UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

VALPARAÍSO – CHILE

ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO EN PLANTA SIDERÚRGICA

FELIPE ALBERTO BLANCA ARAYA

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA: Mg. Ing. JAIME ESPINOZA SILVA

CORREFERENTE: Mg. Ing. RODRIGO SEPÚLVEDA URIBE

MAYO – 2022

A mi madre por ser mi motivación y apoyo incondicional en los momentos más difíciles y agotadores de mi vida universitaria, a mis hermanos por ser un ejemplo de superación y resiliencia, a mis amigos que me brindaron apoyo, alegría y momentos de dispersión, al excelente profesor guía y persona Jaime Espinoza, a mi tutor interno de la compañía Rodrigo Sepúlveda, por acompañarme y orientarme también en todo este importante proceso de desarrollo profesional.

Y por sobre todo a Dios, que sin él, nada de esto hubiese sido posible.

Muchas gracias.

RESUMEN EJECUTIVO

En el presente trabajo de título se desarrolla el análisis de eficiencia energética aplicado al sistema de aire comprimido en importante planta siderúrgica de la zona central de Chile.

El proceso comenzó con la identificación de la demanda teórica actual de aire comprimido en la planta, con el sistema de generación y sus respectivos equipos: compresores, filtros, secadores y estanques de acumulación. Luego, mediante inspecciones rutinarias en terreno, se procedió con la búsqueda de oportunidades de mejora en el sistema de generación, red de distribución y en los consumidores finales de aire comprimido. A partir del análisis sobre el estado actual del sistema de aire comprimido, se procedió con el desarrollo de propuestas para su optimización, mencionadas como medidas de eficiencia energética.

En primer lugar se recomienda potenciar el actual plan de identificación y reparación de fugas, hasta obtener un nivel aceptable de ellas, que debido a limitaciones operacionales no se pudo medir empíricamente un porcentaje de pérdidas en las instalaciones, no obstante, a partir del registro de producción de los compresores y la demanda teórica de la planta se logró estimar un nivel del 28% de pérdidas respecto de la generación. Al disminuir este nivel hasta un 10% aceptable, se lograría ahorrar hasta $120.000 [USD] anuales en términos de energía.

Actualmente todos los compresores son de velocidad fija, con regulación carga/descarga, por lo que, se evaluó integrar tecnología de velocidad variable en uno de los compresores. El objetivo de esta medida es absorber las fluctuaciones de la demanda, evitando desperdicios de energía al tener compresores en descarga (consumiendo energía sin producir aire), para ello, el compresor con velocidad variable debe quedar como base. Se evaluaron 2 alternativas, aplicar overhaul a un compresor e incorporarle un VDF ó reemplazar este compresor por uno nuevo con VDF incluido y de mayor eficiencia. Se obtuvo como resultado que ambas opciones son viables, pero la recomendación final sería adquirir el compresor nuevo, la inversión asociada es del orden de $153.000[USD] y su ahorro anual ($84.000[USD]) implica un retorno de la inversión de 3 años y un VAN = +$180.000[USD].

Por otra parte, se evaluó la recuperación de calor rechazado por el sistema de enfriamiento de los compresores para ser utilizado en la generación de agua caliente requerida en camarines y casino de la compañía, ya que, actualmente en la sala de termos se utilizan resistencias para producir esta agua caliente, consumiendo energía eléctrica de la red. La inversión asociada es del orden de $48.000[USD] y su ahorro anual ($33.000[USD]) implica un retorno de la inversión de 2 años y un VAN = +$102.000[USD].

Se observó que no existe un control de la demanda de aire comprimido, impidiendo así saber el comportamiento de la curva de demanda en un día característico de producción. Se propuso para ello la incorporación de 3 flujómetros en puntos estratégicos, con el objetivo de conocer la demanda total de la planta y de cada una de las áreas principales identificadas.

Se dejó como propuesta evaluar la reducción de la presión en la red a partir de la estimación de las velocidades de flujo en las tuberías, determinando si los diámetros son o no los adecuados. Se menciona también reemplazar el piping actual de acero al carbono por tuberías de aluminio, que actualmente están en la vanguardia debido a las ventajas del material.

ABSTRACT

In this thesis work is developed the analysis of energy efficiency applied to the compressed air system in an important steel plant in the central zone of Chile.

The process began with the identification of the current theoretical demand for compressed air in the plant, with the generation system and its respective equipment: compressors, filters, dryers and accumulation tanks. Then, through routine field inspections, proceeded with the search for improvement opportunities in the generation system, distribution network and in the final compressed air consumers. Based on the analysis of the current state of the compressed air system, proceeded with the development of proposals for its optimization, mentioned as energy efficiency measures.

In first place, it is recommended to strengthen the current leak identification and repair plan, until an acceptable level is obtained, which due to operational limitations could not empirically measure a percentage of losses in the facilities, however, from the record of production of the compressors and the theoretical demand of the plant, it was possible to estimate a level of 28% losses with respect to generation. Lowering this level to an acceptable 10% could save up to $120.000 [USD] annually in energy terms.

Currently all the compressors are fixed speed, with load/unload regulation, therefore, integrating variable speed technology in one of the compressors was evaluated. The objective of this measure is to absorb fluctuations in demand, avoiding energy waste by having compressors unloaded (consuming energy without producing air), for this, the variable speed compressor must remain as the base. Two alternatives were evaluated, apply overhaul to a compressor and incorporate a VFD or replace this compressor with a new one with VFD included and with higher efficiency. It was obtained as a result that both options are viable, but the final recommendation would be to acquire the new compressor, the associated investment is of the order of $153.000[USD] and its annual savings ($84.000[USD]) implies a return on investment of 3 years and a NPV = +$180.000[USD].

On the other hand, the recovery of heat rejected by the cooling system of the compressors was evaluated to be used in the generation of hot water required in the company's dressing rooms and casino, since currently in the thermos room resistances are used to produce this hot water, consuming electricity from the network.
The associated investment is of the order of $48.000[USD] and its annual savings ($33.000[USD]) implies a return on investment of 2 years and a NPV = +$102.000[USD].

It was observed that there is no control of the demand for compressed air, thus preventing knowing the behavior of the demand curve on a typical day of production. For this purpose, the incorporation of 3 flow meters at strategic points was proposed, in order to know the total demand of the plant and of each of the main areas identified.

It was left as a proposal to evaluate the reduction of the pressure in the network from the estimation of the flow velocities in the pipes, determining if the diameters are adequate or not. It is also mentioned to replace the current carbon steel piping with aluminum pipes, which are currently in the forefront due to the advantages of the material.

GLOSARIO

SEN: Sistema Eléctrico Nacional

ISO: International Organization for Standardization

SGE: Sistema de Gestión de la Energía

GEI: Gases de Efecto Invernadero

CO_2e: Dióxido de carbono equivalente, que incluye todos los GEI en una base común.

WSA: World Steel Association

ODM: Objetivos de Desarrollo del Milenio

ODS: Objetivos de Desarrollo Sostenible

ONU: Organización de las Naciones Unidas

SI: Sistema Internacional

EE: Energía Eléctrica

VDF: Variador de Frecuencia

CNE: Comisión Nacional de Energía

PMM: Precio Medio de Mercado

SII: Servicio de Impuestos Internos

PRI: Periodo de Retorno de la Inversión

VAN: Valor Actual Neto

TIR: Tasa Interna de Retorno

ACS: Agua Caliente Sanitaria

IC: Intercambiador de Calor

ÍNDICE DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN 1
1.1. Motivación 1
1.2. Objetivos 2
1.2.1. General 2
1.2.2. Específicos 2
2. ANTECEDENTES 3
2.1. Descripción de la empresa 3
2.2. Proceso productivo 4
2.3. Productos principales 6
2.4. Sostenibilidad 6
2.5. Consumo energético general 8
2.6. Emisiones de GEI y Huella de Carbono 10
2.7. Norma ISO 50.001 12
3. DESARROLLO 14
3.1. Unidades de Medida y Calidad del Aire 14
3.2. Descripción de un Sistema de Aire Comprimido 16
3.2.1. Compresores 17
3.2.1.1. Alternativos de Émbolo y de Membrana 18
3.2.1.2. Compresores Rotativos 20
3.2.2. Elementos Auxiliares del Compresor 22
3.2.3. Depósitos y Acumuladores intermedios 22
3.2.4. Red de Distribución 23
3.2.5. Tratamiento final del aire 24
3.3. Instalación Actual Sala Compresores 25
3.4. Demanda de Aire Comprimido 26
3.5. Medidas de Eficiencia Energética 28
3.5.1. Reducción en fugas de aire 28
3.5.2. Disminución consumo de aire en mirillas horno laminación. 32
3.5.3. Integración de Compresor con VDF 43
3.5.3.1. Alternativa I: Reemplazar compresor antiguo por uno nuevo con VDF. 48
3.5.3.2. Alternativa II: Overhaul de compresor existente e incorporación de VDF 54

3.5.4. Desconectar un Compresor del sistema 56
3.5.5. Recuperación de Calor 59
3.5.6. Recomendaciones del Piping 63
3.5.6.1. Reducción de la presión en la red..... 63
3.5.6.2. Estructura de la red..... 66
3.5.6.3. Estado de las tuberías 67
3.5.6.4. Incorporación de flujometros para control de demanda. 69
3.5.7. Renovación de compresores..... 70
4. CONCLUSIONES..... 74
5. REFERENCIAS 75
6. ANEXOS 76

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1-1: Transformación de la energía en un sistema neumático. 1
Ilustración 2-1: Ubicación geográfica de las 2 plantas principales de la compañía. 3
Ilustración 2-2: Diagrama de procesos de la compañía. 5
Ilustración 2-3: 10 ODS fundamentales en directrices de estrategia de sostenibilidad de la compañía. 8
Ilustración 2-4: Consumo directo de energía en periodo 2019-2020. 9
Ilustración 2-5: Intensidad Energética en periodo 2018-2019-2020. 9
Ilustración 2-6: Consumo de energía por insumo energético en 2020. 10
Ilustración 2-7: Tipos de emisiones por alcance. 10
Ilustración 2-8: Emisiones de GEI en periodo 2018-2019-2020. 11
Ilustración 2-9: Intensidad de Emisiones de GEI en periodo 2018-2019-2020. 12
Ilustración 2-10: Ciclo PHVA de la mejora continua. 13
Ilustración 3-1: Presión absoluta y manométrica (relativa). 15
Ilustración 3-2: Elementos auxiliares del compresor. 16
Ilustración 3-3: Depósito, acumuladores intermedios y colectores. 16
Ilustración 3-4: Porcentaje de potencia v/s porcentaje de carga en compresores según tipos de control. 18
Ilustración 3-5: Compresor alternativo de émbolo 1 etapa (izquierda) y 2 etapas (derecha). . 19
Ilustración 3-6: Compresor alternativo de membrana. 19
Ilustración 3-7: Compresor Rotativo de Paletas. 20
Ilustración 3-8: Turbocompresor axial. 20
Ilustración 3-9: Compresor Rotativo de Tornillo. 21
Ilustración 3-10: Compresor Rotativo de uña. 21
Ilustración 3-11: Red de distribución de aire. 23
Ilustración 3-12: Conjunto FRL y su simbología. 24
Ilustración 3-13: Isométrico Sala de Compresores. 25
Ilustración 3-14: Gráfica de porcentaje estimado de pérdidas para 14 días con planta operando. 29
Ilustración 3-15: Kit de pistola ultrasónica UP-9000. 31
Ilustración 3-16: Tarjetas de identificación de fugas. 31
Ilustración 3-17: Mirilla Modelo #15 Saf-T-Eye de Tate-Jones INC. 32
Ilustración 3-18: Los 3 modos de transferencia de calor. 33
Ilustración 3-19: Comportamiento laminar y turbulento de un flujo en contacto con una placa. 35
Ilustración 3-20: Configuración geométrica para determinar el factor de forma. 37
Ilustración 3-21: Esquema de transferencia de calor simplificado en mirilla. 38
Ilustración 3-22: Comportamiento del caudal de aire comprimido al salir hacia el ambiente por un orificio de 1/4" y el Ahorro asociado al reducir la presión en la mirilla. 39
Ilustración 3-23: Alimentación actual aire a mirillas. 40
Ilustración 3-24: Válvula reductora de presión P20DS. 41
Ilustración 3-25: Controlador compresores IEO. 43
Ilustración 3-26: Gráfica del comportamiento de presión del sistema y corrientes en los compresores, para un periodo característico de operación en planta Colina. 44

Ilustración 3-27: Caudal medio de Compresores 1,2 y 4 modelo EP200 (167,5kW) año 2021. 45
Ilustración 3-28: Caudal medio de Compresores 3,5 y 6 modelo ML250 (302,5kW) año 2021 46
Ilustración 3-29: Operación al tener un compresor con VDF en una sala de compresores..... 47
Ilustración 3-30: Operación entre compresor Carga/Descarga y VDF. 48
Ilustración 3-31: Comportamiento de potencia consumida en compresor 6 al despresurizarse. 50
Ilustración 3-32: Comportamiento de una sala de compresores carga/descarga al incorporar uno con VDF. 52
Ilustración 3-33: Gráfica de Horas Carga y Descarga de los Compresores 2021. 56
Ilustración 3-34: Gráfica % Carga y % Hrs Encendido respecto de 8.760 hrs, Compresores 2021. 56
Ilustración 3-35: Tendencia de potencia compresores periodo 11/10/2021 al 14/11/2021..... 57
Ilustración 3-36: Distribución de la energía en la generación de aire comprimido..... 59
Ilustración 3-37: Proceso de recuperación de calor con IC y sus aplicaciones. 60
Ilustración 3-38: Diagrama simplificado de instalación sistema de recuperación de calor. ... 60
Ilustración 3-39: Diseño adecuado e inadecuado en redes de aire comprimido. 66
Ilustración 3-40: Fotografías referenciales de corrosión al interior de tuberías. 67
Ilustración 3-41: Ejemplo piping de aluminio en red de aire comprimido. 68
Ilustración 3-42: Acumuladores principales. 69
Ilustración 3-43: Tubería alimentación aire comprimido hacia Laminación. 69

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Productos principales fabricados. 6
Tabla 3-1: Condiciones estandarizadas más utilizadas en gases. 14
Tabla 3-2: Unidades de medida según S. Imperial e Internacional para Aire Comprimido. .. 14
Tabla 3-3: Clases de calidad de aire según norma ISO 8573-1. 15
Tabla 3-4: Aplicaciones y calidad de aire requerido. 15
Tabla 3-5: Depósitos principales de acumulación. 25
Tabla 3-6: Equipos en sala de compresores. 26
Tabla 3-7: Demanda de Aire Comprimido en planta Colina. 26
Tabla 3-8: Demanda Teórica total de Aire Comprimido planta Colina. 27
Tabla 3-9: Demanda actual Aire Comprimido según Área, planta Colina. 27
Tabla 3-10: Descarga de aire comprimido al salir por un orificio, en [SCFM]. 28
Tabla 3-11: Resultados estimación pérdidas planta Colina. 30
Tabla 3-12: Número de Nusselt para convección natural de placa plana vertical. 35
Tabla 3-13: Principales características de la válvula reductora P20DS. 41
Tabla 3-14: Comparativa técnica entre compresor ML250-2s y RS250-ne. 49
Tabla 3-15: Consumo total Compresor 6 año 2021. 51
Tabla 3-16: Energía por descarga en compresores 1/2/3/4/5 para el año 2021. 53
Tabla 3-17: Flujo de caja inversión nuevo compresor RS250-ne. 53
Tabla 3-18: Flujo de caja inversión Overhaul más incorporación de VDF a compresor ML250-2S. 55
Tabla 3-19: Horas Operación Compresores 2021. 56
Tabla 3-20: Comportamiento compresores 5 y 6 en periodo 11/10/2021 al 14/11/2021. 58
Tabla 3-21: Flujo de caja inversión recuperación de calor en compresores. 62
Tabla 3-22: Comparación técnica entre compresores 1/2/4 antiguos por nueva generación. . 70
Tabla 3-23: Comparación técnica compresores 3/5 antiguos por nueva generación. 71
Tabla 3-24: Energía anual ahorrada al renovar cada compresor en términos de eficiencia. ... 71
Tabla 3-25: Resultados evaluación económica para renovación de compresores, proyectado a 10 años. 72
Tabla 3-26: Ahorro estimado al reemplazar compresor 1 y 2 modelo EP200 por un solo compresor RS250-ie. 72
Tabla 3-27: Flujo de caja inversión para sustitución de compresor 1 y 2 por un solo compresor RS250-ie. 72

1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas de aire comprimido se encuentran en gran parte de las industrias en todo el mundo, teniendo un papel relevante en industrias como la aeroespacial, agricultura, construcción, energía, alimenticia, minería, farmacéutica, textiles, transporte, entre otras. Su razón de ser es que es un tipo de energía (neumática) que puede ser controlada fácilmente (a diferencia de la eléctrica) ya que permite accionar herramientas, dispositivos y válvulas ya que es segura, confiable, relativamente rápida y sencilla de utilizar. Un ejemplo clásico es el cilindro neumático, que comprende un movimiento en línea recta de un vástago (energía mecánica), el cual es permitido fácilmente con el uso del aire comprimido, a diferencia de la energía eléctrica, que dificulta demasiado el hecho de obtener este movimiento.

Sin embargo, el proceso de transformación de la energía, que comienza desde la inyección de energía eléctrica a un motor eléctrico, que impulsa una unidad compresora (energía mecánica) para elevar la presión del aire (energía neumática) para luego ser transportada por tuberías, hasta llegar a un dispositivo neumático y ser convertida finalmente en energía mecánica, implica una derroche importante de energía.. Por lo que, se concluye que es un proceso de por sí ineficiente [13].

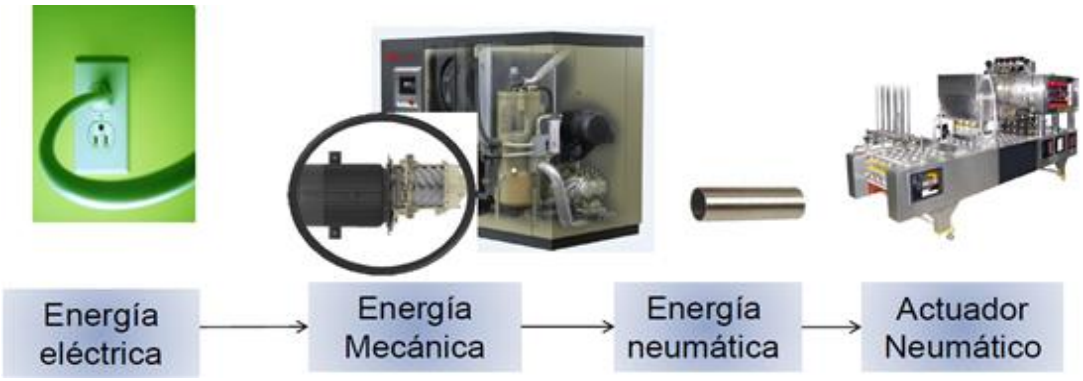


Ilustración 1-1: Transformación de la energía en un sistema neumático.

Al ser el aire un fluido compresible, en el proceso de elevar la presión, también se eleva la temperatura, esto es indeseado en las aplicaciones neumáticas, por lo que el aire se debe enfriar. Según fabricantes de unidades compresoras, se estima que cada 100[HP] de potencia suministrada al motor, 80[HP] se desechan por calor de la compresión, 11[HP] por otras pérdidas asociadas a la compresión, quedando así apenas 9[HP] de potencia útil en el aire comprimido en la salida de la unidad, es decir, solo un 9% de la energía de entrada es convertida en neumática. Sumado a esto, se estima que en el costo del ciclo de vida de los compresores, un 12% es el costo del equipo, 12% es costo por mantenimiento, 4% por montaje y un 72% en energía [13].

1.1. Motivación

Debido a que la generación de aire comprimido es un proceso bastante ineficiente en términos energéticos y que la mayoría del costo en el ciclo de vida del compresor es la

energía, es que se busca optimizar el uso del recurso energético en estos sistemas, disminuyendo en lo posible las pérdidas y el consumo energético.

De acuerdo con el proveedor Ingersoll Rand, en base a la experiencia con análisis de sistemas de aire comprimido existentes, se puede garantizar un incremento de hasta un 50% en la eficiencia del sistema de aire comprimido, con mejoras en[13]:

- **Diseño del sistema**: Aporte del 15-20%.
- **Equipo**: Aporte del 15-20%.
- **Operación y Mantenimiento**: Aporte del 20-30%.

Y la proyección en cuanto a costos para un periodo de 5 años en sistemas de aire comprimido se estima en porcentaje según:

- **Energía:** 80%
- **Adquisición:** 10%
- **Mantenimiento:** 7%
- **Instalación:** 3%

En la planta actualmente existe una capacidad nominal instalada de 12.681[Nm^3/h] generados por un total de 6 compresores, y la demanda teórica de la planta no supera los 6.390[Nm^3/h], que en porcentaje corresponde al 50,39% de la capacidad nominal. El problema surge cuando a partir de inspecciones se comenzó a alertar que se suelen encontrar 5 a 6 compresores encendidos al momento de la planta en plena producción, y particularmente, en los períodos de detención de la planta se observan entre 2 a 3 compresores encendidos. Esto refleja síntomas de que probablemente existe una operación inadecuada en el sistema de aire comprimido y presencia de fugas en la red de distribución del aire.

1.2. Objetivos

1.2.1. General

Desarrollar y proponer medidas de eficiencia energética para la optimización del sistema de aire comprimido en planta.

1.2.2. Específicos

- Establecer el estado del arte de los sistemas de aire comprimido utilizados en la industria.
- Evaluar el estado actual del sistema de generación de aire comprimido en la planta.
- Realizar un levantamiento de ineficiencias en la generación y uso del aire comprimido.
- Estudiar medidas de eficiencia energéticas empleadas en otras industrias.
- Evaluar y desarrollar las medidas aplicables a la planta en cuestión.
- Proponer planes de acción para llevar a cabo estas medidas evaluadas.

2. ANTECEDENTES

2.1. Descripción de la empresa

La compañía, desde 1953 ha sido la principal empresa que manufactura productos de acero a partir del reciclaje de chatarra ferrosa. Sus instalaciones cuentan en total con una capacidad instalada para generar 520.000[Ton] de acero al año, el cual proviene de distintos proveedores, como desarmadurías, puntos de recolección, industrias, entre otros. Dentro de los clientes de la compañía se encuentran constructoras, industria metalmecánica y mineras. Sus instalaciones principales son la planta de Colina y la planta de Renca.

Ilustración 2-1: Ubicación geográfica de las 2 plantas principales de la compañía.

Esta compañía basada en su modelo de negocio circular, ha sido un actor relevante en promover la construcción sustentable en Chile, encontrándose sus productos en gran parte de edificios certificados LEED (Leadership in Energy and Environmental Design o Liderazgo en Energía y Diseño Ambiental), construcciones de parques eólicos, entre otras grandes obras en Chile.

Siguiendo esta lógica de reciclaje, queda reflejado que es una empresa comprometida con el medioambiente, que fomenta la recolección y reutilización de la chatarra, reconociendo esto en su cadena de valor, aportando al desarrollo y crecimiento del reciclaje. El gran inconveniente de la organización es que se consumen altos niveles de energía, de hecho, es uno de los principales consumidores de energía eléctrica y gas natural en la región metropolitana de Santiago, por lo que, reducir su consumo energético impactaría notablemente en el ahorro de costos por energía y en el uso eficiente del recurso energético.

Es por esto que, en el año 2019 como empresa definieron una estrategia en la cual buscan disminuir en un 5% su consumo en un periodo de 5 años, todo esto en dirección al cumplimiento de la nueva ley 21.305 de eficiencia energética en Chile [1].

2.2. Proceso productivo

Todo comienza con la compra, recepción y almacenaje de chatarra, que debe ser revisada para que no posea componentes que afecten la calidad del acero y que sus dimensiones permitan ser procesadas por el horno eléctrico.

Para que la chatarra cuente con el tamaño adecuado, se introduce a una gran prensa que la fragmenta y a la vez permite ir separando los materiales ferrosos de los no ferrosos.

Para lograr el acero en estado líquido se utiliza un horno de arco eléctrico, al cual se le introduce la chatarra mediante una cesta (a veces pre-calentada) que voltea el contenido dentro del horno, junto con agentes reactivos y escoriantes, principalmente cal. Una vez introducida la chatarra, se bajan los electrodos adecuadamente para generar un arco eléctrico entre la punta de estos y la carga metálica, logrando así dar inicio a la fusión por la parte superior del metal. Inicialmente, en este proceso se utilizan voltajes bajos para proteger las paredes que confinan el horno, aumentando progresivamente una vez los electrodos alcanzan la fusión en el fondo del horno y los arcos se encuentran protegidos por la chatarra.

Una forma usada para acelerar este proceso consiste en la inyección de oxígeno y gas a través de la boquilla de inyección ubicada en las paredes laterales del horno. Gracias a este proceso, se logran remover las impurezas del metal líquido, ya que se forma escoria que termina flotando en la parte superior del acero líquido. Una vez realizado el primer proceso de fusión, se repite el proceso de cargar el horno y fundir la chatarra agregada, todo esto con la finalidad de completar la capacidad nominal del horno.

Para pasar al siguiente proceso, se debe realizar antes la primera muestra de la composición química del acero, para corroborar si se ha logrado la composición y temperatura requerida, par así extraer el acero líquido. Para ello se procede a inclinar el horno, vertiendo su contenido en una cuchara precalentada, conocida como cuchara de colada, donde se termina de ajustar la composición y temperatura del acero. Cabe mencionar que para algunos aceros especiales, la escoria se vierte en la cuchara y se vuelven a procesar en el horno, con la finalidad de recuperar elementos importantes de la aleación.

Una vez completada la carga nominal con chatarra fundida en el horno, se ha logrado obtener un promedio de 60[Ton] de acero líquido, a unos 1.600[°C]. Considerando para este proceso, un total de 45 minutos en promedio, desde que se introducen los electrodos hasta instantes antes de voltear el horno para la colada.

Al momento de que se obtuvo la calidad deseada del acero fundido, la cuchara con el acero líquido es transportada hacia la etapa de la colada continua, en la cual se da comienzo al proceso de cambio de estado a sólido, vaciando para ello todo el acero líquido en una artesa o distribuidor, que alimenta 3 moldes en formas de lingote, conocidas como lingoteras metálicas, que son refrigeradas con agua. El acero líquido entra por la parte superior y sale por la parte inferior continuamente.

A medida que el acero pasa por los moldes de lingote, este se va solidificando, generando así barras de un sección 130x130[mm] y de 12[m] de largo, dando forma a las denominadas palanquillas.

Una vez obtenidas las palanquillas, se llevan al proceso de oxicorte, el cual le da el largo adecuado.

En el proceso de colada continua, se debe considerar que las palanquillas van perdiendo temperatura a medida que van saliendo, por lo que se deben recalentar en un horno horizontal a una temperatura homogénea de 1.200[°C], facilitando así su deformación en el siguiente proceso de laminación.

En el proceso de laminación, la sección transversal de las palanquillas se va reduciendo paulatinamente, hasta lograr la forma del producto final requerido. El diagrama de procesos descrito anteriormente, se presenta a continuación.

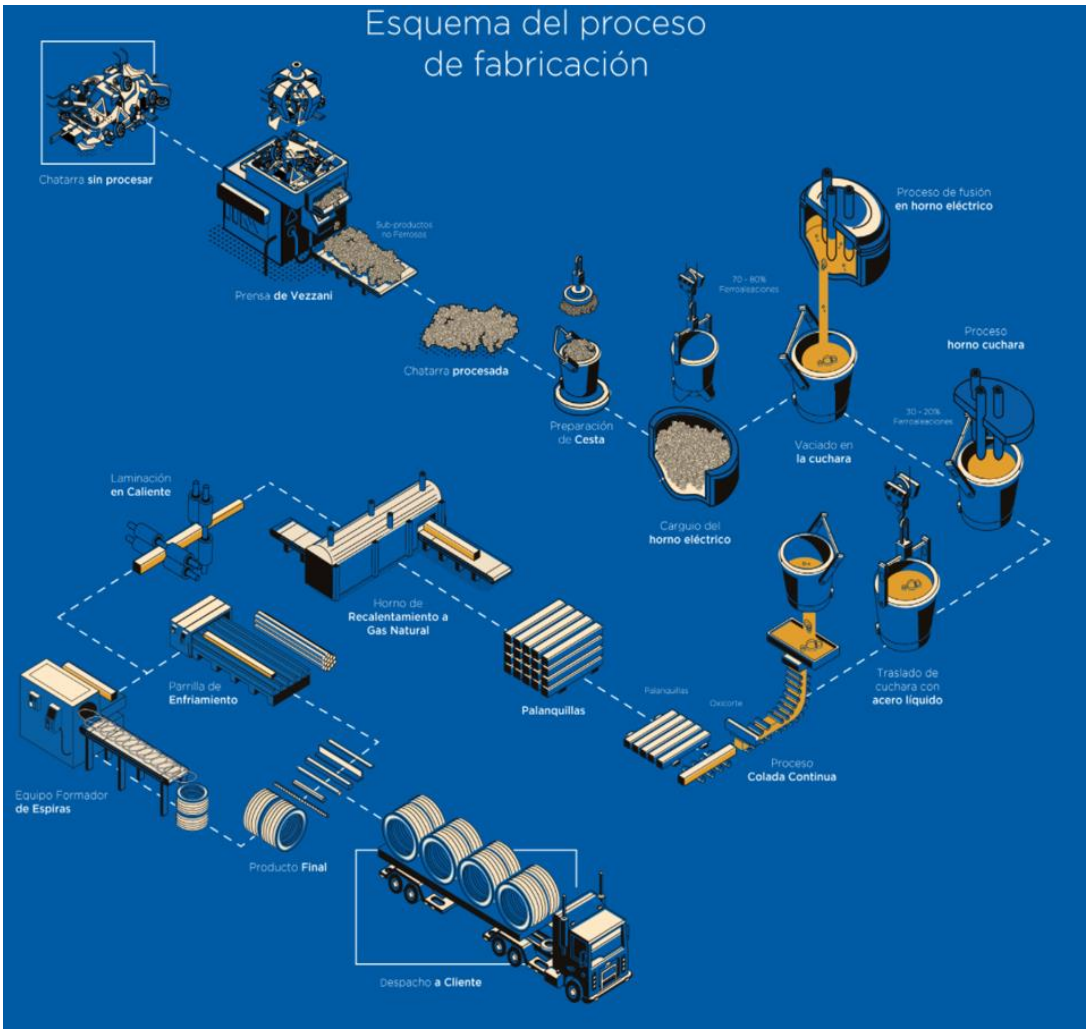


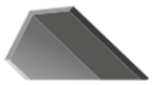
Ilustración 2-2: Diagrama de procesos de la compañía.

Además, en el Anexo 1 se adjunta el Layout de la planta.

2.3. Productos principales

Los principales productos nacen como resultado del proceso productivo anteriormente mencionado, los cuales consisten básicamente en barras de refuerzo para hormigón armado, perfiles de diferentes secciones, pernos y alambres de sección. Estos se resumen a continuación:

Tabla 2-1: Productos principales fabricados.

ILUSTRACIÓN	PRODUCTO	DESCRIPCIÓN	APLICACIÓN
	Perfiles	Barras laminadas en caliente de diferentes secciones o geometrías. Entre ellos podemos encontrar perfiles estructurales como ángulos, barras redondas lisas y planas, además de perfiles no estructurales como perfiles estrella, barras cuadradas y hexagonales.	Fabricación de estructuras industriales para minería, bodegaje, torres de alta tensión. También se aplica a elementos como barandillas de seguridad, rejas y sistemas de fortificación perimetral y piezas de ferretería eléctrica.
	Barras de refuerzo	Este es un subconjunto del producto barras de refuerzo, con una propiedad adicional, la soldabilidad garantizada.	Elementos estructurales de hormigón armado que requieren industrialización, como marcos reticulados para túneles de minería, viales y metro, pilotes para obras civiles, además de estructuras prearmadas para distintas obras.
	Barras de refuerzo para hormigón armado	Barras laminadas en caliente. Se utilizan como refuerzo para estructuras de hormigón armado.	Elementos estructurales de hormigón armado en proyectos como edificaciones en altura, hospitales, parques eólicos, represas, obras viales y pavimentos de aeropuertos.
	Alambrón	Producto de acero laminado en caliente de sección circular, suministrado en formato de rollos. Se utiliza como materia prima para la fabricación de productos electrosoldados.	Fabricación de trefilados y grafilados, tales como clavos, mallas electrosoldadas o tejidas, cadenas y pilares electrosoldados y trefilación de alambres.
	Pernos SAFEROCK	Barras laminadas en caliente, con resaltes inclinados respecto de su eje longitudinal, el cual sirve para recibir una tuerca que permite generar el reforzamiento de macizos rocosos, entre otros.	Fortificación y reforzamiento de túneles y taludes.

2.4. Sostenibilidad

El concepto de sostenibilidad se entiende en términos simples como el cuidado del uso de los recursos en el presente, sin comprometer a las generaciones futuras.

Esta compañía es una empresa que ha basado su actividad en un modelo de economía circular, ya que recicla chatarra ferrosa para convertirla nuevamente en acero, lo que los convierte en productores de acero sostenible. Hasta el año 2020, ha reciclado más de 7,5 millones de toneladas de chatarra [1]. Bajo el eslogan "*acero siempre vuelve a acero*" se entiende como la capacidad que tiene el acero de ser reciclado infinitamente sin perder sus propiedades, por lo que es ideal para generar el modelo de economía circular. Hoy en día, la industria siderúrgica se está enfocando sólidamente en la gestión de las 4R (Reducir, Reusar,

Remanufacturar y Reciclar) como base de esta economía circular. En el caso de la compañía, lo describen como:

- **Reducir: "***Implica disminuir la cantidad de material, energía y otros recursos utilizados para producir acero."*
- **Reusar:** *"Corresponde a reutilizar un objeto o material, ya sea para su propósito original o para un propósito similar, como la generación de coproductos de acero.*
- **Remanufacturar:** *"Es el proceso de restauración de productos de acero para una nueva condición."*
- **Reciclar:** *"Es fundir productos de acero (chatarra) para producir nuevos productos de acero, en el caso de esta compañía para el mercado de la construcción, industria metalmecánica y minería."*

Un caso de aplicación del modelo circular en la producción de acero es en la industria minera, al transformar sus excedentes metálicos, tales como bolas de molienda, estructuras metálicas, maquinarias, tolvas, entre otros, en acero nuevo que retorna a la misma industria. Tal es el caso del perno SAFEROCK utilizado en la fortificación y reforzamiento de rocas, suelos y taludes. De forma similar ocurre con las barras de refuerzo para hormigón, que se utilizan para sus obras civiles.

Otro caso de aplicación y de gran particularidad, es el reciclaje de armas. Desde hace 15 años se ha puesto a disposición sus instalaciones para que diversas autoridades de Gobierno y Fuerzas Armadas puedan dar un buen fin a las armas incautadas a delincuentes o entregadas de forma voluntaria, fundiéndolas en el horno eléctrico de la planta Colina y transformándose así en nuevos productos, destinados a importantes obras de construcción, tales como hospitales, carreteras y aeropuertos. Esta actividad se lleva a cabo cada año en la compañía, en el año 2020 se realizó el 17 de Diciembre, presidida por el Ministro del Interior, en el cual se recibieron más de 18.000 armas [1].

El proceso productivo de la compañía genera valor económico, ambiental y social en un entorno dinámico y competitivo. Se ha caracterizado por incorporar atributos de sostenibilidad ambiental a sus productos, entre ellos son la huella hídrica evaluada para generar estrategias futuras, un ciclo de vida analizado desde la perspectiva de sus impactos ambientales para entregar esta información a sus clientes a través de un eco-etiquetado, un consumo de energía eficiente y con miras de incluir energías renovables no convencionales.

La empresa dispone de una estrategia de sostenibilidad que abarca todos los ámbitos de su gestión y cadena de valor. Tras analizar las mejores prácticas a nivel global, las referencias de la World Steel Association (WSA) y la trayectoria y experiencia de la empresa, se establecieron 4 ejes que definen el quehacer de de la compañía y le dan un nuevo significado al concepto de acero sostenible.

- ***Gobernanza y crecimiento responsable:*** *"Tomamos decisiones transparentes, con ética y solidez valórica de cara a nuestros grupos de interés. Promovemos un modelo de crecimiento económico que incorpora las dimensiones ambiental y social en nuestras decisiones."*

- ***Planeta que respetamos:*** *"Somos conscientes de la necesidad de proteger los recursos que provee el planeta, llevando a cabo operaciones de bajo impacto a lo largo del ciclo de vida de nuestros productos."*
- ***Sociedad a la que contribuimos:*** *"Realizamos acciones que promueven la generación de valor social en el ámbito del negocio."*
- ***Personas que cuidamos:*** *"Las personas son el centro de las decisiones del negocio. Promovemos su desarrollo integral y una buena calidad de vida."*

En el año 2015, la Organización de las Naciones Unidas (ONU) impulsó una iniciativa para dar continuidad a la agenda de desarrollo tras los Objetivos de Desarrollo del Milenio (ODM), la cual consiste en una agenda de 17 Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) y 169 metas, que consideran nuevas esferas como el cambio climático, la desigualdad económica, la innovación, el consumo sostenible, la paz y la justicia, entre otras prioridades [5].

