en las ramas distantes a la posibilidad de una baja presión crónica, ya que el aire debe viajar a lo largo de toda la tubería para llegar a ellos. La caída de presión como resultado de la fricción de la tubería disminuirá la presión a medida que el aire recorre largas distancias, como se muestra en la figura 2.25. Si los usuarios distantes experimentan baja presión, la solución generalmente es aumentar la presión de descarga P_2 del compresor para compensar la presión perdida durante la transmisión.

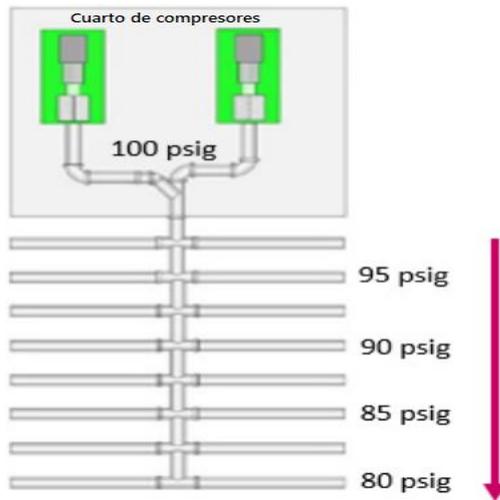


Figura 2. 25 Caída de presión en un diseño de distribución troncal
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

La compresión a una presión superior a la necesaria es energéticamente ineficiente, ya que por cada aumento de presión de 2 psig, la potencia consumida aumenta en un 1%. El hecho de que el aire tenga solo una dirección de viaje en un diseño de troncal y rama puede hacer que los usuarios en los extremos distantes sufran fluctuaciones de presión significativas si hay usuarios intermitentes de gran volumen al comienzo de la troncal. Estos eventos se servirán primero, dejando poco volumen para satisfacer a los usuarios distantes. Si se selecciona un diseño de tronco y rama, debe diseñarse con tuberías de gran tamaño tanto en el tronco como en las ramas para minimizar los efectos de una caída de presión excesiva.

Al sobredimensionar la tubería, la caída de presión disminuye y el cabezal se convierte en un gran recipiente de almacenamiento que retrasará las fluctuaciones de presión a medida que se usa aire en todo el sistema. Incluso si el diseño de un tronco y una rama es demasiado grande, no permite un fácil crecimiento y expansión del sistema.

No se puede colocar a un nuevo usuario de mayor presión en el extremo distante del maletero y se debe colocar más cerca del compresor. Esto limita la flexibilidad de expansión y, a menudo, conduce a la instalación de una sala de compresores separada con todos sus problemas de control y mantenimiento asociados. A menudo, en situaciones en las que los diseños

de las tuberías crean presión excesiva o anomalías en el flujo, el diseño se puede optimizar para aumentar la eficiencia y la confiabilidad del sistema.

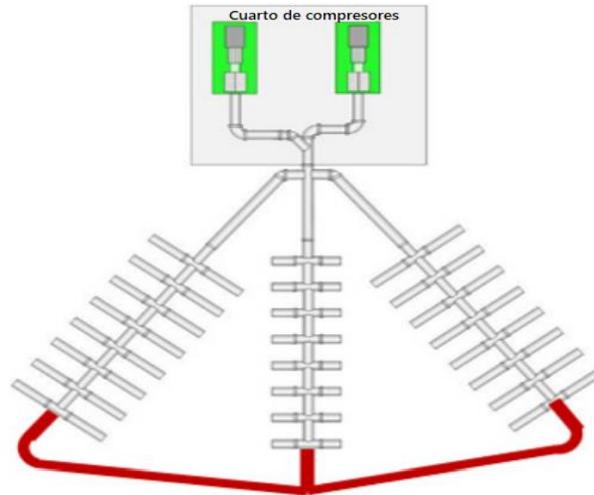


Figura 2. 26 Optimización de tuberías
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

Como se muestra en la figura 2.26, se instaló un diseño de tubería de distribución de 3 troncales y ramales para dar servicio a tres ubicaciones separadas dentro de una planta de funciones múltiples. Como las caídas de presión y las diferentes demandas causaron eventos severos de baja presión en los extremos distantes de los troncos, los troncos se unieron para crear un diseño en forma de bucle (tubería roja que une los troncos). Debido a la ventaja de que el aire puede fluir en múltiples direcciones a cualquier punto de uso, se igualaron las caídas de presión dentro de los troncos y se eliminaron los problemas de baja presión. Véase la figura 2.27.

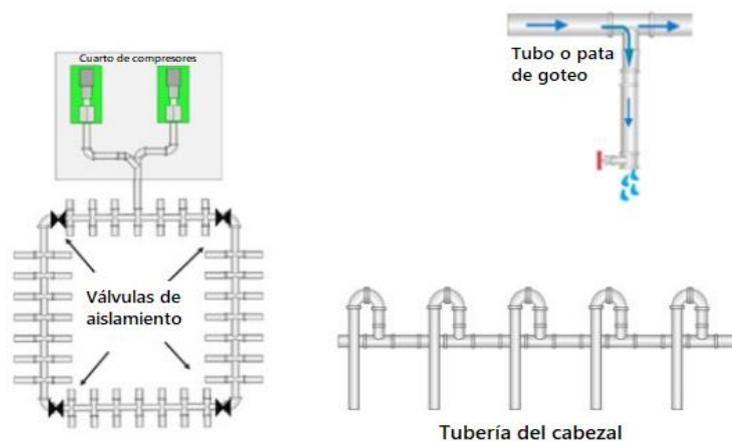


Figura 2. 27 Mejores prácticas de tuberías
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

2.6.1 Mejores prácticas de tuberías

Como se muestra en la figura 2.27, un buen diseño del sistema coloca las válvulas de aislamiento en ubicaciones estratégicas dentro de la tubería del cabezal. Esta práctica permite aislar una sección del sistema con fines de reubicación o mantenimiento de equipos sin tener que desconectar todo el sistema. Cualquier tubería que se opere a una temperatura elevada debe protegerse del contacto físico o la tubería debe mostrar una señal de advertencia de alta temperatura adecuada. La tubería debe tener un soporte adecuado para eliminar el pandeo y los puntos débiles y se debe considerar la tolerancia para la expansión térmica en tramos largos de tubería. Las tuberías presurizadas deben ubicarse lejos de los pasillos donde las carretillas elevadoras y otros vehículos podrían entrar en contacto accidentalmente con ellas.

La tubería desde el cabezal hasta cada punto de uso debe ser lo más corta posible. La tubería de aire desde el cabezal hasta el punto de uso debe tomarse desde la parte superior del cabezal. Si se acumula condensación dentro del cabezal, permanecerá en la parte inferior de la tubería. Tomar aire de la parte superior del cabezal elimina la posibilidad de que el condensado líquido contamine la corriente de aire de la gota. Estas tuberías normalmente corren verticalmente hacia abajo desde un cabezal aéreo hasta el punto de uso y la tubería debe tener el tamaño suficiente para que la caída de presión desde el cabezal hasta el punto de uso no exceda 1 psi durante el ciclo de trabajo.

Por otro lado, las patas de goteo deben conectarse desde la parte inferior del cabezal para que el condensado fluya hacia abajo por gravedad. Todas las tuberías deben disponerse con una ligera pendiente alejándose del compresor y hacia los usuarios finales. Esto evitará que el condensado gotee hacia el compresor durante los períodos en que el compresor está inactivo. Las patas de goteo deben instalarse en puntos estratégicos bajos del cabezal para eliminar el condensado acumulado. Los colectores y las tuberías también deben tener un amplio número de conexiones con rosca para permitir la evaluación de la presión de aire en puntos a lo largo del sistema.

Un buen diseño tendría colectores con una ligera pendiente para permitir el drenaje del condensado y se deberían proporcionar patas de caída desde el lado inferior del colector para permitir la recolección y drenaje del condensado. La dirección de la pendiente debe estar alejada del compresor. La tubería desde el cabezal hasta los puntos de uso debe conectarse a la parte superior o lateral del cabezal para evitar que se llene de condensado. Deben instalarse patas de desagüe desde la parte inferior del cabezal para recoger el condensado.

2.8 Eficiencia del sistema

El funcionamiento eficiente del sistema de aire comprimido requiere que se minimicen las fluctuaciones de presión. Las fluctuaciones de presión tienen tres fuentes principales: la caída de presión debido a la resistencia del flujo a través de los componentes, las fluctuaciones en la demanda de aire y el método de control de capacidad del compresor. Minimizar y gestionar la caída de presión requiere un enfoque de sistema total tanto en el diseño como en el mantenimiento del sistema de aire comprimido. El método de control de capacidad utilizado por el compresor para hacer coincidir su suministro con la demanda real del sistema afecta la presión del sistema.

2.8.1 Caída de presión

Como se había mencionado previamente, todos los componentes a través de los cuales fluye el aire comprimido generan una caída de presión. La magnitud de la caída de presión aumenta directamente con el caudal y la temperatura del aire. En consecuencia, todos los componentes de aire comprimido deben dimensionarse para las condiciones de funcionamiento más altas de estas dos variables, no para el flujo y la temperatura promedio del sistema. Las tuberías, los post-enfriadores, las válvulas, los separadores de humedad, los secadores y los filtros pueden aumentar significativamente las caídas de presión si tienen un tamaño insuficiente para las peores condiciones.

Todos los componentes del sistema deben seleccionarse en función de estas condiciones y el fabricante de cada componente debe proporcionar información sobre la caída de presión en función de estas condiciones de

funcionamiento. Recuerde, el objetivo de un sistema de aire comprimido bien diseñado es mantener la caída de presión entre la descarga del compresor (P2) y el punto de uso a menos del 10% de la presión P2. Especifique reguladores de presión, lubricadores, mangueras y desconexiones rápidas que tengan las mejores características de rendimiento con el diferencial de presión más bajo. El costo adicional de estos componentes del tamaño correcto debe recuperarse rápidamente del ahorro de energía resultante.

Los usuarios con requisitos de presión inferiores a la presión crítica pueden satisfacerse instalando reguladores de presión del tamaño adecuado justo antes del punto de uso. Si hay aplicaciones que requieren aire comprimido a una presión significativamente más alta que la presión crítica previamente establecida, hay cinco opciones para manejar este problema:

- 1.** Opere toda la instalación a la presión más alta, lo que será costoso debido a la necesidad de comprimir el aire a una presión más alta de la necesaria y al desperdicio de la demanda artificial que crea esta presión más alta del sistema. El funcionamiento a mayor presión también aumenta la tensión no deseada en todos los componentes operados por aire
- 2.** Reemplace la aplicación o modifique los componentes para operar a una presión más baja.
- 3.** Si el sistema incluye un controlador de flujo de presión (PFC), suministre la aplicación de alta presión colocando una tubería dedicada a la aplicación desde el lado de alta presión del suministro frente al PFC. La mayor parte del sistema seguirá funcionando a su presión de aplicación crítica más baja.
- 4.** Aísle esta aplicación del resto de la instalación y use un compresor más pequeño ajustado a una presión más alta para alimentar esta aplicación.
- 5.** Por último, instale una bomba de refuerzo o un amplificador neumático para generar una presión más alta en la descarga del refuerzo que pueda operar la aplicación de alta presión.

Como se había mencionado antes, las tuberías de distribución de tamaño insuficiente pueden introducir pérdidas de presión significativas y derrochadoras en cualquier sistema de aire comprimido. Los filtros también

son una fuente importante de caída de presión porque están diseñados para taponarse y, a medida que realizan su tarea de filtrado, su caída de presión aumenta debido al efecto de ensuciamiento. Un filtro nuevo puede tener una caída de presión inicial de 1 psig, pero después de varios meses de servicio, esa caída de presión puede aumentar a 6 psig.

