

**UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DE LAS
AMÉRICAS**

ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN PARA OPTAR POR
EL GRADO DE LICENCIATURA EN INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD PARA LA
IMPLEMENTACIÓN DE COMPRESORES DE AIRE
COMPRESIDO DE BAJA PRESIÓN EN UNA INDUSTRIA
MANUFACTURERA DE LLANTAS

AUTOR:

ING. LUIS DIEGO URIBE MORA

SAN JOSÉ, AGOSTO, 2021

Contenido

Contenido	6
Resumen	18
CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	19
Planteamiento del problema	19
Objetivos Generales	19
Objetivos Específicos	19
Justificación	20
Antecedentes	21
Tesis N° 1.	21
Tesis N° 2.	22
Tesis N° 3.	23
Tesis N° 4.	24
Alcance	25
Limitaciones	25
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	26
Teoría del Aire Comprimido	26
Introducción a la Neumática.	26
Definición de conceptos.	26
Unidades	27
Leyes de la compresión	28
Ley de Boyle.	28

Ley de Gay Laussac.	28
Ley de Charles.....	29
Ecuación de Bernoulli.	29
Humedad Relativa.	30
Ley de los gases perfectos.	30
Calor específico.....	30
Transformaciones adiabáticas.	31
Ley de Dalton.	31
Ley de Joule.	31
Equipos de producción de aire comprimido.....	32
Compresores de desplazamiento positivo.	34
Compresores rotativos.	34
Compresores de tornillo.....	35
Compresores de tornillo exentos de aceite.	36
Compresores dinámicos.	37
Selección del compresor.....	38
Depósito de aire comprimido	38
Refrigerador posterior	39
Tratamiento del aire comprimido.....	39
Estándar de calidad de aire comprimido ISO 8573-1.	40
Secadores de aire.	42
Secador frigorífico.	42
Secadores por Adsorción.....	43

Secadores por absorción.....	45
Secador de membrana.....	46
Distribución del aire.....	47
Tuberías.....	48
Tubería Principal.....	48
Tuberías secundarias.....	48
Tuberías de servicio.....	48
Tipos de redes.....	48
Materiales para la tubería.....	50
Costos del aire comprimido.....	53
Oportunidades de mejora.....	53
Prácticas derrochadoras de aire comprimido.....	53
Fugas de aire comprimido.....	54
Caídas de presión del sistema de aire comprimido.....	54
Control de arranque y parada.....	55
Control de carga y descarga.....	55
Teoría y criterios para los diseños en sistemas de aire comprimido.....	56
Determinación de los datos de diseño.....	56
Caudal.....	56
Presión de servicio.....	57
Calidad del aire comprimido.....	57
Presión atmosférica, temperatura ambiente y humedad relativa.....	57
Cálculo de diámetro de tubería.....	57
Determinar el espesor de la pared de la tubería.....	58
Cálculo del caudal de ventilación de la sala de compresores.....	59

Cálculo de volumen de depósito.	59
Cálculo de caudal de fugas.	61
Cálculo de pérdidas de presión.	61
Cálculo pérdidas de presión por accesorios.	62
Cálculo de pérdidas en tuberías rectas.	62
Método de evaluación del proyecto	63
Valor presente neto (VPN).	64
Criterio de evaluación.	64
Relación beneficio-costo (BC).	65
Tasa interna de retorno (TIR).	66
Periodos de recuperación o pay-back.	66
CAPÍTULO III: SITUACIÓN ACTUAL DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO	67
Descripción de las instalaciones del cuarto los cuartos de compresores	67
Cuarto de Compresores de Casa Fuerza.	68
Descripción del anillo principal y puntos de consumo de la red	72
Preparación de Materiales.	74
Armado de llantas.	74
Vulcanización.	75
Inspección Final.	75
Análisis Energético	76
Identificación de equipos de baja presión de aire	78
Sistemas transportadores BB2 y Sistema transportador BB3.	80

	10
Características de los Transportadores de Negro Humo.	84
Factor de utilización de los Transportadores de Negro de Humo.	84
Consumo de Aire Comprimido en los Transportadores.	87
Sistema transportador de Sílica.	89
Características de Diseños del Transportador de Sílica.....	90
Factor de Utilización Sistema Transportador de Sílica.....	93
Consumo de aire comprimido del Transportador de Sílica.....	94
Fugas de aire comprimido en el Trasportador de Sílica.....	95
Prensas Vulcanizadoras de División 3.	95
Sistema de aire comprimido de 0.34 MPa en trincheras.....	98
CAPÍTULO IV: REDISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO PARA SISTEMAS DE PROCESO A BAJA PRESIÓN	104
Sistema de tubería de aire en División III.....	105
Sistema independiente para el aire de 0.34 MPa.....	105
Reinstalación del Compresor KAESER BSD 50.	105
Compra e instalación de un nuevo Compresor.....	111
Sistema de aire comprimido para los Transportadores de NH y Sílica.....	112
Diseño de una instalación de aire comprimido para el Transporte de material.	112
Datos de diseño para una red de aire comprimido para los transportadores.....	113
Reutilizando un compresor de la red centralizada.....	114
Compra de un compresor nuevo de baja presión.....	115
Caída de Presión en el nuevo sistema.	118
Selección de los equipos según las necesidades de consumo.	120
CAPÍTULO V: ANÁLISIS ECONÓMICO.....	122
Aumento Anual del costo de la energía	122
Tasa Mínima Atractiva de Retorno	123

Análisis económico del sistema de aire comprimido de baja presión en vulcanización.....	124
Reactivación el compresor Kaeser BSD 50.	124
Instalación y puesta en marcha de un nuevo compresor Kaeser ASD 40.	125
Beneficios del Proyecto.....	126
Análisis económico del sistema de baja presión en los Transportadores.....	128
Reutilizando un compresor para la demanda de baja presión en División I.	128
Compra e instalación del compresor DSD 100LP.	129
Selección de un equipo según las necesidades de la aplicación: CSD-60LP.....	130
Beneficios del Proyecto.....	131
Balance y Factibilidad.	132
CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	135
Conclusiones	135
Recomendaciones.....	136
GLOSARIO.....	138
BIBLIOGRAFÍA.....	140
APÉNDICE A: Desglose de equipos y presiones de trabajo en División I	142
APÉNDICE B: Desglose de equipos y presiones de trabajo en División II	144
APÉNDICE C: Desglose de equipos y presiones de trabajo en División III.....	146
APÉNDICE D: Desglose de equipos y presiones de trabajo en División IV	149
APÉNDICE E: Lógica en escalera usada en el PLC de Transportador BB2.	151
APÉNDICE F: Lógica en escalera usada en el PLC de Transportador BB3	153

APÉNDICE G: Lógica en escalera usada en el PLC de Transportador DE Sílica	155
APÉNDICE H: Tiempo de Ciclo del Transportador BB2	156
APÉNDICE I: Tiempo de Ciclo del Transportador de Sílica	157
APÉNDICE J: Desglose de accesorios de la tubería de baja presión en División III.....	158
APÉNDICE K: Caídas de Presión en Tuberías de Aire de 50 psi en Trinchera	159
APÉNDICE L: Cálculo Longitud equivalente tubería para compresores BSD 50 y ASD 40	160
APÉNDICE M: Cálculo de pérdida de presión tuberías para compresores BSD 50 y ASD 40 ..	161
APÉNDICE N: Cálculo de pérdida de presión tuberías para compresores CSD 100 y DSD 150	162
Apéndice Ñ: Cálculo de pérdida de presión tubería para Compresor CSD 60LP.....	163
Apéndice O: Tablas de Longitud Equivalente para distintos accesorios de tuberías.....	164
Apéndice P: Pérdida de Presión en Tuberías rectas cédula 40 a diferentes presiones	168
Apéndice Q: Especificaciones técnicas del Flujostato SMC modelo PF3A703H	169
Apéndice R: Datos Técnicos de Sensor de Flujo Marca Rosemount.....	170
Apéndice S: Reporte de fugas de Trincheras	171
Apéndice T: Ofertas recibidas para la estimación de inversiones.....	172
Apéndice U: Representación de hoja de cálculo para análisis financiero	177

Índice de Tablas.

Tabla 1. Rangos de velocidad según aplicación de tuberías.	58
Tabla 2 Compresores y capacidad en Casa Fuerza.	70
Tabla 3. Compresores y capacidad en Cuarto de Compresores de Pigmentos.....	70
Tabla 4. Datos de diseño del Sistema Transportador.	84
Tabla 5. Valores usados para el cálculo de caudal en el Transportador BB2 a presión de 45 PSI.	89
Tabla 6. Datos de diseño del Sistema Transportador de Sílica.	91
Tabla 7. Cálculo de caída de presión para la ruta crítica de tubería baja presión en Trinchera 3.	100
Tabla 8. Cálculo de caída de presión para la ruta crítica de tubería baja presión en Trinchera 4.	101
Tabla 9. Identificación de Fugas de Aire Comprimido Detectada en la Tubería de Trinchera...102	
Tabla 10. Cálculo de capacidad de Compresor para Sistema de Aire Comprimido Trincheras. 108	
Tabla 11. Cálculo del tanque de almacenamiento para el sector de Vulcanización.....108	
Tabla 12. Datos del secador seleccionado para el área de Trinchera.109	
Tabla 13. Datos Técnicos del Secador Seleccionado para el Compresor ASD40.112	
Tabla 14. Necesidades del aire comprimido de los transportadores.113	
Tabla 15. Depósito de Aire Comprimido para Sistema Neumático de Transportadores.114	
Tabla 16. Datos usados para determinar el Caudal en sitio de los Compresores Kaeser.....114	
Tabla 17. Datos Técnicos del Secador Kaeser TE91.115	
Tabla 18. Datos Técnicos del Compresor Kaeser DSD-100LP.116	
Tabla 19. Cálculo de entrega de Caudal del Compresor DSD 100LP.117	
Tabla 20. Datos Técnicos Secador Kaeser TE102.117	
Tabla 21. Velocidad del flujo dentro de la tubería seleccionada.....118	
Tabla 22. Caída de presión para ruta crítica según operación.....119	
Tabla 23. Entrega de caudal del compresor CSD 60LP a 3.5 bar en condiciones actuales.120	
Tabla 24. Datos Técnicos Secador Kaeser TD61.....121	
Tabla 25. Caída de presión en tubería con un compresor CSD-60LP.....121	
Tabla 26. Costos de materiales de tubería Transair.....125	
Tabla 27. Resumen de costos reinstalación de compresor BSD 50.125	

Tabla 28. Resumen de costos instalación de compresor ASD 40.	126
Tabla 29. Desglose de precios para tubería y accesorios de 80mm.	129
Tabla 30. Desglose de Costos de reubicación del compresor CSD 100.....	129
Tabla 31. Desglose de Inversión del Compresor CSD-60LP.....	130
Tabla 32. Uso energético en KW/Año utilizado en los sistemas Transportadores.	131
Tabla 33. Consumo energético de los compresores propuestos.	132
Tabla 34. Indicadores para la Instalación del Sistema de Transportadores.....	134

Índice de Figuras

Figura 1. Representación de la Ley de Boyle	28
Figura 2. Esquema del principio de Bernoulli.	29
Figura 3. Clasificación de los diferentes tipos de compresores	33
Figura 4. Compresor de tornillo lubricado con aceite.....	36
Figura 5. Etapa de un compresor de tornillo exento de aceite.	37
Figura 6. Partículas sólidas en el aire.....	40
Figura 7. Calidad del aire en función de los tipos de impurezas.....	41
Figura 8. Clasificación del aire.	41
Figura 9. Principio de funcionamiento del secado con refrigerante.....	43
Figura 10. Secador regenerado por soplante	45
Figura 11. Secador desecante	46
Figura 12. Principio de funcionamiento de los secadores de membrana	47
Figura 13. Red de aire comprimido configuración final de línea muerta	49
Figura 14. Red de aire comprimido configuración en anillo	50
Figura 15. Corrosión en tuberías de aire comprimido.....	51
Figura 16. Características de Materiales usados en tuberías.....	52
Figura 17. Estructura a partir del flujo de caja ideal para determinar el valor presente de los ingresos.....	64
Figura 18. Distribución de sistema de aire comprimido de la planta.....	68
Figura 20. Equipos instalados en Cuarto de Compresores de Pigmentos	72
Figura 21. Sectorización de Planta.....	73
Figura 22. Curvas típicas de potencia (KW) vs Flujo (ACFM) compresores 2018.....	76
Figura 23 Datos de presión y demanda de aire comprimido de compresores de planta.	77
Figura 24. Ciclo de Transporte “Concepto de Línea Completa”	81
Figura 25. Diagrama de tuberías de transporte de Negro Humo e instrumentos de aire comprimido.	83
Figura 26. Frecuencia de activación de ciclos Transportador BB2.	85
Figura 27. Frecuencia de activación de ciclos del Transportador BB3.....	86
Figura 28. Gráfica de Presión, Flujo de Aire y Tiempo en razón del ciclo de transporte.....	87
Figura 29. Consumo de aire comprimido por ciclo del Transportador de NH BB2 a 0.17MPa...88	

Figura 30. Características Normales de funcionamiento del Sistema, según fabricante.	91
Figura 31. Diagrama de tuberías de transporte de Sílica e instrumentos de aire comprimido.....	92
Figura 32. Gráfico de Accionamiento de Ciclos del Transportador de Sílica.	93
Figura 33. Consumo de aire comprimido del Transportador de Sílica.	94
Figura 34. Isométrico de tubería de aire comprimido de 0.34 MPa en Trincheras de Vulcanización.....	96
Figura 35. Diagrama Neumático de aire a 0.28MPa de una prensa Hidráulica.	97
Figura 36. Diagrama de válvulas de suministro de una prensa Mitsubishi.....	98
Figura 37. Gráfica de consumo de aire del 21-06-2021 al 29-06-2021.	99
Figura 38. Fotografía de Manómetro de Presión, último punto de uso en trinchera 3.....	100
Figura 39: Fotografía de Manómetro de Presión, último punto de uso en trinchera 4.	101
Figura 40. Distribución de Compresor, Secador y Depósito de Aire en Casa Fuerza.	110
Figura 41. Isométrico de Instalación de Compresor en Casa Fuerza.	110
Figura 42. Distribución de sistema de aire comprimido de los transportadores.	118
Figura 43. Isométrico sistema de aire comprimido para los transportadores.....	119
Figura 44. Gráfico de proyección del costo KWh para el sector industrial.	122
Figura 45. Comportamiento de la tasa básica pasiva en los últimos 10 años.	123
Figura 46 Demanda de aire actual en ACFM de la planta y su respectivo índice KW/100 ACFM.	127
Figura 47. Flujo de Efectivo Compresor CSD 60LP	133

Dedicatoria

Este trabajo es dedicado inicialmente a mi esposa e hijos, quienes han estado a mi lado acompañándome y motivándome a ser mejor día a día, quienes han sacrificado tiempo de sus vidas y, sin reproche, me las han dado para lograr este paso. De igual manera, dedico este esfuerzo a mi madre, padre y hermanos, por ser los principales promotores en cumplir mis estudios desde mi infancia, porque a pesar de los obstáculos siempre buscaron la forma de ayudarme y cubrir mis necesidades.

Agrego, además, esta dedicatoria a todos aquellos que han formado parte positiva de mi vida profesional, que no han negado su conocimiento o experiencia para transmitirme el aprendizaje y que con su aporte han hecho posible finalizar una etapa más de mi camino estudiantil y profesional.

Agradecimientos

Especialmente agradezco a Dios por las oportunidades que me ha brindado en todo el camino de mi vida.

Al Ingeniero Ricardo Picado y Edwin Cardoza, por la oportunidad de desarrollar este trabajo de graduación y el apoyo brindado para la elaboración del mismo.

Al Ingeniero Carlos Borge, por su orientación, apoyo y por compartir su experiencia para la realización de este trabajo.

Agradezco a mi familia por las horas donadas a este trabajo porque, sin duda, fue necesario el sacrificio del tiempo de cada uno de los integrantes, por dar de lo que tenían para lograr esta meta.

A todas las personas que en el camino han compartido su experiencia y el conocimiento de la ingeniería electromecánica y, en especial, a todos aquellos que aportaron más de lo necesario.

Resumen

El impulso constante en la utilización de energías limpias, el uso eficiente de la energía, la responsabilidad social y la concientización del cuidado del medio ambiente, ha comprometido a muchas empresas en la búsqueda de una mejora en su acción sobre los recursos naturales y energéticos. Es por ello que Bridgestone de Costa Rica ha adoptado medidas de elevado prestigio como lo es la certificación de la norma ISO 50001, en búsqueda de hacer un uso eficiente de las energías y mostrar su compromiso con la sociedad. Por lo tanto, este trabajo representa un pequeño aporte a los objetivos de la compañía de mejorar su indicador energético y evaluar un posible proyecto de ahorro significativo que, de ser viable, se pueda mantener en el tiempo.