En ese sentido, esta organización se encuentra alineada con los ODS, siendo desde sus orígenes considerados en su gestión empresarial. La organización comprende que la sociedad tiene desafíos fundamentales que darán paso a una vida de calidad para las personas, a mediano y largo plazo, entre ellos la erradicación de la pobreza, la lucha contra el Cambio Climático, el acceso a un trabajo digno, etc. En el año 2020 estos ODS han sido incorporados como directrices en la estrategia de sostenibilidad de la compañía, enfocándose en 10 objetivos fundamentales, que desde los cuales se contribuye indirectamente con el cumplimiento de los otro 7 objetivos restantes.

Ilustración 2-3: 10 ODS fundamentales en directrices de estrategia de sostenibilidad de la compañía.

2.5. Consumo energético general

Según el Reporte de Sostenibilidad del año 2020, se registró un consumo de energía directo equivalente a 463.000[MWh], siendo un 51,4% energía intermedia, correspondiente a electricidad obtenida desde el Sistema Eléctrico Nacional (SEN), y el 48,6% restante de la energía es primaria, proveniente de combustibles e insumos metálicos, estos últimos corresponden a energía obtenida de la reacción química de la Chatarra, Coque y Arrabio con Oxígeno [1].

Ilustración 2-4: Consumo directo de energía en periodo 2019-2020.

Comparando el consumo directo entre el año 2019 y 2020, en este último fue de un 12% menor, debido a la disminución que se produjo en la producción de acero como repercusión de la pandemia provocada por el COVID-19.

En el año 2020, siguiendo con las directrices de la estrategia para mejorar el desempeño energético, la empresa se certificó bajo la norma ISO 50.001, implementando su Sistema de Gestión Energética (SGE). Desde este mismo año, y como parte de su gestión energética, se evalúa el indicador de Intensidad Energética sobre una línea de base anual, la cual para el año reportado fue de 1.366[kWh/Ton acero].

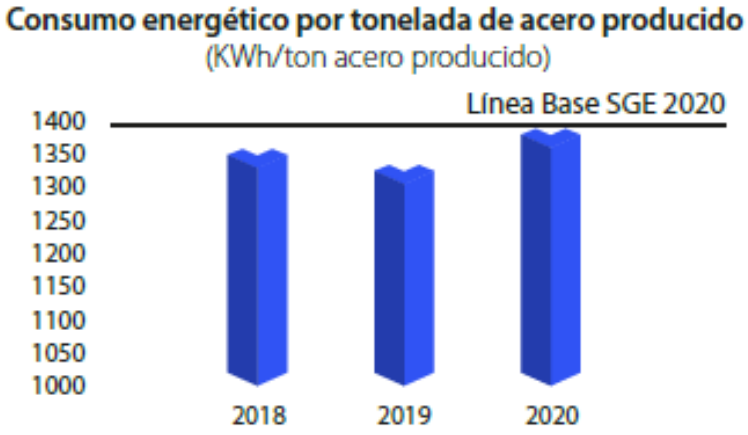


Ilustración 2-5: Intensidad Energética en periodo 2018-2019-2020.

El resumen de los consumos energéticos según el origen de la energía se ilustra a continuación, para lo que fue el año 2020.

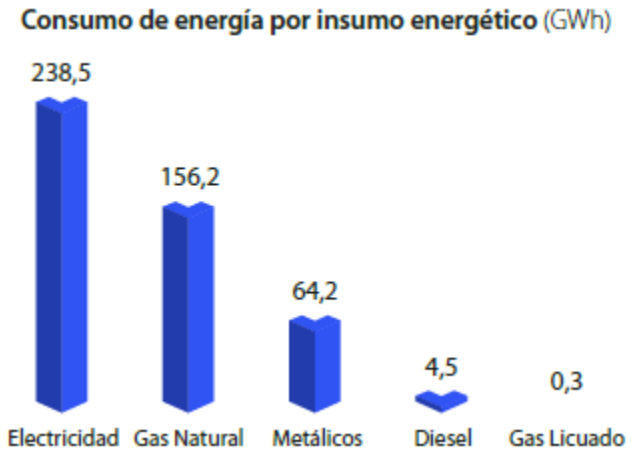


Ilustración 2-6: Consumo de energía por insumo energético en 2020.

2.6. Emisiones de GEI y Huella de Carbono

La compañía comenzó hace once años a medir su huella de carbono de manera consecutiva, bajo la responsabilidad de disminuir su impacto en temas de cambio climático y articular las acciones necesarias para cumplir con esta reducción de emisiones a mediano plazo y lograr a futuro la carbono neutralidad para el año 2050. A partir del año 2020, la búsqueda de la carbono neutralidad es considerada una acción estratégica de la compañía, con metas claras al 2030 que van en paralelo con la estratégia energética.

Las emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GEI) se clasifican en 3 alcances, que diferencian entre emisiones directas e indirectas, tal como se describe a continuación [4]:

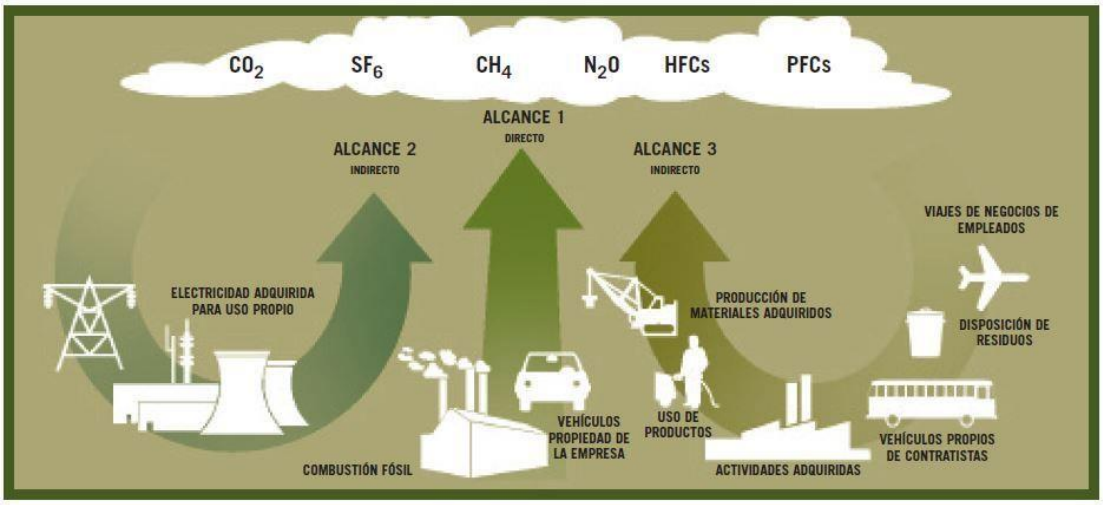


Ilustración 2-7: Tipos de emisiones por alcance.

- **Alcance 1: Emisiones directas de GEI.** Aquellas que provienen de fuentes que son propiedad o están controladas por la organización y que producen in situ por la propia actividad de la organización.
- **Alcance 2: Emisiones indirectas de GEI.** Incluye las emisiones procedentes de la generación de electricidad, vapor o calor adquiridos y consumidos por la organización, pero que ocurren físicamente fuera del perímetro de su actividad.
- **Alcance 3: Otras Emisiones indirectas de GEI.** Incluye el resto de las emisiones directas, consecuentes de las actividades de la organización pero que proceden de fuentes que no son propiedad o no están controladas por la organización.

En base a esto, se registró para los últimos tres años sus emisiones de GEI en toneladas de CO_2 equivalentes por año, según los tres alcances mencionados.

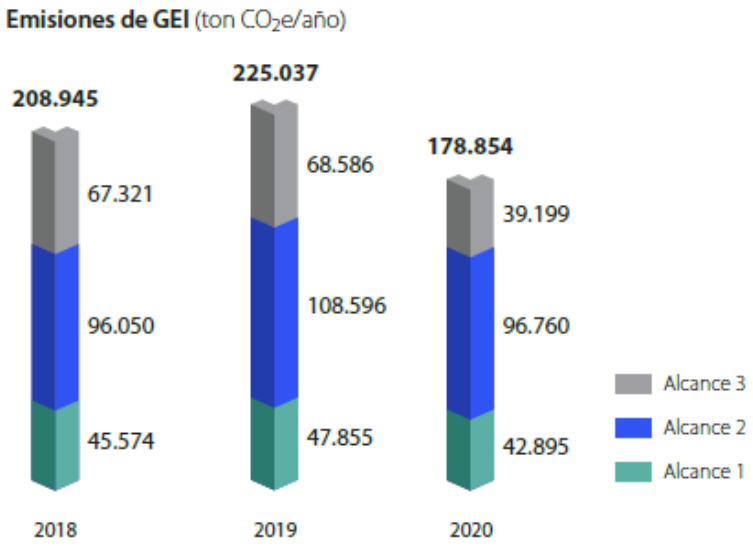


Ilustración 2-8: Emisiones de GEI en periodo 2018-2019-2020.

Estos cálculos son basados en la metodología GHG Protocol, según el estándar de la WSA.

Para el año 2020 se registraron 178.854 toneladas de CO_2 equivalentes, lo que equivale a un 20,5% menos que en 2019, logro atribuido a la menor producción de acero y a los primeros resultados de la gestión energética. En los 3 años se observó que las mayores emisiones corresponden al Alcance 2. La reducción más relevante del 2020 respecto del 2019 se dio en el alcance 3, con un 42,8% menos de emisiones GEI, producto de los efectos de la pandemia, ya que el flujo de chatarra hacia la Planta Colina fue menor, volumen que en todos los casos fue cubierto con el stock de años anteriores [1].

En consecuencia de la medición de emisiones, se ha calculado la intensidad de las emisiones de GEI, para ello se dividen las toneladas de CO_2 equivalentes entre las toneladas de acero producido en el año.

Ilustración 2-9: Intensidad de Emisiones de GEI en periodo 2018-2019-2020.

A partir de este indicador de intensidad es que queda reflejado el compromiso de la organización con la reducción de emisiones de GEI, ya que, conforme concurren los años, la cantidad de emisiones son menores para producir la misma unidad de acero.

2.7. Norma ISO 50.001

Esta normativa internacional, conocida también como "*Sistemas de Gestión de la Energía: Requerimientos y Guía para su uso"*, consiste en el estándar internacional para levantar un sistema que administre los activos energéticos de una organización. Según la norma, el Sistema de Gestión de la Energía (SGE) es "*un conjunto de elementos interrelacionados que interactúan para establecer una política energética y sus respectivos objetivos; así como los procedimientos y procesos necesarios para alcanzarlos"* [2].

Esta normativa busca implementar un sistema de gestión de la energía que se mantenga y se optimice constantemente su desempeño energético. Para ello, se utiliza el ciclo del mejoramiento continuo, el cual alude a Planificar, Hacer, Verificar y Actuar (PHVA).

- **Planificar:** Se definen estrategias, políticas, tareas y objetivos relacionados en materia de energía.
- **Hacer:** Como tal, alude a realizar lo planificado.
- **Verificar:** Controlar y evaluar lo que se ha hecho, en base a unidades de medida y magnitudes, con el fin de dar cuenta si se están logrando o no los resultados esperados.
- **Actuar:** Se toman decisiones en base a las etapas anteriores, rediseñando lo planificado inicialmente, según las necesidades de la organización.

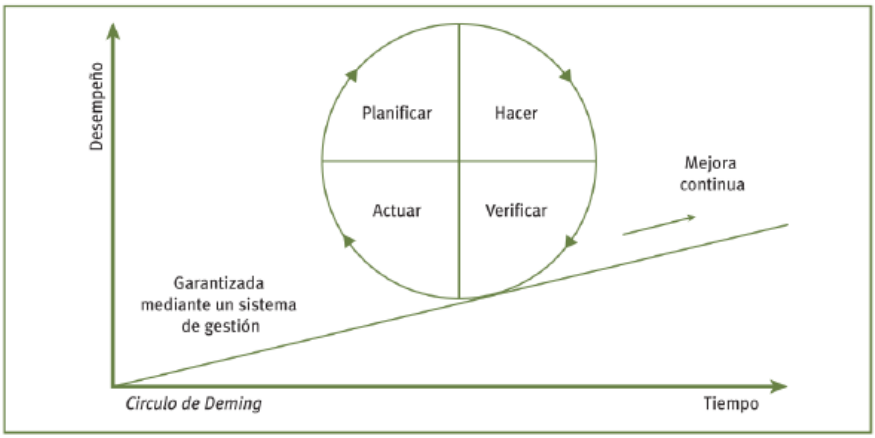


Ilustración 2-10: Ciclo PHVA de la mejora continua.

Se han establecido una serie de posibles beneficios directos e indirectos que son producto de implementar la ISO 50.001 en las empresas [3].

Beneficios Directos:

- Ahorro en costos energéticos.
- Priorización de las oportunidades de ahorro energético sin costo o de bajo costo que se pueden aplicar a las operaciones de todos los días.
- Menores emisiones de gases de efecto invernadero.
- Menor exposición a las variaciones en el precio de la energía.
- Menor huella de carbono.
- Mayor seguridad en el suministro gracias a la menor dependencia de los combustibles importados.
- Mayor conciencia energética por parte del personal y mayor participación en los procesos de mejora.
- Más conocimiento del uso y del consumo de la energía, y de las oportunidades de mejora.
- Procesos de toma de decisiones basados en la información.
- Menor incertidumbre gracias a una mejor comprensión del uso de la energía en el futuro.

Beneficios Indirectos:

- Publicidad positiva.
- Mejora de la imagen corporativa.
- Mejora de la eficiencia operacional.
- Mejora de las prácticas de mantenimiento.
- Mejora de la seguridad y la salud.

En 2020 la compañía culminó su proceso de certificación de SGE bajo la norma ISO 50.001.

3. DESARROLLO

En el aire comprimido se observó que hay potenciales oportunidades, partiendo por comparar la demanda de aire en la planta y la capacidad de generación en la sala de compresores, ya que prácticamente la generación nominal duplica a esta demanda. Además, estos compresores son comandados por un secuenciador que les indica cuándo operar, y justamente el encendido y apagado de estos en reiteradas ocasiones se ha evidenciado que no se justifica, dejando en claro que la operación no es la óptima. Un caso interesante es cuando toda la planta se encuentra con su producción detenida, que suelen encontrarse operando 2 compresores a toda carga y 1 modulando para mantener la presión en el sistema, lo que alerta que existe un porcentaje importante de fugas. A continuación, se desarrolla la idea en profundidad del análisis para el aire comprimido.

3.1. Unidades de Medida y Calidad del Aire

El aire al ser un fluido compresible, su volumen específico cambia junto con otras variables de estado, como su temperatura y presión, esto genera la necesidad de estandarizar para comparar dos cantidades en términos volumétricos de aire para distintos estados. Las dos condiciones más utilizadas son la estándar [s] para el sistema imperial y condiciones normales [N] para el sistema internacional (SI) [9].

Tabla 3-1: Condiciones estandarizadas más utilizadas en gases.

	Condición estándar [s]	**Condiciones normales [N]**
Presión	14,5[psia]	1,013[bar(a)]
Temperatura	68[°F]	0[°C]
Humedad relativa	0%	64%

Las unidades de medida más utilizadas en aire comprimido son:

Tabla 3-2: Unidades de medida según S. Imperial e Internacional para Aire Comprimido.

Parámetros	**Descripción**	**S. Imperial**	**S. Internacional**
Presión manométrica	Por sobre la atmosférica	psig	barg
Presión absoluta	Presión atmosférica más manométrica	psia	bar(a)
Flujo aire comprimido	Flujo volumétrico de aire	scfm*	Nm^3/min
Aire comprimido	Volumen	scf	Nm^3
Potencia eléctrica	Flujo de energía	kW	kW
Energía	Cantidad de trabajo	kWh	kWh
Eficiencia de suministro potencia	Aire producido por unidad de potencia	scfm/kWh	Nm^3/kW
Eficiencia de suministro de energía	Aire producido por unidad	scf/kWh	Nm^3/kWh
**scfm: standard cubic feet per minute*			

Ahora bien, las propiedades termodinámicas de cada estado del aire no es lo único importante, si no también la calidad en la que se encuentra, entiéndase esto como la cantidad de material particulado, impurezas y humedad presente en el aire. La norma ISO 8573-1: 2010 establece los siguientes niveles de calidad y sus respectivas aplicaciones [6]:

Tabla 3-3: Clases de calidad de aire según norma ISO 8573-1.

Clase de calidad del aire	Tamaño máx. De partículas [µm]	Densidad máxima de las partículas en [mmg/m^3]	Punto de máxima condensación bajo presión [°C]	Contenido de aceite residual en [mg/m^3]
1	0,1	0,1	-70	0,01
2	1	1	-40	0,1
3	5	5	-20	1
4	15	8	3	5
5	40	10	7	25
6	-	-	10	-
7	-	-	Sin definir	-

Tabla 3-4: Aplicaciones y calidad de aire requerido.

Aplicaciones	Cuerpos sólidos [µm]	Punto Condensación del agua [°C]	Contenido máximo de aciete [mg/m^3]	Clase recomendada
Minería	40	-	25	5
Lavandería	40	10	5	5
Máquinas sólidas	40	10	25	5
Máquinas herramientas	40	3	25	5
Cilindros hidráulicos	40	3	25	5
Válvulas neumáticas	40-50	3	25	5
Máquinas de embalaje	40	3	1	3
Reguladores finos de presión	5	3	1	3
Aire de medición	1	3	1	3
Aire en almacén	1	-20	1	3
Aire para pintura	1	3	0,1	2
Técnica de detectores	1	-20	0,1	2
Aire puro para respirar	0	0	-	1

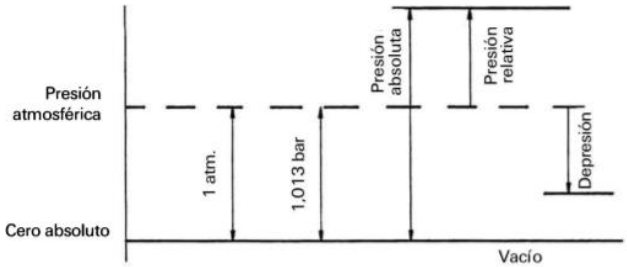


Ilustración 3-1: Presión absoluta y manométrica (relativa).

3.2. Descripción de un Sistema de Aire Comprimido

En plantas industriales, un sistema de generación de aire comprimido permite suministrar a los procesos y equipos que así lo requieren, aire a una cierta presión, caudal y calidad, permitiendo así llevar a cabo el proceso productivo adecuadamente.

En estos sistemas, el componente principal es el compresor, encargado de captar el aire de la atmósfera, elevar su presión e impulsarlo aguas abajo. Sin embargo, el aire al salir del compresor contiene impurezas, elevada temperatura (al ser compresible) agua y aceite, que lo hace inutilizable en los procesos, por lo que en el sistema de generación deben estar presentes otros elementos auxiliares que permitan procesar el aire y ser utilizado aguas abajo. Una vez obtenido el aire con las especificaciones requeridas, antes de ser suministrada a los consumidores, es almacenado en estanques de acumulación, que permiten absorber las fluctuaciones en la demanda, garantizar suministro y optimizar la operación en los compresores [8].

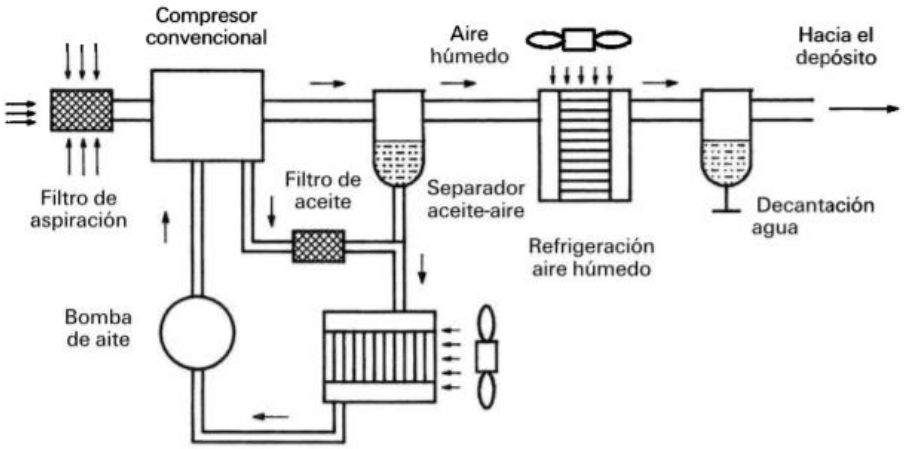


Ilustración 3-2: Elementos auxiliares del compresor.

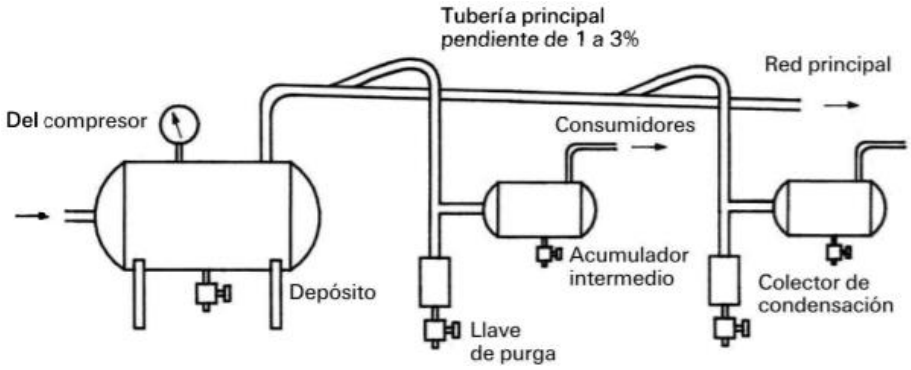


Ilustración 3-3: Depósito, acumuladores intermedios y colectores.

3.2.1. Compresores

Existen compresores portátiles de menor tamaño que pueden ser transportados directamente al consumidor y compresores fijos montados a fundación. En la mayoría de las instalaciones industriales, se utilizan compresores fijos, ya que permiten entregar mayores caudales y presión de trabajo, además de que son montados en salas acondicionadas y alejadas en lo posible, ya que generan altos niveles de ruido, se dispone de refrigeración por aire natural y para mantener un ambiente limpio [8].

El flujo volumétrico de aire producido por el compresor debe responder ante la demanda de aire, manteniendo la presión en un rango establecido. El presostato sensa la presión del sistema, alertando al compresor cuando ha bajado del límite inferior y ha sobrepasado el límite superior, encendiendo y apagando el compresor, respectivamente. Existen distintos tipos de controles en los compresores, entre ellos se encuentran [12]:

- **Arranque/Detención:** Este tipo de control es el más sencillo, consiste en prender o apagar el compresor, según la señal transmitida del presostato. No se recomienda utilizar en compresores que tienen ciclos continuos, ya que la vida útil empeora muy tempranamente, tampoco se recomiendan en compresores sobre los 30[HP], ya que, las corrientes de encendido son muy elevadas, y por ende, el consumo energético. Su ventaja es que no se desperdicia energía, ya que cuando no se usa no consume potencia.

- **Carga/Descarga:** En este control, la diferencia con el anterior método, es que el motor no se detiene, el compresor se despresuriza quedando en vacío. En carga el compresor entrega toda su capacidad en caudal y presión, en descarga queda en modo “Stand by” sin entregar caudal y consumiendo entre un 15 a 35% de la potencia de carga. Este modo es uno de lo más comunes en la industria, sin embargo, no es el más eficiente.

- **Modulación:** En este control se modula la salida del compresor, estrangulando en la entrada de aire hasta lograr la demanda requerida. De manera similar al método anterior, el motor no se apaga, sin embargo, la modulación es limitada y poco eficiente debido a las pérdidas asociadas en la estrangulación.

- **Auto-dual:** Este control alude al tipo Carga/Descarga, pero con un temporizador.

- **Desplazamiento Variable:** Se ajusta el volumen de aire que entra al compresor según el requerimiento, sin tener que apagar o entrar en ciclos carga/descarga. Esto se logra mediante el uso de válvulas integradas que se abren y cierran para igualar la capacidad del compresor con la demanda de aire. Como resultado, el volumen de la cámara de compresión se ajusta al consumo, evitando así el hecho de estrangular la válvula de entrada, como en el control por Modulación.

- **Velocidad Variable:** Este control ajusta el régimen de giro del motor, y por ende, la potencia suministrada, para así producir solo el aire comprimido justo que se requiere, adaptándose a la demanda. Este control es considerado de gran eficiencia energética.

A continuación se resumen en una gráfica los tipos de control típicos [13]:

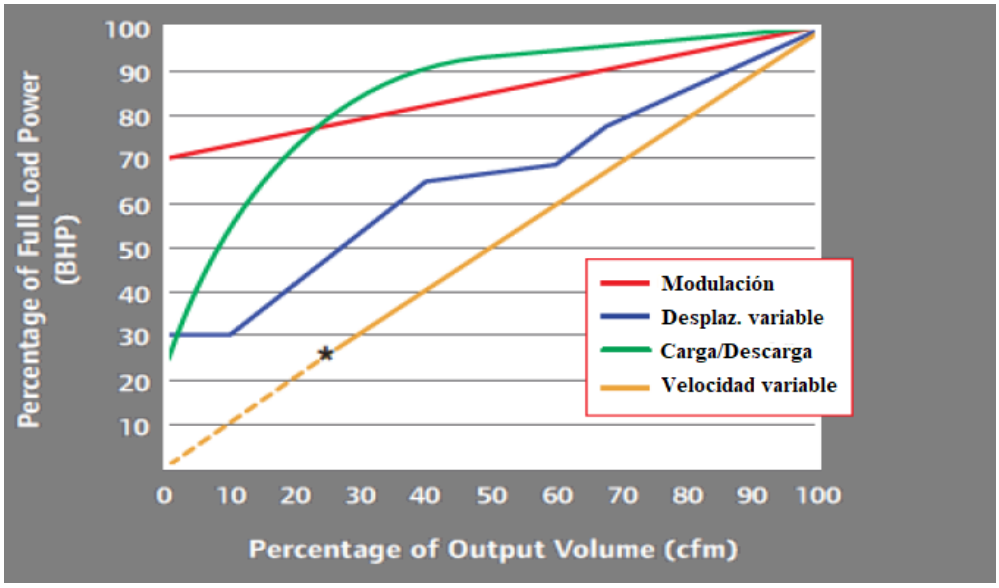


Ilustración 3-4: Porcentaje de potencia v/s porcentaje de carga en compresores según tipos de control.

3.2.1.1. Alternativos de Émbolo y de Membrana

Los compresores de émbolo son los más comunes en el mercado, básicamente porque existen en todos los tamaños posibles y tienen la capacidad de entregar un amplio rango de caudal, desde los más pequeños hasta por sobre los 500[Nm^3/min]. Con respecto a la presión de servicio, también se cuenta con un amplio rango, ya que se puede conseguir presiones desde 4 a 15 [barg]. Los más utilizados son de 1 y 2 etapas de compresión, siendo refrigerados por agua o aceite, su funcionamiento es similar a los motores de combustión interna, pero sin ningún tipo de explosión [8].

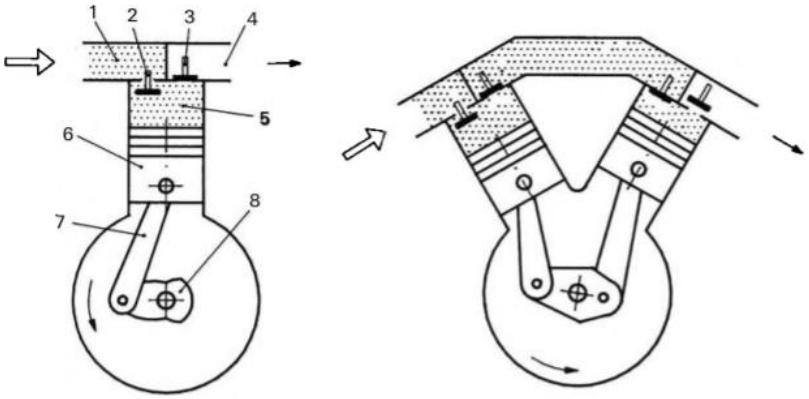


Ilustración 3-5: Compresor alternativo de émbolo 1 etapa (izquierda) y 2 etapas (derecha).

El movimiento rotatorio del motor transmitido por el eje es convertido a movimiento oscilante del pistón (6) gracias al sistema biela (7) manivela (8). Cuando el pistón desciende aspira el aire de la atmósfera que ingresa por el conducto (1) y es admitido por la apertura de la válvula de admisión (2), mientras que la válvula de escape (3) se mantiene cerrada. Al llegar el pistón al punto muerto inferior la válvula (2) se cierra, pasando a la compresión del aire en la cámara (5) cuando el pistón comienza a subir, todo esto con ambas válvulas cerradas. Cuando el aire se comprime hasta el máximo, la válvula (3) se abre y el aire es expulsado a través del conducto (4). En el caso de los compresores de 2 etapas, este proceso se repite en ambas, la primera es conocida como etapa de baja presión y la segunda de alta presión.

A continuación se ilustra el compresor de membrana.

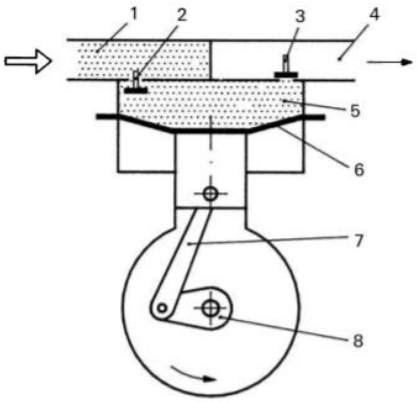


Ilustración 3-6: Compresor alternativo de membrana.

Los componentes descritos para el compresor de pistón son similares al compresor alternativo, la diferencia es que en este último, en vez de pistón se utiliza una membrana (6). Este compresor ofrece la ventaja de que el aire no se contamina con aceite de lubricación ya que no tiene contacto con las piezas mecánicas. Estos compresores se utilizan en industrias que exigen alta calidad del aire, como la alimenticia, farmacéuticas, entre otros.

3.2.1.2. Compresores Rotativos

En estas máquinas, el aire comprimido se obtiene mediante el giro de un rotor de diferentes geometrías, que logran aspirar aire de la atmósfera, elevarle la presión y posteriormente enviarlo al depósito o acumulador de la línea. Una ventaja destacable de estos compresores respecto de los alternativos es que son menos ruidosos y el flujo de aire es continuo, ya que en los compresores alternativos el flujo se produce en forma de pulsos.

En este informe se describen los compresores rotativos más ejemplares, entre ellos los de paletas, turbocompresores, de tornillo y los de uña [8].

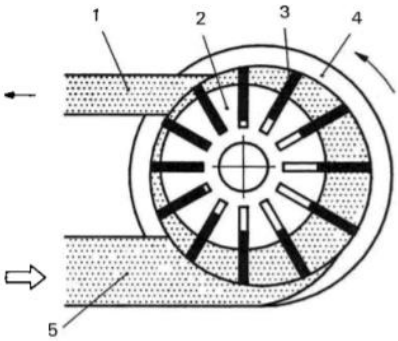


Ilustración 3-7: Compresor Rotativo de Paletas.

Los compresores de paletas ofrecen presiones de servicio de hasta unos 4[barg] para los de una etapa y unos 8[barg] para los de dos etapas. En la Ilustración 3-7 se observa el compresor de paletas de una etapa, que se componen de un rotor excéntrico (2) que se ubica al interior del cuerpo (4), que consta de una entrada para la admisión del aire atmosférico (5) y la tobera de salida del aire comprimido (1). En este rotor están montadas las paletas radiales deslizantes (3), que por efecto de la fuerza centrífuga, presionan constantemente las paredes del alojamiento, ocasionando así la estanqueidad. El aire se va comprimiendo a medida que el volúmen de las células de aire entre 2 paletas va disminuyendo, hasta llegar a la tobera de salida (1).

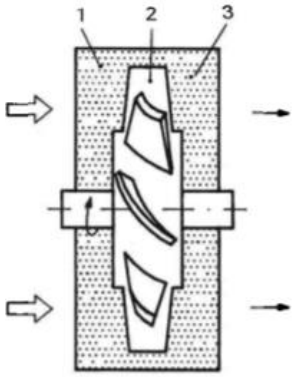


Ilustración 3-8: Turbocompresor axial.

Los turbocompresores están diseñados para producir aire comprimido a grandes caudales pero a baja presión, estos son muy poco utilizados en la neumática, justamente por la baja presión que pueden entregar. Estos compresores pueden ser de compresión axial y radial.

En la Ilustración 3-8 se observa un turbocompresor axial, el cual el aire ingresa y sale en la misma dirección del eje, a diferencia de los radiales que entra axial y sale radial el aire. Tal como se observa, el turbocompresor axial está compuesto por una turbina (2) de álabes inclinados que aspiran el aire por la cámara (1) y lo comprimen a baja presión en la cámara (3) hacia el ducto de salida.

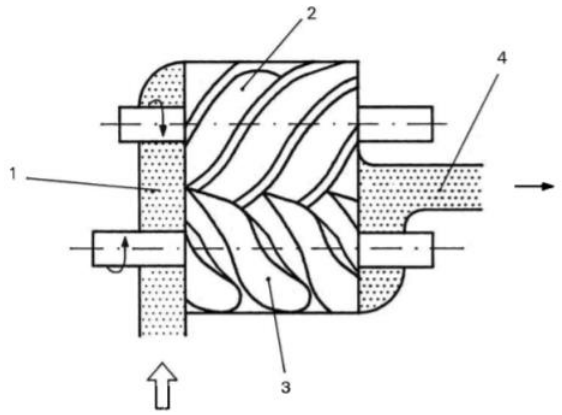


Ilustración 3-9: Compresor Rotativo de Tornillo.

Existen compresores de tornillo con lubricación y libres de ella, que dependiendo de la calidad requerida del aire es cada uno el más pertinente. En la Ilustración 3-9 se observa esquemáticamente un compresor de tornillo, donde el aire es aspirado por el conducto (1), que es comprimido al pasar por los dos tornillos giratorios helicoidales (2) y (3) de perfiles de diente cóncavo y convexo, siendo impulsado finalmente hacia la salida por el conducto (4). Estos compresores se comercializan generalmente junto a todo el resto de los componentes auxiliares del sistema de generación, en unidades compactas.

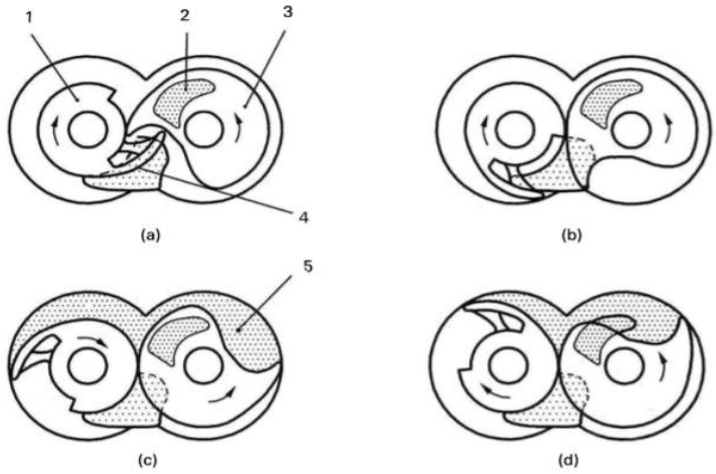


Ilustración 3-10: Compresor Rotativo de uña.

Similar a los compresores de tornillo, los compresores de uña comprenden en sus elementos de compresión geometrías complejas, que se logran gracias a tecnología avanzada de fabricación. En la Ilustración 3-10 se observa un compresor de uña, su principio de obtención de aire comprimido difiere bastante del resto de los compresores, estos constan de dos rotores (1) y (3) de perfil especial y sincronizados en la rotación.

En la posición (a) el aire es aspirado por la entrada (4) mientras que el mismo rotor (3) impide el paso del aire por la lumbrera de salida (2). En el caso (b) se observa la forma en que se eleva la presión, donde ya se cierran ambas lumbreras y se inicia la reducción de volumen generado por ambos rotores. En (c) se ilustra el momento en que culmina el proceso de compresión, con la lumbrera de escape (2) todavía cerrada y la (4), aspirando aire de la atmósfera. Finalmente, el ciclo culmina como se observa en (d) donde se procede a la apertura de la lumbrera de escape, impulsando el aire comprimido hacia la red.

3.2.2. Elementos Auxiliares del Compresor

En la Ilustración 3-2 se observan los elementos auxiliares típicamente de un compresor, los cuales permiten filtrar, enfriar y deshumidificar el aire, para así dar con el grado de calidad requerido y ofrecer correcto funcionamiento de los dispositivos neumáticos.

El aire atmosférico es succionado a través del filtro de aspiración, reteniendo en primera instancia impurezas que provienen de la atmósfera. Si bien existen compresores libres de aceite "*Oil free*", los compresores en el mercado por lo general son lubricados por aceite, lo que provoca que el aire se contamine con este lubricante, para ello se debe separar este aceite residual del aire, en los elementos llamados separadores y reintegrarse al circuito de lubricación. Este circuito de aceite tiene su propio filtrado (debido a partículas desprendidas por partes móviles) y enfriado del aceite, para luego ser bombeado y reintegrado como lubricante al compresor. Una vez el aire es separado de la cantidad suficiente de aceite requerido es pasado por un radiador, donde se extrae el calor generado en el aire producto de la compresión, para así finalmente ser deshumidificado en un decantador de humedad, que separa el agua que posee [8].

3.2.3. Depósitos y Acumuladores intermedios

En la Ilustración 3-3 se representa típicamente los depósitos y acumuladores intermedios en el sistema de distribución de aire comprimido. En esencia, técnicamente son lo mismo, pero se hace la diferencia al depósito como elemento principal de almacenaje de mayor tamaño, y acumuladores intermedios a los de menor tamaño que se encuentran aguas abajo.