A menudo, los filtros se seleccionan para que coincidan con el diámetro de la tubería a la que están conectados en lugar de por el flujo máximo y las condiciones de temperatura a las que estarán sujetos. Un filtro demasiado pequeño agrava la caída de presión a través del filtro por una función cuadrada. Es una buena práctica sobredimensionar los filtros en un factor de 1,5, según las condiciones máximas de flujo y temperatura. Por ejemplo; si un sistema tiene un flujo máximo de 400 cfm, seleccione un filtro que esté clasificado para manejar 600 cfm ($400 \text{ cfm} \times 1,5 = 600 \text{ cfm}$).

Una vez que se instala el equipo adecuado, se deben seguir y documentar los procedimientos de mantenimiento recomendados para mantener la caída de presión mínima a través del sistema. La restricción y la fricción crean una caída de presión. Cualquier cosa que impida el flujo de aire a través del sistema crea una caída de presión no deseada. La fricción y la restricción provienen de dos áreas principales; corrosión y contaminación.

La corrosión dentro de la tubería crea una fricción excesiva y es el resultado de exponer las superficies metálicas al aire que tiene una humedad relativa del 60% o más. La contaminación proviene principalmente de los compresores como resultado del aire de admisión sucio y el arrastre excesivo de aceite. Tanto la corrosión como la contaminación pueden controlarse realizando un mantenimiento estándar en todos los equipos de forma programada.

El mantenimiento adecuado del compresor limita la cantidad de contaminantes, suciedad y aceite que se descargan en el sistema de aire comprimido. Los conductos internos estrechos de las secadoras refrigeradas pueden ensuciarse rápidamente con aceite y suciedad de un compresor desatendido y esto reduce la capacidad de la secadora para eliminar el vapor de agua del aire. Las tuberías ferrosas se corroerán rápidamente en estas condiciones y su superficie interna rugosa introducirá una caída de presión

significativa en el sistema de distribución. Los filtros descuidados se tapan rápidamente e imparten una caída de presión excesiva en el sistema.

Los desagües no operativos; que no se abren, o no se cierran, en cuyo caso el condensado se recoge, se vuelve a incorporar a la corriente de aire y fluye hacia abajo para corroer aún más las tuberías y los componentes. Con el uso constante, los accesorios y las desconexiones rápidas en el extremo terminal del sistema de distribución se aflojan y tienen fugas, lo que aumenta la caída de presión. Estos componentes deben revisarse con regularidad y reemplazarse a la primera señal de fuga.

La gestión de un sistema de aire comprimido para minimizar la pérdida de presión innecesaria es una responsabilidad permanente. En primer lugar, es fundamental comprender qué requisitos de presión realmente necesitan los equipos o procesos de uso final. Los fabricantes suelen inflar los requisitos de presión mínima como factor de seguridad al diseñar equipos. Se debe tener cuidado de recibir requisitos mínimos precisos de presión y flujo para cada equipo que utiliza aire comprimido. Con los controles adecuados, es posible proporcionar una presión en el punto de uso dentro de ± 1 psig y se le debe pedir al fabricante que suministre la presión mínima aceptable con un control de tolerancia tan estricto. Restricciones obvias para fluir; es decir, codos excesivos en una configuración de tubería, filtros y tuberías de tamaño insuficiente, válvulas atascadas medio abiertas, deben identificarse y eliminarse. Arreglar las fugas es la forma más fácil y rápida de lograr una reducción significativa en la pérdida de presión inútil. Los operadores deben esforzarse por operar sus sistemas a la menor presión posible. Esto se puede lograr reduciendo lentamente la presión P2 durante un período de semanas, logrando finalmente una presión a la que el usuario final experimenta problemas operativos como resultado de la baja presión. Esta se convierte en la presión crítica del sistema y el objetivo es reducir la presión P2 a la presión más baja posible que proporcione la presión crítica requerida. Esto se logra monitoreando, identificando y reduciendo las caídas de presión dentro del sistema.

La reducción de la caída de presión del sistema comienza con la identificación de las caídas de presión individuales dentro del sistema. Esto requiere mediciones de presión en diferentes puntos del sistema para identificar el componente o componentes que causan la alta caída de presión. Para facilitar este análisis, es una buena práctica tener puertos de monitoreo de presión instalados antes y después de cada componente de restricción de flujo en un sistema de aire comprimido. Esto permite tomar lecturas de presión en puntos estratégicos sin interrumpir la producción. Una caída de presión excesiva o que aumenta progresivamente en un componente es una indicación de que se requiere mantenimiento o reemplazo. A continuación, se muestran algunos lugares habituales para medir la caída de presión:

- 1.** En el paquete del compresor. Los post-enfriadores sucios pueden introducir caídas de presión significativas. Pues, se debe medir la presión de descarga de cada compresor.
- 2.** En las tuberías y accesorios de tubería. Dentro de la tubería de suministro y en los extremos de los cabezales y ramales para asegurarse de que la caída de presión sea inferior al 10% de P2.
- 3.** En todos los filtros, secadores, intercambiadores de calor y separadores de humedad.
- 4.** En todos los reguladores. Una caída de presión excesiva en el lado regulado del regulador durante un evento de alto volumen podría indicar que el regulador tiene un tamaño insuficiente, lo que requiere una presión de entrada superior a la necesaria para mantener la presión regulada. Esta situación a menudo da como resultado que los operadores pasen por alto los reguladores o ajusten los reguladores a la posición 100% abierta para que la aplicación experimente presión en la línea.

En muchos sistemas de aire comprimido, las caídas de presión más altas generalmente se encuentran en los puntos terminales de uso. La manguera de goma tiene uno de los coeficientes de fricción más altos con aire comprimido y una longitud larga enrollada de manguera de goma de tamaño insuficiente puede provocar una caída de presión de 30 psig entre el comienzo de la manguera y la herramienta. Las fugas en la conexión del terminal al

usuario son comunes. Éstos incluyen racores de presión para bloquear con fugas que se utilizan en tubos de plástico, acoplamientos económicos de desconexión rápida que no sellan herméticamente y tienen fugas, y componentes con fugas en los FRLs. Con demasiada frecuencia, en un intento por reducir el inventario y ahorrar dinero, las empresas seleccionan un FRL de tamaño estándar para todos los usuarios dentro de la instalación. En cambio, cada FRL debe dimensionarse para el flujo máximo de la aplicación individual a la que sirve. Los FRL de tamaño insuficiente son una fuente importante de caída de presión, ya que cuanto menor es el tamaño de la tubería, mayor es la velocidad del aire y mayor es la caída de presión a través del FRL. Con frecuencia se diagnostica que el sistema de tuberías de distribución tiene una caída de presión alta, solo porque un regulador de presión en el punto de uso no puede mantener la presión requerida en el punto de uso.

En una aplicación regulada, si el regulador está ajustado a 85 psig y está dimensionado para el flujo real, pero el filtro de tamaño insuficiente y/o sucio aguas arriba del regulador, tiene una caída de presión de 20 psi, la presión en la tubería de distribución aguas arriba del filtro y el regulador deben mantenerse a un mínimo de 105 psig. La caída de presión de 20 psi y la necesidad de operar la tubería de distribución a una presión elevada de 105 psig, podrían atribuirse incorrectamente a la tubería de distribución en lugar de los componentes del punto de uso que están causando la caída de presión excesiva.

2.9 Controladores de presión/flujo

Un controlador de presión/flujo no controla directamente un compresor y generalmente no se incluye como parte de un paquete de compresor. Un controlador de presión/flujo es un dispositivo que sirve para separar el lado de suministro de un sistema de compresor del lado de la demanda.

2.10 Fluctuaciones de demanda

Los sistemas de aire comprimido son dinámicos, lo que significa que las condiciones de caudal y presión en todo el sistema no son estáticas, sino que

cambian constantemente. Las condiciones más estables generalmente ocurren en aplicaciones de tipo proceso, donde la demanda de aire comprimido es relativamente constante y los cambios son graduales. Esto simplifica los controles necesarios para mantener una presión del sistema constante y estable. Sin embargo, en la mayoría de las plantas industriales, la demanda fluctúa a medida que se utilizan diversas herramientas y se producen eventos de demanda intermitentes. A menudo, un evento de demanda ocurre a una distancia considerable del compresor (es) que suministran el aire comprimido. Si el sistema no se diseñó adecuadamente para manejar eventos de flujo tan grandes, la caída de presión en todo el sistema de distribución extendido puede variar de manera errática. Estas grandes fluctuaciones de presión confunden los controles del compresor y dan como resultado un funcionamiento ineficaz del compresor.

Teóricamente, si el volumen del sistema (receptores de aire más tuberías de distribución) fuera lo suficientemente grande, las fluctuaciones de presión de eventos de demanda serían mínimas y los compresores de aire verían una presión de descarga constante. Esta presión constante simplificaría los controles necesarios para mantener una presión del sistema constante y estable. Obviamente, un volumen de sistema muy sobredimensionado no es práctico, pero demuestra que muchos problemas de presión pueden eliminarse diseñando un sistema con tuberías de distribución del tamaño adecuado y aplicando almacenamiento en forma de receptores de aire en ubicaciones adecuadas dentro del sistema.

2.11 El almacenamiento

Comprender el almacenamiento dentro de un sistema de aire comprimido requiere la definición de algunos términos básicos de almacenamiento de aire comprimido. El aire es un fluido y sin un diferencial de presión no hay flujo. Para ser eficaz en la realización del trabajo, el aire debe fluir y para fluir, el aire debe almacenarse a una presión más alta que la presión a la que se utiliza para realizar el trabajo.

- ❖ **El diferencial útil;** es la diferencia entre la presión almacenada y la presión de uso. Aunque el aire debe almacenarse a presiones más altas

para realizar el trabajo, los sistemas que pueden hacer funcionar los compresores a las presiones más bajas posibles serán más eficientes energéticamente.

- ❖ **El almacenamiento útil;** es la cantidad de aire que se almacena por encima de la presión de uso, en volumen. El almacenamiento útil es una función de dos factores: el volumen de almacenamiento disponible y el diferencial útil. Cuanto mayor sea el volumen físico del receptor, más aire se almacenará. Cuanto mayor sea el diferencial útil, mayor será el almacenamiento útil. Debe haber un diferencial de presión en un receptor para obtener un almacenamiento útil.

El volumen del sistema es estático, un número constante, pero la presión del sistema puede variar. Cuanta más presión se almacena en un volumen dado, más pies cúbicos de aire están disponibles para realizar el trabajo. El almacenamiento útil se mide en pies cúbicos y representa la cantidad de aire disponible para aplicar a un evento del sistema.

- ❖ **La tasa de cambio;** es el componente de tiempo en los sistemas de aire comprimido. La tasa de cambio es la relación del cambio de presión, tanto positivo como negativo, versus el tiempo en función del flujo. Cuando la oferta excede la demanda, la presión aumenta y hay una tasa de cambio positiva. Cuando ocurre lo contrario y la demanda excede la oferta, la presión cae y hay una tasa de cambio negativa. Si tiene la suerte de que la oferta sea igual a la demanda, lo que rara vez ocurre, entonces hay una tasa de cambio cero.

La función principal del almacenamiento en un sistema de aire comprimido es gestionar la tasa de cambio en el sistema. Al reducir la velocidad de cambio, el almacenamiento estabiliza la presión de la planta y una presión relativamente constante beneficia a muchas aplicaciones. Por ejemplo, con una presión estable, las herramientas manuales funcionan a una velocidad y un par de torsión constantes, mejorando la calidad del trabajo que se realiza. La producción se mejora y las tasas de desperdicio y reprocesado se reducen significativamente con una presión estable del sistema. En las aplicaciones de pintura, la pintura en aerosol es consistente, eliminando los defectos por exceso o por defecto que son causados por las fluctuaciones

de presión. La presión estable permite que el sistema se gestione con mayor precisión para ofrecer su máxima eficiencia.

