

Universidad Nacional de Mar del Plata

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Eléctrica

Diseño de una red de aire comprimido

Autor/es

Nombre y Apellido: Lucas Mitidieri

DNI: 36442257 **Nro. Legajo Alumno:** 8798

Mail de contacto: Lucasmitidieri33@gmail.com

Carrera Ingeniería electromecánica

Director/es del Proyecto

Director: Ing. Ricardo Zucal

Codirector: Ing. Guillermo Pluchino

Mar del Plata, 19 de diciembre de 2023



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar
documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y
Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto
de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo
con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad
entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons
Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0
Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

Universidad Nacional de Mar del Plata

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Eléctrica

Diseño de una red de aire comprimido

Autor/es

Nombre y Apellido: Lucas Mitidieri

DNI: 36442257 **Nro. Legajo Alumno:** 8798

Mail de contacto: Lucasmitidieri33@gmail.com

Carrera Ingeniería electromecánica

Director/es del Proyecto

Director: Ing. Ricardo Zucal

Codirector: Ing. Guillermo Pluchino

Mar del Plata, 19 de diciembre de 2023

CAPITULO 1: GENERALIDADES DE LA EMPRESA	3
1.1. Descripción de la empresa	3
1.2. Fabricación de postes	3
1.3. Fabricación de premoldeados y accesorios	3
1.4. Producción de hormigón	4
CAPITULO 2: APLICACIÓN DE LA NEUMÁTICA	5
2.1. Principios físicos	5
2.1.1. El aire	5
2.1.2. Vapor de agua en el aire	6
2.1.3. Humedad relativa.....	6
2.1.4. Presión atmosférica	7
2.1.5. Caudal volumétrico	8
2.2. Introducción a los compresores	9
2.2.1. Compresores de desplazamiento	9
2.2.1.1. Compresores de pistón	10
2.2.1.2. Compresores de pistón exentos de aceite	11
2.2.1.3. Compresores de pistón libre	11
2.2.1.4. Compresor de diafragma.....	12
2.2.1.5. Compresores de tornillo	12
2.2.1.6. Compresores de uña.....	14
2.2.1.7. Compresores scroll	15
2.2.1.8. Compresores de paletas	16
2.2.1.9. Compresores de anillo líquido.....	17
2.2.1.10. Compresor Roots	18
2.2.2. Compresores dinámicos	18
2.2.2.1. Compresores axiales	19
2.2.2.2. Compresores radiales	20
2.2.3. Comparación: turbocompresor y desplazamiento positivo	21
2.3. Tratamiento del aire comprimido	22

2.3.1.	Secado del aire comprimido	22
2.3.1.1.	Método de secado por frío	23
2.3.1.2.	Sobrecompresión	24
2.3.1.3.	Secado por absorción	25
2.3.1.4.	Secado por adsorción	25
2.3.2.	Secadores de membrana	26
2.3.3.	Filtros	28
2.4.	Depósito de aire	30
2.5.	Sectores de la red de aire comprimido	31
2.6.	Configuración de la red	31
2.6.1.	Red abierta o con línea muerta:.....	31
2.6.2.	Red Cerrada	32
2.6.3.	Red interconectada.....	33
2.7.	Diseño de la instalación de aire comprimido	33
2.7.1.	Proyectar las ubicaciones de los dispositivos de consumo de aire.....	34
2.7.2.	Consumo específico Q_e	34
2.7.3.	Presión requerida	34
2.7.4.	Purificación del aire comprimido	35
2.7.5.	Factor de utilización	35
2.7.6.	Coefficiente de simultaneidad.....	36
2.7.7.	Fugas permisibles.....	36
2.7.8.	Futura expansión	37
2.7.9.	Margen de error	37
2.7.10.	Calidad del aire	37
2.8.	Diseño del sistema de tuberías	39
2.9.	Material de las tuberías y accesorios	45
2.10.	Selección del depósito	48
2.11.	Sistemas de control y regulación	50
2.11.1.	Regulación en general.....	50

2.11.2.	Principios de regulación de los compresores de desplazamiento	51
2.11.2.1.	Venteo	51
2.11.2.2.	Bypass	51
2.11.2.3.	Estrangulación en la aspiración	52
2.11.2.4.	Venteo con estrangulación en la aspiración	52
2.11.2.5.	Arranque/parada	52
2.11.2.6.	Regulación de velocidad	53
2.11.2.7.	Lumbrera de descarga variable	53
2.11.2.8.	Descarga por válvula de aspiración	53
2.11.2.9.	Carga descarga parada	54
2.12.	Ventilación de una estación de compresores	55
2.12.1.	Factores que influyen en el flujo de enfriamiento	55
2.12.2.	Definición de los factores que influyen en el flujo de aire V_c	56
2.12.3.	Ventilación natural	56
2.12.4.	Ventilación artificial	57
CAPITULO 3: CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO		59
3.1.	Uso del aire comprimido en la producción de postes	59
3.2.	Uso del aire comprimido en la producción de premoldeados	61
3.3.	Uso del aire comprimido en las plantas dosificadoras	62
3.4.	Cálculo de la carga total	65
3.4.1.	Dispositivos automáticos de consumo	66
3.4.2.	Dispositivos de consumo general	67
3.4.3.	Consumo total de aire comprimido	67
3.4.4.	Fugas en la línea v [%]	67
3.4.5.	Ampliaciones futuras r [%]	67
3.4.6.	Margen de error e [%]	68
3.4.7.	Consumo total corregido	68
3.5.	Presión de trabajo	68
3.6.	Selección del compresor	69

3.7.	Regulación del compresor.....	70
3.8.	Selección del depósito de aire	71
3.9.	Selección del material de la red	71
3.10.	Distribución de la red	73
3.11.	Selección de fittings principales	74
3.12.	Determinación de los diámetros de las tuberías	75
3.13.	Acondicionamiento del aire	77
3.14.	Ventilación de la sala de compresores.....	78
CAPITULO 4: INSTALACIÓN ELÉCTRICA		80
4.1.	Identificación de la carga total.....	80
4.2.	Selección de cables	81
4.2.1.	Verificación por caída de tensión	82
4.2.2.	Verificación al cortocircuito	84
4.3.	Protecciones	84
4.3.1.	Impedancia del transformador	85
4.3.2.	Impedancia de los cables	85
4.3.3.	Impedancia de los motores.....	86
4.3.4.	Corriente de cortocircuito.....	86
4.3.5.	Selección de protecciones.....	88
4.3.5.1.	Protección del motor del compresor.....	88
4.3.5.2.	Barra 3 – línea 3.....	90
4.3.5.3.	Barra 3 – línea 2.....	90
4.3.5.4.	Barra 3 – línea 4.....	90
4.3.5.5.	Barra 3 – Tomacorrientes de uso general	91
4.3.5.6.	Barra 3 – Iluminación	91
4.3.5.7.	Barra 2 – línea 2.....	92
4.3.5.8.	Barra 2 – línea 1.....	92
4.3.5.9.	Barra 1 – línea 1.....	92
4.3.6.	Protección contra los contactos indirectos.....	93

4.3.7. Listado de todas las protecciones.....	93
4.3.8. Selectividad	94
4.3.8.1. Selectividad total	94
4.3.8.2. Selectividad parcial	94
4.4. Esquema de puesta a tierra	95
4.5. Corrección del factor de potencia.....	96
4.6. Tableros eléctricos.....	98
4.6.1. Embarrado de los tableros.....	98
4.6.2. Gabinetes	99
CAPITULO 5: EVALUACIÓN DE COSTOS ECONÓMICOS DEL PROYECTO...	100
5.1. Costos de materiales para instalación neumática	100
5.2. Costos de materiales para instalación eléctrica	101
5.3. Costo total	102
5.4. Análisis de sistema neumático vs eléctrico	102
CAPITULO 6: IMPACTO AMBIENTAL	104
6.1. Comparación energética	104
6.2. Generación de ruido.....	104
CAPITULO 7: CONCLUSIÓN	106
CAPITULO 8: BIBLIOGRAFÍA	108
CAPITULO 9: ANEXOS	110

RESUMEN

Antecedentes

Pretensados Balcarce S.A. produce productos de hormigón prefabricado, como postes y accesorios. La empresa desea reemplazar la maquinaria eléctrica utilizada en la producción con herramientas neumáticas para reducir los riesgos eléctricos y el deterioro del equipo en el entorno de trabajo húmedo y lleno de polvo.

Objetivo

El objetivo de este proyecto es desarrollar un sistema de distribución de aire comprimido eficiente y seleccionar los componentes neumáticos apropiados para satisfacer las diversas necesidades de la planta. Además, se busca integrar la parte eléctrica de la sala de compresores dentro del alcance del proyecto.

Metodología

Se exploran conceptos y principios teóricos relacionados con la neumática, incluyendo compresores, métodos de tratamiento de aire comprimido, configuraciones de redes de distribución y consideraciones de diseño. Se presentan cálculos de dimensionamiento de componentes para la demanda de aire comprimido basada en el uso de las herramientas.

Resultados

Se selecciona un compresor de tornillo de 95HP para alimentar la red. La selección de componentes incluye un tanque receptor, equipos de filtración, materiales y accesorios de tuberías. Los diámetros de las tuberías se determinan mediante cálculos de caída de presión. Se proporcionan cálculos de instalación eléctrica para el suministro de energía y protección.

Conclusiones

El sistema de aire comprimido diseñado satisface las necesidades de producción de forma segura y eficiente. La implementación se ajusta a la premisa de sustituir las herramientas eléctricas, lo que podría disminuir el riesgo eléctrico en entornos húmedos en comparación con las herramientas convencionales y prolongar la vida útil de los equipos en la planta. Sin embargo, es importante tener en cuenta que esta transición conlleva un aumento en los costos operativos en comparación con un sistema eléctrico tradicional.

INTRODUCCIÓN

Pretensados Balcarce S.A. considera necesario hacer una sustitución de las maquinarias eléctricas utilizadas en el proceso de fabricación de postes de hormigón y premoldeados por maquinarias neumáticas, para reducir el riesgo eléctrico y el deterioro de las máquinas y herramientas debido al ambiente de trabajo húmedo y colmado de polvo de cemento.

El objetivo de este trabajo es realizar el diseño de una red de aire comprimido y la selección de componentes neumáticos para el manejo de herramientas neumáticas en dicha fábrica.

La empresa ha adquirido un compresor a tornillo de 95 HP, el cual será utilizado para el diseño. Luego se realizarán los cálculos eléctricos correspondientes para su instalación (cálculo de la línea eléctrica, corrección del factor de potencia y selección del aparataje de protección y control) ya que el mismo es de una potencia considerable.

CAPITULO 1: GENERALIDADES DE LA EMPRESA

1.1. Descripción de la empresa

Pretensados Balcarce S.A. es una empresa dedicada a la fabricación y comercialización de hormigón preparado, postes pretensados para líneas aéreas de baja, media y alta tensión y una amplia gama de productos premoldeados.

La fábrica se encuentra en la ruta 55 Kilometro 77,5 de la ciudad de Balcarce, con una superficie cubierta de 2900 m².

Dirigida y administrada por sus propios dueños desde sus comienzos, cuenta con una experiencia de 25 años en el mercado.

Para la fabricación de los productos la empresa cuenta con dos dosificadoras de hormigón, silos estrella para distintos tipos de áridos y silos de cemento, todo ello montado en infraestructura acorde a la importancia que merece.

Posee además un laboratorio de estudio de componentes del hormigón, ensayos de hormigón, áridos, materias orgánicas, agua, vapor y temperaturas.

Cuenta, también, con una planta de mantenimiento y taller metalúrgico de fabricación de moldes para postes y accesorios.

1.2. Fabricación de postes

La fabricación de los postes de hormigón se realiza en una nave industrial de 16 metros de frente por 98 metros de fondo la cual se encuentra techada y cerrada, dotada de instalaciones que permiten uniformidad en la producción independientemente de las condiciones que puedan afectar la calidad y el ritmo de fabricación normal. La capacidad de producción de la fábrica está en el orden de los 400 postes por mes.

Las materias primas tales como hierros y cemento se almacenan en depósitos cerrados y libres de humedad para evitar el deterioro de estos.

El dosaje de las mezclas se hace a través de las dos plantas dosificadoras de primera calidad, lo que permite materializar en forma óptima la mezcla teórica diseñada.

El método de fabricación de las columnas es hormigón armado vibrado y secado a vapor. El proceso de fabricación comienza con la preparación de la armadura, la cual una vez preparada se coloca de forma perfectamente centrada en el interior del molde y se procede al llenado. Completado el llenado, se procede al vibrado de la pieza en una mesa vibratoria diseñada para vibrar en forma uniforme el molde completo. Finalmente, el molde es trasladado por un puente grúa hasta el lugar de estacionamiento para esperar el curado de vapor.

1.3. Fabricación de premoldeados y accesorios

Los premoldeados y accesorios de hormigón armado se producen en una segunda nave industrial de 14 metros de frente por 50 metros de fondo. Estos son fabricados mediante moldes metálicos que son llenados de hormigón y compactados en mesas vibratorias y/o, en casos especiales, vibrados con vibradores de inmersión.

Luego del fraguado, las piezas son desmoldadas en la zona de curado donde permanecerán hasta alcanzar una resistencia adecuada para poder ser manipuladas y acopiadas en los depósitos correspondientes.

El método de fabricación de los accesorios es hormigón armado vibrado y secado con o sin vapor dependiendo del accesorio.

1.4. Producción de hormigón

La producción de hormigón se realiza con dos plantas dosificadoras, mezclado y transportado en camiones motohormigoneros, para entregar al pie de obra en estado fresco.

CAPITULO 2: APLICACIÓN DE LA NEUMÁTICA

En el presente estudio, se desarrollará un marco teórico centrado en la aplicación de la neumática, una disciplina que utiliza el aire comprimido como fuente de energía en diversos procesos industriales. Este marco teórico abarcará los principios físicos, los componentes esenciales y los sistemas clave de la neumática, con el objetivo de proporcionar una base conceptual sólida para el desarrollo de la investigación.

Este apartado tiene como objetivo proporcionar los fundamentos necesarios para el diseño de una red de aire comprimido eficiente, abordando conceptos y principios físicos relacionados con la neumática. Se explorarán temas como los compresores, componentes esenciales en la generación del aire comprimido, y se analizarán en detalle los distintos tipos de compresores de desplazamiento y compresores dinámicos. Asimismo, se examinarán los métodos de tratamiento del aire comprimido, incluyendo el secado y la purificación, para garantizar la calidad del aire utilizado en los sistemas neumáticos.

La comprensión de los principios teóricos y las tecnologías involucradas en el diseño de una red de aire comprimido permitirá realizar el diseño de tal manera que se pueda mejorar la eficiencia energética y reducir tanto los costos operativos como de inversión. Además, la correcta selección y configuración de la red de aire comprimido contribuirá a garantizar la seguridad y el rendimiento de los sistemas neumáticos, evitando problemas como fugas, deterioro o fluctuaciones de presión.

2.1. Principios físicos

2.1.1. El aire

El aire limpio y seco es una mezcla mecánica de aproximadamente el 78% en volumen de nitrógeno y el 21% de oxígeno; el 1% restante se compone de pequeñas cuantificaciones de otros gases Tabla 2.1. La composición del aire permanece sustancialmente igual entre el nivel del mar y una altitud de unos 20 kilómetros, pero su densidad disminuye a medida que aumenta la altitud y varía con la presión y la temperatura. A nivel del mar, a una presión de 1 bar y una temperatura de 15 ° C, la densidad del aire es de 1.209 kg / m³. Por lo tanto, 1 kg de aire tiene un volumen de 0.827 m³. A una temperatura y presión específicas, el número de moléculas en un volumen unitario es constante para cualquier gas o mezcla de gases.

Para una temperatura de 0 ° C y una presión de una atmósfera, este número es de 2.705×10^{19} moléculas por centímetro cúbico. A temperatura y presión estándar, la velocidad media de las moléculas de gas es del orden de 500 m/s con una trayectoria libre media entre colisión intermolecular, para el aire, del orden de 3×10^{-16} milímetros. La velocidad de colisión en tales condiciones es responsable de la presión ejercida por el aire (o cualquier gas) sobre una superficie sumergida en ella, o en las paredes que contienen el gas. Por lo tanto, la presión de cualquier gas depende de su densidad de masa, el número de moléculas presentes y su velocidad media.

El efecto de un cambio en la temperatura es modificar el valor de la velocidad media. Por lo tanto, en ausencia de cualquier otro cambio, la presión resultante variará con la temperatura. De manera similar, cualquier cambio en el volumen modificará

efectivamente la masa presente y nuevamente afectará la presión. Así, la presión, la temperatura y el volumen están interrelacionados[1].

Tabla 2.1 Composición típica del aire seco (ISO 2533)

Componentes	Masa %	Vol %
Oxígeno	23.14	20.947
Nitrógeno	75.52	78.084
Argón	1.288	0.934
Dióxido de carbono	0.048	0.0314
Hidrogeno	0.000003	0.00005
Neón	0.00127	0.001818
Helio	0.000073	0.000524
Kriptón	0.00033	0.000114
Xenón	0.000039	0.0000087

2.1.2. Vapor de agua en el aire

El aire contiene cantidades variables de vapor de agua dependiendo de su temperatura y presión. Cuando se comprime un volumen dado de aire libre, generalmente se produce un aumento de la temperatura. El aumento de la temperatura da como resultado una mayor capacidad del aire para retener la humedad. Un aumento en la presión resulta en una disminución de la capacidad para retener el agua. Con cada aumento de 12 ° C en la temperatura, la capacidad del aire para aceptar vapor de agua se duplica. Debido a la alta temperatura dada al aire en un compresor durante el ciclo de compresión, no se precipitará agua dentro del compresor, sino que se precipitará en el sistema de tuberías una vez que se haya completado el ciclo. Hay varios métodos para expresar la cantidad de vapor de agua presente.

2.1.3. Humedad relativa

La humedad relativa es la cantidad de vapor de agua realmente presente en el aire, expresada como un porcentaje de la cantidad que puede estar presente cuando el aire está saturado. La humedad relativa depende de la presión y la temperatura. El contenido de humedad del aire saturado en condiciones atmosféricas se muestra en la Figura 2.1.4.1 [2].

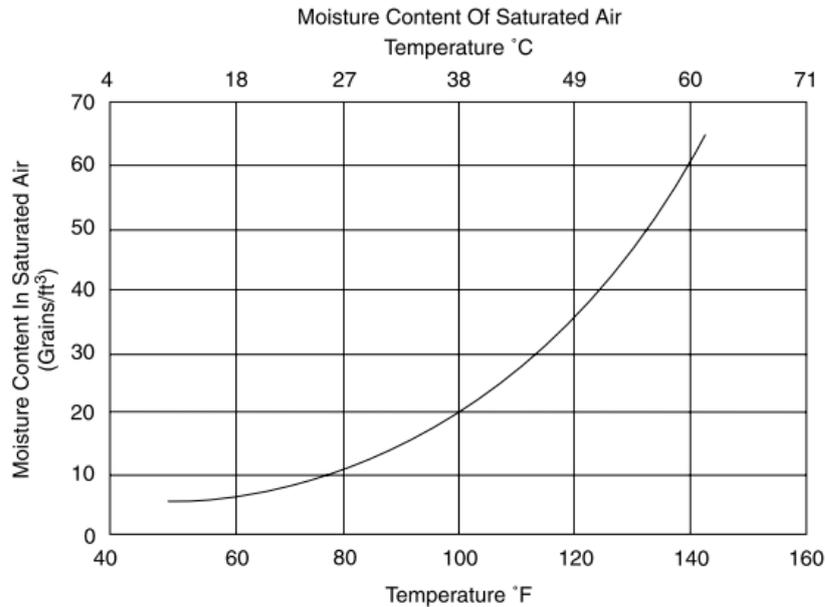


Figura 2.1.3.1 Contenido de humedad del aire saturado

2.1.4. Presión atmosférica

Bajo presión se entiende la parte de una fuerza F que se aplica sobre una superficie determinada (A). En consecuencia, el cociente de la presión es el siguiente:

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.1.4.1)$$

Considerando la libre movilidad térmica de sus moléculas, los gases tienen la propiedad de llenar cualquier espacio cerrado en el que se encuentran. Ese espacio cerrado puede ser un depósito. Las partículas oscilantes del gas chocan con la pared interior del depósito, con lo que aplican brevemente una fuerza en dicha pared. La suma de estas fuerzas redonda en la aplicación de una fuerza constante que se expresa como presión aplicada a la pared exterior del depósito. Siendo constante la temperatura, dicha fuerza es proporcional a la cantidad de moléculas contenidas en el depósito. Puede diferenciarse entre diversos márgenes de presión:

- Presión atmosférica (presión barométrica del aire)
- Presión absoluta (presión comparada con vacío absoluto en calidad de valor cero)
- Presión diferencial (presión que expresa la diferencia existente entre dos presiones absolutas)
- Sobrepresión (presión que es superior a la presión atmosférica, considerando que ésta representa el valor cero)
- Vacío (presión que es inferior a la presión atmosférica, considerando que ésta representa el valor cero)
- Presión de flujo (presión en la unidad consumidora en el momento de la toma de aire comprimido)

Los márgenes de presión del aire están representados en la Figura 2.1.4.1[3].

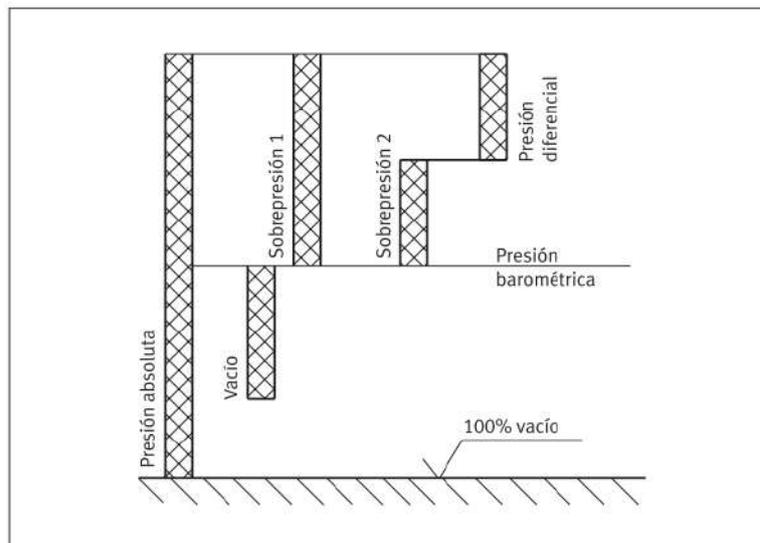


Figura 2.1.4.1 Representación gráfica de los márgenes de presión del aire

2.1.5. Caudal volumétrico

El caudal volumétrico de un sistema es una medida del volumen del fluido que circula por unidad de tiempo. Puede calcularse como el producto del área de la sección transversal del caudal y la velocidad media del mismo. La unidad SI del caudal volumétrico es m³/s.

Sin embargo, también se emplea con frecuencia la unidad litros/segundos (l/s) para hacer referencia al caudal volumétrico (también conocido como capacidad) del compresor. Se expresa o bien en Normales litros/segundo (NI/s) o en aire libre suministrado (l/s).

Con NI/s, el caudal de aire se recalcula al “estado normal”, es decir, se elige convencionalmente como 1,013 bar(a) y 0°C. La unidad NI/s se emplea principalmente para especificar un flujo másico. Para el aire libre suministrado (FAD), el caudal de salida del compresor se recalcula como caudal volumétrico de aire libre a las condiciones estándar de entrada (presión de entrada 1 bar(a) y temperatura de entrada 20°C). La relación entre los dos caudales volumétricos es (la fórmula simplificada siguiente no tiene en cuenta la humedad):

$$q_{FAD} = q_N * \frac{T_{FAD}}{T_N} * \frac{P_N}{P_{FAD}} \quad (2.1.5.1)$$

q_{FAD} = Aire libre suministrado (l/s)

q_N = Caudal volumétrico normal (NI/s)

T_{FAD} = Temperatura de entrada estándar (293°K de acuerdo con la norma ISO 1217: 2009, anexo C)

T_N = Temperatura de referencia normal (273°K)

P_{FAD} = Presión de entrada estándar (1,00 bar(a) de acuerdo con la norma ISO 1217: 2009, anexo C)

P_N = Presión de referencia normal (1,013 bar(a))

2.2. Introducción a los compresores

Existen dos principios genéricos de compresión de aire (o gas): la compresión de desplazamiento positivo y la compresión dinámica. Los compresores de desplazamiento positivo incluyen, entre otros, los alternativos (pistón), scroll y diferentes tipos de compresores rotativos (tornillo, uña, paletas). La norma ISO 5390 da una clasificación de varios tipos de compresores.

Al elegir el compresor correcto para una instalación determinada, se deben tener en cuenta los siguientes factores:

- Demanda máxima, mínima y media. Si hay un requerimiento intermitente de aire, pero se necesita un compresor grande para satisfacer los requerimientos máximos, la instalación puede ser muy poco económica de operar a menos que el sistema de control esté bien diseñado. Puede haber un máximo impuesto al consumo de energía (electricidad o gas). Dependiendo de las características de la demanda máxima (es decir, si es a corto o largo plazo), puede ser apropiado considerar un depósito de aire grande como una alternativa económica a un compresor más grande.
- Condiciones ambientales: temperatura, altitud y humedad. A gran altitud, debido a la densidad reducida del aire, se reduce la eficiencia y la capacidad del compresor. La alta humedad puede resultar en grandes cantidades de agua que deben desecharse.
- Métodos de refrigeración disponibles: disponibilidad de agua de refrigeración o temperatura ambiente para la refrigeración por aire. Debe considerarse la posibilidad de utilizar el calor residual para calentar espacios o para calentar procesos.
- Factores ambientales: ruido y vibraciones. Es posible que se requieran cimientos especiales, particularmente con compresores alternativos.
- Requisitos de personal de mantenimiento capacitado.

2.2.1. Compresores de desplazamiento

Un compresor de desplazamiento encierra un volumen de gas o aire y después incrementa la presión reduciendo dicho volumen mediante el desplazamiento de uno o más miembros en movimiento.

2.2.1.1. Compresores de pistón

El compresor de pistón es el más antiguo y común de todos los compresores industriales. Está disponible en variantes de simple o doble efecto, lubricado o exento de aceite y con diversos números de cilindros en diferentes configuraciones. Los compresores más pequeños suelen ser de una sola etapa de un diseño simple o bicilíndrico en V con cilindros refrigerados por aire y funcionan con motores eléctricos.

Los tamaños intermedios comprenden una variedad de configuraciones diferentes. Compresores verticales puede comprender uno o más cilindros en línea, disposiciones en 'V', 'W' y 'H' para unidades multicilindro, y también una configuración en 'L' que tiene cilindros verticales y horizontales dispuestos alrededor de un cigüeñal común. La disposición en ángulo de los cilindros ofrece ciertas ventajas, notablemente un volumen y peso reducidos y un equilibrio superior de la máquina (ya que con un diseño cuidadoso las fuerzas primarias se pueden equilibrar con precisión). La configuración en 'L' con un cilindro vertical de baja presión y un cilindro horizontal de alta presión es ventajosa para máquinas más grandes, ya que facilita la instalación, el montaje, el mantenimiento y el desmontaje. Los compresores alternativos más grandes suelen ser horizontales de doble acción, en tándem o dúplex. Las unidades básicas de dos etapas se muestran en la Figura 2.2.1.1. Las variaciones incluyen transferir el empuje lateral por medio de una cruceta. Cuando se utiliza el espacio debajo del pistón, es fundamental utilizar una cruceta para convertir la acción rotatoria del cigüeñal en movimiento alternativo con el fin de obtener un sellado satisfactorio del vástago del pistón donde pasa a través de la cámara de compresión. La cruceta asegura que todo el componente de empuje lateral del cigüeñal sea tomado por la guía de la cruceta y no transferido al pistón y al cilindro. Los compresores alternativos de acción simple son normalmente del tipo de pistón troncal, mientras que los compresores de acción doble de pistón diferencial pueden ser de cualquier tipo; consulte la Figura 2.2.1.2.

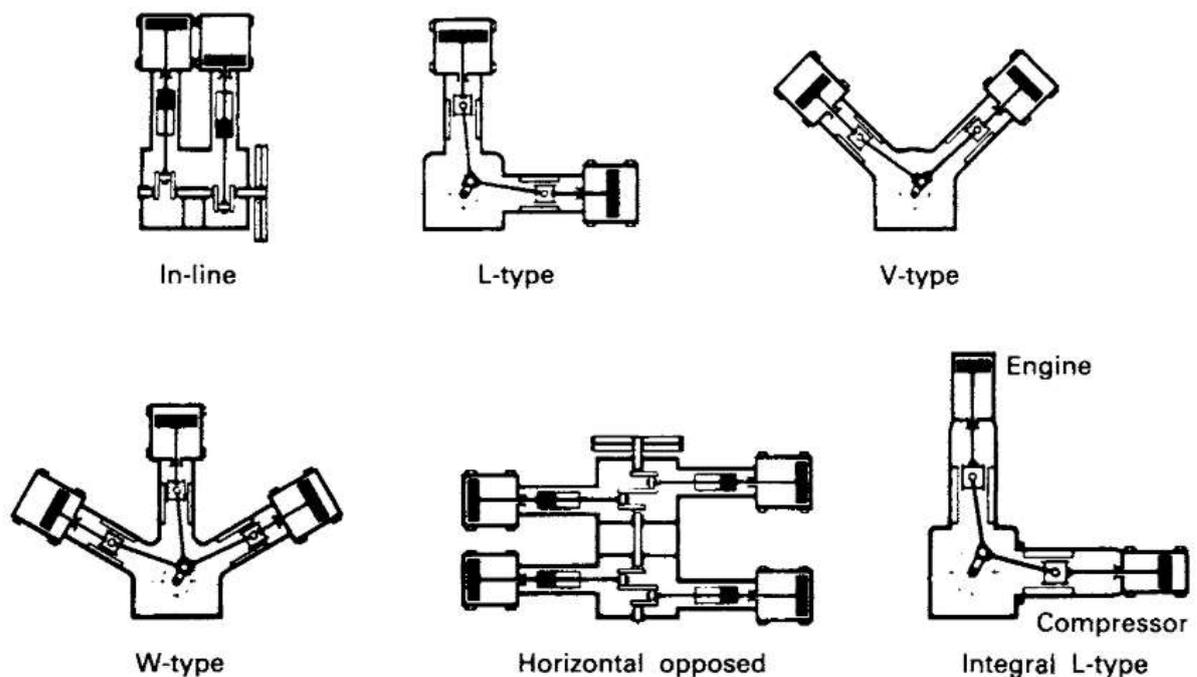


Figura 2.2.1.1 Disposiciones de compresores de pistón con cruceta

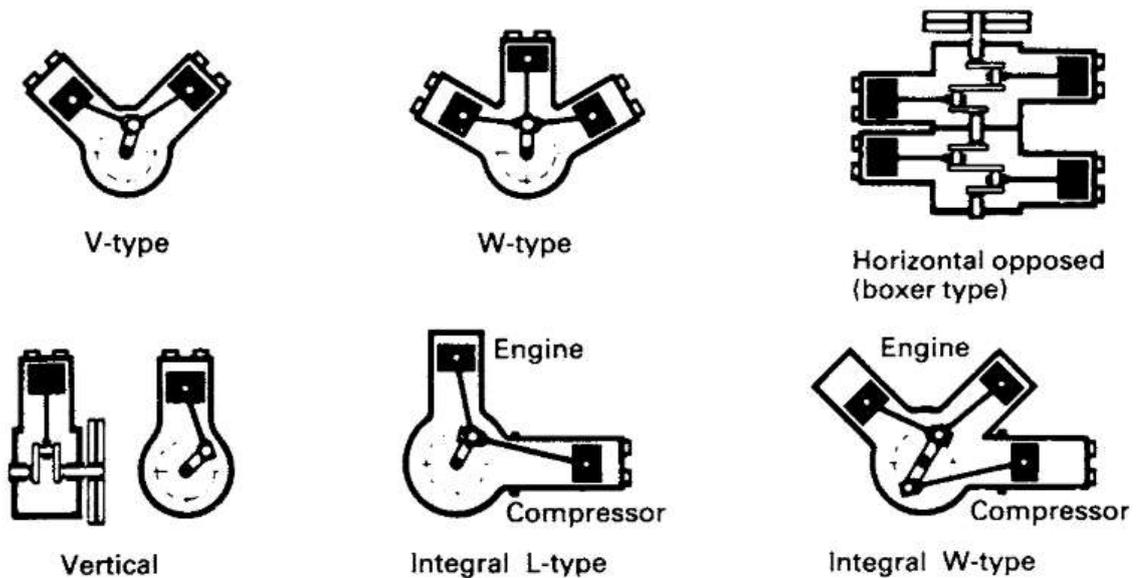


Figura 2.2.1.2 Disposiciones de compresores de pistón

2.2.1.2. Compresores de pistón exentos de aceite

Los compresores de pistón exentos de aceite tienen segmentos de PTFE o carbón. Alternativamente, el pistón y la pared del cilindro pueden estar perfilados (dentados) como en los compresores de laberinto. Las máquinas de mayor tamaño están equipadas con una cruceta y retenes en los bulones y una pieza intermedia ventilada para evitar que el aceite se transfiera del cárter a la cámara de compresión. Los compresores pequeños tienen a menudo un cárter con rodamientos sellados de por vida.[1]

2.2.1.3. Compresores de pistón libre

Es un compresor con motor diésel de dos tiempos integrado. El aire comprimido actúa sobre los pistones elevados y los empuja hacia adentro, arrancando así el compresor. El aire de combustión así comprimido en el cilindro del motor hace que los pistones se vuelvan a separar tras la combustión del combustible inyectado. El aire encerrado está comprimido. Después de dejar salir el aire de barrido necesario, la mayor parte del aire compactado se expulsa a través de una válvula de retención de presión. El pistón empuja hacia adentro el aire restante para el nuevo ciclo. Las válvulas de inducción vuelven a aspirar aire nuevo.

Características:

- Altamente eficiente.
- Carrera tranquila.
- Principio simple, pero poco utilizado. En la práctica, es necesario sincronizar los movimientos del pistón y montar un amplio equipo de control.

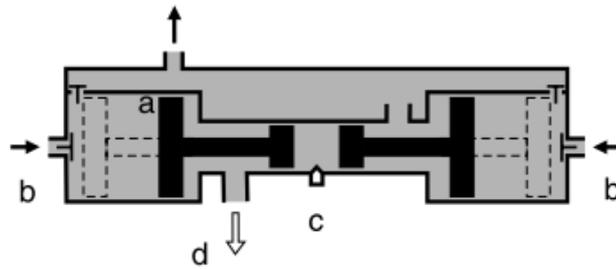


Figura 2.2.1.3 Compresor de pistón libre

- a. Apertura de salida neumática
- b. Apertura de entrada
- c. Boquilla de inyección de combustible
- d. Apertura de escape

2.2.1.4. Compresor de diafragma

Un diafragma elástico provoca la compresión. En lugar de que un pistón se mueva linealmente entre dos posiciones finales, el diafragma se mueve en vibraciones no lineales. El diafragma está unido a un lado y se mueve mediante una biela. La carrera de la biela depende de la elasticidad del diafragma.