El depósito de aire debe tener el tamaño suficiente para acumular gran cantidad de aire a presión, siendo capaz de mantener durante un cierto tiempo en marcha los equipos aguas abajo. Las funciones de estos depósitos son principalmente evitar los arranques frecuentes del motor del compresor y dar respaldo ante un fallo en el suministro eléctrico a los compresores, permitiendo dar una detención progresiva al proceso productivo, evitando así daños en los equipos. Por otra parte, las fluctuaciones de presión deben ser absorbidas por los depósitos y

acumuladores intermedios, tanto a nivel general de la planta como en cada consumidor en particular, respectivamente [8].

3.2.4. Red de Distribución

Se denomina así a todas las tuberías (*piping*) que transportan el aire comprimido desde el depósito hasta los dispositivos neumáticos que lo requieren. Desde el compresor se crea una red principal que se distribuye por toda la fábrica, esta conducción de mayor diámetro situada en la parte alta de la nave se toman las derivaciones secundarias que distribuyen el aire hasta los consumidores. A continuación se observa una red de distribución típicamente de aire comprimido [8].

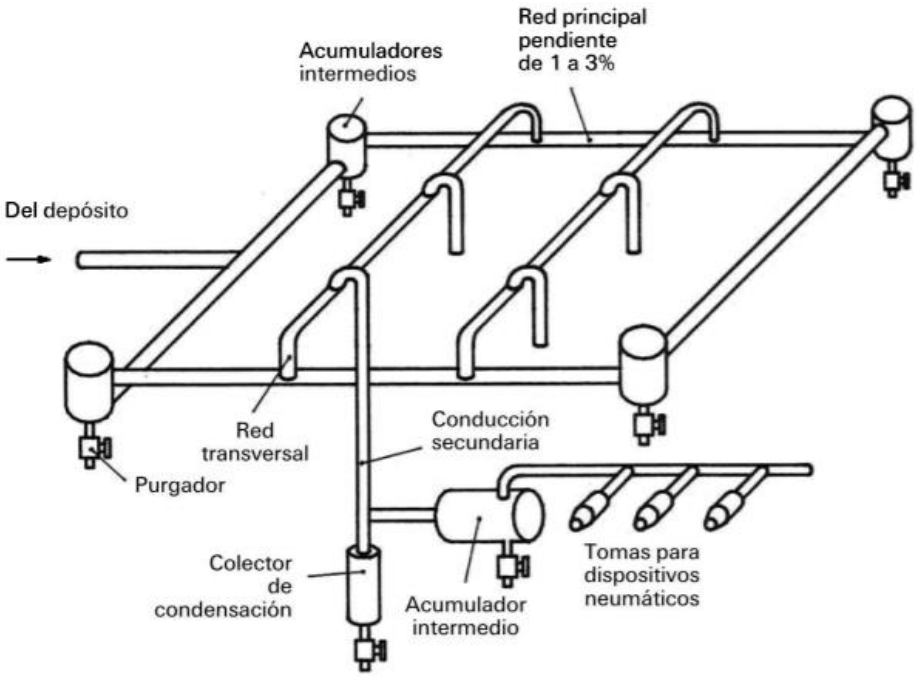


Ilustración 3-11: Red de distribución de aire.

El aire que proviene del depósito se reparte a través de la red principal hacia toda la planta, formando un anillo sobre, sobre el que se hacen comunicaciones transversales, de forma que el aire se distribuya uniformemente, tal como se observa en la Ilustración 3-11. Cabe mencionar que en la red principal se recomienda generar una pendiente del 1 al 3%, sumado a esto las conducciones secundarias deben tomar el aire por arriba de la red principal, todo esto es para que el agua que pueda haber en la red pueda fluir por la parte inferior al interior de la tubería y sea purgada, evitando así irse a los consumidores neumáticos.

Para definir la sección transversal (o diámetro) de la tubería es necesario saber el caudal circulante de aire, pérdidas admisibles, velocidades de flujo, presión de trabajo requerida por consumidores y longitud de tuberías. Este cálculo se torna difícil, ya que a futuro en las instalaciones la demanda puede aumentar, y por ende, se requieren de ampliaciones en la red

que pueden afectar todos los cálculos. La recomendación en redes de aire comprimido son una velocidad de aire entre 5 y 15[m/s] y una caída total de presión no superior al 5% en toda la red.

3.2.5. Tratamiento final del aire

En una instalación típica en la industria, tal como la que ha sido descrita, es prácticamente imposible llegar con la calidad de aire requerido de cada dispositivo neumático, ya que el aire al ser transportado por la red puede incorporar impurezas por oxidación en tuberías, restos de aceite, partículas metálicas, entre otros. Por lo que, se requiere pasar el aire por un tratamiento final que lo haga apto para el consumo. Para dar cumplimiento a esto, se utiliza el conjunto Filtro-Regulador-Lubricador (FRL), que son unidades de mantenimiento ubicadas justo antes del dispositivo neumático y permiten filtrar el aire, decantar su humedad, regular la presión y lubricar el aire mediante aceite limpio, finamente disperso en el gas [8].

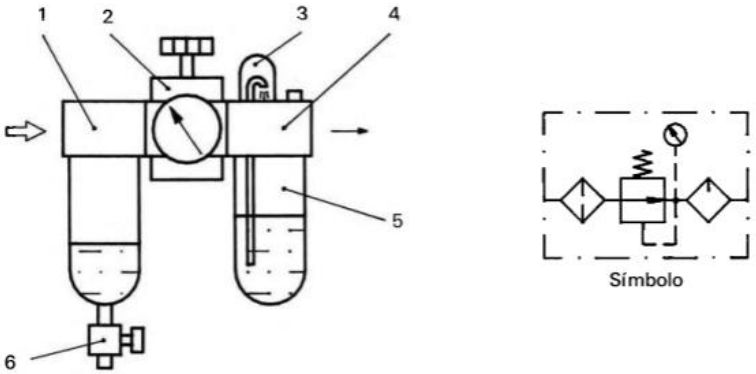


Ilustración 3-12: Conjunto FRL y su simbología.

El FRL está compuesto por el filtro (1) que libera el aire de impurezas y humedad, evacuándolas por el purgador (6). En el centro se monta el regulador de presión (2) que cumple la función de mantener una presión de trabajo constante a la salida, pero con la limitante de que es inferior a la presión de la red, y sobre este mismo se instala un manómetro para indicar el nivel de presión regulada. Luego se encuentra el elemento lubricador (4) que suministra aceite limpio al aire, finamente disperso. La cantidad de aceite puede ser regulada a voluntad y visible a través de la cúpula transparente (3), el aceite se encuentra en el depósito (5) transparente montado en la parte inferior.

3.3. Instalación Actual Sala Compresores

Actualmente en planta Colina se cuenta con un caudal nominal de generación de 12.681[Nm^3/h], generados por un total de 6 compresores de tornillo, 3 de una etapa (compresores 1/2/4) y 3 de dos etapas (compresores 3/5/6), cada uno accionado por un motor eléctrico. Adicionalmente, se encuentran en las instalaciones 4 secadores y 4 filtros, requeridos para cumplir con la calidad del aire adecuado. Todos estos equipos se encuentran bajo techo, ubicados en la sala de compresores, que se ilustra a continuación en la vista isométrica.

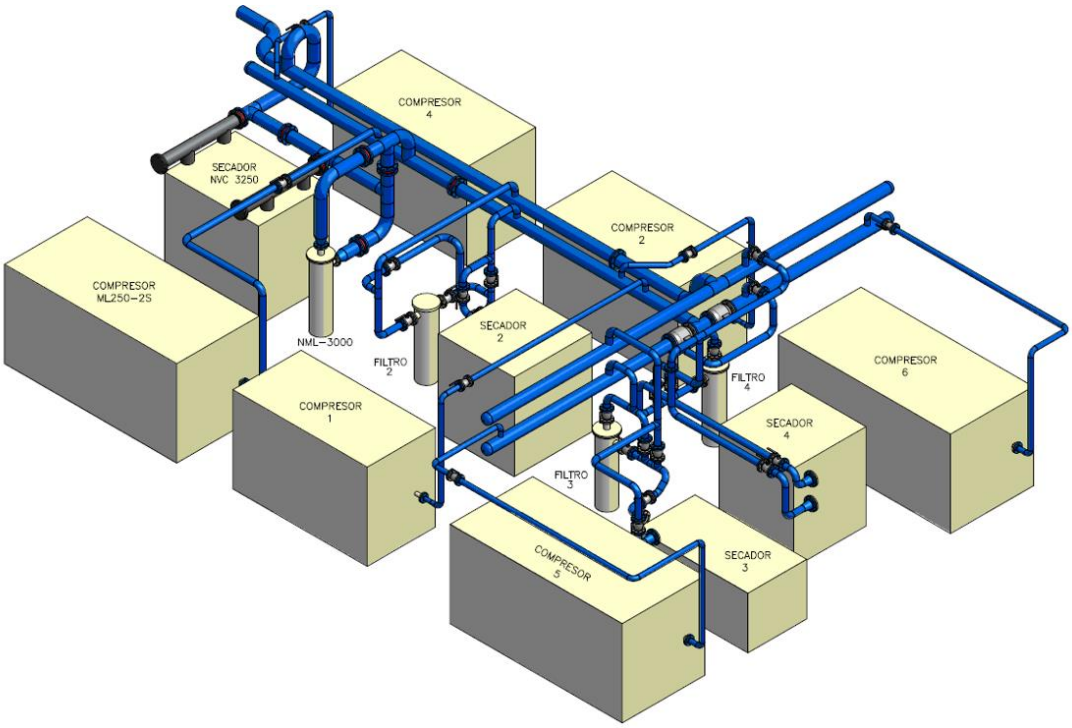


Ilustración 3-13: Isométrico Sala de Compresores.

El Layout de la sala de compresores se adjunta en el Anexo 2.1.

El manifold colector de todo el aire comprimido generado por los compresores, al salir de la sala, conecta con 2 depósitos, uno de 25[m^3] y otro de 10[m^3] de capacidad, que en su posterioridad dan paso a la alimentación de los consumos de la planta.

Tabla 3-5: Depósitos principales de acumulación.

	Depósito 1	**Depósito 2**
Volumen [L]	25.000	9.905
Presión de Trabajo [psi]	125	135
Norma	ASME Secc. VIII Div. 1	ASME Secc. VIII Div. 1
Suministra a:	Planta en general	Captador de Polvo

Como se menciona en la Tabla 3-5 que describe los acumuladores, el depósito 2 está destinado para suministrar aire comprimido al sistema captador de polvo, generado por la fundición de chatarra en el horno eléctrico al interior de la nave de acería, y el depósito 1 alimenta el total de los otros consumos en la planta.

La descripción técnica de los equipos presentes en la sala de compresores se describen en la siguiente tabla, todos proporcionados por el proveedor Ingersoll Rand:

Tabla 3-6: Equipos en sala de compresores.

	Descripción Equipo	**Potencia [kW]**	**Caudal [Nm^3/h]**	**Año Instalación**	**Horas Operación**
Compresor 1	EP200/50	167,5	1327	1998	102.970
Compresor 2	EP200/50	167,5	1327	1998	105.434
Compresor 3	ML250-2S	302,5	2900	2011	61.714
Compresor 4	EP200/50	167,5	1327	1998	100.635
Compresor 5	ML250-2S	302,5	2900	2004	*100.000
Compresor 6	ML250-2S	302,5	2900	2007	84.878
Secador 1	NVC 3250	18,3		2011	
Secador 2	TM 1900	12,4		1998	
Secador 3	R25V	13,2		2004	
Secador 4	Nirvana 3200	18,3		2007	
**En Compresor 5 se estiman 100.000 Hrs. de Operación, ya que el controlador fue cambiado años atrás y se reinició el contador.*					

La potencia nominal total de la sala de compresores es de 1.472,2[kW], generando un caudal nominal de 12.681[Nm^3/h]. La descripción en detalle de los equipos existentes se adjuntan en el Anexo 2.2.

3.4. Demanda de Aire Comprimido

Tal como se mencionó, las áreas de Acería y Laminación son de suma relevancia en este desarrollo, ya que aquí se demanda el aire comprimido generado en la sala de compresores. A continuación se describen los centros de consumo en cada área.

Tabla 3-7: Demanda de Aire Comprimido en planta Colina.

Centro de consumo		**Demanda máxima [Nm3/h]**
ACERÍA		
Captador de Polvo	Sistema Jet Pulse	1.700
	Torre Quenching	1.200
Horno Eléctrico	Lanza de oxígeno Elti	100
	Horno Tagliaferri	45
Horno Cuchara		70

Ferroaleaciones	Transporte OM	55
Grafito	Inyector de grafito (1 lanza)	90
Colada Continua		368
Mantenimiento	Mantenimiento General	200
Ventilación de Techo		255
Planta Propano-Aire		270
LAMINACIÓN		
Horno Bendotti	Atomización (Diesel)	2.384
	Kick off	10
	Paneles Kick off	27
	Telecámaras	8
	Celdillas Fotoeléctricas	15
Rollos	Linea de rollos	1.340
Soporte Operacional	Sala Mecanizado Cilindros	200
Sistema de agua	Bomba de lodo	51
	Tanque retrolavado	150
Despacho	Maquina Koch	24
Lubricación Aire-Aceite		82
Cajas de Agua		400

Actualmente, la Planta Propano-Aire no está en uso, ya que es un sistema de respaldo. En el horno de recalentamiento Bendotti ya no se opera con Diesel, si no con Gas Natural, por lo que tampoco se utiliza la Atomización. La línea de rollos sigue vigente pero se utiliza con poca frecuencia, solo cuando laminación está produciendo rollos.

Ahora bien, para resumir la demanda de aire comprimido en la planta, se sintetiza en la siguiente tabla:

Tabla 3-8: Demanda Teórica total de Aire Comprimido planta Colina.

[Nm^3/h]	**Antes**	**Ahora**
Sin Línea de Rollos	7.704	5.050
Con Línea de Rollos	9.044	6.390

Por lo que, actualmente la demanda de Aire Comprimido en teoría no supera los 6.390[Nm^3/h] en la planta Colina. Para efectos de dimensionar la demanda según el área que se encuentra operando, resulta útil resumir el consumo total por área actual:

Tabla 3-9: Demanda actual Aire Comprimido según Área, planta Colina.

ÁREA		**DEMANDA [*Nm^3/h*]**
Laminación	Sin Línea de Rollos	**967**
	Con Línea de Rollos	**2.307**
Acería		**4.083**

3.5. Medidas de Eficiencia Energética

Para llevar a cabo el proceso de buscar oportunidades en eficiencia energética, para el caso del aire comprimido no existe una normativa internacional como tal, sin embargo, existen guías y recomendaciones que han sido aplicadas en otras industrias y han dado buenos resultados. En esta sección se describen y aplican algunas de estas Medidas de Eficiencia Energética recomendadas [9][10][13].

3.5.1. Reducción en fugas de aire

A partir de la experiencia en otras industrias, se ha llegado a la conclusión de que los sistemas de aire comprimido pueden alcanzar valores del 30 a 40% en fugas, respecto de su generación, en sistemas con poca o escasa mantención. Mientras que los sistemas mantenidos adecuadamente, el porcentaje de fugas no superaría el 10% [9]. El caudal estimado debido a una fuga proveniente de un orificio con cierto diámetro y a cierta presión se tabula a continuación [13].

Tabla 3-10: Descarga de aire comprimido al salir por un orificio, en [SCFM].

Presión del aire en la red [psig]	**Diámetro del orificio [in]**										
	1/64	1/32	1/16	1/8	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1
1	0,028	0,112	0,450	1,80	7,18	16,2	28,7	45,0	64,7	88,1	115
2	0,040	0,158	0,633	2,53	10,1	22,8	40,5	63,3	91,2	124	162
3	0,048	0,194	0,775	3,10	12,4	27,8	49,5	77,5	111	152	198
4	0,056	0,223	0,892	3,56	14,3	32,1	57,0	89,2	128	175	228
5	0,062	0,248	0,993	3,97	15,9	35,7	63,5	99,3	143	195	254
6	0,068	0,272	1,09	4,34	17,4	39,1	69,5	109	156	213	278
7	0,073	0,293	1,17	4,68	18,7	42,2	75,0	117	168	230	300
9	0,083	0,331	1,32	5,30	21,2	47,7	84,7	132	191	260	339
12	0,095	0,379	1,52	6,07	24,3	54,6	97,0	152	218	297	388
15	0,105	0,420	1,68	6,72	26,9	60,5	108	168	242	329	430
20	0,123	0,491	1,96	7,86	31,4	70,7	126	196	283	385	503
25	0,140	0,562	2,25	8,98	35,9	80,9	144	225	323	440	575
30	0,158	0,633	2,53	10,1	40,5	91,1	162	253	365	496	648
35	0,176	0,703	2,81	11,3	45,0	101	180	281	405	551	720
40	0,194	0,774	3,10	12,4	49,6	112	198	310	446	607	793
45	0,211	0,845	3,38	13,5	54,1	122	216	338	487	662	865
50	0,229	0,916	3,66	14,7	58,6	132	235	366	528	718	938
60	0,264	1,06	4,23	16,9	67,6	152	271	423	609	828	1.082
70	0,300	1,20	4,79	19,2	76,7	173	307	479	690	939	1.227
80	0,335	1,34	5,36	21,4	85,7	193	343	536	771	1.050	1.371
90	0,370	1,48	5,92	23,7	94,8	213	379	592	853	1.161	1.516
100	0,406	1,62	6,49	26,0	104	234	415	649	934	1.272	1.661
110	0,441	1,76	7,05	28,2	113	254	452	705	1.016	1.383	1.806
120	0,476	1,91	7,62	30,5	122	274	488	762	1.097	1.494	1.951
125	0,494	1,98	7,90	31,6	126	284	506	790	1.138	1.549	2.023
Caudal de descarga medido en pies cúbicos por minuto en condiciones estándar [SCFM]											

Para evaluar el estado de pérdidas de aire comprimido en la planta, una opción recomendada sería mediante el uso de un manómetro en el estanque de acumulación del sistema y un temporizador [9]. Los pasos a seguir serían:

- Determinar volumen del acumulador [L]: **V**
- Definir presión manométrica inicial del acumulador [barg]: $\mathbf{P_i}$
- Definir presión atmosférica [bar]: $\mathbf{P_{atm}}$
- Medir presión manométrica final del acumulador [bar]: $\mathbf{P_f}$
- Medir tiempo hasta alcanzar presión final [min]: **t**

Obteniendo finalmente, el caudal estimado de aire en pérdidas $\mathbf{Q_f}$:

$$Q_f = \frac{V \cdot (P_i - P_f)}{P_{atm} \cdot t} \qquad \textit{Ec.3-1}$$

Sin embargo, debido a limitaciones operacionales no se pudo llevar a cabo esta metodología en terreno.

Una propuesta para estimar las pérdidas es hacer uso ventajoso de los datos históricos de producción de aire comprimido en la planta. Para ello, se tomaron como muestra un total de 14 días del año 2021, analizando para cada uno un periodo en que se sabe que hubo plena producción, vale decir, con Acería y Laminación operando. Haciendo uso de los datos de producción de aire de esos días se calcula un caudal promedio de generación, y tomando en consideración la demanda teórica (haciendo la diferencia si estaba Laminación produciendo rollo o barra), se calcula la diferencia entre estos dos valores (generación y demanda teórica) y el resultado corresponde a la estimación de las pérdidas. En el Anexo 3 se tabulan los datos obtenidos.

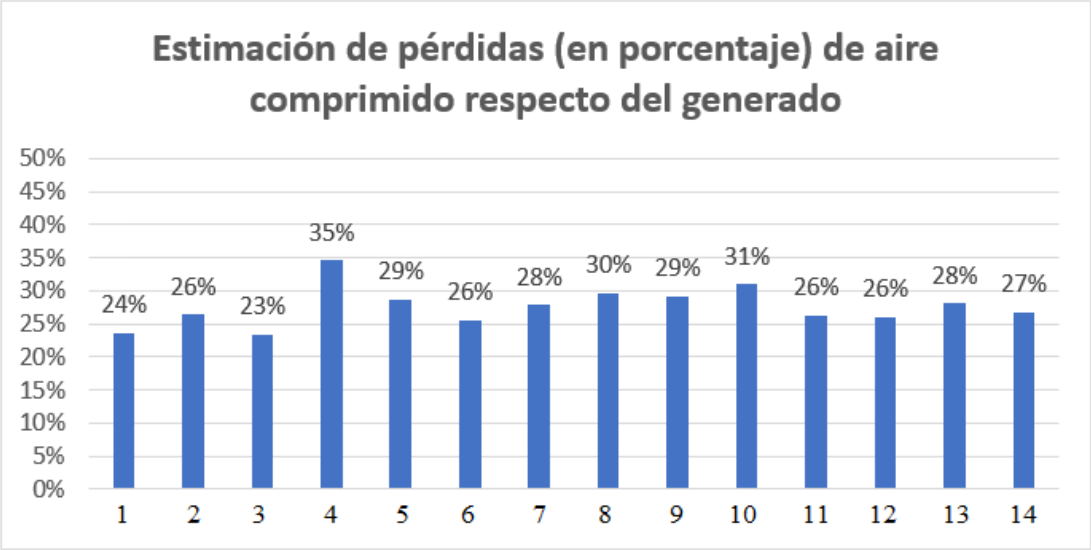


Ilustración 3-14: Gráfica de porcentaje estimado de pérdidas para 14 días con planta operando.

A partir de los resultados se pudo concluir que:

Tabla 3-11: Resultados estimación pérdidas planta Colina.

Caudal prom. Pérdidas [Nm^3/h]	Porcentaje Pérdidas respecto Generación
1.976	28%

Si se define como meta, reducir las pérdidas en el sistema hasta un nivel aceptable (en este caso llegar a un 10% respecto de la generación), mediante la aplicación de un mantenimiento adecuado a futuro en la red, el caudal perdido se reduciría de 1.976[Nm^3/h] a 715[Nm^3/h], lo que implicaría una diferencia de 1.261[Nm^3/h], que equivale prácticamente a la capacidad de un compresor EP200 de 167,5[kW].

Para estimar el ahorro al disminuir las pérdidas en la red, se debe considerar un "Specific Power" promedio de la sala de compresores, en este caso 0,1153[kW/(Nm^3/h)], que al multiplicarlo por el caudal estimado ahorrado al reducir a 10% las pérdidas, y si se considera que las fugas se presentan todo el tiempo, vale decir 8.760[h], se obtiene que:

$$\boldsymbol{Ahorro\ Fugas} = 0{,}1153\left[\frac{kWh}{Nm^3}\right]\cdot 1.261\left[\frac{Nm^3}{h}\right]\cdot 8.760[h] = \mathbf{1.273.645}[\boldsymbol{kWh}] \qquad \text{Ec.3-2}$$

Si bien, el método utilizado permite estimar un porcentaje de pérdidas en la generación de aire comprimido, estas no necesariamente son exclusivamente fugas, ya que pueden existir otros consumos de aire no declarados, o usos inapropiados de este. Esto puede explicar también el por qué se obtuvieron diferentes porcentajes en cada día analizado, según la gráfica de la Ilustración 3-14.

Algunos usos potencialmente inapropiados de aire comprimido corresponden a:

- Atomización.
- Refrigeración de equipos.
- Refrigeración de personal.
- Limpieza en instalaciones.
- Vacío de venturi.

Actualmente la estación de atomización de diésel en el horno de laminación se encuentra disponible pero solo en caso de justa necesidad, ya que se utiliza gas natural, por lo que ya no es un uso indebido dentro de la planta. Sin embargo, usos como la refrigeración en equipos aún se puede observar en planta, un caso particular que se analiza más adelante en este informe es la refrigeración de mirillas en horno de laminación.

A la fecha, se ha gestionado el tema de las fugas dentro del plan de Mantenimiento Predictivo de la compañía, en el cual, para el caso de las fugas se han hecho inspecciones de detección en las instalaciones utilizando una pistola de ultrasonido modelo UP-9000 del fabricante "UE Systems" que mide los decibeles [dB] registrados en la intensidad del sonido emitido por fugas, traduciendo esta señal en una medida de caudal del aire perdido, que depende de la presión del aire en la red.

Ilustración 3-15: Kit de pistola ultrasónica UP-9000.

Como medida complementaria a esta gestión de inspección de ultrasonido, durante la estadía en el año 2021 se adquirieron tarjetas de identificación de fugas a modo de gestión a la vista, para situarlas en cada lugar que se ha identificado una fuga, alertando así al personal que transite de que existe una anomalía. Esta será removida sólo cuando la fuga sea reparada.

Ilustración 3-16: Tarjetas de identificación de fugas.

En el Anexo 6.1 se adjunta la cotización de estas tarjetas.

El hecho de seleccionar dos colores es simplemente para diferenciar el grado de criticidad de la fuga. Como criterio de decisión y en base a registro de fugas ya detectadas, se propone en primera instancia: bajo los 50 [dB] se usen las tarjetas amarillas, y sobre estos decibeles las

rojas, ya que existe una relación proporcional entre la intensidad del sonido en [dB] y el caudal de la fuga [Nm^3/h], por lo que, tiene sentido dar más prioridad a la reparación de fugas de mayor pérdida.

Como plan de acción para la reparación y control de las fugas en la planta, se propone continuar con la gestión de ultrasonido llevada a cabo dentro del mantenimiento predictivo, incorporando esta vez el uso de las tarjetas de fugas, identificando con un número ID único a cada una y llevar en un base de datos el registro del estado de cada fuga, vale decir, si ha sido reparada o no y si en un futuro se ha vuelto a presentar y si se ha vuelto a reparar. Junto con ello, incluir una fotografía de donde surge la fuga, la ubicación en la planta, el caudal estimado, el costo asociado a la pérdida y al de su reparación, dejando finalmente registrado una suerte de "hoja de vida" de la fuga. Se propone continuar con la gestión trimestral implementada de la identificación y reparación de fugas, con el objetivo de reducir el porcentaje de estas respecto de la generación, hasta lograr y mantener el valor recomendado de un 10%. Para evidenciar la evolución del resultado de la gestión de ultrasonido, se sugiere recalcular este porcentaje de fugas semestralmente y llevar un registro de ello.

3.5.2. Disminución consumo de aire en mirillas horno laminación.

Un caso importante que se evidenció durante la estadía en la planta, fue el consumo no declarado de aire comprimido que se utiliza para la refrigeración de mirillas instaladas en el horno de recalentamiento del área de laminación, estas mirillas son fabricadas por la compañía de Estados Unidos "*Tate-Jones INC"* y corresponden al modelo "#15 Saf-T-Eye" fabricadas de acero inoxidable 309, con un vidrio tipo "Vycor" que admite una temperatura constante de 900[°C] y una temperatura intermitente de hasta 1200[°C].

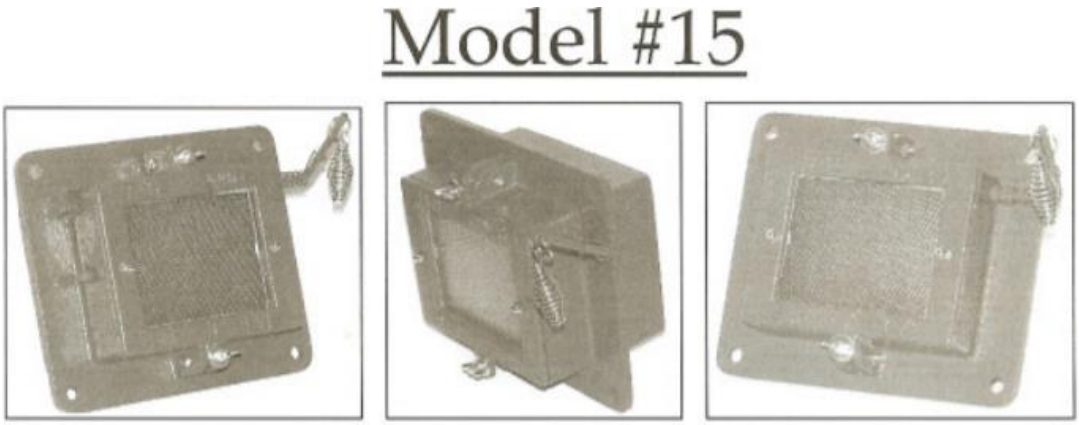


Ilustración 3-17: Mirilla Modelo #15 Saf-T-Eye de Tate-Jones INC.

Estas mirillas permiten ver principalmente el comportamiento de la flama de la combustión al interior del horno y como se mencionó consumen aire comprimido directo de la red, el cual se ha registrado que ronda los 6,2[barg] (90[psig]) de presión, con una conexión ¼" NPT que descarga el aire a la mirilla. La refrigeración de estas mirillas puede ser considerada como una fuga de aire, ya que el aire es emitido directamente a la atmósfera interior del horno,

justo en la zona interior del vidrio de la mirilla. Dicho esto, si se utilizan los valores de la Tabla 3-10, se entrega como resultado que el consumo para una mirilla es de:

$$Q_{1Mirilla}^{Actual} = 94{,}8[SCFM] = 152{,}15[Nm^3/h] \qquad \textit{Ec.3-3}$$

Sin embargo, no se cuenta con una justificación técnica por parte del fabricante de que si este es el caudal mínimo necesario o no para la refrigeración de estas mirillas. Para resolver esta incertidumbre se propone aplicar conocimientos en materias de Transferencia de Calor.

El calor es una forma de energía que se manifiesta debido a la temperatura de los cuerpos, existen 3 modos en que esta energía se puede transmitir, Conducción, Convección y Radiación [11].

Ilustración 3-18: Los 3 modos de transferencia de calor.

<u>Conducción</u>: Esta se puede presentar en los gases, líquidos y sólidos en reposo, sin embargo, su principal aplicación se da en los sólidos. Se sabe que esta energía en forma de calor se conduce a través del medio y fluye desde las zonas de mayor a menor temperatura. El caso particular de interés en este análisis corresponde a la conducción unidimensional de calor, que para una placa plana el calor transferido es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero inversamente proporcional al espesor de esa placa, vale decir:

$$\dot{Q}_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \qquad \textit{Ec.3-4}$$

Donde "k" corresponde a la conductividad térmica, una propiedad termofísica del medio, "A" el área transversal de la placa, "$T_1 - T_2$" la diferencia de temperatura entre sus dos extremos y "Δx" el espesor de la placa.

<u>Convección</u>: Constituye el mecanismo de transferencia de calor a través de un fluido, en presencia del movimiento masivo de éste. La transferencia de calor por convección se clasifica como "*natural*" cuando el movimiento del fluido es causado por medios naturales, como la flotación producida por los cambios en la densidad, y la convección "*forzada*" en la cual se obliga al fluido a fluir sobre una superficie o en un tubo por medios externos, como un ventilador o una bomba. La convección forzada se puede clasificar como "externa" o "interna", dependiendo si se obliga a fluir sobre una superficie (externa) o en un tubo (interna). El caso en interés para este análisis corresponde a la convección forzada (aire comprimido enfriando la mirilla) y la convección natural (calor desde la superficie exterior de la mirilla hacia el ambiente).

Se entiende que el calor transferido por convección entre una placa y un fluido en contacto es proporcional al área de la placa y la diferencia de temperatura entre la superficie en contacto de la placa y la del fluido lo suficientemente lejos de la placa, vale decir:

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty)$$

Ec.3-5

Donde "h" es el coeficiente de convección, que depende condiciones y propiedades termofísicas del flujo, "A_s" el área de la placa en contacto con el fluido, "T_s" la temperatura de la superficie de la placa en contacto y "T_∞" la temperatura del fluido lo suficientemente lejos de la placa. El coeficiente de convección se calcula a partir de correlaciones que se encuentran en la literatura y existen expresiones para el caso de convección natural y forzada unidimensional. Para convección forzada:

$$h_{forzada} = \frac{k}{L} \cdot 0{,}664 \cdot Re_L^{0{,}5} \cdot Pr^{1/3} \qquad (Laminar)$$

Ec.3-6

$$h_{forzada} = \frac{k}{L} \cdot 0{,}037 \cdot Re_L^{0{,}8} \cdot Pr^{1/3} \qquad (Turbulento)$$

Ec.3-7

El *Número de Prandtl* "*Pr*" es un número adimensional y depende de la temperatura del fluido, "*k*" la conductividad térmica del flujo, "*L*" el largo de la placa en contacto con el flujo. Se hace la diferencia entre "*Laminar*" y "*Turbulento*" al comportamiento del flujo forzado, en palabras simples el flujo laminar es conformado por capas ordenadas y sigue un comportamiento uniforme, sin embargo, el flujo turbulento tiene un comportamiento caótico y muy complejo.

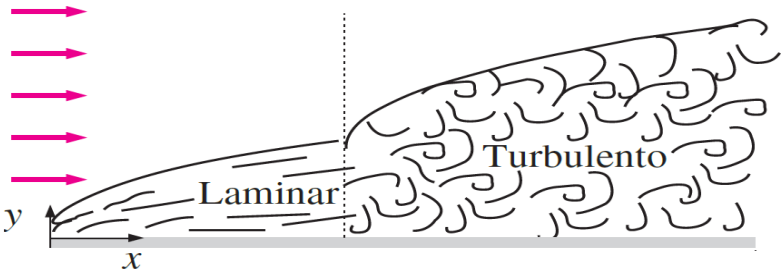


Ilustración 3-19: Comportamiento laminar y turbulento de un flujo en contacto con una placa.

Para estimar si un flujo es laminar o turbulento, se utiliza el *Número de Reynolds* "*Re*" el cual es un número adimensional y se define para el caso del flujo en una placa como:

$$Re_x = \frac{c \cdot x}{v} \qquad \text{Ec.3-8}$$

Donde "*c*" es la velocidad del flujo, "*x*" es la distancia medida desde el extremo de la placa en donde ingresa el flujo, "ν" la viscosidad cinemática (propiedad termofísica) del fluido. El criterio de decisión es:

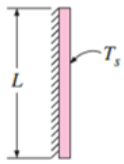
$$Re_x < 5 \cdot 10^5 \qquad (Laminar)$$

$$Re_x \geq 5 \cdot 10^5 \qquad (Turbulento) \qquad \text{Ec.3-9}$$

Para el caso en cuestión, simplemente se asume que "Re_L" está dentro del rango laminar, una vez estimada la velocidad requerida del flujo de aire para refrigeración (y por ende su caudal) se verifica si se cumple la hipótesis de que el flujo es laminar, en caso contrario, se considera la siguiente vez que el flujo es turbulento y se repite el proceso.

Ahora bien, para el caso de la convección natural existen correlaciones que permiten estimar el coeficiente de convección natural. Para el caso puntual de una placa plana vertical en contacto con el ambiente se tiene que:

Tabla 3-12: Número de Nusselt para convección natural de placa plana vertical.

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	L	10^4-10^9 10^9-10^{13} Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ $Nu = \left\{0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2$ (compleja pero más exacta)

Donde "*Nu*" corresponde al número adimensional de Nusselt y se relaciona con el coeficiente de convección de la siguiente manera:

$$h = \frac{k}{L_c} \cdot Nu \qquad \text{Ec.3-10}$$

El número "*Ra*" corresponde al número adimensional de Rayleigh y se define como:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{v^2} Pr \qquad \text{Ec.3-11}$$

Donde "*g*" corresponde a la aceleración de gravedad, "*β*" es el coeficiente de expansión volumétrica, "L_c" el largo característico, que para este caso corresponde al alto de la placa y "*v*" la viscosidad cinemática del fluido. Para gases ideales, el coeficiente de expansión volumétrica se calcula como:

$$\beta_{gas\ ideal} = \frac{1}{T} \approx \frac{1}{T_f} \qquad \text{Ec.3-12}$$

La temperatura de película "T_f" corresponde a la media aritmética entre la temperatura de la superficie y el ambiente lo suficientemente lejos, esta se debe utilizar para calcular las propiedades termofísicas del fluido y se calcula como:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \qquad \text{Ec.3-13}$$

Para mayor exactitud, se utilizará la definición del número de Nusselt de la Tabla 3-12 que incluye todo el intervalo del número de Rayleigh, quedando la Ec. 3-10 como:

$$h = \frac{k}{L_c} \cdot \left\{ 0{,}825 + \frac{0{,}387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0{,}492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \qquad \text{Ec.3-14}$$

<u>Radiación</u>: Esta forma de transferencia de calor es significativamente diferente a las dos anteriores mencionadas, principalmente porque no requieren de un medio para transmitirse. Entiéndase la radiación como el calor emitido por un cuerpo debido a su temperatura, esta energía es transportada por las ondas electromagnéticas emitidas desde el cuerpo y es emitida en todas las direcciones. El caso más ejemplar y cotidiano es la energía en forma de radiación que es emitida por el sol, viaja por el vacío y es captada por la tierra, permitiendo finalmente la vida en el planeta. En el caso particular de este análisis, se considera el calor neto por

radiación emitido desde un cuerpo a una cierta temperatura (T_1) hacia otro de menor temperatura (T_2), definido como:

$$\dot{Q}_{1\to 2}^{rad} = \sigma \cdot A_1 \cdot \varepsilon \cdot F_{1\to 2} \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

Ec.3-15

Donde "σ" es la constante de *Stefan-Boltzmann*, "A_1" es el área de la superficie emisora, "ε" la emisividad del cuerpo emisor, coeficiente que cuantifica la proporción de la energía realmente emitida por el material (un cuerpo negro es teórico y emite el 100% de su energía, vale decir $\varepsilon = 1$), "$F_{1->2}$" el factor de forma (relación entre la energía captada por el cuerpo receptor 2 y el total de la energía emitida por el cuerpo 1, vale decir, la proporción que llega a 2 emitida desde 1), "T_1" la temperatura del cuerpo emisor y "T_2" la temperatura del cuerpo receptor de la energía.