El suministro de la demanda máxima de flujo de aire solo con la capacidad del compresor en línea requiere que uno o más compresores funcionen en la condición de carga parcial o descargada, listos para cargar en cualquier momento. A medida que se produce el pico de demanda, el compresor o los compresores se cargarán durante un breve período de tiempo durante el evento de demanda y luego volverán a funcionar con carga parcial o sin carga. El resultado es una baja eficiencia general del sistema. Al disminuir la tasa de cambio, el almacenamiento proporciona tiempo para que el evento de demanda máxima se detenga antes de que la presión del sistema caiga hasta el punto en que se encienda un compresor adicional. Se desperdicia una cantidad considerable de energía cuando se enciende un compresor innecesario, bombea una bocanada de aire al sistema, se descarga y funciona sin carga, idealmente solo durante el tiempo que el temporizador de parada automática lo permita. En la vida real, el compresor descargado generalmente continúa funcionando y desperdiciando energía hasta que se apaga manualmente. El almacenamiento adecuado evita el arranque de compresores innecesarios.

Al disminuir la tasa de cambio, el almacenamiento proporciona tiempo para que el método de control de capacidad individual de cada compresor responda adecuadamente al cambio en la demanda reflejado por el cambio en la presión. Sin tiempo para responder, los controles mecánicos y electrónicos a menudo pueden pelear entre sí, lo que resulta en un sistema descontrolado que es extremadamente ineficiente desde el punto de vista energético. En tal situación, los compresores realizan un ciclo rápido o se detienen y arrancan a una frecuencia acelerada, lo que es mecánicamente perjudicial para la unidad compresora y todos los componentes del ciclo. Al eliminar o reducir este ciclo, el almacenamiento mejora la confiabilidad y longevidad de cualquier compresor.

Para que un sistema de aire comprimido logre la máxima eficiencia operativa, el suministro de aire comprimido debe incorporar tanto la generación como

el almacenamiento de aire comprimido. El objetivo es satisfacer la demanda de aire promedio con compresores y satisfacer las demandas de flujo de aire máximo del almacenamiento. La presión del aire almacenado y el tamaño del depósito de aire son variables críticas para gestionar la tasa de cambio y dimensionar adecuadamente el almacenamiento. Véase la figura 2.28.

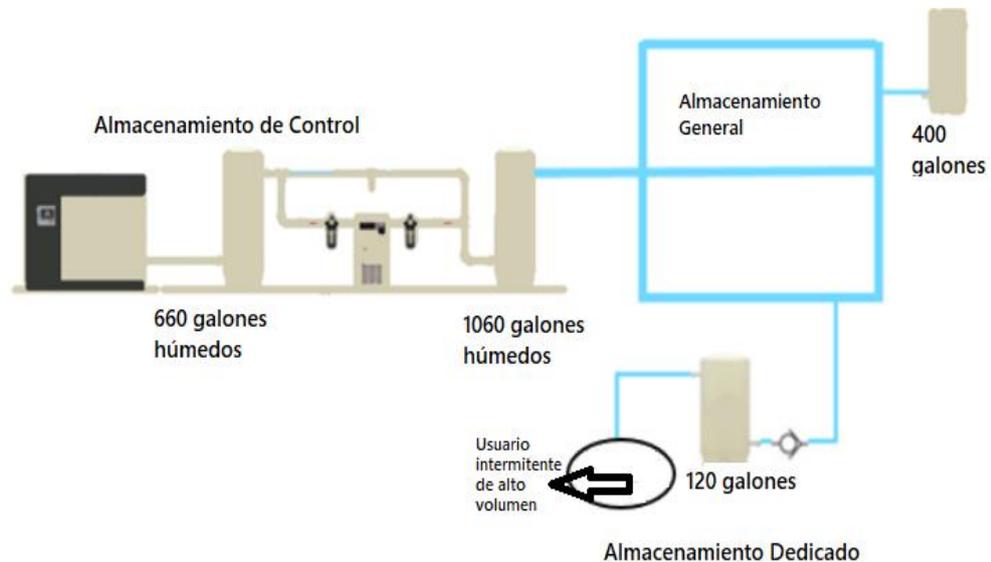


Figura 2. 28 Tres tipos de almacenamiento en un sistema de aire comprimido
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

Como se muestra en la figura 2.28, el almacenamiento dentro de un sistema de aire comprimido se puede dividir en tres categorías, cada una con su propia función específica y son: el control de almacenamiento, almacenamiento general y el almacenamiento dedicado, tal como se describen a continuación.

2.11.1 Control del almacenamiento

Es el volumen de almacenamiento en el lado de suministro del sistema entre los compresores y, 1) el punto donde el cabezal de la sala de suministro se une al cabezal de distribución o (2) en sistemas con controladores de flujo de presión. El almacenamiento de control es el volumen en parte delantera del controlador de flujo de presión. Las funciones principales del almacenamiento de control son, mantener la integridad de la presión del sistema en todas las condiciones y operar los compresores de la manera más eficiente que permitan sus controles. Se necesita de almacenamiento de control para retrasar el arranque de un compresor innecesario.

Asimismo, se requiere un almacenamiento de control de tamaño adecuado para evitar que la presión de la planta caiga por debajo de un nivel mínimo durante el tiempo que tarda (permiso de arranque) para que un compresor empiece a bombear aire al sistema después de arrancar. Este tiempo de inicio permisivo puede tener una duración de hasta 30 segundos y durante ese período, el almacenamiento de control debe satisfacer la demanda adicional de la planta. El arranque permisivo de un compresor de respaldo después de una falla inesperada de un compresor en funcionamiento es a menudo el evento más grande que experimenta un sistema de aire comprimido. El almacenamiento de control de tamaño adecuado maneja este evento sin permitir que la presión de la planta caiga por debajo de su nivel mínimo permitido.

El almacenamiento de control es fundamental para permitir que los controles de capacidad individual de los compresores funcionen normalmente y no se combatan entre sí. Esto permite que el sistema funcione a la presión más baja posible, lo que ahorra energía. Además, el almacenamiento de control reduce la frecuencia de los ciclos del compresor, lo que mejora la confiabilidad y longevidad del compresor, así como su eficiencia operativa. Véase la figura 2.29

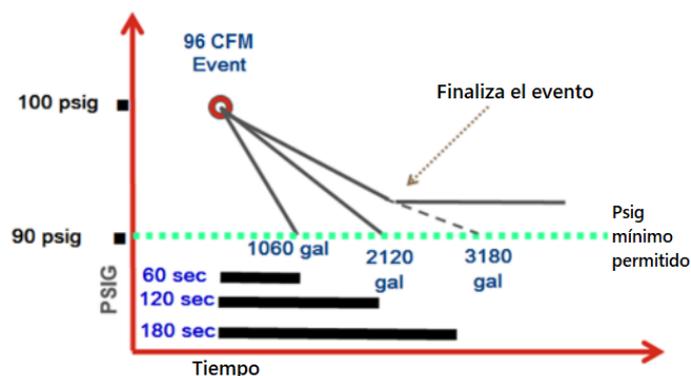


Figura 2. 29 Efecto del almacenamiento de control sobre la tasa de cambio
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

2.11.2 Efecto del almacenamiento sobre la tasa de cambio

El almacenamiento de control tiene una enorme influencia sobre la tasa de cambio. Un almacenamiento de control más grande significa una tasa de cambio más lenta. Esto permite que el sistema maneje más eventos de

demanda sin agregar HP en línea. En la figura 2.24 muestra un ejemplo sobre la misma:

- La presión mínima permisible, presión crítica, para un sistema es de 90 psig.
- El compresor en funcionamiento del sistema está completamente cargado y mantiene el sistema a una presión de descarga de 100 psig.
- Alguien opera una herramienta en la planta que consume 96 cfm adicionales.
- Dado que el compresor está completamente cargado y no puede entregar los 96 cfm adicionales, hay una tasa de cambio negativa de 96 cfm y la presión del sistema cae porque la demanda es mayor que la oferta.
- Si el almacenamiento de control es de 1060 galones, la presión de la planta tardará 60 segundos, un minuto, en bajar de 100 psig a 90 psig.
- Si el almacenamiento de control se duplica a 2120 galones, tomará el doble de tiempo, 2 minutos, para que la presión de la planta caiga de 100 psig a 90 psig.
- Si el almacenamiento de control se triplica a 3180 galones, tomará el triple del tiempo, 3 minutos, para que la presión de la planta caiga de 100 psig a 90 psig.

Como muestra este ejemplo, el tiempo para alcanzar la presión crítica durante cualquier evento es directamente proporcional a la cantidad total de almacenamiento de control en el sistema. Al disminuir la tasa de cambio, el almacenamiento de control permite que la dinámica del sistema cambie hasta el punto en que la demanda sea menor que la oferta y la presión se recupere sin tener que arrancar un compresor adicional.

Como ya se había mencionado previamente sobre el control de capacidad, todos los compresores requieren almacenamiento de control para funcionar de manera eficiente. El método de control de capacidad utilizado por el compresor determina la cantidad de almacenamiento de control que se requiere para que el compresor funcione de manera eficiente y confiable.

Los compresores que operan en control de capacidad de arranque/parada o carga/sin carga, requieren significativamente más almacenamiento de control que los compresores que operan en los métodos de control de capacidad de modulación, desplazamiento y velocidad variables. En compresores de parada/arranque y carga/sin carga, la capacidad del compresor no cambia. El compresor entrega el 100% de su capacidad nominal o el 0%. La capacidad de carga parcial se logra variando la cantidad de tiempo que el compresor está cargado y descargado, el promedio de estos tiempos corresponde al promedio de cfm de la demanda del sistema. Una banda muerta de presión ajustable controla cuando el compresor está cargado o descargado.

Cuando un compresor con carga/sin carga alcanza su punto de ajuste de presión de descarga, la válvula de entrada se cierra, la capacidad es del 0%, la presión de la unidad compresora es la que existe en el recipiente del sumidero/separador y la potencia consumida es aproximadamente el 70% de la potencia a plena carga. No es hasta que la presión en el recipiente del separador de sumidero se haya purgado a su presión completamente descargada que se alcanza la potencia completamente descargada del compresor; aproximadamente el 25% de la potencia a plena carga.

Un sangrado rápido de presión provoca una formación excesiva de espuma en el aceite y un mayor arrastre de aceite aguas abajo. Para evitar la formación de espuma de aceite, el tiempo de purga del cárter se regula de 30 a 100 segundos. Si el almacenamiento de control es inadecuado para permitir que el sumidero se purgue por completo, el compresor se recargará antes de que se alcance la condición de descarga completa. Esta es una operación muy ineficiente. El almacenamiento de control de tamaño adecuado es esencial para que un compresor funcione de manera eficiente en el método de control de carga/sin carga.

Véase en la figura 2.30, la eficiencia de rendimiento de un compresor de carga/sin carga varía directamente con el volumen de almacenamiento de control.

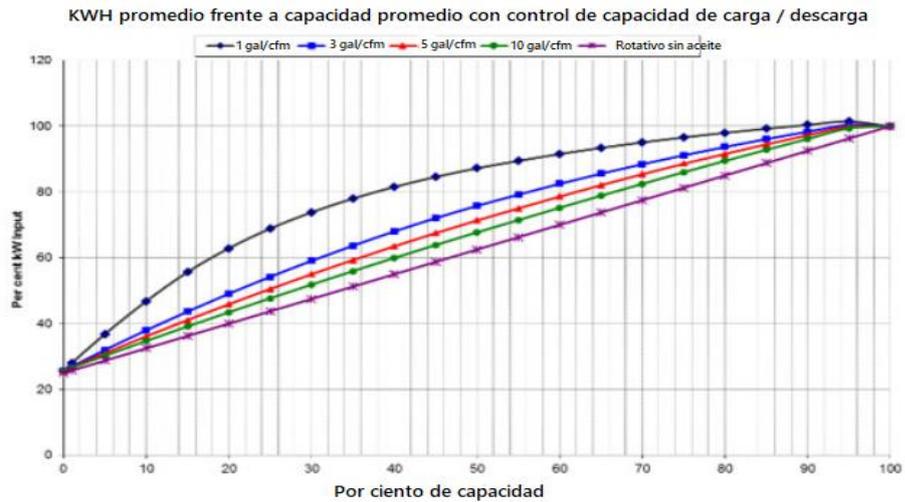


Figura 2. 30 Curva de rendimiento para un compresor con carga/sin carga en función del volumen de almacenamiento de control
Fuente. (Compressed Air & Gas Institute (CAGI), 2021)

En compresores con carga/sin carga, la eficiencia de carga parcial depende de que el compresor pueda purgar completamente su sumidero antes de la recarga. Se requiere un almacenamiento adecuado para permitir esta purga. Compresores que operan con cualquier otro método de control de capacidad; modulación, desplazamiento o velocidad variables, controlan la presión del sistema variando el flujo del compresor.