Características:

- Gran diámetro de cilindro.
- Pequeño golpe.
- Económico con cantidades de salida bajas, presiones bajas y cuando se genera vacío. [4]

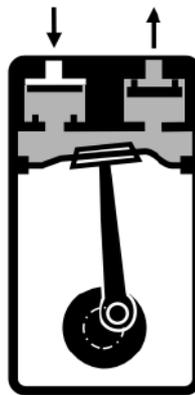


Figura 2.2.1.4 Diagrama del compresor de diafragma

2.2.1.5. Compresores de tornillo

La Figura 2.2.1.5 muestra la distribución de las unidades de tornillo. Sin duda, la forma más común de compresor rotativo de desplazamiento positivo es el compresor de tornillo helicoidal, desarrollado principalmente por las empresas suecas SRM y Atlas

Copco, pero ahora disponible de varios fabricantes. El ciclo de compresión se ilustra en la Figura 2.2.1.6.

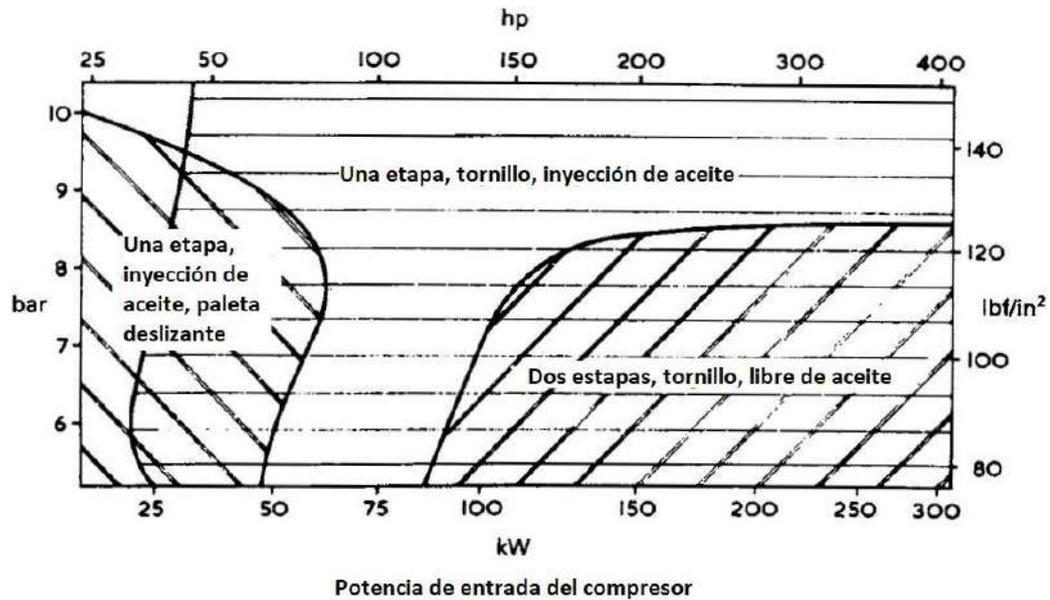


Figura 2.2.1.5 Compresores de aire de tipo rotativo en servicio industrial

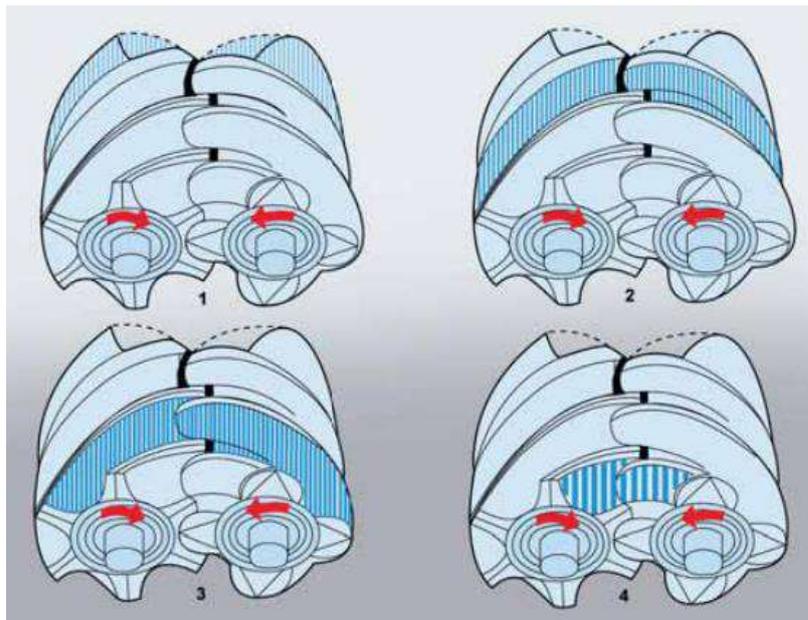


Figura 2.2.1.6 Ciclo de compresión de compresores de tornillo

Los compresores de tornillo rotativos emplean dos rotors entrelazados con lóbulos helicoidales. A medida que giran los rotors, aumenta el espacio entre los rotors de desacoplamiento, en el que se admite el aire de entrada. Una vez completada la operación de llenado, las caras de entrada de los dos rotors pasan por la lumbrera de entrada y el aire se sella en la carcasa. Con la rotación continua, el volumen de la flauta entre los dos rotors disminuye, comprimiendo el aire. La compresión aumenta con la rotación continua hasta que se alcanza la relación de presión incorporada y el aire se descarga a través de la lumbrera de salida.

Los compresores de tornillo pueden estar inundados con aceite o sin aceite. Los tipos inundados con aceite dependen de un volumen sustancial de aceite inyectado en el espacio de compresión. Este aceite tiene varios propósitos: sella los espacios entre los tornillos y la carcasa; lubrica el accionamiento entre los tornillos macho y hembra; y ayuda a extraer el calor de compresión.

Los de tipo exentos de aceite no pueden permitir que se produzca un accionamiento entre los tornillos, por lo que debe haber engranajes externos. Algunos diseños incorporan inyección de agua. Los tornillos totalmente metálicos no se pueden lubricar adecuadamente con agua, por lo que estos tipos también requieren engranajes externos. Hay un nuevo desarrollo interesante en los tornillos lubricados con agua en los que los propios tornillos están hechos de un material cerámico sujeto a un eje de acero. Estos tornillos deben fabricarse con mucha precisión en un molde especial porque solo es posible una cantidad limitada de mecanizado después de la fabricación. Finalmente, se confeccionan juntos en cojinetes de sacrificio para lograr la forma final.

Ya sea que los tornillos estén inundados de agua o aceite, será evidente que para minimizar las pérdidas por fugas, la holgura entre los tornillos debe mantenerse al mínimo en todas las posiciones de rotación. La generación de las formas matemáticas necesarias para producir este juego mínimo y las posteriores técnicas de fabricación son los secretos de la tecnología eficiente de compresores de tornillo.

Una característica de los tornillos rotatorios es que la potencia absorbida por el rotor macho es aproximadamente 95% del total con el 5% restante absorbido por el rotor hembra. Los rotores hembra pueden considerarse principalmente válvulas rotativas. Debido a esta distribución de potencia entre los rotores, se acostumbra a conectar el rotor macho (a través de engranajes si es necesario) al motor primario. Los tornillos no están diseñados como engranajes impulsores, pero el 5% está dentro de su capacidad.

Los tipos secos e inundados de aceite tienen sus propias ventajas y desventajas. Las unidades de tornillo seco solo pueden tener un aumento de presión limitado por etapa (un máximo de aproximadamente 3: 1); de lo contrario, el aumento de temperatura sería excesivo. Los tornillos inundados de aceite, por otro lado, pueden adaptarse a una relación de presión normal de 8: 1 y, a menudo, tan alta como 13: 1.

2.2.1.6. Compresores de uña

El elemento de compresión de un compresor de uña consta de dos rotores que giran en sentido contrario en una cámara de compresión. El proceso de compresión se divide en aspiración, compresión e impulsión. Durante la fase de aspiración, el aire penetra en la cámara de compresión hasta que los rotores bloquean la entrada. Durante la fase de compresión, el aire aspirado se comprime en la cámara, que se reduce cada vez más a medida que giran los rotores. Durante la compresión, la lumbrera de salida está bloqueada por uno de los rotores, mientras que la entrada permanece abierta para aspirar aire nuevo en la sección opuesta de la cámara de compresión. La descarga tiene lugar cuando uno de los rotores abre la lumbrera de salida y el aire comprimido se expulsa de la cámara de compresión.

Ambos rotores se sincronizan por medio de un juego de ruedas dentadas. La relación de presiones máxima que se puede obtener con un compresor de uña exento de aceite

está limitada por la diferencia de temperatura entre la aspiración y la descarga. Por consiguiente, para presiones más altas se necesitan varias etapas con refrigeración intermedia.

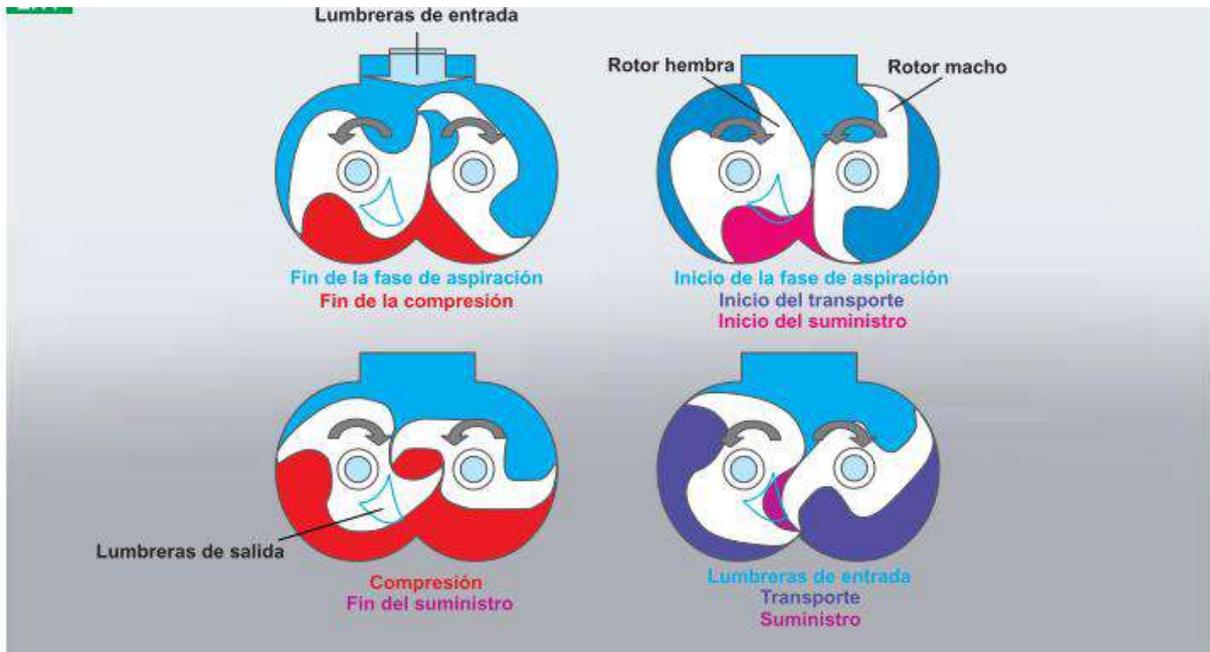


Figura 2.2.1.7 Principio de compresión del compresor de doble uña

2.2.1.7. Compresores scroll

El scroll es un tipo de compresor normalmente exento de aceite con desplazamiento orbital, es decir, comprime una cantidad específica de aire en un volumen cada vez más pequeño. El elemento compresor se compone de una espiral fija en una carcasa y una espiral móvil excéntrica accionada por motor. Las espirales se montan con un desfase de 180° para formar bolsas de aire con un volumen que varía gradualmente. Esto aporta estabilidad radial a los elementos scroll. Las fugas se reducen al mínimo ya que la diferencia de presión en las bolsas de aire es menor que la diferencia de presión entre la entrada y la salida. La espiral móvil es accionada por un cigüeñal de carrera corta y se mueve excéntricamente alrededor del centro de la espiral fija. La aspiración está situada en la parte superior de la carcasa del elemento. Cuando la espiral móvil se mueve, se aspira aire que queda atrapado en una de las bolsas; allí se comprime gradualmente hacia el centro, donde están situadas la salida y una válvula antirretorno. El ciclo de compresión continúa durante 2,5 vueltas, lo cual proporciona un flujo de aire prácticamente constante y sin pulsaciones. El proceso es relativamente silencioso y sin vibraciones, ya que el elemento apenas tiene variación de par comparado, por ejemplo, con un compresor de pistón.[5]

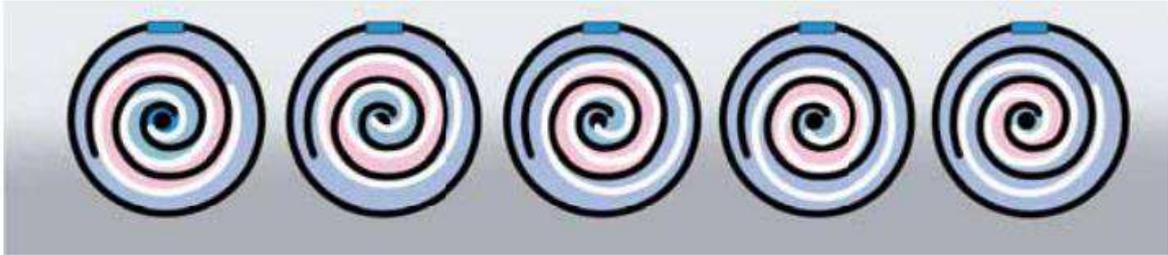


Figura 2.2.1.8 Principio de compresión de un compresor scroll

2.2.1.8. Compresores de paletas

El compresor de paletas rotativas (compresor laminar o rotativo de paletas múltiples) es uno de los compresores de desplazamiento rotativo.

La carcasa y los pistones rotativos que se mueven hacia adentro forman la cámara para la inducción y compresión del medio.

Un rotor cilíndrico sobre cojinetes excéntricos gira dentro de una carcasa cerrada. El rotor (tambor) tiene ranuras radiales en toda su longitud. Dentro de las ranuras, las paletas se mueven en dirección radial.

Cuando el rotor alcanza una cierta velocidad, la corredera de trabajo se presiona hacia afuera contra las paredes internas de la carcasa mediante fuerza centrífuga. La cámara de compresión entre el rotor y la carcasa está dividida por guías en celdas individuales (cámaras de trabajo).

Como resultado de la disposición excéntrica del rotor, el volumen aumenta o disminuye durante una rotación.

Las cámaras de presión se lubrican mediante pérdida de lubricación o inyección de aceite.

Al inyectar mayores cantidades de aceite en la cámara de compresión se consigue, además de lubricación, un efecto de enfriamiento y un sellado de las correderas contra la pared interior de la carcasa. El aceite inyectado puede separarse del compuesto de aceite y aire después de la compresión y devolverse al circuito de aceite.

Características:

- Funcionamiento muy silencioso.
- Salida de aire uniforme y sin pulsos.
- Requiere poco espacio y es fácil de mantener.
- Baja eficiencia.
- Altos costes de mantenimiento debido al desgaste de las correderas.

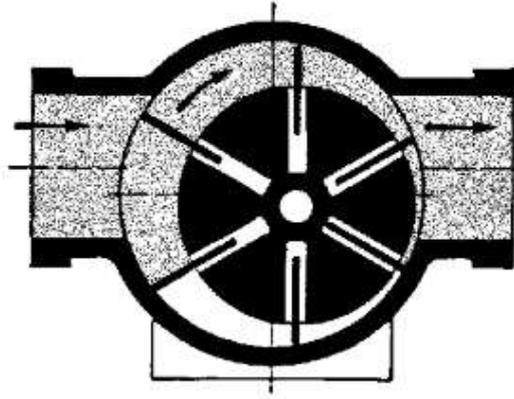


Figura 2.2.1.9 Compresor de paletas

2.2.1.9. Compresores de anillo líquido

El compresor de anillo líquido pertenece a la categoría de compresores de desplazamiento rotativo.

El eje excéntricamente soportado en la carcasa con paleta radial fija desplaza el líquido de sellado durante la rotación. Esto forma el anillo líquido que sella los espacios entre las paletas contra la carcasa.

El contenido de la cámara cambia por la rotación del eje, provocando que el aire sea inducido, comprimido y transportado.

El líquido generalmente utilizado es el agua.

Características:

- Aire exento de aceite (a través de un medio de transporte exento de aceite). - Baja sensibilidad a la suciedad y a los productos químicos.
- Se requiere un dispersor de líquido porque el líquido auxiliar se introduce continuamente en la cámara de presión.
- Bajo grado de eficiencia.

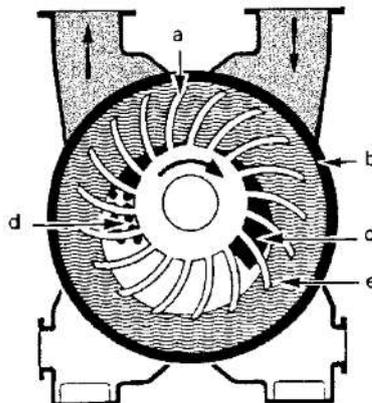


Figura 2.2.1.10 Diagrama del compresor de anillo líquido

- a. Rueda de paletas
- b. Carcasa
- c. Abertura de entrada
- d. Abertura de salida
- e. Líquido

2.2.1.10. Compresor Roots

El compresor Roots pertenece a la familia de compresores de desplazamiento rotativo.

Dos pistones rotativos de forma simétrica giran en direcciones opuestas dentro de una cámara cilíndrica. Están conectados por una transmisión sincronizada y funcionan sin contacto.

El aire a comprimir se dirige desde el lado de admisión a la carcasa del compresor. Está encerrado en la cámara entre el ala y la caja. En el momento en que el pistón suelta el borde hacia el lado de presión, el gas fluye hacia la salida de descarga y llena la cámara de presión. Cuando el ala gira más, el contenido de la cámara de transporte se presiona contra la contrapresión total. Tiene lugar una compresión constante. El compresor debe trabajar siempre contra toda la presión dinámica.

Características:

- No hay desgaste en el pistón giratorio y, por lo tanto, no se requiere lubricación.
- El aire no contiene aceite.
- Sensible al polvo y la arena.

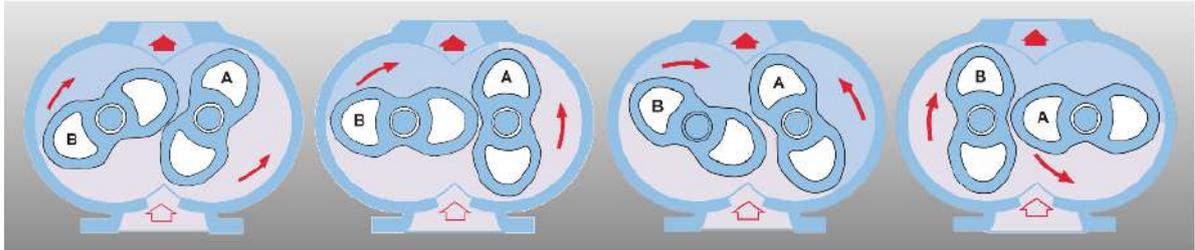


Figura 2.2.1.11 Principio de compresión de un compresor Roots

2.2.2. Compresores dinámicos

En un compresor dinámico, el aumento de presión tiene lugar mientras el gas fluye. Los álabes de un rodete giratorio aceleran el gas que fluye a gran velocidad. Después, la velocidad del gas se transforma en presión estática cuando se ve obligado a desacelerar en la expansión en un difusor. Dependiendo de la dirección principal del flujo del gas utilizado, se denominarán compresores radiales o axiales.

En comparación con los compresores de desplazamiento, los compresores dinámicos se caracterizan porque un cambio pequeño en la presión de trabajo produce un gran efecto en el caudal, como se puede apreciar en la figura Figura 2.2.2.1. La velocidad de cada rodete tiene un límite de caudal superior e inferior. El límite superior significa que el flujo de gas alcanza la velocidad sónica. El límite inferior significa que la contrapresión es mayor que la presión generada por el compresor, lo cual produce un flujo de retorno en la máquina. A su vez, esto genera pulsaciones, ruido y riesgo de trabajo efectiva de 7 bar, la compresión isentrópica requiere en teoría un 37% más de

energía que la compresión isotérmica. Un método práctico para reducir el calentamiento del gas consiste en dividir la compresión en varias etapas. El gas se enfría después de cada etapa antes de volver a comprimirse a la presión final. Esto también hace que mejore la eficiencia energética, obteniéndose el mejor resultado cuando cada etapa de compresión tiene la misma relación de presiones. Aumentando el número de etapas de compresión, el proceso completo se aproxima a la compresión isotérmica. Sin embargo, existe un límite económico respecto al número de etapas que puede tener un compresor.

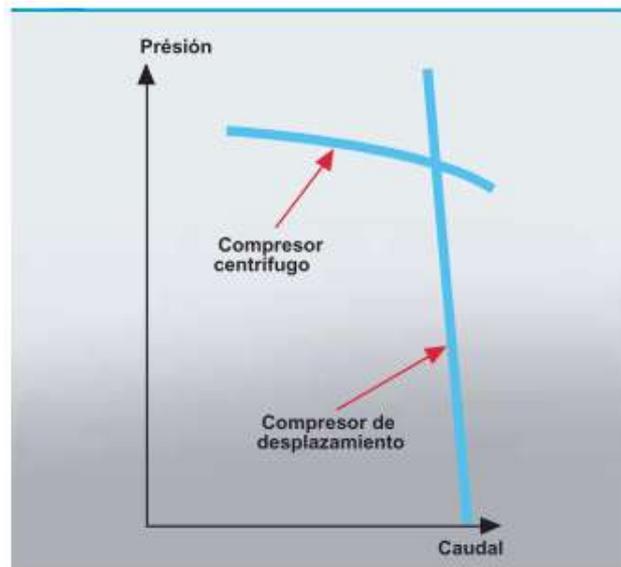


Figura 2.2.2.1 Curvas de carga de compresores centrífugos y de desplazamiento, respectivamente, cuando la carga cambia a velocidad constante

2.2.2.1. Compresores axiales

Los compresores axiales son dispositivos de flujo mediante los cuales el aire fluye alternativamente en una dirección axial a través de una serie de paletas giratorias y estacionarias.

El aire se acelera primero y luego se comprime. Los conductos de paletas forman canales expandidos aleatoriamente en los que la energía cinética generada por la circulación del aire se retrasa y se convierte en energía de presión.

Características:

- Salida uniforme.
- Sin contenido de aceite en el aire.
- Sensible a cambios de carga y estrés.
- Cantidades de salida mínimas requeridas.

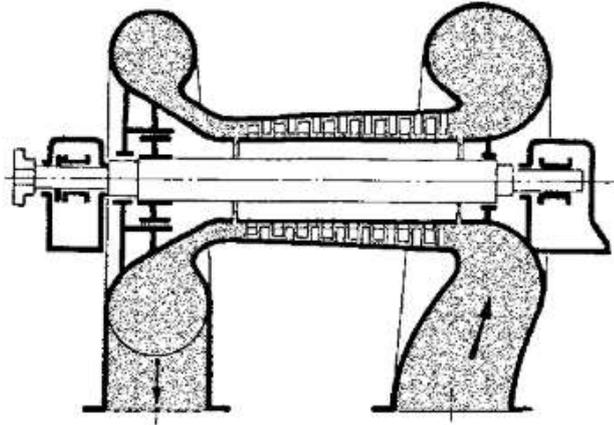


Figura 2.2.2.2 Diagrama de un compresor axial

2.2.2.2. Compresores radiales

Los compresores radiales son dispositivos de flujo en los que el aire se dirige al centro de la rueda giratoria.

El aire se mueve por fuerza centrífuga contra la periferia. El aumento de presión se debe a que el aire acelerado se dirige a través de un difusor antes de llegar a la siguiente rueda en marcha. La energía cinética (energía de velocidad) se convierte en presión estática durante este proceso.

Características:

- Salida uniforme.
- Sin contenido de aceite en el aire.
- Sensible a cambios de carga y estrés.
- Cantidades de salida mínimas requeridas. [4]

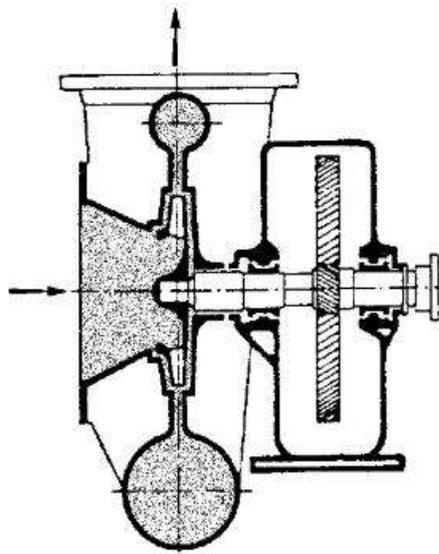


Figura 2.2.2.3 Diagrama de un compresor radial

2.2.3. Comparación: turbocompresor y desplazamiento positivo

A velocidad de rotación constante, la curva presión/caudal de un turbocompresor difiere significativamente de la curva equivalente de un compresor de desplazamiento positivo. El turbocompresor es una máquina de caudal y presión variables. Por el contrario, un compresor de desplazamiento es una máquina de caudal constante y presión variable. Un compresor de desplazamiento proporciona una relación de presiones más alta incluso a baja velocidad. Los turbocompresores están diseñados para grandes caudales de aire[5].

Los rangos de rendimiento aproximados para algunas de estas máquinas se ilustran en la Figura 2.2.3.1. Esta comparación está destinada únicamente a brindar una guía del rango de operación de los diferentes tipos de máquina. En la mayoría de los casos, existen superposiciones sustanciales en su cobertura de desempeño. En particular, el compresor alternativo está disponible en una amplia gama de tamaños y tipos, y se pueden encontrar modelos que satisfagan casi cualquier condición de funcionamiento, como se muestra en la Figura 2.2.3.1. Muchos compresores se pueden colocar en etapas para suministrar aire a presiones mucho más altas.

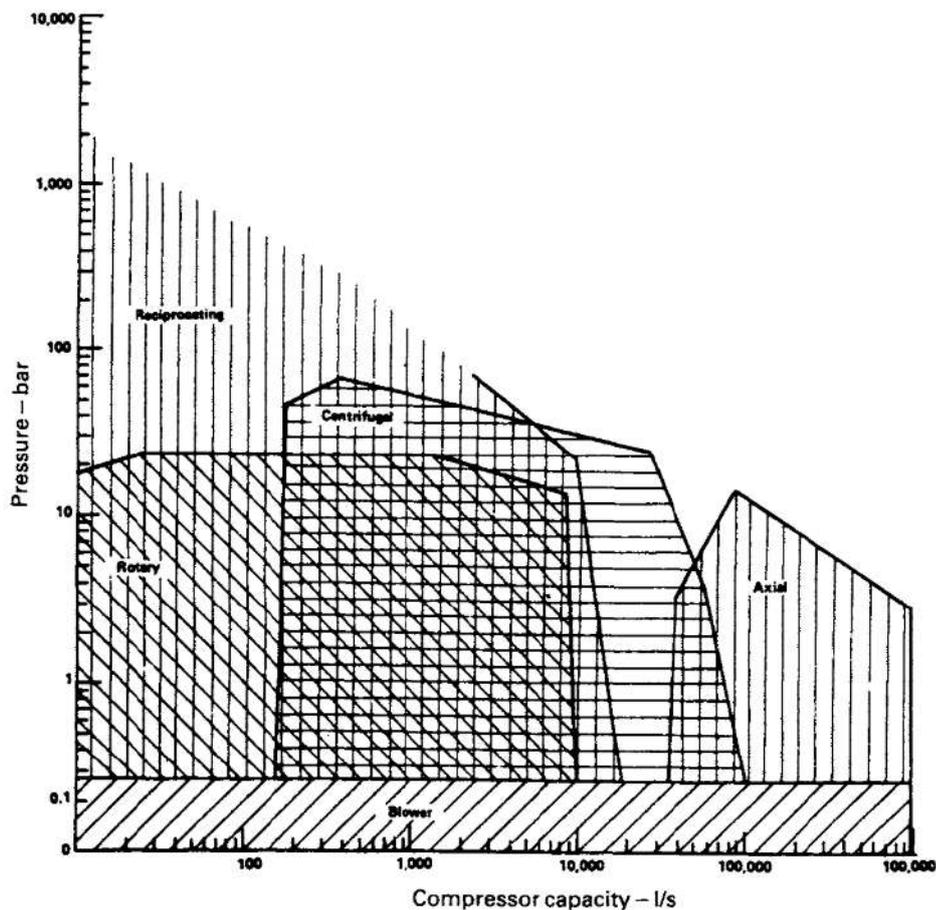
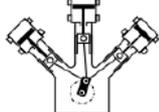
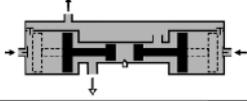
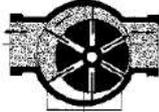
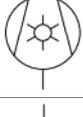
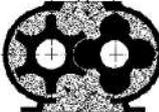
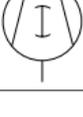
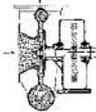


Figura 2.2.3.1 Rangos aproximados de funcionamiento de los compresores. [1]

La Tabla 2.2 muestra las áreas de trabajo típicas para varios tipos de compresores estándar. [4]

Tabla 2.2 Compresores estándar

Tipo	Símbolo (DIN 28004)	Diagrama	Rango de presión [bar]	Caudal [m ³ /s]
Compresor de pistón			10 (1 etapa)	120
			35 (2 etapas)	600
Compresor de cruceta			10 (1 etapa)	120
			35 (2 etapas)	600
Compresor de diafragma			Bajo	Bajo
Compresor de pistón libre			Uso limitado como generador de gas	
Compresor de paletas rotativas			16	4500
Compresor de anillo líquido			10	-
Compresor de tornillo			22	3000
Compresor lobular			1.6	1200
Compresor axial			10	200000
Compresor radial			10	200000

2.3. Tratamiento del aire comprimido

2.3.1. Secado del aire comprimido

El aire atmosférico contiene vapor de agua, en mayor cantidad a altas temperaturas. Cuando el aire se comprime, aumenta la concentración de agua. Por ejemplo, un compresor con una presión de trabajo de 7 bar y una capacidad de 200 l/s que comprime aire a 20°C con una humedad relativa del 80% liberará 10 litros de agua por hora en la línea de aire comprimido. Para evitar problemas y perturbaciones debido a

la precipitación de agua en las tuberías y en los equipos conectados, el aire comprimido se debe secar. Esta operación se realiza con un refrigerador posterior y un secador. Para describir el contenido de agua en el aire comprimido se emplea el término “punto de rocío a presión” (PRP). Se trata de la temperatura a la que el vapor de agua comienza a condensarse. Un punto de rocío bajo indica un contenido pequeño de vapor de agua en el aire comprimido.

Es importante recordar que el punto de rocío atmosférico no se puede comparar con el PRP al cotejar secadores diferentes. Por ejemplo, un PRP de +2°C a 7 bar equivale a -23°C a presión atmosférica. No se pueden usar filtros para eliminar la humedad (reducir el punto de rocío). Esto se debe a que un enfriamiento adicional provoca una precipitación continua de agua de condensación. La selección del equipo de secado depende del punto de rocío a presión. Desde el punto de vista económico, cuanto menor sea el punto de rocío necesario, mayores serán los costes de inversión y operativos del secador. [5]

El aire se puede secar de diversas formas. En la Figura 2.3.1.1 se muestra un desglose de los métodos de secado.

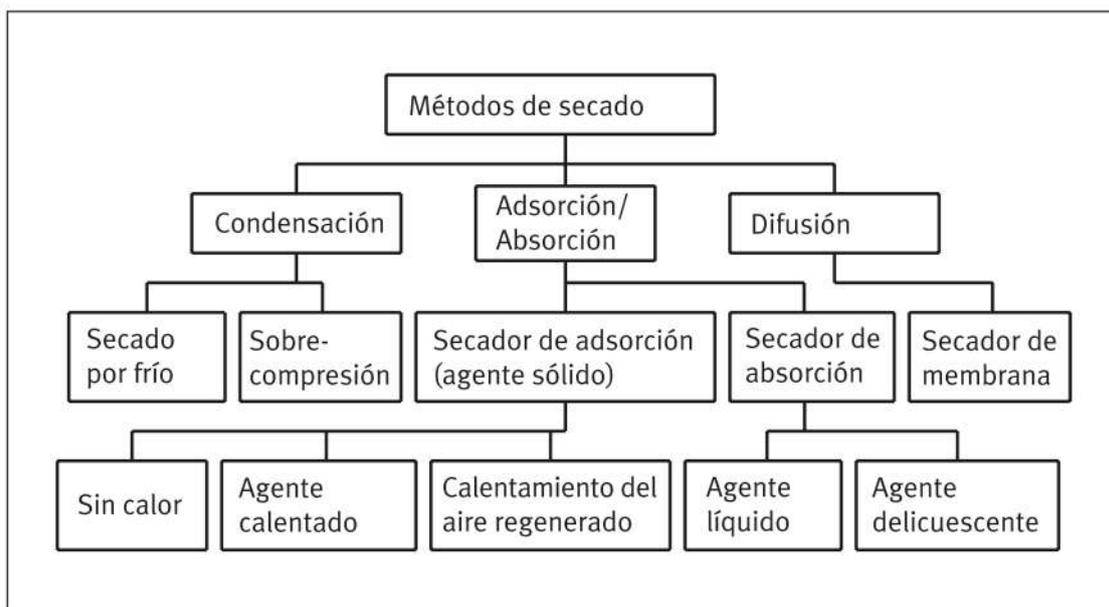


Figura 2.3.1.1 Métodos para secar el aire

2.3.1.1. Método de secado por frío

En muchos casos es suficiente recurrir al método de secado por frío. En ese caso, la temperatura del aire disminuye por efecto de un agente refrigerante. Así se forma condensado y disminuye el contenido de agua del aire. Tal como se puede apreciar en la Figura 2.1.3.1, el aire se refrigera al fluir en el sentido contrario de un agente refrigerante. Este proceso de refrigeración suele realizarse en varias fases (refrigeración previa aire-aire y refrigeración principal aire-agente refrigerante). El punto de condensación es de aproximadamente +1,5 °C. Si la temperatura de la red no baja de 3 °C, la red de aire comprimido ya no contiene agua. El proceso de secado por refrigeración genera aproximadamente un 3% de los costos energéticos totales correspondientes a la generación de aire comprimido. Para conseguir un ahorro mayor, puede recurrirse a secadores modernos con compresor de agente refrigerante

y con regulación de las revoluciones. Este compresor adapta la cantidad del agente refrigerante circulante a la cantidad de aire que en cada momento tiene que secarse.