El propósito de esta investigación es la evaluación particular de equipos que usen significativas cantidades de aire comprimido de presión estándar y que, por necesidades del proceso mediante el uso de elementos del control neumático, disminuyan súbitamente la presión de entrada, creando así un desperdicio de energía de los compresores por el trabajo mecánico necesario para alcanzar una presión mucho mayor a la requerida en esos procesos.

Inicialmente se determinan los equipos dentro de los procesos mencionados, lo cual genera la respectiva recolección de datos mediante el uso de instrumentos de medición confiables y distribuidos dentro del mercado nacional.

Para los procesos seleccionados, se realizará un análisis de las pérdidas generadas en la tubería para verificar su correcto dimensionamiento y que no afecte el trasiego de aire comprimido a baja presión, con el fin de garantizar las mejores condiciones de consumo. El nuevo diseño por proponer está definido por la selección de equipos de producción de aire comprimido, la descripción de los materiales, distribución y alcance que la nueva red de aire de suministro puede ofrecer, todo esto, acompañado de la memoria de cálculo necesaria para la conclusión de dicho diseño.

Finalmente, mediante un estudio técnico financiero, con el cual se evaluaron las ofertas recibidas de proveedores nacionales, se presenta el diseño final del escenario que mostró un leve ahorro energético de 89 841 KWh anuales, con un costo de inversión de \$74 476.8, pero finalmente el resultado del análisis económico evidenció un VAN de -\$24 773, por lo tanto, el proyecto no se considera viable para su implementación.

CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

Planteamiento del problema

¿Es viable la adquisición de nuevos activos para la puesta en marcha de una red de generación de aire comprimido de baja presión para abastecer procesos o sistemas que representen un consumo importante y que requieran presiones de trabajo, inferiores a 0.34 MPa (50 psi), de una empresa destinada a la producción y comercialización de llantas instalada en Costa Rica?

Objetivos Generales

Evaluar la posible implementación de un nuevo sistema de aire comprimido de baja presión para equipos que requieren presiones inferiores a 0.34 MPa (50 PSI) y que representan un punto de consumo importante, con el fin de que disminuyan las pérdidas generadas por los cambios súbitos de la reducción de presión de la red actual de aire comprimido en la planta manufacturera de llantas ubicada en la Rivera de Belén de Heredia.

Objetivos Específicos

- Identificar los principales equipos de la planta que trabajan a baja presión y que representan un consumo importante a considerar dentro de la red de aire comprimido de presión estándar, con el fin de que se seleccionen las máquinas que puedan establecerse dentro de una posible red independiente de aire comprimido que cumpla con el caudal y presión de trabajo necesarios para su operación.
- Estimar, mediante el uso correcto de instrumentos de medición, los consumos promedios de caudal y presión de trabajo durante un mínimo de una semana de los equipos identificados con el propósito de que se reconozcan requisitos básicos del sistema que se implemente.
- Recomendar los equipos que se deben adquirir para la producción y el abastecimiento de aire comprimido a baja presión, una vez realizada la investigación de las tecnologías ofrecidas en el mercado nacional que cumplan con los requisitos mínimos de caudal, presión y eficiencia energética que requiere el nuevo sistema a proponer.
- Diseñar las tuberías de suministro de aire de baja presión, cumpliendo con las normas aplicables y las cargas consideradas de los equipos a intervenir.

- Realizar el análisis financiero que describa los ahorros y los costos de la inversión, con la finalidad de que se verifique la factibilidad del proyecto.

Justificación

En las últimas décadas, el mundo entero se ha enfocado en la importante necesidad del aprovechamiento eficiente y responsable de la energía y, como es de esperar, la industria tiene mucho que aportar en este tema; debido a que se caracteriza por el alto consumo energético, razón por la cual busca desde entonces minimizar el desperdicio recurrente en todas las áreas posibles, pretendiendo limpiar la huella de carbono y perseguir metas que le ayuden a alcanzar gran prestigio y, a la vez, invertir en ideas con gran potencial económico.

Es por ello que, actualmente, las compañías buscan, dependiendo de su capacidad, implementar medidas que generen un impacto en el ahorro energético, muchas de las cuales son de carácter técnico, tales como: optimización de tensión, variadores de velocidad para motores eléctricos, iluminación de bajo consumo, modernización de sistemas, entre otros. Sin embargo, no todas las medidas impactan de la misma manera en comparación unas con otras.

La norma internacional ISO 50001, creada recientemente, ayuda a las compañías en la adaptación de procesos para comprender su consumo de energía base, permitiendo establecer correctamente las prioridades para emprender acciones, planes y objetivos de eficiencia energética, logrando la reducción de consumos. Es por ello que Bridgestone de Costa Rica decidió adoptar la norma, con la intención de lograr la certificación y obtener los beneficios que trae consigo.

Según la evaluación de la norma en el 2019 y 2020, para la compañía en estudio, la reducción de presiones de aire comprimido en algunos procesos, estaba relacionada directamente con el uso eficiente de la energía, siendo considerado como desperdicio el aumentar la potencia de los compresores para la producción de aire comprimido a presiones superiores de los 0.7 MPa (100 psi) y que, posteriormente, se hallen en la misma red, elementos neumáticos destinados a la reducción de la presión de aire a presiones relativamente bajas para su uso final.

Mediante la realización de un análisis financiero, contemplando indicadores energéticos y de consumo, se busca comprender la viabilidad de un nuevo sistema capaz de producir aire comprimido a presiones inferiores al estándar, con el propósito de independizar parcial o

totalmente aquellos equipos que sean beneficiados con la nueva red, descartando las reducciones súbitas de presión y generando un mayor aprovechamiento de la energía.

Antecedentes

Tesis N° 1.

Título: Strategies to improve industrial energy efficiency

Autor: Kristine M. O’Rielly

Año: 2015

Institución: Queen’s University.Canadá

Esta investigación abarca muchas medidas de optimización de la energía, demostrando el éxito de implementar muchas de las recomendaciones descritas en la obra y aplicadas en diversas industrias, mostrando, al mismo tiempo, nueva información pertinente a la reducción energética industrial.

De esta obra se extraen los casos de estudio relevantes a los sistemas de aire comprimido, se está de acuerdo con la autora que cualquier industria manufacturera, por más pequeña que sea, siempre cuenta con algún equipo de producción de aire comprimido, utilizando más energía que cualquier otro equipo y que estos son esenciales en la operación de la planta.

La tesis de la Ingeniera Kristine tiene un indicador que llama la atención de inmediato, el cual anuncia que una correcta actualización o mejora en el aire comprimido puede resultar en ahorros energéticos desde 20 – 50% o más del consumo de energía. Para muchas compañías esto equivale a miles o incluso cientos de miles de dólares ahorrados anualmente.

El trabajo concluye con la demostración de casos de éxito de compañías que adoptaron las recomendaciones, como por ejemplo Magna International Inc. De esta empresa se extrae la optimización de los sistemas de aire comprimido, optando por la reparación de fugas y reduciendo la presión del aire y este último resulta en una reducción de energía a gran escala y mejora en gran medida la eficiencia del sistema al reducir la tasa de flujo, a través de cualquier fuga presente en el sistema. Con solo reducir la presión del sistema 48.26 KPa (7 psi), el estimado de ahorro se calculó en 240,000 KWh / año, equivalente a \$21,600 / año. Este es un

potencial ejemplo de los mayores beneficios económicos de esta implementación sin requerir un dólar de inversión.

Tesis N° 2.

Título: Evaluación y propuesta de rediseño del sistema de aire comprimido en la planta procesadora de pollo SRL Cargill, Costa Rica.

Autor: Jorge Gregorio Venegas Mora

Año: 2019

Institución: Tecnológico de Costa Rica

Para la elaboración de este trabajo, el autor necesitó generar información relevante sobre costos a causa de paros de producción por fallas en los sistemas de generación de aire comprimido, sobre la capacidad de producción y el consumo de los compresores, costos generados por la pérdida de presión debido a las fugas, el estado de las tuberías de transporte, por lo que fue indispensable realizar un diagnóstico de la situación durante la elaboración del proyecto utilizando la norma UNE – EN ISO 11011 y, con base en las herramientas de la norma ISO 50001, el autor generó un indicador energético que serviría de ayuda para la compañía en el uso eficiente de los sistemas de aire comprimido y en conservación de la energía.

Una vez que el señor Jorge Venegas Mora realizó el diagnóstico de la red y generación de aire comprimido procedió con proponer dos diseños del sistema usando varios criterios que el mismo autor describe en su obra. También se determinaron varias oportunidades de mejora que correspondían a un costo promedio, con sus respectivas recomendaciones de acciones correctivas que, al final, son representadas en ahorros de energía y ahorros económicos estimados en dólares.

Finalmente, se realizaron estudios técnicos y financieros con el propósito de analizar la viabilidad del proyecto, dando como resultado la elección de una de las propuestas planteadas en el escrito, la cual necesitaría un monto de inversión de \$66 000 para un retorno de inversión de 3.1 años.

Tesis N° 3.

Título: Aprovechamiento y eficiencia en la utilización de los recursos del sistema de generación de aire comprimido en una industria manufacturera de productos de PVC.

Autor: Ing. Jonathan Valverde Ramírez.

Año: 2020

Institución: Universidad Internacional de las Américas

El trabajo de investigación se realizó en una empresa nacional enfocada en la producción y comercialización de productos de PVC llamada Durman Esquivel.

El objetivo que busca la obra es plantear las contramedidas necesarias para alcanzar un ahorro de 5% del consumo de energía eléctrica en la producción del aire comprimido.

Para alcanzar la meta propuesta, el autor inicia por un reconocimiento de la estructura de la red de distribución y los equipos de producción de aire, con el fin de describir claramente la situación actual durante la elaboración el trabajo; seguidamente, basándose en el diagnóstico y uso de equipos de medición se logró determinar que las instalaciones contaban un potencial ahorro energético mediante la reestructuración de la red, la reducción de las presiones de trabajo y las presiones de descarga de los equipos, rutinas de mantenimiento para el control y reparación de fugas de aire comprimido, todo esto resumido en la elaboración de cuatro propuestas muy elaboradas, cada una de ellas acompañada de su respectivo análisis económico.

La implementación de las recomendaciones en el escrito dio como resultado la reducción del uso de tres compresores de aire comprimido, representando un ahorro del 34.8% que sobrepasó las perspectivas iniciales, cuantificando el ahorro en 39 533 KWh equivalentes a \$4,973.32 de la facturación de energía eléctrica mensual.

Tesis N° 4.

Título: Evaluación del sistema actual de aire comprimido de la planta de producción de cemento Holcim Cartago y propuesta técnico-económica de rediseño de sus secciones críticas.

Autores: José Rodrigo Quirós Guerrero y Germain Barr Gamboa

Año: 2015

Institución: Universidad de Costa Rica

Este proyecto de graduación se desarrolló en la planta de producción de cemento Holcim ubicada en Agua Caliente de Cartago. Durante su ejecución se evidenciaron problemas en la red de aire comprimido, detallando en especial la inadecuada distribución, tanto de las tuberías como de los equipos de generación de aire comprimido, dimensionamiento inadecuado de diámetros de las tuberías y dependencia entre los diferentes sectores de producción. Todo lo anterior es una muestra de los principales problemas que afectaban la eficiencia energética de la planta de manera negativa.

Dada la problemática encontrada en la planta de Holcim, los autores se plantean como objetivo principal realizar la evaluación del sistema de aire comprimido y, posteriormente, proponer un rediseño de las secciones críticas, con el propósito de optimizar dicho sistema, tanto operativa como económicamente.

Al final de la obra, proponen alrededor de ocho mejoras u optimaciones a partir del establecimiento de los sectores que requerían intervenciones necesarias para impactar de manera positiva la eficiencia energética de la planta y minimizando las pérdidas de presión en el sistema de aire comprimido de la empresa en estudio.

En los capítulos finales de la tesis, se realizan los análisis económicos de las propuestas, sustentadas en los tres ejes: costos de adquisición e implementación, ahorro por consumo energético y la tasa interna de retorno de inversión. De todas las mejoras propuestas, el cambio a un diámetro de tubería de 100mm (4 pulgadas), en el anillo principal, es la que representa el mejor escenario, con un retorno de inversión en 3 años para una inversión de \$ 6,394.

Alcance

El presente trabajo de investigación tiene como propósito la evaluación de los equipos con presiones de operación inferiores a 0.34 MPa (50 psi) y que representen un consumo importante para la red de aire comprimido estándar de la planta. Por lo tanto, aquellas máquinas que usen reguladores de presión aplicadas a pequeños elementos o pocos actuadores serán excluidas del análisis debido a que no representaran un consumo significativo.

Posterior a la estimación de consumos, se acompañará en un diseño de una nueva red de aire comprimido en la máxima presión analizada, seguido de la selección de equipos y complementos para la producción de aire comprimido, finalizando con el estudio de viabilidad económica sopesando el beneficio de adquisición e implementación de los activos.

Limitaciones

La falta de medidores de presión y medidores de flujo son una limitante importante, debido a esto, en algunos escenarios se realizará el análisis; por lo tanto, será necesario depositar plena confianza en los datos suministrados en la documentación del fabricante, pero sin considerar las pérdidas de presión y flujo ocasionadas por las fugas o mala operación de los equipos.

Al identificar los datos de consumo de los procesos seleccionados para el estudio, los fabricantes de equipos no brindan información separada del caudal usado en la presión estándar y el caudal de aire comprimido después de la reducción de presión; es decir, la dificultad para determinar el uso significativo del aire de baja presión.

Por su parte, el diseño del sistema de aire comprimido de baja presión se ve limitado por el espacio físico en casa fuerza y en el cuarto de compresores de la planta, marcando un reto para la implementación e instalación de los equipos seleccionados. Sumado a esto, está la distribución de los procesos en análisis dentro de la compañía, donde se encontrarán sistemas distanciados entre sí en tramos muy largos que podrían provocar una pérdida de presión significativa.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

Teoría del Aire Comprimido

Introducción a la Neumática.

El término neumática hace referencia a la capacidad de acumular energía potencial del aire, para posteriormente ser usado en un trabajo mecánico, de igual manera, la capacidad de hacer vacío de algunos equipos es considerada dentro de la rama, sin embargo, en este trabajo no se definirán los términos relacionados a este concepto.

De acuerdo con Carnicer (1994):

Los términos neumática o neumático derivan de la expresión griega *pneuma*, que significa hálito, soplo, aire. El aire para las aplicaciones de la Neumática se obtiene del manto gaseoso con el aire que está envuelta la tierra [sic] y, especialmente, de la parte más cercana llamada troposfera, cuya composición por unidad de volumen es 78% de nitrógeno, 20% de oxígeno, 1.3% de gases nobles (helio, neón, argón), y cantidades menores de anhídrido carbónico, vapor de agua y partículas sólidas. La densidad del aire en esta capa es de 1.293 Kg/m³. (p.11)

Definición de conceptos.

El aire cuenta con una serie de propiedades que lo hacen apto para diversas aplicaciones en la industria cuando se comprime. Para entender bien su uso es estrictamente necesario conocer sus propiedades, partiendo del hecho de que es la materia prima que hace posible todo lo relacionado a la neumática.

- Densidad: Se define como la masa por unidad de volumen, en general esta propiedad depende de la temperatura y la presión, para el caso de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. El recíproco de este valor se le conoce como volumen específico (Cengel y Boles, 2009, p.13).
- Humedad Relativa: La humedad relativa expresada en porcentajes, es la relación entre la presión parcial real ejercida por el vapor de agua en cualquier volumen de aire y la presión parcial que ejercería el vapor de agua si el vapor de agua contenido en el aire estuviera saturado a la temperatura del aire (Dossat, 2009, p.83).

- Presión: Se define como una fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área, este término es aplicable sólo en gases y líquidos. La presión a la que están sometidos todos los cuerpos que se encuentran por debajo de la atmósfera se le conoce como presión atmosférica. Si un cuerpo se encuentra a una presión mayor a la atmosférica, la diferencia entre esta presión y a la que se encuentra el cuerpo se le conoce como presión manométrica. La presión absoluta resulta de la suma de la presión atmosférica y la manométrica (Cengel *et al.*, 2014, p.22).
- Flujo: El movimiento de los líquidos y de los gases se llama flujo. Estos dos fluidos se diferencian entre sí en la medida en que los líquidos casi no se pueden comprimir, mientras que el volumen de los gases depende en buena parte de la presión. No obstante, los cambios de volumen tienen poca importancia si los gases fluyen a una velocidad inferior que la velocidad del sonido de 340 m/s. Hasta esa velocidad se puede afirmar que el aire tiene un volumen constante. Además, el aire se comporta casi como un gas ideal a temperaturas entre 0 °C y 200 °C y con presiones de hasta 30 bar (sin considerar la fricción interna) (FESTO AG & Co., 2002, p.11).

Unidades.