Sin embargo, la eficiencia de carga parcial de estos compresores no se ve afectada en gran medida por la cantidad de almacenamiento de control dentro del sistema. La necesidad principal de almacenamiento de control para estos compresores es minimizar los arranques y paradas innecesarios y dar tiempo a que otros compresores del sistema arranquen y alcancen la presión, en caso de que se requieran más caballos de fuerza en línea. La cantidad de almacenamiento de control requerida para limitar los arranques y paradas innecesarios es significativamente menor que la requerida para hacer que un compresor con carga/ sin carga funcione con la máxima eficiencia.

CAPÍTULO 3: LEVANTAMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

3.1 Datos técnicos de generación del aire comprimido

A continuación, en la figura 3.1 se puede observar las máquinas para la generación de aire comprimido.



Figura 3. 1 Compresores Ingersoll Rand SSR-HP20 SE
Fuente. El autor

Existen tres compresores de tipo tornillo (1, 2, y 3) de las mismas marcas y características (Ingersoll Rand SSR-HP20 SE). En la table 3.2 se muestran sus características principales.

Tabla 3. 1 Características del compresor 1, 2 y 3 de la marca Ingersoll Rand SSR-HP20 SE

Marca	Ingersoll Rand
Potencia del motor	20 HP/14.91 kW
Voltaje de Alimentación	460 VAC
Frecuencia	60 Hz
Cos Θ	0.83
Presión de trabajo	140 PSI (9.65 Bar)
Caudal Teórico	73 CFM (2.067 m ³ /min)
Caudal Real (altitud 320 msnm)	70.81 CFM (2 m ³ /min)

Fuente. El autor

Dichos compresores pueden trabajar a temperaturas ambientes de hasta 46°C haciendo que el compresor puede funcionar en salas de máquinas muy calientes y minimizar las paradas por refrigeradores sobrecargados. En la tabla 3.2 se muestran características del compresor 4.

Tabla 3. 2 Características del compresor 4 de la marca Ingersoll Rand EP50-PE 125

Marca	Ingersoll Rand
Potencia del motor	50 HP/37.29 kW
Voltaje de Alimentación	460 VAC
Frecuencia	60 Hz
Cos Θ	0.83
Presión de trabajo	125 PSI (8.62 Bar)
Caudal Teórico	215 CFM (6.088 m ³ /min)
Caudal Real (altitud 320 msnm)	208.55 CFM (5.905 m ³ /min)

Fuente. El autor

En cambio, la tabla 3.3 muestra características del compresor 5 de la marca Ingersoll Rand UP6-50-PE 125 (mismas características que el compresor 4).

Tabla 3. 3 Características del compresor 5 de la marca Ingersoll Rand UP6-50-PE 125

Marca	Ingersoll Rand
Potencia del motor	50 HP/37.29 kW
Voltaje de Alimentación	460 VAC
Frecuencia	60 Hz
Cos Θ	0.83
Presión de trabajo	125 PSI (8.62 Bar)
Caudal Teórico	215 CFM (6.088 m ³ /min)
Caudal Real (altitud 320 msnm)	208.55 CFM (5.905 m ³ /min)

Fuente. El autor

3.2 Tratamiento de Aire Comprimido

La figura 3.2 muestra el Secador 1 de la marca Ingersoll Rand D510INA500.



Figura 3. 2 Secador 1

Fuente. El autor

En tanto, la tabla 3.4 muestra las características del secador 1.

Tabla 3. 4 Características del secador 1

Marca	Ingersoll Rand
Caudal de aspiración	300 SCFM
Voltaje de Alimentación	230 VAC; 3 Fases
Frecuencia	60 Hz
Refrigerante	R404A
Salida/entrada de aire	2"

Fuente. El autor

En la figura 3.3 se puede apreciar el Secador 2 de la marca Donaldson Ultrafilter.

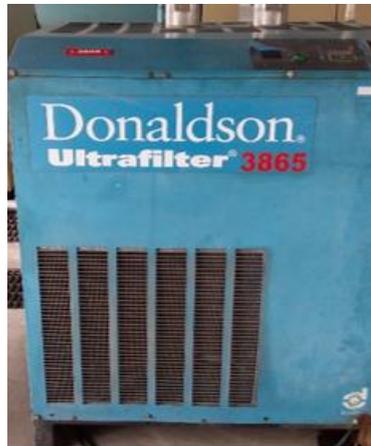


Figura 3. 3 Secador 2 de la marca Donaldson Ultrafilter.

Fuente. El autor

La tabla 3.5 muestra las características del secador 2 de la marca Donaldson Ultrafilter.

Tabla 3. 5 Características del secador 2

Marca	Donaldson
Caudal de aspiración	S/D
Frecuencia	S/D
Refrigerante	R134a
Salida/entrada de aire	2" 1/2

Fuente. El autor

3.2.1 Almacenamiento

La tabla 3.6 muestra las características del tanque para almacenamiento del aire comprimido.

Tabla 3. 6 Características del almacenamiento

Volumen del tanque	2000 galones
Presión de diseño	155 PSI

Fuente. El autor

3.2.2 Red de distribución

En la tabla 3.7 se puede observar las características de la red de distribución.

Tabla 3. 7 Características de la red de distribución

Diámetro de tubería de la estación de generación	2", 2" ½ y 3"
Diámetro de tubería principal	2" ½
Tipología de la red de aire	Cerrado

Fuente. El autor

3.3 Diagrama de Conexión Actual

En la figura 3.4 se puede observar un diagrama de conexión actual.

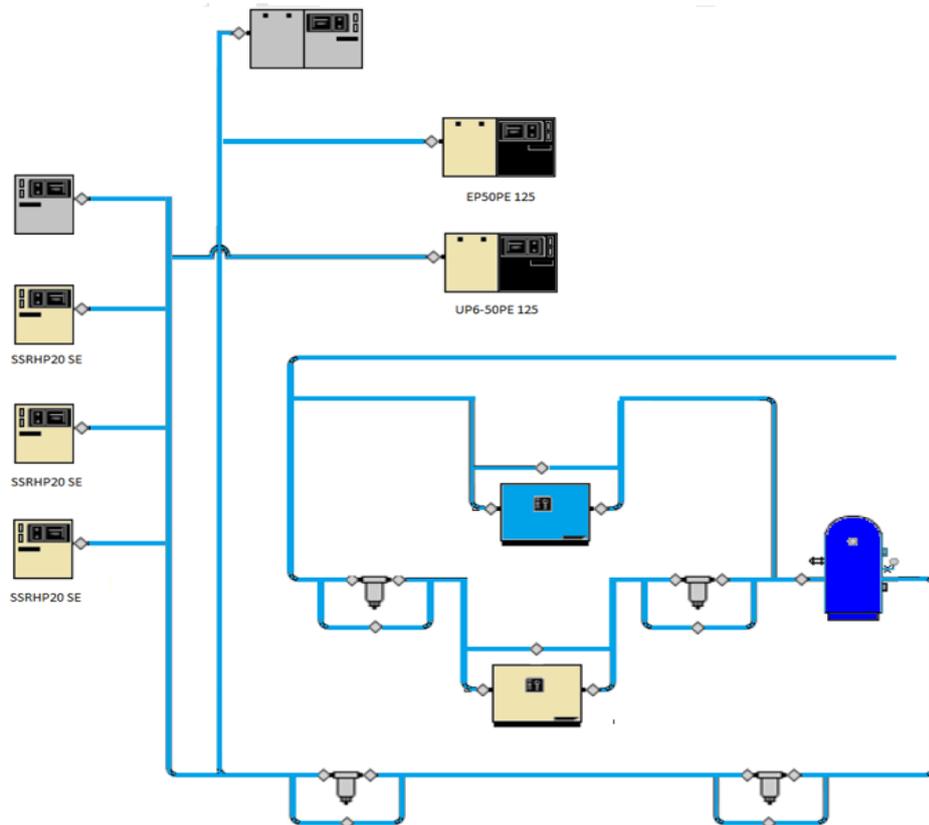


Figura 3. 4 Diagrama de conexión actual
Fuente. El autor

3.4 Metodología de Medición

Para obtener los datos, se utilizó el software BOGE AIReport y se instaló un transductor de presión en el tanque pulmón y una pinza amperimétrica en una de las fases de alimentación de voltaje del compresor.

Se obtiene un gráfico del consumo del aire comprimido del tiempo que fue auditado, mientras el compresor está trabajando, en la gráfica incluye el tiempo de funcionamiento del compresor y un cuadro de consumo energético, así como la variación de presión.

El cuadro de consumo energético muestra:

- El funcionamiento de los compresores junto con el respectivo consumo energético.
- Valoración de los costos de generación de aire comprimido.

El principio de la medición de registro de datos se realiza utilizando una PDA. Se registra en la estación de generación de aire comprimido los siguientes datos:

- El número de compresores a ser revisados.
- Caudal de cada equipo en CFM o m^3/min .
- Presión neta de trabajo en bar o PSI.

3.4.1 Procedimiento para el registro de datos a través del PDA

El data Logger BOGE es el encargado de registrar los datos de medición en todo el tiempo de la Auditoría Energética. Véase la figura 3.5.



Figura 3. 5 Caja de medición data Logger BOGE
Fuente. El autor

A continuación, en la figura 3.6 se puede apreciar la conexión de la pinza amperimétrica, del adaptador de corriente al compresor.

La medición se realiza en una fase del compresor, la pinza amperimétrica se conecta a un dispositivo, tal como se observa en la figura 3.6.

La salida del dispositivo adaptador de corriente es de 4-20 mA con una sensibilidad de 1mA/A, este debe conectarse a las entradas analógicas de la caja de medición. Véase la figura 3.6



Figura 3. 6 conexión de la pinza amperimétrica
Fuente. El autor

La auditoría establece lo siguiente:

1. Consumo total de aire comprimido de la planta.
2. Presión de trabajo máxima y mínima.
3. Diagramas de consumo de aire comprimido por día de trabajo.
4. Porcentajes de operación del compresor.
5. Porcentajes de operación del compresor en carga, durante el tiempo auditado.
6. Porcentajes de operación del compresor en vacío durante el tiempo auditado.
7. Consumo energético en Kwh en el tiempo de carga del compresor.
8. Consumo energético en Kwh en el tiempo de vacío del compresor.
9. Número de encendidos del motor de cada equipo.
10. Promedio de generación de aire comprimido al año.
11. Costo energético total al generar aire comprimido.

No obstante, para el análisis se toma en cuenta 24 horas de trabajo del compresor en el día de mayor consumo de aire comprimido. Para establecer un análisis adecuado del diagrama de presión, en primer lugar, se creó el

diagrama óptimo de cómo deben funcionar el compresor de velocidad fija y variable (véase la figura 3.7).