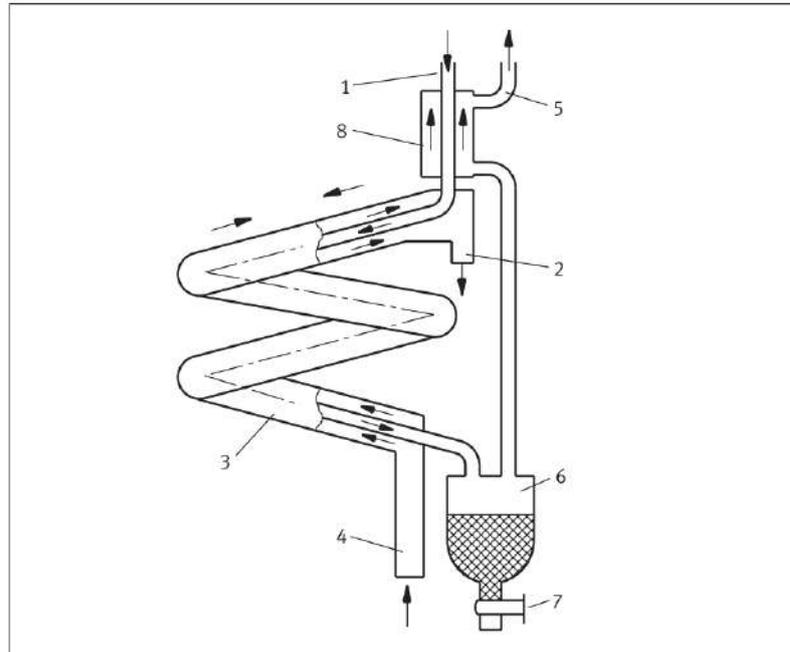


Figura 2.3.1.2 Principio de funcionamiento del secador por frío

Donde:

1. Toma de aire comprimido a 25 °C
2. Salida del agente refrigerante
3. Intercambiador de calor
4. Entrada del agente refrigerante
5. Salida de aire comprimido con 15 °C
6. Separador de condensado
7. Salida de agua
8. Secador previo

2.3.1.2. Sobrecompresión

La sobrecompresión (alta compresión) es otro de los métodos utilizados para secar el aire. En este caso, el aire se somete a una presión muy superior a la que es necesaria para el funcionamiento de la unidad consumidora. El aire se refrigera, con lo que se produce condensado que se elimina. A continuación, se vuelve a bajar la presión hasta obtener el nivel necesario para el funcionamiento de los actuadores. De esta manera es posible obtener puntos de condensación que son inferiores a -60 °C . Sin embargo, este método es bastante costoso.

Si las aplicaciones exigen temperaturas extremadamente bajas (entre 0 °C y -70 °C), tienen que aplicarse los métodos de adsorción o de secador de membrana. Los equipos correspondientes llegan a alcanzar hasta un 20% de los costos energéticos de la generación de aire comprimido.

2.3.1.3. Secado por absorción

En el caso del secado por absorción, una sustancia química atrae la humedad que termina disolviéndose en ella. La sustancia química es una solución salina a base de NaCl. Se trata de un secador de construcción sencilla, tal como se puede apreciar en la Figura 2.3.1.3. Cabe observar, sin embargo, que la sustancia química se consume. 1 kg de sal es capaz de retener aproximadamente 13 kg de condensado. Ello significa que es necesario rellenar constantemente la sustancia salina. Con este sistema, el punto de condensación puede ser de máximo $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$. También es posible utilizar otros agentes refrigerantes, tales como glicerina, ácido sulfúrico, tiza deshidratada y sal de magnesio hiperacidificado.

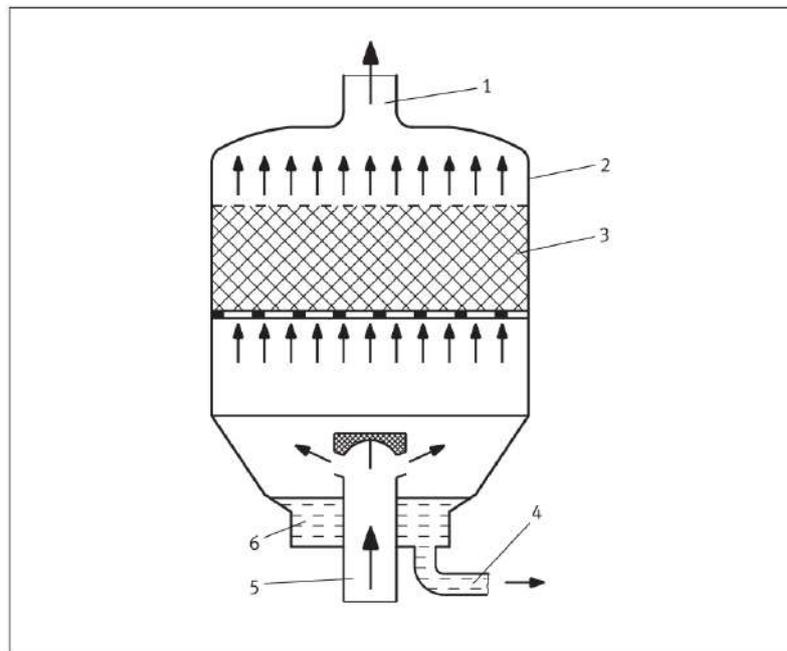


Figura 2.3.1.3 Principio de funcionamiento del secador por absorción

Donde:

1. Aire comprimido seco
2. Contenedor
3. Sustancia salina
4. Salida del condensado
5. Aire (húmedo) proveniente del compresor
6. Depósito de condensado

2.3.1.4. Secado por adsorción

En el proceso de secado por adsorción, las moléculas del gas o del vapor se enlazan debido a las fuerzas moleculares. El agente secante es un gel (por ejemplo, gel silícico) que también se consume, aunque es regenerable. Por ello se necesitan dos depósitos de secado (depósito con dos cámaras) para que los procesos de secado (A) y de regeneración (B) se lleven a cabo simultáneamente. La regeneración puede conseguirse en frío o caliente. Los secadores con regeneración del agente en frío cuestan menos, pero su funcionamiento es menos rentable. En la Figura 2.3.1.4 se aprecia un secador con regeneración por calor. Los dos secadores se activan

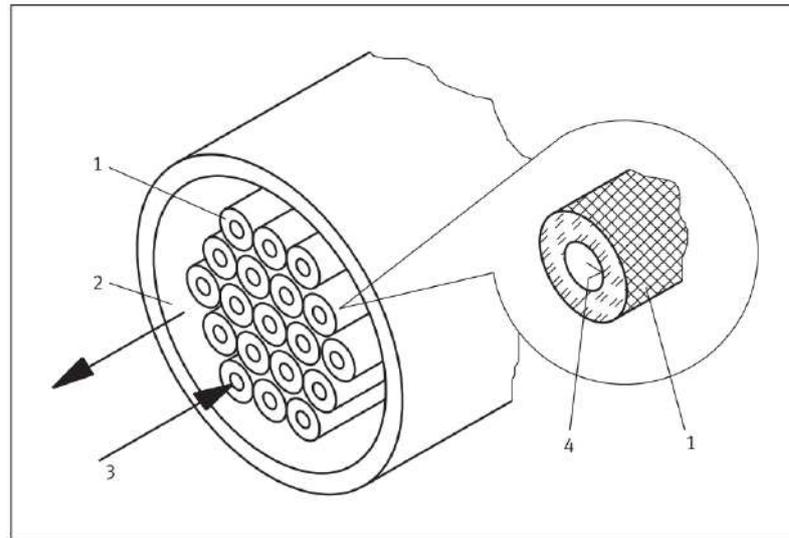


Figura 2.3.2.1 Principio de funcionamiento del secador de membrana

Donde:

1. Fibra hueca
2. Aire de enjuague
3. Entrada de aire húmedo
4. Membrana

Las fibras huecas son de material exento de silicona y están recubiertas de una ínfima capa que constituye la superficie de la membrana como tal. Las membranas pueden ser porosas o homogéneas. Las membranas homogéneas sólo permiten el paso de determinadas moléculas, como por ejemplo las de vapor de agua. En ese caso, no cambia el contenido de oxígeno y de aceite. El aire seco de enjuague se obtiene derivando parte del aire que ya fue sometido al proceso de secado. Este constante consumo de aire de enjuague reduce la eficiencia del secador. Por ello se está intentando encontrar soluciones apropiadas para conseguir reducir el consumo de aire. Debido a su principio de funcionamiento, estos secadores se utilizan preferentemente en tramos parciales de la red o en sus puntos finales (Figura 2.3.2.2). Los secadores de membrana no necesitan energía adicional para regular el aire de enjuague, por lo que son muy apropiados para el uso en zonas con peligro de explosión. Es recomendable montar los secadores de membrana delante del regulador de presión de aire, ya que el efecto de secado es mayor si la presión es más alta. Asimismo, es recomendable también montar delante del secador de membrana una combinación de unidad de prefiltración y de microfiltro, ya que de esta manera aumenta la duración de las fibras huecas. Los secadores de membrana se diferencian de otros secadores principalmente por lo siguiente:

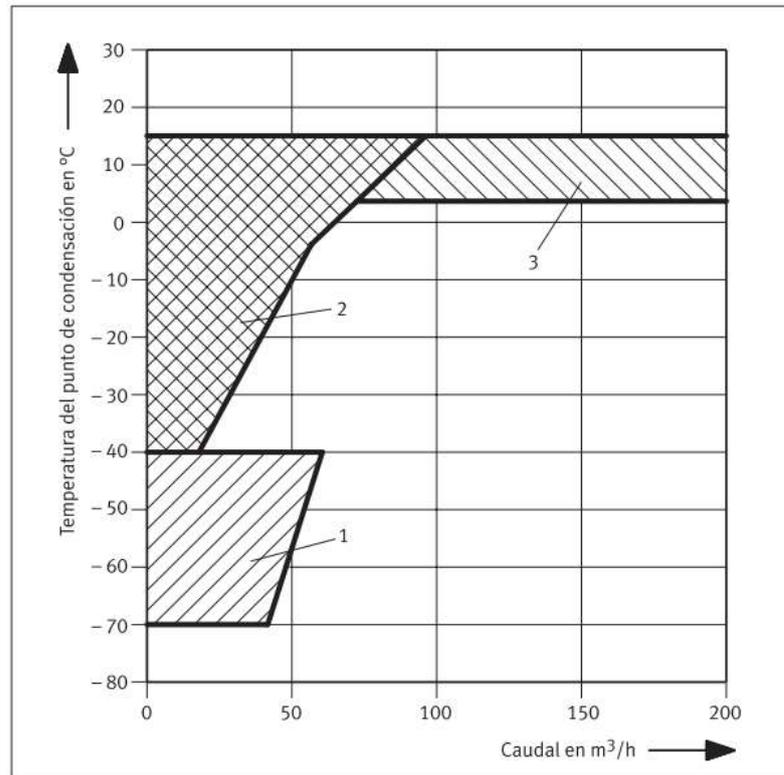


Figura 2.3.2.2 Campos de aplicación de diversos tipos de secadores

Donde:

1. Secador por adsorción
2. Secador de membrana
3. Secador por frío hasta 1000 m³/h

Los secadores de membrana reducen la humedad en un porcentaje determinado, mientras que los secadores por frío y por adsorción lo hacen en función de un determinado punto de condensación bajo presión.[3]

2.3.3. Filtros

Las partículas presentes en el aire comprimido se pueden eliminar de diversas formas. Si son mayores que los poros del material filtrante, se separan mecánicamente ("efecto tamiz"). Esto sucede normalmente con partículas mayores de 1 mm. En este caso, la eficiencia del filtro aumenta con la densidad del material filtrante, compuesto por fibras más finas. Las partículas inferiores a 1 mm se recogen en el material de la fibra mediante 3 mecanismos físicos: impacto inercial, interceptación y difusión. El impacto tiene lugar para partículas relativamente grandes y/o para elevadas velocidades del gas. Debido a la gran inercia de la partícula pesada, ésta no sigue la trayectoria de flujo, sino que se mueve en línea recta y colisiona con la fibra. Este mecanismo tiene lugar principalmente para partículas mayores de 1 μm y adquiere mayor importancia a medida que aumenta el tamaño de las partículas. La interceptación se produce cuando una partícula sigue la trayectoria de flujo, pero su radio es mayor que la distancia entre dicha trayectoria y el perímetro de la fibra. La deposición de partículas debido a la difusión se produce cuando una partícula muy pequeña no sigue la trayectoria de flujo, sino que se mueve aleatoriamente a través

del mismo debido al movimiento browniano. Adquiere mayor importancia a medida que se reduce el tamaño de las partículas y la velocidad del aire.

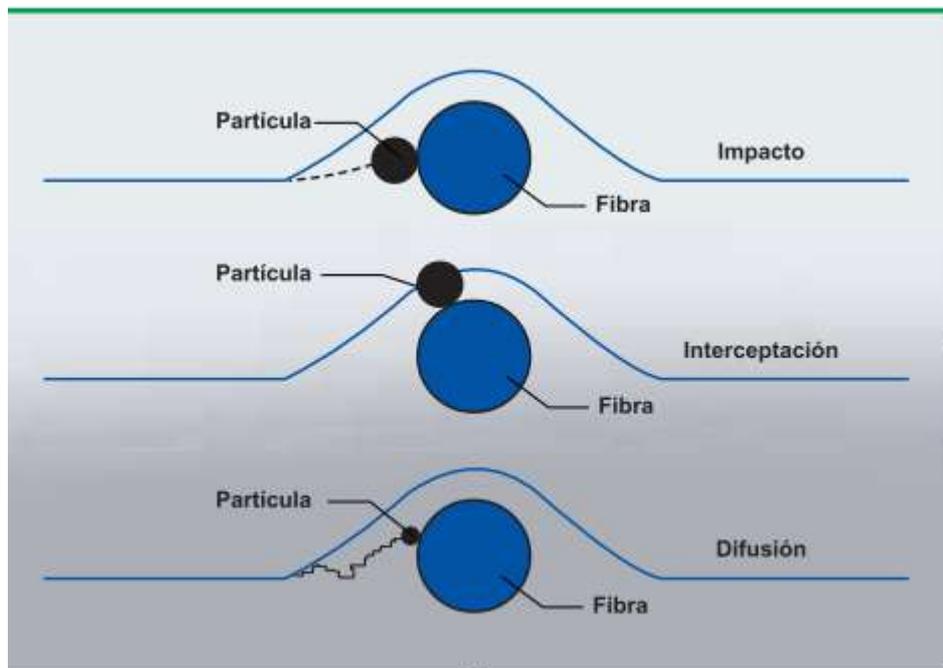


Figura 2.3.3.1 Mecanismos de colisión de partículas en filtros

La capacidad de separación de partículas de un filtro es el resultado de los diferentes procesos descritos (para los distintos tamaños de partícula). En realidad, no hay un filtro que sea efectivo para todo el rango de tamaño de partículas. Incluso el efecto de la velocidad del flujo no es un factor decisivo para la capacidad de separación. En general, las partículas entre $0,1 \mu\text{m}$ y $0,2 \mu\text{m}$ son los más difíciles de separar (tamaño de partícula más penetrante). Como se ha indicado anteriormente, la capacidad de captura total de un filtro coalescente es una combinación de todos los mecanismos. Evidentemente, la importancia de cada mecanismo, los tamaños de partícula y la eficiencia total dependen en gran medida de la distribución del tamaño de partículas del aerosol, de la velocidad del aire y de la distribución del diámetro de fibra del medio filtrante.

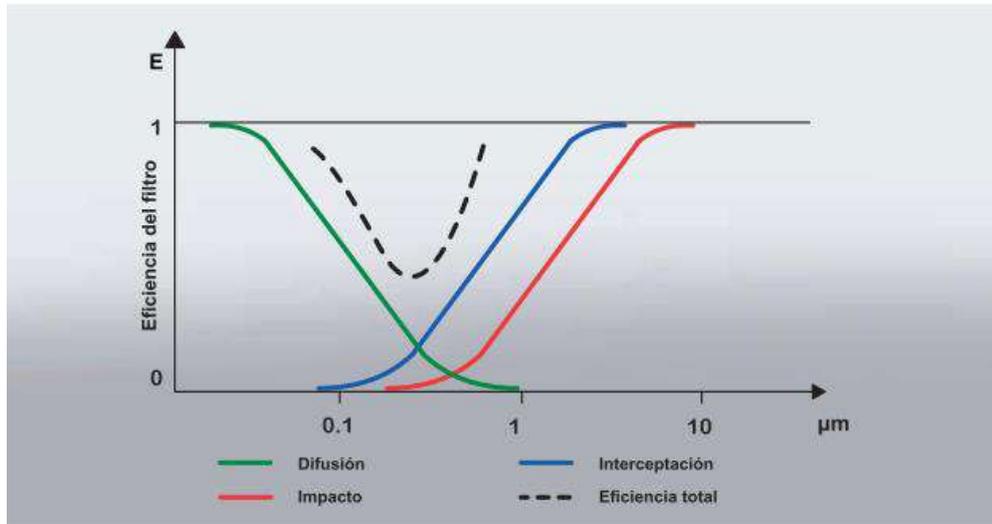


Figura 2.3.3.2 Eficiencia del filtro en función del tamaño de partícula

El aceite y el agua en forma de aerosol se comportan de forma parecida a otras partículas y también se pueden separar con un filtro coalescente. En el filtro, estos aerosoles líquidos se concentran formando gotitas más grandes que se hunden en el fondo del filtro debido a las fuerzas gravitatorias. El filtro puede separar aceite en forma de aerosol y en forma líquida. En este último caso, debido a la elevada concentración intrínseca, tiene lugar una alta caída de presión y arrastre de aceite. Para separar aceite en forma de vapor, el filtro debe contener un material adsorbente, normalmente carbón activado. Todos los filtros producen inevitablemente una caída de presión, es decir, una pérdida de energía en el sistema de aire comprimido. Los filtros finos, con una estructura más densa, ocasionan mayor caída de presión y se pueden obstruir más rápidamente, lo que significa un cambio más frecuente del filtro y por tanto mayores costes de mantenimiento. La calidad del aire en relación con la cantidad de partículas y la presencia de agua y aceite se define en la ISO 8573-1, la norma industrial sobre pureza del aire. Para evitar el riesgo de contaminación del aire en procesos críticos, se recomienda usar solamente aire comprimido clasificado como Clase 0. Además, los filtros no deben estar dimensionados sólo para el caudal nominal; también deben tener un mayor umbral de capacidad que permita afrontar una caída de presión debido a cierto grado de bloqueo.

2.4. Depósito de aire

El propósito principal de un depósito de aire es almacenar aire. Un propósito secundario es igualar las pulsaciones de un compresor. La determinación en cuanto a la necesidad de un receptor siempre se basa en el tipo de regulación que usará el sistema. Si el compresor funciona el 100 por ciento del tiempo y tiene una descarga constante, no se requerirá un receptor de aire. Para la mayoría de las aplicaciones, un compresor de aire se regula al arrancar y detenerse, con un receptor que se utiliza para almacenar aire y evitar que el compresor realice ciclos con demasiada frecuencia. La práctica generalmente aceptada para los compresores de desplazamiento es limitar los arranques a aproximadamente 10 por hora, con un tiempo de funcionamiento máximo del 70 por ciento. Los compresores centrífugos, de tornillo y de paletas deslizantes se ejecutan mejor el 100 por ciento del tiempo. Un receptor de aire sirve para los siguientes propósitos:

- 1) Almacenamiento de aire.
- 2) Iguala las variaciones de presión (pulsaciones)
- 3) Recoge el condensado residual.

Las conexiones de las tuberías deben hacerse de manera que el aire entrante se vea obligado a circular y mezclarse con el aire que ya se encuentra dentro del tanque antes de descargarse. Los depósitos de aire deben diseñarse de acuerdo con la Sección VIII, División de Recipientes a Presión 1, del Código de Calderas y Recipientes a Presión de ASME. Se requiere una válvula de drenaje automática para el receptor. [5]

2.5. Sectores de la red de aire comprimido

Los componentes principales de una red de aire comprimido son los siguientes:

- Tubería principal: La línea principal conecta la estación de compresores con el tratamiento de aire comprimido y el receptor de aire comprimido. Las líneas de distribución están conectadas a la línea principal. La línea principal debe ser de un tamaño que permita entregar toda la potencia de la estación compresora ahora y en un futuro próximo, y con la mínima pérdida de presión.
- Tubería de distribución: Las líneas de distribución se colocan durante toda la operación y llevan aire comprimido a los dispositivos. Siempre deben adoptar la forma de una línea de anillo siempre que sea posible. Esto aumenta la economía y la seguridad de funcionamiento de la línea en su conjunto.
- Tuberías de servicio: Las líneas de conexión provienen de las líneas de distribución. Suministran aire comprimido a los dispositivos de consumo. Dado que los dispositivos funcionan con diferentes presiones, normalmente es necesario instalar una unidad de servicio con un regulador de presión delante del dispositivo. [4]

2.6. Configuración de la red

Existen varias posibles configuraciones de una red de aire comprimido.

2.6.1. Red abierta o con línea muerta:

Se constituye por una sola línea principal de la cual se desprenden las secundarias y las de servicio tal como se muestra en la Figura 2.6.1.1. La poca inversión inicial necesaria de esta configuración constituye su principal ventaja, además de que este tipo de distribución favorece el drenaje. La principal desventaja de este tipo de redes es su mantenimiento. Ante una reparación es posible que se detenga el suministro de aire "aguas abajo" del punto de corte lo que implica una detención de la producción. Otra desventaja a tener en cuenta es que este tipo de distribución provoca grandes pérdidas de carga.

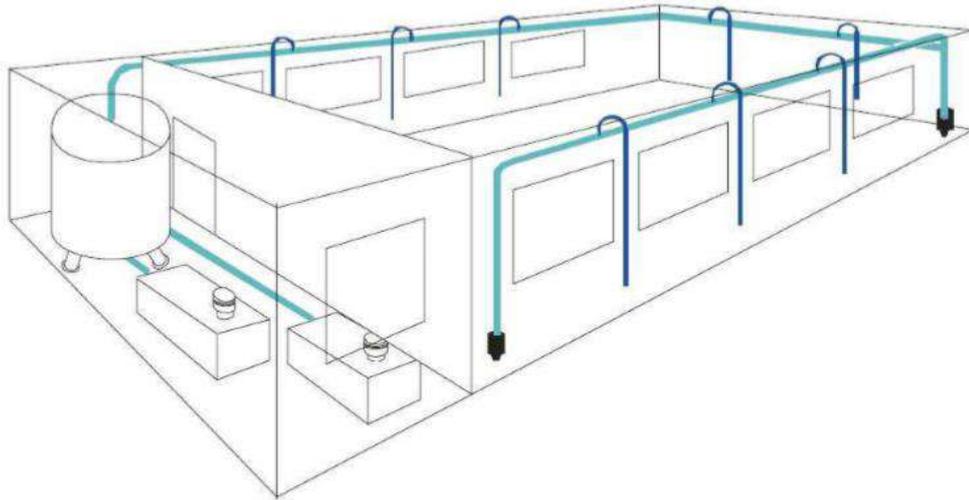


Figura 2.6.1.1 Ejemplo instalación abierta

2.6.2. Red Cerrada

En esta configuración la línea principal constituye un anillo o varios tal como se muestra en la Figura 2.6.2.1. La inversión inicial de este tipo de red es mayor que si fuera abierta. Sin embargo, con ella se facilitan las labores de mantenimiento de manera importante puesto que ciertas partes de ella pueden ser aisladas sin afectar la producción. Otra ventaja que presenta este tipo de redes son las menores caídas de presión. Una desventaja importante de este sistema es la falta de dirección constante flujo. La dirección del flujo en algún punto de la red dependerá de las demandas puntuales y por tanto el flujo de aire cambiará de dirección dependiendo del consumo. El problema de estos cambios radica en que la mayoría de accesorios de una red (p. ej. Filtros) son diseñados con una entrada y una salida. Por tanto, un cambio en el sentido de flujo los inutilizaría. Cabe anotar que otro defecto de la red cerrada es la dificultad de eliminar los condensados debido a la ausencia de inclinaciones. Esto hace necesario implementar un sistema de secado más estricto en el sistema.

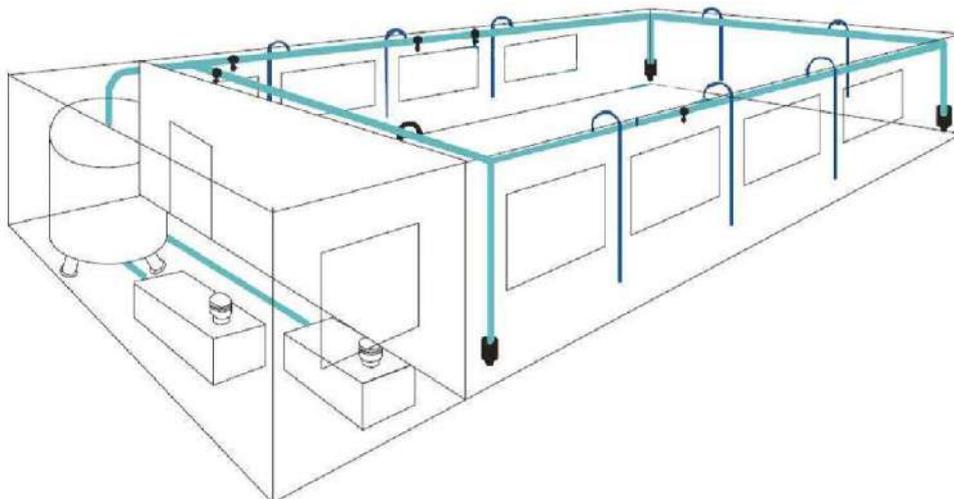


Figura 2.6.2.1 Ejemplo instalación cerrada

2.6.3. Red interconectada

Esta configuración es igual a la cerrada, pero con la implementación de bypass entre las líneas principales. Este sistema presenta un excelente desempeño frente al mantenimiento, pero requiere la inversión inicial más alta. Además, la red interconectada presenta los mismos problemas que la cerrada.

En la red interconectada hay un circuito cerrado que permite trabajar en cualquier sistema de la planta con aire, mediante las conexiones longitudinales y transversales de la instalación de aire comprimido.

Ciertas tuberías de aire comprimido pueden ser bloqueadas mediante válvulas de cierre (correderas) si hay que separarlas para efectuar reparaciones y trabajos de mantenimiento. También existe la posibilidad de comprobar faltas de estanqueidad.

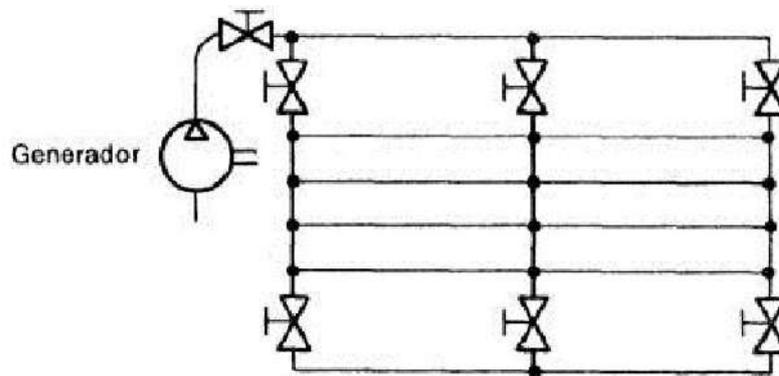


Figura 2.6.3.1 Ejemplo red interconectada

2.7. Diseño de la instalación de aire comprimido

El sistema de aire comprimido debe ser controlado, regulado y dimensionado para garantizar que se suministre un volumen adecuado de aire, a la presión y pureza necesarias para satisfacer los requisitos del usuario, a la salida más remota durante el período de uso más intenso previsto. También debe incorporarse algún factor de seguridad en el diseño del sistema para adaptarse a la caída de presión adicional durante un período de uso extremadamente alto si es apropiado para la instalación. El proceso de diseño es iterativo, porque el rendimiento de uno o varios componentes puede afectar el rendimiento de otros equipos. Por lo tanto, generalmente serán necesarios varios ajustes a medida que el diseño progrese.

Secuencia de diseño:

- 1) Localizar e identificar cada proceso, estación de trabajo o equipo que utilice aire comprimido. Esto se conoce como la carga total conectada. Estos elementos deben estar ubicados en un plano, y se debe hacer una lista completa para simplificar el mantenimiento.
- 2) Determinar el consumo de aire que se necesita en cada uno de esos elementos.
- 3) Determinar el rango de presión requerido en cada ubicación.
- 4) Determinar los requisitos de acondicionamiento para cada elemento, como el contenido de humedad permisible, el tamaño de las partículas y el contenido de aceite.

- 5) Establecer cuánto tiempo estará en uso la herramienta o el proceso individual durante un período específico de tiempo. Esto se conoce como el ciclo de trabajo. Esta información ayudará a determinar el factor de uso simultáneo al eliminar algunas ubicaciones durante los períodos de uso en otras ubicaciones.
- 6) Establecer el número máximo de ubicaciones que se pueden usar simultáneamente en cada puesto, principal y para el proyecto en su totalidad. Esto se conoce como el factor de uso (*use factor or load factor*).
- 7) Establecer el grado de fugas permitidas.
- 8) Prever futuras ampliaciones.
- 9) Hacer un diseño preliminar de las tuberías y asignar una caída de presión preliminar.
- 10) Seleccionar el tipo de compresor de aire, el equipo de acondicionamiento, el equipo y las ubicaciones de la entrada de aire asegurándose de que se utilice scfm (scmm) o acfm (acmm) coherente para la capacidad del sistema y la capacidad del compresor.
- 11) Crear un diseño final de tuberías y dimensionar la red de tuberías [2].

Discusión de los puntos en la secuencia de diseño:

2.7.1. Proyectar las ubicaciones de los dispositivos de consumo de aire

Esto habla por sí mismo. Para llevar a cabo esta tarea, la ubicación de todos los dispositivos que consumen aire y sus requisitos deben estar marcados en un plano para facilitar el diseño de las tuberías. Para futuras referencias, preparar una lista de todos los dispositivos anotados en los planos, su ubicación y los caudales reales.

2.7.2. Consumo específico Q_e

Se llama consumo específico de una herramienta o equipo al consumo de aire requerido para servicio continuo a la presión de trabajo dada por el fabricante. Se expresa en aire libre (N l / min litros por minuto; N m³ /min metros cúbicos normales por minuto; CFM pies cúbicos por minuto).

2.7.3. Presión requerida

Los equipos neumáticos de una instalación determinan la presión de trabajo necesaria. La presión de trabajo correcta no depende sólo del compresor, sino también del diseño del sistema de aire comprimido y sus tuberías, válvulas, secadores, filtros, etc. Cada tipo de equipo puede necesitar una presión diferente dentro del mismo sistema. Normalmente, el valor de presión más alto es el que determina la presión de la instalación. Para los otros equipos se instalarán válvulas reductoras de presión en el punto de consumo. En casos más extremos, este método puede resultar antieconómico y la solución podría ser un compresor independiente para atender las necesidades especiales. También debe tenerse en cuenta que la caída de presión aumenta rápidamente con el caudal. Si se prevén cambios de consumo, tiene sentido, desde el punto de vista económico, adaptar la instalación a estas condiciones. Los filtros, especialmente de polvo, tienen una caída de presión inicial baja, pero con el tiempo se obstruyen y deben ser sustituidos a la caída de presión recomendada. Este factor se incluirá en el cálculo. La regulación del caudal del compresor también ocasiona variaciones de presión que deberán incluirse en la evaluación. Puede ser conveniente realizar los cálculos usando el ejemplo siguiente:

Tabla 2.3 Rango de presiones

Descripción	Caída de presión [bar]
Usuario final	6
Filtro final	0.1-0.5
Sistema de tuberías	0.2
Filtro de polvo	0.1-0.5
Secador	0.1
Rango de regulación del compresor	0.5
Máxima presión de trabajo del compresor	7.0-7.8

Son principalmente los puntos de consumo y la caída de presión entre éstos y el compresor los que determinan la presión que la máquina debe producir. La presión de trabajo se puede determinar sumando la caída de presión del sistema, como se muestra en el ejemplo anterior.[6]

2.7.4. Purificación del aire comprimido

La selección del equipo de purificación y acondicionamiento depende de los requisitos de uso final, que generalmente se adquieren cuando se obtienen los puntos 2, 3 y 4 en la secuencia de diseño. El equipo de acondicionamiento incluye secadores, filtros, lubricadores y reguladores de presión.

2.7.5. Factor de utilización

El factor de utilización, ciclo de trabajo o *Duty cycle* es la duración del uso de una herramienta o dispositivo durante un período específico de tiempo u operación de producción. Para determinar el ciclo de trabajo, se debe consultar al usuario final, ya que en la mayoría de los casos los usuarios finales son los más capaces de discutir las operaciones reales de sus procesos. En la mayoría de las aplicaciones industriales, las tareas de naturaleza similar generalmente se agrupan juntas. Esto permitirá calcular secciones o ramas de forma independiente [2].

En la Tabla 2.4 se incluyen algunos valores de referencia para diversas unidades consumidoras.[7]

Tabla 2.4 Factor de utilización.

Unidad consumidora	Duración de conexión
Atornilladores	25 %
Amoladoras	40 %
Remachadores	50 %
Taladros	25 %
Lijadoras	50 %
Roscadoras	30 %
Pistoleta de limpieza	10 %
Máquinas de soldar	70 %

2.7.6. Coeficiente de simultaneidad

El factor de simultaneidad es un valor empírico. Se basa en la experiencia de dispositivos neumáticos que no se utilizan al mismo tiempo. El factor de simultaneidad es un multiplicador que ajusta el consumo total teórico de varios dispositivos a condiciones realistas.

La siguiente tabla muestra los valores generalmente reconocidos para el factor de simultaneidad:[4]

Tabla 2.5 Factor de simultaneidad dependiente del número de herramientas[3]

cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad	cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad
1	1	9	0.73
2	0.94	10	0.71
3	0.89	11	0.69
4	0.86	12	0.68
5	0.83	13	0.67
6	0.8	14	0.66
7	0.77	15	0.65
8	0.75	100	0.2

El factor de simultaneidad se utiliza con los siguientes dispositivos neumáticos:

- Boquillas no automáticas
- Herramientas neumáticas no automáticas
- Máquinas herramienta, maquinaria de producción y similares, si no se especifica ningún otro requisito.

2.7.7. Fugas permisibles

Este es un desperdicio de aire que a menudo se pasa por alto en las instalaciones. No existe ningún método para determinar con precisión una cifra razonable. La fuga es una función del número y tipo de conexiones, la antigüedad del sistema y la calidad del ensamblaje de la tubería. Muchas herramientas y operaciones pequeñas generalmente tendrán una mayor fuga total de aire que unos pocos puntos de uso más grandes. Un sistema bien mantenido tendrá una fuga de aproximadamente 2 por ciento a 5 por ciento. Las condiciones promedio en instalaciones antiguas pueden tener un 10 por ciento de fugas. Se sabe que los sistemas mal mantenidos tienen un factor de fuga de hasta el 25 por ciento. Se debe consultar al departamento de mantenimiento o ingeniería de la instalación al seleccionar un valor. La fuga debe considerarse cuando la capacidad del compresor seleccionado apenas cumple con los requisitos del sistema.

2.7.8. Futura expansión

La necesidad de aire comprimido tiende a aumentar con el tiempo, debido a que las herramientas sufren un desgaste lógico, la introducción de nuevas herramientas en otros puntos del sistema y/o la sustitución de las pequeñas por otras más grandes, son consideraciones que deben de tomarse en cuenta a la hora de diseñar un sistema de aire comprimido. Si no se conociesen los planes de expansión de la empresa, se adopta como regla general el dimensionar el sistema de tuberías con una posibilidad de expansión mínimo del 30%[8].