Con el fin de establecer relaciones inequívocas y claramente definidas, se estableció el Sistema Internacional de Unidades, también llamado Sistema Internacional de Medidas, abreviado S.I., el cual nació por la necesidad de responder a las exigencias científico-tecnológicas que requieren menores incertidumbres de medida en todos los campos. Es por esto que, durante el desarrollo de esta investigación, se usará el S.I para la medición de los conceptos usados en el aire comprimido.

- Presión Atmosférica: Es la fuerza que se ejerce una columna de aire de la atmósfera sobre un área específica de la superficie terrestre. Su medida es el Pascal (Pa).
- Presión: Para esta definición se contempla la unidad de superficie, el cm^2 , y la fuerza que actúa sobre este elemento de superficie plana, dando como unidad de medida al Kilogramo de presión por centímetro cuadrado (Kgf cm^2).
- Longitud: Metro (m).
- Masa: Kilogramo (Kg).

- Tiempo: Segundo (s).
- Intensidad de corriente eléctrica: Amperio (A).

Leyes de la compresión

Ley de Boyle.

Como todos los gases, el aire no tiene una forma determinada, toma la del recipiente que lo contiene o la de su ambiente. Permite ser comprimido y tiende a dilatarse.

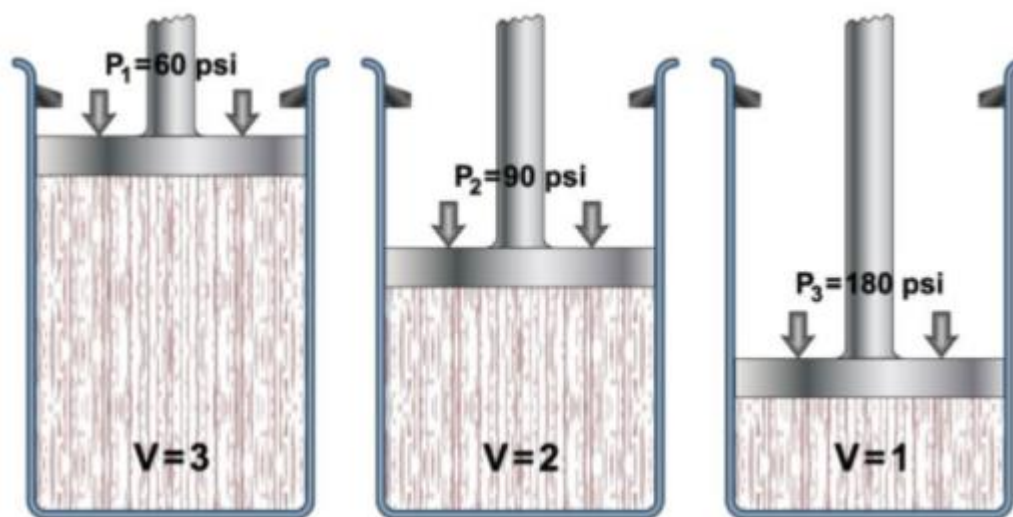
A temperatura constante, el volumen de un gas encerrado en un recipiente es inversamente proporcional a la presión absoluta, es decir, el producto de presión absoluta y el volumen constante para una cantidad determinada de gas.

La ecuación se describe a continuación:

$$P_1V_1 = P_2V_2$$

Figura 1.

Representación de la Ley de Boyle.



Nota. Reproducida de Ley de Boyle, de la página web: <https://www.caracteristicas.co/robert-boyle/>

Ley de Gay Laussac.

A presión constante, una masa de gas dada aumenta en volumen a razón de 1/273 de su volumen por grado Celsius de aumento de temperatura.

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

Ley de Charles.

Esta ley describe la relación entre la presión y la temperatura de un gas cuando el volumen y el número de moles son constantes (es decir, en procesos isocóricos y de masa constante).

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

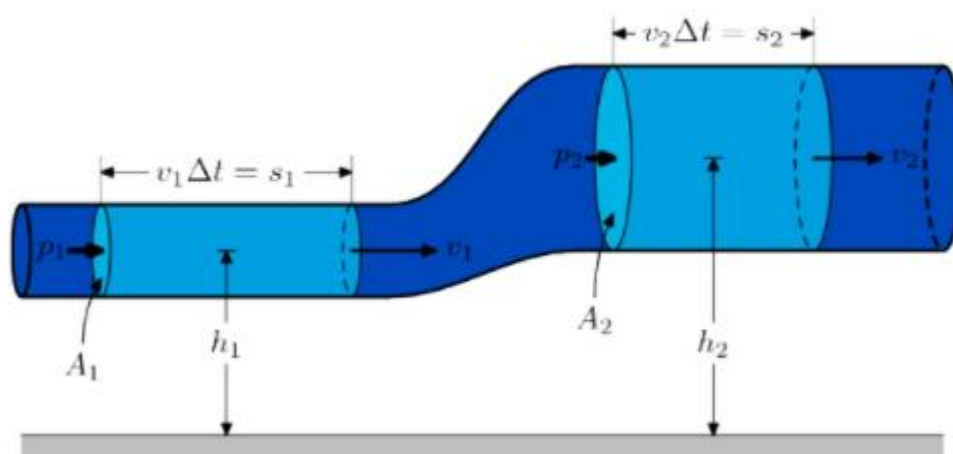
Ecuación de Bernoulli.

Indica si un líquido de peso específico ρ fluye horizontalmente por un tubo de diámetro variable, la energía total de los puntos 1 y 2 es la misma.

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho gh_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho gh_2$$

Figura 2.

Esquema del Principio de Bernoulli



Nota. Reproducida de Principio de Bernoulli, página web: https://es.wikipedia.org/wiki/Principio_de_Bernoulli

Humedad Relativa.

A excepción de condiciones atmosférica, como una caída de la temperatura, el aire atmosférico no se satura nunca. El coeficiente entre el contenido real de agua y del punto de condensación se llama humedad relativa y se indica como porcentaje:

$$HR = \frac{\text{Contenido real del agua}}{\text{Cantidad de saturación}} \times 100\%$$

Ley de los gases perfectos.

Carnicer (1994), menciona que:

Se llama gas perfecto a un fluido que sigue exactamente las leyes de Marriote, de Gay-Lussac y de Charles. En realidad, no hay ningún gas perfecto; sin embargo, el aire, el oxígeno, el nitrógeno, helio y otros varios gases se comportan, con bastante aproximación, como si fuesen gases perfectos. Todo gas se acerca a este estado ideal conforme su temperatura crece y su presión disminuye; esto es, a medida que se recalienta o se aleja de aquel estado en el cual puede condensarse convirtiéndose en líquido. Los gases próximos a la fase líquida se denominan vapores. (p.28)

La temperatura, el volumen y la presión se relacionan de la siguiente manera:

$$\frac{\rho v}{T} = R$$

Calor específico.

La relación entre el calor absorbido y la variación de temperatura se denomina capacidad calorífica. La cantidad de calor necesaria para elevar 1° la temperatura de 1 Kg de esa sustancia se conoce con el nombre de calor específico de esa sustancia, la cual puede muy bien ser un gas.

Carnicer (1994) menciona que:

A volumen constante, el calor suministrado aumentará la energía interna del gas, además, se realizará un trabajo exterior que permite el aumento de volumen del gas. Ahora bien, para efectuar este trabajo será preciso suministrar cierta cantidad de energía que añadirá a la energía calorífica necesaria para la evolución de la temperatura. (p.32)

Se entiende por:

C_v = Calor específico a volumen constante, siendo 0.171 para el aire.

C_p = Calor específico a presión constante, que vale 0.24 para el aire.

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

Siendo para el aire $\gamma = 1.4$

Transformaciones adiabáticas.

Al respecto, Carnicer (1994) menciona que al comprimir o dejar de expandir una masa de un gas perfecto, encerrada en un recipiente térmicamente aislado, con el propósito de evitar intercambios de calor con exterior durante la evolución, los volúmenes son inversamente proporcional a las raíces de grado γ de las presiones respectivas.

Usando la ley de Poisson y la ecuación de los gases perfectos, Carnicer (1994) describe la siguiente fórmula matemática:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Ley de Dalton.

Al respecto Carnicer (1994) menciona que: “Es una mezcla de gases perfectos, cada gas ejerce una presión parcial P que es independiente de la de otros componentes, siendo la presión total P_T de una mezcla gases, igual a la suma de la presiones parciales” (p.35).

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n$$

Por otra parte, cada componente, a su presión parcial, ocupará el volumen total.

$$V_T = V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n$$

Ley de Joule.

La energía interna de un gas perfecto depende únicamente de la temperatura, siendo independiente de la presión y el volumen.

Carnicer (1994) afirma: “Desde el punto de vista de la teoría cinética, esto es evidente, ya que la energía interna, representada por la energía cinética total de las moléculas del gas” (p.36), vale:

$$U = \frac{1}{2} nm V_2 = \frac{3}{2} RT$$

Equipos de producción de aire comprimido.

Para producir aire comprimido se utilizan compresores que elevan la presión del aire al valor de trabajo deseado. Los mecanismos y mandos neumáticos se alimentan desde una estación central. El aire comprimido viene de la estación compresores y llega a las instalaciones a través de tuberías.

De acuerdo con Carnicer (1994), en la generación de aire comprimido se extrae lo siguiente: Entendemos por compresión el proceso mediante el cual se eleva la presión un fluido gaseoso por una disminución de su volumen específico. Por consiguiente, un compresor es una máquina destinada a elevar la presión de un flujo gaseoso (p.23).

Los compresores se clasifican en:

1. Compresores volumétricos:
 - Alternativo de pistón, de simple y doble efecto
 - Paletas
 - Helicoidal o de tornillo
 - Pistones rotativos
 - Anillo líquido
 - Membrana.
2. Compresores dinámicos
 - Centrífugos, axiales o radiales
 - Eyectores (p.23).

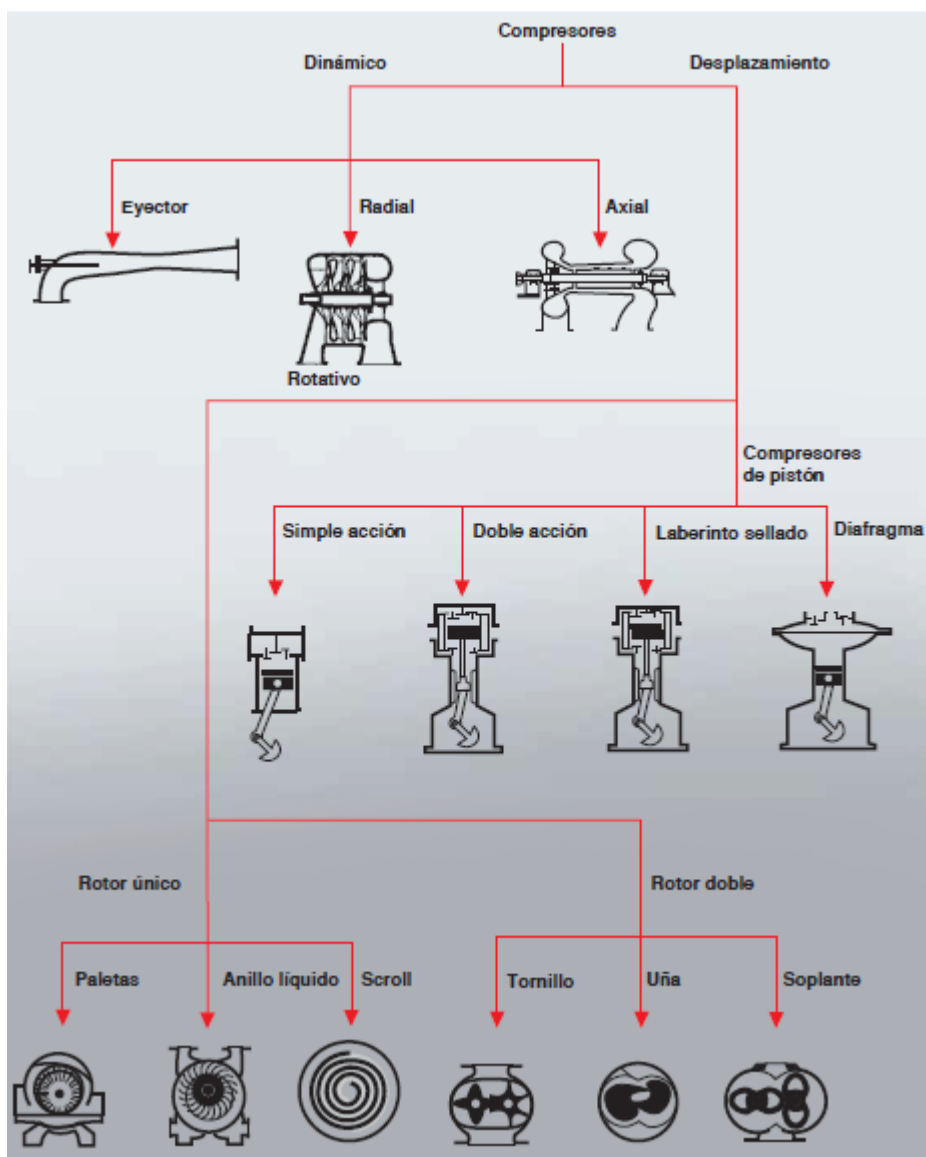
En un compresor volumétrico es la reducción de un volumen por el desplazamiento de un pistón alternativo o por la acción de un elemento rotativo que provoca un aumento de presión.

Según explica Carnicer (1994):

En un compresor dinámico el fluido recibe una aceleración mediante los rotores imprimiéndole una gran velocidad, siendo esta última convertida en presión en los difusores y volutas. Es decir, se fundamentan en la transformación de la velocidad en presión. El campo de utilización de los compresores viene estipulado por su caudal, habitualmente medido en condiciones de admisión y su relación de compresión (p.24).

Figura 3.

Clasificación de los diferentes Tipos de Compresores.



Nota: Reproducida de Los tipos de compresores divididos de acuerdo con sus principios de funcionamiento, de Atlas Copo (2011, p. 21).

Compresores de desplazamiento positivo.

Atlas Copo (2011) explica:

En la compresión de desplazamiento positivo, el aire se aspira en una o varias cámaras de compresión, donde queda confinado. El volumen de cada cámara disminuye gradualmente y el aire se comprime internamente. Cuando la presión alcanza la relación de presiones establecida, se produce la apertura de una lumbrera o una válvula y el aire se descarga al sistema de salida debido a la reducción continua del volumen en la cámara de compresión (p.20).

Atlas Copo (2011), menciona en su manual de aire comprimido, que los compresores de desplazamiento positivo se describen como aquellos donde el aire se aspira en un cilindro y se comprime por medio de un pistón, cuyo movimiento característico de este componente es ascendente y descendente, se realiza por medio de una biela y un cigüeñal. Al usarse solamente un pistón para la compresión, se denomina compresor de simple efecto. Si se usan los lados superior e inferior del pistón, se denomina compresor de doble efecto.

La relación de presiones es el coeficiente de la presión absoluta en los lados de entrada y salida. De acuerdo con esto, una máquina que aspira aire a presión atmosférica (1 bar) y lo comprime a 7 bar, funciona a una relación de presiones de $(7+1) / 1 = 8$.

Compresores rotativos.

Otra de las clasificaciones de los compresores de desplazamiento positivo corresponde a de los compresores de giratorios, encontrándose gran cantidad de opciones en cuanto a la manera en que se logra el proceso de compresión del aire. Al respecto, Carnicer (1994) explica:

Reciben el nombre de compresores rotativos las máquinas que producen aire comprimido por un procedimiento rotatorio y continuo, es decir, que empujan el aire desde la aspiración hacia la descarga, comprimiéndolo.

Los modelos de más amplia difusión industrial pueden clasificarse de la siguiente manera:

- De paletas: el rotor es excéntrico en relación al estator y lleva una serie de paletas que se ajustan contra la pared interior del estator por la acción de la fuerza centrífuga.

- De tornillo: esencialmente se compone de un par de rotores que tienen lóbulos helicoidales de engranaje constante.
- Tipo Roots: consisten en una envolvente elíptica con una rueda de paleta giratoria.

Compresores de tornillo.