El factor de forma "$F_{1->2}$" se calcula como:

$$F_{12} = F_{1\to 2} = \frac{\dot{Q}_{A_1\to A_2}}{\dot{Q}_{A_1}} = \frac{1}{A_1}\int_{A_2}\int_{A_1} \frac{\cos(\theta_1)\cdot\cos(\theta_2)}{\pi r^2} dA_1 dA_2$$

Ec.3-16

Como se observa, es la razón entre el calor emitido desde el área A_1 al área A_2 y su cálculo depende exclusivamente de la geometría del caso.

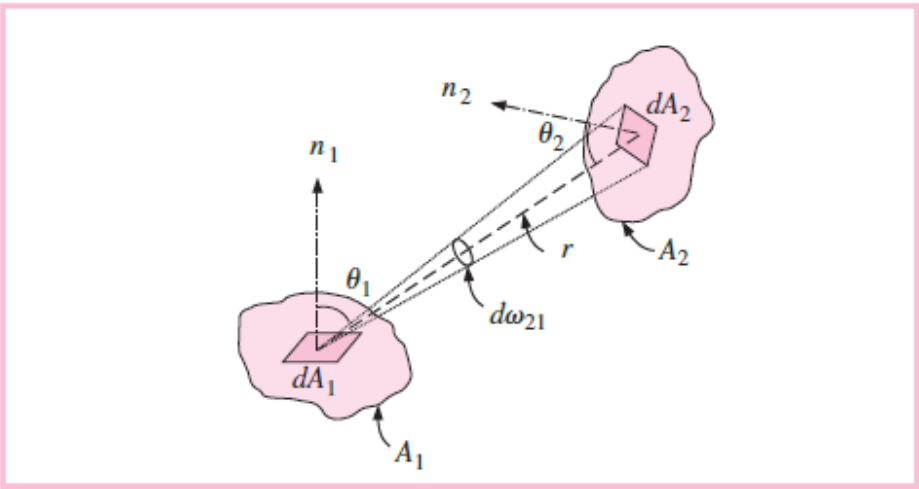


Ilustración 3-20: Configuración geométrica para determinar el factor de forma.

Una vez explicado en términos simples los 3 métodos de transferencia de calor, se procede al análisis del caso de las mirillas en el horno de laminación de la planta.

Para ello se simplifica el problema en la siguiente ilustración.

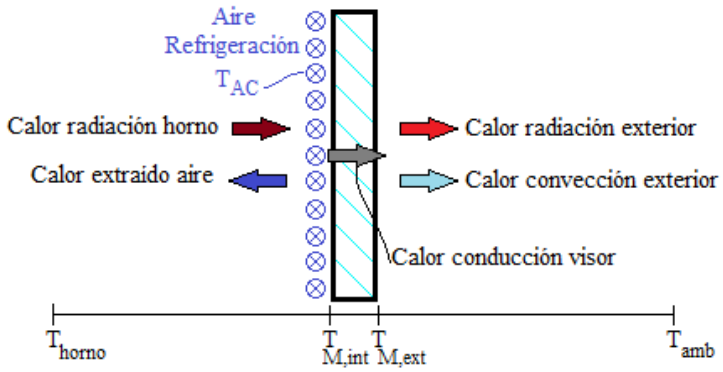


Ilustración 3-21: Esquema de transferencia de calor simplificado en mirilla.

En este caso se cumple que:

$$\dot{Q}_{rad,h} - \dot{Q}_{AC} = \dot{Q}_k = \dot{Q}_{rad,e} + \dot{Q}_{ext} \qquad \text{Ec.3-17}$$

Donde:

- $\dot{Q}_{rad,h}$: Calor por radiación desde las paredes del horno hacia la mirilla.
- $\dot{Q}_{AC}$: Calor extraído por el Aire Comprimido.
- $\dot{Q}_k$: Calor por conducción en la mirilla.
- $\dot{Q}_{rad,e}$: Calor por radiación desde la superficie exterior de la mirilla hacia el ambiente.
- $\dot{Q}_{ext}$: Calor por convección desde la superficie exterior de la mirilla hacia el ambiente.
- Temperatura interior horno: T_{horno}
- Temperatura aire comprimido: T_{AC}
- Temperatura ambiente exterior: T_{amb}
- Temperatura interior mirilla: $T_{M,int}$
- Temperatura exterior mirilla: $T_{M,ext}$

En base a mediciones se registró que actualmente ocurre que:

- $T_{horno} \approx 1.000$[°C]
- $T_{AC} \approx 35$[°C]
- $T_{amb} \approx 40$[°C]
- $T_{M,ext} \approx 145$[°C]

A partir de todo este fundamento teórico y mediciones efectuadas, se podría realizar un análisis en detalle del comportamiento de las temperaturas en la mirilla en función del caudal del aire comprimido. Sin embargo, como se pudo apreciar con las ecuaciones y supuestos

desarrollados, se vuelve exhaustivo y se aleja de los alcances de este trabajo de memoria, por lo que, se deja la inquietud para que a futuro se resuelva teóricamente este problema de refrigeración de las mirillas en el horno.

En base a las mediciones de temperatura registradas, se aprecia que la temperatura al exterior de la mirilla alcanza solamente los 145[°C], que es bastante menor a la temperatura al interior del horno (~1000[°C]). Como se mencionó, el vidrio puede soportar sin problemas hasta los 900[°C], por lo que, se puede deducir que el objetivo de la refrigeración con aire comprimido va más allá de cuidar el estado de la mirilla, sino más bien proteger a la persona que la utiliza para visualizar al interior del horno, básicamente porque la radiación emitida por el vidrio a muy alta temperatura puede afectar la vista de la persona.

Se propone entonces, definir una temperatura máxima aceptable de la superficie exterior de la mirilla y/o el tiempo máximo de exposición a la radiación al momento de observar por el vidrio, con ello finalmente definir el caudal de aire comprimido mínimo necesario para refrigerar la mirilla. Se utiliza como supuesto que al disminuir el flujo de aire, la temperatura en las superficies del vidrio aumentan.

Cualquier disminución del caudal de aire en las mirillas provocará un ahorro en términos de consumo energético. Al igual que para calcular el caudal actual en la Ec. 3-3, se procede a graficar el flujo de aire, en función de la presión aguas arriba de la purga de aire, utilizando para ello los datos de la Tabla 3-10, considerando la purga de ¼":

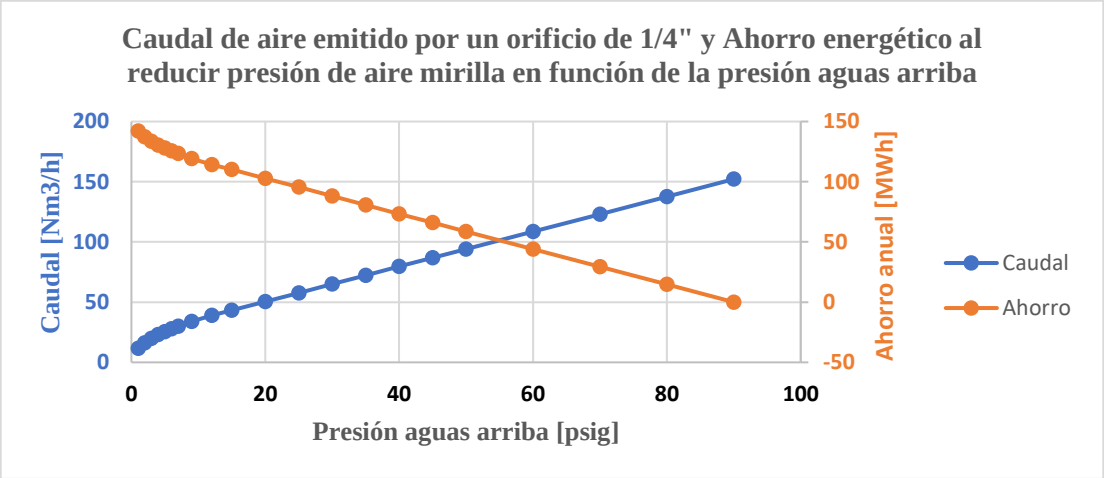


Ilustración 3-22: Comportamiento del caudal de aire comprimido al salir hacia el ambiente por un orificio de 1/4" y el Ahorro asociado al reducir la presión en la mirilla.

A partir de la gráfica se observa que el comportamiento del caudal de aire comprimido al salir por un orificio tiene un comportamiento prácticamente lineal con respecto a la presión aguas arriba, lo que implica que el ahorro energético anual también lo es, ya que este último se calcula como:

$$Ahorro\ Anual\ Mirillas = Specific\ Power \left[\frac{kW}{Nm^3/h}\right] \cdot \left(Q^{Actual}_{1Mirilla} - Q^{P}_{1Mirilla}\right) \left[\frac{Nm^3}{h}\right] \cdot 8.760[h] \qquad Ec.3\text{-}18$$

Donde:

- *Specific Power*: Consumo específico promedio de la bancada de compresores.
- $Q^{Actual}{}_{1Mirilla}$: Caudal de aire actual, a 90[psig] de presión.
- $Q^{P}{}_{1Mirilla}$: Caudal de aire en función de la presión *P*.

Por limitaciones operacionales el horno no puede apagarse, por ende, se considera que las mirillas se refrigeran las 8.760[h] del año.

Se propone como medida de acción reducir la presión del aire comprimido que refrigera las mirillas con la implementación de válvulas reductoras de presión. Como se mencionó, actualmente las mirillas son alimentadas directamente desde la red, tal como se ve a continuación:

Ilustración 3-23: Alimentación actual aire a mirillas.

De la fotografía se observa que solo existe una válvula básica de estrangulación, que por motivos de incertidumbre simplemente se encuentran abiertas a pleno flujo. Se recomienda reemplazar estas por válvulas reductoras de presión, que permitirán controlar con precisión la presión y así reducir finalmente el flujo de aire comprimido hasta un valor adecuado.

En el Anexo 6.5 se adjunta la cotización de válvulas reductoras de presión por parte del proveedor “SOTERMIC”, estas son manufacturadas por el fabricante “VALSTEAM ADCA” y el modelo en cuestión de las válvulas es de la serie P20DS, con una conexión ¼” NPT roscada, su diseño y las principales características técnicas se describen a continuación:

Ilustración 3-24: Válvula reductora de presión P20DS.

Tabla 3-13: Principales características de la válvula reductora P20DS.

Condiciones Limitantes	
Modelo de válvula	P20DS
Máxima presión aguas arriba	14[barg] (203[psig])
Máxima presión aguas abajo	8[barg] (116[psig])
Mínima presión aguas abajo	0,2[barg] (2,9[psig])
Máxima temperatura de diseño	200[°C]
Máxima razón de reducción recomendada	10:1

Se recomienda realizar la medición empírica de la temperatura de la superficie de la mirilla en función de la presión del aire, la cual podrá ser regulada gracias a estas válvulas reductoras. Una vez definida la temperatura admisible a la que estará la superficie exterior de la mirilla, se procede a seleccionar el caudal requerido, y con este valor, estimar finalmente el ahorro anual.

A modo de ejemplo, si fuera necesario tan solo reducir la presión un 20%, vale decir, de 90[psig] a 72[psig], el caudal se reduciría de 152,15[Nm^3/h] a 125,99[Nm^3/h]. Haciendo uso de estos datos en la Ec. 3-18 se obtiene:

$$Ahorro\ 20\% = 0{,}1153\left[\frac{kW}{Nm^3/h}\right]\cdot(152{,}15-125{,}99)\left[\frac{Nm^3}{h}\right]\cdot 8.760[h]$$
$$\boldsymbol{Ahorro\ 20\% = 26.422[kWh]}$$

Ec.3-19

Considerando el precio Medio de Mercado (PMM) de la energía eléctrica en Chile según la Comisión Nacional de Energía (CNE) (Anexo 5.1) de 76,119[CLP/kWh], se calcula el ahorro en costos para una mirilla:

$$\$\ Ahorro\ 20\% = 26.422[kWh] \cdot 76{,}119[CLP/kWh]$$

$$\boldsymbol{Ahorro\ 20\% = 2.011.216[CLP/año]}$$ *Ec.3-20*

Simplemente calculando el período de retorno de la inversión (PRI), que corresponde a la división entre el costo de una válvula reductora (más su manómetro) y el ahorro anual de una mirilla:

$$\boldsymbol{PRI\ al\ 20\%} = \frac{726.948[CLP]}{2.011.216[CLP/año]} = \boldsymbol{0{,}36[año]}$$ *Ec.3-21*

Prácticamente, en menos de 5 meses se pagarían estas válvulas, sólo al reducir en un 20% la presión.

Finalmente, cabe también cuestionarse si son estrictamente necesarias o no estas mirillas, ya que, al sacarlas del horno, el ahorro sería mayor al dejar de consumir la totalidad actual de aire comprimido para refrigeración, lo que se traduce por cada mirilla a (Ec. 3-18):

$$Ahorro\ Sin\ Mirilla = 0{,}1153 \left[\frac{kW}{Nm^3/h}\right] \cdot (152{,}15 - 0{,}00) \left[\frac{Nm^3}{h}\right] \cdot 8.760[h]$$

$$\boldsymbol{Ahorro\ Sin\ Mirilla = 153.676[kWh]}$$ *Ec.3-22*

Que traducido a valor monetario, el ahorro anual para solo una mirilla:

$$\boldsymbol{Ahorro\ Sin\ Mirilla} = 153.676[kWh] \cdot 76{,}119 \left[\frac{CLP}{kWh}\right] = \boldsymbol{11.697.663} \left[\frac{\boldsymbol{CLP}}{\boldsymbol{año}}\right]$$ *Ec.3-23*

3.5.3. Integración de Compresor con VDF

Actualmente, en la planta Colina los 6 compresores son de velocidad fija con operación en carga/descarga, comandados por un controlador llamado Intellisys Energy Optimizer (IEO), el cual enciende, carga, descarga y apaga los compresores, siguiendo ciertas secuencias, de manera eficiente, con la finalidad de mantener la presión en el sistema dentro de una banda de presión. Este controlador está comunicado con un transductor de presión instalado en la línea, que transforma el dato de la presión de la red en una señal eléctrica transmitida al IEO.

Ilustración 3-25: Controlador compresores IEO.

Actualmente, los compresores se encuentran operando en el modo "Contado" que dispone el IEO, el cual consiste en ir rotando las secuencias programadas de los compresores cada cierto tiempo, en este caso, cada 168 horas. Las secuencias definen el orden en que se irán encendiendo y apagando los compresores, vale decir, el primero de la secuencia es el primero en encenderse y último en apagarse, viceversa ocurre con el último de la secuencia, que es el último en encenderse y el primero en apagarse. A la fecha del presente informe, las 5 secuencias programadas son:

- Secuencia A: 123465
- Secuencia B: 612345
- Secuencia C: 461235
- Secuencia D: 346125
- Secuencia E: 234615

Los compresores se encuentran enumerados en la sala, por lo que cada número de la secuencia corresponde al respectivo compresor. Debido a que el compresor 5 no se encuentra comandado por el secuenciador, este se encuentra trabajando en banda local con un rango de presión entre 95 y 106 [psig], independiente del controlador.

El IEO comanda a los compresores, de tal manera que la presión se mantenga dentro de la banda de presión preestablecida, vale decir, se activan los compresores en secuencia cuando la presión baja del límite inferior y se desactivan cuando la presión supera el límite superior. Para entender la banda de presión establecida en la planta, se presenta una gráfica compartida por el proveedor Ingersoll Rand para visualizar el comportamiento de la presión en el sistema.

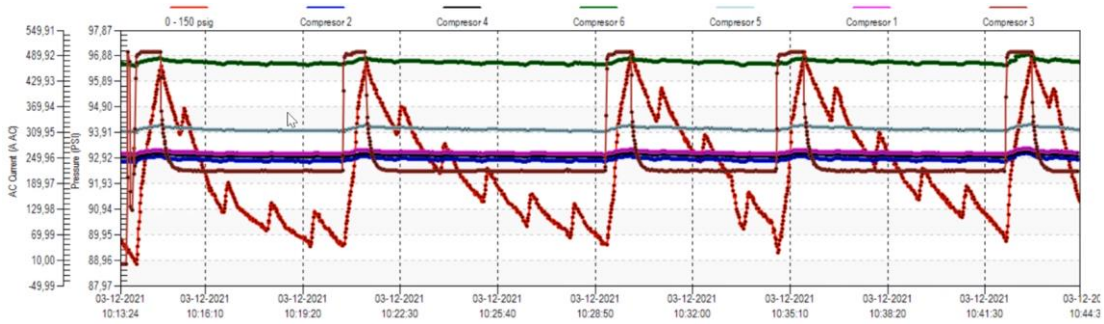


Ilustración 3-26: Gráfica del comportamiento de presión del sistema y corrientes en los compresores, para un periodo característico de operación en planta Colina.

Tal como se observa, la curva en forma de diente de sierra corresponde a la presión del sistema. De aquí se puede deducir que los límites de presión que conforman la banda serían aproximadamente:

- Límite inferior de presión: 89[psig]
- Límite superior de presión: 97[psig]

Para el año 2021, se registró para cada compresor las horas en carga y descarga, pudiendo extraer de aquí el porcentaje de carga promedio de cada compresor y también estimar una curva de caudal promedio para cada uno, revelando así el comportamiento de ellos. En el Anexo 4 se encuentran tabulados los datos de carga y descarga de los compresores para el año 2021. Las gráficas de caudal promedio por periodos a continuación (datos en Anexo 4.3) representan lo que sería el comportamiento de cada compresor como si hubiese estado operando todo el tiempo pero con una regulación de caudal en la admisión.

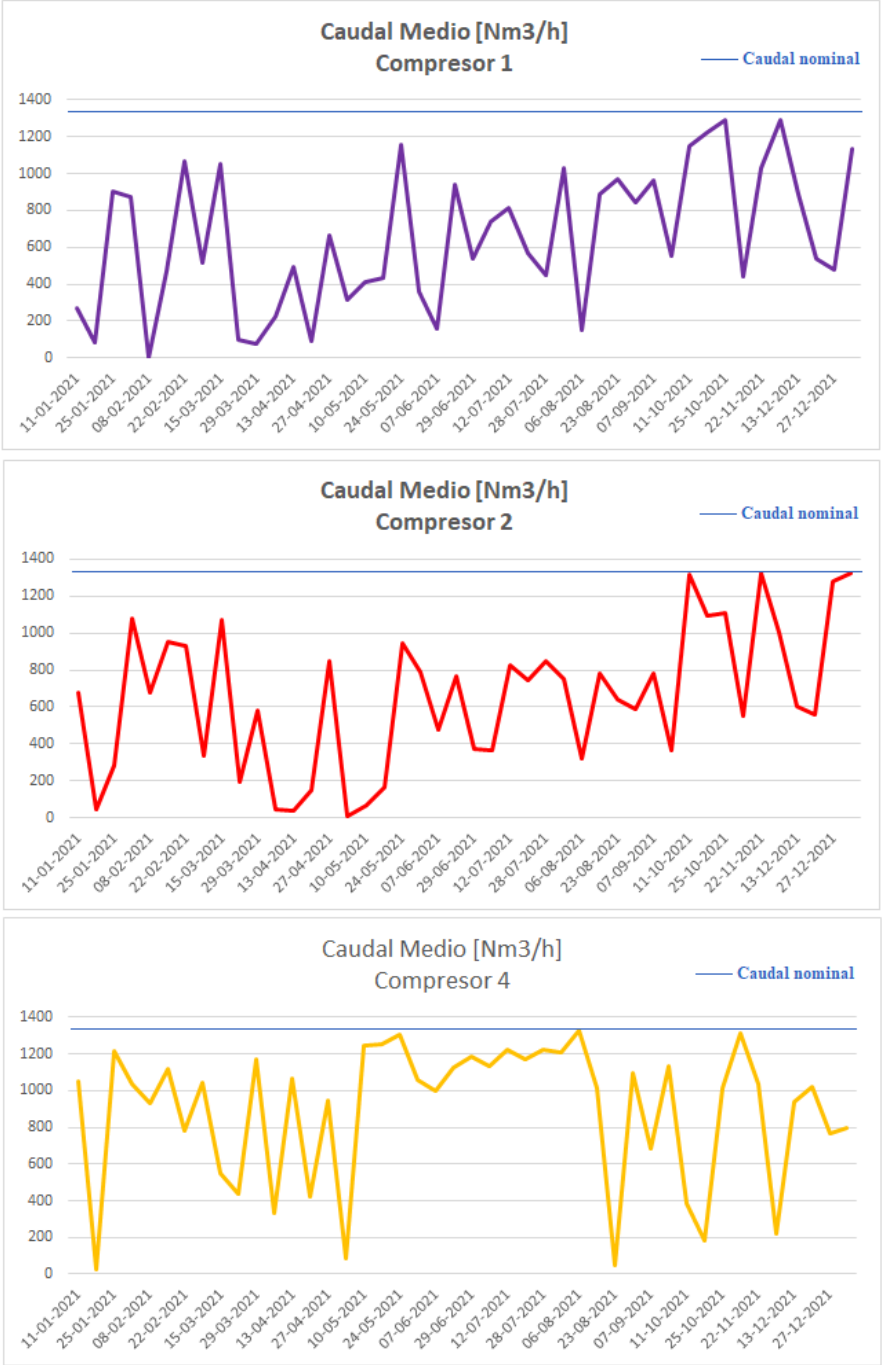


Ilustración 3-27: Caudal medio de Compresores 1,2 y 4 modelo EP200 (167,5kW) año 2021.

Se observa que el compresor 1 y 2 tienen un comportamiento bien similar, con bastante variación en todo el periodo. El compresor 4 evidencia un ritmo más estable de producción de aire comprimido, con menos variación y más cercano a su valor nominal de caudal, particularmente desde el 10 de mayo al 23 de agosto se registra un caudal prácticamente constante y similar al nominal.

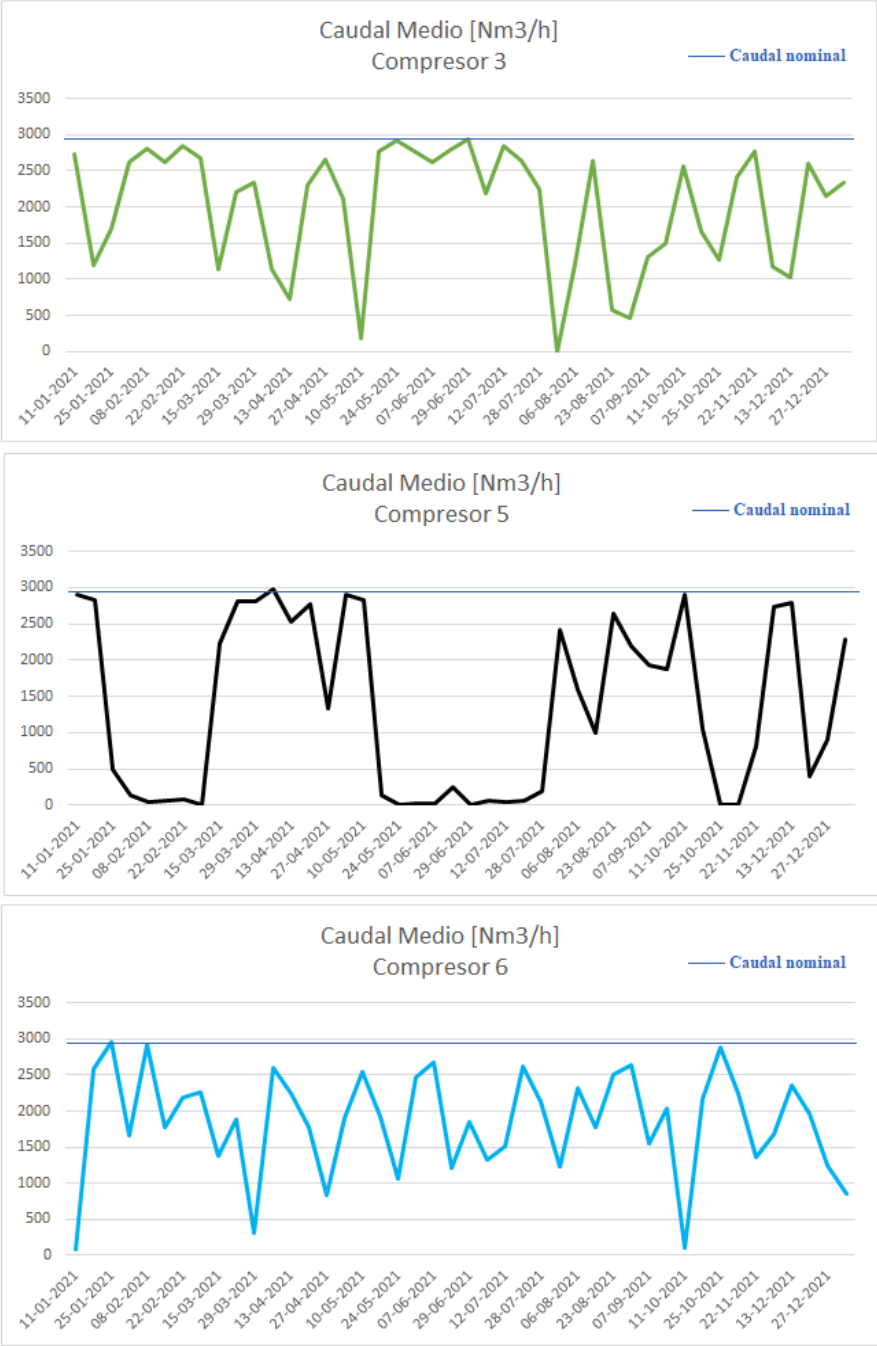


Ilustración 3-28: Caudal medio de Compresores 3,5 y 6 modelo ML250 (302,5kW) año 2021

El compresor 3 demuestra un comportamiento relativamente estable, con periodos de caudal cercanos al nominal. En el caso del compresor 5, se observa que estuvo grandes periodos en detención, sin producción de aire. Finalmente, el compresor 6 a pesar de ciertas variaciones, aparenta tener un comportamiento oscilatorio cerca de un caudal medio, concluyendo así que estuvo buena parte del tiempo modulando.

Según recomendaciones del proveedor Ingersoll Rand, para el caso de una sala de compresores como la de planta Colina conformada por varios compresores de velocidad fija, se aconseja cambiar uno de ellos por un compresor de velocidad variable, para así optimizar la operación y el consumo energético de la sala.

El compresor de velocidad variable se logra gracias a la incorporación de un Variador de Frecuencia (VDF) dispositivo electrónico que permite regular el régimen de giro del motor eléctrico, variando así el caudal del compresor manteniendo la presión de servicio. Mediante un transductor de presión, se mide la presión del sistema y se transforma en señal eléctrica de 4 a 20 [mA], que es enviada constantemente al VDF, para de esta manera regular la velocidad de giro del motor, y así en definitiva, entregar solo el caudal necesario y evitar desperdicios energéticos. A continuación se ilustra el aporte del compresor con VDF en un sistema de aire comprimido a modo de ejemplo.

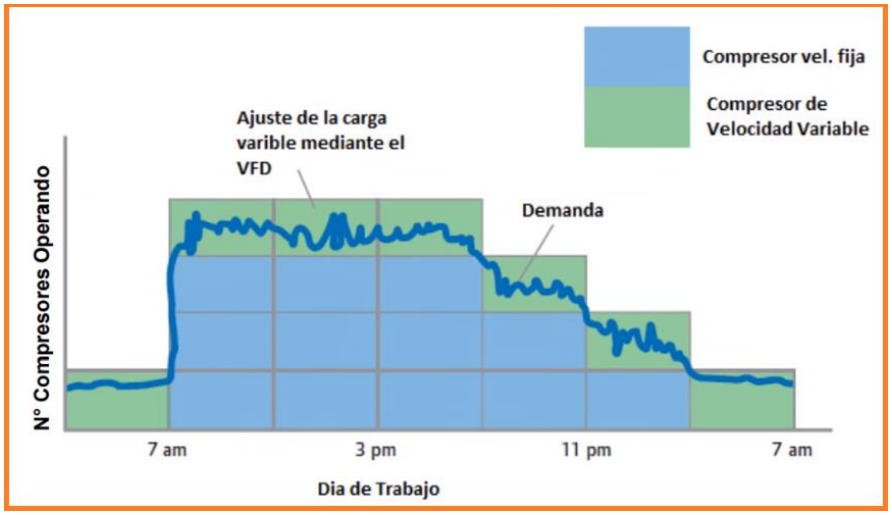


Ilustración 3-29: Operación al tener un compresor con VDF en una sala de compresores.

Tal como se observa, el compresor que incorpora un VDF queda de base en el sistema, encendiendo y apagando los demás compresores de velocidad fija según sea la demanda, de tal manera que este compresor de velocidad variable absorba todas las fluctuaciones en la demanda, con la finalidad de producir solamente lo que se necesita. Todo lo que está por sobre la curva azul de demanda, es el ahorro al utilizar un compresor con VDF con respecto a que fuera de velocidad fija.

Es por esta razón que se recomienda tener un compresor con VDF y no todos, ya que los demas pueden operar sin problemas a toda carga el tiempo que sea necesario, evitando así mantener compresores en descarga a la espera del aumento en la demanda. En definitiva, si se cambiara un compresor de carga/descarga por uno de velocidad variable, los demás aumentarían considerablemente su porcentaje de carga, disminuyendo así las pérdidas por horas en descarga de estos compresores.

Para el caso de la planta Colina, se propone **reemplazar el compresor 6** por uno de similares parámetros operacionales, pero con un VDF incorporado. Las razones de por qué este compresor, corresponden a que: el compresor 6 para el año 2021 evidenció estar operando

prácticamente todo el tiempo y con un comportamiento modulante, vale decir, estar absorbiendo los cambios en la demanda de aire comprimido. Además, este es uno de los 3 compresores grandes en la planta (modelo ML250-2S), con una capacidad de generación nominal de 2.900[Nm^3/h], por ende, puede operar en un rango bastante más amplio de caudal que un compresor pequeño (modelo EP200) de 1.327[Nm^3/h]. Los compresores de velocidad variable de Ingersoll Rand permiten hasta un 75% de reducción del caudal nominal, lo que permite hacerse una idea del rango de caudal para un compresor de 1.327[Nm^3/h] y de 2.900[Nm^3/h].

- Para 1.327[Nm^3/h] con VDF: Caudal de 331 a 1.327 (Rango de 996[Nm^3/h]).
- Para 2.900[Nm^3/h] con VDF: Caudal de 725 a 2.900 (Rango de 2.175[Nm^3/h]).

El hecho de que se pueda entregar un rango continuo de caudal en compresores con VDF, es que la velocidad del motor se puede controlar (y por ende, la potencia entregada) generando un perfil aproximadamente lineal entre el % de Potencia y % de Caudal del compresor. Esto se ilustra a continuación [13]:

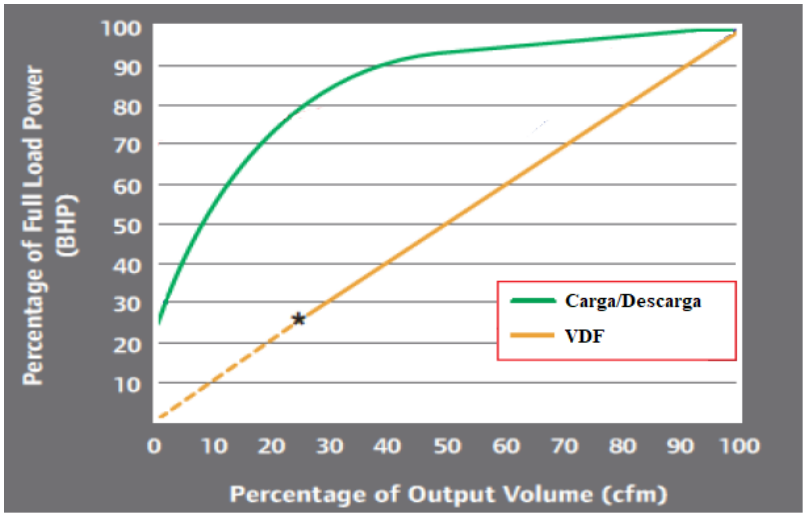


Ilustración 3-30: Operación entre compresor Carga/Descarga y VDF.

Se proponen 2 alternativas para esta medida de eficiencia energética, en primera instancia, reemplazar el antiguo compresor por uno nuevo (Alternativa I) y la segunda opción, aplicar un overhaul completo al compresor 6 e incorporarle un VDF (Alternativa II).

3.5.3.1. Alternativa I: Reemplazar compresor antiguo por uno nuevo con VDF

A partir del catálogo de compresores con VDF que ofrece Ingersoll Rand, se ha seleccionado uno de características similares, modelo RS250-ne de 2 etapas. Las características de este compresor y su respectiva cotización se encuentra en el Anexo 6.2.

El compresor RS250-ne es de 7,5[barg] de presión y 52,6[Nm^3/min] (3.156[Nm^3/h]) de caudal nominal. En la siguiente tabla se comparan las especificaciones técnicas entre un compresor ML250-2S y el RS250-ne.

Tabla 3-14: Comparativa técnica entre compresor ML250-2s y RS250-ne

	ML250-2S	**RS250-ne**
Etapas de compresión	2	2
Modo de operación	Carga/Descarga	Velocidad Variable
Dimensiones [mm]	4.000×1.930×2.146	4.320×2.150×2.504
Peso [kg]	6.030	8.336
Caudal Nominal [Nm^3/min]	49,2	52,6
Presión máxima [barg]	7,5	7,5
Potencia Nominal [kW]	250	250
***Potencia Total [kW]**	302,5	307,1
Specific Power [kW/(Nm^3/min)]	**6,1484**	**5,6735****
**La potencia total considera un ventilador extra que incluye al ser el compresor enfriado por aire.*		
***Este valor es un promedio, ya que en los compresores de velocidad variable no es fijo.*		

El término "Specific Power" es un indicador muy utilizado en sistemas de compresores, ya que indica un nivel del rendimiento en la compresión del aire. En este caso, se evidencia que el compresor RS250-ne posee un rendimiento más alto al usar menos energía por unidad de caudal, respecto del actual compresor 6 ML250-2S. La relación de ahorro se calcula como:

$$\boldsymbol{Ahorro\ por\ eficiencia} = \frac{6{,}1484 - 5{,}6735}{6{,}1484} \cdot 100\% = \mathbf{7{,}72}\% \qquad \textit{Ec.3-24}$$

Siendo este el primer ahorro relevante al reemplazar el compresor 6 ML250-2S antiguo por un RS250-ne nuevo y más eficiente. Este cálculo es conservador, ya que no se ha considerado la pérdida de eficiencia por el desgaste en el actual compresor 6.

El segundo concepto en ahorro energético al utilizar un compresor con VDF, es el hecho de que el compresor ya no desperdiciaría energía al estar en modo descarga. Del Anexo 4.2 se extrae que el compresor 6 estuvo un total de 1.497 horas en descarga, consumiendo energía sin entregar nada de caudal. Según indicaciones de Ingersoll Rand, el consumo de potencia en descarga de los compresores es aproximadamente un 40% de la potencia en carga. De esta manera, se puede calcular la energía desperdiciada en el año 2021 al estar en modo descarga el compresor 6:

- Potencia ML250-2S en descarga = 40%·302,5[kW] = 121[kW]
- Horas en descarga compresor 6 = 1.497[h]

$$\boldsymbol{Energía\ por\ descarga} = 121[kW] \cdot 1.497[h] = \mathbf{181.137}[\boldsymbol{kWh}] \qquad \textit{Ec.3-25}$$

Otra causa de operación ineficiente en los compresores de velocidad fija, con modo carga/descarga, ocurre justamente cuando el compresor está entregando caudal (carga) y cierra su válvula para pasar al modo espera (descarga), momento en el cual el compresor

debe despresurizarse, para así evitar apagar el motor eléctrico reiteradas veces. Este hecho provoca una caída gradual en la potencia del compresor hasta llegar a la potencia en modo descarga, este desperdicio de energía se puede entender con la siguiente gráfica:

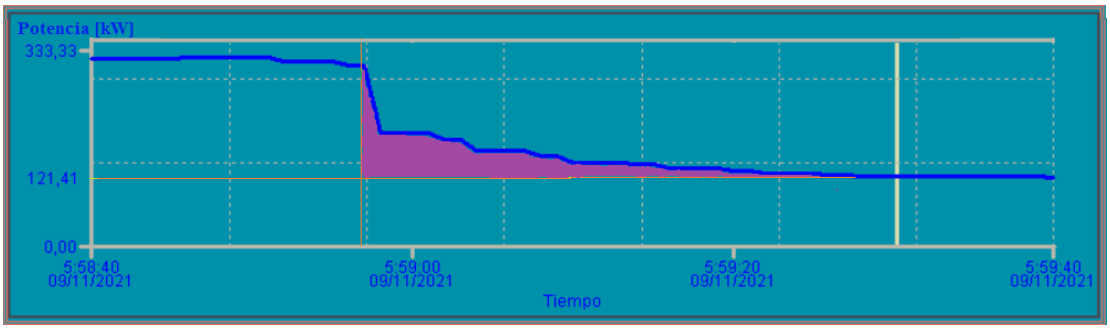


Ilustración 3-31: Comportamiento de potencia consumida en compresor 6 al despresurizarse.