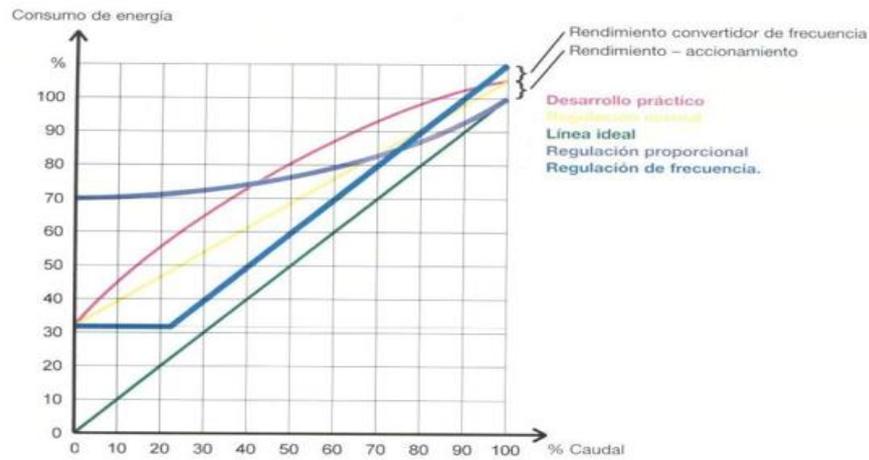


Figura 3. 7 Consumo de energía
Fuente. El autor

3.5 Análisis General de Auditoría Energética

3.5.1 Consumo de Aire Comprimido

A continuación, en la figura 3.8 se puede ver la gráfica de consumo de aire comprimido.

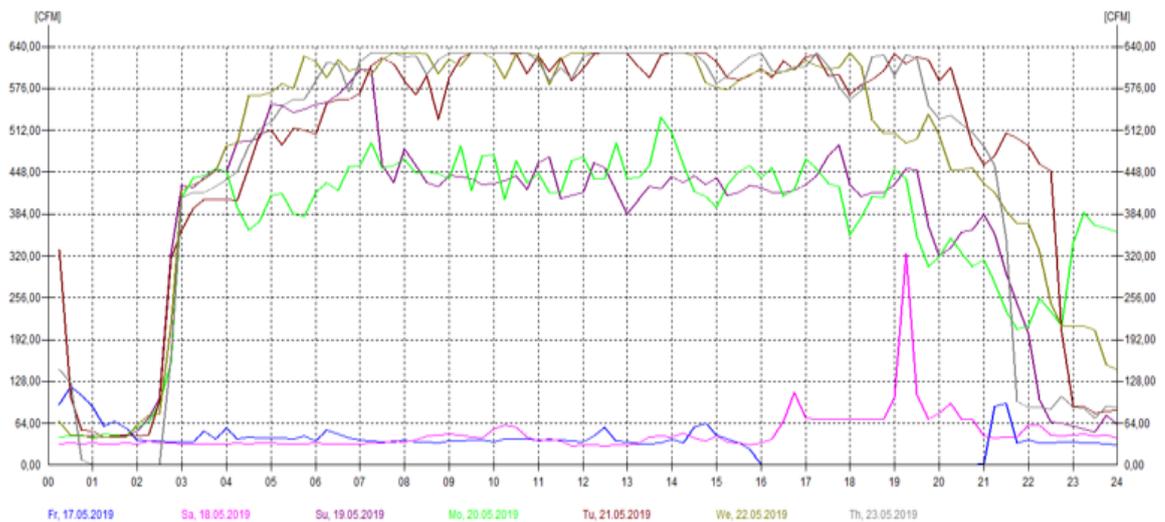


Figura 3. 8 Consumo de aire comprimido
Fuente. El autor

Como se puede observar en la figura 3.8, el Consumo Total de la planta de los siete días auditados, proporciona una buena información general de cómo se comporta el consumo de la planta cada día en todo el año.

Asimismo, se puede ver que desde las 22H30 hasta las 02H30 horas hay un consumo considerado, pero la mayor demanda de consumo de aire comprimido comienza desde las 02H30 hasta las 22H30. En este intervalo se observa notablemente una franja de consumo de aire comprimido donde el consumo máximo es de 629.5 CFM (17.83 m³/min) y el consumo promedio es de 323.5 CFM (19.16 m³/min).

En esta franja claramente se puede distinguir tres grupos de consumo.

- Los viernes y sábados tienen un consumo promedio del 7% del total de generación de aire comprimido, esto se debe a consumos por baja demanda y/o fugas de aire comprimido.

- Los días domingo y lunes tienen un consumo promedio del 70% del total de generación de aire comprimido, esto se debe a que en estos días no todas las áreas de producción están operativas.

- Los martes, miércoles y jueves tienen un consumo promedio del 95% del total de generación de aire comprimido, estos días es cuando trabajan todas las áreas productivas de la planta

3.5.2 Consumo Energético Total

La figura 3.9 muestra la gráfica del consumo energético total obtenida durante este tipo de evaluación.

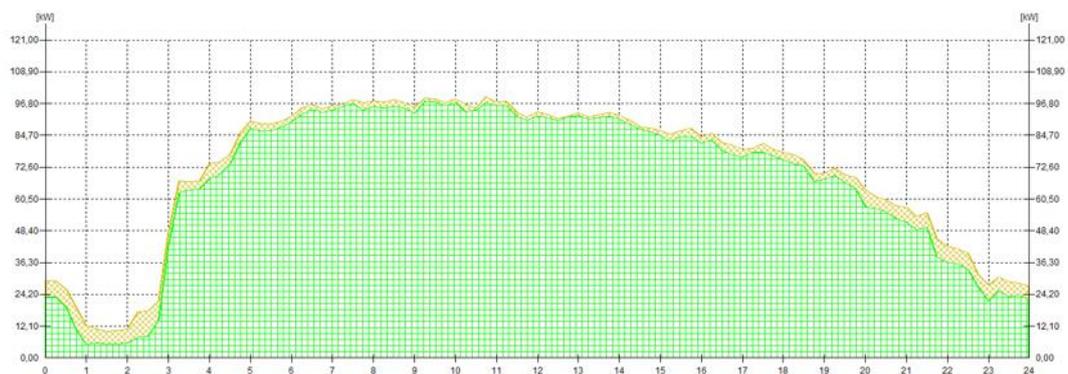


Figura 3. 9 Consumo energético total.
Fuente. El autor

En esta gráfica del consumo energético total de los 7 días auditados, el 93.35 % (10 337 Kwh) fue consumo energético en carga y el 6.65% (736 Kwh) fue

consumo energético en vacío. Esto demuestra que el sistema está dentro de los parámetros teóricos 90/10 de funcionamiento carga/vacío.

3.5.3 Tablas de Resumen – Hoja 1

A continuación, en la tabla 3.8 se puede ver una gráfica sobre los datos del compresor.

Tabla 3. 8 Resumen sobre datos del compresor

Compressor Data (Measurement Fr, 17.05.2019 - Th, 23.05.2019)												
CH	Compressor	Output (CFM)		[kW] Loaded		No-load [kW]	Audit Time [hh:mm:ss]	Time Run [%]	Loaded		Unloaded	
		min	max	min	max				[hh:mm:ss]	[%]	[hh:mm:ss]	[%]
1	IR/SSR-HP20 SE (1)		70.8		15.83	6.95	167:54:18	53.78	78:43:50	84.98	13:33:46	15.02
2	IR/SSR-HP20 SE (2)		70.8		14.37	6.68	167:54:18	39.74	51:52:51	77.74	14:51:06	22.26
3	IR/SSR-HP20 SE (3)		70.8		7.65	3.45	167:54:18	77.34	55:02:26	42.38	74:49:10	57.62
4	IREP50-PE 125		208.6		41.25	19.88	167:54:18	62.93	95:28:34	90.36	10:11:10	9.64
5	IR/UP6-50PE 125		208.6		39.65	17.71	167:54:18	63.09	101:19:00	95.64	04:37:10	4.36
6	Compressor 6		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
7	Compressor 7		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
8	Compressor 8		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
9	Compressor 9		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
10	Compressor 10		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
11	Compressor 11		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
12	Compressor 12		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
13	Compressor 13		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
14	Compressor 14		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
15	Compressor 15		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
16	Compressor 16		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00

De acuerdo al análisis de la tabla 3.8 se obtiene la siguiente información:

- El “compresor 1” tiene una capacidad de generación de 70.8 CFM (2 m³/min), un consumo instantáneo de 15.83kW en carga y 6.95kW en vacío.

Además, se observa que el compresor estuvo operativo el 53.78% del tiempo auditado, trabajando el 84.98% en carga y el 15.02% en vacío.

- El “compresor 2” tiene una capacidad de generación de 70.8 CFM (2 m³/min), un consumo instantáneo de 14.37kW en carga y 6.68kW en vacío.

También, se observa que el compresor estuvo operativo el 39.74% del tiempo auditado, trabajando el 77.74% en carga y el 22.26% en vacío.

- El “compresor 3” tiene una capacidad de generación de 70.8 CFM (2 m³/min), un consumo instantáneo de 7.65kW en carga y 3.45kW en vacío.

Asimismo, se observa que el compresor estuvo operativo el 77.34% del tiempo auditado, trabajando el 42.38% en carga y el 57.62% en vacío.

- El “compresor 4” tiene una capacidad de generación de 208.55 CFM (5.905 m³/min), un consumo instantáneo de 41.25kW en carga y 19.88kW en vacío.

Además, se observa que el compresor estuvo operativo el 62.93% del tiempo auditado, trabajando el 90.36% en carga y el 9.64% en vacío.

-El “compresor 5” tiene una capacidad de generación de 208.55 CFM (5.905 m³/min), un consumo instantáneo de 39.65kW en carga y 17.71kW en vacío.

Al mismo tiempo, se observa que el compresor estuvo operativo el 63.09% del tiempo auditado, trabajando el 95.64% en carga y el 4.36% en vacío.

3.5.4. Tablas de Resumen – Hoja 2

A continuación, en la tabla 3.9 se puede ver una gráfica sobre los datos de medición.

Tabla 3. 9 Datos de medición

Measured Data (Measurement Fr, 17.05.2019 - Th, 23.05.2019)										
CH	Compressor	Motor	Load	Total Power (KWh)			Total Air ??	Costs (\$)		
		Starts	Cycles	Loaded	Unloaded	Total		Loaded	Unloaded	Total
1	IR/SSR-HP20 SE (1)	115	131	1,214.67	94.21	1,308.88	325 950.0	109.32	8.48	117.80
2	IR/SSR-HP20 SE (2)	88	90	745.51	99.28	844.79	220 391.0	67.10	8.94	76.04
3	IR/SSR-HP20 SE (3)	11	266	421.31	257.82	679.13	233 813.0	37.92	23.20	61.12
4	IR/EP50-PE 125	26	254	3,938.20	202.48	4,140.68	1,194 979.0	354.44	18.22	372.66
5	IR/UP6-50PE 125	19	89	4,017.45	81.81	4,099.26	1,268 081.0	361.57	7.36	368.93
6	Compressor 6	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
7	Compressor 7	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
8	Compressor 8	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
9	Compressor 9	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
10	Compressor 10	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
11	Compressor 11	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
12	Compressor 12	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
13	Compressor 13	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
14	Compressor 14	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
15	Compressor 15	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
16	Compressor 16	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00

De acuerdo al análisis de la tabla 3.9 se obtiene la siguiente información:

- Se observa que el “compresor 1” arranca 115 veces durante el tiempo auditado y tiene 131 ciclos de carga/vacío con un consumo energético total de 1.308.88 KWh, generando 325 950 CF a un costo total de 117.80 dólares.

- El “compresor 2” arranca 88 veces durante el tiempo auditado y tiene 90 ciclos de carga/vacío con un consumo energético total de 844.79 KWh, generando 220.391 CF a un costo total de 76.04 dólares.

- El “compresor 3” arranca 11 veces durante el tiempo auditado y tiene 266 ciclos de carga/vacío con un consumo energético total de 679.13 KWh., generando 233.813 CF a un costo Total de 61.12 dólares.
- El “compresor 4” arranca 26 veces durante el tiempo auditado y tiene 254 ciclos de carga/vacío con un consumo energético total de 4.140.68 KWh., generando 1 194 978 CF a un costo total de 372.66 dólares.
- El “compresor 5” arranca 19 veces durante el tiempo auditado y tiene 89 ciclos de carga/vacío con un consumo energético total de 4 099.26 KWh., generando 1.268.081 CF a un costo total de 368.93 dólares.