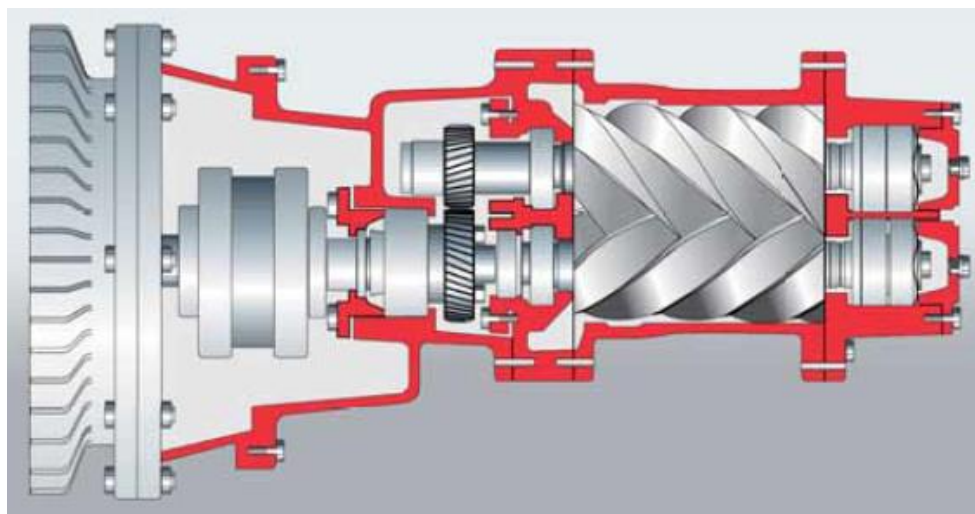
Para el desarrollo de este trabajo es de especial interés entender el funcionamiento de los compresores de tornillos, debido a que actualmente su uso es muy común a nivel industrial.

Según Carnicer (1994), en el compresor de tornillo el rotor macho está dotado de lóbulos con un perfil de estudiado diseño, y el rotor hembra de acanaladuras en las cuales se introducen los lóbulos en el curso de la rotación. En el extremo del eje macho se genera el accionamiento y por contacto o por engranajes sincronizados con precisión el rotor hembra es arrastrado, consiguiendo la intercepción mutua entre los cuatro lóbulos del macho y los seis canales de la hembra.

Lo que esencialmente distingue al compresor de tornillo es que el aire se comprime entre sus lóbulos de una forma continua y progresiva. Los rotores van montados en un cárter provisto de una admisión para el aire en un extremo y una salida en el otro.

Este tipo de compresores tiene compresión interna y su relación de compresión viene determinada por los bordes de apertura de descarga y por la figura geométrica que adopte el perfil del par de tornillos. Un compresor de tornillo con inyección de aceite y perfiles asimétricos puede alcanzar relaciones de compresión en una sola etapa cercana a los 4 bar y, en dos etapas, puede alcanzar 12 bar.

Los compresores de dos etapas constan de cuatro rotores, ubicados en parejas y uno encima de otro. En ambas etapas, los rotores secundarios son arrastrados directamente por los rotores primarios sin la medición de ningún dispositivo de sincronización adicional. Se usa un sistema hidráulico para contrarrestar el esfuerzo de las cargas axiales de los rotores sobre los rodamientos. El aceite inyectado en el interior de cada una de las dos etapas absorbe el calor que se genera durante la compresión.

Figura 4.*Compresor de Tornillo Lubricado con Aceite*

Nota: Reproducida de Elemento y accionamiento de un compresor de tornillo lubricado con aceite, Atlas Copco (2011, p.35).

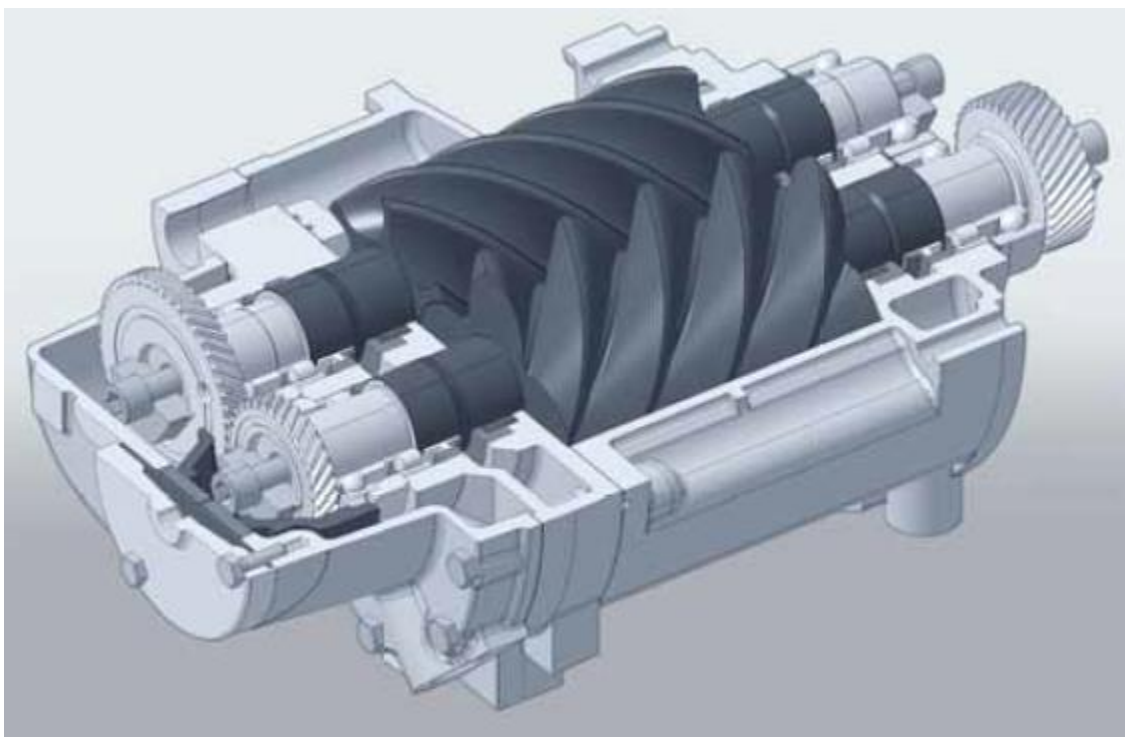
Compresores de tornillo exentos de aceite.

Atlas Copco (2011) describe lo siguiente acerca de este tipo de compresores:

Los modernos compresores de tornillo exentos de aceite de alta velocidad tienen perfiles asimétricos, lo que mejora sensiblemente la eficiencia energética merced a la reducción de las fugas internas. Se emplean frecuentemente engranajes externos para sincronizar la posición de los rotores que giran en sentido contrario. Como los rotores no hacen contacto entre sí ni con la carcasa, no se necesita lubricación dentro de la cámara de compresión. Por consiguiente, el aire comprimido está completamente libre de aceite. Los rotores y la carcasa se fabrican con gran precisión para minimizar las fugas desde el lado de presión al lado de aspiración. La relación de presiones integrada está limitada por la diferencia de temperatura entre la aspiración y la descarga. Este es el motivo por el que los compresores de tornillo exentos de aceite se fabrican frecuentemente con varias etapas y refrigeración intermedia para lograr mayores presiones. (p.34)

Figura 5.

Etapas de un Compresor de Tornillo exento de Aceite



Nota: Reproducida de Etapas de un compresor de tornillo exento de aceite. Atlas Copco (2011, p.36).

Compresores dinámicos.

De igual manera, usando de referencia, Atlas Copco (2011) menciona que:

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

En comparación con los compresores de desplazamiento, los compresores dinámicos se caracterizan porque un cambio pequeño en la presión de trabajo produce un gran efecto en el caudal. (p.22)

Selección del compresor.

La selección del compresor es un punto de partida muy crítico al momento de diseñar un sistema de aire comprimido; por lo tanto, es muy importante conocer cuáles serán los requerimientos necesarios para solventar.

El caudal producido por un compresor es uno de los requisitos indispensables que se deben conocer, por lo general, el caudal se expresa m^3/min o $\text{m}^3/\text{h.}$, pero existen dos valores que se contemplan en este rubro, el caudal teórico y el caudal real. No obstante, son muchos los fabricantes que solo indican el caudal teórico, sin embargo, el caudal efectivo depende de la construcción del compresor, de las condiciones en que se instala y de la presión, por lo que, el análisis del caudal real es de mayor importancia en cuanto a la elección del compresor.

El segundo requisito para cumplir en una instalación de aire comprimido, y no menos importante, es la presión de trabajo que suministrarán los equipos de producción de aire comprimido. La presión de servicio es la proporcionada por el compresor o la que sale del acumulador y existe en las tuberías que alimentan a los consumidores.

Para garantizar un funcionamiento fiable y preciso es necesario que la presión tenga valor constante. De esta dependen: la velocidad, las fuerzas y el desarrollo secuencial de las fases de los elementos de trabajo.

Depósito de aire comprimido

Es recomendable e indispensable que toda instalación de aire comprimido cuente con un depósito de aire a presión entre el compresor y la red de distribución. Carnicer (1994) menciona que las funciones que cumple un depósito de aire son:

- Equilibrar las pulsaciones de aire procedentes del compresor
- Acumular aire comprimido
- Actuar de distanciador de los períodos de regulación: carga-vacío o carga-parada
- Refrigerar el aire; recoger el aceite y el agua condensada.

De igual manera, el autor detalla que la capacidad del acumulador está determinada por el caudal del compresor. Sin embargo, el sistema de descarga del compresor es con frecuencia el factor determinante para calcular el límite inferior de la capacidad del depósito, siendo de suma

importancia mencionar que, de las variantes de regulación de descarga, excepto en casos especiales, el compresor no debe arrancar más de diez veces por hora y, en ningún caso, más de quince veces por hora.

En el mismo contexto, un recipiente acumulador debe contener los siguientes accesorios:

- Válvula de seguridad que permita la evacuación total del caudal del compresor con sobrecarga que no exceda del 10%
- Manómetro
- Grifo de purga o válvula automática en su fondo que permita la evacuación del agua condensada y el aceite
- Racor de toma del sistema de regulación del compresor
- Agujero de limpieza.

Refrigerador posterior

Atlas Copo (2011) menciona lo siguiente respecto a este tipo de componente:

Un refrigerador posterior es un intercambiador de calor que enfría el aire comprimido caliente para precipitar el agua que, en caso contrario, se condensaría en las tuberías. Puede ser enfriado por agua o por aire, está dotado generalmente de un separador de humedad con purgador automático y se debe colocar junto al compresor.

Aproximadamente el 80–90% del agua de condensación precipitada se recoge en el separador de humedad del refrigerador posterior. Un valor común de la temperatura del aire comprimido después de pasar por el refrigerador posterior es aprox. 10°C por encima de la temperatura del refrigerante, pero puede variar en función del tipo de refrigerador. Se emplea un refrigerador posterior prácticamente en todas las instalaciones estacionarias. En la mayoría de los casos, los compresores modernos llevan integrado un refrigerador posterior. (p.45)

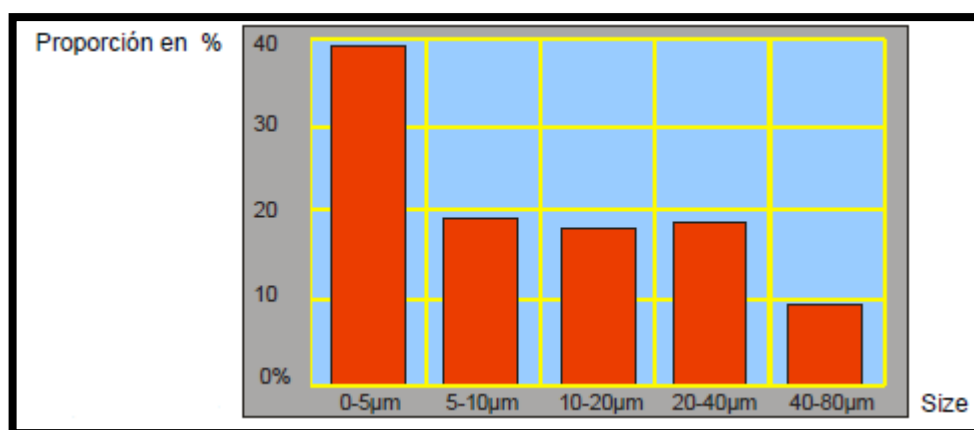
Tratamiento del aire comprimido

El aire atmosférico cuenta con impurezas que no son visibles y, como consecuencia, pueden tener efectos nocivos en el funcionamiento confiable de sistemas de aire comprimido o en los equipos conectados a la red. De acuerdo con Kaeser (2013):

Un compresor no sólo succiona oxígeno y nitrógeno, también todas las impurezas en el aire y de no ser tratado el aire pasará en una alta concentración a los sistemas de aire comprimido. También se puede encontrar en el aire aspirado por el compresor partículas sólidas, altas concentraciones de aerosoles de aceite mineral, hidrocarburos, dióxido de sulfuro, cobre, plomo y muchas otras impurezas. En ninguna circunstancia se recomienda el contacto de esta peligrosa mezcla con productos sensibles o partes de máquinas. (p. 2)

Figura 6.

Partículas Sólidas en el Aire.



Nota: Reproducida de Partículas sólidas en el aire, Kaeser (2013, p. 54).

Estándar de calidad de aire comprimido ISO 8573-1.

FESTO (2002) describe a continuación:

La norma ISO 8573-1 proporciona una gran ayuda para la selección correcta del sistema de producción de aire comprimido y su tratamiento. Existen clases de calidad recomendadas para cada aplicación neumática. Estas clases corresponden a la calidad del aire que, como mínimo, necesita la unidad consumidora correspondiente. En la siguiente tabla consta la calidad del aire comprimido en función de los tipos de impurezas. Las clases de calidad se definen en concordancia con la norma DIN ISO 8573-1. (p.30)

Figura 7.

Calidad del Aire en función de los tipos de Impurezas

Aplicaciones	Cuerpos sólidos (µm)	Punto de condensación del agua (0 °C)	Contenido máx. de aceite (mg/m³)	Clase de filtración recomendada
Minería	40	–	25	40 µm
Lavandería	40	+10	5	40 µm
Máquinas soldadoras	40	+10	25	40 µm
Máquinas herramienta	40	+3	25	40 µm
Cilindros neumáticos	40	+3	25	40 µm
Válvulas neumáticas	40 o bien 50	+3	25	40 o bien 50 µm
Máquinas de embalaje	40	+3	1	5 µm – 1 µm
Reguladores finos de presión	5	+3	1	5µm – 1 µm
Aire de medición	1	+3	1	5µm – 1 µm
Aire en almacén	1	–20	1	5µm – 1 µm
Aire para aplicación de pintura	1	+3	0,1	5µm – 1 µm
Técnica de detectores	1	–20 o bien –40	0,1	5µm – 1 µm
Aire puro para respirar	0,01	–	–	–0.01 µm

Nota: Reproducida de FESTO (2002, p. 30).

En esta norma también se clasifica el aire según 7 clases de calidad.

En la Figura 8 se muestran los datos indicados en metros cúbicos que se refieren al estado normalizado según ISO 554.

Figura 8.

Clasificación del Aire

Clase	Tamaño máx. de las partículas en µm	Densidad máxima de las partículas en mg/m³	Punto máx. de condensación bajo presión en °C	Contenido máx. de aceite residual en mg/m³
1	0,1	0,1	–70	0,01
2	1	1	–40	0,1
3	5	5	–20	1,0
4	15	8	+3	5
5	40	10	+7	25
6	–	–	+10	–
7	–	–	sin definir	–

Nota: Reproducida de FESTO (2002, p. 31).

Secadores de aire.

En acuerdo con Carnicer (1977), en los procesos de compresión, el aire atmosférico aspirado por el compresor contiene humedad en forma de vapor de agua que pasará totalmente a través del ciclo de compresión y después se condensará por enfriamiento ambiental, en las conducciones y puestos de utilización. Por lo tanto, los secadores son equipos destinados a tratar el aire o los gases comprimidos, para reducir en ellos el contenido de vapor de agua, pudiendo instalarse antes o después del depósito.

Quirós y Barr (2015) citando a Carnicer (1977), menciona que independientemente del tipo de secador, para que el mismo funcione adecuadamente, el aire de entrada debe tener una temperatura que se encuentre entre los 25°C y los 30°C o por debajo, dependiendo del secador y, como segundo requisito, debe venir precedido de un eficaz eliminador de agua y aceite arrastrados por la fase líquida, es decir, se requiere de un sistema de purga eficiente.

Implementar un secador de aire representa tan solo un 5% o un 10% de los costos totales de la producción de aire y las ventajas adquiridas en los sistemas de aire comprimido son: garantizar un punto de rocío constante sin importar la carga, el costo de instalación de red de aire comprimido se reduce a un 30%, dado que se excluyen los elementos adicionales necesarios en una instalación convencional; evitar la corrosión y reducción de gastos de mantenimiento de la maquinaria y herramienta en un 25%.

Secador frigorífico.

Con respecto a este método, Atlas Copo (2011) detalla:

El aire comprimido se enfría, con lo cual se condensa una gran cantidad de agua, que se puede separar. A continuación, el aire comprimido se vuelve a calentar hasta aproximadamente la temperatura ambiente para que no se forme condensación en el exterior de las tuberías.