Se observa justo cuando el compresor 6 pasó del modo carga a descarga, evidenciando así una caída progresiva en la potencia. El área bajo la curva coloreada representa la energía desperdiciada por la despresurización del compresor. Para este caso, los resultados fueron:

- Tiempo de despresurización: 31[s]
- Energía por cada despresurización: 1.062[kJ/descarga]
- Ciclos estimados de descarga: 142.380[descarga/año]

Lamentablemente, no hay forma de medir esta cantidad de ciclos de carga/descarga en los compresores de la planta. Sin embargo, se ha estimado en base al porcentaje de carga y horas encendido del compresor (Ver Anexo 4.2), que ha ciclado aproximadamente 142.380 veces, que es un orden de magnitud consistente con la realidad en compresores carga/descarga de otras industrias. Para obtener este valor, se analiza un periodo de tiempo de 3 minutos, para el cual se dice que este tiempo se compone en:

$$T = 3[min] = t_{carga} + t_{descarga} = \%Carga \cdot T + (100\% - \%Carga) \cdot T$$
$$T = 180[s] = 79\% \cdot 180[s] + 21\% \cdot 180[s] = 142{,}2[s] + 37{,}8[s] \qquad \text{Ec.3-26}$$

De aquí se puede decir que, el compresor 6 cada tres minutos encendido, 142,2[s] está en carga y 37,8[s] en descarga. Como ya se estimó, el compresor demora aproximadamente 31[s] en despresurizarse (menor a los 37,8[s] en descarga para los 3 minutos encendido), y sabiendo que el compresor 6 estuvo 7.119 horas encendido (427.140[min]) se puede deducir que:

$$3[min] \rightarrow 1[descarga]$$

$$427.140[min] \rightarrow 142.380[descarga]$$

Obteniendo así, que la energía consumida por despresurización para el compresor 6 en el año 2021 fue de:

$$Energía\ despresurización = 142.380\left[\frac{descarga}{año}\right]\cdot 1.062\left[\frac{kJ}{descarga}\right]$$ *Ec.3-27*

$$\boldsymbol{Energía\ despresurización = 42.202}[kWh/año]$$

Finalmente, otro desperdicio energético se da justamente por la despresurización del compresor, ya que este aire debe eliminarse a la atmósfera. Se estima que el volumen de aire por venteo en cada despresurización es de 2[Nm^3/descarga], por lo que, el volumen total de aire venteado es:

$$Volumen\ Venteo = 142.380\left[\frac{descarga}{año}\right]\cdot 2\left[\frac{Nm^3}{descarga}\right] = 284.760\left[\frac{Nm^3}{año}\right]$$ *Ec.3-28*

De la Tabla 3-14 se extrae el consumo específico "speficic power" de un compresor ML250-2S, el cual corresponde al cociente entre la potencia y caudal nominal, el cual corresponde a:

$$Specific\ Power = 6{,}1484\left[\frac{kW}{(Nm^3/\min)}\right]\cdot\frac{1[h]}{60[min]} = 0{,}1025\left[\frac{kWh}{Nm^3}\right]$$ *Ec.3-29*

Por lo que, la energía desperdiciada por efectos de venteo en el compresor es:

$$\boldsymbol{Energía\ por\ Venteo} = 284.760\left[\frac{Nm^3}{año}\right]\cdot 0{,}1025\left[\frac{kWh}{Nm^3}\right] = \boldsymbol{29.188}\left[\frac{\boldsymbol{kWh}}{\boldsymbol{año}}\right]$$ *Ec.3-30*

Para calcular el consumo energético por horas en carga del compresor 6, simplemente se hace el producto entre la potencia nominal y las horas en carga.

$$\boldsymbol{Consumo\ en\ Carga} = 302{,}5[kW]\cdot 5.622[h] = \boldsymbol{1.700.655}[\boldsymbol{kWh}]$$ *Ec.3-31*

Se resumen en la siguiente tabla los consumos energéticos para el año 2021 del compresor 6.

Tabla 3-15: Consumo total Compresor 6 año 2021.

Consumo	[kWh/año]	Porcentaje
Carga	1.700.655	87,07%
Descarga	181.137	9,27%
Despresurización	42.202	2,16%
Venteo	29.188	1,50%
Total	**1.953.182**	**100%**

El consumo energético del Compresor con VDF en teoría sería, utilizando para ello el % de ahorro por eficiencia calculado en la Ec. 3-24:

$$Consumo\ VDF = Consumo\ Carga \cdot (1 - \%AhorroPorEficiencia)$$
$$Consumo\ VDF = 1.700.655 \cdot (1 - 7{,}72\%)$$
$$\boldsymbol{Consumo\ VDF = 1.569.364[kWh/año]} \qquad \textit{Ec.3-32}$$

Por lo que, el Factor de Ahorro total al reemplazar el compresor 6 modelo ML250-2S por un compresor de velocidad variable RS250-ie es:

$$\boldsymbol{Facto\ Ahorro\ VDF} = \frac{1.953.182 - 1.569.364}{1.953.182} \cdot 100\% = \boldsymbol{19{,}7}\% \qquad \textit{Ec.3-33}$$

Y el ahorro neto anual de consumo:

$$\boldsymbol{Ahorro\ C6\ nuevo} = 1.953.182 - 1.531.270 = \boldsymbol{383.818[kWh/año]} \qquad \textit{Ec.3-34}$$

Con esto, se ha estimado el ahorro que se produciría al reemplazar el compresor 6 de velocidad fija, con regulación carga/descarga, por un compresor nuevo y más eficiente de velocidad variable. Ahora bien, es importante retomar lo que se mencionó con la Ilustración 3-29, que refleja el comportamiento de un banco de compresores de velocidad fija al incorporar uno de velocidad variable como base. El compresor con VDF absorbe las fluctuaciones que se producen, quedando así los demás compresores operando a plena carga o apagados, evitando que se mantengan en periodos de descarga [13].

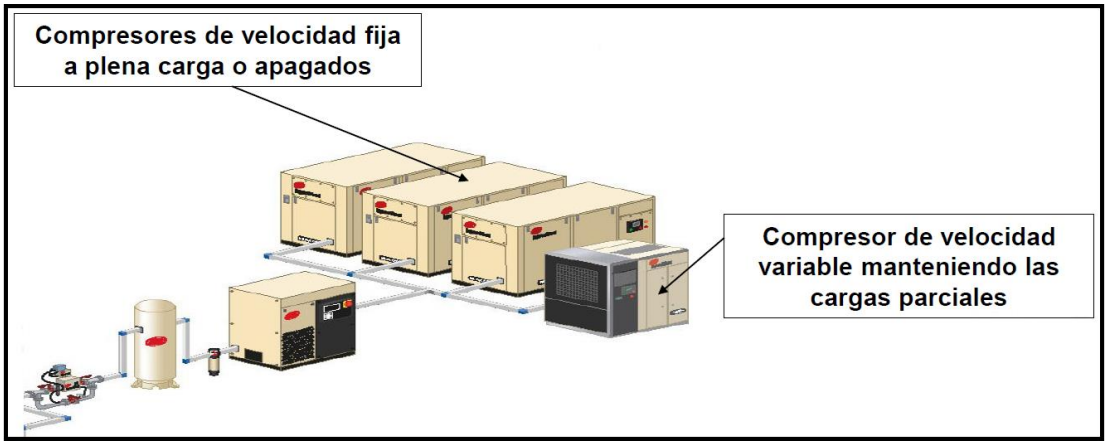


Ilustración 3-32: Comportamiento de una sala de compresores carga/descarga al incorporar uno con VDF.

En teoría, los demás compresores de velocidad fija pasarían a igualar sus horas de operación con las horas en carga, vale decir, sin horas en descarga. Esto implica otro importante ahorro, que se puede calcular al igual que en el caso ya analizado del compresor 6. Para el caso de los compresores 1/2/4 (Modelo EP200) se estima también que su potencia de descarga es un 40% de la potencia en carga:

- Potencia EP200 en descarga = 40%·167,5[kW] = 67[kW]

Finalmente, utilizando las horas en descarga para el año 2021 del resto de los compresores (Anexo 4.2) y sus respectivas potencias en descarga, se resume lo siguiente:

Tabla 3-16: Energía por descarga en compresores 1/2/3/4/5 para el año 2021.

	C1	C2	C3	C4	C5
Horas Descarga [h]	1.881	1.303	1.069	833	679
Potencia Descarga [kW]	67	67	121	67	121
Energía Descarga [kWh]	**126.027**	**87.301**	**129.349**	**55.811**	**82.159**

- **Ahorro C1/2/3/4/5** = E. descarga Comp. 1/2/3/4/5 = 480.647[kWh].

$$\boldsymbol{Ahorro\ Alternativa\ I) = Ahorro\ C6\ nuevo + Ahorro\ C1/2/3/4/5}$$

$$\boldsymbol{Ahorro\ Alternativa\ I) = 383.818 + 480.647 = 864.465[kWh/año]} \qquad \textit{Ec.3-35}$$

A partir de la cotización de este nuevo compresor RS250-ne se extrae su costo, que se traduce en la respectiva inversión a realizar. Haciendo uso de la información extraída del Servicio de Impuestos Internos (SII) se define que la vida útil de un compresor es de 10 años [14], por lo que se deduce su depreciación anual al dividir el costo de este entre su vida útil. Cabe mencionar que se utilizó el costo de 76,119[CLP/kWh] y el precio promedio del dólar para el periodo julio-octubre del 2021 con valor 781,963[CLP/USD] (Anexo 5.2) [7][14]. Usando todo esto, se procede a realizar el flujo de caja para evaluar económicamente este proyecto:

Tabla 3-17: Flujo de caja inversión nuevo compresor RS250-ne.

Año	0	1	2	3	4	5
Inversión	$ -153.230					
Ahorro		$ 35.602	$ 84.150	$ 84.150	$ 84.150	$ 84.150
Depreciación		$ 13.930	$ 13.930	$ 13.930	$ 13.930	$ 13.930
Flujo caja		$ 21.672	$ 70.220	$ 70.220	$ 70.220	$ 70.220
Flujo caja acum.	**$ -153.230**	**$ -131.558**	**$ -61.338**	**$ 8.882**	**$ 79.102**	**$ 149.322**

Año	6	7	8	9	10
Inversión					
Ahorro	$ 84.150	$ 84.150	$ 84.150	$ 84.150	$ 84.150
Depreciación	$ 13.930	$ 13.930	$ 13.930	$ 13.930	$ 13.930
Flujo caja	$ 70.220	$ 70.220	$ 70.220	$ 70.220	$ 70.220
Flujo caja acum.	**$ 219.542**	**$ 289.762**	**$ 359.982**	**$ 430.202**	**$ 500.422**

Con un plazo de entrega de 30 semanas según cotización.

De este flujo de caja se calculan los indicadores económicos relevantes en toda evaluación de un proyecto, correspondiente al Valor Actual Neto (VAN) que corresponde al valor presente de los flujos de caja netos originados por una inversión, la Tasa Interna de Retorno (TIR) que puede entenderse como la máxima tasa de interés a la que se puede endeudar para financiar el proyecto, o bien, la tasa de interés a la que el VAN es igual a cero (VAN = 0), esta tasa interna debe compararse con la tasa de descuento (T_d), que corresponde al costo del capital que se aplica para determinar el valor presente de un pago futuro (muy importante para poder calcular el VAN). Para una tasa de descuento del T_d = 11,90% se obtuvo para este proyecto:

- **VAN = $180.315[USD]**
- **TIR = 35,33%**
- **PRI = 2,18[año]**

Del Anexo 4.4 se extraen los consumos energéticos en carga y descarga de cada compresor para el año 2021. La suma de todos estos consumos a finales del año representan la demanda total de energía eléctrica por parte de los compresores en un periodo anual.

$$\boldsymbol{Consumo\ Compresores\ 2021 = 14.862,81[MWh/año]} \qquad \textit{Ec.3-36}$$

De acuerdo a esto, se puede definir en porcentaje, el ahorro al incorporar el nuevo compresor RS-250-ne con respecto al consumo anual de los seis compresores:

$$\frac{\boldsymbol{Ahorro\ Alternativa\ I)}}{\boldsymbol{Consumo\ Compresores\ 2021}} \cdot \boldsymbol{100\%} = \frac{\boldsymbol{864.465}}{\boldsymbol{14.862.810}} \cdot \boldsymbol{100\%} = \boldsymbol{5,82\%} \qquad \textit{Ec.3-37}$$

3.5.3.2. Alternativa II: Overhaul de compresor existente e incorporación de VDF

La segunda opción para incorporar velocidad variable en el banco de compresores es incorporar el VDF a una unidad compresora ya existente, en este caso, al compresor 6 en cuestión. Sin embargo, antes de esto se debe considerar el desgaste producto de los años de uso en el compresor, en este caso el compresor 6 tiene una vida de 14 años de existencia y 84.878 horas en operación, por lo que es de esperarse que haya perdido eficiencia en su proceso de compresión. Esta ineficiencia es mitigada mediante la aplicación del proceso conocido en la industria como "*Overhaul*" el cual consiste en llevar el equipo a sus condiciones iniciales de operación (0 horas de uso), reemplazando para ello una serie de componentes que debido a su desgaste provocan deficiencias en el equipo.

Es por esto que se le ha solicitado también a Ingersoll Rand la evaluación de un overhaul para un compresor ML250-2S, para ello se recibió su respectiva cotización, la cual se adjunta en el Anexo 6.3, lo mismo para la adquisición del VDF, que fue encargada también por Ingersoll Rand y su cotización se encuentra en el Anexo 6.4. En este caso, el ahorro anual en energía no es el mismo que para el caso anterior de sustituir por el nuevo compresor (ya que se

consideró además el ahorro por eficiencia propio del compresor nuevo), sin embargo, ahora en este caso el ahorro se reduce a la suma de los valores de energía por descarga, despresurización y venteo indicados en la Tabla 3-15, lo cual resulta:

$$\boldsymbol{Ahorro\ C6\ Overhaul/\ VDF} = (181.137 + 42.202 + 29.188)[kWh/año]$$
$$\boldsymbol{Ahorro\ C6\ Overhaul/VDF = 252.527[kWh/año]} \qquad \textit{Ec.3-38}$$

Sumado a esto, se debe considerar el ahorro por energía en descarga, que se calculó para el resto de los compresores, que se observa en la Tabla 3-16, lo que resulta un ahorro total para esta alternativa de:

$$\boldsymbol{Ahorro\ Alternativa\ II) = Ahorro\ C6\ Overhaul/VDF + Ahorro\ C1/2/3/4/5} \qquad \textit{Ec.3-39}$$
$$\boldsymbol{Ahorro\ Alternativa\ II}) = 252.527 + 480.647 = \boldsymbol{733.174[kWh/año]}$$

Procediendo de manera similar al caso anterior, el análisis económico para esta inversión es:

Tabla 3-18: Flujo de caja inversión Overhaul más incorporación de VDF a compresor ML250-2S.

Año	0	1	2	3	4	5
Inversión	$ -135.155					
Ahorro		$ 59.475	$ 71.370	$ 71.370	$ 71.370	$ 71.370
Depreciación		$ 12.287	$ 12.287	$ 12.287	$ 12.287	$ 12.287
Flujo caja		$ 47.188	$ 59.083	$ 59.083	$ 59.083	$ 59.083
Flujo caja acum.	**$ -135.155**	**$ -87.967**	**$ -28.885**	**$ 30.198**	**$ 89.281**	**$ 148.364**

Año	6	7	8	9	10
Inversión					
Ahorro	$ 71.370	$ 71.370	$ 71.370	$ 71.370	$ 71.370
Depreciación	$ 12.287	$ 12.287	$ 12.287	$ 12.287	$ 12.287
Flujo caja	$ 59.083	$ 59.083	$ 59.083	$ 59.083	$ 59.083
Flujo caja acum.	**$ 207.447**	**$ 266.530**	**$ 325.613**	**$ 384.696**	**$ 443.778**

Con un plazo de 4 semanas para importación y 4 semanas más en servicio (8 sem. en total).

Obteniéndose así los indicadores económicos del proyecto:

- **VAN = 169.274$[USD]**
- **TIR = 39,67%**
- **PRI = 2,29[año]**

De igual manera que en la alternativa anterior, se puede definir en porcentaje, esta vez el ahorro al aplicar el overhaul con incorporación de VDF al compresor 6 con respecto al consumo anual de los seis compresores:

$$\frac{\boldsymbol{Ahorro\ Alternativa\ II})}{\boldsymbol{Consumo\ Compresores\ 2021}} \cdot \boldsymbol{100\%} = \frac{\boldsymbol{733.174}}{\boldsymbol{14.862.810}} \cdot \boldsymbol{100\%} = \boldsymbol{4,93\%} \qquad \textit{Ec.3-40}$$

3.5.4. Desconectar un Compresor del sistema

Los datos de operación de cada compresor, en carga y descarga para el año 2021 se resumen a continuación:

Tabla 3-19: Horas Operación Compresores 2021.

	Hrs Encendido	Hrs Carga	Hrs Descarga	% Carga	(Hrs. Encendido / 8.760) %
Compresor 1	6.251	4.370	1.881	69,9%	71,4%
Compresor 2	5.613	4.310	1.303	76,8%	64,1%
Compresor 3	7.118	6.049	1.069	85,0%	81,3%
Compresor 4	6.887	6.054	833	87,9%	78,6%
Compresor 5	4.646	3.967	679	85,4%	53,0%
Compresor 6	7.119	5.622	1.497	79,0%	81,3%

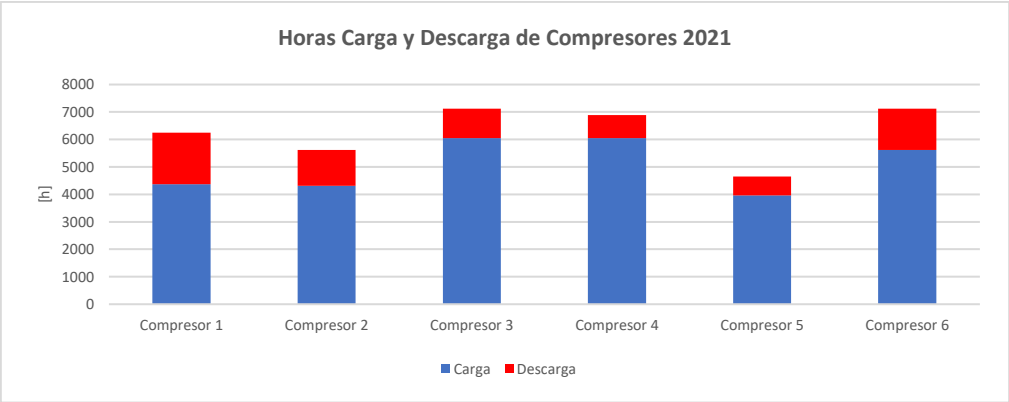


Ilustración 3-33: Gráfica de Horas Carga y Descarga de los Compresores 2021.

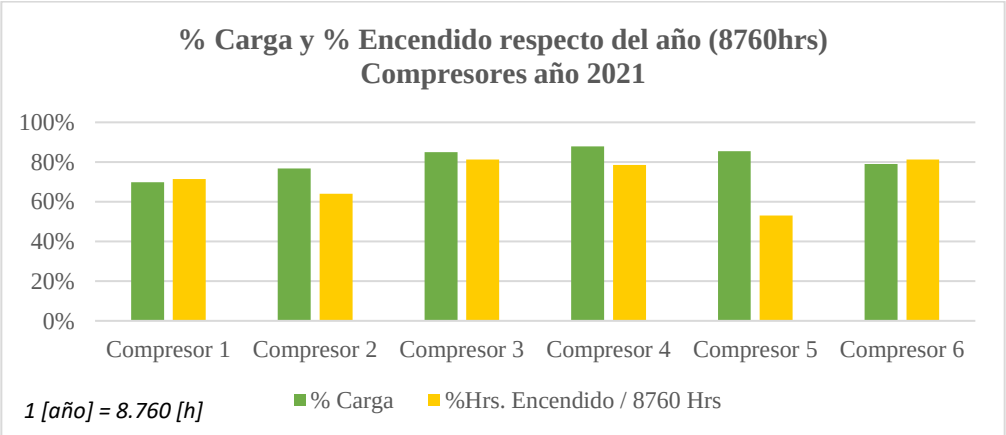


Ilustración 3-34: Gráfica % Carga y % Hrs Encendido respecto de 8.760 hrs, Compresores 2021.

Se observa que en general los compresores tienen un porcentaje de carga bueno, igual o por sobre el 70%. Las horas en operación de cada compresor con respecto al total de horas en un año también tienen un comportamiento similar, todos por sobre el 64%, con excepción del compresor 5 que tuvo un porcentaje considerablemente menor, con apenas un 53% de horas en operación respecto del año. Esto refleja, en primera instancia, que este compresor 5 comprende períodos prolongados en que se mantiene apagado, pero cuando opera, lo hace de una manera eficiente al tener un alto % de carga.

Quedaría entonces analizar qué es lo que sucede cuando este compresor 5 está en periodos sin operación. A continuación se presenta para un periodo de 5 semanas, comprendido entre el 11/10/2021 al 14/11/2021, la tendencia de las potencias consumidas por los compresores.

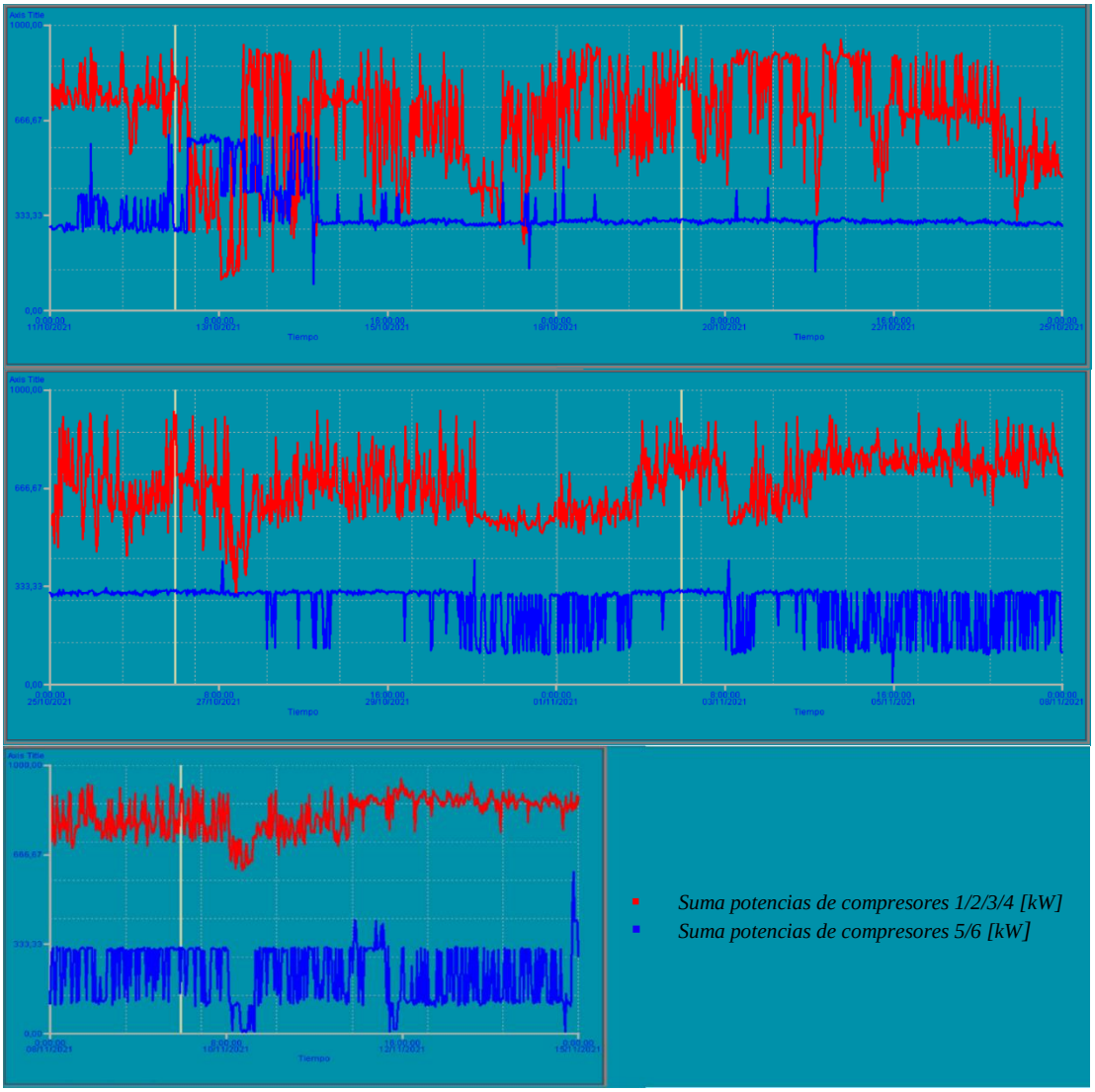


Ilustración 3-35: Tendencia de potencia compresores periodo 11/10/2021 al 14/11/2021.

La curva de color “Rojo” representa la suma de las potencias de los compresores 1/2/3/4 y la curva de color “Azul” la potencia de los compresores 5/6. Lamentablemente no se cuenta con el registro de la tendencia de la energía consumida por cada uno de los compresores por separado, sin embargo, si lo que se busca es analizar el compresor 5, bastó con buscar en la base de datos la cantidad de horas en operación de los compresores 5-6 y así, mirando la tendencia de las potencias se puede concluir cuál o cuáles compresores representa la curva “Azul”. Se sabe que para el periodo de 5 semanas, la operación de los compresores 5 y 6 fue:

Tabla 3-20: Comportamiento compresores 5 y 6 en periodo 11/10/2021 al 14/11/2021.

	Periodo [h]	**Encendido [h]**	**Carga [h]**	**% Carga**	**% Tiempo Encendido**
Compresor 5	840	91	68	74,7%	10,8%
Compresor 6		800	607	75,9%	95,2%

A partir de la Tabla 3-20 y observando la Ilustración 3-35, se puede inferir que la tendencia de color “Azul” corresponde a la del compresor 6 como base y los picos que se aprecian corresponden al encendido del compresor 5. La mayor actividad del compresor 5 fue únicamente al principio del periodo, este se encendió y provocó que la curva “Roja” de los compresores 1/2/3/4 tuviera una baja abrupta de potencia, lo cual significa que por algún motivo, algunos de esos compresores se apagaron.

Se ha inferido que probablemente esta caída en los compresores 1/2/3/4 se deba a que el compresor 5 al no estar comandado por el secuenciador, este último percibe que al encenderse el compresor 5 la demanda de consumo de aire “disminuye” ficticiamente al aumentar la presión del sistema, es por ende, que el secuenciador comanda a los demás compresores a detenerse.

Se eligió por 2 razones este periodo de tiempo analizado, en primer lugar, porque 5 semanas suman un total de 840[h], equivalente a 168[h] multiplicado 5 veces, que corresponden al tiempo entre secuencias y la cantidad de estas que están preestablecidas, respectivamente. En teoría representaría un ciclo completo de las 5 secuencias del controlador IEO.

En segundo lugar se eligió ese periodo ya que justamente el compresor 5 tuvo una participación casi nula en el sistema de generación de aire y no se alertaron problemas en la operación por demanda de aire comprimido.

De este análisis se justifica el hecho de desconectar el compresor 5 del sistema de generación de aire comprimido. Ahora bien, esto no implica quitarlo de la sala de compresores, ya que, sería necesario en el caso eventual de tener que usar Diesel en el horno de recalentamiento (2.384[Nm^3/h] por atomización), por lo que la recomendación sería mantenerlo apagado todo el tiempo que se opere con Gas Natural en dicho horno y dejarlo solo de respaldo.

3.5.5. Recuperación de Calor

Otro concepto importante con respecto al consumo de energía en los compresores es la relación entre la energía útil (aprovechada en el consumidor final) y la energía de entrada al motor eléctrico. La distribución de la energía se describe a continuación [13]:

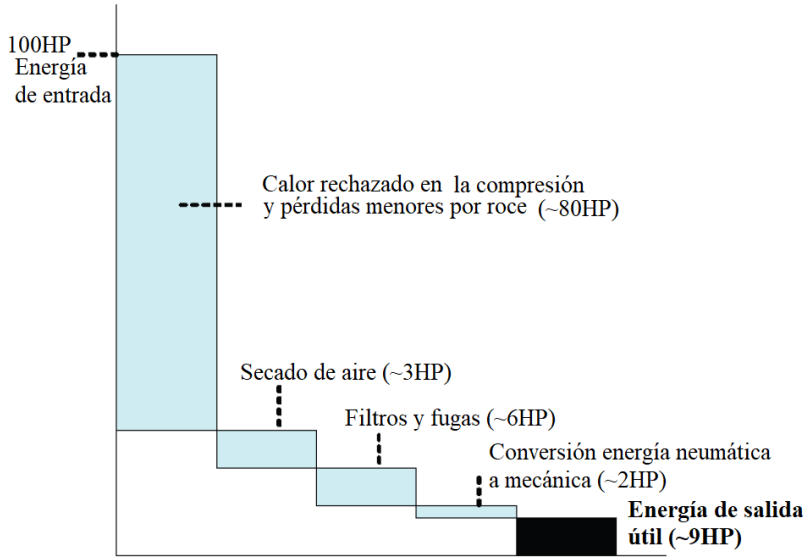


Ilustración 3-36: Distribución de la energía en la generación de aire comprimido.

Como se observa, prácticamente solo el 9% de la energía que entra al motor eléctrico es finalmente energía útil, el 91% restante se pierde en el proceso de transformación de la energía. El aire al ser un fluido compresible, un aumento en la presión implica un aumento en la densidad y su temperatura, esto último es indeseado en el aire comprimido, por ello, para disminuir la temperatura se rechaza calor desde el aire comprimido hacia el ambiente. Este calor corresponde casi al 80% de la energía de entrada, valor que corresponde a la mayoría del consumo energético y simplemente es desperdiciado.

Es por esto que, se hace mención de una propuesta actualmente en desarrollo por parte del área de Ingeniería, en donde se evalúa la recuperación en parte de este calor rechazado para ser utilizado en la producción de Agua Caliente Sanitaria (ACS) para los vestuarios y casino de la compañía.

La sala de termos actualmente cuenta con 4 acumuladores de 2.000[L] cada uno, estos son calentados a través de 3 resistencias de 6[kW] de potencia, de las cuales 2 actúan en operación normal y una tercera en caso de emergencia cuando la temperatura de salida baja de los 38[°C]. En total, la capacidad de la sala de termos para el calentamiento de agua es de 72[kW], los cuales permiten suministrar cerca de 28[m^3/día] a las instalaciones de vestuarios y casino que requieren ACS. La ventaja que ofrece esta sala es que al haber sido reformada en el año 2018, ahora cuenta con la disponibilidad de agregar un sistema de calefacción externa, por lo tanto, se permite pensar en incorporar un sistema de recuperación de calor de los compresores para producir ACS. En el Anexo 7 se adjunta el diagrama de la sala de termos.

Se propuso utilizar la energía rechazada de un compresor para ser aprovechada en el proceso de calentamiento de agua, ahorrando el consumo eléctrico de las resistencias en los acumuladores.

La recuperación de calor se hace mediante Intercambiadores de Calor (IC), la energía rechazada del compresor es captada y transportada por un fluido caloportador, para así finalmente entregar este calor al agua y ser calentada [13]. El proceso de recuperación de calor se ilustra a continuación:

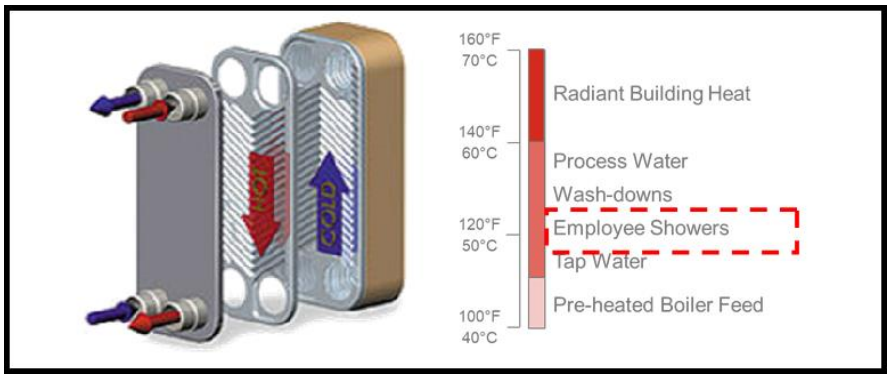


Ilustración 3-37: Proceso de recuperación de calor con IC y sus aplicaciones.

El diagrama simplificado de la instalación de los IC desde el compresor hasta la sala de termos queda descrito en la siguiente ilustración:

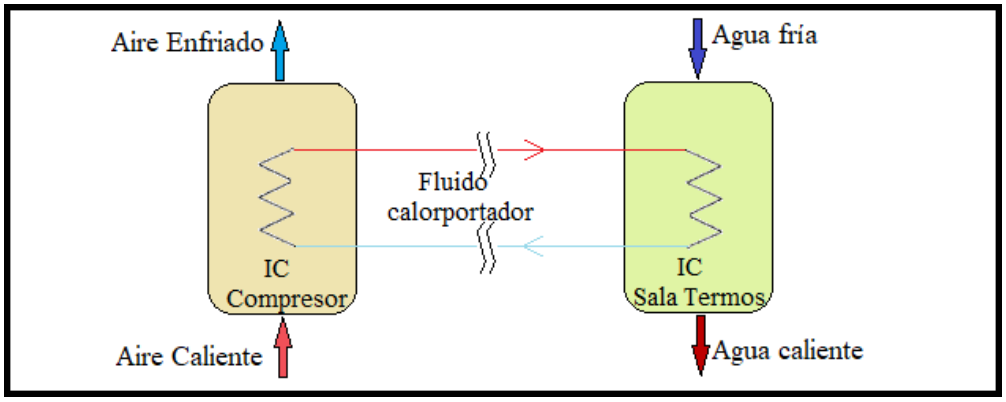


Ilustración 3-38: Diagrama simplificado de instalación sistema de recuperación de calor.

Cabe mencionar que se debe instalar un sistema de "by-pass" para el caso en que el sistema no requiera calor, evitando así comprometer el sistema de enfriamiento del compresor. Por otra parte, la instalación de un intercambiador de calor en un solo compresor limita a que no se recupere energía cuando el compresor no esté operando, por lo que se debe dejar vigente las resistencias térmicas en caso de ser necesario utilizarlas.

Ahora bien, para cuantificar el ahorro que implicaría utilizar este sistema de recuperación de calor, se debe recurrir a la teoría de la Termodinámica [18].

$$\boldsymbol{Calor\ ACS}\left[\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{día}}\right] = \boldsymbol{m}\left[\frac{\boldsymbol{kg}}{\boldsymbol{día}}\right]\cdot \boldsymbol{C_p}\left[\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg\cdot °C}}\right]\cdot \Delta\boldsymbol{T}[°\boldsymbol{C}] \qquad \textit{Ec.3-41}$$

- $m\left[\frac{kg}{día}\right] = V\left[\frac{m^3}{día}\right]\cdot \rho\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
- $\Delta T[°C] = (T_{ACS} - T_{red})[°C]$

Donde:

- Capacidad suministro sala termos: V = 28[m^3/día]
- Densidad del agua: ρ = 997[kg/m^3]
- Calor específico del agua a presión cte.:C_P = 4,186[kJ/kg·°C]
- Temperatura estimada requerida para el ACS: T_{ACS} = 60[°C]
- Temperatura estimada del agua en la red: T_{red} = 15[°C]

Reemplazando estos valores en la Ec. 3-41 se obtiene el calor estimado requerido para producir ACS por día:

$$\boldsymbol{Calor\ ACS} = \left(28\left[\frac{m^3}{día}\right]\cdot 997\left[\frac{kg}{m^3}\right]\right)\cdot 4{,}186\left[\frac{kJ}{kg\cdot °C}\right]\cdot(60-15)[°C]\cdot\left(\frac{[kWh]}{3.600[kJ]}\right) \qquad \textit{Ec.3-42}$$

$$\boldsymbol{Calor\ ACS = 1.460{,}7\left[\frac{kWh}{día}\right]}$$

Se ha estimado que la sala de termos tiene una media de 8,9 horas de utilización por día, lo que implica que para producir este calor diario, se debe extraer una potencia media del compresor:

$$\boldsymbol{Potencia\ Media\ de\ Recuperación} = 1.460{,}7\left[\frac{kWh}{día}\right]\cdot\left[\frac{día}{8{,}6h}\right] = \boldsymbol{169{,}8[kW]} \qquad \textit{Ec.3-43}$$

Se sabe que aproximadamente un 80% de la energía de entrada en un compresor se convierte en calor. Entonces, para condiciones de operación en carga, un compresor ML250-2S se estima que 200[kW] se destinan a ser rechazados por calor, y en un compresor EP200 un total estimado de 120[kW].

Se recomienda entonces, incorporar este sistema de recuperación a un compresor modelo ML250-2S, que garantiza entregar esta potencia media estimada al momento de rechazar calor.