3.5.5 Tablas de Resumen – Hoja 3

A continuación, en la tabla 3.10 se puede ver una gráfica del resumen de los datos de medición.

Tabla 3. 10 Datos de medición

Measured Data (Measurement Fr. 17.05.2019 - Th. 23.05.2019)				
Audit Time	167.54.18 [hh:mm:ss]			
Compressed Air Consumption	3.243.214 [??]			
	Loaded	Unloaded	Total	
Energy Consumption	10.337	736	11.073 [kWh]	
Load / Unload Run	93,4	6,6	100,0 [%]	
Key Performance Indicator	0.0032	-	0.0034 [kWhr??]	
	Average	Minimum	Maximum	
Compressed Air Consumption	323,5	0,0	629,6 [CFM]	
Power Consumption	61,3	0,0	119,3 [kW]	
Net Pressure	97,1	86,0	103,5 [psi]	
System Utilisation	51,4	0,0	100,0 [%]	
Compressed Air Costs				
Compressed Air Consumption Per Annum	169.206.128 [??]a			
	Loaded	Unloaded	Total	
Energy Costs Measuring Period	930,-	66,-	996,- [\$]	
Energy Costs Per Annum	48.520,-	3.443,-	51.963,- [\$]	
Energy Costs Per ??	0,0003 [\$/??]			

De acuerdo con el análisis de la tabla 3.10 se concluye que la información de las hojas anteriores es pondera al año, obteniendo lo siguiente:

- Se estima generar 169.206.128 cf/año (4.791.383.96 m³/año) a un costo total de 51 963.00 dólares teniendo en cuenta que se gastaría 0,0003 dólares por cada pie cúbico generado.

3.5.6 Día de mayor consumo

A continuación, en la figura 3.10 se puede ver una gráfica del total de consumo de caudal, presión, carga y vacío.

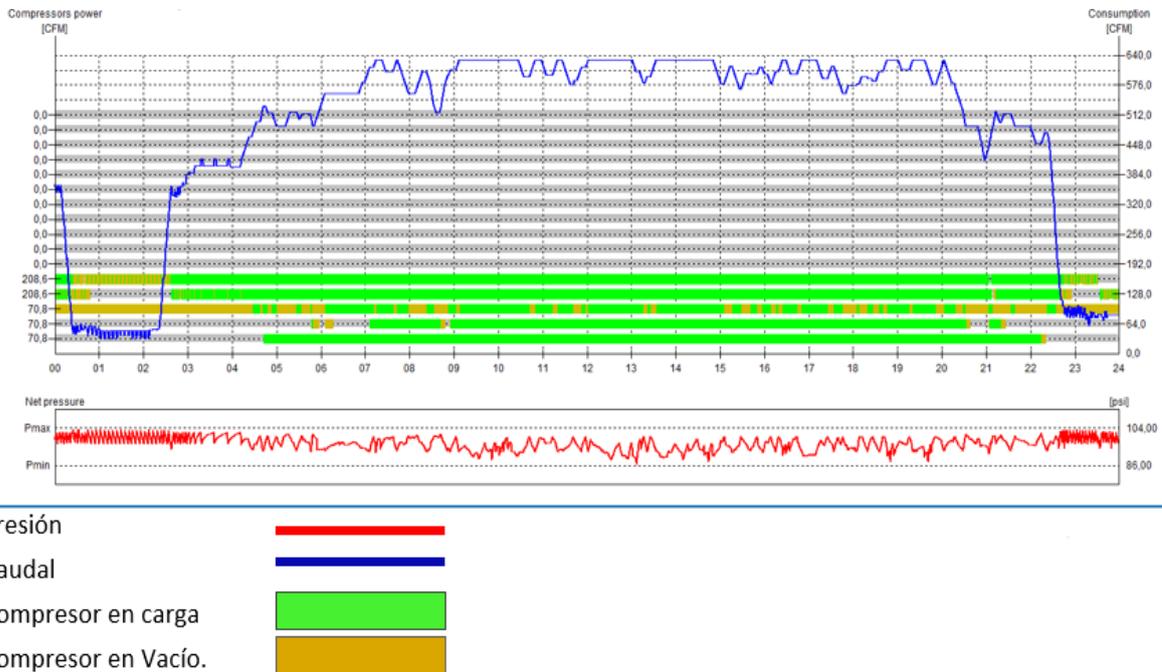


Figura 3. 10 Total de consumo
Fuente. El autor

En la figura 3.10 muestra que el consumo máximo alcanzada es de 629.5 CFM ($17.93 \text{ m}^3/\text{min}$) y el consumo mínimo es de 32.4 CFM ($0.92 \text{ m}^3/\text{min}$) durante el día auditado. De los cinco compresores auditados, el compresor 3 SSR-HP20SE permanece trabajando 100%. Es decir, que nunca se apaga, aunque su eficiencia es baja con el 48.54%.

Por tanto, la eficiencia de los demás compresores de carga y vacío en este día están dentro del régimen de 90.64% al 99.51%, lo cual es excelente para un consumo energético eficiente.

3.5.7 Gráfica de Presión

La figura 3.11 muestra la presión neta de la red, se muestran en función del diámetro del orificio y en función de la presión, como varían los flujos perdidos por las fugas y los costos del consumo de energía eléctrica asociados a la generación del aire comprimido que se pierde. La presión oscila entre una

presión mínima de 86.80 PSI y una presión máxima de 103.36 PSI, dando una presión promedio de 96.74 PSI.

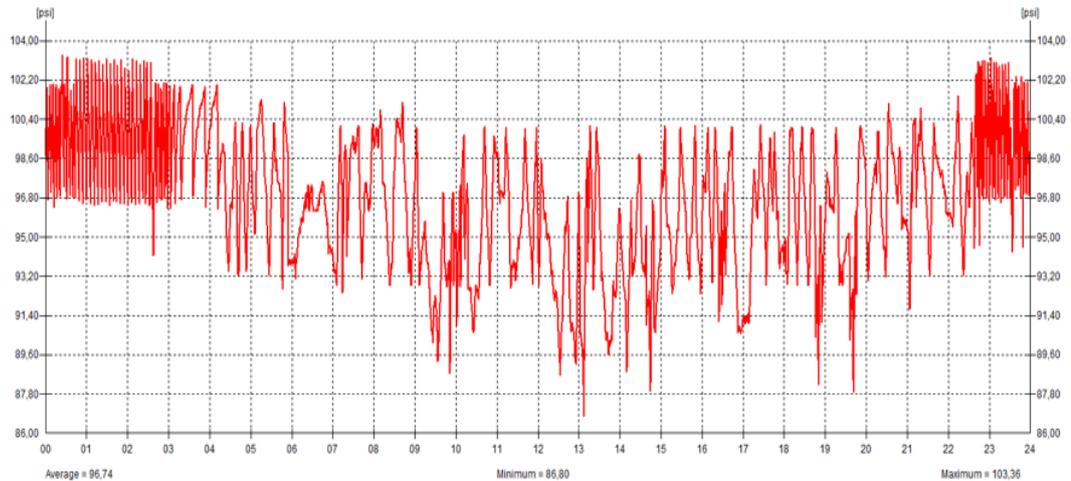


Figura 3. 11 Presión neta de la red
Fuente. El autor

3.5.8 Gráfica de Caudal

En la figura 3.12 muestra el consumo de aire en la planta, con un máximo de 629.5 CFM (17.83 m³/min) y un consumo promedio de 485.4CFM (13.74 m³/min), pero hay que resaltar que la mayor parte de consumo de la red está exilando entre 565 CFM y 628.5CFM (15.99 m³/min y 17.80 m³/min).

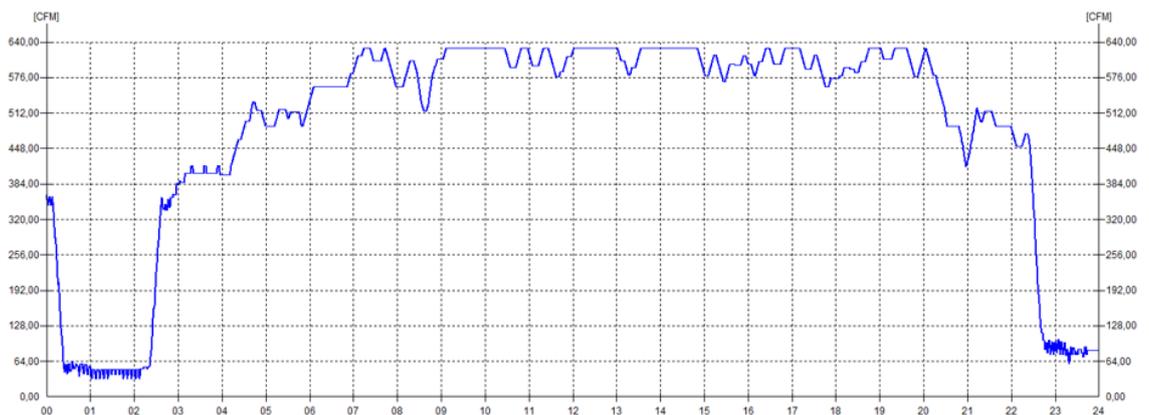


Figura 3. 12 Consumo de aire en la planta
Fuente. El autor

3.5.9 Grafica Consumo Energético

En la figura 3.13 muestra el consumo energético total, tanto en carga como en vacío.

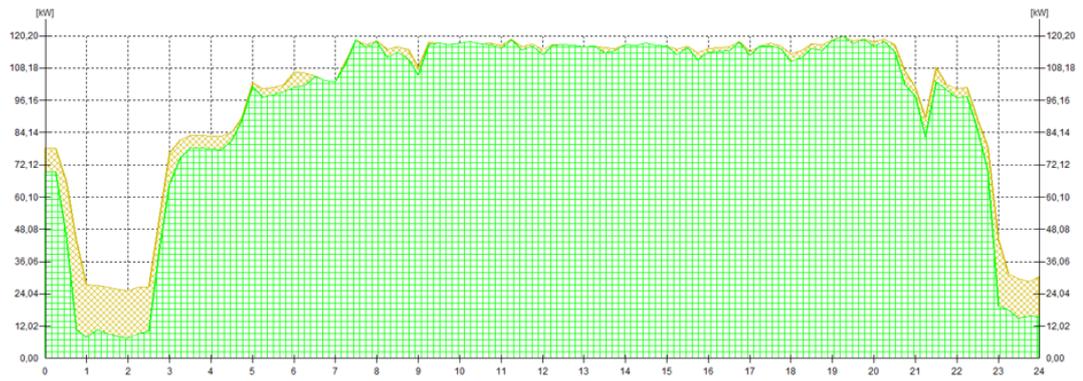


Figura 3. 13 Consumo energético
Fuente. El autor

De acuerdo a los resultados de la gráfica de consumo energético, se obtuvo lo siguiente:

- Consumo energético en carga: 2 230 Kwh (95.3 %)
- Consumo energético en vacío: 109 Kwh (4.7%).

CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE DATOS

4.1 Análisis de datos y mediciones de los compresores

En las tablas 4.1, 4.2, y 4.3 muestran todos los datos y mediciones tabulados de los cinco compresores generados en este día auditado.