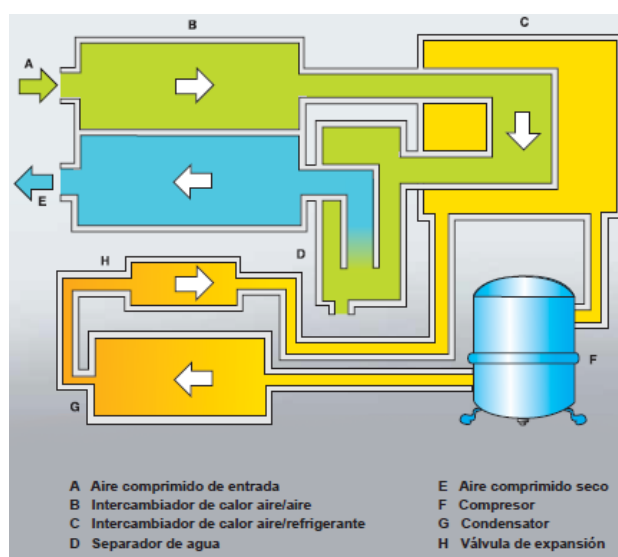
Los secadores frigoríficos se utilizan para puntos de rocío de entre +2°C y +10°C y tienen un límite inferior, que es el punto de congelación del agua condensada. Están disponibles como unidades independientes o como módulo de secado integrado dentro del compresor.

Este último ofrece la ventaja de unas dimensiones reducidas y garantiza un rendimiento optimizado para la capacidad de un compresor de aire específico. (p. 46)

Para la ubicación de un secador frigorífico, Carnicer (1977) recomienda un lugar moderadamente caliente y bien ventilado. Debe preverse un espacio libre mínimo alrededor del secador, por lo general, el fabricante indica cuánta distancia requiere a cada costado, con el propósito de asegurar una buena circulación de aire de enfriamiento y tener libertad de movimiento para efectuar una correcta revisión o reemplazo de sus componentes.

Figura 9.

Principio de Funcionamiento del Secado con Refrigerante



Nota: Reproducida de Principio de funcionamiento del secado con refrigerante, Atlas Copco (2011, p. 47).

Secadores por Adsorción.

El proceso de secado por adsorción se aplica cuando se requiere aire verdaderamente seco, logrando retener la humedad por medio de un absorbente regenerativo. De acuerdo con Atlas Copco (2011):

El principio general de funcionamiento de los secadores de adsorción es simple: el aire húmedo fluye sobre un material higroscópico (silicagel, tamices moleculares, alúmina activada, etc.) y se seca. El intercambio de vapor de agua desde el aire comprimido húmedo al material higroscópico o “desecante” hace que éste se sature gradualmente con

el agua adsorbida. Por lo tanto, el desecante se debe regenerar periódicamente para recuperar su capacidad de secado. Los secadores de adsorción constan generalmente de dos torres de secado: la primera torre seca el aire comprimido de entrada mientras la segunda se regenera. Cada depósito (“torre”) alterna su función cuando el otro se ha regenerado por completo. El PRP típico que se puede alcanzar es -40°C , lo cual hace que estos secadores sean idóneos para proporcionar aire muy seco en aplicaciones críticas. (pp.47-48)

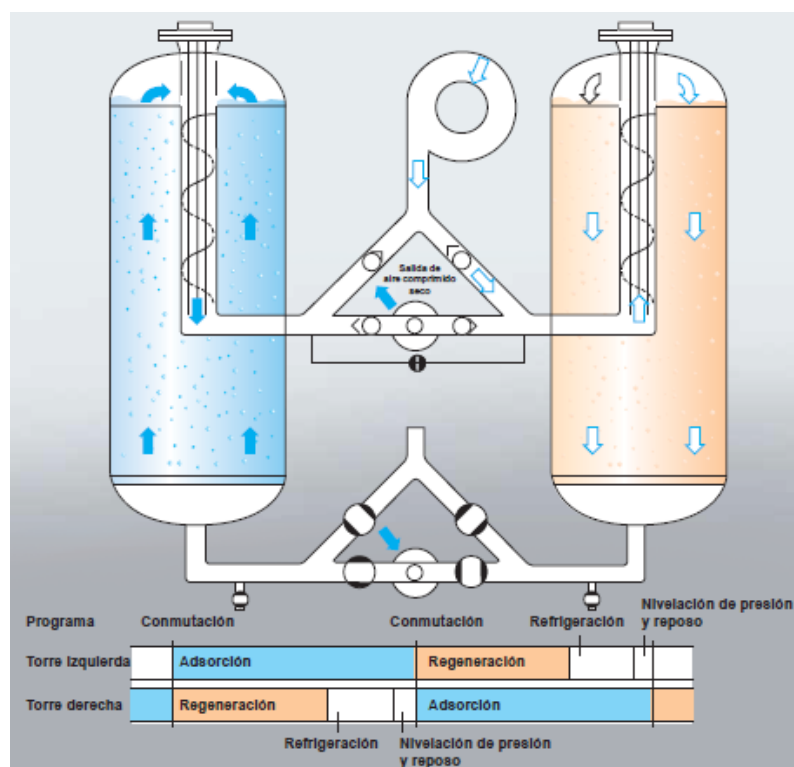
Hay 4 formas diferentes de regenerar el desecante y el método utilizado determina el tipo de secador de adsorción. Los tipos más eficientes energéticamente suelen ser más complejos y por tanto más caros.

1. Secadores de adsorción regenerados por purga (también denominados “secadores regenerados en frío”). Estos secadores son más adecuados para caudales de aire pequeños. El proceso de regeneración se realiza con ayuda de aire comprimido expandido (“purgado”) y requiere alrededor del 15–20% de la capacidad nominal del secador a una presión de trabajo de 7 bar.
2. Secadores regenerados por purga caliente. Estos secadores calientan el aire de purga expandido por medio de un calentador eléctrico y, de esta forma, limitan el flujo de purga requerido a aproximadamente un 8%. Este tipo consume un 25% menos energía que los secadores regenerados en frío.
3. Secadores regenerados por soplante. El aire ambiente pasa sobre un calentador eléctrico y toma contacto con el desecante húmedo para regenerarlo. Con este tipo de secador, no se utiliza aire comprimido para regenerar el material desecante, con lo cual el consumo de energía es un 40% menor que con los secadores regenerados en frío.
4. Secadores reactivados por el calor de la compresión (secadores “HOC”). En los secadores HOC, el desecante se regenera mediante el calor disponible del compresor. En lugar de evacuar el calor del aire comprimido en un refrigerador posterior, se emplea para regenerar el desecante. Este tipo de secador puede proporcionar un PRP típico de -20°C sin añadir nada de energía. También se puede obtener un PRP inferior añadiendo calentadores adicionales. (pp.47-48).

A la entrada de un secador de adsorción, se debe instalar siempre un sistema que garantice la separación y drenaje del agua condensada. Si el aire comprimido se ha producido con un compresor lubricado, también se deberá instalar un filtro separador de aceite aguas arriba del secador. En la mayoría de los casos, es necesario un filtro de partículas a la salida del secador de adsorción.

Figura 10.

Secador Regenerado por Soplane



Nota: Reproducida de Secador regenerado por soplane. La torre izquierda seca el aire comprimido mientras la derecha se regenera. Tras el enfriamiento y la nivelación de presión, las torres conmutan automáticamente, Atlas Copco (2011, p. 49).

Secadores por absorción.

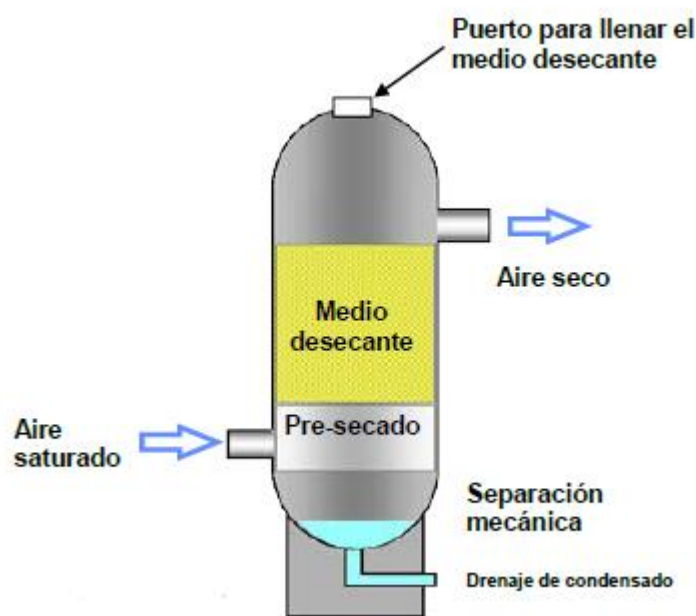
Kaeser (2013) afirma:

Un secador absorbente consiste en un tanque que contiene un medio absorbente que absorbe el vapor de agua del aire comprimido por un proceso químico. El medio secante se derrite y debe ser drenado y reemplazado, este no puede ser reutilizado. La presión de

punto de rocío que se logra con los secadores absorbentes depende de la temperatura del aire comprimido, la velocidad del flujo y el tiempo de uso del medio absorbente. Es posible reducir el punto de rocío de 10 a 15°C. Las aplicaciones de este tipo de secadores son limitadas debido al consumo del medio desecante, la frecuencia de mantenimiento y generalmente altos costos de operación. (p. 23)

Figura 11.

Secador Desecante



Nota: Reproducida de Secador desecantes [sic], Kaeser (2013, p. 74).

Secador de membrana.

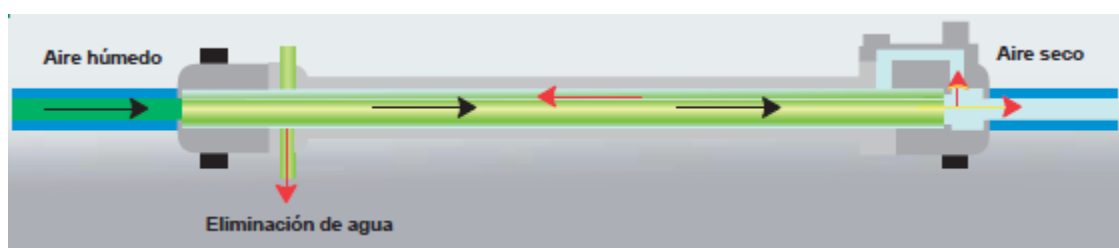
De acuerdo con Atlas Copo (2011):

Los secadores de membrana utilizan el proceso de permeación selectiva de los componentes del gas en el aire. El secador es un cilindro que aloja miles de diminutas fibras huecas de polímero con un revestimiento interior. Estas fibras tienen una permeación selectiva para eliminar el vapor de agua. A medida que el aire comprimido filtrado húmedo entra en el cilindro, el recubrimiento de la membrana permite que el vapor de agua penetre y se deposite entre las fibras, mientras que el aire seco continúa su

trayectoria a casi la misma presión que el aire húmedo de entrada. El agua separada se libera a la atmósfera. La permeación o separación se produce por la diferencia de presión parcial de un gas entre el interior y el exterior de la fibra hueca. Los secadores de membrana son fáciles de usar, silenciosos, no tienen piezas móviles, consumen poca energía y precisan un mantenimiento mínimo. (pp. 49-50).

Figura 12.

Principio de Funcionamiento de los Secadores de Membrana



Nota: Reproducida de Principio de funcionamiento de los secadores de membrana, Atlas Copco (2011, p. 50).

Distribución del aire

Una red de distribución de planta, siempre va a depender de la necesidad que se quiera solucionar en cuanto a la cantidad de aire comprimido que se debe solventar a los equipos instalados a lo largo y ancho de un espacio dado, por lo general la distribución y el tipo de tubería siempre va a estar ligada a los conceptos de caudal, presión, velocidad y la pérdida de presión.

- Presión a la cual se desea trabajar, entendiendo desde el aire suministrado por el compresor como el de utilización en la red.
- El caudal de aire comprimido que debe suministrar el compresor, así como el que debe circular en cada red secundaria de distribución.
- Pérdida o caída de presión, se origina por los diferentes obstáculos que el aire comprimido encuentra en su desplazamiento hacia los puntos de utilización.
- Velocidad de circulación, este parámetro implica una limitante en el diseño de la tubería, debido a que cuanto mayor sea la velocidad de circulación mayor será la pérdida de presión.

Tuberías.

La distribución del aire desde los compresores hasta los lugares de utilización se realiza por medio de una red de tuberías, las cuales se diseñan según las necesidades de cada sector, es por ellos que se pueden identificar tres tipos de tuberías: tubería principal, tuberías secundarias, tuberías de servicio.

Tubería Principal.

Carnicer (1977) describe esta tubería como aquella línea de aire que sale del depósito y conduce la totalidad del aire. Debe tener la mayor sección posible y prever un margen de seguridad en cuanto a posibles ampliaciones de la red. Se recomienda una velocidad máxima del aire de 8m/s.

Tuberías secundarias.

Canicer (1977) describe las tuberías secundarias de la siguiente manera:

Son las que toman el aire de la tubería principal, ramificándose por las áreas de trabajo, y de las cuales salen las tuberías de servicio. El caudal de aire que transportan será el correspondiente a la suma de los caudales parciales que de ella se derivan. (p. 227).

Tuberías de servicio.

Con respecto a las tuberías de servicio, Carnicer (1977) menciona que:

Son las que alimentan a los equipos neumáticos. Adicionalmente, cuentan con los acoples rápidos, acoples de mangueras y cuentan con los componentes como filtro, reguladores y lubricadores.

Se deben dimensionar conforme al número de salidas, procurando diseñar la tubería con diámetros superiores a ½" [sic], para evitar la obstrucción del conducto por alguna suciedad que se encuentre en el aire. La velocidad máxima del aire para este tipo de tuberías debe ser de 15m/s. (p. 228)

Tipos de redes.

Planificar una red de distribución debe cumplir con la meta de lograr un equilibrio entre flujo y presión para mantener la situación ideal en todos los puntos de uso, al mismo tiempo debe

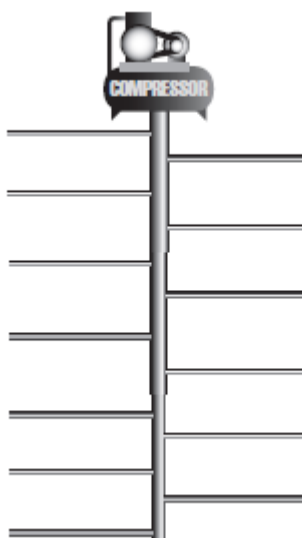
prever expansión y permanecer flexible en el frente de las distintas necesidades del aire comprimido.

Existen dos tipos de redes que se pueden elegir en un diseño: final de línea muerta o mejor conocida como red abierta y la red anillo cerrado.

La red abierta es, por lo general, la más común de un sistema de aire comprimido y es aquella línea principal que inicia en el depósito y conduce la totalidad del caudal del aire hasta un final de línea o punto muerto, de esta única tubería se abastecen las redes secundarias. Esta configuración es de baja inversión y requiere de grandes diámetros de tubería para mantener un flujo constante y minimizar las pérdidas de presión, sin embargo, este tipo de red presenta limitantes a considerar, como lo son la deficiencia de la cantidad de aire que encuentran en las conexiones más alejadas del circuito y los problemas de mantenimiento debido que no se puede intervenir la tubería madre sin afectar a los equipos que están conectados a ella. Este tipo de red se representa en la Figura 13.

Figura 13.

Red de Aire Comprimido Configuración Final de Línea Muerta.



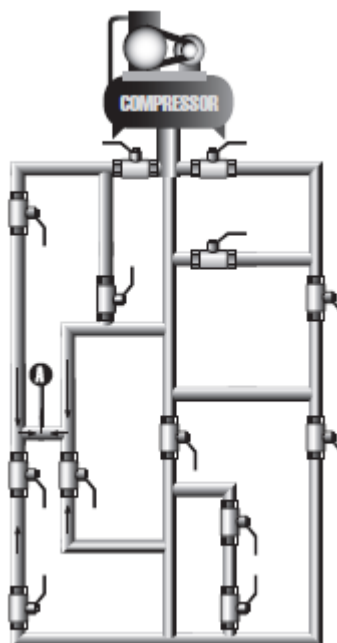
Nota: Reproducida de *Conventional Network*, Topring (s.f., p. 34).

La red en anillo es la mejor solución para implementar en un diseño, pero a diferencia de la red abierta, representa una mayor inversión económica. Sin embargo, las ventajas de esta

configuración son mayores, debido a que ofrece un flujo de aire constante todo el tiempo, garantiza una presión de aire uniforme, facilita el mantenimiento en diversos puntos de la red afectando la menor cantidad de equipos posibles y además prevé de una fácil ampliación o modificación de las tuberías en caso de ser necesario.

Figura 14.

Red de Aire Comprimido Configuración en Anillo



Nota: Reproducida de Topring (s.f., p. 35).