2.7.9. Margen de error

A pesar de haber realizado cuidadosamente los cálculos, las cifras del consumo de aire comprimido esperado siguen siendo generalmente incorrectas. Rara vez se puede llegar a una cifra exacta debido a condiciones marginales que en su mayoría no están claras. Si un sistema neumático se diseña demasiado pequeño y necesita ampliarse más adelante, ocasionará costos adicionales (equipo fuera de servicio), por lo que es aconsejable una tolerancia del 5 - 15% para proporcionar un margen de error.[4]

2.7.10. Calidad del aire

La clasificación del aire se realiza atendiendo a su carga de contaminantes más importantes. La norma ISO 8573-1 (Calidad del Aire Clasificaciones Estándar) cuenta con un simple sistema de clasificación para los tres principales contaminantes presentes en todo sistema de aire comprimido, PARTICULAS SOLIDAS, AGUA y ACEITE.

Tabla 2.6 Clases de contaminación del aire según ISO 8573-1

Clase	Máximo número de partículas por m ³			Agua	Aceite
	Tamaño de partículas			Max. presión	Max. Conc.
	0.1<d<0.5	0.5<d<1	1<d<5	Punto de rocío (°C)	(mg/m ³)
1	≤20000	≤400	≤10	-70	0.01
2	≤400000	≤6000	≤100	-40	0.1
3	no especificado	≤90000	≤1000	-20	1
4	no especificado	no especificado	≤10000	3	5
5	no especificado	no especificado	≤100000	7	>5
6		0<Cp≤5		10	-

Cp = Concentración de masa en mg/m³

Aceite= Concentración total de aceite (líquido, aerosol y vapor)

La muestra aplicaciones típicas de aire comprimido y sus grados o clases aplicables.

Tabla 2.7 Clase del aire en función del tipo de uso [6]

Clase de aplicación	Calidad		
	Polvo	Agua	Aceite
Aire de agitación	5	3	3
Aire de rodamientos	2	3	2
Aire de instrumentación	3	3	2
Aire de motores	4-1	5	4
Maquinaria de vidrio y cerámica	4	5	4
Limpieza de piezas de maquinaria	4	4	4
Construcción	5	5	4
Transporte neumático de productos granulares	4	3	3
Transporte neumático de productos en polvo	3	2	2
Fluidos, circuitos de potencia	4	4	4
Fluidos, Sensores	2-1	2	2
Máquinas de fundición	4	5	4
Alimentación y bebidas	3	1	2
Herramienta neumática de mano	5-4	5-4	4
Máquinas-herramienta	3	5	4
Minería	5	5	4
Manufactura microelectrónica Maquinas	1	1	1
Maquinas textiles y de embalado	3	3	4
Procesado fotográfico	1	1	1
Cilindros neumáticos	3	5	3
Herramienta neumática	4	4	4
Instrumentación de control de proceso	2	3	2
Pintura a pistola	3	3	3
Chorro con arena	3	3	-
Máquinas de soldadura Aire	4	5	4
Aire general de taller	4	5	4

De esta forma para designar la clase de pureza del aire comprimido se debe seguir el siguiente formato:

ISO 8573-1 X.Y.Z,

Donde según la Tabla 2.7:

X es la cifra que indica la clase de partículas sólidas

Y es la cifra que indica la clase de humedad

Z es la cifra que indica la clase de aceite

2.8. Diseño del sistema de tuberías

La presión obtenida a la salida del compresor nunca puede ser plenamente utilizada en los puntos de consumo, pues la red de distribución de aire comprimido genera unas pérdidas de presión. Estas son las pérdidas por fricción en las tuberías. Además, los accesorios de tuberías llevan también asociadas unas pérdidas de carga específicas.

Las redes fijas de distribución de aire comprimido deben ser dimensionadas de manera que la pérdida de carga total en las tuberías no exceda de 0,1 bar entre el compresor y el punto más remoto de consumo.

En la aseveración anterior deben estar incluidas, tanto la pérdida de carga en la conexión de mangueras flexibles y sus acoplamientos como todos los demás accesorios de tubería. Es particularmente importante para dimensionar correctamente estos componentes, la elevada caída de presión que ocurre con frecuencia en este tipo de conexiones.

Para el cálculo de las pérdidas de carga en las cañerías para un fluido compresible es habitual considerarlo isotérmico o isoentrópico. El flujo isoentrópico (o más exactamente, en este caso, adiabático, ya que estamos ante un proceso irreversible) se aplica a tuberías cortas y bien aisladas. Asumirlo isotérmico es lo más habitual, en primer lugar, porque es más fácil de analizar, pero también porque representa más de cerca la situación real en las tuberías, donde el aire alcanza rápidamente la temperatura ambiente y permanece allí, incluso cuando las tuberías están bien recubiertas. Es habitual estudiar primero la fórmula de la caída de presión que se aplicaría a un fluido incompresible porque resulta que esto se aplica igualmente bien a muchos casos importantes de flujo compresible. Esta ecuación se conoce como la fórmula de Darcy o la fórmula de Darcy-Weisbach:

$$\Delta_p = \frac{\rho \cdot f \cdot L \cdot v^2}{2D} \quad (2.8.1)$$

La variable f se conoce como factor de fricción de Darcy, que debe obtenerse experimentalmente. La fórmula se aplica si el flujo es laminar o turbulento, pero siempre con un valor de f adecuado al régimen de flujo. Afortunadamente, se han realizado una gran cantidad de pruebas en tuberías de diversos materiales, tamaños y rugosidades internas, por lo que es posible buscar el valor de f en un gráfico cuando se conocen algunos otros parámetros. El factor principal que rige el valor de f es el número de Reynolds del flujo. No importa si el fluido es un gas o un líquido; si los números de Reynolds son iguales, el valor de f será el mismo. La densidad es la variable ρ , L es la longitud de la tubería, v es la velocidad media del fluido y D es el diámetro interno del tubo. [1]

En la ecuación (2.8.1) la velocidad media del aire v está relacionada con el flujo por las ecuaciones (2.8.2) y (2.8.3) :

$$G = \rho \cdot Q_V = \rho \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \quad (2.8.2)$$

$$G = \rho_N \cdot Q_N \quad (2.8.3)$$

Donde: G es el caudal másico, Q_V es el caudal volumétrico en condiciones operativas y Q_N es el caudal volumétrico en condiciones estándar (ANR). La densidad del aire en condiciones operativas ρ se puede relacionar con la densidad del aire en condiciones estándar mediante:

$$\rho = \rho_N \cdot \frac{P_1}{P_N} \cdot \frac{T_N}{T} \quad (2.8.4)$$

Donde: ρ_N , P_N , T_N son, respectivamente, la densidad, la presión y la temperatura del aire en condiciones estándar (Norma Internacional).

Sustituyendo eqn. (2.8.4) en eqn. (2.8.2) y mediante eqn. (2.8.3) se obtiene la siguiente expresión para la velocidad media del aire:

$$v = \frac{4 \cdot Q_N}{\pi \cdot D^2} \cdot \frac{P_N}{P_1} \cdot \frac{T}{T_N} \quad (2.8.5)$$

Mediante ecuación. (2.8.5) la ecuación. (2.8.1) se convierte en:[9]

$$\Delta_p = f \cdot \frac{8 \cdot L \cdot \rho_N \cdot Q_N^2}{\pi^2 \cdot D^5} \cdot \frac{T}{T_N} \cdot \frac{P_N}{P_1} \quad (2.8.6)$$

Para determinar el factor de fricción hay que saber si es un flujo laminar o turbulento, si es laminar f será:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.8.7)$$

Esto se conoce como ley de Poiseuille (o ley de Hagen-Poiseuille) para flujo laminar. Para flujo turbulento, la posición es más compleja. Se utilizan diferentes fórmulas para diferentes industrias, en particular para el análisis de la caída de presión en gasoductos largos de gas natural; los dos usados con frecuencia son la fórmula de Weymouth y la fórmula de Panhandle.

Por consistencia al estudiar el flujo de aire y otros gases en los recorridos cortos típicos de la red de aire comprimido, se recomienda que se utilicen los valores del factor de fricción calculados por Moody. La Figura 2.7.10.1 reproduce los resultados de Moody. El factor de fricción f se puede obtener cuando se conocen tanto el número de Reynold como la rugosidad de la tubería. La rugosidad absoluta es la altura de un defecto superficial promedio en el interior de la tubería, pero el parámetro significativo es la rugosidad relativa, es decir, la relación entre la rugosidad absoluta y el diámetro de la tubería. [1]

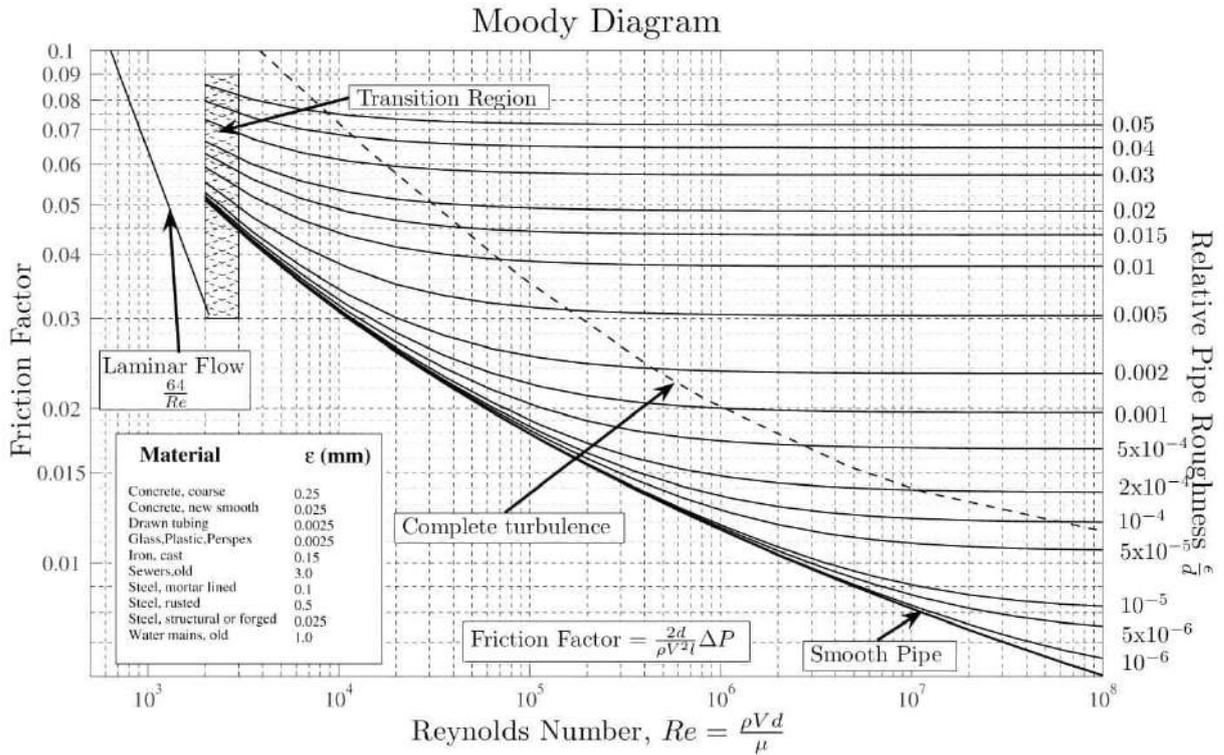


Figura 2.7.10.1 Diagrama de Moody

Se han propuestos diversos modelos matemáticos que permiten obtener el valor del factor de fricción mediante ecuaciones explícitas.

En este caso se utiliza la correlación de Pavlov:

$$f = \left(-2 \log \left(\frac{1}{3.7D} \xi + \left(\frac{6.81}{Re} \right)^{0.9} \right) \right)^{-2} \quad (2.8.8)$$

Esta correlación es simple y práctica para realizar cálculos rápidos cuando se requiera, misma que resulta ser apropiada para el rango de $2 \times 10^3 < Re < 1 \times 10^8$ y $\xi/D < 0.05$. [10]

La rugosidad absoluta de tubos de diferentes materiales si puede utilizar los valores aproximados de la siguiente tabla:

Tabla 2.8 Tabla resumen de valores indicativos de rugosidad absoluta [11]

	ϵ /[mm]
Smooth honed steel	0.00065
Drawn tubing: glass, brass, copper, lead, plastic	0.0015
Asphalted cast iron	0.12
Galvanized steel	0.15
Wood stave	0.18 - 0.91
Cast iron	0.26
Concrete	0.3 - 3
Heavy brush coat: asphalts, enamels, tars	0.45 - 0.6
General tuberculation 1-3 mm	0.6 - 1.9
Riveted steel	0.9 - 9
Severe tuberculation and incrustation	2.5 - 6.5

El número de Reynolds para una tubería cilíndrica de sección transversal constante se puede calcular de la siguiente manera:

$$Re = \frac{4 \cdot \rho_N \cdot Q_N}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (2.8.9)$$

La viscosidad del aire μ se calcula mediante la siguiente relación:[9]

$$\mu = \left(1.84 - \left(\frac{300 - T}{300} \right) \right) \cdot 10^{-5} \quad (2.8.10)$$

Una aproximación ampliamente utilizada de la ecuación de Darcy-Weisbach mediante la que se pueden calcular estas pérdidas de presión, es la siguiente ecuación para tubos rectos de acero convencional:

$$\Delta_p = 450 \cdot \frac{Q_c^{1.85} \cdot L}{D^5 \cdot P} \quad (2.8.11)$$

Donde:

Δ_p : pérdida de carga [bar]

Q_c : caudal de aire [l/s]

L: longitud equivalente de tubería recta [m]

D: diámetro interno de la tubería [mm]

P: presión absoluta en cabeza de distribución [bar(a)]

Los valores típicos para la pérdida de carga máxima admisible en el cálculo de las diferentes partes de la red de aire comprimido se pueden ver en la siguiente tabla:

Tabla 2.9 caída de presión típica en tuberías

Caída de presión en las tuberías de servicio	0,03 bar
Caída de presión en las tuberías de distribución	0,05 bar
Caída presión en tuberías principales	0,02 bar

Se determina primero la longitud de tubería necesaria para las diferentes partes de la red (mangueras flexibles, tuberías de distribución y tuberías de servicio). Se sobreentiende que las válvulas, accesorios, codos y similares ofrecen una resistencia mucho mayor al caudal. Para tener en cuenta estos componentes, se calcula con una longitud equivalente (ficticia) de la tubería y el resultado se suma a la longitud real de los tubos antes de calcular o determinar gráficamente el diámetro interior necesario de los tubos.

Como alternativa a la fórmula anterior, el cálculo del diámetro de tubería puede realizarse mediante el uso del ábaco que se muestra en la Figura 2.7.10.2 para encontrar el diámetro más apropiado de la tubería.[6]

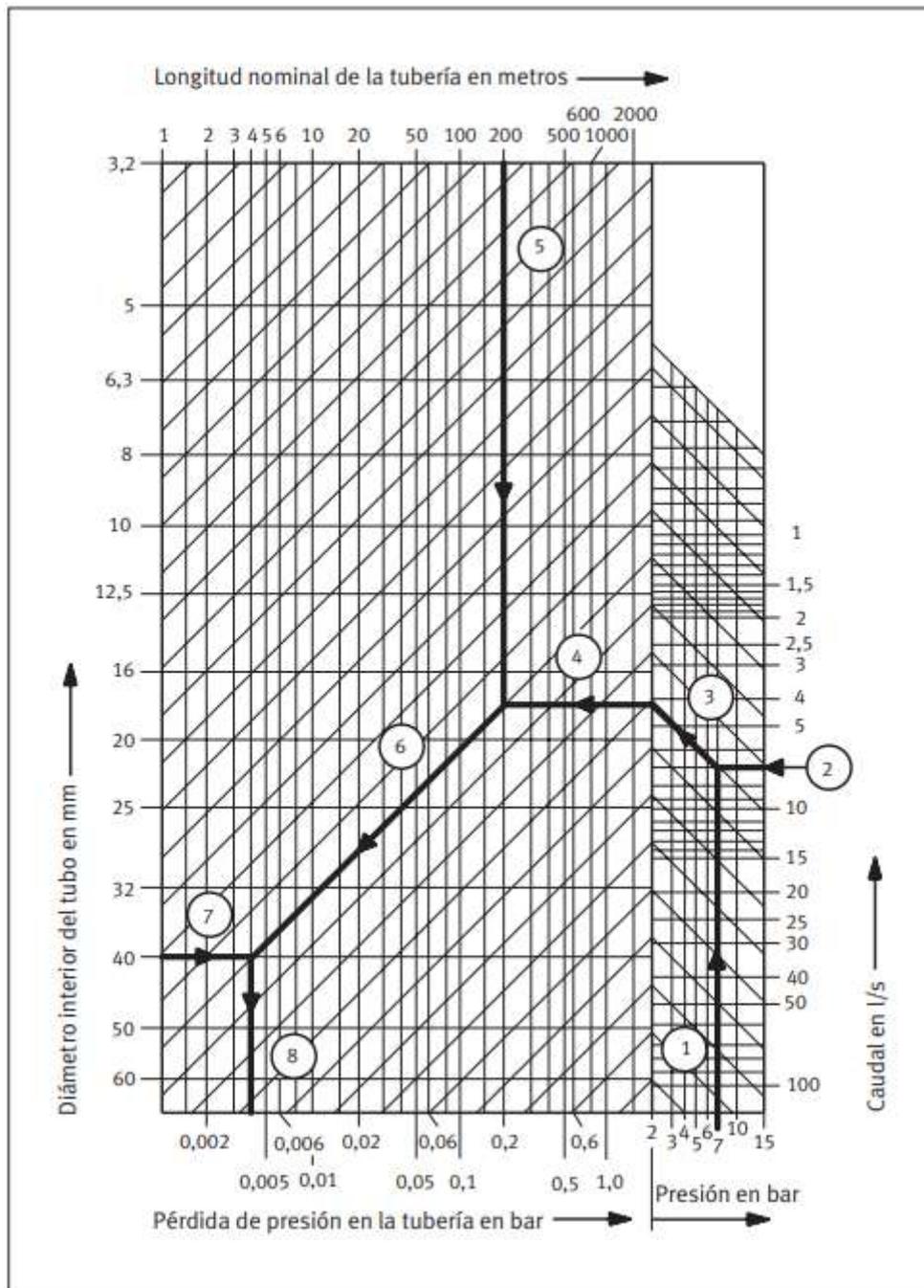


Figura 2.7.10.2 Nomograma para determinar la pérdida de presión en tuberías (presión = presión de trabajo).[3]

El caudal, presión, pérdida de carga admitida y la longitud del tubo deben ser conocidos con el fin de hacer este cálculo.

Una vez obtenido un diámetro, a partir de él se selecciona el diámetro estándar superior más cercano.

La longitud de tubo equivalente para todos los accesorios de la instalación se calcula utilizando una lista de accesorios y componentes de tuberías que muestra su pérdida de carga típica expresado como longitud de tubería recta equivalente del mismo diámetro.

Una tabla con los valores de longitudes equivalentes de accesorios puede encontrarse en el ANEXO 1.

La suma de las longitudes equivalentes de los accesorios se añade a la longitud de la tubería recta inicial. Se vuelve a calcular la red completa para asegurarse de que la caída de presión no es demasiado significativa. [6]

Como alternativa al método anterior, la longitud equivalente se puede calcular utilizando el coeficiente de resistencia K:

$$K = \frac{L_e}{D} * f_T \quad (2.8.12)$$

El término L_e/D llamado relación de longitud equivalente se considera constante para un tipo dado de válvula o acoplamiento. El valor de L_e se denomina longitud equivalente. El término D es el diámetro interior real de la tubería.

El término f_T es el factor de fricción en la tubería a la que está conectada la válvula o acoplamiento para turbulencia total. Este factor varía según el tamaño de la tubería y la válvula.[12]

2.9. Material de las tuberías y accesorios

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

- Calidad del aire comprimido (tuberías resistentes a la corrosión, empalmes que no provoquen la acumulación de depósitos)
- Dimensiones de los tubos
- Presión (poca pérdida de presión; máximo 0,1 bar)
- Condiciones del entorno (estabilidad a la incidencia de luz solar, resistencia a bacterias y a temperaturas tropicales)
- Trabajo de montaje (tendido sencillo de los tubos y montaje de los empalmes, utilización de herramientas y materiales especiales, necesidad de disponer de conocimientos especiales)
- Costos del material (válvulas y accesorios de alta calidad y robustos a precios económicos)
- Rigidez de los materiales (utilización de componentes auxiliares para el montaje, por ejemplo, escuadras de montaje)
- Coeficiente de dilatación térmica del material
- Experiencias y conocimientos en materia de las técnicas necesarias

En una misma red pueden utilizarse diversos materiales. Además, también hay que tener en cuenta siempre los costos de instalación. Los tubos de material sintético pueden unirse de modo completamente estanco utilizando pegamentos. Sin embargo, para ello es necesario tener experiencia en el uso de pegamentos. Los tubos de metal suelen ser más baratos, pero hay que soldarlos o unirlos con conexiones roscadas, por lo que es posible que el interior de los tubos contenga residuos. La pérdida de presión también depende de la rugosidad de la pared interior de los tubos como se pudo apreciar en el cálculo de las pérdidas de carga.

Los datos relacionados con las dimensiones de los tubos suelen indicarse en DN (diámetro nominal) según la norma ISO 6708. El diámetro nominal no tiene una unidad específica y corresponde aproximadamente al diámetro interior libre de los tubos, expresado en milímetros. El criterio de “diámetro nominal” se aplica también en el caso de otras unidades de valvulería y empalmes. Los diámetros nominales de mayor importancia en redes de aire comprimido son los siguientes:

Tabla 2.10 diámetros nominales en mm (ISO 6708)

DN	DN	DN
20	80	300
25	100	350
32	125	400
40	150	450
50	200	500
65	250	600

Las redes pueden estar constituidas de tubos de metal y/o material sintético. En la Tabla 2.11 y Tabla 2.12 se hace una comparación de las características técnicas de tubos neumáticos de metal y de material sintético.

Tabla 2.11 Características técnicas de tubos para aire comprimido

	Tubo de acero sin costura	Tubos rosca-dos	Tubo de acero inoxidable	Tubo de cobre	Tubo de aluminio	Tubo de material sintético
Ejecución	Negro o cincado	Semipesado hasta pesado. Negro o cincado	Sin costura o soldado	Suave en tuberías circulares, duro en tubos rectos	Recubierto o pintado	Material blando enrollable hasta 100 metros. Material duro en unidades de hasta 4 metros.
Material	Por ejemplo, St 35	Sin costura St 00 Soldado St 33	p. ej. W.S.T. 4301, 4541, 4571	Cobre	Aluminio, p.ej. resistente al agua salada	Poliamida (PA, PUR, PE, PPC-R)
Dimensiones	10,2 hasta 558,8 mm	1/8 hasta 6 pulgadas	6 hasta 273 mm	6 hasta 22 mm suave 6 hasta 54 mm duro 54 hasta 131 mm duro	12 hasta 40 mm	12 hasta 110 mm
Presiones	12,5 hasta 25 bar	10 hasta 80 bar	Hasta 80 bar y en parte presión superior	Según ejecución 16 hasta 140 bar	14 bar (a -30 °C hasta +30 °C)	14 bar (a -25 °C hasta +30 °C)

Extremo	Liso	Cónico, liso o rosca	Liso	Liso	Liso	Liso
Uniones	Soldadura	Racores, soldadura	Soldadura (con gas protector)	Roscas, soldadura, racores	Racores enchufables reutilizables	Racores enchufables reutilizables, termofusión

Tabla 2.12 Características técnicas de tubos para aire comprimido

	Tubo de acero sin costura	Tubos roscados	Tubo de acero inoxidable	Tubo de cobre	Tubo de aluminio	Tubo de material sintético
Ventajas	Uniones estancas; posibilidad de doblar	Disponibilidad de numerosos racores y accesorios; posibilidad de doblar	Uniones estancas, ausencia de corrosión, posibilidad de doblar, para máximas calidades de aire (p. ej. en aplicaciones de técnica médica)	Ausencia de corrosión, paredes interiores lisas, posibilidad de doblar	Resistente a roturas, ausencia de corrosión, pared interior lisa ligero	Ausencia de corrosión, flexible, ligero, resistente a golpes, exento de mantenimiento, instalación sencilla, conexiones sencillas entre tubos flexibles
Desventajas	Corrosión (tubos negros) Montaje por operarios experimentados. Gran masa en comparación con tubos de plástico o de aluminio	Corrosión, en parte también en tubos cincados, grandes resistencias al flujo y resistencias por fricción; fugas después de uso prolongado; montaje difícil debido a la necesidad de cortar roscas y de soldar; montaje por operarios experimentados	Montaje únicamente por operarios experimentados; oferta limitada de racores y accesorios; piezas costosas	Montaje por operarios experimentados y especializados. Posibilidad de formación de calcantita	Menor distancia entre apoyos en comparación con tubos de acero	Poca longitud, menor distancia entre apoyos en comparación con tubos de acero. Al aumentar la temperatura disminuye la resistencia a la presión. Posibilidad de cargas electrostáticas. Gran coeficiente de dilatación térmica (0,2 mm/ °C)

La Tabla 2.13 contiene una comparación más esquematizada entre estos tipos de tubos. Se sobreentiende que no existe un material ideal para los tubos. La elección siempre depende de las exigencias específicas que plantea cada aplicación.[3]

Tabla 2.13 Comparación entre tubos de diversos materiales

Material del tubo	Acero	Cobre	Acero inox.	Plástico
Presión superior a 12 bar	●	●	●	◐
Corrosión, calidad del aire	◐	◐	●	●
Temperatura hasta 20 °C	●	●	●	●
Temperatura hasta 50 °C	●	●	●	◐
Características de flujo	◐	●	●	●
Trabajo de montaje	◐	◐	◐	●
Masa por unidad de longitud	◐	◐	◐	●
Trabajo de mantenimiento	◐	●	●	●
Diámetro en 100 metros	◐	◐	●	●
Disponibilidad de válvulas y racores	●	◐	◐	●

La expansión térmica en una tubería es el producto del coeficiente de expansión térmica, la longitud y la diferencia de temperatura. La expansión se puede calcular usando la ecuación (2.9.1).

$$E = e \times L \times (T_2 - T_1) \quad (2.9.1)$$

Donde:

E = Expansión, ft (m)

e = Coeficiente de expansión térmica

L = Longitud de la tubería, ft (m)

T2 = Temperatura final, ° F (° C)

T1 = Temperatura inicial, ° F (° C) [13]

Coeficiente de dilatación para 1 metro de tubo y 1 °C de diferencia de temperatura:

- Acero 0,0012 hasta 0,0014 mm
- Cobre 0,0019 mm
- Aluminio 0,024 mm
- Material sintético 0,08 hasta 0,2 mm (Poliamida 0,2 mm) [3]

2.10. Selección del depósito

Cada instalación de compresores incluye uno o más depósitos de aire. Su tamaño está en función de la capacidad del compresor, del sistema de regulación y del patrón de consumo de aire. El depósito almacena el aire comprimido, equilibra las

pulsaciones del compresor, enfría el aire y recoge la condensación. Por tanto, el depósito de aire debe estar equipado con un dispositivo de drenaje del condensado. [5]

La siguiente fórmula sirve para dimensionar el volumen del depósito. Esta fórmula sólo es aplicable para compresores con regulación todo/nada.

$$V = \frac{q_c (1 - \Psi) \Psi t P_1}{(P_U - P_L)} \quad (2.10.1)$$

Donde $\Psi = q / q_c$

V = Volumen del depósito de aire (l)

q_c = Capacidad del compresor (l/s)

p_1 = Presión de entrada del compresor (bar(a))

$(P_U - P_L)$ = Diferencia de presión ajustada entre carga y descarga

t es el tiempo entre arranques sucesivos del compresor Ψ es la demanda real de aire como una fracción de la cantidad suministrada por el compresor. Resulta que la peor condición para la frecuencia de paradas y arranques es donde $\Psi = 0,5$, es decir, cuando la demanda es la mitad de la oferta. Si la demanda es mayor o menor a la mitad, el número de paradas es menor por lo que se suele tomar esta condición como punto de diseño. Reemplazando Ψ por 0,5 en (2.10.1): [1]

$$V = \frac{q_c t P_1}{4(P_U - P_L)} \quad (2.10.2)$$

Si la ecuación (2.10.2) se corrige por la temperatura y el tiempo entre ciclo se expresa en frecuencia máxima queda:

$$V = \frac{0,25 q_c t P_1 T_1}{f_{max} (P_U - P_L) T_0} \quad (2.10.3)$$

T_1 = Temperatura máxima de entrada del compresor (K)

T_0 = Temperatura del aire comprimido en el depósito (K)

La frecuencia máxima de carga f_{max} (para los compresores Atlas Copco corresponde 1 ciclo cada 30 segundos). El fabricante Kaeser recomienda para compresores hasta 18,5 kW Z=120, hasta 75 kW Z=60, más de 75 kW Z=30, donde Z es el número de ciclos por hora.

Para compresores con control de velocidad variable (VSD), se reduce considerablemente el volumen del depósito de aire. En la fórmula anterior, q_c debe considerarse como el FAD a velocidad mínima. Cuando existe demanda de grandes cantidades de aire comprimido durante cortos períodos de tiempo, no es

económicamente viable dimensionar el compresor o la red de tuberías exclusivamente para este patrón extremo de consumo de aire. En este caso, se deberá colocar cerca del punto de consumo un depósito de aire independiente, dimensionado de acuerdo con la capacidad de aire máxima. En casos más extremos se puede emplear un compresor más pequeño de alta presión junto con un depósito grande para cubrir las demandas elevadas pero de corto plazo. Aquí, el compresor se dimensionará para satisfacer el consumo medio. Para este depósito se aplica la fórmula siguiente:

$$V = \frac{q t}{P_1 - P_2} = \frac{L}{P_1 - P_2} \quad (2.10.4)$$

V = volumen del depósito de aire (l) q = caudal aire durante la fase de vaciado (l/s) t = duración de la fase de vaciado (s) p_1

p_1 = presión normal de trabajo en la red (bar)

P_2 = presión mínima para el punto de consumo (bar)

L = requisito de aire para la fase de llenado (1/ciclo de trabajo)

La fórmula no tiene en consideración que el compresor pueda suministrar aire durante la fase de vaciado. Una aplicación común es el arranque de grandes motores de barco, donde la presión de llenado del depósito es de 30 bar.[5]

2.11. Sistemas de control y regulación

2.11.1. Regulación en general

En muchos casos, las aplicaciones precisan una presión constante en el sistema de aire comprimido, lo cual hace necesario regular el caudal procedente del compresor. Para ello existen diversos métodos de regulación que dependen del tipo de compresor, las variaciones de presión admisibles, las variaciones de consumo y las pérdidas de energía aceptables. El consumo de energía representa aproximadamente el 80% del coste total del ciclo de vida de un compresor, lo que significa que el sistema de regulación se debe elegir con sumo cuidado. El principal motivo son las grandes diferencias de rendimiento entre los distintos tipos o fabricantes de compresores. En un escenario ideal, debería ser posible adaptar la capacidad completa del compresor al consumo de aire, por ejemplo, seleccionando la relación de transmisión idónea de la caja de engranajes (se realiza con frecuencia en aplicaciones de proceso). Ciertas aplicaciones son autorreguladoras, es decir, un aumento de presión genera un mayor caudal, lo que contribuye a lograr un sistema estable. Algunos ejemplos son los sistemas de transporte neumático, prevención de hielo, sistemas de refrigeración, etc. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones se debe regular el caudal, generalmente con un equipo integrado en el compresor. Básicamente hay dos sistemas de regulación:

1. La regulación continua de caudal implica el control continuo del motor de accionamiento o de la válvula de aspiración de acuerdo con las variaciones de presión. Como resultado se obtienen normalmente unas variaciones de presión

pequeñas (de 0,1 a 0,5 bar), dependiendo de la amplificación del sistema de regulación y de su velocidad.

2. La regulación todo/nada es el método más común e implica la aceptación de unas mayores variaciones de presión entre dos valores límites. Tiene lugar deteniendo completamente la producción de aire comprimido (descarga) y reanudándola (carga) cuando la presión ha descendido hasta el valor límite inferior. Las variaciones de presión dependen del número permitido de ciclos de carga/descarga por unidad de tiempo, aunque normalmente están comprendidas entre 0,3 y 1 bar.

2.11.2. Principios de regulación de los compresores de desplazamiento

2.11.2.1. Venteo

El método de regulación original de los compresores consistía en utilizar una válvula de venteo para liberar a la atmósfera el exceso de presión de aire. En su diseño más simple, la válvula puede estar cargada por muelle, cuya tensión determina la presión final. En su lugar, suele emplearse una servoválvula controlada por un regulador. La presión se puede controlar entonces fácilmente y la válvula también puede actuar como válvula de descarga al arrancar el compresor bajo presión. El venteo produce un mayor consumo de energía, ya que el compresor debe funcionar continuamente contra la presión total de la red. Una variante que se utiliza en compresores pequeños consiste en descargar el compresor abriendo totalmente la válvula, de modo que la unidad funcione contra la presión atmosférica. El consumo de energía es mucho menor con este método.

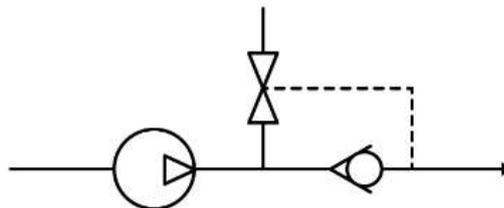


Ilustración 2.11.2.1.1 Regulación por venteo

2.11.2.2. Bypass

La regulación por bypass tiene, en principio, la misma función que el venteo. La diferencia reside en que el aire liberado a presión se enfría y retorna a la entrada del compresor. Este método se usa a menudo en compresores de proceso donde el gas es poco idóneo o demasiado valioso para liberarlo a la atmósfera.

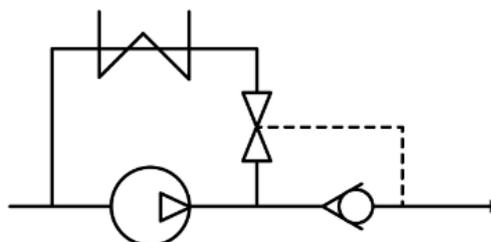


Ilustración 2.11.2.2.1 Regulación por bypass

2.11.2.3. Estrangulación en la aspiración

La estrangulación es un método simple para reducir el caudal aumentando la relación de presiones a través del compresor, de acuerdo con la subpresión inducida en la aspiración. Sin embargo, está limitado a un rango de regulación pequeño. Los compresores con inyección de líquido, que pueden superar esta alta relación de presiones, se pueden regular hasta en un 10% de la capacidad máxima. Este método requiere un consumo de energía relativamente alto debido a la elevada relación de presiones.

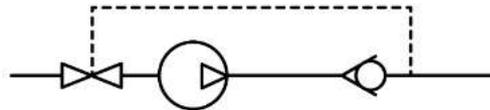


Ilustración 2.11.2.3.1 Estrangulación en la aspiración

2.11.2.4. Venteo con estrangulación en la aspiración

Es el método de regulación más utilizado. Combina un rango de regulación máximo (0-100%) con un bajo consumo de energía: sólo un 15-30% de la potencia a plena carga con el compresor en descarga (caudal cero). La válvula de aspiración cierra, pero permanece una pequeña apertura, a la vez que la válvula de venteo abre y libera el aire de descarga del compresor. El elemento compresor funciona por tanto con un vacío en la aspiración.