Ahora bien, si se considera esta calor requerido 6 días por semana, durante todo el año (52 semanas), se asume un consumo anual de Energía Eléctrica (EE) por las resistencias térmicas de los 4 acumuladores con un total de:

$$EE\ anual\ ACS = \ Calor\ ACS \cdot (6 \cdot 52)[día] = 1.460{,}7\left[\frac{kWh}{día}\right] \cdot 312[día]$$

Ec.3-44

$$\boldsymbol{EE\ anual\ ACS = 455.738\left[\frac{kWh}{año}\right]}$$

En teoría, toda esta energía sería obtenida a partir de la recuperación de calor en la sala de compresores, sin embargo, se sabe que el compresor no estará todo el tiempo en carga, por lo que habrá periodos en que se utilicen las resistencias térmicas. Si se estima que en ¾ partes del tiempo (75%) se recuperará calor del compresor, entonces el ahorro efectivo de EE sería:

- ***Ahorro efectivo EE anual ACS*** = (*EE anual ACS*) ·75% = **341.804[kWh/año]**

En el Anexo 6.6 se adjunta la cotización del sistema de recuperación de calor a incorporar en el compresor y en el Anexo 6.7 la cotización de la otra parte del sistema, que va hacia la sala de termos.

El análisis económico de este proyecto se presenta a continuación:

Tabla 3-21: Flujo de caja inversión recuperación de calor en compresores.

Año	0	1	2	3	4	5
Inversión	$ -47.671					
Ahorro		$ 33.272	$ 33.272	$ 33.272	$ 33.272	$ 33.272
Depreciación		$ 4.767	$ 4.767	$ 4.767	$ 4.767	$ 4.767
Flujo caja		$ 28.505	$ 28.505	$ 28.505	$ 28.505	$ 28.505
Flujo caja acum.	**$ -47.671**	**$ -19.165**	**$ 9.340**	**$ 37.845**	**$ 66.351**	**$ 94.856**

Año	6	7	8	9	10
Inversión					
Ahorro	$ 33.272	$ 33.272	$ 33.272	$ 33.272	$ 33.272
Depreciación	$ 4.767	$ 4.767	$ 4.767	$ 4.767	$ 4.767
Flujo caja	$ 28.505	$ 28.505	$ 28.505	$ 28.505	$ 28.505
Flujo caja acum.	**$ 123.361**	**$ 151.867**	**$ 180.372**	**$ 208.877**	**$ 237.383**

Los indicadores económicos que resultan son:

- **VAN** = $101.923[USD]
- **TIR** = 59,23%
- **PRI** = 1,67[año]

3.5.6. Recomendaciones del Piping

3.5.6.1. Reducción de la presión en la red

Como medida no a corto plazo, se propone evaluar la reducción de la presión en el sistema de distribución de aire comprimido, con el objetivo de reducir la carga en los compresores. Según información proporcionada por el proveedor Ingersoll Rand, una regla de oro que se cumple es [13]:

- Reducir 2[psi] al sistema representa un ahorro estimado en consumo de potencia eléctrica del 1%.
- Operar 1[HP] (0,75[kW]) cuesta aproximadamente 1.000[USD] al año en términos de energía eléctrica.

En la sala de compresores existen 3 compresores de 302,5[kW] y 3 compresores de 167,5[kW] de potencia a plena carga, por lo que, solo para dimensionar: al aplicar estas reglas se puede estimar el ahorro anual producido al reducir en 2[psi] la presión del sistema para cada compresor:

$$\begin{aligned} \mathbf{302,5}[\boldsymbol{kW}] \cdot 1\% \cdot 1.000[USD/0{,}75kW] &= 4.033[USD/anual] \\ \mathbf{167,5}[\boldsymbol{kW}] \cdot 1\% \cdot 1.000[USD/0{,}75kW] &= 2.233[USD/anual] \end{aligned} \qquad \textit{Ec.3-45}$$

Para evaluar si es posible reducir la presión, se deben estimar las velocidades actuales del aire comprimido que fluye por las tuberías de la red y verificar si cumplen con ciertas recomendaciones (definidas más adelante). Las pérdidas de presión por fricción en una tubería son proporcionales al cuadrado de la velocidad del flujo, por lo que, si se disminuyera la velocidad a la mitad, las pérdidas disminuirán a la cuarta parte. Esto es de suma relevancia, ya que, disminuir las pérdidas por fricción implica disminuir la presión en la red, y por ende, el consumo de potencia en los compresores.

La velocidad promedio de un flujo dentro de una tubería circular se calcula como [17]:

$$V = \frac{Q}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot D^2} \qquad \textit{Ec.3-46}$$

Donde:

- V: Velocidad promedio del flujo [m/s].
- Q: Caudal del aire comprimido [m^3/s].
- D: Diámetro interior de la tubería [m].

El caudal que fluye por las tuberías se suele indicar en una unidad estandarizada [S] o normalizada [N] (Ver Tabla 3-1). En estos casos, se propone, haciendo uso de la ley de gases ideales [18]:

$$\frac{P_0}{\rho_0 T_0 R} = \frac{P_1}{\rho_1 T_1 R} = 1 \qquad \textit{Ec.3-47}$$

Los sub-índices "*0*" y "*1*" representan dos estados distintos del gas, y:

- P: Presión absoluta del gas [Pa]
- ρ: Densidad volumétrica del gas [kg/m^3]
- T: Temperatura del gas [K]
- R: Constante del gas [J/(kg·K)]

La equivalencia se produce al decir que los flujos másicos en ambas condiciones debe ser el mismo [17]:

$$\dot{m} = \rho_0 \cdot V_o \cdot A = \rho_1 \cdot V_1 \cdot A \qquad \textit{Ec.3-48}$$

Se obtiene entonces que:

$$V = \frac{T}{T_0} \cdot \frac{P_0}{P} \cdot V_0 \qquad \textit{Ec.3-49}$$

Donde:

- T: Temperatura del aire comprimido [K]
- T_0: Temperatura del aire según condición normal o estandarizada [K].
- P_0: Presión absoluta del aire según condición normal o estandarizada [psia].
- P: Presión absoluta del aire comprimido [psia].
- V_0: Velocidad promedio del flujo normal [m/s] ó estándar [ft/min].

Usando la Ec. 3-46 se obtiene que la velocidad V_0:

$$V_0 = \frac{Q_0}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot D^2} \qquad \textit{Ec.3-50}$$

Donde:

- Q_0: El caudal estandarizado [scfm] ó normalizado [Nm^3/s].
- D: Diámetro de la tubería [ft] ó [m], según corresponda.

Entonces, en la Ec. 3-49, al reemplazar lo de la Ec. 3-50 queda:

$$\boldsymbol{V = \frac{T}{T_0} \cdot \frac{P_0}{P} \cdot \frac{Q_0}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot D^2}} \qquad \textit{Ec.3-51}$$

Una vez calculadas las velocidades, se debe comparar para evaluar si son aceptables o no, según cada caso. Para ello, se describen tres tipos de tuberías [9]:

- ***Tubería principal***: Es la encargada de transportar el aire comprimido desde el depósito principal, vale decir, el total del aire a consumir en la planta.
  La velocidad máxima recomendada del aire es V_{rec} = 5[m/s].

- ***Tubería secundaria***: Corresponden a las que administran el aire comprimido desde la tubería principal hacia los subsistemas de trabajo. Se cumple que la suma de caudales que transportan es idéntico a la cantidad de aire en la tubería principal.
  La velocidad máxima recomendada del aire es V_{rec} = 8[m/s].

- ***Tubería de servicio***: Cumple la función de alimentar los distintos dispositivos, equipos, válvulas y herramientas neumáticas en la planta (usos finales).
  La velocidad máxima recomendada del aire es V_{rec} =15[m/s]

Es imperativo entonces, definir la categorización de las tuberías en las instalaciones de la planta, para así comparar con el cálculo de las velocidades. Lamentablemente, no se cuenta con información de los caudales de aire comprimido que circulan por las tuberías, por lo que no se pudo llevar a cabo este análisis durante la estadía en la compañía.

Si bien, se debe asumir que la red haya sido correctamente diseñada en un principio, es de esperarse que con los años la demanda de aire comprimido en la planta haya aumentado, por ende, el caudal que fluye por las tuberías también. Es por esto que, se propone como recomendación hacer una auditoría en la red de aire comprimido cuando toda la planta esté operando para tener registro de los caudales que fluyen por la red y así estimar las velocidades del flujo.

El diámetro de la tubería (∅) recomendado se define entonces a partir de la velocidad de flujo recomendada (V_{rec}) para cada caso, con la siguiente definición:

$$\emptyset \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{Rec}}} \qquad \textit{Ec.3-52}$$

Como se mencionó, la velocidad del flujo influye en la caída de presión dentro de las tuberías. El cálculo de las pérdidas se puede estimar utilizando la ecuación de *Darcy-Weisbach* [17]:

$$h_f = f \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot g \cdot D} \qquad \textit{Ec.3-53}$$

Donde:

- h_f: Pérdida de fricción por la tubería [m].
- f : Coeficiente de fricción [-].
- *L:* Largo de la tubería [m].
- *D:* Diámetro interno de la tubería [m].
- *V:* Velocidad del flujo [m/s].
- *g:* Aceleración de gravedad [m/s] .

3.5.6.2. Estructura de la red

De acuerdo con "*Atlas Copco*", mediante el método de ensayo y error, los ingenieros dedicados a los sistemas de aire comprimido llegaron a la conclusión de que la mayoría de las plantas se benefician al utilizar un diseño de tuberías denominados "anillos principales". Estos consisten en un circuito cerrado de tuberías alrededor de una zona en la que se demanda aire comprimido, su ventaja radica en que el aire a alta presión puede rodear la zona y llegar al punto de uso desde dos lados, asegurando que todos los dispositivos, herramientas y equipos neumáticos tengan una presión estable, a pesar de los múltiples puntos de consumo que aumentan la demanda al sistema de generación [16].

A continuación se ilustra, a modo de ejemplo, el diseño correcto e incorrecto de una red de aire comprimido [13]:

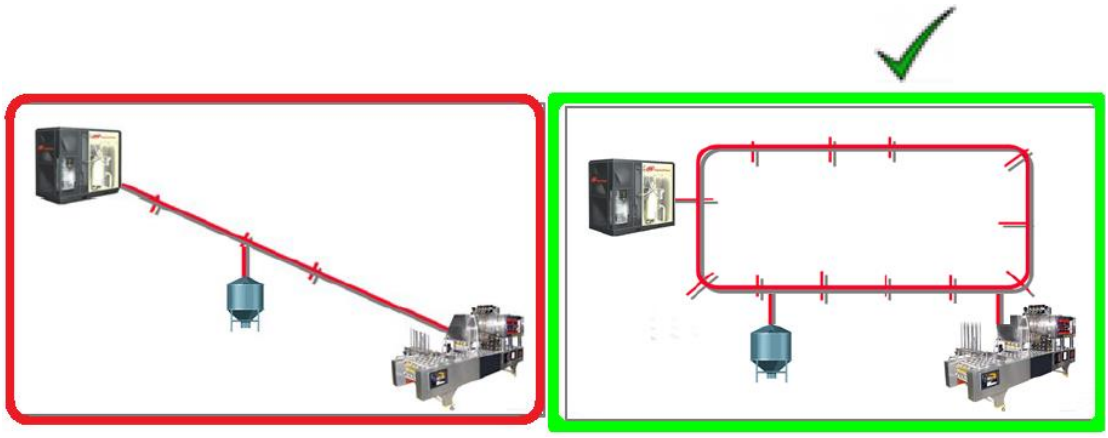


Ilustración 3-39: Diseño adecuado e inadecuado en redes de aire comprimido.

Esto no es necesario implementar en planta Colina, ya que la red de aire comprimido fue diseñada con dos anillos principales, uno que rodea y alimenta a la nave de acería y otro a la nave de laminación, tal y como se puede observar en el Anexo 9.1 y Anexo 9.2, respectivamente.

3.5.6.3. Estado de las tuberías

De acuerdo con el proyecto inicial para la instalación de la planta Colina en el año 1998, se extrae que el material de las tuberías en la red de aire comprimido son de acero al carbono (Anexo 9.3), de clase C3 (Anexo 9.4). De acuerdo con expertos, este material con el tiempo puede llegar a sufrir importantes modificaciones producto de la corrosión, ya que es vulnerable ante la oxidación, perdiendo así las propiedades de diseño del material. El interior de las tuberías producto de la corrosión se puede observar a continuación [13]:

Ilustración 3-40: Fotografías referenciales de corrosión al interior de tuberías.

Con respecto al estado de las tuberías en la planta, si bien, no se pudo corroborar cómo se encuentran en su interior, se propone generar un plan de acción para inspeccionar el estado de las tuberías en el aire comprimido. Es probable que, desde la fecha de instalación de la planta Colina (año 1998) hasta la fecha del presente informe, con un transcurso de 23 años, en las tuberías exista un nivel considerable de corrosión que dificulte el transporte del aire comprimido producto de la obstrucción del paso, aumentando las pérdidas por fricción, y por ende, la exigencia hacia los compresores para elevar aún más la presión en el sistema y vencer esta resistencia extra que ofrece la corrosión. Es por esto que, al erradicar la corrosión, también se logrará reducir la presión en la red.

Como alternativa para dar solución a esta problemática, se propone reemplazar el piping actual de acero al carbono por tuberías de aluminio. Según indica la compañía española "*SERVIAIRE*" el aluminio en las tuberías de aire comprimido posee características y ventajas por sobre otros materiales como el cobre, plástico o distintos tipos de acero. Hasta la actualidad las tuberías de acero todavía contemplan un alto porcentaje de participación en las instalaciones de aire comprimido, ya que, se componen de tubos, accesorios y herramientas fáciles de encontrar en el mercado, además, el material es útil para las presiones habituales y su coste es bajo. Sin embargo, estas tuberías conllevan ciertos problemas, tales como la corrosión y fugas, que son resueltos por las tuberías de aluminio.

Las principales ventajas del aluminio respecto de otros materiales son [15]:

- Tuberías de aluminio no se deterioran **ni se oxidan**.
- Poseen un acabado con pintura electrostática, por lo que, **no es necesario pintarlas** al momento del montaje.
- Resisten el calor, los rayos UV y **poseen un bajo coeficiente de dilatación**.
- Poseen **pérdidas de carga por fricción muy bajas**, inferiores a otros tipos de tubería.
- Dispone de un **sistema de unión seguro y sin fugas**. En las tuberías con unión roscada suelen presentar fugas.
- Garantiza **tiempos de montaje mucho más cortos** que otros tipos de tubería, de hasta el 50%, reduciendo el costo final.
- **Está homologada y certificada** para ser usada en redes de aire comprimido.

En la actualidad se dispone de tuberías con diámetro desde 16 hasta los 250 [mm] para presiones de hasta 16[barg], y diámetros desde 20 hasta los 63 [mm] para presiones de trabajo de hasta 70 [barg]. Siendo entonces, la tubería de aluminio la mejor alternativa en la mayoría de las instalaciones de aire comprimido, ya que, la mayoría de los sistemas de aire comprimido en la industria rondan los 7[barg] de presión [15].

Ilustración 3-41: Ejemplo piping de aluminio en red de aire comprimido.

De acuerdo con "*Atlas Copco*", ellos coinciden también en que las tuberías de aire comprimido de aluminio cada vez son más elegidas para instalaciones debido a su resistencia estructural, peso ligero (~ 1/3 del peso del acero) y alta resistencia a la corrosión. Si bien, la inversión inicial en cuanto a materiales es más alto que el de una tubería galvanizada, los ahorros en cuanto a mano de obra de instalación compensan con creces la diferencia en el coste del material [16].

3.5.6.4. Incorporación de flujometros para control de demanda.

Actualmente no existe un control del flujo de aire comprimido que va aguas abajo de la sala de compresores, vale decir, contar con flujómetros en las tuberías que permitan cuantificar el caudal que es demandado por la planta. Se recomienda, en primera instancia, incorporar flujómetros en las tuberías principales de la planta, vale decir, a la salida de cada acumulador situados afuera de la sala de compresores (descritos en la Tabla 3-5) y en la tubería que transporta aire desde el anillo de acería hacia la nave de laminación (Ver en Anexo 9.1).

Ilustración 3-42: Acumuladores principales.

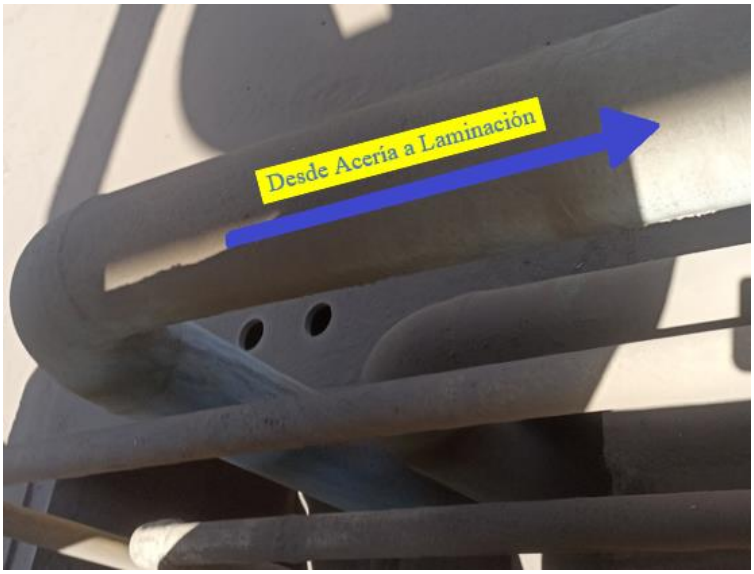


Ilustración 3-43: Tubería alimentación aire comprimido hacia Laminación.

De esta manera, se tendrá un control en términos generales de la demanda de aire comprimido de la planta, ya que, desde el depósito 2 se medirá el aire comprimido utilizado en el sistema captador de polvo, del depósito 1 se medirá la suma de la demanda en la nave de acería y laminación, y de la tubería de alimentación desde acería se medirá la demanda de laminación.

Esto permitirá también identificar de mejor manera el nivel de pérdidas de aire comprimido, contrastando la demanda teórica con la demanda real de cada área. En el Anexo 6.8 se adjunta la cotización de un flujómetro de aire comprimido referencial para estas tuberías.

3.5.7. Renovación de compresores

Como otra medida (no a corto plazo) de eficiencia energética, se propone sustituir los actuales compresores por otros nuevos y de mayor eficiencia. Los compresores 1/2/4 modelo EP-200 tienen 23 años de operación y más de 100.000 horas de uso cada uno, el compresor 3 con 10 años y más de 60.000 horas, el compresor 5 con 17 años y se estiman más de 100.000 hrs (ver Tabla 3-6). El compresor 6 ya fue evaluado en el inciso 3.5.3.

Retomando los resultados económicos obtenidos para el compresor 6 (ver Tabla 3-17 y 3-18), se concluyó que es más provechoso reemplazar por un compresor nuevo, en vez de aplicar overhaul + VDF, debido básicamente a que los compresores más modernos ofrecidos por Ingersoll Rand son más eficientes, es decir, poseen un Specific Power más bajo.

Se procede a comparar los actuales compresores por los de nueva generación más eficientes:

Tabla 3-22: Comparación técnica entre compresores 1/2/4 antiguos por nueva generación.

	EP200-i	**RS160-ie**
Etapas de compresión	1	2
Modo de operación	Carga/Descarga	Carga/Descarga
Dimensiones [mm]	3.300×1.600× 1.900	2.855× 1899 ×2107
Peso [kg]	3.000	4.542
Caudal Nominal [Nm^3/min]	22,12	31,90
Presión máxima [barg]	8,3	7,5
Potencia Nominal [kW]	150	160
***Potencia Total [kW]**	167,5	183,8
Specific Power [kW/(Nm^3/min)]	**7,5723**	**5,8165**
**La potencia total considera un ventilador extra que incluye al ser el compresor enfriado por aire.*		

$$\boldsymbol{Ahorro\ Eficiencia\ RS160ie} = \frac{7{,}5723 - 5{,}8165}{7{,}5723} \cdot 100\% = \mathbf{23{,}19\%} \qquad \textit{Ec.3-54}$$

Tabla 3-23: Comparación técnica compresores 3/5 antiguos por nueva generación.

	ML250-2s	**RS250-ie**
Etapas de compresión	2	2
Modo de operación	Carga/Descarga	Carga/Descarga
Dimensiones [mm]	4.000×1.930×2.146	4.320
Peso [kg]	6.030	8.336
Caudal Nominal [Nm^3/min]	49,2	54,1
Presión máxima [barg]	7,5	7,5
Potencia Nominal [kW]	250	250
***Potencia Total [kW]**	302,5	299,5
Specific Power [kW/(Nm^3/min)]	6,1484	5,5360
**La potencia total considera un ventilador extra que incluye al ser el compresor enfriado por aire.*		

$$\boldsymbol{Ahorro\ Eficiencia\ RS250ie} = \frac{6{,}1484 - 5{,}5360}{6{,}1484} \cdot 100\% = \mathbf{9{,}96}\% \qquad \textit{Ec.3-55}$$

Cabe mencionar que este ahorro es un cálculo conservador, ya que, no se está considerando la pérdida de eficiencia producto del desgaste en los actuales compresores, por lo que es de esperarse que estos porcentajes de ahorro sean levemente mayores.

Usando como supuesto el hecho de que los compresores tendrán un comportamiento anual similar al del año 2021, y limitando el análisis solo a las horas en carga de los compresores, entonces se elabora la siguiente tabla con la cuantificación del ahorro para cada compresor (haciendo uso de las horas en carga del Anexo 4.2):

Tabla 3-24: Energía anual ahorrada al renovar cada compresor en términos de eficiencia.

	C1	**C2**	**C3**	**C4**	**C5**
Horas Carga [h]	4370	4310	6049	6054	3967
Potencia Actual [kW]	167,5	167,5	302,5	167,5	302,5
% Ahorro Eficiencia	23,19%	23,19%	9,96%	23,19%	9,96%
Energía ahorrada [MWh]	**169,75**	**167,41**	**182,25**	**235,16**	**119,52**

Para evaluar económicamente la viabilidad de cambiar los actuales compresores por otros de nueva generación más eficientes, se procedió de manera similar a la llevada a cabo para la incorporación del VDF en el inciso 3.5.3.

Las cotizaciones de los compresores RS160-ie y RS250-ie se adjuntan en el Anexo 6.9 y Anexo 6.10, respectivamente.

Los resultados de los indicadores económicos fueron:

Tabla 3-25: Resultados evaluación económica para renovación de compresores, proyectado a 10 años.

	VAN [USD]	TIR	PRI [año]
Compresor 1	$ -5.623,36	9,53%	6,27
Compresor 2	$ -6.778,24	9,03%	6,41
Compresor 3	$ -77.531,64	-10,25%	19,02
Compresor 4	$ 26.659,09	22,12%	3,91
Compresor 5	$ -108.491,40	-38,06%	313,42

En base a este análisis de comparar el ahorro en términos de eficiencia, teniendo como base la cantidad de horas al año en carga de cada compresor, se obtuvo que solo para el compresor 4 es viable reemplazar por uno de nueva generación.

Para el caso del compresor 3, este apenas tiene 10 años de operación y 61.714 horas encendido, con una muy buena relación carga/descarga según la gráfica de la Ilustración 3-33, por lo que, no sería necesario reemplazar desde un punto de vista técnico.

En cuanto a los compresores 1 y 2, técnicamente se justificaría reemplazarlos por uno nuevo, pero la evaluación económica lo hace inviable. Sin embargo, se propone como alternativa desvincular estos dos compresores modelo EP200 de la sala y reemplazarlos por un solo compresor RS250-ie, el cual generaría un caudal mayor que la suma de ambos compresores y de una manera más eficiente. Esto queda demostrado con los siguientes resultados, para ello se utilizaron datos de la Tabla 3-22, Tabla 3-23 y Tabla 3-24:

Tabla 3-26: Ahorro estimado al reemplazar compresor 1 y 2 modelo EP200 por un solo compresor RS250-ie.

Vol. Generado por C1	5.798.990	[Nm^3]
Vol. Generado por C2	5.719.370	[Nm^3]
Energía consumida en carga C1	731.975	[kWh]
Energía consumida en carga C2	721.925	[kWh]
Hrs. RS250-ie en carga para generar vol. de C1 y C2	3.548	[h]
Energía RS250-ie consumida en carga para vol. C1 y C2	1.062.769	[kWh]
Energía Ahorrada al reemplazaar C1 y C2 por un RS250-ie	**391.131**	**[kWh]**

Tabla 3-27: Flujo de caja inversión para sustitución de compresor 1 y 2 por un solo compresor RS250-ie.

Año	0	1	2	3	4	5
Inversión	$ -123.640					
Ahorro		$ 38.074	$ 38.074	$ 38.074	$ 38.074	$ 38.074
Depreciación		$ 11.240	$ 11.240	$ 11.240	$ 11.240	$ 11.240
Flujo caja		$ 26.834	$ 26.834	$ 26.834	$ 26.834	$ 26.834
Flujo caja acum.	**$ -123.640**	**$ -96.806**	**$ -69.972**	**$ -43.138**	**$ -16.304**	**$ 10.530**

Año	6	7	8	9	10
Inversión					
Ahorro	$ 38.074	$ 38.074	$ 38.074	$ 38.074	$ 38.074
Depreciación	$ 11.240	$ 11.240	$ 11.240	$ 11.240	$ 11.240
Flujo caja	$ 26.834	$ 26.834	$ 26.834	$ 26.834	$ 26.834
Flujo caja acum.	**$ 37.364**	**$ 64.198**	**$ 91.032**	**$ 117.866**	**$ 144.700**

Los indicadores económicos que resultan son:

- **VAN** = 25.559$[USD]
- **TIR** = 17,30%
- **PRI** = 4,61[año]

Entonces, de esto se concluye que se lograría renovar los compresores 1 y 2 por un solo compresor de nueva generación RS250-ie más eficiente.

De esta manera, se estarían renovando los compresores 1, 2 y 4 de la sala de compresores.

El compresor 5, según la evaluación económica dio que no es viable renovarlo. De todos modos, según lo obtenido en el inciso 3.5.4. se llegó a la conclusión de que este compresor se puede desconectar de la bancada de compresores y dejarlo solo de respaldo para el caso que se opere con Diésel en el horno de recalentamiento, por lo tanto, no va al caso sustituirlo por uno nuevo.

4. CONCLUSIONES

Al término del desarrollo de este trabajo durante la estadía en las instalaciones, se lograron concretar los objetivos propuestos al comienzo de este trabajo.

En primera instancia, se estableció el estado del arte actual del sistema de aire comprimido en la planta, identificando la capacidad de caudal y potencia instalada. De acuerdo con esto y con el conocimiento de la demanda teórica actual, se logró estimar un porcentaje del aire comprimido perdido y el impacto económico que generaría anualmente al reducir este nivel.

A partir de las inspecciones rutinarias, se lograron identificar fugas y usos inadecuados del aire, proponiendo para ello un plan de mitigación de dichas pérdidas. De acuerdo con las cotizaciones y respectivas evaluaciones técnico-económicas, se pudo analizar la viabilidad de la incorporación de nuevas tecnologías y equipos en la sala de compresores, con la finalidad de producir de manera eficiente el aire comprimido demandado por los equipos y dispositivos de la planta.

Se concluyó que, con la incorporación de un compresor con velocidad variable, se evita mantener los demás compresores de velocidad fija en periodos prolongados en descarga, vale decir, sin desperdicios energéticos, produciendo únicamente el aire requerido por la planta.

Se determinó que incorporar un sistema de recuperación de calor desde los compresores para producir ACS es técnica y económicamente viable, logrando así evitar el uso de las resistencias eléctricas para calentar el agua utilizada en camarines y casino de la compañía.

Actualmente no se cuenta con un control de la demanda en la planta, por lo que, se propuso incorporar flujómetros en ubicaciones estratégicas, con el fin de controlar en términos generales el consumo de aire en las tres áreas principales: sistema captador de polvo, nave de acería y nave de laminación.

A modo de categorizar las medidas según el tiempo de implementación, se define:

Medidas a corto plazo: Reducción en fugas de aire, desconexión del compresor que se encuentra fuera del crontrol del secuenciador, incorporación de válvulas reductoras de presión en mirillas del horno de recalentamiento y la incorporación de flujómetros en tuberías principales para llevar un control de la demanda de aire.

Medidas a mediano plazo: Incorporación de VDF en banco de compresores para eliminar los periodos en descarga de los compresores, y la recuperación de calor de compresores para producción de agua caliente.

Medidas a largo plazo: Reemplazo del piping de acero al carbono por tuberías de aluminio y renovación de actuales compresores por otros similares de nueva generación más eficientes.

Como recomendaciones para la compañía, se propone evaluar a futuro oportunidades en los sistemas de bombeo de agua industrial de la planta y en la recuperación de calor de los gases de combustión emitidos por el horno de recalentamiento, ya que, actualmente solo se toma parte de este calor para producir aire precalentado al ingreso del mismo horno, desconociendo si se puede recuperar aún más calor para ser utilizado en otro proceso.

5. REFERENCIAS

[1] Reporte de Sostenibilidad de la compañía, (2020). Resultados del desempeño ambiental, económico, social y de gobernanza, para el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2020.

[2] ISO 50.001, (2018). Energy Management Systems – Requirements with guidance for use.

[3] Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial, (2015). Guía Práctica para la Implementación de un Sistema de Gestión de la Energía.

[4] GHG Protocol, (2014). The Greenhouse Gas Protocol revised.

[5] ODS ONU, (2015). Objetivos de Desarrollo Sostenible, Organización de las Naciones Unidas.

[6] ISO 8.573-1, (2010). Compressed air-part 1: contaminants and purity clases.

[7] CNE PMM, (2021). Comisión Nacional de Energía, Histórico Precio Medio de Mercado de Hidrocarburos y Eléctrica.

[8] Serrano A. (2009). Neumática Práctica 1ª Ed., Paraninfo S.A.

[9] Palacios, J. I. (2019). Análisis de eficiencia energética en sistemas de aire comprimido para industrias. Memoria para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico. Universidad de Chile.

[10] Cortés, J. A. (2011). Propuesta de mejoramiento actual y futuro de equipos de suministro de aire comprimido. Memoria para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico, Mención Energía. Universidad Técnica Federico Santa María.

[11] Cengel, Y. A., Ghajar A. J. (2011). Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones. 4ª. Ed., McGraw-Hill.

[12] EACSA, Energía de Aire Comprimido. Tipos de controles que encontramos en los compresores.

[13] Ingersoll Rand. Empresa industrial proveedora de equipos, tecnologías, piezas y servicios industriales.

[14] SII, Servicio de Impuestos Internos. Entidad pública encargada de aplicar y fiscalizar todos los impuestos internos fiscales de Chile.

[15] Serviaire. Empresa dedicada a entregar soluciones globales en sistemas de aire comprimido, generación de gases, frío industrial y vacío.

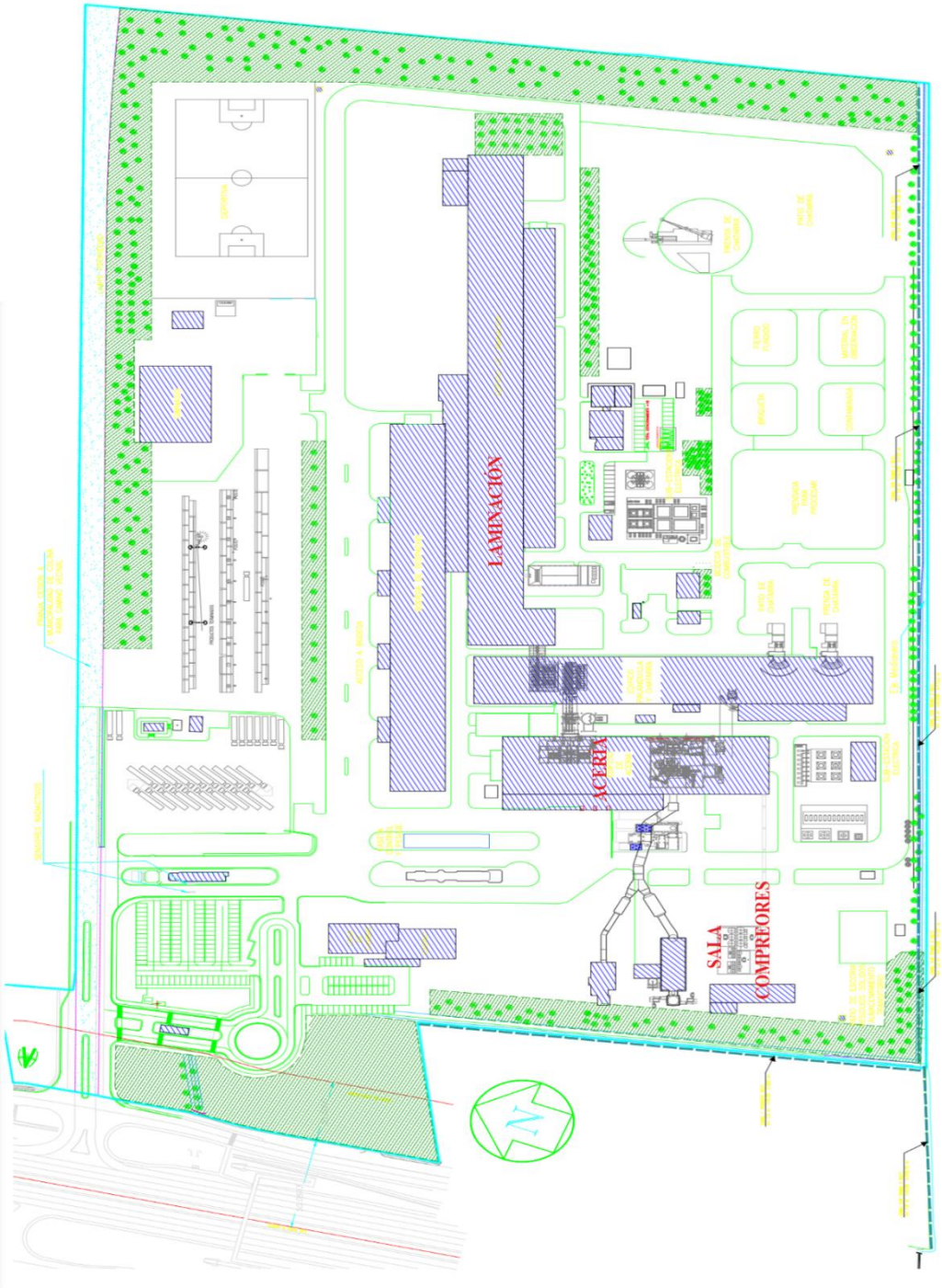
[16] Atlas Copco. Empresa industrial dedicada a la fabricación de herramientas y equipos industriales.

[17] White, F.M. (2004). Mecánica de Fluidos. 5ª. Ed., Mc Graw Hill.

[18] Cengel, Y. A., Boles, M. A. (2015). Termodinámica. 8ª. Ed.