Materiales para la tubería

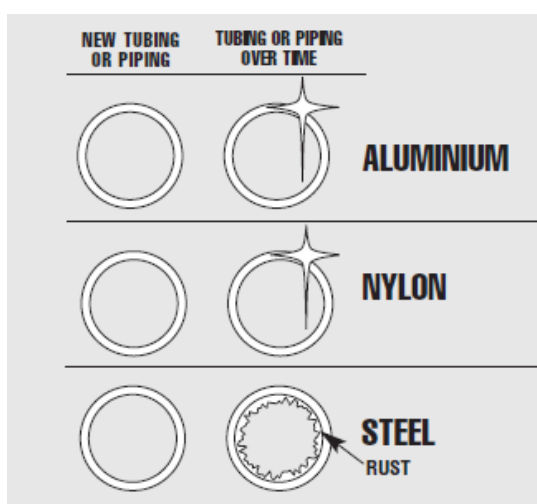
Determinar la tubería más económica depende del tipo de instalación que se quiera diseñar, ya que en ello radican los parámetros y los valores requeridos que debe cumplir la red de aire comprimido, además se debe considerar si la tubería será instalada de manera permanente o temporal. El análisis previo de las ventajas o inconvenientes de la utilización del aire comprimido sobre los costos de la tubería representará la mejor solución pertinente (Carnicer, 1977).

El mercado actual ofrece varias opciones que responden a las necesidades de diseño, entre las cuales se pueden identificar los materiales de mayor uso en las instalaciones de aire comprimido. La Figura 16 muestra un resumen de las características de los materiales que se van a describir a continuación.

- Tubos de hierro negro: Debe ser de acero estirado sin costura, tiene un costo económico moderado, con variedad de accesorios en el mercado, son maleables y poseen empalmes herméticos, para tuberías de diámetro superior a las 2" se recomienda el uso bridas en las uniones o en el uso de válvulas. Por enumerar algunas de sus desventajas, se puede encontrar una alta resistencia al flujo, fácil corrosión, altos costos de instalación y de mantenimiento.
- Tubería galvanizada: Comparte con el hierro negro características similares, excepto representa una mayor inversión económica y adquisición y tiene una resistencia al flujo mucho menor.
- Aluminio / Nylon: Se caracteriza por ser una opción de alto costo económico, pero contrarresta con su fácil instalación, bajo peso, resistente a la corrosión y una baja resistencia al flujo.
- Cobre: Por lo general son soldadas, libres de corrosión, paredes lisas, posible formación de vitriolo, costos altos de adquisición, instalación y mantenimiento.
- Acero Inoxidable: Su instalación es poco frecuente por el alto costo, solo por personal especializado y por la escasa oferta de piezas o accesorios. Se caracteriza por ser de pared lisa y baja resistencia al flujo.

Figura 15.

Corrosión en Tuberías de Aire Comprimido



Nota: Reproducida de *Corrosion in Air Piping*, Topring (s.f., p. 42).

De acuerdo con Hitachi Industrial Equipment (2014), también se debe considerar lo siguiente para los sistemas de tuberías de aire comprimido:

Las temperaturas del aire de salida de compresores centrífugos, compresores de pistón o compresores rotativos libres de aceite, pueden oscilar entre 121-177°C (250-350°F). Las temperaturas del aire de salida de un compresor de tornillo lubricado pueden oscilar entre 93-105°C (200-220°F). Aunque el compresor de aire cuente con post-enfriador, hay que considerar las consecuencias en el caso de que el post-enfriador falle. Es por eso que los materiales de las tuberías deben soportar altas temperaturas y, también, los aceites y la humedad condensada que puede ser altamente ácida.

Si los materiales de estos tubos son vulnerables a corrosión, a lo largo de toda la fábrica, pueden añadir un volumen significativo de partículas sólidas contaminantes capaces de crear caída de presión y problemas potenciales en la producción. (pp. 3 - 4)

Figura 16.

Características de Materiales usados en Tuberías

Características y Prestaciones del Material para las Tuberías				
Características de las Tuberías	Acero Inoxidable	Acero Negro	Cobre	Aluminio
Peso	Schedule 10 Más Ligero	Schedule 40 Pesado	Ligero	Ligero
Resistente a la Corrosión	Sí	No	Sí	Sí
Vulnerable a Pérdida de Presión Generada por Fricción	No	Sí	No	No
Resistencia Mecánica	Muy Fuerte	Muy Fuerte	Fuerte	Fuerte
Ratio a Alta Temperatura	Sí	Sí	Sí	Sí
Fácil de Instalar	Poca Dificultad	Difícil	Poca Dificultad	Fácil
Coste de Instalación Material%/Mano de Obra%	30% / 70%	25% / 75%	40% / 60%	80% / 20%
Herramientas Especiales Requeridas (soldador, enhebrador, fresa para ranuras)	Sí	Sí	Algunas (soldador)	No

Nota: Hitachi Industrial Equipment (2014, p. 3).

Costos del aire comprimido

En materia del coste de producción de aire comprimido, Atlas Copo (2011) detalla que:

La electricidad es la energía predominante en la producción industrial de aire comprimido. En muchas instalaciones neumáticas existen con frecuencia enormes posibilidades, pero desaprovechadas, de ahorro energético, por ejemplo, mediante la recuperación de energía, disminución de la presión de uso, reducción de fugas y optimización del suministro de aire con la elección correcta del sistema de control y regulación, así como del tamaño del compresor.

Los gastos de inversión son un coste fijo que incluye el precio de compra, los costes de infraestructura e instalación.

Los costes de energía están determinados por el tiempo de funcionamiento anual, el grado de uso de carga / descarga y el precio de la energía. (pp. 102-103)

Oportunidades de mejora

El estudio del aire comprimido ha dado grandes frutos en la industria para determinar las oportunidades de ahorro energético y económico que se pueden lograr al analizar varios criterios de una red de aire comprimido. Para empezar, se puede mencionar la correcta selección de la potencia requerida y un apropiado diseño con base en la demanda de aire comprimido que se necesitan en las diferentes aplicaciones neumáticas, esto minimiza el desperdicio generado por las corrientes de aire residuales o, bien, un sobredimensionamiento de los compresores simplemente hace que la generación de aire sea más ineficiente, ya que se requiere más energía con unidad de volumen producida cuando se trabaja a cargas parciales.

Prácticas derrochadoras de aire comprimido.

Debido a las grandes ventajas que ofrece el aire comprimido, automáticamente en muchas ocasiones se eligen aplicaciones que requieren de este tipo de energía, sin embargo, el aire comprimido no siempre representa la mejor opción. Esto se debe a que el aire comprimido representa una de las energías más caras que se encuentran en una industria y los sistemas de aire comprimido típicos tienen un 10-15% de eficiencia. Por lo tanto, las compañías deben considerar formas de energía más rentables antes de utilizar el aire comprimido.

Algunos ejemplos comunes de usos potencialmente inapropiados del aire comprimido incluyen: soplado abierto, burbujeo, aspiración, atomización, generación de vacío, enfriamiento, limpieza personal y bombas de diafragma.

Fugas de aire comprimido.

Las fugas son una fuente importante de desperdicio de aire comprimido, que en muchas ocasiones pueden alcanzar un 20-30% del consumo de aire comprimido. La presencia de fugas dentro de un sistema de aire comprimido no solo aumenta los requisitos de mantenimiento y reduce la eficiencia, sino que también es extremadamente costoso para los fabricantes.

Además de ser una fuente de energía desperdiciada, las fugas también pueden contribuir a otras pérdidas operativas. Causan caídas en la presión del sistema, lo que puede hacer que las herramientas neumáticas funcionen de manera menos eficiente, afectando negativamente la producción y obligando al equipo a funcionar más tiempo, las fugas acortan la vida útil de casi todos los equipos del sistema, incluyendo la del compresor. El aumento del tiempo de funcionamiento también puede generar requisitos de mantenimiento adicionales y tiempo de inactividad no programado.

Los equipos que no funcionan pueden ser una fuente adicional de fugas. Como resultado, los equipos que ya no se utilicen deben aislarse instalando una válvula en el sistema de distribución. Otra forma de reducir las fugas es reducir la presión de aire del sistema. Cuanto menor sea la diferencia de presión a través de un orificio o fuga, menor será la tasa de flujo, por lo que la presión del sistema reducida resultará en tasas de fuga reducidas. En algunos casos, el reemplazo de equipos viejos o defectuosos, como acoplamientos, accesorios, secciones de tubería, mangueras, juntas, desagües y trampas, puede ser necesario para reducir la tasa de fuga de un sistema.

Caídas de presión del sistema de aire comprimido.

Las caídas de presión ocurren cuando el aire comprimido viaja a través de los diversos elementos de tratamiento y el sistema de distribución. Un sistema correctamente diseñado debe tener una pérdida de presión de mucho menos del 10% de la presión de descarga del compresor, medida desde la salida del tanque receptor hasta el punto de uso.

La caída de presión excesiva no solo da como resultado un rendimiento deficiente del sistema, sino que también provoca un consumo de energía excesivo. Minimizar los diferenciales en todas las partes del sistema es una parte importante de la operación eficiente. La caída de presión aguas arriba de la señal de un compresor requiere presiones de compresión más altas para lograr los ajustes de control en el compresor. La caída de presión en los sistemas de distribución y en las mangueras y las conexiones flexibles en los puntos de uso dan como resultado una presión de funcionamiento más baja.

Si se debe aumentar la presión de funcionamiento en el punto de uso, es mejor intentar reducir la caída de presión en el sistema antes de agregar capacidad o aumentar la presión del sistema, ya que el aumento de la presión de descarga del compresor o la adición de capacidad del compresor producirá aumentos significativos en el consumo de energía.

Control de arranque y parada.

Es el sistema de control más simple disponible y se puede aplicar a compresores de tornillo alternativo y rotativo. El motor que acciona el compresor se enciende o apaga en respuesta a la presión de descarga de la máquina. Normalmente, un simple interruptor de presión proporciona la señal de arranque / parada del motor. Este tipo de control no debe usarse en una aplicación que tenga ciclos frecuentes, porque los arranques repetidos harán que el motor se sobrecaliente y otros componentes del compresor requieran un mantenimiento más frecuente. El control de arranque / parada generalmente se usa solo para aplicaciones con ciclos de trabajo muy bajos para compresores con una capacidad de 30 hp o menor. Una ventaja principal de este sistema de control es que la energía se usa solo mientras el compresor está funcionando.

Control de carga y descarga.

El control de carga / descarga, o control de velocidad constante, permite que los motores funcionen continuamente, pero descarga el compresor cuando la presión de descarga es adecuada. Los fabricantes de compresores utilizan diferentes estrategias para descargar sus compresores, pero en la mayoría de los casos, un compresor de tornillo rotativo descargado consumirá entre el 15% y el 35% de los caballos de fuerza a plena carga sin ofrecer ningún trabajo útil. Como resultado, algunos esquemas de control de carga / descarga pueden ser ineficaces y, en algunos casos, puede ser más efectivo utilizar un sistema de control alternativo.

Teoría y criterios para los diseños en sistemas de aire comprimido

Para diseñar adecuadamente una red de distribución de aire comprimido es necesario conocer los valores teóricos, criterios y resultados de ecuaciones en los diversos equipos del sistema, por ejemplo: los diámetros y tipo de tubería, la selección del compresor, el volumen del reservorio del aire, el caudal de ventilación del cuarto de compresores, la caída de presión en los tramos de tubería y la soportería necesaria, entre otros.

Determinación de los datos de diseño.

Para iniciar con el diseño de un sistema de aire comprimido es importante conocer primero los requerimientos del servicio y la ubicación de los mismos. Los primeros parámetros para determinar son el caudal, la presión del aire, la calidad del aire comprimido, la ubicación y distancia de los puntos a dar servicio, la humedad relativa, la presión atmosférica y la temperatura ambiente del cuarto de compresores.

Caudal.

De acuerdo con Carnicer (1977), se establece que el caudal es uno de los parámetros más determinantes al momento de iniciar un diseño, es fundamental conocer cuál es el flujo volumétrico que van a requerir los diversos puntos de toma de aire de la instalación a diseñar, la suma de todos los flujos volumétricos necesarios en los puntos de servicio se podría considerar como el caudal mínimo del sistema de aire comprimido. Sin embargo una vez que se tenga el consumo específico de los componentes neumáticos a dar servicio, se debe considerar el tiempo de utilización del aire comprimido de los usuarios, ya que no estarán en funcionamiento el 100% del tiempo, seguidamente se debe considerar un porcentaje por fugas, entre un 5% a un 10% y finalmente se agrega un factor de corrección por futuras ampliaciones de un 20% a un 25%. Todo lo anterior determinará el diámetro de las tuberías y la potencia mínima de los compresores.

$$QT = (Q_{componentes} \times \% \text{ tiempo}) + Cf + Ca$$

Dónde:

QT= Caudal estándar de diseño (m³/s)

Q= Cauda específico (m³/s)

Cf= Factor de corrección por fugas (%)

Ca= Factor de corrección por ampliación (%)

Presión de servicio.

La presión de servicio es aquella presión máxima que debe brindar una instalación de aire comprimida, cada equipo neumático dentro del sistema trabaja a una presión de aire para la que ya fue diseñada; por lo tanto, encontrar la máxima presión de servicio que se requiere satisfacer entre todos los usuarios es la presión de diseño y ayudará a determinar la correcta selección del compresor y una adecuada selección de las tuberías.

Calidad del aire comprimido.

Como ya se vio en el apartado Tratamiento del aire comprimido, de este capítulo, hay muchos componentes de tratamiento de aire y criterios de calidad de aire debido a que los compresores no aspiran solo aire, sino que también aspiran partículas de agua, aceite y suciedad. Para la correcta selección de los secadores, filtros y lubricadores es preferible conocer cuál es la calidad de aire que se debe satisfacer para el correcto funcionamiento de los componentes neumáticos.

Presión atmosférica, temperatura ambiente y humedad relativa.

Conocer estos parámetros del lugar donde estarán instalados los compresores es fundamental a la hora de la selección de los mismos, ya que la temperatura ambiente, la presión atmosférica y la humedad relativa cambiarán indiscutiblemente las condiciones de producción de aire, es por esto que antes de la selección de los equipos de producción de aire, se necesita de pleno conocimiento de estos factores y cómo estos cambiarán las condiciones del aire comprimido.

Cálculo de diámetro de tubería.

Una vez que se conozcan los parámetros que se usarán en el diseño, se puede seleccionar la velocidad adecuada del aire comprimido a través de las tuberías de trasiego. La Tabla 1 resume los rangos de velocidad.

Tabla 1.

Rangos de Velocidad según Aplicación de Tuberías.

Aplicación de tubería	Rangos máximos de velocidad (m/s)
Tubería Principal	8
Tubería secundaria	12
Tubería de servicio	15

Nota: Creación propia con base en Carnicer (1977).

De acuerdo con Mott (2006) citado por Quirós y Barr (2015), “definida la velocidad y el caudal, se procede al cálculo del diámetro del área transversal del tubo” (p. 66).

$$Q_c = V * A$$

Sustituyendo la ecuación anterior, la expresión del área de un sector circular se obtiene la siguiente relación:

$$Dt = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

Donde:

Q_c = Caudal del aire comprimido (m³/s).

A= Área (m²).

V= Velocidad (m/s).

Dt= Diámetro interno de la tubería (m).

Determinar el espesor de la pared de la tubería.

Quirós y Barr (2015) citando a Mott (2006), definen la cédula de una tubería como el espesor de pared de un tubo. Estas cédulas se identifican con numeraciones que van desde 10 hasta 160, cuanto mayor sea el número de cédula mayor será el espesor de la pared. La elección

del número de la cédula se determina en función de la presión y el esfuerzo permisible de operación.

$$t = \frac{PD}{2(SE + PY)}$$

Donde:

t= Espesor básico de pared (mm).

P= Presión interna de diseño (Kpa).

D= Diámetro externo de la tubería (mm).

S= Esfuerzo admisible a la tensión (Kpa).

E= Factor de calidad de la soldadura.

Y= Factor de corrección por temperatura.

Cálculo del caudal de ventilación de la sala de compresores.

Atlas Copco (2011) afirma que “el caudal necesario para la ventilación correcta de cada compresor viene determinado por el fabricante, pero se puede conocer el valor del caudal de una sala de compresores por medio de la siguiente ecuación” (pp. 86-87).

$$v = \frac{Pv}{0.9 \cdot \Delta T}$$

Donde:

q_v= Caudal del aire de aspiración (m³/s).

P_v= Flujo térmico (KW).

ΔT=Aumento permisible de temperatura (°C).

Cálculo de volumen de depósito.

Para determinar el volumen del tanque de almacenamiento, se tienen diferentes criterios variados que dependen de diferentes factores, algunos se basan en ecuaciones, otros en ábacos

para facilitar la selección y, finalmente, algunos por experiencias de los fabricantes de compresores.

Carnicer (1977) establece que la capacidad del tanque debe calcularse según el tipo de regulación o arranque del compresor.