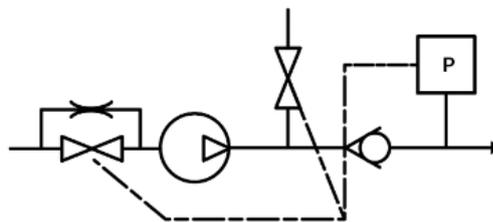


Ilustración 2.11.2.4.1 Venteo con estrangulación en la aspiración

2.11.2.5. Arranque/parada

Los compresores con una potencia inferior a 5-10 kW se controlan a menudo mediante la parada completa del motor eléctrico cuando la presión alcanza el límite superior, y se vuelve a arrancar cuando llega al límite inferior. Este método requiere un depósito de aire o una gran diferencia entre los límites superior e inferior para minimizar la carga de calor en el motor eléctrico. Es un método de regulación eficiente siempre que el número de arranques se mantenga bajo.

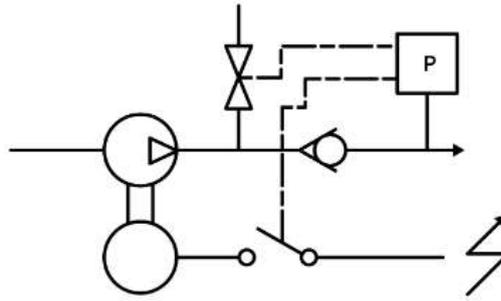


Ilustración 2.11.2.5.1 Arranque parada

2.11.2.6. Regulación de velocidad

Un motor de combustión, una turbina de gas o un motor eléctrico de frecuencia regulada controlan la velocidad del compresor y, por tanto, el caudal. Es un método eficaz para mantener una presión de salida constante y un consumo de energía reducido. El rango de regulación varía con el tipo de compresor, siendo el más amplio en los compresores con inyección de líquido. La regulación de velocidad se combina a menudo con el arranque/parada a bajos niveles de carga y con venteo en la parada.

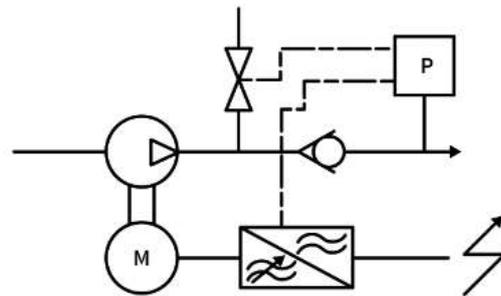


Ilustración 2.11.2.6.1 Regulación de velocidad

2.11.2.7. Lumbreira de descarga variable

El caudal de los compresores de tornillo se puede regular moviendo la posición de la lumbreira de descarga en la carcasa, en dirección longitudinal del rotor, hacia la aspiración. Sin embargo, este método genera un alto consumo de energía y es bastante inusual.

2.11.2.8. Descarga por válvula de aspiración

Los compresores de pistón se pueden regular eficazmente forzando mecánicamente la válvula de aspiración a su posición abierta. Como resultado, el aire se bombea al cilindro con una mínima pérdida de energía, a menudo inferior al 10% de la potencia al eje a plena carga. Los compresores de pistón de doble efecto ofrecen generalmente una descarga multietapa, donde se descarga un cilindro cada vez para adaptar mejor el caudal a la demanda. Un método raro utilizado en los compresores de proceso consiste en permitir que la válvula de aspiración permanezca abierta durante una parte menor o mayor de la carrera del pistón para obtener un control casi continuo del caudal.

2.11.2.9. Carga descarga parada

Es el método de regulación más utilizado en compresores con una capacidad mayor de 5 kW y combina un rango de regulación amplio con unas pérdidas bajas. En la práctica es una combinación del método de arranque/parada y diferentes sistemas de descarga.

Los principios de regulación más comunes de los compresores de desplazamiento son “producir aire” / “no producir aire” (todo/nada). Cuando se necesita aire, se envía una señal a una válvula solenoide que sitúa la válvula de aspiración del compresor en posición totalmente abierta. La válvula está totalmente abierta (carga) o totalmente cerrada (descarga), no hay posición intermedia.

El control tradicional, ahora habitual en compresores pequeños, utiliza un presostato en el sistema de aire comprimido con dos valores seleccionables, uno para la presión mínima (carga) y otro para la presión máxima (descarga). El compresor funcionará entonces dentro de los límites ajustados, por ejemplo, dentro de un rango de 0,5 bar. Si se necesita una cantidad muy pequeña de aire, el compresor funciona predominantemente en descarga. El período de descarga está limitado por un temporizador (ajustado a 20 minutos, por ejemplo). Cuando transcurre el tiempo ajustado, el compresor se detiene y no arranca hasta que la presión haya descendido al valor mínimo. La desventaja de este método es el largo tiempo de reacción.

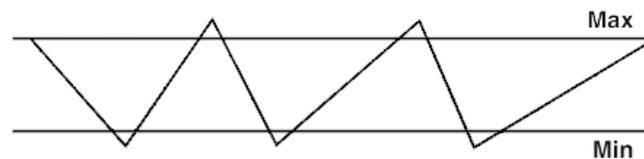


Figura 2.11.2.1 Banda de presión, Mín-Máx, dentro de la cual funciona el compresor: "Mín" = carga, "Máx" = descarga.

Este sistema tradicional se perfeccionó sustituyendo el presostato por un transductor de presión analógico y un sistema de regulación electrónico. Junto con el sistema de regulación, el transductor analógico puede detectar la rapidez con que cambia la presión del sistema. El sistema arranca entonces el motor y controla la apertura y cierre de la válvula en el momento oportuno. Este método ofrece una regulación rápida y precisa dentro de un margen $\pm 0,2$ bar.

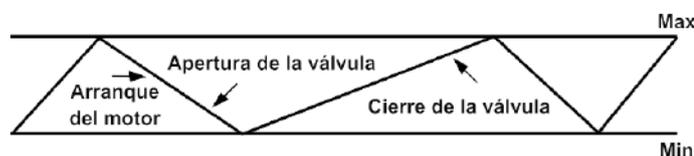


Figura 2.11.2.2 Un sistema de regulación avanzado puede enviar señales al motor, arrancador y regulador en el “momento oportuno”.

Si no se consume aire, la presión permanecerá constante y el compresor funcionará en descarga. La duración del período de descarga se controla por el número máximo de arranques que el motor eléctrico puede soportar sin que se caliente demasiado y por la estrategia global de costes operativos, ya que el sistema puede analizar las

tendencias de consumo de aire y decidir si es mejor parar el motor o continuar funcionando en descarga.

2.12. Ventilación de una estación de compresores

El requisito más importante para el funcionamiento de compresores refrigerados por aire es un flujo adecuado de aire de refrigeración \dot{V}_c . El calor residual generado por el compresor debe extraerse de forma fiable en todo momento. Hay tres posibilidades diferentes de ventilación, según las salas disponibles y el tipo y modelo de compresor:

- Ventilación natural:
Ventilación a través de las aberturas de entrada y salida de aire en las paredes laterales o el techo por medios naturales, es decir, sin ayuda de un ventilador.
- Ventilación artificial:
Ventilación a través de las aberturas de entrada y salida de aire en las paredes laterales o el techo con la ayuda de un ventilador de salida.
- Conductos de entrada y salida de aire:
Ventilación mediante conductos adecuados, habitualmente con la ayuda de un extractor.
- En los compresores refrigerados por agua, el agua de refrigeración extrae el calor principal. El calor residual (irradiado por el motor) debe extraerse mediante aire refrigerante.

2.12.1. Factores que influyen en el flujo de enfriamiento

Un compresor genera una cierta cantidad de calor residual en función de su potencia de accionamiento. En los compresores refrigerados por aire, este calor debe extraerse mediante un flujo de aire refrigerante \dot{V}_c . El volumen de aire de refrigeración \dot{V}_c está influenciado por varios factores, así como por la potencia de accionamiento del compresor:

- Transmisión de calor.
Una parte del calor generado se emite como calor de transmisión por las paredes que encierran la sala de instalación (incluidas las ventanas y puertas). La constitución de las paredes, el techo, el suelo, las puertas y las ventanas tienen una influencia considerable en el flujo de aire refrigerante \dot{V}_c .
- Temperatura ambiente.
Cuanto mayor sea la temperatura de la sala de instalación, mayor será la necesidad de aire de refrigeración.
- Gradiente de temperatura.
Cuanto mayor sea la diferencia Δt entre la temperatura exterior e interior, menor será la necesidad de aire de refrigeración.
- Altura y sitio de la habitación.
Cuanto mayor sea la altura y el tamaño de la habitación, mejor será la distribución del calor generado y, en consecuencia, la necesidad de aire de refrigeración disminuirá.

2.12.2. Definición de los factores que influyen en el flujo de aire \dot{V}_c

Para obtener valores generalmente aplicables para el flujo de aire de enfriamiento \dot{V}_c , se han establecido las siguientes condiciones generales que influyen en el volumen de aire de enfriamiento \dot{V}_c .

- Temperatura ambiente $35\text{ }^\circ\text{C} = 308\text{ K}$
- Gradiente de temperatura $\Delta t\ 10\text{ K}$
- Espesor de pared 25 cm
Se supone que las paredes circundantes son paredes de ladrillo homogéneas sin ventanas ni puertas.
- Altura y tamaño de la habitación.
La altura de la habitación se define como inferior a 3 m y el área de la habitación inferior a 50 m².

Las condiciones de esquema definidas arriba asumen el ambiente admisible menos favorable para operar el compresor. Los valores calculados para el flujo de aire de refrigeración \dot{V}_c son generalmente aplicable porque las condiciones en las salas de instalación reales son normalmente mejores.

No se producirán problemas térmicos si se asegura el flujo de aire de refrigeración \dot{V}_c recomendado para un compresor.

2.12.3. Ventilación natural

Con ventilación natural, la circulación de aire se controla mediante una abertura de entrada de aire A_{in} y una abertura de salida de aire A_{out} en las paredes laterales de la sala de instalación. El calor se intercambia únicamente por la circulación natural del aire, ya que el aire caliente se eleva. Para que se proporcione una ventilación adecuada, la abertura de entrada de aire debe ubicarse lo más lejos posible por debajo de la abertura de salida de aire.

La experiencia demuestra que este método de ventilación solo es adecuado para compresores con potencias de hasta 22 kW. Incluso los compresores más pequeños pueden tener problemas de ventilación, dependiendo de las condiciones en la sala de instalación.

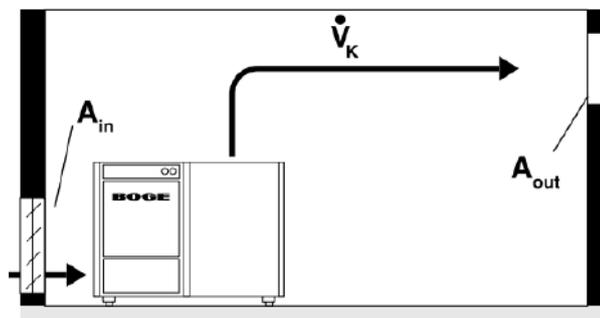


Figura 2.12.3.1 Ventilación natural

Sólo se puede obtener un flujo adecuado de aire de refrigeración \dot{V}_c con ventilación natural si las aberturas de entrada y salida de aire son de un tamaño adecuado.

Tabla 2.14 Tamaño de entrada y salida de aire

Potencia P [kW]	Aire requerido de Refrigeración \dot{V}_c [m ³ /h]	Aperturas de ventilación requeridas A_{in} y A_{out} [m ²]
3	1350	0.20
4	1800	0.25
5	2270	0.30
7.5	3025	0.40
11	3700	0.50
15	4900	0.65
18.5	6000	0.75
22	7000	0.90

En principio, las aberturas de entrada de aire A_{in} y de salida A_{out} deben ser del mismo tamaño. El aire de refrigeración debe pasar por ambas aberturas. Pero teniendo en cuenta la instalación de persianas enrollables, rejillas y similares, la abertura de entrada de aire debe ser de aprox. 20% más grande que la abertura de salida de aire A_{out} . Si este no es el caso, se puede exceder la temperatura ambiente máxima admisible.

2.12.4. Ventilación artificial

En muchos casos, la ventilación natural de la sala de instalación es insuficiente. Debido a aspectos estructurales o al alto rendimiento del compresor instalado, el flujo de aire de refrigeración es inadecuado para la tarea. En estos casos, el aire caliente debe extraerse con la ayuda de un ventilador.

La ventilación artificial aumenta la velocidad de flujo del aire de refrigeración dentro de la sala de instalación y garantiza el flujo de aire requerido mediante ventilación forzada. Hay mayores reservas cuando las temperaturas exteriores son altas. La abertura de entrada de aire debe modificarse para adaptarse a la salida del ventilador.

El ventilador o ventiladores deben, por razones de economía, ser controlados en varias etapas por un termostato. El control depende de la temperatura en la sala de instalación. Cuanto mayor sea la temperatura, mayor será la tasa de salida del ventilador.

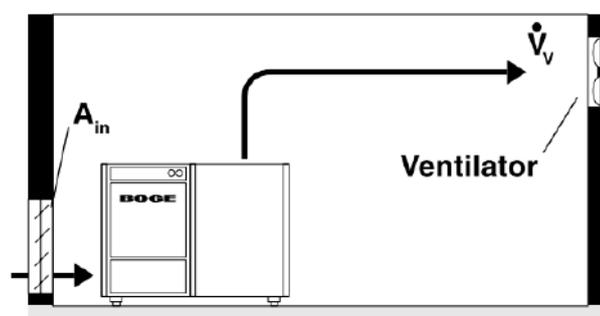


Figura 2.12.4.1 Ventilación artificial

Al igual que con la ventilación natural, el flujo requerido de aire de refrigeración \dot{V}_c se deriva de la salida del compresor instalado. El calor residual generado por el

compresor debe extraerse de forma fiable. La salida del ventilador \dot{V}_v es de aprox. 15% mayor que el caudal de aire de refrigeración \dot{V}_c necesario. Esto garantiza una refrigeración perfecta, incluso en pleno verano.

Con ventilación artificial, el ventilador de extracción determina el tamaño de la abertura de salida de aire.

La abertura necesaria para un ventilador de extracción es normalmente mucho más pequeña que la necesaria para la ventilación natural.

El tamaño de la abertura de entrada de aire A_{in} depende del ventilador de salida \dot{V}_v y la velocidad máxima de flujo v_s en la apertura de entrada.

Es preferible calcular con una velocidad de flujo de $v_s = 3 \text{ m / s}$. Sin embargo, si las consideraciones estructurales no permiten el tamaño de apertura resultante de este cálculo, también es posible utilizar una velocidad de flujo de $v_s = 5 \text{ m / s}$.

El tamaño mínimo de la abertura de entrada de aire se calcula con la ayuda de la siguiente fórmula: [4]

$$A_{in} = \frac{\dot{V}_v}{3600 * v_s} \quad (2.12.4.1)$$

Donde:

- A_{in} = Área mínima de apertura de entrada de aire [m^2]
- \dot{V}_v = Salida del ventilador [m^3/h]
- v_s = Velocidad máxima de flujo [m/s]

CAPITULO 3: CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO

La planta industrial se ha dividido en diferentes áreas de trabajo, como se indicó anteriormente en el capítulo 1, y se detalla en ANEXO 2, en esta sección se describe cada una de estas áreas en función a su necesidad de aire comprimido.

Se requiere saber profundamente como es la demanda de aire comprimido durante el día de trabajo tipo, tomando en cuenta que la empresa maneja en la planta un solo horario de trabajo, que es de lunes a viernes, de 7:00 horas a 16:00 horas.

Se analiza cada área de trabajo que requiere aire comprimido, principalmente sobre los aspectos descriptos:

- Descripción del proceso con aire comprimido: se realizará una breve descripción de la, o las actividades que involucren la utilización de aire comprimido.
- Lista de herramientas o equipos neumáticos: se generará un listado por área de trabajo de las herramientas que se operan con aire comprimido con su correspondiente consumo específico.
- Horas de utilización diaria: se describirá el tiempo que se requiere normalmente para cada herramienta en un día tipo de trabajo.
- Calidad de aire: dependiendo de las actividades antes descriptas, se analizará si algún punto de consumo requiere una calidad específica en el aire comprimido.
- Presión requerida: se especificará la presión requerida por los equipos según el fabricante.

3.1. Uso del aire comprimido en la producción de postes

La sección de fabricación de postes tiene un total de ocho puestos en los cuales algunos cuentan con la posibilidad de fabricar hasta cuatro postes a la vez.

Los postes son fabricados en moldes de metal desarmables es tramos de 1,5 mts de longitud, para así lograr la longitud deseada de los postes. La unión de estos moldes se logra mediante bulones con tuerca que actualmente se enroscan con llaves manualmente. En el diseño se planea agilizar el trabajo mediante la incorporación de una llave de impacto neumática. Con dos llaves de impacto sería suficiente para realizar dicho trabajo en toda la fábrica. La disponibilidad de las llaves de impacto cercanas a la zona de trabajo será una buena opción para dar una solución a este problema.

Dentro de los postes se encuentran las trenzas que son cordones de dos o tres alambres, los cuales son tensados para lograr una mayor resistencia de los postes. Las trenzas una vez que el cemento fragua son cortadas al ras del poste con una amoladora angular de 9", que debido al ambiente hostil es cambiada continuamente por roturas. Esta se sustituirá por una amoladora neumática de 9", que en un principio bastaría para realizar todos los cortes.

En la Figura 4.3.8.2 se aprecian los exesos de las trenzas en el proceso de fraguado antes de ser cortadas.



Figura 2.12.4.1 Extremos de los postes

Previamente a colocar las trenzas en los moldes, estas se cortan a una longitud un poco mayor que el largo final del poste, para poder amordazarlas y así tensarlas. El corte se realizará mediante una tijera neumática corta perno la cual tiene una capacidad de 13 mm de diámetro, esta especificación es suficiente para lograr el corte de las trenzas de 5 mm de diámetro.

Junto al sector de fabricación de postes se encuentra una herrería donde se realizan trabajos en general, allí se deberá proveer de un suministro de aire para poder utilizar una pistola neumática.

- Número de puntos de consumo:

Tanto para la llave de impacto como para la amoladora se colocarán tomas de aire en los extremos de los moldes, distribuyéndolas de manera que sea práctico y simple la conexión de las herramientas. Al ser escaso el número de herramientas no quedarán fijas en un puesto, sino que se irán conectando según la necesidad en diferentes puestos.

La tijera corta pernos quedará ubicada en un sector donde se cortan todas las trenzas.

La pistola como se mencionó anteriormente estará ubicada en la herrería.

- Tiempo de funcionamiento por jornada

Un operador realiza los cortes con la amoladora una vez al día por la mañana, manteniéndola encendida aproximadamente 1 min por corte y realiza 30 cortes por día con un intervalo entre cada corte de 1 a 5 minutos.

Las dos llaves de impacto serán utilizadas al mismo tiempo, pero en diferentes sectores para agilizar el armado de los moldes. El tiempo de funcionamiento se estima también de 1 minuto por cada tramo y con un tiempo muerto entre cada uso de 30 segundos. Este proceso se estima que dure un total de 40 minutos.

La tijera corta pernos se usará para hacer aproximadamente 250 cortes por día con 10 segundos entre cada corte.

Por último, como el uso de la pistola es muy variado luego se supondrá un factor de uso.

- Calidad de aire

Para la amoladora, llave de impacto, y tijera la calidad según la norma ISO 8573-1 será clase 5-5-4, mientras que para la pistola neumática clase 4-5-4

- Lista de herramientas o equipos neumáticos.

En la Tabla 3.1 Herramientas en zona de postes se lista las herramientas o equipos que requieren de aire comprimido.

Tabla 3.1 Herramientas en zona de postes

Descripción	Cantidad	Qe [l/s]	Tu [min]	Calidad	Presión [bar]
Llave de impacto	2	25	0.5	5-5-4	6
Amoladora 9"	1	38	1	5-5-4	6
Tijera corta pernos	1	0.57	-	5-5-4	6
Pistola neumática	1	2	-	4-5-4	6

3.2. Uso del aire comprimido en la producción de premoldeados

En la nave de premoldeados los hierros de la estructura armada actualmente son cortados con una amoladora eléctrica de 9", la cual será remplazada por una neumática. Además, evalúan incorporar un martillo demoledor para múltiples usos.

- Número de puntos de consumo:

Se colocarán 5 puntos de suministro de aire para poder conectar las herramientas según la necesidad.

- Horas de funcionamiento por jornada

Las horas de funcionamiento para este sector no están definidas ya que se usan para múltiples y variados usos.

- Calidad de aire

La amoladora y el martillo demoledor tienen un requerimiento de clase 5-5-4

- Lista de herramientas o equipos neumáticos

Tabla 3.2 Herramientas en sector de premoldeados

Descripción	Cantidad	Qe [l/s]	Tu [min]	Calidad	Presión [bar]
Amoladora 9"	1	38	-	5-5-4	6
Martillo demoledor	1	21	-	5-5-4	6

3.3. Uso del aire comprimido en las plantas dosificadoras

El consumo de aire en ambas plantas se puede dividir en el consumo de las válvulas de las tolvas y el consumo de los fluidificadores de cemento. Actualmente cada planta cuenta con un compresor de 5 HP los cuales sufren de un deterioro elevado, ya que en el sector de las plantas el ambiente está más contaminado por polvos.

Ambas plantas cuentan con una tolva de acopio de áridos de cuatro compartimientos en cruz. La descarga se efectúa por el fondo mediante cuatro compuertas de apertura dobles (1 para cada árido) accionadas cada una por un cilindro neumático de Ø63 x150 mm de carrera y un sistema de engranajes.

Debajo de la tolva de acopio se encuentra la tolva dosificadora de áridos para pesaje de los mismos, montada sobre cuatro celdas de carga. La descarga se produce por medio de una compuerta doble accionadas por un cilindro neumático de Ø63 x150 mm y un sistema de engranajes.



Figura 2.12.4.1 Planta dosificadora

Por último, el otro componente que requiere de suministro de aire comprimido son los silos tolvas que almacenan el cemento. La planta 1 cuenta con dos silos y la planta 2 cuenta con cuatro silos de los cuales dos están en uso, pero el diseño se realiza a la capacidad máxima de la planta. El aire comprimido es utilizado en el sistema de aireación que mantiene en movimiento el cemento a granel en su paso por el cono del silo, de manera de evitar que el cemento que está siendo descargado, desde el silo o tolva, sufra atascamiento, compactación o se formen vacíos. El producto así fluye de modo uniforme.

El consumo específico se determina a partir de la Figura 2.12.4.2 con el valor de presión de trabajo, el diámetro del embolo se localiza el punto de intersección de ambas líneas y se proyecta hacia el eje horizontal este valor se sustituye en la fórmula (3.3.1) y se calcula el consumo.

Como se puede observar el consumo también variará dependiendo del número de ciclos por minuto que realice.

$$Q = 2 * n * s * q \quad (3.3.1)$$

Donde:

Q = Consumo de aire (l / min.)

n = Numero de ciclos por minuto

s = Carrera (cm.)

q = Consumo específico de aire (l / cm.)

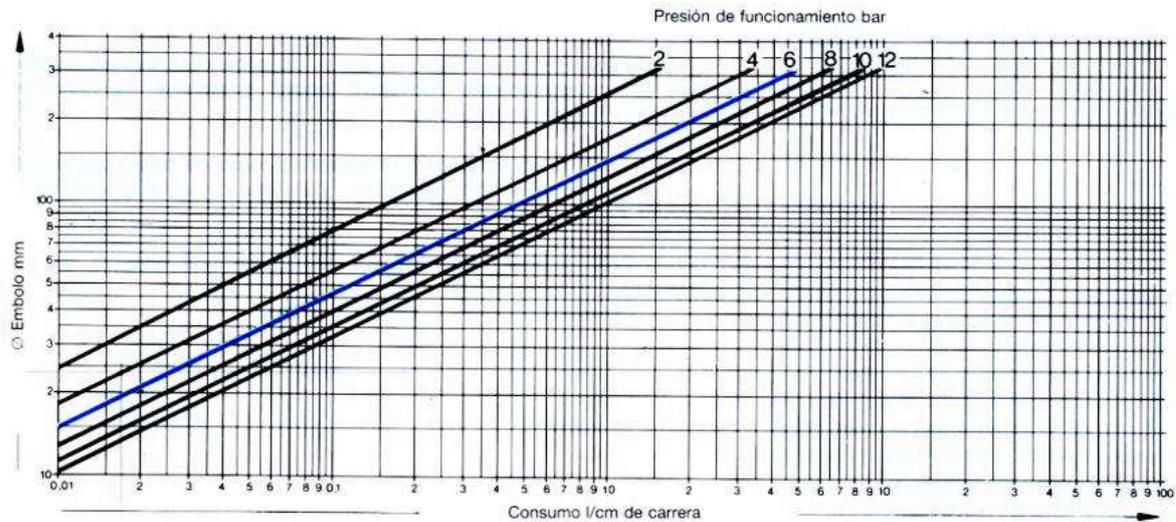


Figura 2.12.4.2 Consumo específico de actuadores

Ingresando con una presión de trabajo de 6 bar y un diámetro de 63 mm, se obtiene un consumo de 0,2 l/cm de carrera, por lo tanto, para una carrera de 150 mm y como se sabe que funciona una vez cada 15 minutos el consumo es de 0,007 l/s.

- Número de puntos de consumo:

A cada planta dosificadora se le colocará un suministro de aire lo más cerca posible a los actuadores, mientras que para los silos a cada uno se le colocará una toma de aire.

- Horas de Funcionamiento por jornada

Las dos plantas funcionan toda la jornada laboral y en los días de mayor consumo se llega a utilizar hasta 30 veces entre las dos. Los fluidificadores trabajan una vez por carga de cada trompo y solo uno por carga, por un tiempo de un minuto, por lo tanto, por día funcionan 30 minutos en total y distribuido en las 8 horas de trabajo, entonces el tiempo de uso será:

$$Tu = \frac{30}{6} = 5 \text{ min} \quad (3.3.2)$$

Por cada carga que se hace funcionan una sola vez cada actuador y de a uno a la vez.

- Calidad de aire

Para los actuadores el aire deberá ser de clase 3-5-3, mientras que los fluidificadores requieren aire de clase 5-4-3.

- Lista de herramientas o equipos neumáticos

Tabla 3.3 Componentes neumáticos en sector de plantas

Descripción	Cantidad [u]	qe [l/s]	Tu [min]	calidad	Presión [bar]
Actuador	12	0.007	5	3-5-3	6
Fluidificador	6	8	-	5-3-3	6

3.4. Cálculo de la carga total

Para calcular el requerimiento o demanda de aire de cada zona, es necesario partir del estudio realizado de horas de funcionamiento de cada herramienta o equipo neumático presentado en el apartado anterior, para posteriormente calcular el factor de utilización.

El factor de utilización se calcula mediante la ecuación (3.4.1), pero en otros casos se estimará mediante valores de referencia de la Tabla 2.4.

$$Fu = \frac{Tu}{Tr} \quad (3.4.1)$$

Donde:

Tu: tiempo de utilización

Tr: tiempo de referencia, el cual será el tiempo del ciclo

Los requerimientos por sector son detallados a continuación:

Tabla 3.4 Requerimientos por sector

	Sector	Unidad consumidora	Cant.	Qe [NI/s]	Tu [min]	Tr [min]	Fu	Qr [NI/s]	
Dispositivos automáticos	Planta 1	Fluidificador	2	8	5	15	0.33	5.33	
		Actuador neumático	6	0.007			1	0.04	
	Planta 2	Fluidificador	4	8	5	15	0.33	10.67	
		Actuador neumático	6	0.007			1	0.04	
Dispositivos manuales	Postes	Amoladora 9"	1	38	1	2	0.5	19	
		Llave de impacto	2	25	0.5	2	0.25	12.5	
		Tijera corta pernos	1	0.57			1	0.57	
	Premoldeado	Pistola sopladora de aire	1	2				0.1	0.2
		Amoladora 9"	1	38				0.3	11.4
		Martillo demoledor	1	21	30			0.4	8.4

En el gráfico siguiente se puede apreciar cómo queda distribuida la carga según el sector.

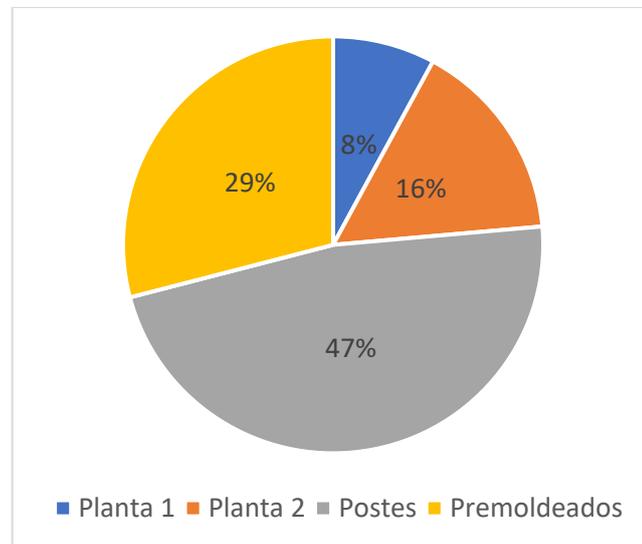


Figura 2.12.4.1 Distribución del consumo

Al definir el requerimiento total de aire comprimido para una red neumática, los dispositivos de consumo se dividen en dos grupos:

- Dispositivos de consumo automáticos.
- Dispositivos de consumo general.

3.4.1. Dispositivos automáticos de consumo

El grupo de consumidores incluye cilindros neumáticos automáticos, maquinaria en funcionamiento continuo y ciclos de trabajo más largos que requieren aire comprimido. Estos deben calcularse sumando cada consumo individual.

Tabla 3.5 Dispositivos automáticos de consumo

Sector	Unidad consumidora	Cant.	Qe [NI/s]	Tu [min]	Tr [min]	Fu	Qr [NI/s]
Planta 1	Fluidificador	2	8	5	15	0.33	5.33
	Actuador neumático	6	0.007			1	0.04
Planta 2	Fluidificador	4	8	5	15	0.33	10.67
	Actuador neumático	6	0.007			1	0.04

$$T_q = \sum Q_r = 16 \text{ NI/s} \quad (3.4.1.1)$$

3.4.2. Dispositivos de consumo general

La mayoría de los ciclos de trabajo solo se ejecutan una parte del tiempo. Se puede calcular una tasa de uso promedio F_u para estos procesos. Además, los dispositivos de consumo no suelen estar todos en uso al mismo tiempo.

La tasa de uso promedio F_u y el factor de simultaneidad F_s se utilizan para dispositivos de consumo general como multiplicadores de reducción de requisitos al realizar el cálculo.

Tabla 3.6 Dispositivos de consumo general

Sector	Unidad consumidora	Cant.	Qe [NI/s]	Tu [min]	Tr [min]	Fu	Qr [NI/s]
Postes	Amoladora 9"	1	38	1	2	0.5	19
	Llave de impacto	2	25	0.5	2	0.25	12.5
	Tijera corta pernos	1	0.57			1	0.57
	Pistola sopladora de aire	1	2			0.1	0.2
Premoldeados	Amoladora 9"	1	38			0.3	11.4
	Martillo demoledor	1	21	30		0.4	8.4

El factor de simultaneidad para la cantidad de herramientas de consumo general se obtiene de la Tabla 2.5, el cual es 0.77.

$$T_f = f_s * \sum Q_r = 0.77 * 52 = 40 \text{ NI/s} \quad (3.4.2.1)$$

3.4.3. Consumo total de aire comprimido

El consumo teórico total de aire comprimido \dot{T} es la suma del consumo de los dispositivos automáticos y generales.

$$\dot{T} = T_q + T_f = 56.2 \text{ NI/s} \quad (3.4.3.1)$$

Sin embargo, el consumo total de aire comprimido aún no es una cifra adecuada para determinar la capacidad del compresor y el tamaño de las tuberías. Aún quedan por hacer varias correcciones.

3.4.4. Fugas en la línea v [%]

Como se mencionó en el apartado 2.7.7 para una instalación nueva y bien mantenida el factor debido a fugas se adoptará 5%.

3.4.5. Ampliaciones futuras r [%]

Se considera las ampliaciones de la red a corto y medio plazo al planificar el tamaño del compresor y las tuberías principales. Según recomendaciones de bibliografías lo normal sería adoptar 30% en la mayoría de los casos donde no se sabe con certeza este valor.

3.4.6. Margen de error e [%]

A pesar del cuidado que se ha tenido en los cálculos, para evitar costos adicionales si el diseño es demasiado pequeño se tomará como margen de error un 15%. Esta elección se basa en recomendaciones bibliográficas mencionadas en la sección 2.7.8.

3.4.7. Consumo total corregido

Considerando los anteriores factores de corrección se obtiene el consumo total corregido.

$$L_B = \frac{\dot{T} * (100 + v + r + e)}{100} = 85 \text{ Nl/s} \quad (3.4.7.1)$$

Este valor es la base para determinar el tamaño del compresor y la tubería principal.

3.5. Presión de trabajo

La presión de trabajo está definida por el o los equipos de mayor presión como se indica en el apartado 2.7.3. En este caso todas las herramientas trabajan a 6 bar. A esta presión se le deberá sumar la caída de presión en las cañerías, filtros y secadores si los hubiera.

En la sección 2.8 se indica que la caída de presión recomendable en las cañerías es 0.1 bar, que es la caída de presión máxima adoptada para este diseño. Luego con la herramienta de mayor consumo se calcula la caída de presión en todo el sistema como se puede apreciar en la siguiente tabla:

Tabla 3.7 Caída de presión en el sistema

Descripción	Caída de presión [bar]
Usuario final	6
Filtro	0.1
Regulador	0.4
Lubricador	0.15
Sistema de tuberías	0.1
Presión mínima de trabajo de compresor	6.65

La presión mínima que se deberá ajustar en el compresor será de 6.65 bar. La presión máxima será la del compresor y 0.5 bar de regulación como mínimo.

3.6. Selección del compresor

Para determinar qué tipo de compresor utilizar, se recurre a la Figura 2.2.3.1 la cual nos da en base a la presión y al caudal requerido, una idea de cuáles son los tipos de compresores a utilizar.

En este caso los compresores más apropiados serían:

1. Compresor recíprocante
2. Compresor rotativo

Los compresores rotativos ampliamente utilizados para estos fines son los de tornillo, en este caso con inyección de aceite.

Para seleccionar la mejor alternativa se utiliza una matriz de decisión, que considera los factores más relevantes como mantenimiento, inversión inicial, generación de ruido, espacio necesario, etc.

Tabla 3.8 Matriz de decisión de tipo de compresor

Factores	Peso	Recíprocante		Tornillo	
		Puntaje	Puntaje ponderado	Puntaje	Puntaje ponderado
Inversión inicial	13%	5	0.65	3	0.39
Desgaste de partes	14%	3	0.42	5	0.7
Generación de ruido	10%	2	0.2	5	0.5
Variedad	14%	2	0.28	5	0.7
Eficiencia	18%	3	0.54	4	0.72
Mantenimiento	14%	4	0.56	3	0.42
Flujo continuo	12%	1	0.12	5	0.6
Espacio	5%	3	0.15	5	0.25
Total	100%		2.9		4.3

Cuando se realiza una comparación en términos de costos iniciales, se observa que un compresor alternativo suele ser aproximadamente un 65% más económico que un compresor de tornillo rotativo de tamaño similar. Esta disparidad en los costos iniciales se mantiene constante hasta alcanzar una capacidad de 15 HP, donde los compresores alternativos se vuelven ineficientes y rara vez están disponibles en tamaños mayores.