Tabla 4. 1 Datos del compresor

Compressor Data (Measurement Tu, 21.05.2019)												
CH	Compressor	Output [CFM]		[kW] Loaded		No-load	Audit Time	Time Run	Loaded		Unloaded	
		min	max	min	max	[kW]	[h:mm:ss]	[%]	[h:mm:ss]	[%]	[h:mm:ss]	[%]
1	IR/SSR-HP20 SE (1)		70.8		15.93	6.85	23:59:10	73.47	17:32:10	99.51	00:05:10	0.49
2	IR/SSR-HP20 SE (2)		70.8		14.33	5.98	23:59:10	58.81	13:32:50	96.04	00:33:30	3.96
3	IR/SSR-HP20 SE (3)		70.8		7.05	3.46	23:59:10	100.00	11:38:30	48.54	12:20:40	51.46
4	IR/EP50-PE 125		208.6		41.07	20.14	23:59:10	89.29	20:14:00	94.47	01:11:00	5.53
5	IR/UP6-50PE 125		208.6		39.38	17.59	23:59:10	97.76	21:15:20	90.64	02:11:40	9.36
6	Compressor 6		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
7	Compressor 7		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
8	Compressor 8		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
9	Compressor 9		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
10	Compressor 10		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
11	Compressor 11		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
12	Compressor 12		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
13	Compressor 13		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
14	Compressor 14		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
15	Compressor 15		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
16	Compressor 16		0.0		0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00

Fuente. El autor

Tabla 4. 2 Datos de medición

Measured Data (Measurement Tu, 21.05.2019)										
CH	Compressor	Motor	Load	Total Power [kWh]			Total Air	Costs [\$]		
		Starts	Cycles	Loaded	Unloaded	Total	??	Loaded	Unloaded	Total
1	IR/SSR-HP20 SE (1)	1	1	279.27	0.59	279.86	74.493,0	25,13	0,05	25,18
2	IR/SSR-HP20 SE (2)	5	4	194.11	3,34	197,45	57.549,0	17,47	0,30	17,77
3	IR/SSR-HP20 SE (3)	1	34	89,08	42,75	131,83	49.454,0	8,02	3,85	11,87
4	IR/EP50-PE 125		32	830,92	23,83	854,75	253.240,0	74,78	2,14	76,92
5	IR/UP6-50PE 125		37	837,09	38,60	875,69	266.035,0	75,34	3,47	78,81
6	Compressor 6	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00
7	Compressor 7	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00
8	Compressor 8	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00
9	Compressor 9	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00
10	Compressor 10	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00
11	Compressor 11	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00
12	Compressor 12	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00
13	Compressor 13	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00
14	Compressor 14	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00
15	Compressor 15	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00
16	Compressor 16	0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00	0,00

Fuente. El autor

Tabla 4. 3 Datos de medición y Costo del aire comprimido

Measured Data (Measurement Tu, 21.05.2019)			
Audit Time	23:59:10 [hh:mm:ss]		
Compressed Air Consumption	700.771 [??]		
	Loaded	Unloaded	Total
Energy Consumption	2.230	109	2.339 [kWh]
Load / Unload Run	95,3	4,7	100,0 [%]
Key Performance Indicator	0,0032	-	0,0033 [kWh/??]
	Average	Minimum	Maximum
Compressed Air Consumption	485,4	32,4	629,6 [CFM]
Power Consumption	92,0	6,1	119,3 [kW]
Net Pressure	96,7	86,8	103,4 [psi]
System Utilisation	77,1	5,2	100,0 [%]
Compressed Air Costs			
Compressed Air Consumption Per Annum	255.929.520 [??/a]		
	Loaded	Unloaded	Total
Energy Costs Measuring Period	201,-	10,-	211,- [\$]
Energy Costs Per Annum	73.407,-	3.652,-	77.059,- [\$]
Energy Costs Per ??	0,0003 [\$/??]		

Fuente. El autor

De acuerdo con el análisis de las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 se concluye lo siguiente:

En la tabla 4.1 se observa la capacidad de generación de aire, el consumo energético y el porcentaje de carga y vacío, frente a las horas trabajadas de cada uno de los compresores.

En la tabla 4.2 se visualiza los arranque y ciclos concebidos, el consumo energético, tanto en carga, vacío como el total, el caudal generado y los gastos que involucran en todo el día en la generación de aire comprimido.

En la tabla 4.3 consta el consumo energético, el porcentaje de consumo energético y el consumo energético por pie cúbico (CF) generado en carga, en vacío y total. También consta el consumo de aire comprimido, la potencia requerida, la presión de la red y la eficiencia del sistema con su máximo, mínimo y promedio.

Asimismo, los datos anteriores reflejan los costos que se generarían en este día ponderados a un año, y por último el costo de cada pie cúbico generado.

4.2 Comportamiento de los compresores en carga, vacío estado off

A continuación en las figuras 4.1, 4.2 y 4.3 se muestran gráficas y porcentajes con los eventos (apagado, con carga y en vacío) de los 5 compresores.

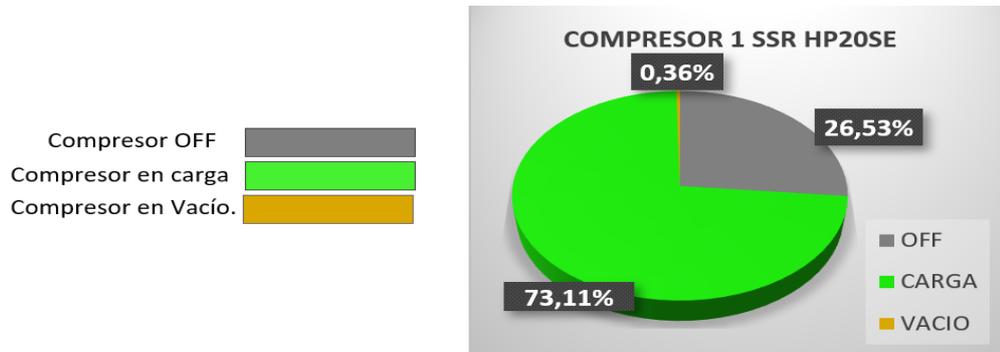


Figura 4. 1 Compresor 1 SSR HP20SE
Fuente. El autor

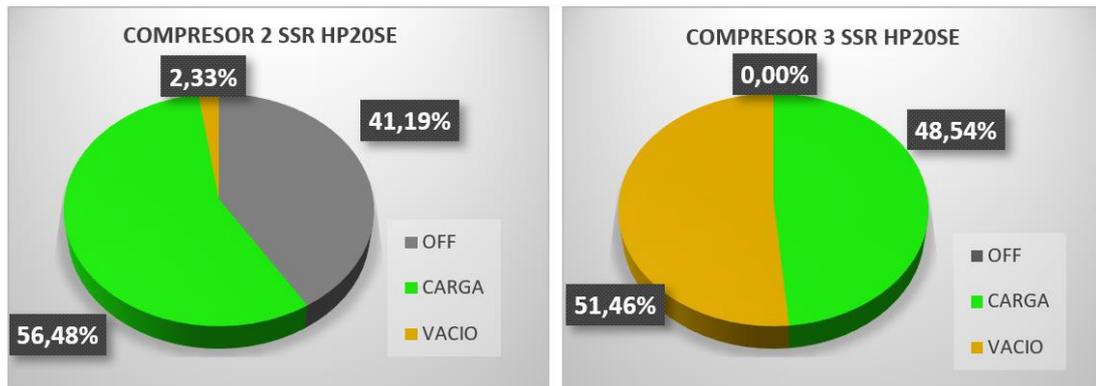


Figura 4. 2 Compresor 1 y 2 SSR HP20SE
Fuente. El autor

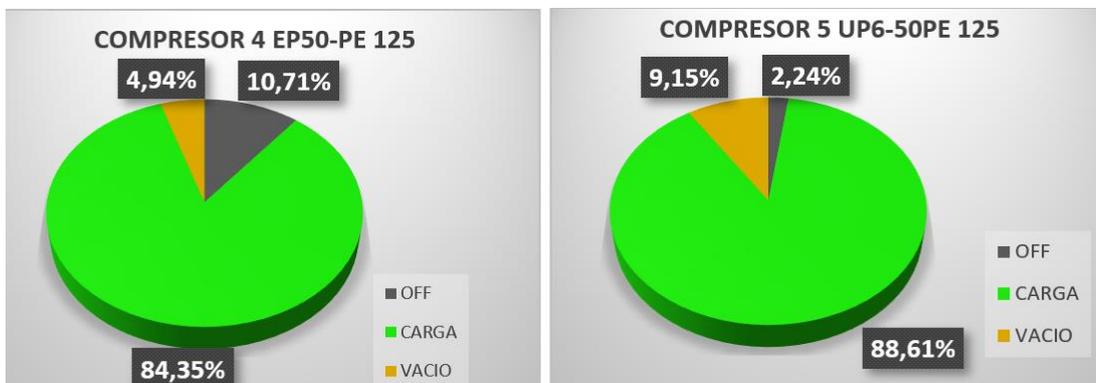


Figura 4. 3 Compresor 4 EP50-PE 125 y compresor 5 UP6-50PE 125
Fuente. El autor

4.3 Configuración de Equipos – Cuarto de Generación

Cabe reiterar que la conexión de los compresores a un manifold de 3" es adecuada.

4.3.1. Cambios sugeridos

Para obtener una calidad de aire ISO 8573-1 (1.4.1) se recomienda lo siguiente (véase la tabla 4.4).

Tabla 4. 4 calidad de aire ISO 8573-1

CLASE	Impurezas sólidas (número máximo de partículas por m ³) para un tamaño máx. de partícula indicado en µm			Humedad (Punto de rocío a presión) °C	Máx. contenido de aceite mg/m ³
	0.1 < d ≤ 0.5	0.5 < d ≤ 1.0	1.0 < d ≤ 5.0		
0	Según acuerdo entre el suministrador y el usuario (e inferior a clase 1)				
1	≤ 20 000	≤ 400	≤ 10	≤ -70 °C	≤ 0.01 mg/m ³
2	≤ 400 000	≤ 6 000	≤ 100	≤ -40 °C	≤ 0.1 mg/m ³
3	A/R	≤ 90 000	≤ 1 000	≤ -20 °C	≤ 1 mg/m ³
4	A/R	A/R	≤ 10 000	≤ +3 °C	≤ 5 mg/m ³
5	A/R	A/R	≤ 100 000	≤ +7 °C	—

Condiciones de referencia: 1 bar(a), 20°C, humedad relativa del 0% con presión final del compresor de 8 bar (a)

Cada secador frigorífico debe tener su pre-filtro y pos-filtro para tener una calidad de aire ISO 1.4.1

- Pre-filtro de 1 µmicras.
- Secador frigorífico, con punto de rocío a +3°C.
- Pre-filtro de 0.01 µmicras.

La figura 4.4 muestra el proceso de acondicionamiento primario.

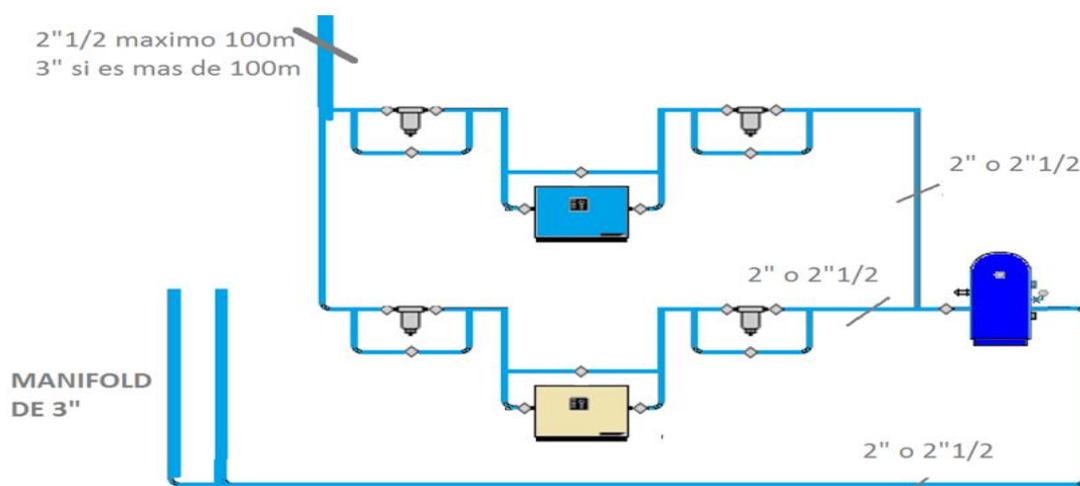


Figura 4. 4 Diagrama del proceso de acondicionamiento primario.