Quirós y Barr (2015) citando a Ivor, F., CEATI, CESIG (2007), mencionan que “cuando los equipos necesitan un flujo importante de aire comprimido por un periodo de tiempo y que usualmente significan fluctuaciones de presión localizadas se tiene la siguiente ecuación para determinar el volumen del tanque” (p.74).

$$V = \frac{4.8 \times Qr \times t}{\Delta P}$$

Donde:

V = Volumen del tanque (pie³).

Qr = Caudal requerido (pie³/min).

t = Tiempo requerido (min).

ΔP = Diferencia de presión máxima y la normal de trabajo.

También se puede encontrar otra forma matemática para el dimensionamiento del volumen preciso del acumulador, siempre y cuando la relación sea aplicable para compresores equipados con regulación carga/descarga o encendido/apagado.

$$V = \frac{0.25 \times qc \times p1 \times T0}{fmax \times (PU - PL) \times T1}$$

Donde:

V = Volumen del tanque (l).

qc = Capacidad del compresor (l/s).

p1 = Presión de aspiración del compresor (bar).

T1 = Temperatura del aire del compresor (K).

T_0 = Temperatura del aire en el receptor (K).

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

f_{max} = Máxima frecuencia de carga (ciclos/s).

Cálculo de caudal de fugas.

Para conocer el caudal perdido en fugas en una sección de la red de aire comprimido, se puede encontrar al saber el volumen contenido dentro del sistema de tuberías del sector que se quiere analizar y el conocimiento de las presiones del sistema en diferentes tiempos.

$$V = \frac{V (P_1 - P_2)}{T \cdot 1.7} * 1.25$$

Donde:

V = Caudal de fugas (cfm).

V = Volumen total del sistema, incluyendo tanque de almacenamiento y tuberías (ft³).

P = Presión inicial (psi).

P_2 = Presión final (psi).

T = Tiempo medido (min).

Cálculo de pérdidas de presión

En un diseño de tuberías siempre existe una pérdida de presión que no se puede obviar, estas pérdidas de presión se incrementan con la distancia de la tubería, accesorios que usen en la misma y la velocidad del fluido, a esto se debe la importancia de la correcta selección de los parámetros de velocidad dentro de la tubería y del diámetro de la misma.

De acuerdo con Carnicer (1977), se tiene que las pérdidas de la presión de aire no deben ser mayores a 0,14 Kg/cm² y que un aumento de este parámetro tiene un elevado costo económico:

Se admite una caída de presión –entre el compresor y el útil- no superior a un 2% de la presión efectiva de compresor. La pérdida de carga en las tuberías produce una pérdida de energía, pues el trabajo absorbido por el compresor es proporcional al logaritmo del valor de la compresión. (p.196).

En consecuencia, si por un deficiente proyecto de instalación, la presión de trabajo que pide la herramienta o el quipo neumático no puede mantenerse, la potencia de las máquinas y útiles neumáticos decrecen en mayor proporción que lo hace la presión, disminuyendo por consiguiente el rendimiento.

Cálculo pérdidas de presión por accesorios.

Cuanto mayor sea la cantidad de accesorios, mayor será la pérdida de presión en la tubería. Para determinar el grado de afectación del uso de estos accesorios, se usan tablas de longitud equivalente, que se muestran en el Anexo 1, a cada componente de la tubería dependiendo de su diámetro, la longitud obtenida de la suma de todos los accesorios de la tubería se debe sumar a la longitud real de la tubería para la aplicación de la ecuación detallada en la sección 2.12.2.

Cálculo de pérdidas en tuberías rectas.

Se determinan las pérdidas de presión de una tubería recta mediante tres variables: diámetro de la tubería, presión interna y caudal de aire trasegado; con estos tres valores, se pueden usar Tablas que indican el valor de pérdida de presión por cada 30.48 metros (100 ft) de longitud, mostrada en el Anexo 2. Por lo tanto, es necesario conocer la distancia real de la tubería y a esta sumarle la longitud equivalente de los accesorios para encontrar el valor buscado.

Las pérdidas de presión también se pueden obtener por medio de la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \frac{\beta \cdot V^2 \cdot L \cdot P}{R \cdot T \cdot D}$$

Donde:

ΔP = Caída de presión (atm).

P= Presión absoluta dentro de la tubería (atm).

K = Constante de los gases ideales (m/K).

T = Temperatura del fluido.

L = Longitud de la tubería.

V = Velocidad del flujo.

β = Índice de resistencia.

Método de evaluación del proyecto

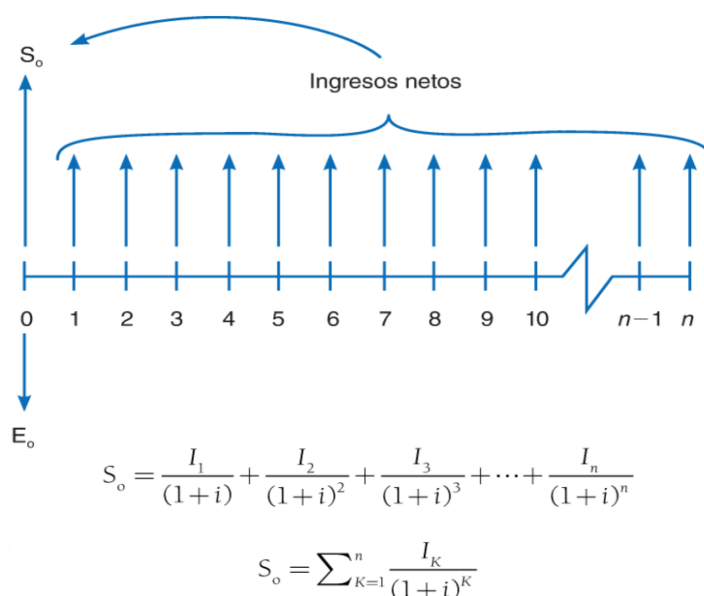
Con respecto al análisis financiero de un proyecto, Alvarado (2015) menciona lo siguiente:

A los métodos de evaluación de proyectos se les conoce como criterios o evaluación dinámicos, ya que se basan en el impacto del cambio de valor del dinero en el tiempo sobre las inversiones a realizar. Cada método de evaluación genera un parámetro, cuyos valores permiten determinar de manera clara y objetiva la viabilidad de la alternativa en análisis.

En general, los métodos de evaluación fundamentan sus procesos de cálculo en un flujo de caja ideal, donde la premisa es obtener el valor presente de los ingresos netos (S_0) con el propósito de contrastarlo con la inversión inicial (E_0). Pero puede cuestionarse por qué evaluar a valor presente. La razón es porque de esta manera los que toman las decisiones cuentan con la sensibilidad sobre la apreciación de los montos. (p.112)

Figura 17.

Estructura a Partir del Flujo de Caja Ideal para determinar el Valor Presente de los Ingresos



Nota: Alvarado (2015, p. 112).

Valor presente neto (VPN).

Con respecto a la definición de valor presente neto, Alvarado (2015) explica que “el VPN es la cantidad monetaria resultante de la diferencia entre los ingresos netos al presente y la inversión inicial” (p.112).

$$VPN = \sum VPI - \sum VPE$$

Donde:

$\sum VPI$ = sumatoria del valor presente de los ingresos

$\sum VPE$ = sumatoria del valor presente de los egresos

Criterio de evaluación.

En referencia a la evaluación de un proyecto, Alvarado (2015) afirma que:

Cuando el VPN es positivo, indica que el valor presente de los ingresos netos cubre totalmente el costo de la inversión: en caso de un VPN negativo significa que el valor presente de los ingresos netos no alcanza a cubrir el costo de la inversión inicial. (p.113).

Si

$VPN > 0$ se acepta la alternativa

$VPN \approx 0$ se replantea la alternativa

$VPN < 0$ se rechaza la alternativa

Relación beneficio-costos (BC).

Alvarado (2015), lo define de la siguiente manera:

La relación expone una razón, la cual indica en qué proporción los beneficios son más grandes que los costos. De manera general, la razón beneficio-costos se expresa como:

$$\frac{B}{C} = \frac{\text{beneficio} - \text{desbeneficios}}{\text{costos}}$$

El concepto de la relación propone que por beneficios deberá entenderse todos aquellos conceptos que proporcionan una ventaja económica al promotor del proyecto, como son utilidades y reembolsos, entre otros; mientras que los desbeneficios [sic] son aquellos conceptos que ofrecen desventaja o impacto económico, como lo son las multas o pagos por deducibles. En tanto que los costos están representados por la inversión inicial (Eo).

De manera práctica, la relación beneficio-costos se puede expresar en cuanto a la diferencia entre los beneficios y los desbeneficios [sic].

$$\frac{B}{C} = \frac{\text{beneficios} - [\text{desbeneficios} + \text{CAO} + \text{depreciación} + \text{impuestos}]}{\text{costos}}$$

El B/C es uno de los parámetros más importante en la evaluación de proyectos de inversión públicos y privados. (p.115)

Tasa interna de retorno (TIR).

De acuerdo con la estructura del flujo de caja ideal de evaluación, la tasa interna de retorno es la tasa de interés (i^*) que, dada una inversión inicial (E_0), permite generar ingresos netos proyectados.

Para Alvarado (2015), “se denomina “tasa interna” debido a que su determinación no se ve afectada por factores económicos externos al flujo de caja, ya que su valor se establece únicamente relacionando de forma matemática los ingresos netos con la inversión inicial” (p.115).

El criterio para aceptar el TIR es el siguiente:

$TIR > TMAR$ se acepta la alternativa

$TIR \approx TMAR$ se replantea la alternativa

$TIR < TMAR$ se rechaza la alternativa

Donde:

TIR = Tasa Interna de Retorno

$TMAR$ = Tasa Mínima Atractiva de Retorno

Periodos de recuperación o pay-back.

Para los periodos de retorno de una inversión, Alvarado (2015) menciona lo siguiente:

Es un método a precios constantes donde el procedimiento consiste en sumar los montos del flujo de caja las veces necesarias para que la suma sea mayor o igual a E_0 , o sea, el parámetro indica el número de periodos de ingresos netos acumulados en que se puede recuperar E_0 . En caso de que las alternativas cuenten con el mismo número de periodos, se evaluará con la suma a precios constantes de los periodos restantes seleccionando la alternativa cuyo monto remanente sea mayor. (p.117)

CAPÍTULO III: SITUACIÓN ACTUAL DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

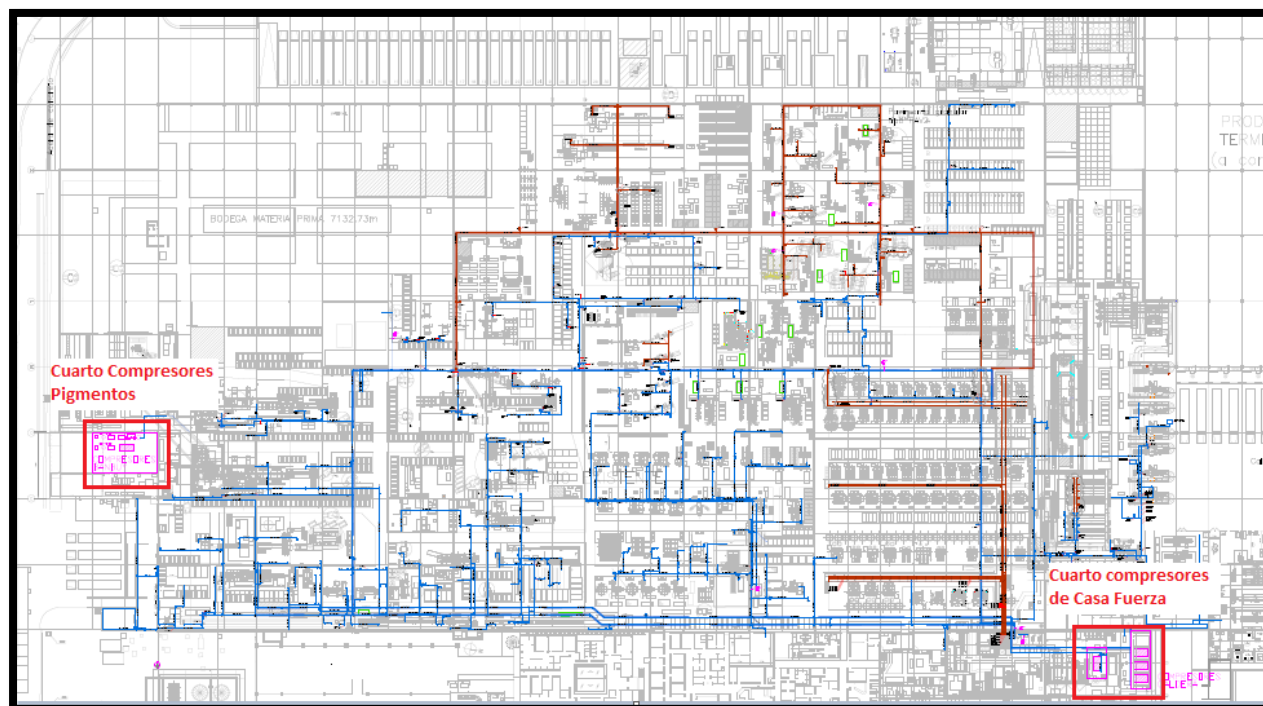
En el capítulo II se vieron las bases fundamentales de la teoría relacionada con los sistemas de aire comprimido y, en el presente capítulo, se describirá el sistema de aire comprimido de la planta, con la finalidad de comprender el funcionamiento del mismo, encontrar antecedentes de análisis y determinar los posibles usos significativos de una nueva red de aire comprimido de baja presión. El resultado de los estudios en este capítulo serán las bases del diseño y recomendaciones de los siguientes capítulos.

Realizar la evaluación del sistema de aire comprimido de la planta en estudio implica la recopilación de la información de análisis anteriores elaborados de forma interna o de manera contratada, un levantamiento detallado de las secciones de la compañía y de los equipos que usan aire comprimido o procesos. En ciertos procesos se recurrió al uso de flujómetros para obtener datos del consumo de aire comprimido en las líneas que se seleccionaron como futuras oportunidades de implementación a la nueva red.

Las variables más importantes, para tomar en cuenta a la hora de selección de los procesos que se conectarían a una nueva red de aire comprimido, son: caudal, presión y longitud equivalente (comúnmente asociado a las pérdidas de presión significativas). Es importante mencionar que estas variables, dependiendo de su naturaleza, se pueden ver afectadas por las condiciones del clima de la zona, es por ello que se usará el promedio histórico del Instituto Meteorológico de Nacional (IMN).

Descripción de las instalaciones del cuarto los cuartos de compresores

La compañía cuenta con dos cuartos de compresores que suministran aire comprimido a toda la planta a una presión entre 6.2 bar (90 psi) a 6.9 bar (100 psi). Estos recintos se encuentran ubicados en los extremos de la edificación y, por ello, representan las dos entradas de suministro de aire al sistema en anillo, dando así una impresión de uniformidad de flujo constante y manteniendo la presión de trabajo alrededor de toda la tubería.

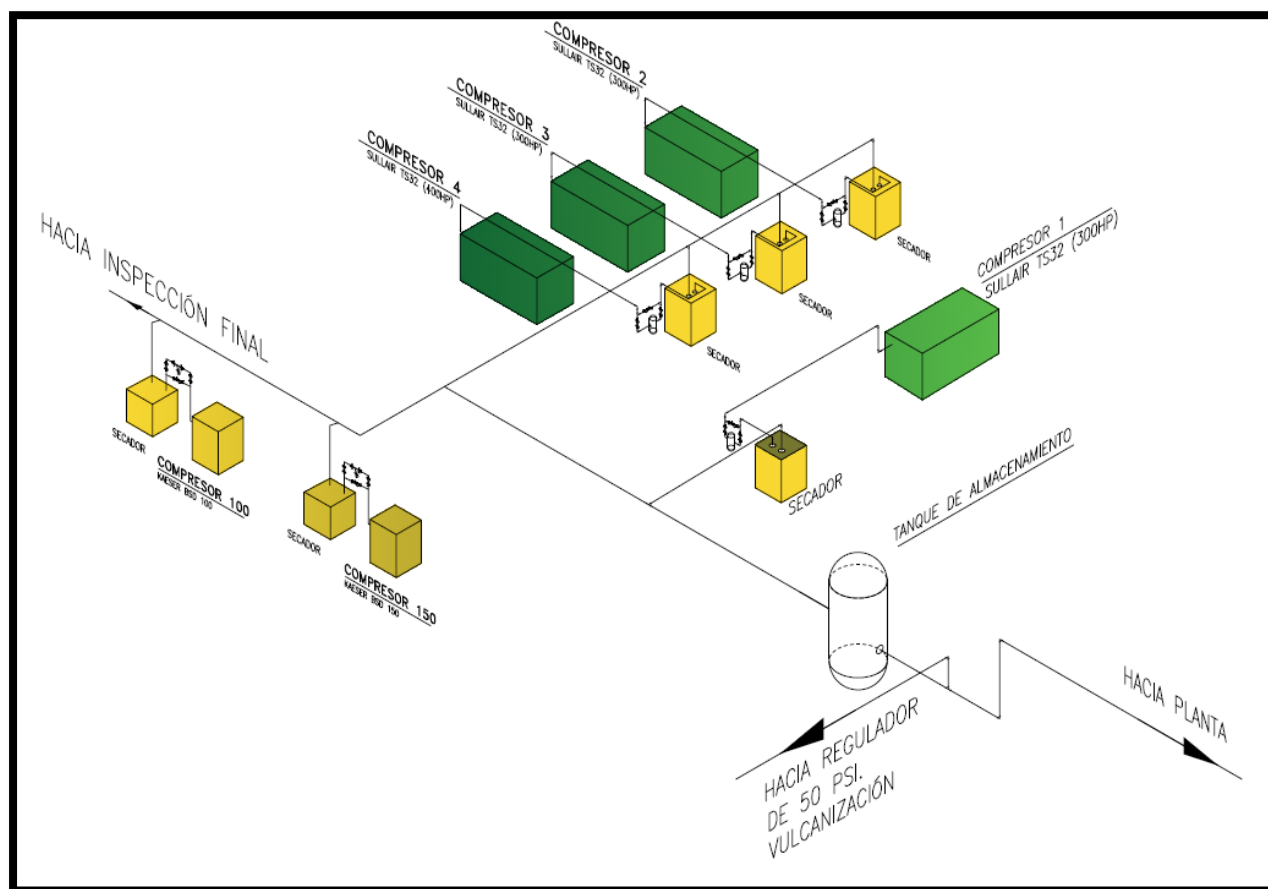
Figura 18.*Distribución de Sistema de Aire Comprimido de la Planta*

Nota: Los recuadros rojos indican la ubicación de los cuartos de compresores en la planta. Adaptación de Plano de redes de aire comprimido Bridgestone (2021).