De acuerdo con la información proporcionada en los catálogos de compresores de los fabricantes, se observa que el nivel de ruido de un compresor de tornillo rotativo suele oscilar entre 70 y 80 dB(A), mientras que un compresor alternativo puede producir niveles de ruido de alrededor de 80-90 dB(A), dependiendo del tamaño, modelo y marca. Esto implica que el compresor de tornillo rotativo presenta un nivel de ruido aproximadamente un 10% más bajo en comparación con los compresores alternativos.

Se considera que el compresor a pistón no necesariamente requiere menos mantenimiento, pero se valora su simplicidad. El personal de mantenimiento de la planta podría realizar tareas de mantenimiento en este tipo de compresor, lo que resultaría en ahorros adicionales en términos de costos de mano de obra. Sin

embargo, también se evalúa el punto de desgaste de las partes de ambos compresores. En este caso, se observa que el compresor a pistón tiende a tener un mayor desgaste en comparación con el compresor a tornillo. Este factor implica mayores costos de reemplazo de piezas y un mayor tiempo de inactividad del compresor debido a reparaciones más frecuentes.

La instalación de un compresor de tornillo requiere significativamente menos espacio en comparación con la necesidad de colocar varios compresores de pistón cuando se trata de manejar grandes volúmenes de aire. Por otro lado, un compresor rotativo permitiría abarcar un caudal mayor sin la necesidad de utilizar múltiples compresores.

De acuerdo con el resultado obtenido en la matriz de decisión, la opción más favorable es emplear un compresor a tornillo que trabajará bajo los siguientes requerimientos y condiciones:

- Presión de trabajo: 6.65 bar
- Caudal necesario: 85 NI/s

Existe una amplia variedad de fabricantes de compresores a tornillo, de los cuales se han listado cuatro compresores de las marcas más conocidas.

Tabla 3.9 Posibles compresores

Marca	Ingersoll rand	Kaeser	Atlas copco	Sullair
Modelo	R 30i	BSD 65	GA 30	3007P
Presión máxima [bar]	7.5	7.5	7.5	7
Potencia de motor [kW]	30	30	30	30
Caudal FAD [l/s]	94	94	99	94
Caudal [NI/s]	86	86	91	86

En este caso como se mencionó, el cliente cuenta con un compresor a tornillo que satisface los requerimientos de la instalación. Las especificaciones del compresor son las siguientes:

Tabla 3.10 Compresor instalado

Marca	Ingersoll rand
Modelo	SSR 75
Presión máxima [bar]	7.5
Potencia de motor [kW]	75
Caudal FAD [l/s]	215
Caudal [NI/s]	198

3.7. Regulación del compresor

El compresor cuenta con un control On-Line/offline con arranque parada automático. Esta regulación sería el equivalente a la regulación carga-descarga-parada detallada en 2.11.2.9.

3.8. Selección del depósito de aire

Para calcular la capacidad del tanque de almacenamiento, se recurre a la formula (2.10.1), la cual es para compresores todo/nada.

Entonces:

q_c = Capacidad del compresor = 215 l/s

p_1 = Presión de entrada del compresor = 1 bar(a)

T_1 = Temperatura máxima de entrada del compresor = 303 K

T_0 = Temperatura del aire comprimido en el depósito (la temperatura del aire comprimido a la salida del compresor seleccionado es 10°C mayor que la temperatura ambiente) = 313 K

$(P_U - P_L)$ = Diferencia de presión ajustada entre carga y descarga = 0.8 bar

f_{max} = Frecuencia máxima de carga = 1ciclo/60segundos, ya que para compresores hasta 75kW 60 son los ciclos permitidos en una hora entre carga y descarga.

$$V = \frac{0.25 q_c p_1 T_0}{f_{max} (P_U - P_L) T_1} = \frac{0.25 * 215 * 1 * 313}{\frac{1}{60} * 0.85 * 303} = 3920 \text{ litros} \quad (3.8.1)$$

Con conocimiento del volumen requerido para el depósito, se tomó la decisión de instalar dos depósitos de 2000 litros, dado que el volumen total es superior al requerido. La elección de dos depósitos se basó en la limitación de los proveedores consultados, quienes únicamente fabricaban tanques hasta ese tamaño. A pesar de los esfuerzos realizados, no se logró encontrar un proveedor que ofreciera tanques de mayor capacidad. Por consiguiente, se determinó proceder con los depósitos de 2000 litros, en virtud de la información disponible en ese momento.

Tabla 3.11 Depósitos de aire instalados

Marca	Ceccato Aria Compressa
Capacidad (L)	2000
Presión (bar)	11.5
Diámetro (mm)	1000
H tot (mm)	2805

3.9. Selección del material de la red

Dentro de todas variedades de materiales para las cañerías de aire comprimido, se decide analizar tres tipos, aluminio, acero y polipropileno copolímero random tipo 3.

Se realiza un matriz de decisión para evaluar cual es la mejor alternativa a este proyecto analizando varios factores con sus diferentes ponderaciones.

Tabla 3.12 Matriz de decisión de material de la red

Factores	Peso	Aluminio		Acero		PPC R	
		Punt.	Puntaje ponderado	Punt.	Puntaje ponderado	Punt.	Puntaje ponderado
Inversión inicial	14%	1	0.14	2	0.28	5	0.7
Fácil montaje	14%	5	0.7	1	0.14	5	0.7
Peso	8%	5	0.4	1	0.08	5	0.4
Variedad de válvulas y racores	13%	2	0.26	5	0.65	5	0.65
Mantenimiento	14%	5	0.7	1	0.14	4	0.56
Características del flujo	12%	4	0.48	1	0.12	5	0.6
Disponibilidad	14%	1	0.14	5	0.7	5	0.7
Expansión térmica	11%	3	0.33	5	0.55	1	0.11
Total	100%		3.2		2.7		4.4

El material más adecuado para esta instalación es el polipropileno. Este tipo de tubos se encuentran en una gran variedad de marcas con infinidad de accesorios y diámetros, es resistente a la corrosión y a aceites, pero no así a la radiación UV.

La mayoría de los fabricantes ofrecen tres tipos de tubos. Estas se diferencian por su presión nominal de servicio, por su utilidad y por su sección interna.

Tabla 3.13 Comparación entre Serie (S) y Presión Nominal (PN) Norma IRAM EA1 13470:2005

PN (bar)	SDR	S
12.5	11	5
20	7.4	3.2
25	6	2.5

Donde SDR (Relación Dimensional Standard) es el valor que relaciona las dimensiones del tubo y se obtiene por el cálculo del cociente entre diámetro exterior del tubo y su espesor y Serie (S) es un número adimensional que se utiliza para nombrar los diferentes tipos de tubos. Se designa de acuerdo con Norma ISO 4065:1996.

$$S = \frac{SDR - 1}{2} \quad (3.9.1)$$

Para la mayor parte de la instalación se ha determinado la utilización de tubos del tipo PN 20, en vista de la limitada disponibilidad ofrecida por la mayoría de los fabricantes, quienes mayoritariamente proveen tuberías con dicho espesor. Un ejemplo de ello es el fabricante Air-pro, cuya producción de tuberías en SDR11 se restringe a diámetros superiores a 160 mm. De manera similar, el fabricante Aquatherm recomienda el uso de tuberías con un SDR de 7,4 para aplicaciones neumáticas.

En lo que respecta a la tubería principal, se ha optado por la utilización de tubos clasificados como SCH40 debido a su amplia adopción en la industria y su mayor

disponibilidad en el mercado. A pesar de que en la matriz de decisión el acero ha obtenido una puntuación baja, el recubrimiento galvanizado confiere una resistencia adicional a los tubos. Además, al tratarse de un tramo relativamente corto, se ha priorizado la accesibilidad en el mercado con el fin de facilitar su adquisición.

3.10. Distribución de la red

La distribución del aire es realizada mediante una red abierta debido a varios factores. En primer lugar, se ha decidido utilizar este tipo de red debido a que la inversión inicial resulta más económica considerando las dimensiones del local y la aplicación. Además, se ha tenido en cuenta que, en caso de ubicar las interconexiones en la parte superior, se impediría el uso del puente grúa. Si se hubiese optado por diseñar una red interconectada, se requeriría no solo más cañería, sino también soportes adicionales para las mismas. Por lo tanto, se ha concluido que la opción de la red abierta es la más adecuada en términos de costos y funcionalidad.

En el ANEXO 3 se identifican en un plano isométrico cada tramo de la red para poder ser listado y en el ANEXO 4 está representado el P&ID.

Tabla 3.14 Tramos de cañería

Cañería	Tipo	Longitud [m]
A-B3	Principal	3.5
B2-D	Distribución	18
D-E	Distribución	10
E-F	Distribución	14.5
F-G	Distribución	30
B1-H	Distribución	20
H-I	Distribución	39
I-J	Distribución	15
B3-O	Distribución	38.25
O-Ñ	Distribución	1
Ñ-N	Distribución	8
N-M	Distribución	8
O-P	Distribución	7
P-Q	Distribución	8
C-Y	Distribución	7.5
D-Z	Distribución	7.5
E-AB	Distribución	8.5
F-AD	Distribución	13.5
G-AE	Distribución	6
AE-AF	Distribución	7.5
H-X	Distribución	7.5
X-W	Distribución	11.5
I-L	Distribución	13
J-K	Distribución	18
M-V	Distribución	1
N-U	Distribución	1
Ñ-T	Distribución	1

P-S	Distribución	1
Q-R	Distribución	1
AG-AH	Distribución	1.7
AH-AI	Distribución	6.5
AH-AJ	Distribución	0.8
AI-AK	Distribución	0.8

Los tramos de servicio no son listados porque dependerán de las mangueras flexibles utilizadas a conveniencia del operario.

3.11. Selección de fittings principales

Para que el cálculo sea aproximado a la realidad deben incluirse los accesorios o fittings principales para así calcular las longitudes equivalentes.

Como este diseño no contempla un secador de aire debido a su costo, las líneas de distribución tendrán una inclinación de 1 % para que el condensado vaya hacia la parte más baja. Debido a que los tubos son de polipropileno, la expansión térmica es considerable, se debe realizar compensadores de dilatación, estos acumularán el condensado. En cada compensador se coloca purgas automáticas como también en las partes más bajas de la red.

Las bajadas se hacen desde la parte superior de la cañería en forma de cuello de cisne para impedir que el condensado baje. Como este accesorio no se encuentra para todos los diámetros se utilizan dos codos a 90°.

En la tubería principal se colocan cuatro valvular de esfera para poder seccionar.

A continuación, se listan los accesorios principales de cada tramo:

Tabla 3.15 Tramos con cantidad de fittings

Tramo	Unión	Codo 90	Te flujo lineal	Te deriva-ción	Te divi-sora	Montura derivación	Válvula	Reducción 1	Reducción 2	Reducción 3
A-B3		3	3				1			
B2-C		3		1						
C-D	4					1				
D-E	3	4				1				
E-F	4					1				
F-G	10	4				1				
B1-H	7	6		1						
H-I	12	6				1				1
I-J	5					1				
B3-O	10	5			1					
O-Ñ										
Ñ-N	3					1				
N-M	3					1				
O-P	3									
P-Q	3					1				
C-Y	3	4		1						1
D-Z	2	4		1			1			1

E-AB	2	4		1		1		1
F-AC	1	3	1	1				1
AC-AD	1	1				1	1	
G-AE	2	3		1				1
AE-AF	2		1			1	1	
H-X	2	2	1	1				1
X-W	2	2				1	1	
I-L	1	3	2	1		1		
J-K	2	3	4	1		1		
M-V		2		1		1		1
N-U		2		1		1		1
Ñ-T		2		1		1		1
P-S		2		1		1		1
Q-R		2		1		1		1
AG-AH			1	1				2
AH-AI	1			1				
AH-AJ		2		1		1		
AI-AK		2		1		1		

3.12. Determinación de los diámetros de las tuberías

En la sección 2 se mencionó que los diámetros mínimos se eligen en función de la caída de presión. Esta caída de presión se calcula mediante la ecuación de Darcy.

Para determinar el diámetro se analizan los tramos más largos con sus posibles consumos. En el sector de postes se analiza los tramos B1-W y B2-AF con un caudal de 63 NI/s, en el sector de premoldeados se analiza el tramo B3-V con un consumo de 59NI/s y para el sector de plantas dosificadoras se analiza H-K con un caudal de 20 NI/s. La tubería principal se calcula para el caudal nominal del compresor.

En el tramo B1-H y H-K deberán sumar como máximo 0,03 bar. Se divide en dos ya que el último tramo tiene diferente consumo.

Primero se hace un precálculo para determinar los diámetros de los accesorios. A continuación, se indican cada tramo con los datos utilizados para los cálculos:

Tabla 3.16 Caída de presión en tramos

Tramo	A-B3	B2-AF	B1-H	H-K	B3-V	Unidades
Qn	0.198	0.063	0.083	0.02	0.059	m ³ /s
Dext	60.3	75	75	50	63	mm
D	0.050	0.0547	0.0547	0.0365	0.0460	m
P1	701325	701325	701325	701325	701325	Pa
Pn	101325	101325	101325	101325	101325	Pa
pn	1.292	1.292	1.292	1.292	1.292	kg/m ³
T	303	303	303	303	303	K
Tn	273	273	273	273	273	K
L	3.5	78.5	20	72	56.25	m

μ	0.0000185	0.0000185	0.0000185	0.0000185	0.0000185	Pa s
Re	352124	102357	134851	48741	114117	
ξ	0.00015	0.0000015	0.0000015	0.0000015	0.0000015	m
ξ/D	0.003	2.7E-05	2.7E-05	4.1E-05	3.3E-05	
f	0.0267	0.0179	0.0169	0.0209	0.0175	
ΔP	0.01967	0.0190	0.0080	0.0157	0.0280	Bar

Los diámetros nominales van a depender si es caño galvanizado o PPC-R, en el primero será el aproximado a el diámetro interno y en el segundo será su diámetro externo, también su rugosidad absoluta será 0.15 mm y 0.0015 mm respectivamente.

En resumen, los diámetros preliminares son los siguientes:

Tabla 3.17 Diámetros preliminares

Tramo	Longitud [m]	Δp_{max} [bar]	Q [NI/s]	Dext [mm]	ΔP [bar]
A-B3	3.5	0.02	198	60.3	0.01967
B2-AF	78.5	0.03	63	75	0.0190
B1-H	20	Σ 0.03	83	75	0.0080
H-K	74		20	50	0.0161
B3-V	56.25	0.03	59	63	0.0280

Ya con las longitudes equivalentes se puede calcular los diámetros con mayor exactitud:

Tabla 3.18 Diámetros corregidos

Cañería	Longitud [m]	Diámetro Nominal [mm]	Longitud eq [m]	Longitud total [m]	Q [NI/s]	ΔP [bar]
A-B3	3.5	65	6.71	10.21	198	0.0145
B2-C	2	90	10.36	12.36	63	0.0012
C-D	16	90	3.96	19.96	63	0.0020
D-E	10	90	12.22	22.22	63	0.0022
E-F	14.5	90	3.96	18.46	63	0.0019
F-G	30	90	17.56	47.56	63	0.0048
B1-H	20	90	22.46	42.46	83	0.0070
H-I	41	50	14.14	55.14	20	0.0120
I-J	15	50	2.65	17.65	14	0.0038
B3-O	38.25	75	20.36	58.61	59	0.0126
O-Ñ	1	75	0.00	1.00	59	0.0002
Ñ-N	8	75	2.68	10.68	59	0.0023
N-M	8	75	2.68	10.68	59	0.0023
O-P	7	75	1.92	8.92	59	0.0019
P-Q	8	75	2.68	10.68	59	0.0023
C-Y	7.5	50	9.30	16.80	38	0.0115
D-Z	7.5	50	9.27	16.77	38	0.0115
E-AB	8.5	50	9.27	17.77	63	0.0122
F-AC	6	63	9.36	15.36	63	0.0086

AC-AD	7.5	50	2.75	10.25	38	0.0070
G-AE	6	63	9.36	15.36	63	0.0086
AE-AF	7.5	50	2.35	9.85	38	0.0068
H-X	7.5	63	8.29	15.79	63	0.0089
X-W	11.5	50	4.42	15.92	38	0.0109
I-L	13	50	7.44	20.44	6	0.0005
J-K	18	50	8.72	26.72	14	0.0031
M-V	1	40	4.69	5.69	38	0.0115
N-U	1	40	4.69	5.69	38	0.0115
Ñ-T	1	40	4.69	5.69	38	0.0115
P-S	1	40	4.69	5.69	38	0.0115
Q-R	1	40	4.69	5.69	38	0.0115
AG-AH	1.7	25	1.22	2.92	2	0.0008
AH-AI	6.5	25	1.22	2.72	2	0.0003
AH-AJ	0.8	25	2.43	3.23	2	0.0003
AI-AK	0.8	25	2.43	3.23	2	0.0003

Con la Tabla 3.18 sumando cada tramo hasta los puntos más alejados se comprueba que se tiene una pérdida de carga inferior a la establecida:

Tabla 3.19 caída de presión en los puntos más alejados

ΔP	$\Sigma \Delta P$	bar
B2-AF	B2-C + C-D + D-E + E-F + F-G + G-AE + AE-AF	0.0276
B1-W	B1-H + H-X + X-W	0.0268
B1-K	B1-H + H-I + I-J + J-K	0.0260
B3-V	B3-O + O-Ñ + Ñ-N + N-M + M-V	0.0289

3.13. Acondicionamiento del aire

Es de vital importancia que el aire comprimido sea de la calidad adecuada, especialmente cuando se trata de mantener un proceso óptimo. En el caso de los fluidificadores de cemento, existe un requisito especial.

Con el fin de alcanzar la calidad de aire recomendada para este punto de consumo en particular, que se clasifica como clase 5-4-3, la opción más conveniente para reducir la humedad es utilizar un secador refrigerativo. Este tipo de secador es altamente recomendado debido a su bajo consumo energético y su capacidad para eliminar eficientemente la humedad del aire comprimido.

Al emplear un secador refrigerativo, se puede lograr un punto de rocío a presión adecuado para la mencionada clase 5-4-3, que es de +3°C. Al controlar adecuadamente la humedad, se minimiza la posibilidad de obstrucción en los fluidificadores de cemento, lo que asegura un funcionamiento óptimo y confiable de estos dispositivos.

En la tabla siguiente se listan dos secadores de las marcas más distinguidas, para el sector de panta dosificadora:

Tabla 3.20 Secadores refrigerativo

Marca	Kaeser	Atlas copco
Modelo	THB14	FX4
Tipo	Refrigerativo	Refrigerativo
Caudal [m3/min]	1.2	1.2
ΔP [bar]	0.18	0.25
Punto de rocío	+3°C	+3°C

Para los actuadores se colocó filtro con purga automática y regulador de presión.

En los demás sectores tanto para postes como para el sector de premoldeado también se colocan en las partes más bajas separador de condensado.

3.14. Ventilación de la sala de compresores

Debido a que la potencia del compresor es de una potencia considerable se opta por ventilación artificial.

Con los datos del fabricante del compresor instalado se obtiene el valor de ventilación requerida \dot{V}_v que será aproximadamente un 15% mayor a \dot{V}_c .

$$P = 75 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_c = 12300 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_v = 14200 \text{ m}^3/\text{h}$$

El tamaño de la abertura de entrada de aire A_{in} depende del ventilador de salida \dot{V}_v y la velocidad máxima de flujo v_s en la abertura de entrada. Utilizando la ecuación (2.12.4.1) se calcula la abertura:

$$v_s = 3 \text{ m/s}$$

$$A_{in} = \frac{14200}{3600 * 3} = 1.31 \text{ m}^2$$

En la abertura de entrada se le colocan 4 filtros de baja eficiencia de fibras de poliéster para filtrar partículas que vengan del exterior. Estos filtros a una velocidad de aproximadamente 3 m/s tienen una pérdida de carga de 7 mmC.A.

Tabla 3.21 Filtro escogido

Marca	Multifilter
Tipo	Plano fibra de poliéster
Modelo	PD-P 1"
Medidas [mm]	600 x 600

Con el dato de la pérdida de carga en el filtro y el valor de \dot{V}_v se puede escoger el ventilador axial para pared. En la tabla siguiente se indica cual es ventilador escogido:

Tabla 3.22 Ventilador escogido

Marca	Chicago Blower
Tipo	Axial de pared
Potencia [Hp]	1.5
Velocidad [rpm]	1500
Medidas [mm]	714
Modelo de hélice	4DE
Caudal [m3/h] a 10 mmC.A.	15600

El flujo de aire debe generar una trayectoria que atraviese el compresor, donde la abertura de ingreso de aire se encuentra en la parte inferior de la sala preferentemente cerca del compresor y el extractor en la parte más elevada de la sala.

CAPITULO 4: INSTALACIÓN ELÉCTRICA

La instalación eléctrica con la que cuenta actualmente la planta es bastante anticuada y capaz de soportar una potencia muy inferior a la requerida por el compresor.

Para poder dimensionar los elementos que componen la instalación eléctrica de la sala de compresores se necesita conocer la actual. En el diagrama unifilar siguiente se puede apreciar cómo está conformada:

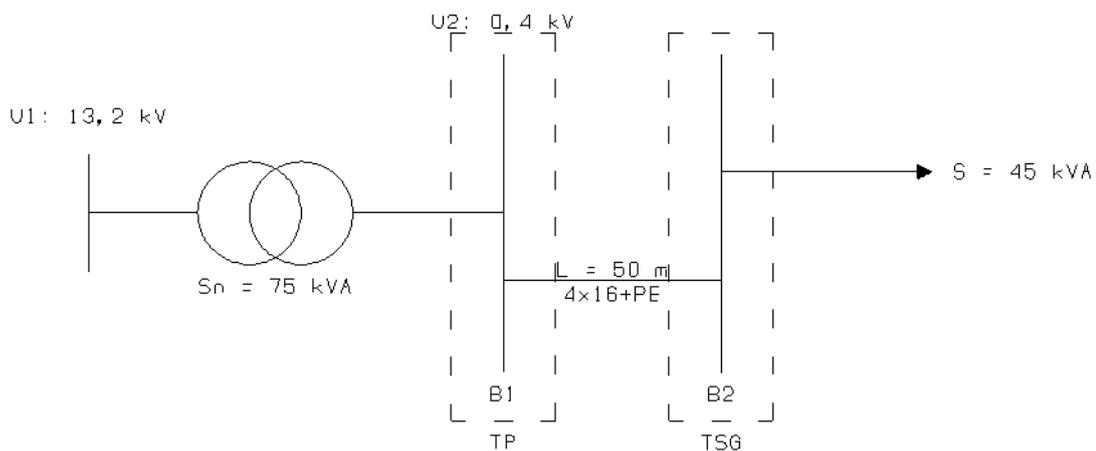


Figura 3.4.7.1 Unifilar actual

La potencia contratada a la empresa distribuidora de energía eléctrica es de 70 kW en baja tensión. Esta potencia suministrada no será suficiente para satisfacer la demanda actual, por lo tanto, se deberá solicitar una repotenciación.

4.1. Identificación de la carga total

Para poder solicitar un aumento de potencia contratada se deberá conocer la carga total. Dado que el tablero principal está equipado con un interruptor termomagnético de 63 A, es posible utilizar esta corriente como referencia para calcular la potencia actual. Luego con la potencia de los nuevos consumos y teniendo en cuenta también la posibilidad de futuras expansiones, se obtendrá la carga eléctrica total del sistema.

El compresor cuenta con un motor de 75 kW, que es la potencia en el eje, luego con el factor de potencia y el rendimiento al 100% de la potencia nominal se puede obtener los valores de potencia activa, reactiva y aparente como así también el valor de la corriente a partir de las siguientes ecuaciones:[14]

$$S = P / \cos \varphi \quad (4.1.1)$$

$$Q = \sqrt{S^2 - P^2} \quad (4.1.2)$$

$$P = P_{EJE} / \eta \quad (4.1.3)$$

$$I = S / U_L \cdot \sqrt{3} \quad (4.1.4)$$

En la Tabla 4.1 se lista la carga de la planta excluyendo a la sala de compresores, y las cargas que tiene la sala de compresores, el extractor, iluminación, tomacorrientes y el compresor que es la carga más grande.

Tabla 4.1 Carga actual con sala de compresor

	S [KVA]	η	$\cos \varphi$	I [A]	Peje [KW]	P [KW]	Q [KVA]
Carga planta	41.5	-	0.95	63	-	39.4	12.9
Compresor	89	0.94	0.89	135.8	75	79.5	40.7
Extractor	1.7	0.8	0.83	2.5	1.1	1.4	0.9
Iluminación sala	0.3	-	-	0.8	-	-	-
Tomacorrientes	2.2	-	-	5.8	-	-	-

La potencia que se deberá contratar será 140kW. A fin de llevar a cabo los cálculos de cortocircuito, se considera que la compañía distribuidora instalará un transformador con una potencia de 250 kW.

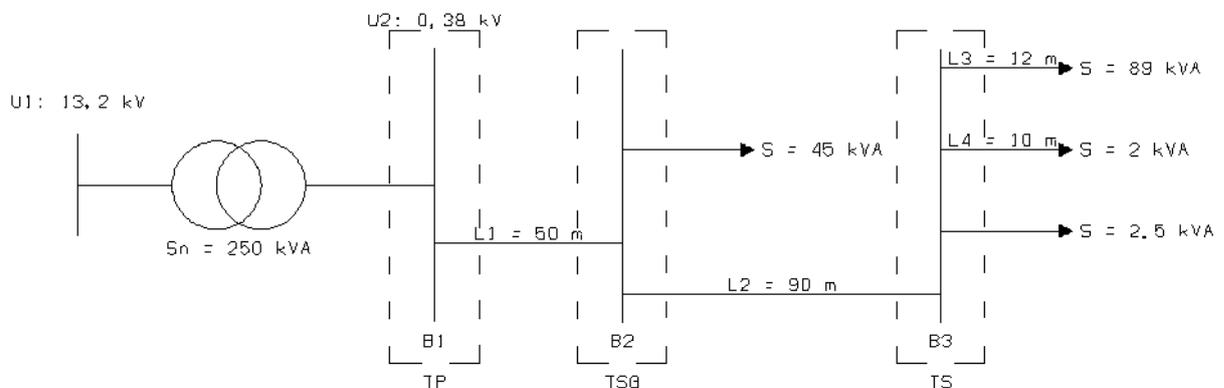


Figura 3.4.7.1 Unifilar con sala de compresores

4.2. Selección de cables

Para poder dimensionar los cables de cada línea, se debe conocer la corriente que circula por cada uno de ellos. Con esta corriente y la que soporta el cable dada por el fabricante, se selecciona el cable. Si alguna de las condiciones de instalación, operación o ambiente no coinciden con las preestablecidas, deberá aplicarse factores de corrección. A la corriente así establecida se la denomina corriente admisible.[15]

Los factores de corrección son los siguientes:

Tabla 4.2.1 Factores de corrección

f1	Factores de corrección por agrupamiento
f2	Factores de corrección para resistividades térmicas del terreno diferentes de 1 K.m / W
f3	Factor de corrección por grado de carga
f4	Corrección por contenido armónico
f5	Factores de corrección para temperaturas del suelo distintas de 25°C

En la Tabla 4.2 se listan los cables que son calculados en función de la corriente, los cables de los circuitos de iluminación y tomacorrientes se seleccionan los diámetros mínimos según la AEA 90364.

Las líneas L1 y L2 se calcularon para una potencia un 30% mayor previendo futuras ampliaciones.

Tabla 4.2 Corriente por cables

	Instalación	S [KVA]	cos φ	sen φ	P [KW]	Q [KVA]	I[A]	In[A]	Sección [mm ²]	L [km]
L1	Enterrado	175	0.91	0.41	159	72.0	266	290	4x120	0.05
L2	Bandeja	122	0.89	0.45	108	55.2	185	207	4x95	0.09
L3	Bandeja	89	0.89	0.46	79.5	40.7	136	171	4x70	0.012
L4	Embutido	2	0.83	0.56	1.4	0.9	2.5	12	3x1.5	0.01

Aplicando los factores de corrección la corriente admisible de la línea 2 no es mayor a la que circula por el conductor, por lo tanto, se elige una sección mayor.

Tabla 4.3 Corriente admisible corregida

	Sección [mm ²]	F1	F2	F3	F4	F5	Ftotal	Iadm [A]
L1	4x120	1	1	1	1	1	1	290
L2	4x95	0.88	1	1	1	1	0.88	182.1
L3	4x70	1	1	1	1	1	1	171
L4	3x1.5	1	1	1	1	1	1	15

En la Tabla 4.4 se puede ver que la corriente admisible por el cable de la línea 2 es mayor a la corriente que circula.

Tabla 4.4 Corriente admisible corregida con sección mayor

	Sección [mm ²]	F1	F2	F3	F4	F5	Ftotal	Iadm [A]
L1	4x120	1	1	1	1	1	1	290
L2	4x120	0.88	1	1	1	1	0.88	211.2
L3	4x70	1	1	1	1	1	1	171
L4	3x1.5	1	1	1	1	1	1	15

4.2.1. Verificación por caída de tensión

El cálculo aproximado de la caída de tensión en los conductores puede realizarse utilizando la expresión:

$$\Delta U = k \cdot I \cdot L (R \cos \varphi + X \sin \varphi) \quad (4.2.1)$$

k = constante igual a 2 para sistemas monofásicos y bifásicos y $\sqrt{3}$ para sistemas trifásicos

I = intensidad de la corriente de línea en ampere.

L = longitud del circuito en kilómetros (L es la distancia que separa los dos puntos entre los que se calcula la caída de tensión)

R = resistencia eléctrica efectiva del conductor a la temperatura de servicio en ohm/km

X = reactancia de los conductores en ohm/km

φ = ángulo de desfasaje entre la tensión y la corriente

La caída de tensión entre los bornes de salida del tablero principal y cualquier punto de utilización no debe superar los valores siguientes:

1. Circuitos terminales, de uso general o especial y específico, para iluminación: 3%.
2. Circuitos de uso específicos que alimentan sólo motores: 5% en régimen y 15% durante el arranque.

No obstante, los valores mencionados, en ningún caso la caída de tensión en los circuitos seccionales deberá exceder del 1%; por lo tanto, el valor de la máxima caída de tensión en los circuitos terminales que no alimentan motores será del 2% y en los que alimentan motores del 4 %, tomado a partir del tablero seccional correspondiente. El valor de corriente a adoptar para este cálculo debe ser el máximo simultáneo previsto para esos circuitos. [16]

Tabla 4.5 Verificación por caída de tensión

	cos φ	sen φ	I[A]	L [km]	r [Ω /km]	x [Ω /km]	$\Sigma \Delta U$ adm %	ΔU	$\Sigma \Delta U$ %
L1	0.91	0.41	266	0.05	0.184	0.0729	1	1.20	0.315
L2	0.89	0.45	185	0.09	0.184	0.0729	1	1.49	0.71
L3	0.89	0.46	136	0.012	0.321	0.0736	5	0.24	0.77
L4	0.83	0.56	2.5	0.01	15.9	0.108	5	0.15	0.75

Durante el arranque de motores se utiliza un $\cos \varphi = 0.30$ y $\sin \varphi = 0,95$. El motor del extractor tiene arranque directo mientras que el compresor tiene un arranque estrella-triángulo, este último tendrá una corriente de arranque 3 veces menor que si tuviera arranque directo. Para la verificación se supone que el compresor arranca en estrella, entonces las corrientes de cada línea queda representada en la siguiente tabla:

Tabla 4.6 Verificación por caída de tensión con arranque de motores

	cos φ	sen φ	I[A]	I_p/I_n	L [km]	r [Ω /km]	x [Ω /km]	$\Sigma \Delta U$ adm %	ΔU	$\Sigma \Delta U$ %
L1	0.53	0.85	411	-	0.05	0.184	0.0729	1	1.49	0.39
L2	0.39	0.92	353	-	0.09	0.184	0.0729	1	2.02	0.92
L3	0.3	0.95	317	7	0.012	0.321	0.0736	15	0.29	1
L4	0.3	0.95	15.4	6.1	0.01	15.9	0.108	15	0.93	1.17

4.2.2. Verificación al cortocircuito

Toda corriente causada por un cortocircuito que ocurra en cualquier punto del circuito debe ser interrumpida en un tiempo tal, que no exceda de aquel que lleva al conductor a su temperatura límite admisible.

Para los cortocircuitos de duración de entre 0,1s hasta 5s, el tiempo t , en el cual una corriente dada de cortocircuito llevará la temperatura del conductor desde su temperatura máxima admisible en servicio normal, hasta su temperatura límite admisible en cortocircuito, podrá ser calculado aproximadamente por la siguiente expresión:

$$k^2 S^2 \geq I^2 t \quad (4.2.2)$$

Donde:

t = Duración de la interrupción o tiempo de desconexión en segundos (valido entre 0,1 s y 5 s).

I = Intensidad de corriente de cortocircuito en amperios, expresada como valor eficaz.

S = Sección del conductor en mm^2 .

k = Un factor que toma en cuenta la resistividad, el coeficiente de temperatura y la capacidad térmica volumétrica del conductor, y las temperaturas inicial y final del mismo.

El valor $I^2 t$ de es la máxima energía específica pasante aguas abajo del dispositivo de protección. Este dato no es calculable por el proyectista o instalador, por ser un valor garantizado por el fabricante. [16]

Para poder realizar esta verificación se deberá seleccionar las protecciones del circuito.