Fuente. El autor

CONCLUSIONES

- Los compresores de la planta son de tipo tornillo, su funcionamiento permanentemente por largos períodos de tiempo ofrece un suministro continuo de aire comprimido las 24 horas del día.
- La mayor parte de compresores están seteados o configurados a la misma presión máxima y mínima, lo cual en ciertas ocasiones produce conflicto de arranque generando consumos energéticos innecesarios.
- A pesar de que el compresor 3 SSR HP20SE no trabaja eficientemente, el consumo energético general está dentro de los parámetros óptimos.
- El compresor 3 SSR-HP20 SE permanece encendido todo el tiempo teniendo un consumo energético innecesario del 51.46% por trabajos en vacío, además los paros y gastos por mantenimiento del equipo son más continuos.
- Desde las 00H00 hasta las 02H30 y desde las 22H30 hasta las 23H59 los compresores no trabajan de forma adecuada, por ejemplo, para suplir bajas demandas de aire el compresor que trabaja es el UP6-50PE 125 (50HP), eso hace que tenga mayor desgaste mecánico, tranquilamente un compresor de 20HP sería suficiente.
- Los viernes y sábado tiene un consumo promedio del 7%. Los días domingo y lunes tienen un consumo promedio del 70%. Los martes, miércoles y jueves tienen un consumo promedio del 95%.
- Los filtros previos al tanque pulmón son de baja capacidad de caudal esto hace que se estrangule, haya caídas de presión y la vida útil de los elementos filtrantes sea más rápida.

- El costo anual promedio para la generación de aire comprimido es de 51 963.00 dólares. El costo energético anual por trabajos en vacío es de 3 443.00 dólares.
- Para efectuar la automatización, se utiliza la medición de la presión que se encuentra en el tanque de almacenamiento como variable controlable y la velocidad a la que gira el motor de los compresores como la variable manipulable. Del control de la presión y de la precisión con la que se mida, depende la funcionalidad del sistema de control.
- Con un sistema de control continuo de lazo cerrado del tipo proporcional integral (PI), y un variador de velocidad se logra suministrar la cantidad de aire inmediatamente requerida a la utilización, dentro de los límites de velocidad programados. De esa manera el consumo de energía se vuelve directamente proporcional a la utilización del aire comprimido.

RECOMENDACIONES

- Inspeccionar todas las instalaciones frecuentemente, procurando que no existan fugas de aire, ya que estas representan también un peligro para el personal y un gasto en energía eléctrica para la planta.
- El diámetro de tubería para la conexión desde el manifold de 3" hacia el tanque pulmón, debe ser mínimo 2", lo recomendable es 2" ½.
- Se podría eliminar los dos filtros previos al tanque pulmón, ya que el tanque también trabaja como acumulador de condensado y retenedor de partículas.
- Una vez retirado los dos filtros, se debe instalar en el tanque un drenaje automático de condensado adecuado.
- El diámetro de tubería para la conexión desde el tanque pulmón hacia cada secador debe ser mínimo 2", lo recomendable es 2" ½.
- El diámetro de tubería para la conexión desde los secadores hacia la red tipo anillo debe ser de mínimo 2" ½ con una distancia máxima de 100 metros, si la red tipo anillo está a una distancia total mayor a los 100 metros es recomendable que el diámetro de la tubería sea de 3".
- Se debe incluir un secador de mayor capacidad para satisfacer la demanda total generada (639.5cfm), al momento disponen de un secador Ingersoll Rand D510INA de 300cfm y un secador Donaldson que a cierta no se sabe su capacidad, el secador que necesitarían es de 400cfm.
- Se debe revisar la configuración del compresor 3 SSR-HP50 SE, de tal manera que se apague y no esté en vacío por largas horas cuando no haya demanda.

- Es necesario configurar las presiones máximas y mínimas de cada compresor por el método de cascada para su correcto funcionamiento y así evitar conflictos entre ellos o a su vez, instalar un controlador central de generación inteligente. Airtelligence Provis 2.0.
- Un controlador inteligente le permite crear escenas de trabajo diarias, nocturnas, fines de semana, feriados, entre otros. Esto garantizará el encendido del compresor adecuado a la demanda, evitando conflictos de arranque teniendo el control de la generación desde puntos remotos, con aviso *on line* de alertas y alarmas.

BIBLIOGRAFÍA

- Compressed Air & Gas Institute (CAGI). (2021). *Diseño del sistema de aire comprimido*. Obtenido de https://www.cagi.org/pdfs/CAGI_ElectHB_ch4.pdf
- Compressed Air Challenge (CAC). (2006). *Descripción del sistema de aire comprimido industrial*.
- Copper Development Association Inc. (2019). *Calidad energética*. Obtenido de <https://www.copper.org/applications/electrical/pq/primer.html>
- Creative Commons. (2020). *Tratamiento de aire comprimido*.
- EACSA. (2017). *Tipos de secadores de aire comprimido*. Obtenido de <https://energiaenaire.com.mx/tipos-secadores-aire-comprimido/>
- Fernández, P. (2015). *Compresores*. Obtenido de http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/compresores-y-ventiladores.pdf
- Ghiglia, A. (2021). *COMO DETERMINAR EL CONSUMO DE AIRE COMPRIMIDO*. Obtenido de Kaeser Compresores: <https://ingenieriakaeserargentina.com/2021/02/03/como-determinar-el-consumo-de-aire-comprimido/>
- Ingeniería Mecafenix. (2019). *Tipos de compresores y como funcionan*. Obtenido de <https://www.ingmecafenix.com/electricidad-industrial/tipos-de-compresores/>
- Ingersoll Rand. (2021). *Compresor centrífugo de aire y gas TA-11000*. Obtenido de <https://www.ingersollrand.com/es-ni/air-compressor/centrifugal-air-compressors/ta-11000>
- Jufend Power. (2021). *Compresor integrado de tornillo rotativo (con inyección de aceite)*. Obtenido de <http://factory-compressor.com.ar/1-2-3-oil-injected-rotary-screw-compressor.html>
- Leal, L. (2021). *Automatización del sistema de aire comprimido para ahorro de energía*. Obtenido de Tesis Universidad de San Carlos de Guatemala: http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0765_EA.pdf

- López, J., & Ventura, E. (2019). *Estudio del desbalance de tensiones y sus efectos en la calidad del producto técnico para sistemas de distribución a nivel industrial*. Obtenido de UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR: <https://acortar.link/P7LrNZ>
- Mundo Compresor. (2021). *Los diferentes tipos de compresores*. Obtenido de https://www.mundocompresor.com/articulos-tecnicos/diferentes-tipos-compresores#compresor_de_tornillo
- Nieto, A., & Vega, L. (2008). *El Compresor Scroll Sinónimo de Eficiencia y de Ahorro Energético en Sistemas HVAC&R*. Obtenido de <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/04/el-compresor-scroll-sinonimo-de-eficiencia-y-de-ahorro-energetico-en-sistemas-hvacr/>
- Ortega, J. (2015). *Compresión en Dos Etapas y Boosters*. Obtenido de <https://www.mundohvacr.com.mx/2006/05/65-2/>
- Philco, O. (2019). *Compresor de tornillo*. Obtenido de <https://ing-orlandophilco.jimdofree.com/neum%C3%A1tica/>
- Plastic Technology. (2017). *Secadores de membrana*. Obtenido de <https://www.pt-mexico.com/banco-de-conocimiento/secado-de-plasticos/tipos-de-secadores/secadores-de-membrana>
- Preditec. (2016). *Mantenimiento Predictivo*. Obtenido de <http://www.preditec.com/mantenimiento-predictivo/termografia/>
- PUSKA. (2017). *Compresores alternativos*. Obtenido de <https://www.puska.com/es/manual-guia-aire-comprimido/compresores-alternativos>
- Supercompresores. (2021). *Tipos de compresores, que son, clasificación*. Obtenido de <https://www.supercompresores.com/tipos-clasificacion/>



Presidencia
de la República
del Ecuador



Plan Nacional
de Ciencia, Tecnología,
Innovación y Saberes



SENESCYT
Secretaría Nacional de Educación Superior,
Ciencia, Tecnología e Innovación

DECLARACIÓN Y AUTORIZACIÓN

Yo, **Toledo Tamay, Cristian Jonathan** con C.C: 0928432640 autor del Trabajo de Titulación **Eficiencia Energética de Sistemas Neumáticos en Industria Alimenticia**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Eléctrico-Mecánica** en la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil.

1.- Declaro tener pleno conocimiento de la obligación que tienen las instituciones de educación superior, de conformidad con el Artículo 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior, de entregar a la SENESCYT en formato digital una copia del referido trabajo de titulación para que sea integrado al Sistema Nacional de Información de la Educación Superior del Ecuador para su difusión pública respetando los derechos de autor.

2.- Autorizo a la SENESCYT a tener una copia del referido trabajo de titulación, con el propósito de generar un repositorio que democratice la información, respetando las políticas de propiedad intelectual vigentes.

Guayaquil, 20 de septiembre del 2021

TOLEDO TAMAY, CRISTIAN JONATHAN

C.C: 0928432640



REPOSITORIO NACIONAL EN CIENCIA Y TECNOLOGÍA

FICHA DE REGISTRO DE TESIS/TRABAJO DE TITULACIÓN

TÍTULO Y SUBTÍTULO:	Eficiencia Energética de Sistemas Neumáticos en Industria Alimenticia.		
AUTOR(ES)	Toledo Tamay, Cristian Jonathan		
REVISOR(ES)/TUTOR(ES)	Ing. Luis Orlando Philco Asqui		
INSTITUCIÓN:	Universidad Católica de Santiago de Guayaquil		
FACULTAD:	Facultad de Educación Técnica para el Desarrollo		
CARRERA:	Ingeniería Eléctrico-Mecánica		
TÍTULO OBTENIDO:	Ingeniero Eléctrico-Mecánica		
FECHA DE PUBLICACIÓN:	20 de septiembre del 2021	No. DE PÁGINAS:	93
ÁREAS TEMÁTICAS:	Eficiencia energética, Máquinas eléctricas, Mediciones		
PALABRAS CLAVES/ KEYWORDS:	Aire comprimido, analizador, auditoria energética, fugas, compresores		

RESUMEN/ABSTRACT (150-250 palabras):

El presente trabajo detalla el análisis de la calidad del aire presurizado, en una planta industrial que posee un banco de 5 compresores. El objetivo principal es determinar fugas y averías del aire presurizado en las instalaciones de la planta. Con el conocimiento del sistema y los datos obtenidos es posible realizar nuevas configuraciones que mejoren la eficiencia energética, o bien, realizar modificaciones en el modo de funcionamiento o programación de los equipos existentes en la planta. La metodología a emplear es descriptiva para fundamentar la técnica del aire comprimido y de vacío. Se emplea el método analítico sintético para realizar el levantamiento de equipos de generación y almacenamiento de aire presurizado, Se aplica el método empírico por el uso de equipamiento y software especializado en obtención de datos o mediciones de consumo energético. Luego el método comparativo, pues se determina el estado energético actual y se plantea mejoras. en el sistema de aire comprimido. La aportación del análisis propone correcciones para reducción de costos por consumo eléctrico. Así también minimizar las fluctuaciones y caídas de presión: que podrían influir en el proceso de producción y en la calidad del producto final.

ADJUNTO PDF:	<input checked="" type="checkbox"/> SI	<input type="checkbox"/> NO
CONTACTO CON AUTOR/ES:	Teléfono: +593 0995748249	E-mail: toledotc@hotmail.com
CONTACTO CON LA INSTITUCIÓN: COORDINADOR DEL PROCESO DE UTE	Nombre: Palacios Meléndez, Edwin Fernando	
	Teléfono: +593-9-67608298	
	E-mail: edwin.palacios@cu.ucsg.edu.ec	
SECCIÓN PARA USO DE BIBLIOTECA		
Nº. DE REGISTRO (en base a datos):		
Nº. DE CLASIFICACIÓN:		
DIRECCIÓN URL (tesis en la web):		