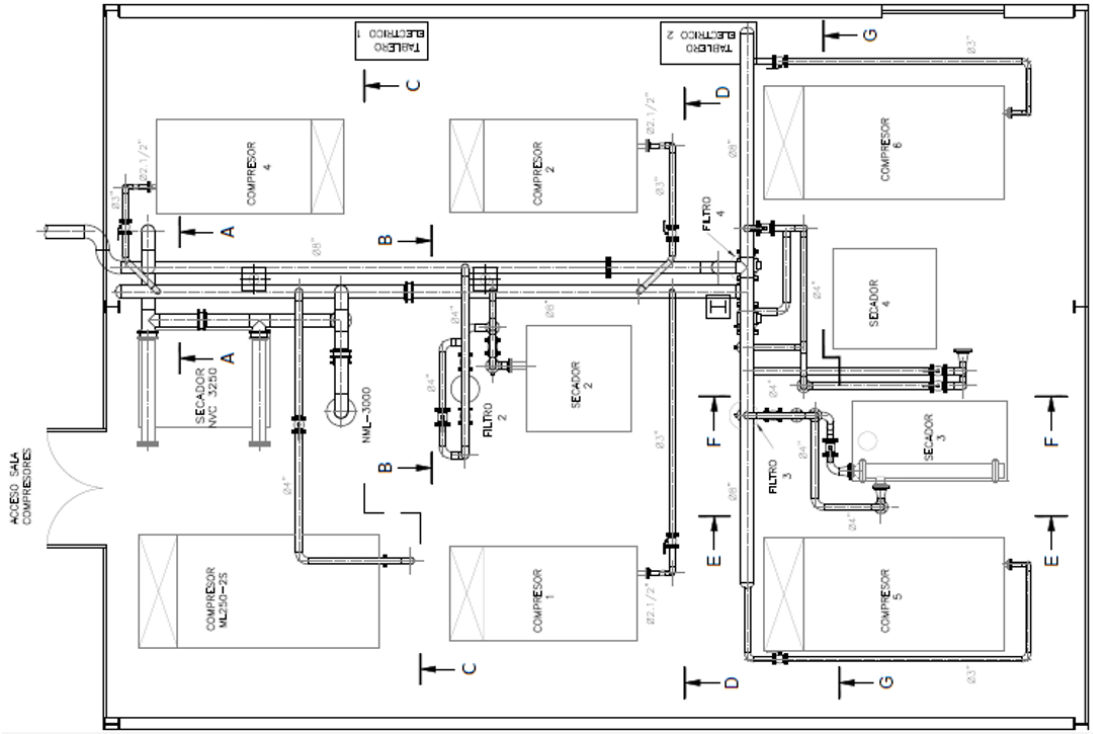
6. ANEXOS

ANEXO 1: LAYOUT GENERAL PLANTA COLINA



ANEXO 2: SISTEMA DE GENERACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO

Anexo 2.1: Layout sala de compresores



Anexo 2.2: Descripción equipos sala de compresores

23) **3 Compresores ML250-2S** (Compresor de tornillo rotativo)

Fabricante	Ingersoll Rand
Capacidad	2.900[Nm^3/h] a 7,5 [Barg]
Presión de Operación	7,0 a 7,5 [Barg]
Consumo de Potencia	302,5 [kW]
Temperatura Máxima	46[°C] Ambiente
Nivel de Ruido	8,5 [dBA]

b) 3 Compresores EP200/50 (Tornillo)

Capacidad a nivel del mar	1.475 [Nm^3/h]
Capacidad corregida a 500 [m.s.n.m]	1.327 [Nm^3/h]
Capacidad combinada 3 unidades	3.981 [Nm^3/h]
Presión de descarga operativa	7,6 [Barg]
Presión de descarga máxima	8,3 [Barg]
Potencia instalada	167,5 [kW]
Diámetro rotores	226 [mm]

Velocidad rotor macho	2.375 [RPM]
Lubricación	Por aceite a presión

c) 1 Secador

Desempeño-Secador R-25V

Capacidad	0 a 2.500 [SCFM] a presiones desde 7[Barg]
Punto de Rocío a presión	+3 a +4[°C] Cte. En todo el rango de flujo
Consumo Compresor	13,2 [kW] de potencia en eje
Caída de Presión	3[psi] a plena carga

d) 1 Secador

Secador de aire por refrigeración, de masa térmica marca Ingersoll Rand Modelo TM1900

Capacidad a 50[Hz] y 125[psig]	2850 [Nm^3/h]
Capacidad combinada	5700 [Nm^3/h]
Bajo las siguientes condiciones de entrada:	
Temperatura aire suministro	38 [°C]
Temperatura ambiente	30 [°C]
Humedad relativa	100%
Punto de rocío a presión	2 [°C]
Consumo de potencia	12,4 [kW]
Presión operativa Máx.	175 [psig]
Temperatura ambiente mínima	2 [°C]
Caída de presión a plena carga	3 [psi]
Diámetro de entrada y salida	4”

e) 1 Secador

Desempeño-Secador NIRVANA 3200

Capacidad	0 a 3.200 [SCFM] a presiones desde 7[barg]
Punto de Rocío a presión	+3 a +4[°C] Cte. En todo rango de flujo
Consumo Compresor	18,3 [kW] de potencia en el eje
Caída de Presión	3 [psi] a plena carga

f) 1 Secador

Secador de aire de masa térmica, Nirvana Cycling, marca Ingersoll Rand Modelo NVC3250A

Punto de Rocío	3 [°C]
Capacidad @ CAGI ADF-100 (100°F Ambient; 100°F inlet temperature; 100psig)	92 [m^3/min]
Presión Máxima de Operación	230 [psig]
Refrigerante	R404A

g) 1 Filtro

Filtro Coalescente de eficiencia premium modelo NLM-3000

h) 1 Filtro

Filtros coalescentes Ingersoll Rand modelo IR 1600c

Capacidad	3262 [Nm^3/h]
Presión de admisión	125 [psig]
Remoción de partículas	Hasta 0,01 micrones
Tipo de contaminantes	Sólidos, líquidos, aerosoles de aceite
Arrastre	0,01 [ppm]

23) **2 Filtros**

Desempeño-Filtro IRNLM2100

Capacidad	Hasta 2.100[SCFM] presiones desde 7[barg]
Remoción de contaminantes	Partículas Sólidas de hasta 1 micrón, líquidos hasta un máximo de 0,5[mg/m^3] después del filtro
Presión Máx. Operación	8,5 [barg]
Caída de Presión	0,75 [psi] promedio

ANEXO 3: PÉRDIDAS AIRE COMPRIMIDO [Nm^3/h]

Fecha	Generación Promedio	Demanda Teórica	Pérdidas Estimadas	Porcentaje Pérdidas
21.06.2021	6616	5050	1566	24%
26.06.2021	6858	5050	1808	26%
01.07.2021	6595	5050	1545	23%
15.07.2021	7724	5050	2674	35%
24.07.2021	7081	5050	2031	29%
25.08.2021 [R]	8589	6390	2199	26%
04.10.2021	7004	5050	1954	28%
09.11.2021	7182	5050	2132	30%
13.11.2021	7130	5050	2080	29%
24.11.2021	7314	5050	2264	31%
08.06.2021	6851	5050	1801	26%
16.08.2021	6831	5050	1781	26%
19.08.2021	7030	5050	1980	28%
23.10.2021	6896	5050	1846	27%

[R]: Rollo

ANEXO 4: HORAS CARGA Y DESCARGA DE LOS COMPRESORES

Anexo 4.1: Hrs acumuladas de cada compresor, encendido y en carga para el año 2021.

FECHA	C1		C2		C3		C4		C5		C6	
CHECK	ENCEND.	CARGA	ENCEND.	CARGA	ENCEND.	CARGA	ENCEND.	CARGA	ENCEND.	CARGA	ENCEND.	CARGA
22-12-2020	96.667	67.557	99.781	72.610	54.317	43.418	93.624	64.819	13.416	11.210	77.907	62.092
04-01-2021	96.719	67.592	99.821	72.635	54.596	43.606	93.748	64.887	13.704	11.498	77.943	62.121
11-01-2021	96.769	67.626	99.926	72.721	54.763	43.764	93.898	65.020	13.872	11.666	77.970	62.126
18-01-2021	96.820	67.637	99.943	72.727	54.907	43.833	93.906	65.023	14.036	11.830	78.134	62.276
25-01-2021	96.947	67.751	100.019	72.763	55.035	43.932	94.061	65.177	14.080	11.859	78.307	62.447
01-02-2021	97.109	67.862	100.165	72.900	55.195	44.084	94.213	65.308	14.105	11.867	78.443	62.543
08-02-2021	97.286	67.862	100.280	72.986	55.372	44.247	94.371	65.426	14.132	11.870	78.617	62.712
15-02-2021	97.427	67.922	100.422	73.107	55.527	44.399	94.521	65.568	14.149	11.874	78.751	62.815
22-02-2021	97.588	68.057	100.563	73.225	55.704	44.564	94.633	65.667	14.177	11.879	78.921	62.942
01-03-2021	97.699	68.122	100.655	73.268	55.864	44.719	94.791	65.799	14.188	11.880	79.059	63.073
15-03-2021	97.985	68.388	100.942	73.540	56.005	44.851	94.945	65.939	14.456	12.138	79.297	63.234
22-03-2021	98.012	68.401	100.978	73.565	56.170	44.979	95.021	65.994	14.623	12.301	79.410	63.343
29-03-2021	98.043	68.411	101.077	73.639	56.308	45.115	95.172	66.142	14.790	12.464	79.440	63.361
05-04-2021	98.085	68.440	101.092	73.645	56.409	45.181	95.220	66.184	14.966	12.637	79.616	63.512
13-04-2021	98.192	68.511	101.114	73.651	56.508	45.229	95.380	66.338	15.140	12.805	79.771	63.661
19-04-2021	98.213	68.521	101.137	73.667	56.647	45.343	95.448	66.384	15.283	12.943	79.865	63.749
27-04-2021	98.352	68.617	101.287	73.790	56.835	45.519	95.593	66.521	15.388	13.031	79.945	63.804
03-05-2021	98.409	68.651	101.292	73.791	56.971	45.624	95.604	66.530	15.533	13.175	80.040	63.900
10-05-2021	98.497	68.703	101.307	73.800	57.014	45.635	95.764	66.688	15.699	13.339	80.199	64.047
17-05-2021	98.611	68.758	101.370	73.821	57.177	45.795	95.930	66.847	15.739	13.347	80.354	64.159
24-05-2021	98.770	68.904	101.519	73.941	57.346	45.964	96.099	67.012	15.761	13.348	80.492	64.221
31-05-2021	98.931	68.950	101.663	74.041	57.513	46.124	96.258	67.146	15.779	13.350	80.657	64.364
07-06-2021	99.014	68.970	101.766	74.101	57.676	46.276	96.415	67.272	15.808	13.352	80.813	64.519
14-06-2021	99.160	69.089	101.913	74.198	57.840	46.438	96.569	67.415	15.827	13.367	80.943	64.589
29-06-2021	99.402	69.235	102.128	74.300	58.204	46.802	96.896	67.737	15.827	13.367	81.256	64.818
05-07-2021	99.522	69.315	102.194	74.340	58.313	46.911	97.023	67.860	15.835	13.370	81.354	64.884
12-07-2021	99.653	69.418	102.334	74.445	58.480	47.076	97.186	68.015	15.842	13.373	81.489	64.972
19-07-2021	99.743	69.490	102.461	74.539	58.649	47.229	97.353	68.163	15.858	13.377	81.642	65.124
28-07-2021	99.903	69.563	102.644	74.677	58.817	47.396	97.564	68.362	15.896	13.392	81.814	65.283
02-08-2021	100.002	69.656	102.722	74.745	58.817	47.396	97.674	68.471	16.006	13.492	81.894	65.334
06-08-2021	100.033	69.667	102.782	74.768	58.858	47.436	97.770	68.567	16.060	13.545	81.987	65.411
16-08-2021	100.225	69.828	102.979	74.909	59.094	47.654	97.965	68.750	16.160	13.627	82.171	65.558
23-08-2021	100.382	69.951	103.105	74.990	59.193	47.687	98.004	68.756	16.318	13.780	82.324	65.703
30-08-2021	100.532	70.058	103.222	75.065	59.273	47.714	98.146	68.895	16.482	13.907	82.492	65.856
07-09-2021	100.699	70.197	103.354	75.178	59.399	47.801	98.279	68.994	16.672	14.035	82.635	65.959
04-10-2021	101.159	70.466	103.601	75.357	59.763	48.136	98.889	69.548	17.254	14.455	83.225	66.415
11-10-2021	101.308	70.611	103.771	75.524	59.930	48.284	98.992	69.597	17.423	14.623	83.294	66.421
18-10-2021	101.469	70.766	103.924	75.662	60.069	48.380	99.066	69.620	17.502	14.684	83.436	66.547
25-10-2021	101.636	70.929	104.087	75.802	60.213	48.454	99.220	69.748	17.503	14.684	83.603	66.714
08-11-2021	101.870	71.041	104.290	75.941	60.529	48.733	99.556	70.081	17.505	14.684	83.939	66.974
22-11-2021	102.172	71.301	104.626	76.277	60.865	49.054	99.874	70.344	17.609	14.778	84.227	67.132
29-11-2021	102.340	71.464	104.793	76.404	61.007	49.122	99.952	70.372	17.777	14.937	84.346	67.229
13-12-2021	102.616	71.688	105.018	76.557	61.248	49.240	100.224	70.609	18.112	15.261	84.669	67.503
21-12-2021	102.741	71.766	105.125	76.638	61.425	49.412	100.393	70.757	18.153	15.288	84.853	67.633
27-12-2021	102.810	71.818	105.265	76.777	61.548	49.519	100.509	70.840	18.208	15.333	84.959	67.695
03-01-2022	102.970	71.962	105.434	76.945	61.714	49.655	100.635	70.941	18.350	15.465	85.062	67.744

Anexo 4.2: Horas encendido, carga y descarga compresores, por periodos en el 2021.

FECHA	COMPRESOR 1			COMPRESOR 2			COMPRESOR 3			COMPRESOR 4			COMPRESOR 5			COMPRESOR 6		
CHECK	ENC	CAR	DESC	ENC	CAR	DESC	ENC	CAR	DESC	ENC	CAR	DESC	ENC	CAR	DESC	ENC	CAR	DESC
22-12-2020																		
04-01-2021	52	35	17	40	25	15	279	188	91	124	68	56	288	288	0	36	29	7
11-01-2021	50	34	16	105	86	19	167	158	9	150	133	17	168	168	0	27	5	22
18-01-2021	51	11	40	17	6	11	144	69	75	8	3	5	164	164	0	164	150	14
25-01-2021	127	114	13	76	36	40	128	99	29	155	154	1	44	29	15	173	171	2
01-02-2021	162	111	51	146	137	9	160	152	8	152	131	21	25	8	17	136	96	40
08-02-2021	177	0	177	115	86	29	177	163	14	158	118	40	27	3	24	174	169	5
15-02-2021	141	60	81	142	121	21	155	152	3	150	142	8	17	4	13	134	103	31
22-02-2021	161	135	26	141	118	23	177	165	12	112	99	13	28	5	23	170	127	43
01-03-2021	111	65	46	92	43	49	160	155	5	158	132	26	11	1	10	138	131	7
15-03-2021	286	266	20	287	272	15	141	132	9	154	140	14	268	258	10	238	161	77
22-03-2021	27	13	14	36	25	11	165	128	37	76	55	21	167	163	4	113	109	4
29-03-2021	31	10	21	99	74	25	138	136	2	151	148	3	167	163	4	30	18	12
05-04-2021	42	29	13	15	6	9	101	66	35	48	42	6	176	173	3	176	151	25
13-04-2021	107	71	36	22	6	16	99	48	51	160	154	6	174	168	6	155	149	6
19-04-2021	21	10	11	23	16	7	139	114	25	68	46	22	143	138	5	94	88	6
27-04-2021	139	96	43	150	123	27	188	176	12	145	137	8	105	88	17	80	55	25
03-05-2021	57	34	23	5	1	4	136	105	31	11	9	2	145	144	1	95	95	0
10-05-2021	88	52	36	15	9	6	43	11	32	160	158	2	166	164	2	159	147	12
17-05-2021	114	55	59	63	21	42	163	160	3	166	159	7	40	8	32	155	112	43
24-05-2021	159	146	13	149	120	29	169	169	0	169	165	4	22	1	21	138	62	76
31-05-2021	161	46	115	144	100	44	167	160	7	159	134	25	18	2	16	165	143	22
07-06-2021	83	20	63	103	60	43	163	152	11	157	126	31	29	2	27	156	155	1
14-06-2021	146	119	27	147	97	50	164	162	2	154	143	11	19	15	4	130	70	60
29-06-2021	242	146	96	215	102	113	364	364	0	327	322	5	0	0	0	313	229	84
05-07-2021	120	80	40	66	40	26	109	109	0	127	123	4	8	3	5	98	66	32
12-07-2021	131	103	28	140	105	35	167	165	2	163	155	8	7	3	4	135	88	47
19-07-2021	90	72	18	127	94	33	169	153	16	167	148	19	16	4	12	153	152	1
28-07-2021	160	73	87	183	138	45	168	167	1	211	199	12	38	15	23	172	159	13
02-08-2021	99	93	6	78	68	10	0	0	0	110	109	1	110	100	10	80	51	29
06-08-2021	31	11	20	60	23	37	41	40	1	96	96	0	54	53	1	93	77	16
16-08-2021	192	161	31	197	141	56	236	218	18	195	183	12	100	82	18	184	147	37
23-08-2021	157	123	34	126	81	45	99	33	66	39	6	33	158	153	5	153	145	8
30-08-2021	150	107	43	117	75	42	80	27	53	142	139	3	164	127	37	168	153	15
07-09-2021	167	139	28	132	113	19	126	87	39	133	99	34	190	128	62	143	103	40
04-10-2021	460	269	191	247	179	68	364	335	29	610	554	56	582	420	162	590	456	134
11-10-2021	149	145	4	170	167	3	167	148	19	103	49	54	169	168	1	69	6	63
18-10-2021	161	155	6	153	138	15	139	96	43	74	23	51	79	61	18	142	126	16
25-10-2021	167	163	4	163	140	23	144	74	70	154	128	26	1	0	1	167	167	0
08-11-2021	234	112	122	203	139	64	316	279	37	336	333	3	2	0	2	336	260	76
22-11-2021	302	260	42	336	336	0	336	321	15	318	263	55	104	94	10	288	158	130
29-11-2021	168	163	5	167	127	40	142	68	74	78	28	50	168	159	9	119	97	22
13-12-2021	276	224	52	225	153	72	241	118	123	272	237	35	335	324	11	323	274	49
21-12-2021	125	78	47	107	81	26	177	172	5	169	148	21	41	27	14	184	130	54
27-12-2021	69	52	17	140	139	1	123	107	16	116	83	33	55	45	10	106	62	44
03-01-2022	160	144	16	169	168	1	166	136	30	126	101	25	142	132	10	103	49	54
Total	**6251**	**4370**	**1881**	**5613**	**4310**	**1303**	**7118**	**6049**	**1069**	**6887**	**6054**	**833**	**4646**	**3967**	**679**	**7119**	**5622**	**1497**
% Carga Prom.	**69,9%**			**76,8%**			**85,0%**			**87,9%**			**85,4%**			**79,0%**		

Anexo 4.3: Potencia y Caudal promedio por periodos para cada compresor, año 2021.

FECHA	Periodo	COMPRESOR 1		COMPRESOR 2		COMPRESOR 3		COMPRESOR 4		COMPRESOR 5		COMPRESOR 6	
CHECK	Hrs	Pot. [kW]	Q [Nm3/h]	Pot. [kW]	Q [Nm3/h]	Pot. [kW]	Q [Nm3/h]	Pot. [kW]	Q [Nm3/h]	Pot. [kW]	Q [Nm3/h]	Pot. [kW]	Q [Nm3/h]
04-01-2021													
11-01-2021	168	40,3	246,9	93,3	624,5	291,0	2445,2	139,4	965,8	302,5	2600,0	24,8	77,4
18-01-2021	168	26,9	79,9	10,4	43,6	178,3	1067,9	5,0	21,8	295,3	2538,1	280,2	2321,4
25-01-2021	168	118,8	827,9	51,8	261,4	199,1	1532,1	153,9	1118,3	63,0	448,8	309,3	2646,4
01-02-2021	168	131,0	806,1	140,2	994,9	279,5	2352,4	139,0	951,3	26,6	123,8	201,7	1485,7
08-02-2021	168	70,6	0,0	97,3	624,5	303,6	2522,6	133,6	856,9	22,7	46,4	307,9	2615,5
15-02-2021	168	92,1	435,7	129,0	878,7	275,9	2352,4	144,8	1031,2	16,6	61,9	207,8	1594,0
22-02-2021	168	145,0	980,4	126,8	856,9	305,7	2553,6	103,9	718,9	25,6	77,4	259,6	1965,5
01-03-2021	168	83,2	472,0	62,4	312,3	282,7	2398,8	142,0	958,6	9,0	15,5	240,9	2027,4
15-03-2021	336	136,6	965,8	138,6	987,6	122,1	1021,4	72,6	508,3	235,9	1996,4	172,7	1245,8
22-03-2021	168	18,5	94,4	29,3	181,5	257,1	1981,0	63,2	399,4	296,4	2522,6	199,1	1686,9
29-03-2021	168	18,3	72,6	83,8	537,4	246,3	2104,8	148,8	1074,8	296,4	2522,6	41,1	278,6
05-04-2021	168	34,1	210,6	9,6	43,6	144,0	1021,4	44,3	305,0	313,7	2677,4	289,9	2336,9
13-04-2021	192	74,5	451,1	10,8	38,1	107,8	650,0	136,4	978,5	268,5	2275,0	238,5	2017,7
19-04-2021	144	16,8	84,7	21,9	135,6	260,5	2058,3	63,7	389,7	294,1	2491,7	189,9	1588,9
27-04-2021	192	98,8	610,0	116,7	781,6	284,9	2383,3	122,3	870,5	149,4	1191,7	102,4	744,8
03-05-2021	144	50,3	288,1	3,0	8,5	246,6	1895,8	11,4	76,3	303,3	2600,0	199,6	1715,3
10-05-2021	168	66,2	377,6	11,4	65,4	42,9	170,2	158,3	1147,4	296,7	2538,1	273,3	2275,0
17-05-2021	168	78,4	399,4	37,7	152,5	290,3	2476,2	161,3	1154,6	37,5	123,8	232,6	1733,3
24-05-2021	168	150,8	1060,2	131,2	871,4	304,3	2615,5	166,1	1198,2	16,9	15,5	166,4	959,5
31-05-2021	168	91,7	334,0	117,3	726,2	293,1	2476,2	143,6	973,1	15,1	31,0	273,3	2213,1
07-06-2021	168	45,1	145,2	77,0	435,7	281,6	2352,4	138,0	915,0	23,0	31,0	279,8	2398,8
14-06-2021	168	129,4	864,2	116,7	704,4	293,1	2507,1	147,0	1038,5	29,9	232,1	169,3	1083,3
29-06-2021	360	85,8	494,8	68,5	345,7	305,9	2628,9	150,8	1091,2	0,0	0,0	220,7	1653,9
05-07-2021	144	111,7	677,8	58,6	338,9	229,0	1968,1	144,9	1042,1	10,5	54,2	165,5	1191,7
12-07-2021	168	113,9	748,0	118,6	762,5	298,5	2553,6	157,7	1125,6	8,3	46,4	192,3	1361,9
19-07-2021	168	79,0	522,9	106,9	682,6	287,0	2367,9	155,1	1074,8	15,8	61,9	274,4	2352,4
28-07-2021	216	83,6	412,3	121,0	779,4	234,4	2010,2	158,0	1124,0	33,9	180,6	230,0	1913,9
02-08-2021	120	133,2	945,5	100,5	691,3	0,0	0,0	152,7	1108,2	262,2	2166,7	157,8	1105,0
06-08-2021	96	33,2	139,8	66,0	292,3	127,3	1083,3	167,5	1220,0	168,3	1435,4	262,8	2085,4
16-08-2021	240	121,0	818,4	114,0	716,8	283,8	2361,7	131,1	930,3	112,4	888,3	203,9	1592,5
23-08-2021	168	136,2	893,2	98,7	588,2	107,0	510,7	19,1	43,6	279,1	2367,9	266,8	2244,0
30-08-2021	168	123,8	777,0	91,5	544,6	86,8	417,9	139,8	1009,4	255,3	1965,5	286,3	2367,9
07-09-2021	192	131,0	883,2	105,2	718,0	161,6	1178,1	98,2	629,1	240,7	1733,3	187,5	1394,8
04-10-2021	648	89,3	506,5	53,3	337,0	161,8	1344,1	149,0	1043,0	226,3	1685,2	237,9	1829,6
11-10-2021	168	146,2	1053,0	167,7	1212,7	280,2	2290,5	70,4	355,8	303,2	2600,0	56,2	92,9
18-10-2021	168	156,9	1125,6	143,6	1002,1	203,8	1485,7	43,3	167,0	122,8	944,0	238,4	1950,0
25-10-2021	168	164,1	1183,7	148,8	1016,7	183,7	1145,2	138,0	929,5	0,7	0,0	300,7	2584,5
08-11-2021	336	80,2	406,7	82,1	504,7	264,5	2158,9	166,6	1209,1	0,7	0,0	261,4	2011,9
22-11-2021	336	138,0	944,0	167,5	1220,0	294,4	2483,9	142,1	954,9	88,2	727,4	189,1	1222,6
29-11-2021	168	164,5	1183,7	142,6	922,3	175,7	1052,4	47,9	203,3	292,8	2460,7	190,5	1501,2
13-12-2021	336	122,0	813,3	90,6	555,5	150,5	913,1	125,1	860,5	295,7	2507,1	264,3	2120,2
21-12-2021	192	84,4	495,6	79,7	514,7	274,1	2329,2	136,4	940,4	51,4	365,6	238,8	1760,4
27-12-2021	144	68,4	440,6	162,1	1177,6	238,2	1931,9	111,9	703,2	102,9	812,5	167,2	1119,4
03-01-2022	168	150,0	1045,7	167,9	1220,0	266,5	2104,8	110,7	733,5	244,9	2042,9	127,1	758,3

Anexo 4.4: Energía acumulada [MWh] en carga y descarga de compresores, año 2021.

ENERGÍA ACUMULADA [MWh]		[kW] 167,5	[kW] 67,0	[kW] 167,5	[kW] 67,0	[kW] 302,5	[kW] 121,0	[kW] 167,5	[kW] 67,0	[kW] 302,5	[kW] 121,0	[kW] 302,5	[kW] 121,0
FECHA	Periodo	COMPRESOR 1		COMPRESOR 2		COMPRESOR 3		COMPRESOR 4		COMPRESOR 5		COMPRESOR 6	
CHECK	Hrs	E Carga	E Descarga	E Carga	E Descarga	E Carga	E Descarga	E Carga	E Descarga	E Carga	E Descarga	E Carga	E Descarga
04-01-2021													
11-01-2021	168	5,70	1,07	14,41	1,27	47,80	1,09	22,28	1,14	50,82	0,00	1,51	2,66
18-01-2021	336	7,54	3,75	15,41	2,01	68,67	10,16	22,78	1,47	100,43	0,00	46,89	4,36
25-01-2021	504	26,63	4,62	21,44	4,69	98,62	13,67	48,58	1,54	109,20	1,82	98,62	4,60
01-02-2021	672	45,23	8,04	44,39	5,29	144,60	14,64	70,52	2,95	111,62	3,87	127,66	9,44
08-02-2021	840	45,23	19,90	58,79	7,24	193,90	16,34	90,28	5,63	112,53	6,78	178,78	10,04
15-02-2021	1008	55,28	25,33	79,06	8,64	239,88	16,70	114,07	6,16	113,74	8,35	209,94	13,79
22-02-2021	1176	77,89	27,07	98,83	10,18	289,80	18,15	130,65	7,04	115,25	11,13	248,35	19,00
01-03-2021	1344	88,78	30,15	106,03	13,47	336,68	18,76	152,76	8,78	115,56	12,34	287,98	19,84
15-03-2021	1680	133,33	31,49	151,59	14,47	376,61	19,84	176,21	9,72	193,60	13,55	336,68	29,16
22-03-2021	1848	135,51	32,43	155,78	15,21	415,33	24,32	185,42	11,12	242,91	14,04	369,66	29,65
29-03-2021	2016	137,18	33,84	168,17	16,88	456,47	24,56	210,21	11,32	292,22	14,52	375,10	31,10
05-04-2021	2184	142,04	34,71	169,18	17,49	476,44	28,80	217,25	11,73	344,55	14,88	420,78	34,12
13-04-2021	2376	153,93	37,12	170,18	18,56	490,96	34,97	243,04	12,13	395,37	15,61	465,85	34,85
19-04-2021	2520	155,61	37,86	172,86	19,03	525,44	37,99	250,75	13,60	437,11	16,21	492,47	35,57
27-04-2021	2712	171,69	40,74	193,46	20,84	578,68	39,45	273,70	14,14	463,73	18,27	509,11	38,60
03-05-2021	2856	177,38	42,28	193,63	21,11	610,45	43,20	275,20	14,27	507,29	18,39	538,15	38,48
10-05-2021	3024	186,09	44,69	195,14	21,51	613,77	47,07	301,67	14,41	556,90	18,63	582,62	39,93
17-05-2021	3192	195,31	48,64	198,66	24,32	662,17	47,43	328,30	14,87	559,32	22,51	616,50	45,13
24-05-2021	3360	219,76	49,51	218,76	26,26	713,30	47,43	355,94	15,14	559,63	25,05	635,25	54,33
31-05-2021	3528	227,47	57,22	235,51	29,21	761,70	48,28	378,38	16,82	560,23	26,98	678,51	56,99
07-06-2021	3696	230,82	61,44	245,56	32,09	807,68	49,61	399,49	18,89	560,84	30,25	725,40	57,11
14-06-2021	3864	250,75	63,25	261,80	35,44	856,68	49,85	423,44	19,63	565,37	30,73	746,57	64,37
29-06-2021	4224	275,20	69,68	278,89	43,01	966,79	49,85	477,38	19,97	565,37	30,73	815,84	74,54
05-07-2021	4368	288,60	72,36	285,59	44,76	999,76	49,85	497,98	20,23	566,28	31,34	835,81	78,41
12-07-2021	4536	305,86	74,24	303,18	47,10	1049,68	50,09	523,94	20,77	567,19	31,82	862,43	84,10
19-07-2021	4704	317,92	75,44	318,92	49,31	1095,96	52,03	548,73	22,04	568,40	33,28	908,41	84,22
28-07-2021	4920	330,14	81,27	342,04	52,33	1146,48	52,15	582,06	22,85	572,94	36,06	956,51	85,79
02-08-2021	5040	345,72	81,67	353,43	53,00	1146,48	52,15	600,32	22,91	603,19	37,27	971,93	89,30
06-08-2021	5136	347,56	83,01	357,28	55,48	1158,58	52,27	616,40	22,91	619,22	37,39	995,23	91,23
16-08-2021	5376	374,53	85,09	380,90	59,23	1224,52	54,45	647,05	23,72	644,02	39,57	1039,69	95,71
23-08-2021	5544	395,13	87,37	394,46	62,24	1234,50	62,44	648,06	25,93	690,31	40,17	1083,56	96,68
30-08-2021	5712	413,06	90,25	407,03	65,06	1242,67	68,85	671,34	26,13	728,72	44,65	1129,84	98,49
07-09-2021	5904	436,34	92,13	425,95	66,33	1268,99	73,57	687,92	28,41	767,44	52,15	1161,00	103,33
04-10-2021	6552	481,40	104,92	455,94	70,89	1370,33	77,08	780,72	32,16	894,49	71,75	1298,94	119,55
11-10-2021	6720	505,68	105,19	483,91	71,09	1415,10	79,38	788,93	35,78	945,31	71,87	1300,75	127,17
18-10-2021	6888	531,65	105,59	507,02	72,09	1444,14	84,58	792,78	39,20	963,77	74,05	1338,87	129,11
25-10-2021	7056	558,95	105,86	530,47	73,63	1466,52	93,05	814,22	40,94	963,77	74,17	1389,38	129,11
08-11-2021	7392	577,71	114,03	553,76	77,92	1550,92	97,53	870,00	41,14	963,77	74,42	1468,03	138,30
22-11-2021	7728	621,26	116,85	610,04	77,92	1648,02	99,34	914,05	44,82	992,20	75,63	1515,83	154,03
29-11-2021	7896	648,56	117,18	631,31	80,60	1668,59	108,30	918,74	48,17	1040,30	76,71	1545,17	156,70
13-12-2021	8232	686,08	120,67	656,94	85,43	1704,29	123,18	958,44	50,52	1138,31	78,05	1628,06	162,62
21-12-2021	8424	699,15	123,82	670,50	87,17	1756,32	123,78	983,23	51,93	1146,48	79,74	1667,38	169,16
27-12-2021	8568	707,86	124,96	693,79	87,23	1788,68	125,72	997,13	54,14	1160,09	80,95	1686,14	174,48
03-01-2022	8736	731,98	126,03	721,93	87,30	1829,82	129,35	1014,05	55,81	1200,02	82,16	1700,96	181,02

ANEXO 5: COSTO DE LA ENERGÍA Y CONVERSIÓN DE MONEDAS.

Anexo 5.1: Precio Medio de Mercado Energía Eléctrica en Chile, CNE.

Fecha de publicación de PMM	Ventana de 4 meses	Fijación Precio de Nudo	PMM0 SEN [$/kWh]	PMM SEN [$/kWh] *	Var % Respecto PMM Base	PMM VL SEN [$/kWh] *	Energía VL SEN [GWh]	PMM LP SEN [$/kWh] *	Energía LP SEN [GWh]
01 de Abril de 2020	Octubre 2019 - Enero 2020	Abril 2020	68,784	71,429	3,85%	67,044	13.999	77,879	9.517
06 de Mayo de 2020	Noviembre 2019 - Febrero 2020	Abril 2020	68,784	72,615	5,57%	68,777	14.220	78,347	9.520
03 de Junio de 2020	Diciembre 2019 - Marzo 2020	Abril 2020	68,784	72,916	6,01%	69,242	14.690	78,512	9.643
03 de Julio de 2020	Enero 2020 - Abril 2020	Abril 2020	68,784	74,129	7,77%	70,883	14.475	79,183	9.299
05 de Agosto de 2020	Febrero 2020 - Mayo 2020	Abril 2020	68,784	74,210	7,89%	69,957	14.200	80,873	9.062
03 de Septiembre de 2020	Marzo 2020 - Junio 2020	Abril 2020	68,784	73,558	6,94%	68,427	14.417	81,548	9.259
05 de Octubre de 2020	Abril 2020 - Julio 2020	Octubre 2020	74,129	73,713	-0,56%	67,353	14.094	83,213	9.435
04 de Noviembre de 2020	Mayo 2020 - Agosto 2020	Octubre 2020	74,129	74,657	0,71%	67,828	13.813	84,318	9.764
03 de Diciembre de 2020	Junio 2020 - Septiembre 2020	Octubre 2020	74,129	74,968	1,13%	67,763	13.792	85,229	9.683
06 de Enero de 2021	Julio 2020 - Octubre 2020	Octubre 2020	74,129	74,482	0,48%	67,196	14.070	85,341	9.441
03 de Febrero de 2021	Agosto 2020_ - Noviembre 2020	Octubre 2020	74,129	74,151	0,03%	66,426	14.208	86,197	9.113
03 de Marzo de 2021	Septiembre 2020 - Diciembre 2020	Octubre 2020	74,129	73,581	-0,74%	65,377	14.630	86,783	9.091
06 de Abril de 2021	Octubre 2020 - Enero 2021	Abril 2021	74,482	71,529	-3,96%	64,231	14.710	82,835	9.496
05 de Mayo de 2021	Noviembre 2020 - Febrero 2021	Abril 2021	74,482	71,085	-4,56%	64,763	14.554	80,923	9.354
03 de Junio de 2021	Diciembre 2020 - Marzo 2021	Abril 2021	74,482	69,685	-6,44%	64,494	14.988	77,850	9.528
05 de Julio de 2021	Enero 2021 - Abril 2021	Abril 2021	74,482	69,071	-7,26%	65,263	14.843	75,118	9.348
04 de Agosto de 2021	Febrero 2021 - Mayo 2021	Abril 2021	74,482	69,217	-7,07%	65,554	15.116	75,230	9.210
03 de Septiembre de 2021	Marzo 2021 - Junio 2021	Abril 2021	74,482	69,982	-6,04%	67,007	15.298	74,707	9.632
05 de Octubre de 2021	Abril 2021 Julio 2021	Abril 2021	74,482	70,834	-4,90%	67,760	14.812	75,416	9.939
04 de Noviembre de 2021	Mayo 2021 - Agosto 2021	Abril 2021	74,482	72,260	-2,98%	69,170	15.008	76,711	10.419
03 de Diciembre de 2021	Junio 2021 - Septiembre 2021	Abril 2021	74,482	74,781	0,40%	71,938	14.725	78,907	10.145
05 de Enero de 2022	Julio 2021 - Octubre 2021	Abril 2021	74,482	76,119	2,20%	73,400	15.066	80,196	10.047

Anexo 5.2: Precio del USD en CLP año 2021, SII.

Día	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
1		734,62	719,91	721,82		722,11	727,76		775,14	811,90		837,55
2		731,66	721,20			721,52	737,79	760,20	767,10		810,91	828,17
3		734,86	726,74		711,06	720,44		761,39	768,36		814,42	837,72
4	710,95	730,53	731,30		706,29	719,93		774,54		803,90	815,52	
5	702,93	737,23	729,15	717,12	705,25		735,06	775,54		805,89	815,58	
6	702,29			717,90	703,09		734,66	776,69	766,53	810,63		837,69
7	696,18			718,17	701,27	717,12	743,25		770,33	816,28		842,32
8	709,99	736,65	733,11	714,21		716,06	751,36		777,94	813,62	812,40	
9		735,07	738,46	708,09		717,82	753,67	784,50	787,51		806,61	839,53
10		733,13	733,42		694,47	718,98		787,40	791,28		797,78	841,32
11	713,28	728,90	728,89		693,74	720,77		780,08			791,71	
12	718,89	722,52	718,40	711,23	700,04		748,70	773,01		820,18	791,30	
13	725,24			709,51	707,19		744,10	772,78	789,91	827,56		849,16
14	739,72			708,71	708,64	720,28	746,56		784,26	820,19		843,43
15	735,35	724,39	718,37	707,25		719,17	747,93		783,25	816,81	797,80	846,43
16		718,45	721,49	701,98		725,11		774,25	781,85		801,96	848,52
17		717,38	723,47		703,17	726,62		784,18			806,24	849,65
18	735,06	719,78	730,93		715,62	735,69		789,62		826,19	819,56	
19	736,11	712,14	724,59	701,55	713,63		754,17	787,71		820,29	834,57	
20	733,73			700,96	715,31		759,71	789,98	780,59	813,33		846,64
21	730,38			697,19			758,85		788,05	811,55		863,21
22	715,56	707,12	717,96	696,80		746,17	755,37		785,10	817,61	832,72	868,76
23		709,65	716,46	705,41		749,34	750,81	786,43	785,03		808,14	866,25
24		706,76	720,62		716,41	735,13		783,30	787,24		809,94	857,14
25	724,26	703,65	723,35		727,09	731,10		782,17		816,58	811,70	
26	731,92	708,04	730,82	712,54	734,75		758,44	783,03		810,16	819,59	
27	731,00			707,05	732,82		764,21	785,06	788,98	806,55		863,29
28	736,88			702,02	730,43		761,03		795,48	804,32		858,59
29	741,40		729,50	700,15		732,25	767,29		798,63	805,47	829,94	855,94
30			736,17	705,09		735,28	758,53	784,39	803,59		836,73	850,25
31			732,11		724,92			779,97				
Promedio	**723,56**	**722,63**	**726,37**	**707,85**	**712,26**	**726,54**	**750,44**	**779,83**	**783,63**	**813,95**	**812,62**	**849,12**

ANEXO 6: COTIZACIONES

Anexo 6.1: Tarjeas de identificación de fugas.