4.3. Protecciones

Para seleccionar el correcto dispositivo de protección ante una sobrecarga y cortocircuito primero se deberán conocer las máximas corrientes de cortocircuito trifásico I_k'' . Esta corriente se calcula por el método de las impedancias o fuente de tensión equivalente en el punto de defecto.

$$I_k'' = \frac{c U_n}{\sqrt{3} Z_k} \quad (4.3.1)$$

Donde:

c = factor de tensión (igual a 1,1 en el punto de falla)

U_n = tensión nominal del sistema en el punto de defecto

Z_k = es la impedancia equivalente de cortocircuito

4.3.1. Impedancia del transformador

Datos del transformador:

Tipo:	Poste
Tensión de línea asignada lado AT U_{nQ} :	13,2 kV
Tensión de línea asignada lado BT U_{rT} :	0,4 kV
Potencia asignada S_{rT} :	250 kVA
Tensión de cortocircuito asignada U_{krT} :	4%
Relación de transformación asignada t_r :	13,2 kV / 0,4 kV
Patencia de perdidas P_{kr} :	3000 W

Esta impedancia se calcula a partir de la tensión de cortocircuito u_{krT} expresada en %:

$$Z_T = \frac{U_{krT}}{100\%} \cdot \frac{U_{rT}^2}{S_{rT}} = \frac{4\%}{100\%} \cdot \frac{(400V)^2}{250 \text{ kVA}} = 0.026 \Omega \quad (4.3.2)$$

$$R_T = \frac{P_{krT}}{3I_{rT}^2} = \frac{P_{krT} U_{rT}^2}{S_{rT}^2} = \frac{3kW (400V)^2}{(250 \text{ kVA})^2} = 0.008 \Omega \quad (4.3.3)$$

$$X_T = \sqrt{Z_T^2 - R_T^2} = \sqrt{0.032^2 - 0.012^2} = 0.024 \Omega \quad (4.3.4)$$

$$Z_T = (0.008 + 0.024i) \Omega \quad (4.3.5)$$

4.3.2. Impedancia de los cables

La impedancia de los cables es un dato que los fabricantes lo expresan a una determinada temperatura y frecuencia. Esta resistencia eléctrica debe ser referida a 20°C para calcular la máxima corriente, mediante la siguiente formula:[17]

$$r_{20^\circ C} = r_{70^\circ C} (1 + 0.0039(T - T_0)) \quad (4.3.6)$$

Las impedancias de cada línea a 70°C y a 20°C son las siguientes:

Tabla 4.7 Impedancias de las líneas a 70°C

	L [km]	r [Ω/km]	x [Ω/km]	R BT[Ω]	X BT[Ω]	Z BT[Ω]
L1	0.05	0.184	0.0729	0.00920	0.00365	0.0092+0.003645i
L2	0.09	0.184	0.0729	0.01656	0.00656	0.01656+0.006561i
L3	0.012	0.321	0.0736	0.00385	0.00088	0.003852+0.0008832i
L4	0.01	15.9	0.108	0.15900	0.00108	0.159+0.00108i

Tabla 4.8 Impedancias de las líneas a 20°C

	L [km]	r [Ω/km]	x [Ω/km]	R BT[Ω]	X BT[Ω]	Z BT[Ω]
L1	0.05	0.148	0.0729	0.00741	0.00365	0.007406+0.003645i
L2	0.09	0.148	0.0729	0.01333	0.00656	0.0133308+0.006561i
L3	0.012	0.258	0.0736	0.00310	0.00088	0.00310086+0.0008832i
L4	0.01	12.800	0.108	0.12800	0.00108	0.127995+0.00108i

4.3.3. Impedancia de los motores

La impedancia Z_M del motor del compresor puede determinarse por:

$$Z_M = \frac{U_N}{\sqrt{3} I_{Arranque}} = \frac{0.4kV}{\sqrt{3} 950kA} = 0.243 \Omega \quad (4.3.7)$$

$$R_M = Z_M \cos \varphi = 0.243 * 0.89 = 0.216 \Omega \quad (4.3.8)$$

$$X_M = \sqrt{Z_M^2 - R_M^2} = \sqrt{0.243^2 - 0.216^2} = 0.111 \Omega \quad (4.3.9)$$

$$Z_M = 0.216 + 0.111i \Omega \quad (4.3.10)$$

4.3.4. Corriente de cortocircuito

Para conocer la corriente de cortocircuito en cada barra del circuito se plantean los circuitos equivalentes colocando la fuente de tensión en el lugar de la falla. La corriente hallada será el peor de los casos, ya que se desprecia la impedancia de la red y se tiene en cuenta el aporte de motores asincrónicos.

- Falla en barra 1:

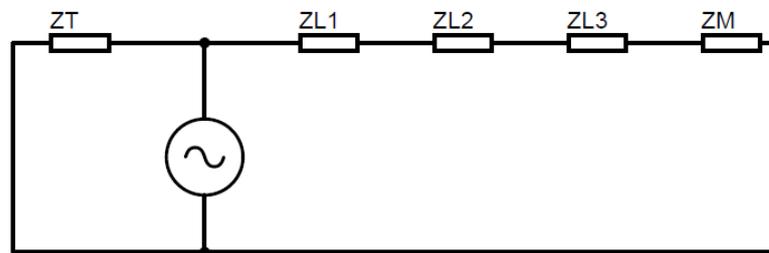


Figura 4.3.4.1 Circuito equivalente falla en B1

$$I_k'' = \frac{c U_n}{\sqrt{3} Z_k} = \frac{1.1 * 0.4kV}{\sqrt{3} * 0.024\Omega} = 10.6kVA \quad (4.3.11)$$

- Falla en barra 2

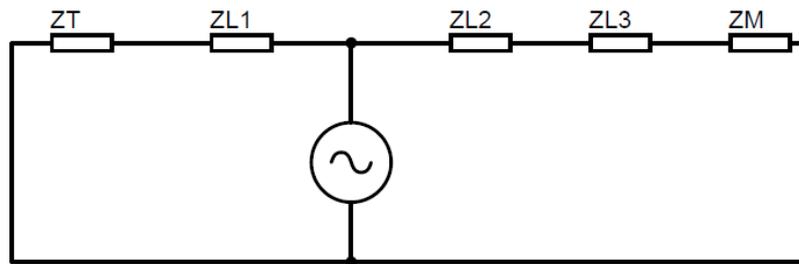


Figura 4.3.4.2 Circuito equivalente falla en B2

$$I_k'' = \frac{c U_n}{\sqrt{3} Z_k} = \frac{1.1 * 0.4kV}{\sqrt{3} * 0.029\Omega} = 8.8kVA \quad (4.3.12)$$

- Falla en barra 3

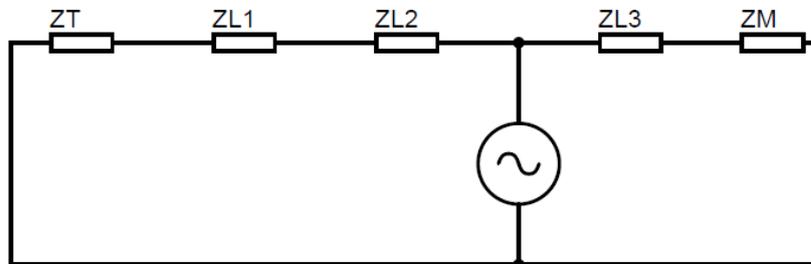


Figura 4.3.4.3 Circuito equivalente falla en B3

$$I_k'' = \frac{c U_n}{\sqrt{3} Z_k} = \frac{1.1 * 0.4kV}{\sqrt{3} * 0.038\Omega} = 6.6kVA \quad (4.3.13)$$

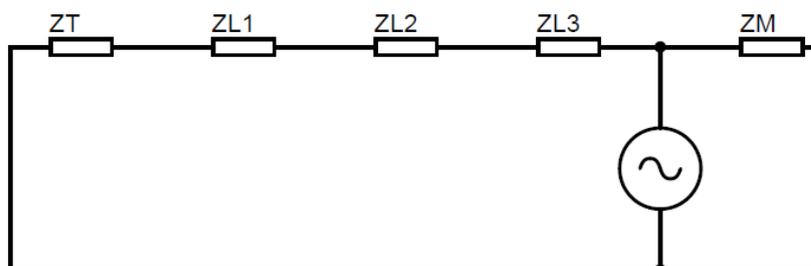


Figura 4.3.4.4 Circuito equivalente falla en B4

$$I_k'' = \frac{c U_n}{\sqrt{3} Z_k} = \frac{1.1 * 0.4kV}{\sqrt{3} * 0.0397\Omega} = 6.4kVA \quad (4.3.14)$$

4.3.5. Selección de protecciones

La corriente asignada del dispositivo de protección I_n deberá ser mayor o igual que la corriente de diseño I_B y menor o igual que la corriente máxima admisible por el cable I_Z .

$$I_B \leq I_n \leq I_Z \quad (4.3.15)$$

La corriente I_2 deberá ser menor o igual que 1,45 veces la corriente admisible por el cable I_Z .

$$I_2 \leq 1.45 I_Z \quad (4.3.16)$$

Donde:

I_2 = Intensidad de corriente de operación o disparo seguro de los pequeños interruptores automáticos (PIA) conforme a IEC 60898:

$$I_2 = 1,45 I_N \text{ para } I_n < 63 [A] \text{ (tiempo convencional 1 hora)}$$

$$I_2 = 1,45 I_N \text{ para } I_n > 63 [A] \text{ (tiempo convencional 2 horas)}$$

I_2 = Intensidad de corriente de operación o disparo seguro de los interruptores automáticos conforme a IEC 60947-2:

$$I_2 = 1,3 I_N \text{ para } I_n < 63 [A] \text{ (tiempo convencional 1 hora)}$$

$$I_2 = 1,3 I_N \text{ para } I_n > 63 [A] \text{ (tiempo convencional 2 horas)}$$

I_2 = Intensidad de corriente de fusión de los fusibles gG, según IEC 60269 para:

$< 4 [A]$	<i>en tiempo convencional 60 minutos</i>	$I_2 = 2,1 I_n$
$4 < I_n < 16 [A]$	<i>en tiempo convencional 60 minutos</i>	$I_2 = 1,9 I_n$
$16 < I_n < 63 [A]$	<i>en tiempo convencional 60 minutos</i>	$I_2 = 1,6 I_n$
$63 < I_n < 160 [A]$	<i>en tiempo convencional 60 minutos</i>	$I_2 = 1,6 I_n$
$160 < I_n < 400 [A]$	<i>en tiempo convencional 60 minutos</i>	$I_2 = 1,6 I_n$
$I_n > 400 [A]$	<i>en tiempo convencional 60 minutos</i>	$I_2 = 1,6 I_n$

4.3.5.1. Protección del motor del compresor

El compresor cuenta con un tablero integrado en el cual se encuentran los contactores para el arranque estrella-triángulo, el relé de protección térmica y seccionador fusible.

Datos:

- $I_n \text{ Motor} = 136 \text{ A}$
- $I_k'' = 6.4 \text{ kA}$

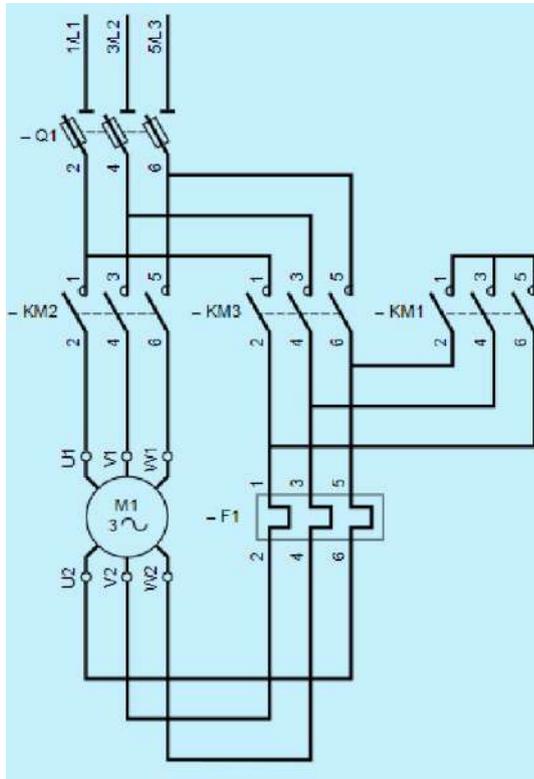


Figura 4.3.5.1 Arranque estrella-triángulo

Los calibres de las protecciones deberán ser los siguientes:

Q1: seccionador tripolar portafusibles, calibre mayor a I_n motor:

- Seccionador rotativo NH-00, 3x250

3 cartuchos de fusibles, calibre I_n motor:

- Tipo NH-00 aM calibre 160 A

KM1: contactor 3P calibre I_n motor /3:

- AC-3 50 A, 22 kW/400 V 1 NA + 1 NC, 380 V

KM2: contactor 3P calibre I_n motor $/\sqrt{3}$:

- AC-3 80 A, 37 kW/400 V 1 NA + 1 NC, 380 V

KM3: contactor 3P calibre I_n motor $/\sqrt{3}$:

- AC-3 80 A, 37 kW/400 V 1 NA + 1 NC, 380 V

F1: relé de protección térmica, calibre I_n motor $/\sqrt{3}$:

- Calibre 32...115 A. El relé térmico deberá estar regulado a 79 A.

4.3.5.2. Barra 3 – línea 3

Datos:

- $I_b = 136 \text{ A}$
- $I_z = 171 \text{ A}$
- $I_k'' = 6.6 \text{ kA}$
- Cable: 3x95 Cu/Pvc

Protección elegida:

- Fusible NH-00 gG, $I_n = 160 \text{ A}$
- Seccionador rotativo NH-00, 3x250

$$I_2 = 1.6 I_n = 256 \text{ A}$$

Verifica $I_B \leq I_n \leq I_z$, pero no verifica $I_2 \leq 1.45 I_z$. Se debe escoger un cable de mayor sección para garantizar que se cumpla la última inecuación.

Se selecciona para la línea 3 una sección mayor siendo esta de 3x95 mm² con $I_z = 207 \text{ A}$. La variación de las corrientes de cortocircuito al cambiar la sección es insignificante.

Verificación del cable a cortocircuito:

$$\begin{cases} I^2 t = 1.2 \times 10^5 \text{ [A}^2 \text{s]} \\ k^2 S^2 = 114^2 \cdot 95^2 = 8122500 \text{ [A}^2 \text{s]} \end{cases}$$

El cable está protegido a un cortocircuito porque verifica la inecuación $k^2 S^2 \geq I^2 t$.

4.3.5.3. Barra 3 – línea 2

Datos:

- $I_b = 185 \text{ A}$
- $I_z = 211 \text{ A}$
- $I_k'' = 6.6 \text{ kA}$
- Cable: 4x120 Cu/Pvc

Componente elegido:

Seccionador bajo carga: 4x250 A

4.3.5.4. Barra 3 – línea 4

Datos:

- $I_b = 2.5 \text{ A}$
- $I_z = 12 \text{ A}$
- $I_k'' = 6.6 \text{ kA}$
- Cable: 3x1.5 Cu/Pvc

El arranque del motor es directo, por lo tanto, se necesita un contactor y relé de protección térmica. Para proteger el cable ante un cortocircuito se escoge un interruptor termomagnético.

Componentes elegidos:

- Contactor tripolar: AC-3; 7 A; 4 kW/400 V; 1 NA 230 VCA
- Relé de protección térmica: 2.2...3.2 A
- Fusible NH-000 gG, $I_n = 10$ A
- Seccionador rotativo NH-000, 3x63

$$I_2 = 2.1 I_n = 12.6 \text{ A}$$

Verifica $I_B \leq I_n \leq I_Z$, también verifica $I_2 \leq 1.45 I_Z$.

Verificación del cable a cortocircuito:

$$\begin{cases} I^2 t = 80 [A^2 s] \\ k^2 S^2 = 114^2 \cdot 1.5^2 = 29241 [A^2 s] \end{cases}$$

El cable está protegido a un cortocircuito porque verifica la inecuación $k^2 S^2 \geq I^2 t$.

4.3.5.5. Barra 3 – Tomacorrientes de uso general

- $I_b = 10$ A
- $I_z = 21$ A
- Cable: 1x2.5 + 1x2.5 Cu/Pvc

Protección elegida:

- Interruptor termomagnético bipolar, $I_n = 16$ A, curva tipo C, $I_{cn} = 3$ kA

$$I_2 = 1.45 I_n = 23.2 \text{ A}$$

Verifica $I_B \leq I_n \leq I_Z$, también verifica $I_2 \leq 1.45 I_Z$

4.3.5.6. Barra 3 – Iluminación

- $I_b = 10$ A
- $I_z = 15$ A
- Cable: 1x1.5 + 1x1.5 Cu/Pvc

Protección elegida:

- Interruptor termomagnético bipolar, $I_n = 10$ A, curva tipo C, $I_{cn} = 3$ kA

$$I_2 = 1.45 I_n = 14.5 \text{ A}$$

Verifica $I_B \leq I_n \leq I_Z$, también verifica $I_2 \leq 1.45 I_Z$

4.3.5.7. Barra 2 – línea 2

Datos:

- $I_b = 185 \text{ A}$
- $I_Z = 211 \text{ A}$
- $I_k'' = 8.8 \text{ kA}$
- Cable: 4x120 Cu/Pvc

Protección elegida:

- Interruptor automático tetrapolar, $I_n = 175 \dots 250 \text{ A}$, $I_{cu} = 36 \text{ kA}$

Se escoge interruptor automático porque con fusible NH no queda protegido el cable, siendo esta solución más costosa.

$$I_2 = 1.45 I_n = 290 \text{ A}$$

Verificación del cable a cortocircuito:

$$\begin{cases} I^2 t = 5519596 [A^2 s] \\ k^2 S^2 = 114^2 \cdot 120^2 = 187142400 [A^2 s] \end{cases}$$

El cable está protegido a un cortocircuito porque verifica la inecuación $k^2 S^2 \geq I^2 t$.

4.3.5.8. Barra 2 – línea 1

Datos:

- $I_b = 185 \text{ A}$
- $I_k'' = 8.8 \text{ kA}$
- Cable: 4x120 Cu/Pvc

Componente elegido:

Seccionador bajo carga: 4x400 A

4.3.5.9. Barra 1 – línea 1

Datos:

- $I_b = 266 \text{ A}$
- $I_Z = 290 \text{ A}$
- $I_k'' = 10.6 \text{ kA}$
- Cable: 4x120 Cu/Pvc

Protección elegida:

- Interruptor automático tetrapolar, $I_n = 160 \dots 400 \text{ A}$, $I_{cu} = 36 \text{ kA}$

$$I_2 = 1.45 I_n = 391 \text{ A}$$

Verificación del cable a cortocircuito:

$$\begin{cases} I^2 t = 7525686 [A^2 s] \\ k^2 S^2 = 114^2 \cdot 120^2 = 187142400 [A^2 s] \end{cases}$$

El cable está protegido a un cortocircuito porque verifica la inecuación $k^2 S^2 \geq I^2 t$.

4.3.6. Protección contra los contactos indirectos

Para la protección contra contactos indirectos por corte automático de la alimentación, solo es posible utilizar dispositivos de corriente diferencial.

Los circuitos terminales que alimenten tomacorrientes tendrán una sensibilidad de 30 mA mientras que los circuitos que alimenten fuerza motriz tendrán una sensibilidad de 300 mA.

4.3.7. Listado de todas las protecciones

Las protecciones que se escogieron para realizar la nueva instalación están listadas en la siguiente tabla:

Tabla 4.9 Protecciones seleccionadas

Tablero	Nom	Cant	Marca	Tipo	Descripción	Calibre	Regulación
TP	Q1	1	Siemens	Interruptor automático	3VA2M400 R400 ETU350 F/4P	400 A	290 A
TP	Q1	1	Siemens	Modulo diferencial	3VA93240RL30		300 mA
TSG	Q2	1	GE	Seccionador	Seccionador DILOS 4 - 400 A 690 V 4 polos	400 A	
TSG	Q3	1	Siemens	Interruptor automático	3VA1S250 R250 TM240 F/4P	250 A	200 A
TS	Q4	1	GE	Seccionador	Seccionador DILOS 3 - 250 A 690 V 4 polos	250 A	
TS	Q5	3	Reproel	Fusible	FUSIBLE NH T00 160A Gg500V	160 A	
TS	Q5	1	GE	Seccionador fusible NH	Seccionador c/base Fulos 00 160A 690V 3 Polos	160 A	
TS	Q6	1	Siemens	Interruptor diferencial	5SV3 25A A 30mA /2P	25 A	30 mA
TS	Q7	1	Siemens	Interruptor termomagnético	5SL3 C16A /1P+N	16 A	
TS	Q8	1	Siemens	Interruptor termomagnético	5SL3 C10A /1P+N	10 A	

TS	Q9	3	Reproel	Fusible	FUSIBLE NH T000 10A Gg500V	10 A	
TS	Q9	1	GE	Seccionador fusible NH	Seccionador c/base Fulos 000 125A 690V 3 Polos	125 A	
TS	KM9	1	Siemens	Contactador	AC-3; 7 A; 4 kW/400 V; 1 NA 230 VCA	4 kW	
TS	F9	1	Siemens	Relé de protección térmica	2.2...3.2 A tamaño S00	2.2...3. 2 A	2.5 A

Las protecciones con las que ya cuenta el compresor son las siguientes:

Tabla 4.10 Protecciones del compresor

Tablero	Nombre	Cantidad	Tipo	Calibre	Regulación
TS2	Q10	3	Fusible tipo NH-00 aM	160 A	
TS2	F10	1	Relé de protección térmica	70...90 A	79 A

El diagrama unifilar definitivo se puede ver en el ANEXO 5.

4.3.8. Selectividad

La selectividad de actuación por sobreintensidad es la coordinación entre las características de funcionamiento de dos o más dispositivos de protección contra sobreintensidad tal que, al verificarse una sobreintensidad dentro de los límites establecidos, actúa sólo el dispositivo destinado a funcionar dentro de esos límites y los demás no intervienen.

Donde se entiende por sobreintensidad una intensidad de valor superior a la intensidad nominal, debida a una causa cualquiera (sobrecarga, cortocircuito, etc.).

Por tanto, existe selectividad entre dos interruptores automáticos en serie cuando, para una sobreintensidad que pasa por ambos, se abre el interruptor del lado de la carga, protegiendo así el circuito, mientras que el interruptor del lado de la alimentación permanece cerrado garantizando la alimentación al resto de la instalación.

4.3.8.1. Selectividad total

Selectividad en el caso de una sobreintensidad en la cual, en presencia de dos dispositivos de protección de máxima intensidad, colocados en serie, el dispositivo de protección aguas abajo asegura la protección sin provocar el funcionamiento del otro dispositivo de protección.

4.3.8.2. Selectividad parcial

Selectividad en el caso de una sobreintensidad en la cual, en presencia de dos dispositivos de protección de máxima intensidad colocados en serie, el dispositivo de protección aguas abajo asegura la protección hasta un nivel dado de sobreintensidad sin provocar el funcionamiento del otro dispositivo de protección.[18]

La mayor carga que tiene la instalación es el compresor, esto conlleva a que las líneas que alimentan a esta carga sean de secciones parecidas como así también las protecciones. Al tener protecciones casi de similar calibre las curvas de disparo se superponen en ciertos casos no pudiendo lograr una selectividad total.

El interruptor automático Q1 tiene la posibilidad de modificar la curva de disparo ante sobrecarga o cortocircuito, esto le da la posibilidad de realizar una mejor selectividad.

En la Tabla 4.11 se indica el tipo de selectividad que posee cada protección con la envolvente de los interruptores aguas arriba.

Tabla 4.11 Selectividad de protecciones

Tablero	Nombre	Selectividad
TP	Q1	Total
TSG	Q3	Parcial
TS	Q5	No posee
TS	Q7	Total
TS	Q8	Total
TS	Q9	Total
TS	F9	Total
TS	Q11	Parcial
TS2	Q10	No posee
TS2	F10	Total

4.4. Esquema de puesta a tierra

En los inmuebles alimentados desde la red pública de baja tensión el esquema de conexión a tierra exigido será el TT. El esquema TT tiene un punto del sistema de alimentación (neutro) conectado directamente a una toma de tierra (tierra de servicio), por el proveedor de la energía eléctrica y las masas eléctricas de la instalación consumidora conectadas a través de un conductor de protección llamado PE y a un conductor de puesta a tierra, a otra toma de tierra (tierra de protección) eléctricamente independiente de la toma de tierra de servicio.

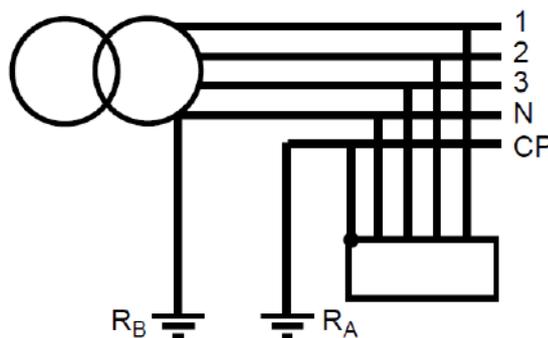


Figura 4.3.8.1 Esquema de puesta a tierra TT

Se establece que el valor máximo permanente de la resistencia de puesta a tierra de protección debe ser menor o igual a 40Ω .

La puesta a tierra de las partes conductoras accesibles (masas eléctricas) se realiza por medio de un conductor, de cobre electrolítico aislado conforme a normas IRAM

NM 247-3, IRAM 2178, IRAM 62266 o IRAM 62267, que recorre la instalación integralmente, incluyendo aquellas cajas y bocas que no posean tomacorrientes, desde la barra o juego de bornes que conforman la barra principal de tierra. Su sección nominal mínima se selecciona de entre los valores de la siguiente tabla. [16]

Tabla 4.12 Secciones de conductor PE

Sección nominal de los conductores de línea (fase) de la instalación	Sección nominal del correspondiente conductor de protección S_{PE} [mm ²] y del conductor de puesta a tierra S_{PAT} [mm ²]
$S \leq 16$	S
$16 < S \leq 35$	16
$S > 35$	S/2

4.5. Corrección del factor de potencia

Para grandes usuarios la empresa distribuidora permite un factor de potencia igual a 0.95, el resto de la energía reactiva excedente será facturado.

Considerando que la potencia del compresor es el 65% de la potencia total de la planta y se desconocen el resto de las cargas, se realiza una compensación individual en el tablero seccional de la sala de compresores.

Del triángulo de potencias se obtienen las siguientes expresiones:

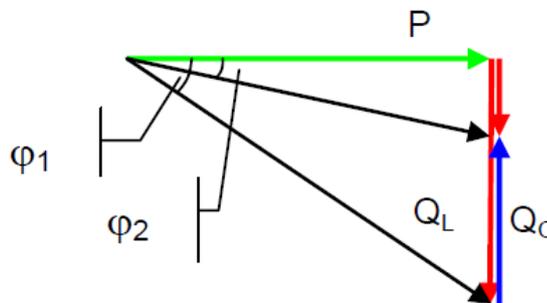


Figura 4.3.8.1 Triangulo de potencias

$$\tan \varphi_1 = \frac{Q_L}{P} \quad (4.5.1)$$

$$\tan \varphi_2 = \frac{Q_L - Q_C}{P} = 0.329 \quad (4.5.2)$$

$$\tan \varphi_1 - \tan \varphi_2 = \frac{Q_C}{P} \quad (4.5.3)$$

$$Q_C = P (\tan \varphi_1 - \tan \varphi_2) \quad (4.5.4)$$

La energía reactiva mínima que deberán suministrar los capacitores será Q_c .

Los motores asincrónicos a menor carga el factor de potencia disminuye, pero la energía reactiva prácticamente se mantiene constante como se puede apreciar en la siguiente imagen [19]:

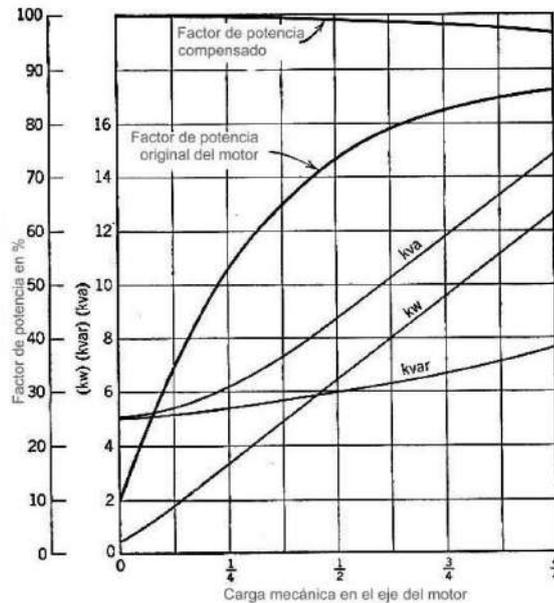


Figura 4.3.8.2 Factor de potencia de un motor asincronico

La potencia mínima de los capacitores será:

$$Q_c = 14.6 \text{ kVAr}$$

El capacitor escogido es el siguiente:

Tabla 4.13 Capacitor escogido

Potencia	Modelo	Marca
15.1 kVAr	BLRCH167A200B40	Schneider

El banco de capacitores será conectado mediante un contactor el cual tiene un contacto auxiliar y tres resistencias de descarga que limitan las corrientes de inserción, también se coloca como protección un interruptor termomagnético.

Datos:

- $I_b = 22.2 \text{ A}$
- $I_z = 32 \text{ A}$
- $I_k'' = 5.7 \text{ kA}$
- Cable: 3x6 Cu/Pvc

Tabla 4.14 Aparataje para el capacitor

Ta- blero	Nom- bre	Cant	Marca	Tipo	Descripción	Calibre
TS	KM1 1	1	Siemens	Contactador	Contactador para condensador, AC-6b 20 kVAr, /400 V 1 NA + 2 NC, 230 V 3RT2626-1AP05	20 kVAr
TS	Q11	1	Siemens	Interruptor ter- momagnético	3 polos, curva tipo C, Icn = 6 kVA, 5SL63327	32 A

4.6. Tableros eléctricos

El gabinete del tablero principal no necesita ser reemplazado, el tablero seccional general y el seccional de la sala de compresores deberán ser dimensionados.

En el tablero seccional general se debe colocar un juego de barras para la distribución de la energía.

4.6.1. Embarrado de los tableros

El embarrado se podría calcular según la disposición elegida de las barras o elegir por catálogo un juego de barras compatible con las condiciones de la instalación.

Para determinar las fuerzas entre los conductores (barras) se debe conocer la corriente de impulso, la cual se calcula de la siguiente manera:

$$i_p = \kappa \sqrt{2} I_k'' \quad (4.6.1)$$

El valor de κ para la relación R/X se obtiene de la siguiente expresión[17]:

$$\kappa = 1.02 + 0.98e^{-3R/X} \quad (4.6.2)$$

Por lo tanto, el valor de la corriente de impulso en la barra 2 y 3 será:

$$i_{pB2} = 14.5 \text{ kA}; i_{pB3} = 13 \text{ kA}$$

Se elige un juego de barras con los valores límites de corriente nominal y corriente de impulso.

Tabla 4.15 Juegos de barra

Ta- blero	Nom- bre	Marc a	Código	Co- rriente	i_p	Mate- rial	Dimensio- nes	Conexio- nes
TSG	Barra 2	Elent	4-10- 400	400 A	25 kA	Cobre	30X5	10
TS	Barra 3	Elent	4-10- 160	160 A	25 kA	Cobre	16X5	10

4.6.2. Gabinetes

Se escogen los siguientes gabinetes para el tablero seccional general y el seccional de la sala de compresores:

Tabla 4.16 Gabinetes

Ta- blero	Marca	Ancho [mm]	Alto [mm]	Profundidad [mm]
TSG	Genrod	900	1200	225
TS	Genrod	900	1200	225

La distribución de las protecciones y accionamientos en los gabinetes se puede ver en el ANEXO 6.

CAPITULO 5: EVALUACIÓN DE COSTOS ECONÓMICOS DEL PROYECTO

En este análisis económico, se estudia los costos de inversión del sistema de aire comprimido y eléctrico.

El presupuesto comprende el costo de los componentes principales necesario para llevar a cabo la instalación. Estos valores fueron obtenidos de diferentes proveedores nacionales.

El análisis no contempla la mano de obra ni gastos administrativos.

El precio de los materiales es en dólares tomando la cotización del banco nación.

5.1. Costos de materiales para instalación neumática

Tabla 5.1 Costos materiales neumáticos

Cant	Material	Medida comercial	\$/U USD	\$ USD
2	Caños A.S.Mag. PN 20 4m	40mm	25.25	50.5
35	Caños A.S.Mag. PN 20 4m	50mm	34.9	1221.5
5	Caños A.S.Mag. PN 20 4m	63mm	51	255
18	Caños A.S.Mag. PN 20 4m	75mm	106	1908
17	Caños A.S.Mag. PN 20 4m	90mm	152.3	2589.1
1	Caño SCH40 6.4m	2 1/2"	263	263
1	Unión	25mm	0.52	0.52
32	Unión	50mm	3	96
5	Unión	63mm	5	25
22	Unión	75mm	9	198
28	Unión	90mm	15	420
5	Codo 90	25mm	0.57	2.85
10	Codo 90	40mm	2	20
27	Codo 90	50mm	3.1	83.7
11	Codo 90	63mm	6.66	73.26
5	Codo 90	75mm	15.9	79.5
17	Codo 90	90mm	23.3	396.1
4	Te	90x50x90mm	40	160
3	Te	90x63x90mm	40	120
5	Te	75x40x75mm	19	95
1	Te	50x50x50mm	4	4
2	Te	25mm	0.8	1.6
5	Te	40mm	1.6	8
5	Te	50mm	2.2	11
3	Te	63mm	5.7	17.1
1	Te	75mm	17.2	17.2
2	Te	90mm	36	72
2	Montura derivación	50mm	3.3	6.6
3	Montura derivación	75mm	3.68	11.04
4	Montura derivación	90mm	3.68	14.72

14	Válvula	3/4	8.9	124.6
12	Válvula	1/2	6.4	76.8
3	Válvula	2 1/2	120	360
3	Reducción 1	63 a 50mm	4.7	14.1
1	Reducción 1	90 a 50mm	10.5	10.5
86	Ménsulas	300 mm	5.9	507.4
65	Grampa	90 mm	3	195
25	Grampa	75 mm	2.8	70
10	Grampa	63 mm	2.68	26.8
30	Grampa	50 mm	1.9	57
30	Grampa	40 mm	1.5	45
20	Grampa	25mm	1.5	30
11	Purga de condensado DRECAF DA-100	1/2	241	2651
6	Filtro con purga automática	1/2	70	420
2	Filtro-regulador-manómetro	1/4	73	146
14	Filtro-regulador-manómetro-lubricador	1/2	32.5	455
3	Manómetro 0-20 Bar	1/2	58	174
2	Depósito de aire	2000L	6993	6993
1	Extractor axial	1.5 Hp	625	625
4	Filtro poliéster	600x600	32	128
4	Marco para filtro	600x600	63	252
1	Secador frigorífico Kaeser THB14	1.2 m3/min	2451	2451

El costo total de la instalación neumática será de \$ 30570 dólares.

5.2. Costos de materiales para instalación eléctrica

Tabla 5.2 Costos materiales eléctricos

Cant	Material	Marca	Codigo	\$/U USD	\$ USD
150	3x120/70	Prysmian	Sintenax Valio	137	20550
12	3x95/50	Prysmian	Sintenax Valio	108.5	1302
10	4/1.5	Prysmian	Sintenax Valio	2.95	29.5
1	Interruptor	Siemens	3VA2M400 R400 ETU350 F/4P	2660	2660
1	Diferencial	Siemens	3VA93240RL30	744	744
1	Seccionador	GE	Seccionador DILOS 4 - 400 A 690 V 4 polos	563	563
1	Interruptor	Siemens	3VA1S250 R250 TM240 F/4P	1119	1119
1	Seccionador	GE	Seccionador DILOS 3 - 250 A 690 V 4 polos	310	310
3	Fusible	Reproel	FUSIBLE NH T00 160A Gg500V	19.7	59.1
1	Seccionador fusible NH	GE	Seccionador c/base Fulos 00 160A 690V 3 Polos	314	314
1	Interruptor diferencial	Siemens	5SV3 25A A 30mA /2P	90.5	90.5
1	Interruptor termomagnético	Siemens	5SL3 C16A /1P+N	15.7	15.7

1	Interruptor termomagnético	Siemens	5SL3 C10A /1P+N	15.7	15.7
3	Fusible	Reproel	FUSIBLE NH T000 10A Gg500V	9.5	28.5
1	Contactador	Siemens	AC-3; 7 A; 4 kW/400 V; 1 NA 230 VCA	37	37
1	Relé de protección térmica	Siemens	2.2...3.2 A tamaño S00	54	54
1	Schneider	schneider	CAPACITOR VARPLUS CAN 3X400 20KVAR	182	182
1	Contactador	Siemens	Contactador para condensador, AC-6b 20 kVAr, /400 V 1 NA + 2 NC, 230 V 3RT2626-1AP05	213	213
1		Siemens	3 polos, curva tipo C, Icn = 6 kVA, 5SL63327	61.3	61.3
1	Barra	Elent	4-10-400	204	204
1	Barra	Elent	4-10-160	107	107
2	Gabinete	Genrond	09 9221	556	1112

El costo total de la instalación eléctrica será de \$ 29771 dólares.