COTIZACION / Nº 21355/1121

CLIENTE	:	FECHA:	19-11-2021
CONTACTO	: Sr. Felipe Blanca	CLIENTE:	
FONO	:		
E-MAIL	.		
REF	: TARJETAS		

Estimado (a) Felipe, nos es grato adjuntar presupuesto de acuerdo a lo solicitado:

ITEM	DESCRIPCION	CMS	CANTIDAD	VALOR UNI	VALOR TOTAL
A	**TARJETAS //** Impresión tiro y retiro 1/1 (un color), en cartulina pintada (rojo - amarillo).				
	Corte recto despunte superior + perforación y ojetillo metálico.				
	. AMARILLAS	7x15	100	350	35.000
	. ROJAS	7x15	100	350	35.000
				Valor Neto: $	**70.000**
			0,19	IVA 19%: $	13.300
				Valor TOTAL: $	**83.300**

Anexo 6.2: Compresor nuevo de velocidad variable RS250-ne.

CONDICIONES COMERCIALES

Cantidad	***Descripción***	***Precio unitario***
1	**Compresor de aire tipo tornillos Lubricados Ingersoll-Rand Velocidad Variable, Doble etapa, Modelo RS250ne TAS A, nueva generación serie RS** ✓ **10 barg Presión máx operación** ✓ **52.6 m3/min (1856 CFM) @7.5 barg** ✓ **Controlador electrónico XE145M** ✓ **Motor IP55** ✓ **Lubricante 16000 hrs.** ✓ **Intervalo mantenimiento 4000 hrs.** ✓ **Programa extensión de garantía unidad compresora hasta 10 años**	***USD$ 139.300***
		USD$ 139.300

TERMINOS GENERALES

- Pagos: Los precios de la cotización son en **Dólares americanos y deben agregárseles el IVA.**
- Lugar de Entrega: En sus instalaciones, sobre la plataforma del transporte. **NO** se incluye servicio de descarga **NI** instalación.
- Términos de pago: OC 30 dias f/f.
- Tiempo de Entrega: 30 semanas.
- La vigencia de esta cotización es de 30 días.
- La garantía del equipo es de 12 meses después del arranque, o 18 meses después del embarque (lo que suceda primero).

Se consideró un costo de montaje del 10% respecto del equipo, según Ingersoll Rand.

Model		RS250ne-A10
GENERAL PERFORMANCE DATA		
Maximum Target Operating Pressure	(2) barg (psig)	10.0 (145)
Rated Discharge Pressure	barg (psig)	10.0 (145)
Minimum Operating Pressure	barg (psig)	4.5 (65)

Capacity FAD (1)		Max RPM	Max	A	B	C	D	Min	Min RPM
@ 10 barg (145 psig)	m³/min (CFM)	1447	46.3 (1635)	43.2 (1526)	37.2 (1314)	31.2 (1102)	25.2 (888)	18.7 (660)	608
@ 9.5 barg (138 psig)	m³/min (CFM)	1479	47.7 (1685)	44.8 (1582)	38.2 (1349)	31.7 (1119)	25.2 (890)	18.8 (662)	608
@ 8.5 barg (123 psig)	m³/min (CFM)	1552	49.9 (1762)	46.7 (1649)	39.8 (1406)	32.8 (1158)	25.7 (908)	18.8 (664)	608
@ 8 barg (116 psig)	m³/min (CFM)	1588	50.7 (1790)	47.3 (1670)	40.2 (1420)	33.0 (1165)	25.9 (915)	18.8 (664)	608
@ 7.5 barg (109 psig)	m³/min (CFM)	1631	52.6 (1856)	48.8 (1723)	41.5 (1466)	34.0 (1201)	26.2 (925)	18.8 (664)	608
@ 7 barg (102 psig)	m³/min (CFM)	1664	53.1 (1876)	50.0 (1766)	42.4 (1497)	34.5 (1218)	26.6 (939)	18.8 (664)	608

Maximum Operating Ambient Temperature	°C (°F)	46 (115)
Minimum Operating Ambient Temperature	°C (°F)	2 (36)
Maximum System Temperature Setting	°C (°F)	109 (228)
Nominal Power - Main Motor	kW (HP)	250 (335)
Main Motor Efficiency	(3) %	96.0%
Main Inverter Drive Efficiency	%	97.0%

Package Input Power with Fan - Air Cooled (4)		Max RPM	Max	A	B	C	D	Min	Min RPM
@ 10 barg (145 psig)	kW (HP)	1447	309.2 (415)	289.2 (388)	247.4 (332)	206.2 (277)	167.5 (225)	129.4 (174)	608
@ 9.5 barg (138 psig)	kW (HP)	1479	308.2 (413)	290.7 (390)	247.4 (332)	205.7 (276)	165.8 (222)	128.3 (172)	608
@ 8.5 barg (123 psig)	kW (HP)	1552	309.2 (415)	285.5 (383)	242.9 (326)	200.7 (269)	159.1 (213)	121.2 (162)	608
@ 8 barg (116 psig)	kW (HP)	1588	306.0 (410)	280.6 (376)	238.8 (320)	195.1 (262)	153.7 (206)	116.8 (157)	608
@ 7.5 barg (109 psig)	kW (HP)	1631	307.1 (412)	280.1 (376)	236.0 (316)	192.9 (259)	150.3 (202)	112.2 (150)	608
@ 7 barg (102 psig)	kW (HP)	1664	308.2 (413)	283.9 (381)	237.7 (319)	191.8 (257)	150.1 (201)	109.3 (147)	608

Specific Power - Air Cooled (4)(5)		Max RPM	Max	A	B	C	D	Min	Min RPM
@ 10 barg (145 psig)	kW/m³/min (kW/100CFM)	1447	6.7 (18.9)	6.7 (19.0)	6.7 (18.8)	6.6 (18.7)	6.7 (18.9)	6.9 (19.6)	608
@ 9.5 barg (138 psig)	kW/m³/min (kW/100CFM)	1479	6.5 (18.3)	6.5 (18.4)	6.5 (18.3)	6.5 (18.4)	6.6 (18.6)	6.8 (19.4)	608
@ 8.5 barg (123 psig)	kW/m³/min (kW/100CFM)	1552	6.2 (17.5)	6.1 (17.3)	6.1 (17.3)	6.1 (17.3)	6.2 (17.5)	6.4 (18.3)	608
@ 8 barg (116 psig)	kW/m³/min (kW/100CFM)	1588	6.0 (17.1)	5.9 (16.8)	5.9 (16.8)	5.9 (16.7)	5.9 (16.8)	6.2 (17.6)	608
@ 7.5 barg (109 psig)	kW/m³/min (kW/100CFM)	1631	5.8 (16.5)	5.7 (16.3)	5.7 (16.1)	5.7 (16.1)	5.7 (16.2)	6.0 (16.9)	608
@ 7 barg (102 psig)	kW/m³/min (kW/100CFM)	1664	5.8 (16.4)	5.7 (16.1)	5.6 (15.9)	5.6 (15.7)	5.6 (16.0)	5.8 (16.5)	608

SOUND LEVEL (6)		
Noise Level Standard Package - Air Cooled	Sound Pressure - dB(A)	75
Noise Level Standard Package - Air Cooled	Sound Power - dB(A)	95

COOLANT LUBRICATION DATA		
Total Coolant Capcity - Air Cooled	litres (US gal)	121.0 (32.0)
PIPING CONNECTIONS		
Air Discharge	Inches BSPT	4 IN (8xM16; 7.5 IN B.C)
Package Automatic Condensate Drain	Inches BSPT	.38 INCH (FEMALE)
Coolant Drain - Hose Size	Inches	0.875
Diameter of Power Inlet	mm / (inch)	110 (4.3)
DIMENSIONS AND WEIGHT		
Length, Width, Height	mm (inches)	4320, 2150, 2504 (169.3, 84.6, 98.1)
Net Weight - Air Cooled	kg (lb.)	8336 (18378)
GA Drawing Number - Air Cooled		47589259001
ELECTRICAL DATA (13)		
Motor Protection		TEFC, IP55
Motor, Number of Poles		4
Motor Insulation Class / Temperature Rise		Class F, 155 °C

Anexo 6.3: Overhaul completo de un compresor ML250-2S

Resumen de precios

Propuesta #	SCLIR21-866

CCN	DESCRIPCION	PRECIO UN.	DESC	TOTAL UN.	CANT	TOTAL
Servicio	**Overhaul Full Compresor ML250 2S** * Ajuste unidad compresora, cambio de roda-Mientos, medición de tolerancias, etc. * Mantenimiento de motores * Cambio de arrancador * Cambio de valvulas * Cambio de flexibles * Cambio de filtros * Cambio de lubricante * Upgrade de controlador **Arriendo mensual Compresor 132 KW** **CLP $ 3.200.000+IVA** **Equipo:** ML 250 2 S **S/N:** **Repuestos considerados** Kit de ajuste Set de flexibles Set de oring Arrancador Kit de filtros Lubricante Set de valvulas Pintura				1 1 1 1 1 1 1 1	$ 47.500.000
	Observaciones: Horario: Se considera en día y hora hábil (9:00 a 18:00 hrs) Repuestos: 4 semanas importación + 4 semanas servicio. Garantía: 6 meses o 2000 hrs (Lo primero que se cumpla) Solo Aplica en el lugar intervenido y componentes reemplazados Moneda: Pesos chilenos (no incluye IVA) C. de Pago: 30 dias **Oferta valida por 30 dias**					
				Total Neto		**$ 47.500.000**

Se consideró un costo de montaje del 10% respecto del equipo, según Ingersoll Rand.

Anexo 6.4: Cotización de VDF para compresor ML250-2S.

Resumen de precios

Propuesta #	SCLIR21-866

CCN	DESCRIPCION	PRECIO UN.	DESC	TOTAL UN.	CANT	TOTAL
Servicio	**Suministro e instalación VFD** * Variador de frecuencia , Heavy Duty Marca Power Electronics , Serie SD750 * Puerto de comunicación Ethernet * Filtro salida * Nema 12 * Filtro armonicos * Instalación y programación * Pruebas de operación **Equipo: ML 250 2 S S/N:** **Repuestos considerados** Variador de frecuencia Serie SD750 Contactor principal				 1 1	$ 48.578.571
	Observaciones: Horario: Se considera en día y hora hábil (9:00 a 18:00 hrs) Repuestos: 4 semanas importación + 4 semanas servicio. Garantía: 6 meses o 2000 hrs (Lo primero que se cumpla) Solo Aplica en el lugar intervenido y componentes reemplazados Moneda: Pesos chilenos (no incluye IVA) C. de Pago: 30 dias **Oferta valida por 30 dias**					
				Total Neto		$ 48.578.571

Se consideró un costo de montaje del 10% respecto del equipo, según Ingersoll Rand.

Anexo 6.5: Cotización válvulas reductoras de presión para aire de mirillas.

Señor(es)		**Fecha**	16-02-2022
Teléfono		**Email**	
RUT	-	**Email Vendedor**	

SKU	Glosa	Cantidad	Prc.Unit	Desc/Rcrg	Afecto IVA	Imp.Esp.	Monto
	ADCA Valsteam Válvula reductora de presión P20DS conexión roscada NPT 1/4" Cuerpo completo en acero inoxidable 316. Rango de ajuste 0,2 - 1,5 barg. PMO 14 barg	4	$ 650.916		SI		$ 2.603.664
	ADCA Manómetro MAN-100 conexión posterior caja inox 316 rango 0-10 Bar	4	$ 76.032		SI		$ 304.128

Observaciones

Condición venta 30 días entrega. Plazo de entrega 6 semanas. País de origen Portugal.

Monto Neto:	$ 2.907.792
Monto Exento:	$ 0
IVA 19%:	$ 552.480
Imp. Esp.:	$ 0
Total:	$ 3.460.272

Anexo 6.6: Cotización Sistema Recuperación en Compresor

CCN	DESCRIPCION	PRECIO LISTA UN.	DESC	TOTAL UNITARIO	CANT	TOTAL
	Servicio de Mantencion					
	Actividades					
	✓ Instalación soportes					
	✓ Instalación flexibles					
Servicio	✓ Cambio montaje intercambiador	$ 15,826,160		$ 15,826,160	1	$ 15,826,160
	✓ Conexionado de sistema					
	✓ Pruebas de operación					
	Equipo ML250 2S S/N					
	Repuestos considerados					
24354276	Kit Energy recovery system				1	
	Servicio desmontaje y montaje motor electrico / v					
	* Considera Supervisor y experto de seguridad					
	Observaciones:					
	Horario: Se considera en dia y hora habil (9:00 a 18:00 hrs)					
	Repuesto Entrega en 12 semanas					
	Garantia 6 meses o 2000 hrs (Primero que se cumpla)					
	Solo Aplica en el lugar intervenido y componentes reemplazados					
	Oferta Valida por 7 Dias					

Todas las cantidades se muestran en CLP
No incluye IVA

TOTAL NETO	$ 15,826,160

Anexo 6.7: Cotización Sistema hacia Termos

SISTEMA RECUPERACION DE CALOR

N°14 A

ITEM	CANT	DESCRIPCION - CODIGO	UNI	UNIT $	$ TOTALES
Suministro de Elementos					
1	1	Intercambiador de Calor Grande 200kW/h	Unidad	2.752.198	2.752.198
2	1	Motobomba Wilo IL 32/170-4/2	Unidad	1.519.965	1.519.965
3	1	Electrobomba Multietapa INOX 316 12-15m3h Temperatura max100 ºC	Unidad	404.843	404.843
4	520	Piping aislado 11/2"(alimentador / retorno)	ml	8.133	4.229.111
5	1	TDF&C	Unidad	690.000	690.000
Montaje					
6	1	Prevencionista y Memoria Hidraulica	Global	1.200.000	1.200.000
7	1	Excavaciones, soportes, fijaciones	Global	600.000	600.000
8	1	Insumos	Global	600.000	600.000
9	1	M/O	Global	4.894.020	4.894.020
		Supervisor			
		Gtos Grales	12%		2.026.816
		Utilidad	15%		2.533.521
				Neto	21.450.474
				Iva	4.075.590
				Total CLP	**25.526.064**

Anexo 6.8: Cotización de flujómetro de aire comprimido para tuberías principales.

Señor(es)		**Fecha**	28-03-2022
Teléfono		**Email**	
RUT	-	**Email Vendedor**	

SKU	Glosa	Cantidad	Prc.Unit	Desc/Rcrg	Afecto IVA	Imp.Esp.	Monto
	ALIA Medidor de flujo tipo Vortex AVF7000 conexión ANSI 150 6" Modelo: AVF7000-F150-4A1-A1NN-N Conexión: Flange Diámetro: 6" Material: SS304 Conexión: 6"ANSI 150# Function: 1=Display(without temp/Pressure compensation) Output: A=4-20mA(2 Wire) or Scale Pulse Output Max.Temp.: 1 = -40~+280deg.C Protection: N= Intrinsically Safe, Eex (ia)IIC T4 Installation: N=Compact Option: None Aplicación: Fluido: Aire Comprimido Densidad: 1.293 kg/m3 Op pressure: 8 barG Op temperature: 40°C Flow range: 769-29616 Nm3/hr	1	$ 5.676.570		SI		$ 5.676.570

Observaciones

Condición venta 30 días entrega. Plazo de entrega 10 semanas. País de origen Estados Unidos. Garantía 12 meses desde fecha de entrega.

Monto Neto:	$ 5.676.570
Monto Exento:	$ 0
IVA 19%:	$ 1.078.548
Imp. Esp.:	$ 0
Total:	$ 6.755.118

Anexo 6.9: Cotización nuevo compresor RS160-ie

CONDICIONES COMERCIALES

Cantidad	Descripción	Precio unitario
1	**Compresor de aire tipo tornillos Lubricados Ingersoll-Rand Velocidad Fija, Doble etapa, Modelo RS160ie A, nueva generación serie RS** ✓ **7.5 barg Presión máx operación** ✓ **31.2 m3/min (1070 CFM) @7.5 barg** ✓ **Controlador electrónico XE145M** ✓ **Motor IP55** ✓ **Lubricante 16000 hrs.** ✓ **Intervalo mantenimiento 4000 hrs.** ✓ **Programa extensión de garantía unidad compresora hasta 10 años**	***USD$ 60.000***
		USD$ 60.000

TERMINOS GENERALES

- Pagos: Los precios de la cotización son en **Dólares americanos y deben agregárseles el IVA**.
- Lugar de Entrega: En sus instalaciones, sobre la plataforma del transporte. **NO** se incluye servicio de descarga **NI** instalación.
- Términos de pago: OC 30 dias f/f.
- Tiempo de Entrega: 30 semanas.
- La vigencia de esta cotización es de 30 días.
- La garantía del equipo es de 12 meses después del arranque, o 18 meses después del embarque (lo que suceda primero).

Se consideró un costo de montaje del 10% respecto del equipo, según Ingersoll Rand.

RS160ie-A

50hz

Model			RS160ie-A7.5	
GENERAL PERFORMANCE DATA				
Maximum Target Operating Pressure	(2)	barg (psig)	7.5 (109)	
Rated Discharge Pressure		barg (psig)	7.0 (102)	
Minimum Operating Pressure		barg (psig)	4.5 (65)	
Maximum Operating Ambient Temperature		°C (°F)	46 (115)	
Minimum Operating Ambient Temperature		°C (°F)	2 (36)	
Maximum System Temperature Setting		°C (°F)	109 (228)	
Nominal Power - Main Motor		kW (HP)	160 (215)	
Main Motor Efficiency	(3)	%	95.8%	
Capacity FAD	(1)	m^3/min (CFM)	31.9 (1127)	
Package Input Power with Fan - Air Cooled	(4)	kW	183.8	
Specific Power - Air Cooled	(4)(5)	kW/m^3/min (kW/100CFM)	5.76 (16.3)	
SOUND LEVEL	(6)			
Noise Level Standard Package - Air Cooled		Sound Pressure - dB(A)	74	
Noise Level Standard Package - Air Cooled		Sound Power - dB(A)	92	
COOLING DATA (@ Maximum Ambient Temperature & Maximum Discharge Pressure)				
Heat Removal (Oil Cooler)		kW (1000 Btu/hr)	138.7 (473)	
Heat Removal (Oil and Aftercooler)		kW (1000 Btu/hr)	186.6 (637)	
Permitted Additional Static Pressure		Pa (in H_2O)	63 (.25)	
Fan Air Flow		m^3/min (CFM)	363 (12819)	
Fan Motor Nominal Power		kW	7.50	
Cooling Air Temperature Rise @ 30°C		°C (°F)	24 (43)	
Aftercooler CTD	(7)	°C (°F)	8 (14)	
AIR END DATA				
STG1 Male Rotor Speed		RPM	2323	
STG1 Rotor Tip Speed		m/sec	30.90	
STG2 Male Rotor Speed		RPM	3343	
STG2 Rotor Tip Speed		m/sec	31.86	
Full Load Shaft Power		kW	161.6	
COOLANT LUBRICATION DATA	(12)			
Total Coolant Capacity - Air Cooled		litres (US gal)	95 (25.1)	
PIPING CONNECTIONS	(8)			
Air Discharge		Inches BSPT	3.00	
Package Automatic Condensate Drain		Inches BSPT	0.375 (FEMALE)	0.
Coolant Drain - Hose Size		Inches	0.500	
Diameter of Power Inlet		mm (Inches)	180 (7.1)	
DIMENSIONS AND WEIGHT				
Length, Width, Height		mm (inches)	2855, 1899, 2107 (112.4, 74.8, 83.0)	2855, 1899

Anexo 6.10: Cotización nuevo compresor RS250-ie

CONDICIONES COMERCIALES

Cantidad	Descripción	Precio unitario
1	**Compresor de aire tipo tornillos Lubricados Ingersoll-Rand Velocidad Fija, Doble etapa, Modelo RS250ie A, nueva generación serie RS** ✓ **7.5 barg Presión máx operación** ✓ **54.1 m3/min (1911 CFM) @7.5 barg** ✓ **Controlador electrónico XE145M** ✓ **Motor IP55** ✓ **Lubricante 16000 hrs.** ✓ **Intervalo mantenimiento 4000 hrs.** ✓ **Programa extensión de garantía unidad compresora hasta 10 años**	***USD$ 112.400***
		USD$ 112.400

TERMINOS GENERALES

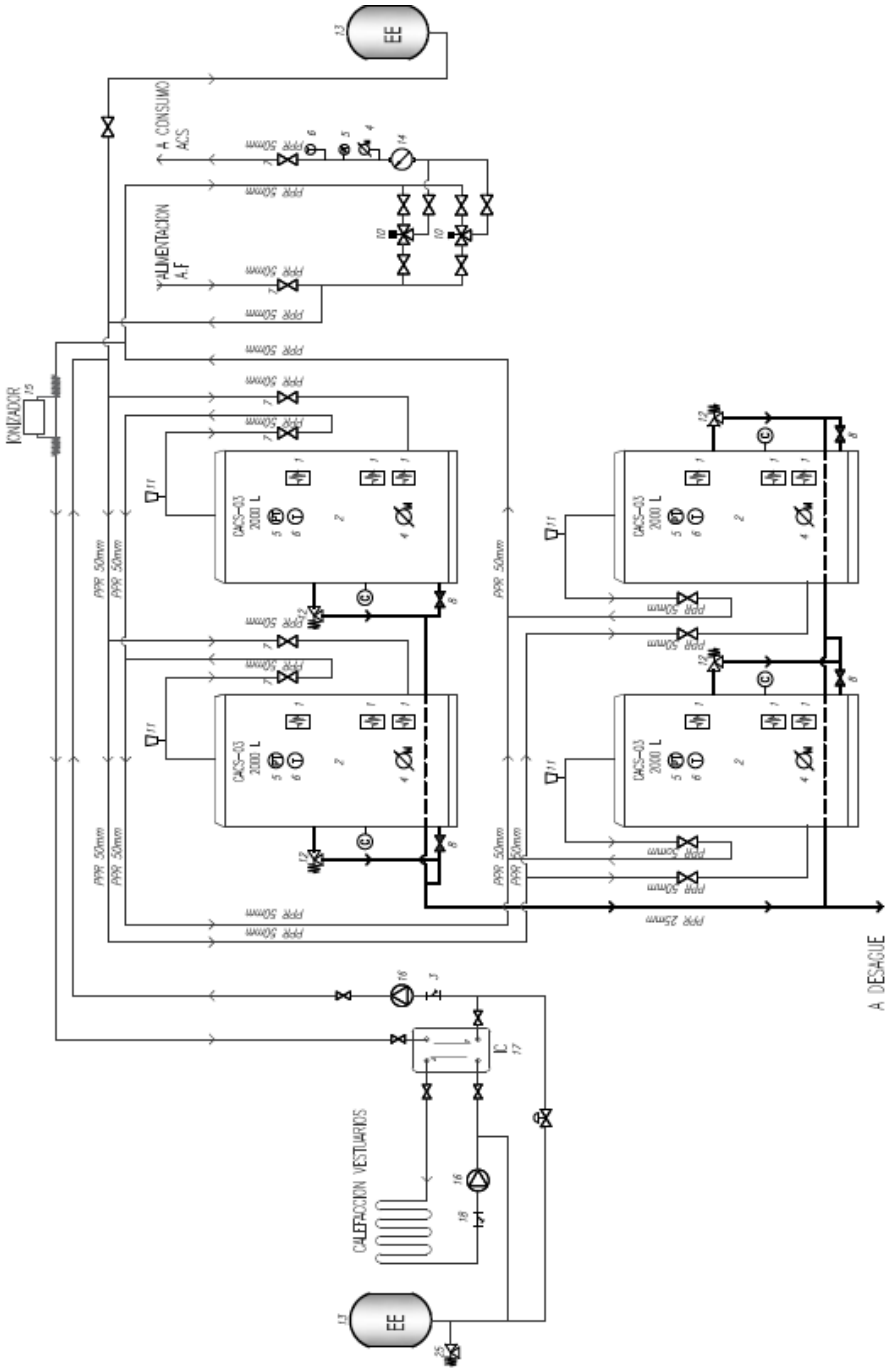
- Pagos: Los precios de la cotización son en **Dólares americanos y deben agregárseles el IVA**.
- Lugar de Entrega: En sus instalaciones, sobre la plataforma del transporte. **NO** se incluye servicio de descarga **NI** instalación.
- Términos de pago: OC 30 dias f/f.
- Tiempo de Entrega: 30 semanas.
- La vigencia de esta cotización es de 30 días.
- La garantía del equipo es de 12 meses después del arranque, o 18 meses después del embarque (lo que suceda primero).

Se consideró un costo de montaje del 10% respecto del equipo, según Ingersoll Rand.

RS250
50Hz

Model			RS250ie-A7.5
GENERAL PERFORMANCE DATA			
Maximum Target Operating Pressure	(2)	barg (psig)	7.5 (109)
Rated Discharge Pressure		barg (psig)	7.0 (102)
Minimum Operating Pressure		barg (psig)	4.5 (65)
Maximum Operating Ambient Temperature		°C (°F)	46 (115)
Minimum Operating Ambient Temperature		°C (°F)	2 (36)
Maximum System Temperature Setting		°C (°F)	109 (228)
Nominal Power - Main Motor		kW (HP)	250 (335)
Main Motor Efficiency	(3)	%	96.0%
Capacity FAD	(1)	m^3/min (CFM)	54.1 (1911)
Package Input Power with Fan - Air Cooled	(4)	kW	299.5
Specific Power - Air Cooled	(4)(5)	kW/m^3/min (kW/100CFM)	5.5 (15.7)
SOUND LEVEL	(6)		
Noise Level Standard Package - Air Cooled		Sound Pressure - dB(A)	75
Noise Level Standard Package - Air Cooled		Sound Power - dB(A)	95
COOLING DATA (@ Maximum Ambient Temperature & Maximum Discharge Pressure)			
Heat Removal (Oil Cooler)		kW (1000 Btu/hr)	237.8 (811)
Heat Removal (Oil and Aftercooler)		kW (1000 Btu/hr)	322.5 (1100)
Permitted Additional Static Pressure		Pa (in H_2O)	63 (.25)
Fan Air Flow		m^3/min (CFM)	453 (15998)
Fan Motor Nominal Power		kW	8.0
Cooling Air Temperature Rise @ 30°C		°C (°F)	32 (58)
Aftercooler CTD	(7)	°C (°F)	7 (13)
AIR END DATA			
Male Rotor Speed		RPM	1512
Tip Speed Rotor		m/sec	27.63
Full Load Shaft Power		kW	278.0
COOLANT LUBRICATION DATA	(12)		
Total Coolant Capacity - Air Cooled		litres (US gal)	121 (32.0)
PIPING CONNECTIONS	(8)		
Air Discharge		Inches FLANGE	4 IN (8xM16; 7.5 IN B.C)
Package Automatic Condensate Drain		Inches BSPT	.38 INCH (FEMALE)
Coolant Drain - Hose Size		Inches	0.875
Diameter of Power Inlet		mm (Inches)	110 (4.3)

ANEXO 7: DIAGRAMA SALA DE TERMOS



ANEXO 8: PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL AIRE

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

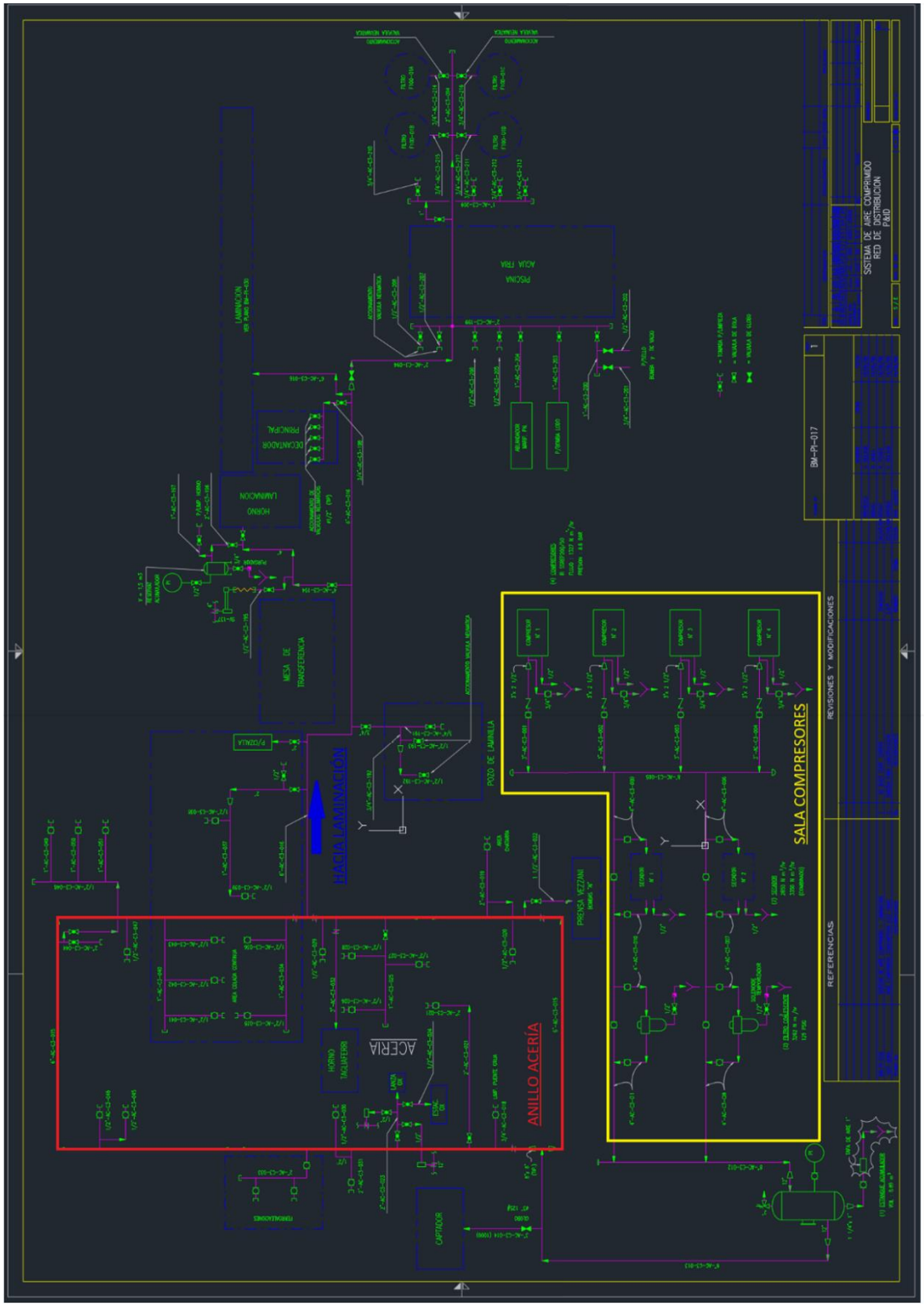
Temp., T, °C	Densidad, ρ, kg/m^3	Calor específico, c_p, J/kg · K	Conductividad térmica, k, W/m · K	Difusividad térmica, α, m^2/s^2	Viscosidad dinámica, μ, kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν, m^2/s	Número de Prandtl, Pr
−150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
−100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
−50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
−40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
−30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
−20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
−10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p, k, μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ, ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ, a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P.

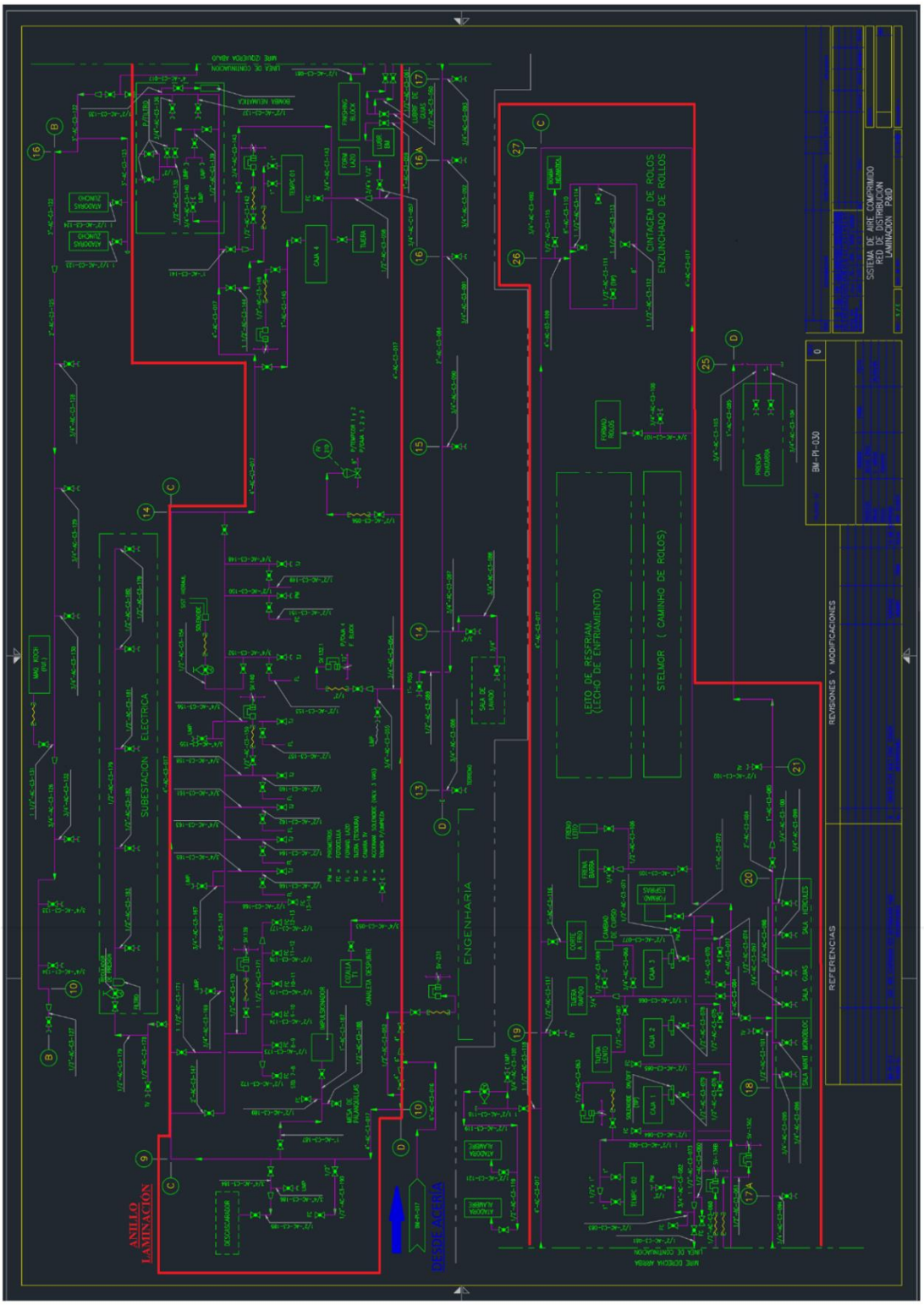
Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenun, NY, ISBN 0-306067020-8.

ANEXO 9: RED AIRE COMPRIMIDO

Anexo 9.1: Plano General Acería



Anexo 9.2: Plano General Laminación



Anexo 9.3: Descripción tuberías en planta Colina

SERVICIO	Código de Fluido	Clase	Presión Diseño BAR	Temperatura de Diseño ° C	Material Básico
Agua Refr. Indirecta	AI	C1	10	60	AC. Carbono
Agua Refri. Indirecta	AI	S1	10	60	AC. Inoxidable
Agua Refrig. Directa	AD	C1	10	60	AC Carbono
Agua Refr. Directa	AD	S1	10	60	AC. Inoxidable
Agua Potable	AP	C2	5.5	30	Ac. Galvanizado
Agua Industrial	AS	C1	10	30	AC. Carbono
Aire de Planta	AC	C3	10	60	AC Carbono
Agua c/Incendios	FW	C9	10	30	AC. Carbono
Oxígeno	OX	C4	4	50	AC Carbono
Argón	AG	C5	4	50	AC Carbono
Gas Natural	NG	C5	4	50	AC Carbono
Nitrógeno	NI	C5	4	50	AC Carbono
Gas Licuado	LPG	C6	14	30	AC Carbono
Petróleo	FO	C7	14	100	AC Carbono
Diesel	DO	C7	14	50	AC Carbono
Lubricante	LU	C8	10	40	AC Carbono
Aceite Hidráulico	HI	C8	150	30	AC Carbono
Grasas	GR	C8	250	80	AC Carbono

Anexo 9.4: Descripción Clase C3 de tuberías Aire de Planta

Clase C-3

CODIGO	SERVICIO	CONDICIONES DE OPERACIÓN	
AC	Aire Comprimido	Presión	PSI Bar 140 10
		Temperatura Máx.	50° C
		Tempertura Mín.	4° C
		Material Básico	AC Carbono

ITEM	TAG	DESCRIPCIÓN
Cañeria		
1/2" a 2"		ASTM-A-53 GR.B, Sch. 40, extremos planos, ERW
2.1/2" a 12"		ASTM-A-53 GR.B, STD , biselada, ERW.
Fittings		
1/2" a 2"		Fierro maleable, A-197 Clase 150, NPT
2 1/2" a 12"		Acero carbono,A-234 GR.B, STD, biselado
Flanges		
1/2" a 12"		Acero Carbono, A-105, NPT, ANSI-150, F.F.
2 1/2" a 12"		Acero Carbono A-105, S.O., ANSI-150, F.F.
Gasket		
1/2" a 12"		Non asbesto, ANSI-150, 1/8" Esp. GARLOCK BLUE GARD 3000 ó similar
Pernos		Maquinado, A-307B, con tuerca Hex. y golilla plana.
Válvulas		
1/2" a 2"	VB-1	Bola, cuerpo Ac. Carbono, A-108, trim Ac. Carbono Cromado, NPT, Clase 600
2 1/2" a 12"	VB-4	Bola, cuerpo acero A-105, ANSI-150
2 1/2" a 12"	VC-4	Compuerta, F.Fundido, A-126B, ANSI-150 F.F.