5.3. Costo total

El costo final será la suma de los dos, dando un total de \$ 60341 dólares.

5.4. Análisis de sistema neumático vs eléctrico

A la hora de comparar la energía que se requiere en un sistema eléctrico y en un sistema neumático, se debe evaluar la energía mecánica producida.

La eficiencia de las máquinas eléctricas ronda el 90%, mientras que la eficiencia en el sistema de aire comprimido es de tan solo el 10%.

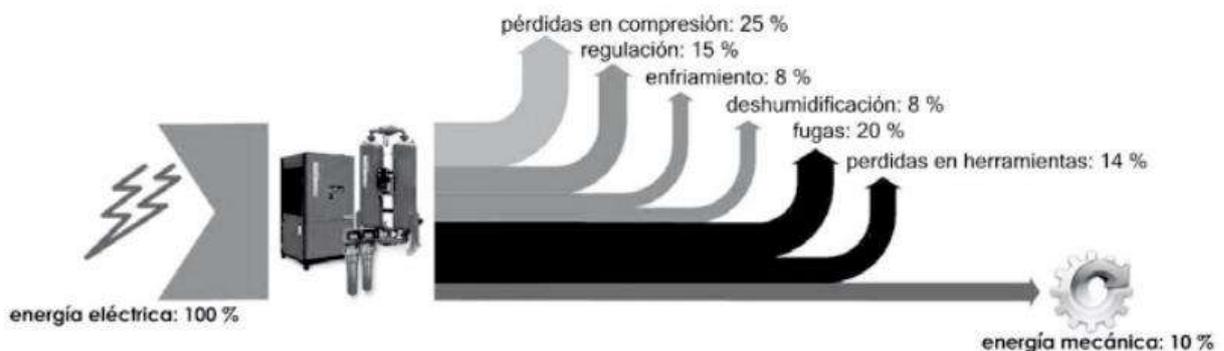


Figura 4.6.2.1 Eficiencia de sistema de aire comprimido[6]

Con el objetivo de calcular la diferencia de costos entre el uso de un sistema eléctrico y un sistema neumático, es necesario enumerar las herramientas que podrían ser reemplazadas para un sistema eléctrico. Luego, se multiplica la potencia de cada herramienta eléctrica por el factor de utilización correspondiente y por el rendimiento, para obtener la potencia promedio. De esta manera, se puede cuantificar la demanda energética y evaluar los costos asociados al uso de un sistema eléctrico en comparación con un sistema neumático.

Tabla 5.3 Listado de herramientas y potencia

Unidad consumidora	Cant.	Potencia unitaria [W]	Potencia [W]	F. utilización	Equivalencia a potencia eléctrica
Amoladora 9"	2	2100	4200	0,5	8400
Llave de impacto	2	710	1420	0,25	1420
Martillo demoledor	1	2000	2000	0,4	3200

Se supone un rendimiento del 25% de las herramientas neumáticas, ya que el factor de corrección por fugas utilizado es de 5%. Por lo tanto, el equivalente a la potencia eléctrica demandada promedio será de 13020 W.

A continuación, se realiza el análisis del encuadre tarifario, es decir, se hallan los valores a pagar de acuerdo con el diagrama de carga obtenido y a las tarifas vigentes.

Tabla 5.4 Diagrama de carga

Hora	Potencia activa [W]
07:00	
08:00	13020
09:00	13020
10:00	13020
11:00	13020
12:00	13020
13:00	13020
14:00	13020
15:00	13020
16:00	13020
TOTAL	117.18 [kWh]

La categoría de usuario correspondiente es "T3 – Grandes demandas", ya que la potencia contratada es mayor a 50 kW. Además, la banda horaria que corresponde a la demanda es la llamada "Resto", que abarca el horario de 6 a 19 hs según la resolución provincial MlySP N° 734/23 (B.O. 30/05/2023).

No se considera energía reactiva excedente ya que se instaló un banco de capacitores para corregir el factor de potencia del compresor y no exceder el límite reglamentado.

Tabla 5.5 Costo de energía por mes

	T3BT	Unidad	Unidad	Total
Cargo fijo	12,8137	usd/mes	1	12,8 usd/mes
Cargo por potencia en pico	4,2767	usd/kW mes	140 kW	598,7 usd/mes
Cargo por potencia fuera de pico	2,887671	usd/kW mes	140 kW	404,3 usd/mes
Cargo por energía en resto	0,043610	usd/kW	2812,32 kW mes	122,6 usd/mes
TOTAL				1138,5 usd/mes

El gasto mensual sin incluir impuestos asociado al consumo de energía asciende a 1138,5 USD. Sin embargo, si se sustituye el uso de energía neumática por maquinaria eléctrica, el gasto se reduciría a 316 USD al mes.

CAPITULO 6: IMPACTO AMBIENTAL

La generación de aire comprimido requiere energía, ya sea eléctrica o de combustibles fósiles. Si la electricidad utilizada para generar el aire comprimido proviene de fuentes de energía renovable, como la energía eólica o solar, entonces el impacto ambiental es relativamente bajo. Sin embargo, si se utiliza energía generada a partir de combustibles fósiles, como el petróleo o el gas natural, entonces se emiten gases de efecto invernadero como el dióxido de carbono durante el proceso de generación.

Además, durante la operación de los sistemas de aire comprimido, también pueden producirse emisiones de otros contaminantes, como aceites lubricantes, partículas y compuestos orgánicos volátiles. Estos contaminantes pueden contribuir a la contaminación del aire y afectar la calidad del aire interior.

Por último, cuando el aire comprimido se utiliza para alimentar herramientas y equipos, se puede generar ruido y vibraciones que pueden tener un impacto negativo en el medio ambiente y en la salud de los trabajadores.

6.1. Comparación energética

La diferencia de eficiencia entre un sistema neumático y un sistema eléctrico, como se mencionó en la sección 5.4, tiene un impacto significativo en el consumo de energía y, por ende, en el impacto ambiental. El sistema neumático, con su eficiencia del 10%, consume mucha más energía en comparación con el sistema eléctrico, que tiene una eficiencia del 90%. Esta ineficiencia se traduce en un mayor consumo de recursos energéticos y, por lo tanto, en un aumento de las emisiones de gases de efecto invernadero.

El consumo adicional de energía en un sistema neumático no solo aumenta los costos operativos, sino que también contribuye a una huella de carbono más grande. La generación de energía requerida para alimentar el sistema neumático puede depender en gran medida de fuentes no renovables, como el carbón o el gas natural, que emiten grandes cantidades de dióxido de carbono y otros gases de efecto invernadero.

6.2. Generación de ruido

Las máquinas neumáticas, como los martillos neumáticos, las amoladoras y llaves de impacto pueden generar niveles de ruido muy elevados debido a la liberación de aire comprimido en el funcionamiento de la máquina.

El nivel de ruido que generan estas máquinas depende del tipo de herramienta, la velocidad de operación, la presión del aire comprimido y la naturaleza del trabajo realizado. Por ejemplo, un martillo neumático puede generar entre 105 y 115 decibeles (dBA), mientras que una amoladora neumática puede generar entre 80 y 100 dBA.

En Argentina, el valor máximo de exposición diaria al ruido está regulado por la Resolución 311/2011 del Ministerio de Trabajo, Empleo y Seguridad Social. Esta normativa establece que el límite de exposición diaria al ruido es de 85 decibeles (dBA) durante 8 horas de trabajo.

Si la exposición al ruido supera este límite, se deben implementar medidas de control del ruido para reducir la exposición de los trabajadores, y se debe proporcionar equipo de protección auditiva, como tapones para los oídos o auriculares de protección.

Según la ley provincial de protección ambiental N° 11.723 el control y prevención de contaminación sonora dependerá de cada municipio.

En resumen, el impacto ambiental del aire comprimido depende en gran medida de la fuente de energía utilizada para generarlo y del cuidado y mantenimiento del sistema en su conjunto.

CAPITULO 7: CONCLUSIÓN

Habiendo explicado los conceptos necesarios para el abordaje del diseño de la red de aire comprimido se concluye a que: Se determinó y documentó el requerimiento de los equipos de aire comprimido de la planta. Además, se calculó el requerimiento total de aire comprimido para dimensionar adecuadamente el compresor, la tubería principal y el recipiente de aire comprimido.

Se optó por utilizar una red abierta debido a la menor inversión inicial requerida, considerando las dimensiones del local y la aplicación necesaria. Además, se tuvo en cuenta la necesidad de mantener el acceso al puente grúa, lo cual no sería posible con una red interconectada. Esta elección evitó la necesidad de instalar tuberías adicionales y soportes, resultando en una solución más rentable y funcional.

Se realizaron los planos del sistema de aire comprimido tanto el isométrico como un plano de planta y diagrama de flujo.

Se realizó un análisis para determinar qué tipo de compresor es el más adecuado y que material de la red llegado a la conclusión que el compresor de tornillo es el más adecuado y que el material PPR (Polipropileno Copolímero Random) y acero galvanizado es el más adecuado.

Durante el proceso de cálculo de las pérdidas de carga, se optó por utilizar la ecuación de Darcy y la correlación de Pavlov en lugar de las aproximaciones o nomogramas comúnmente encontrados en la mayoría de las fuentes bibliográficas. Esta elección se realizó con el fin de obtener resultados más precisos. Sin embargo, es importante tener en cuenta que existe un margen de error debido a la incertidumbre asociada con las rugosidades de las tuberías y accesorios, a pesar de los esfuerzos por realizar un cálculo preciso.

La decisión de utilizar dos depósitos se vio influenciada por la disponibilidad limitada. Como resultado, se optó por proceder con los depósitos de 2000 litros. Sin embargo, hubiera sido más beneficioso tanto en términos de costos como de espacio, optar por un solo recipiente de mayor capacidad en lugar de dos depósitos más pequeños. Esta alternativa habría permitido reducir los costos de adquisición y disminuir el espacio utilizado en la sala de compresores. Además, si se hubiera optado por colocar un compresor mas pequeño como fue calculado, hubiera sido necesario un recipiente de menor volumen.

Con el fin de satisfacer los requisitos de calidad del aire, se procedió a la instalación de un secador refrigerativo en el sector de la planta dosificadora. Aunque, basándose en la experiencia previa, no se consideraba estrictamente necesario, se decidió incluirlo en el presupuesto como medida cautelar.

Una vez completado el cálculo correspondiente a la sección neumática, fue necesario realizar un análisis eléctrico detallado para suministrar energía a la sala del compresor. En este sentido, se destaca la importancia de actualizar la instalación eléctrica existente, la cual se encuentra obsoleta y no es capaz de soportar la potencia requerida por el compresor.

En el proceso de diseño de la instalación, se inició con el cálculo de los cables, realizando una preselección basada en la corriente que circula y la corriente admisible.

Se tuvo en cuenta la verificación de la caída de tensión y el cortocircuito. Asimismo, se seleccionaron las protecciones necesarias para asegurar la protección de equipos, cables y la seguridad del personal en caso de un posible contacto indirecto.

Se optó por implementar un esquema de puesta a tierra tipo TT, adecuado para la adquisición de energía en baja tensión. Además, se realizó un análisis para corregir el factor de potencia individualmente, teniendo en cuenta que el compresor representa el 65% de la potencia total de la planta y considerando las cargas desconocidas presentes.

En el diseño de los tableros eléctricos, se eligieron los gabinetes adecuados para albergar las protecciones eléctricas necesarias. Además, con la corriente de impulso, se pudo determinar el juego de barras apropiado. De esta manera, se logró un diseño óptimo y seguro de la instalación eléctrica.

La investigación realizada ha dejado en claro que el uso de un sistema neumático conlleva un incremento significativo en los costos operativos en comparación con un sistema eléctrico de características similares. Este hallazgo subraya la importancia de que el usuario analice detenidamente la implementación del proyecto, teniendo en cuenta no solo los aspectos técnicos, sino también los costos operativos asociados.

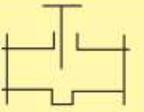
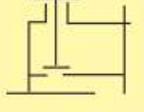
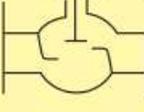
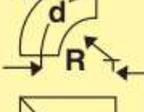
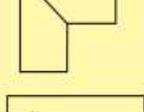
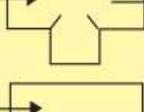
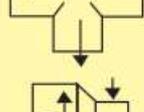
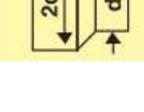
CAPITULO 8: BIBLIOGRAFÍA

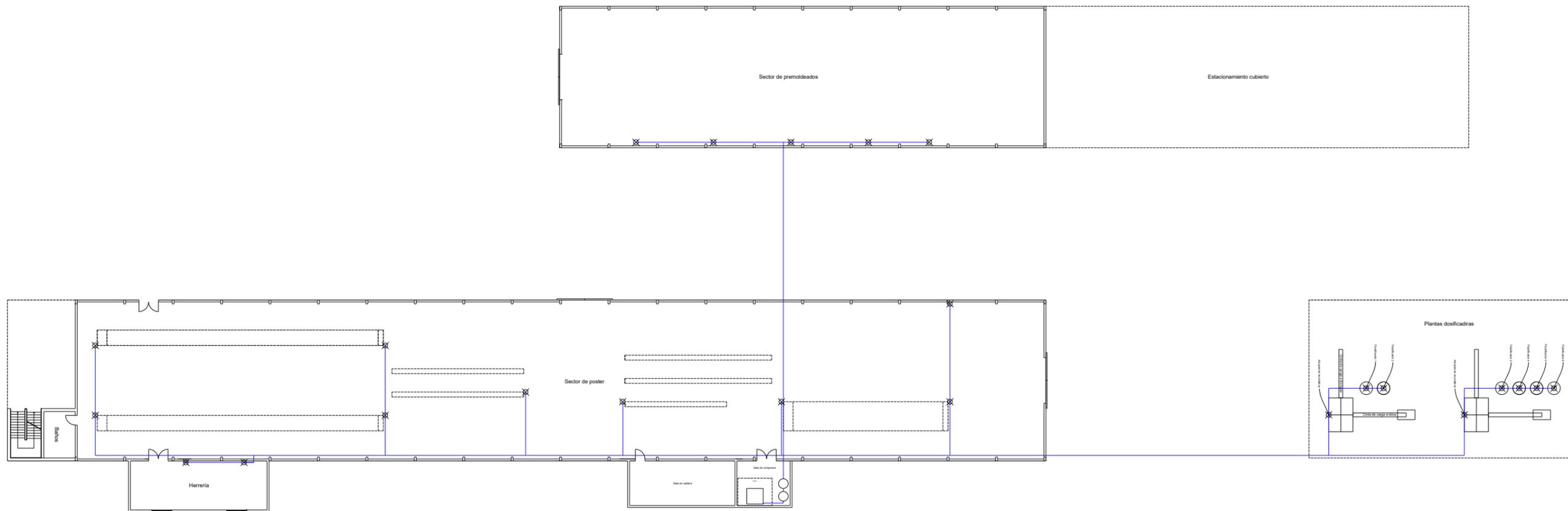
- [1] A. Barber, *Pneumatic Handbook*, 8th ed., no. December. Kidlington Oxford: Elsevier Science & Technology Books, 1997.
- [2] H. Van Ormer, "Compressed Air Piping," *Compress. Air Best Pract.*, 2016.
- [3] S. Hesse, *Aire Comprimido, Fuente De Energía*. Esslingen: Festo, 2002.
- [4] J. Hütter and U. Bierbaum, *Compressed Air Compendium*. Bielefeld, 2004.
- [5] Atlas Copco, *Manual del aire comprimido*. Wilrijk: Atlas Copco Airpower NV, 2011.
- [6] J. D. C. Y. León, *Manual técnico. Aire comprimido*. 2012.
- [7] E. C. Royo, *AIR*, 2nd ed. Madrid: Paraninfo, 1994.
- [8] A. Copco, *Aire comprimido guía de instalación (i parte) construcción de una red de aire comprimido*, vol. 1. . Bs. As.: Atlas Copco Argentina SACI.
- [9] M. Carello, A. Ivanov, and L. Mazza, "Pressure drop in pipe lines for compressed air: Comparison between experimental and theoretical analysis," *Dep. Mech.*, vol. 18, pp. 35–44, 1998.
- [10] A. I. Anaya-Durand, G. I. Cauich-Segovia, O. Funabazama-Bárceñas, and V. A. Gracia-Medrano-Bravo, "Evaluación de ecuaciones de factor de fricción explícito para tuberías," *Educ. Quim.*, vol. 25, no. 2, pp. 128–134, 2014, doi: 10.1016/S0187-893X(14)70535-X.
- [11] J. McGovern, "Technical Note: Friction Factor Diagrams for Pipe Flow," *Articles*, pp. 0–15, 2011, [Online]. Available: <http://arrow.dit.ie/engschmecart/28>.
- [12] R. L. Mott, *Mecánica de fluidos*, 6th ed. México: Pearson, 2006.
- [13] American Society of Plumbing Engineers, "Plumbing Systems," *ASPE*, vol. 2, 2000.
- [14] G. L. Ferro, "Potencia eléctrica en CC y CA," 2016, [Online]. Available: [http://www3.fi.mdp.edu.ar/dtoelectrica/files/electrotecnia/e_im_5_potencia_elec trica_en_ca_y_cc.pdf](http://www3.fi.mdp.edu.ar/dtoelectrica/files/electrotecnia/e_im_5_potencia_elec_trica_en_ca_y_cc.pdf).
- [15] R. Ferreyra, "Cables - Instalaciones eléctricas," Mar del Plata.
- [16] *AEA 90364-7-771 Reglamentación para la ejecución de instalaciones eléctricas en inmuebles – Viviendas, oficinas y locales (unitarios)*., vol. 148. Asociación electrotécnica argentina, 2006.
- [17] IEC 6009-0, "Norma Internacional IEC 60909-0," *Com. Electrotécnica Int. - Asoc. Española Norm. y Certificación*, pp. 1–65, 2002.
- [18] S. . Asea Brown Boveri, "Cuaderno de aplicaciones técnicas 1: Selectividad en baja tensión con interruptores automáticos ABB," p. 54.
- [19] LAYDEN, "Compensación individual-Boletín técnico BT002," Buenos Aires,

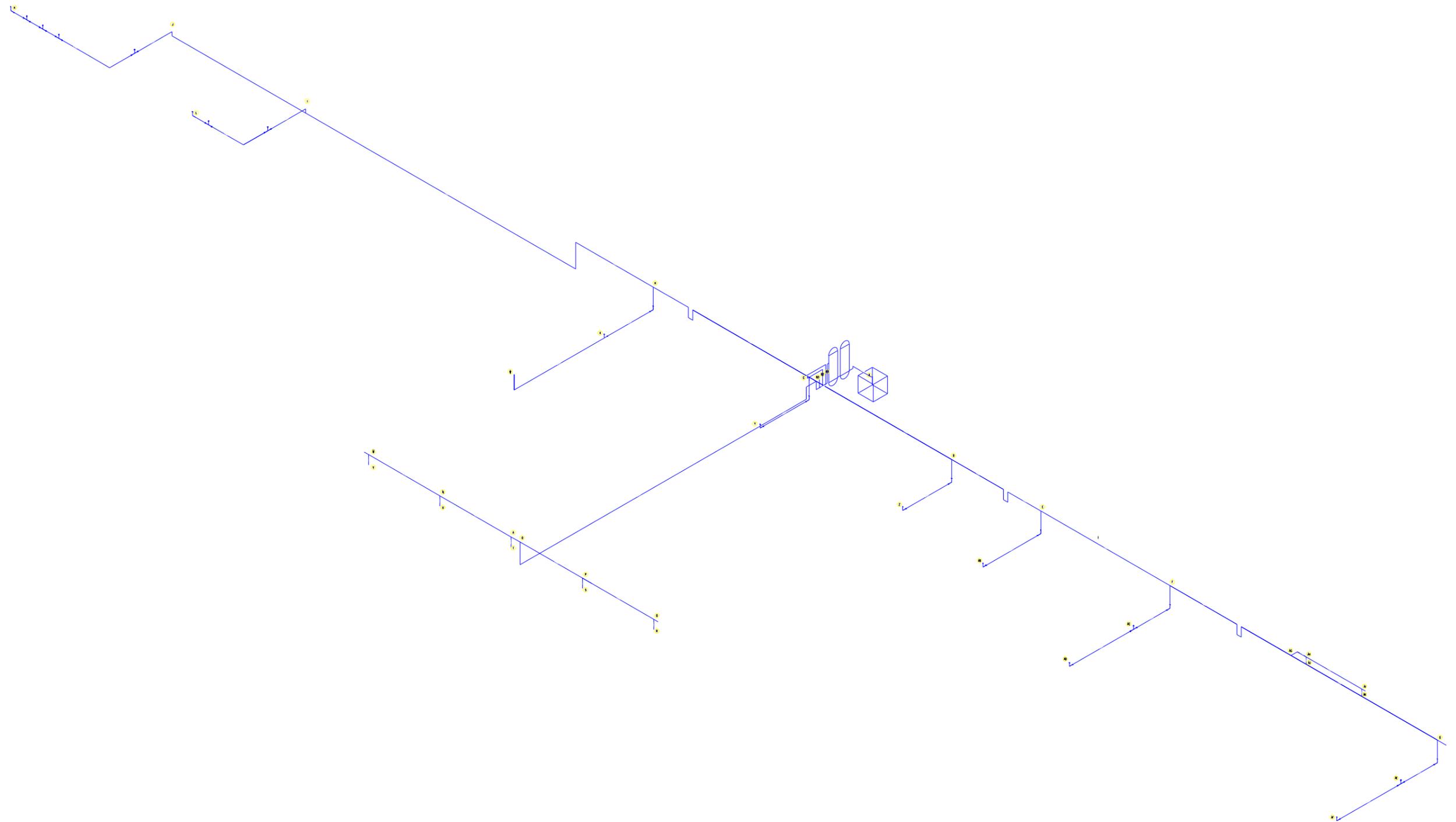
Argentina, p. 13, 2000.

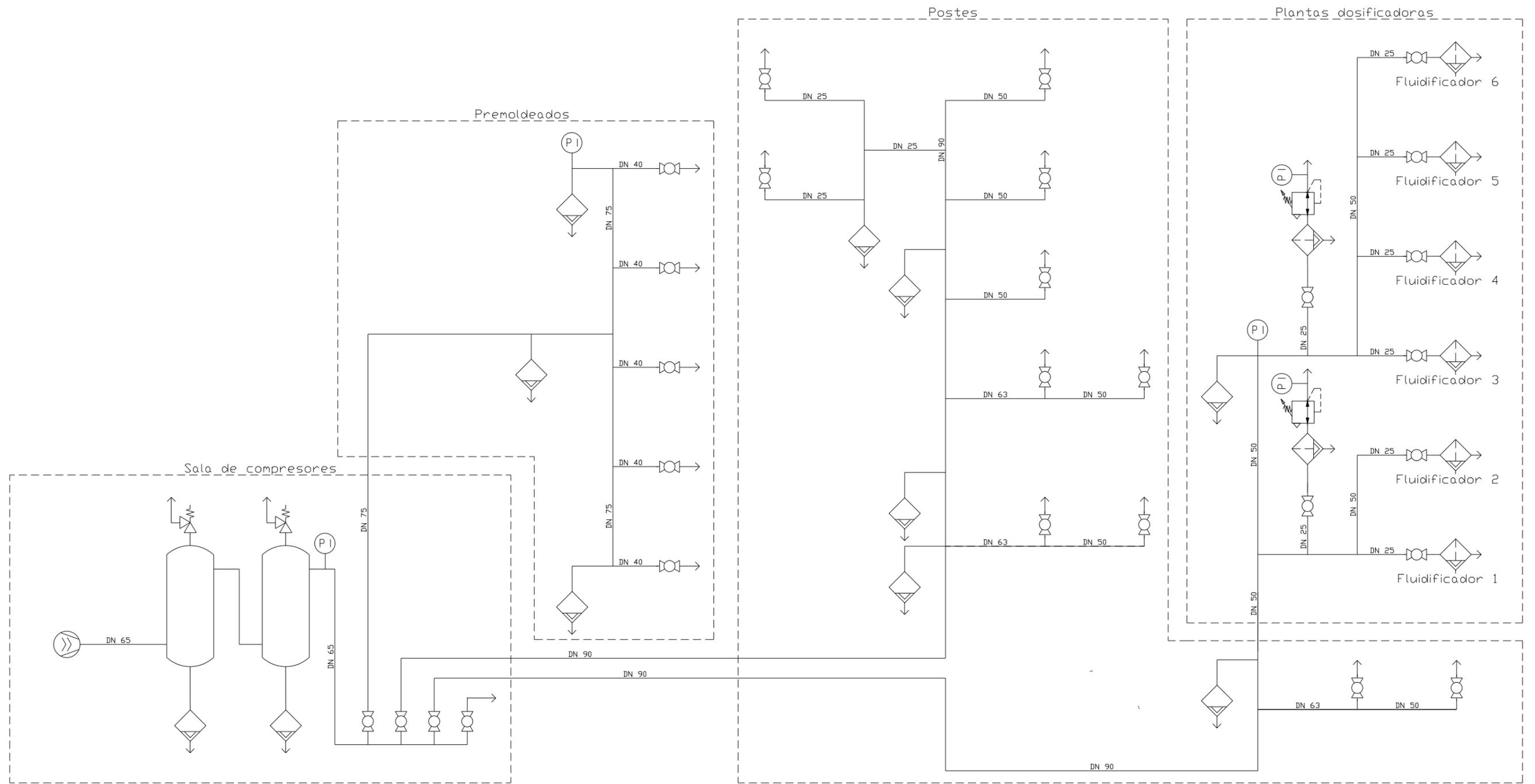
CAPITULO 9: ANEXOS

Tabla 9.1 Anexo 1

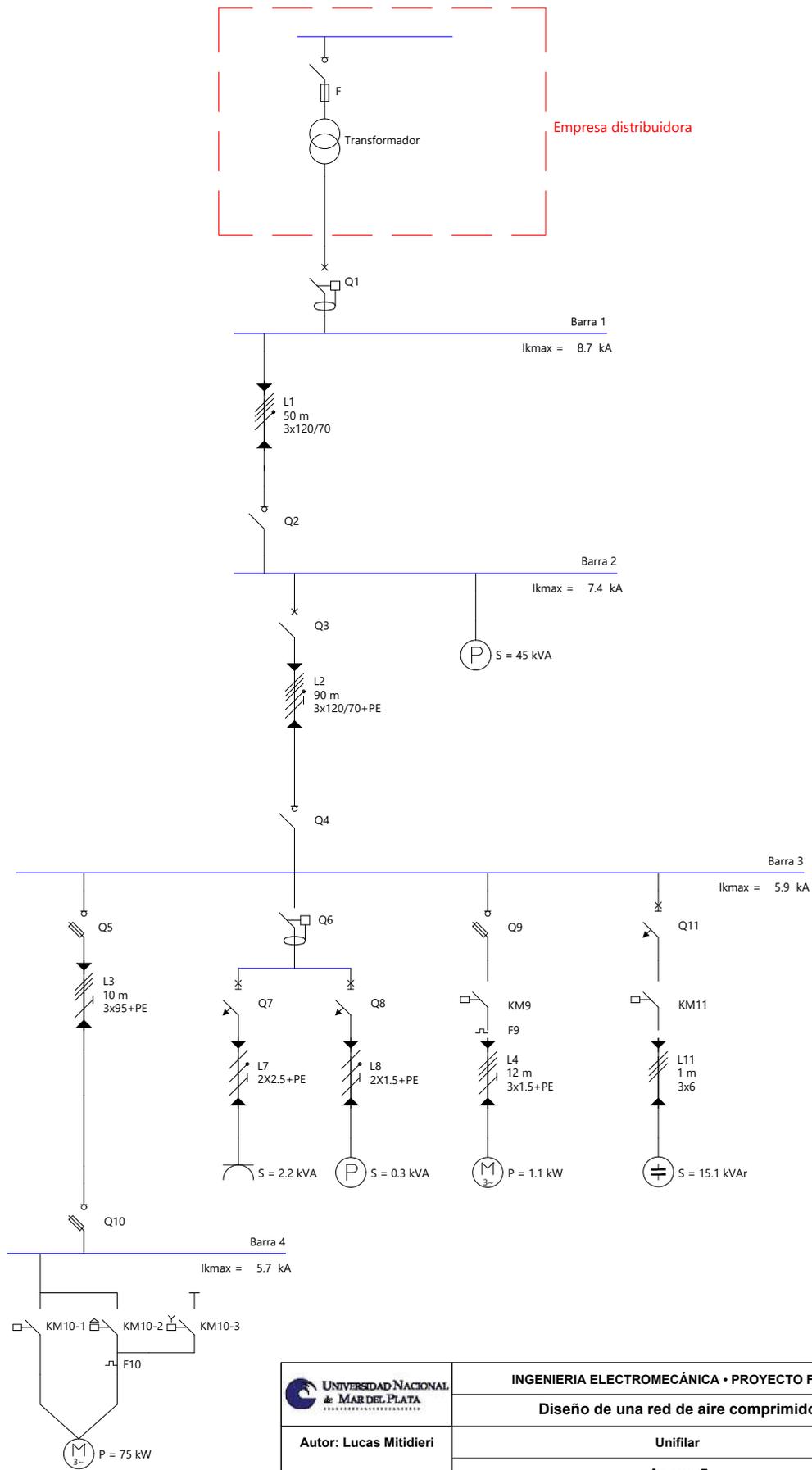
		Longitud equivalente en metros										
		Diámetro interior de la tubería en mm (d)										
Componente		25	40	50	80	100	125	200	250	250	300	400
Válvula de bola totalmente abierta		0.3 5	0.5 8	0.6 10	1.0 16	1.3 20	1.6 25	1.9 30	2.6 40	3.2 50	3.9 60	5.2 80
Válvula de diafragma totalmente abierta		1.5	2.5	3.0	4.5	6	8	10	-	-	-	-
Válvula angular totalmente abierta		4	6	7	12	15	18	22	30	36	-	-
Válvula de globo		7.5	12	15	24	30	38	45	60	-	-	-
Válvula antirretorno de clapeta		2.0	3.2	4.0	6.4	8.0	10	12	16	20	24	32
Codo R = 2d		0.3	0.5	0.6	1.0	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.8
Codo R = d		0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4
Ángulo 90°		1.5	2.4	3.0	4.5	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Te, salida en línea		0.3	0.4	1.0	1.6	2.0	2.5	3	4	5	6	8
Te, salida angular		1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Reductor		0.5	0.7	1.0	2.0	2.5	3.1	3.6	4.8	6.0	7.2	9.6







	INGENIERIA ELECTROMECÁNICA • PROYECTO FINAL	
	Diseño de una red de aire comprimido	
Autor: Lucas Mitidieri	Diagrama de flujo	
	Anexo 4	
ESC: n/a	Doc.2022-Anexo4-Rev 0	Pág. 1 / 1



Autor: Lucas Mitidieri

INGENIERIA ELECTROMECÁNICA • PROYECTO FINAL

Diseño de una red de aire comprimido

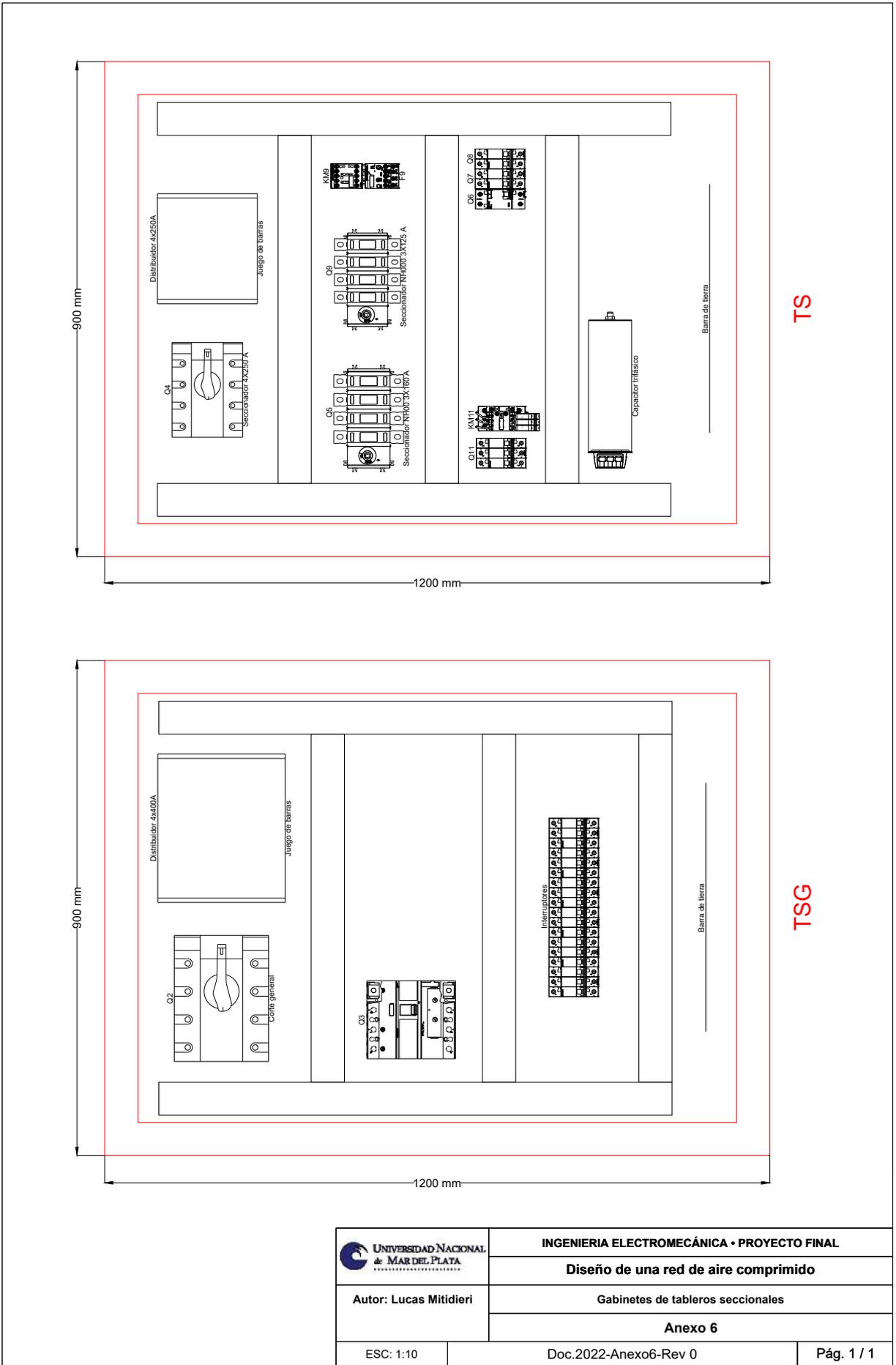
Unifilar

Anexo 5

ESC: na

Doc.2022-Anexo5-Rev 0

Pág. 1 / 1



 UNIVERSIDAD NACIONAL de MAR DEL PLATA	INGENIERIA ELECTROMECANICA • PROYECTO FINAL	
	Diseño de una red de aire comprimido	
Autor: Lucas Mitidieri	Gabinetes de tableros seccionales	
	Anexo 6	
ESC: 1:10	Doc.2022-Anexo6-Rev 0	Pág. 1 / 1