Cuarto de Compresores de Casa Fuerza.

El primer y principal cuarto de compresores se ubica en la zona conocida como Casa Fuerza donde, además de tener instalados los equipos de aire comprimido, se encuentran las Calderas, sistemas de suministro de agua para diversos procesos y subestaciones de centros de energía eléctrica. En este sector se pueden encontrar un total de 6 compresores de aire comprimido conectados todos a una tubería principal de 200 mm de diámetro interior cédula 40.

La instalación de los compresores de esta primera área está dotada de sus respectivos secadores refrigerativos y posteriormente por filtros para la eliminación de aceites y partículas en el aire entregado a la red (ver Figura 19). Lo interesante del caso es que los compresores, de marca Sullair, cuentan con secadores de la marca Kaeser, dato curioso porque refleja una inversión en los equipos de tratamiento de aire que no forman parte de la misma familia del fabricante Sullair.

Figura 19.*Isométrico de Compresores Casa de Fuerza*

En la Tabla 2, se enlistan los equipos que suministran el aire comprimido en este primer recinto. Es importante describir que esta zona, a pesar de encontrarse diversos equipos instalados que generan calor, solo un compresor está ubicado en una posición donde el aire aspirado puede verse afectado por una elevación no deseada de temperatura y es el compresor #1 de la marca Sullair; esta máquina está instalada a pocos metros de la Caldera #2, conocida como la caldera de Biomasa, debido al combustible que usa para su funcionamiento: Pellets. A pesar de esto, el compresor #1 no representa deficiencia en su funcionamiento, debido a la correcta ventilación que circula en el recinto.

Tabla 2

Compresores y Capacidad en Casa Fuerza.

Nombre del Compresor	Marca	Modelo	Capacidad en (HP)	Capacidad en (SCFM)
Compresor #1	Sullair	TS32	300	1640
Compresor #2	Sullair	TS32	300	1640
Compresor #3	Sullair	TS32	300	1640
Compresor #4	Sullair	TS32	400	2220
Compresor 150	Kaeser	BSD150	150	717
Compresor 100	Kaeser	CSD 100S	100	417

Por otra parte, el segundo recinto se conoce como el Cuarto de Compresores de Pigmentos, su nombre se debe a que está ubicado contiguo a la zona donde se preparan los pigmentos necesarios para las mezclas de hule que se procesan en la línea de producción. En esta zona se pueden encontrar tres compresores, dos de ellos en operación normal y según las necesidades de la demanda, el tercero se encuentra en instalación.

Los equipos aquí instalados cuentan con un componente adicional que no cuentan los compresores de Casa Fuerza, además de estar conectados a sus respectivos equipos de tratamiento de aire comprimido, cada salida de secador llega a un tanque de almacenamiento, donde, posteriormente, la tubería de 100mm en la salida de dicho componente es conectada a la red de la planta correspondiente a la tubería de 200 mm de diámetro interno y cédula 40, lo anterior se muestra en la Figura 20.

Tabla 3

Compresores y Capacidad en Cuarto de Compresores de Pigmentos

Nombre del Compresor	Marca	Modelo	Capacidad en (HP)	Capacidad en (ACFM)
Compresor #5	Sullair	TS32	300	1640
Compresor #6	Kaeser	BSD 400	400	1730
Compresor #7	Kaeser	BSD 450	450	2035

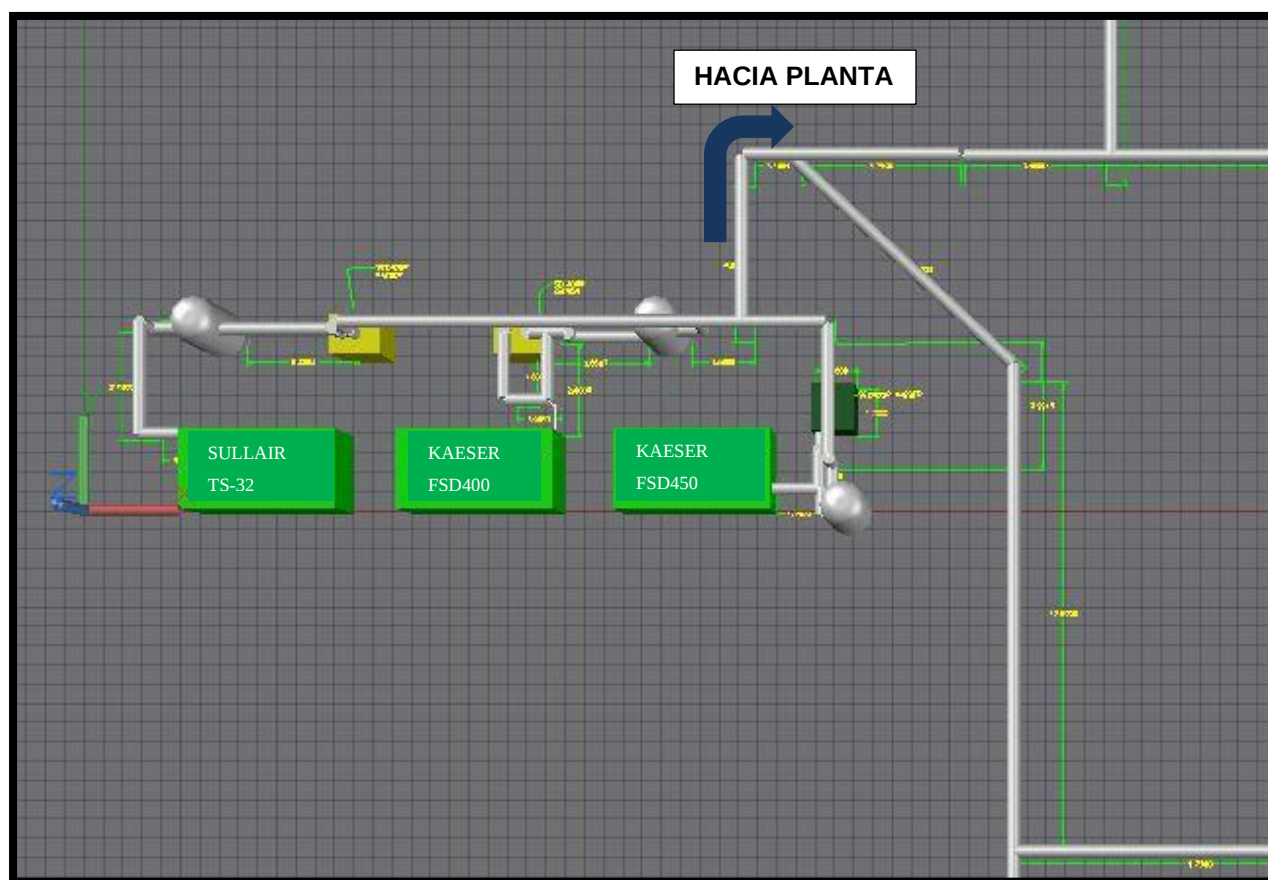
A pesar de la gran ventaja de contar con tanques de almacenamiento de aire comprimido, el cuarto de compresores de Pigmentos cuenta con varias condiciones especiales que se deben analizar por aparte, debido a que se pueden encontrar situaciones que provocan en el sistema varios impactos negativos en la eficiencia y otras tantas que se deben considerar ventajosas a la hora de estudiar esta sección.

El alto contenido de suciedad en el ambiente donde se encuentran estos equipos, debido a la poca hermeticidad con que cuentan las paredes y puertas de acceso al recinto, crean un ambiente hostil para el funcionamiento de los equipos, con este entorno se viola una de las primicias básicas del recinto para compresores: “la aspiración debe situarse en un lugar totalmente desprovisto de polvo y de cualquier otro elemento contaminante” (Canicer, 1977, p. 52).

El compresor #7 (KASER FSD 450) se encuentra en proceso de instalación, actualmente ubicado y conectado tanto eléctrica como mecánicamente, aún no ha entrado en operación por falta de requerimientos según el fabricante, entre los más importantes se encuentra el calor alrededor de la máquina y el ambiente cargado de partículas; ambos efectos ocasionarían una deficiente operación, obstrucción de los filtros y paradas constantes de equipo por la temperatura elevada que lo rodea.

Figura 20

Equipos Instalados en Cuarto de Compresores de Pigmentos



Descripción del anillo principal y puntos de consumo de la red

En el apartado anterior, se describió la ubicación de los recintos y los compresores instalados en ellos, por lo que ahora se hará una breve descripción del sistema de trasiego y los puntos de uso de aire de la compañía.

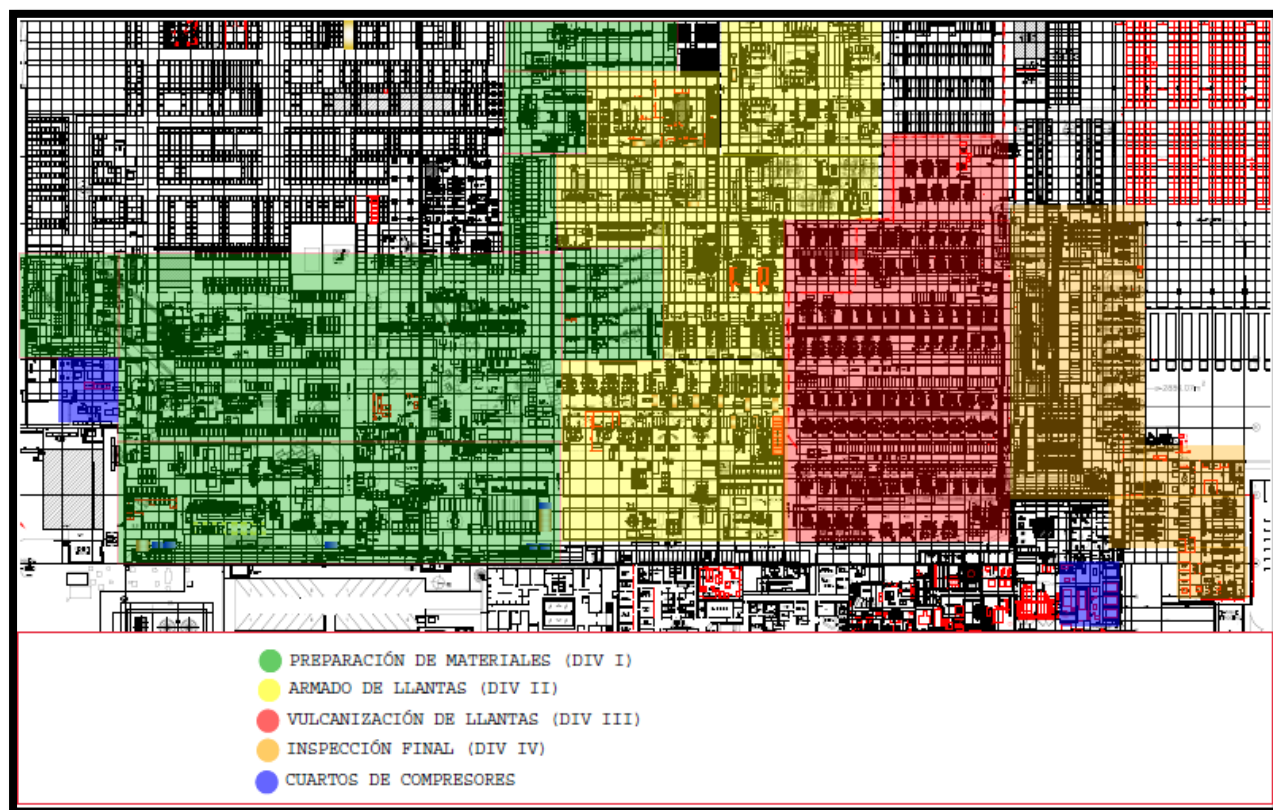
Se considera como anillo principal el conjunto de tuberías y accesorios que se desplazan por toda la planta suministrando el caudal de aire y la presión de trabajo estándar y que, a partir de esta, se distribuye a los diferentes puntos de uso. Es un diseño del tipo cerrado y de manera que posee dos entradas importantes de caudal de aire comprimido a una presión regulada de 6.2 bar (90 psi) a 6.9 bar (100 psi), ambas ubicadas a cada extremo de la tubería principal; el principal suministro proviene de Casa Fuerza y, el segundo, más importante, se conecta en el

recinto de Pigmentos, ambas conexiones al anillo principal se realizan por medio de tuberías de 200 mm de diámetro interno en cédula 80.

En su recorrido por la planta, este sistema de tuberías suministra aire comprimido a presión estándar a cuatro importantes sectores de producción, cada uno de estos sectores cuenta con máquinas diseñadas para tareas específicas que hacen referencia al nombre del departamento al que pertenecen. Las divisiones de manufactura son: Preparación de materiales, Armado de llantas, Vulcanización de llantas e Inspección Final. La Figura 21 muestra un modelo simplificado del anillo y la sectorización de los equipos de producción.

Figura 21.

Sectorización de Planta



Nota: Distribución de Planta a nivel Macro. Adaptado del Plano de la compañía (2021).

Preparación de Materiales.

Como lo indica su nombre, este primer sector de la compañía se encarga de la preparación de los materiales necesarios para la elaboración de los productos comercializados, por lo tanto, las máquinas aquí instaladas son las encargadas de procesar la materia prima en otros componentes que serán suministrados a la siguiente línea de ensamblaje. Esta zona también es conocida como División I, cuenta con un aproximado de 41 equipos instalados, enlistados en el Apéndice A.

Armado de llantas.

Este sector se le llama comúnmente División II, por ser el segundo sector en la línea de producción, aquí todas las máquinas están relacionadas en el armado de llanta verde y se le conoce con el término “verde”, porque el producto finalizado en esta línea requiere de un proceso más para convertirse en las llantas que generalmente se ven en los comercios o ya instaladas en los vehículos.

Aunque el departamento de División II se encarga del ensamblaje de los materiales provenientes de Preparación de Materiales, aquí las máquinas se dividen en tres grandes familias:

- Máquinas de primera etapa: Encargadas de la fabricación de una primera etapa de la llanta, conocida como carcasa.
- Máquinas de segunda etapa: Elaboran la segunda etapa de la llanta, llamada paquete, y además se encarga de la unión de la carcasa con el paquete.
- Máquinas de única etapa: Aquí las dos partes de la llanta son producidas en un mismo equipo y unidas de una vez, todo en un mismo lugar y con un solo operador.

Se puede encontrar una cantidad de 76 máquinas instaladas y en operación, aunque los equipos conocidos con el nombre “Aplicadoras” se puede decir que son subequipos que trabajan en subconjunto con algunas de las máquinas pertenecientes a las familias ya nombradas, se describen por separado debido a que se pueden intercambiar o ser reemplazados por algún otro sistema de respaldo que tenga el departamento. En el Apéndice B, se encuentra la lista de máquinas con sus respectivas presiones de trabajo.

Vulcanización.

Vulcanización es el área donde las llantas que provienen de Armado son cocinadas literalmente. Es en los equipos de División III donde las llantas verdes son ingresadas y, tras un proceso de cocción por medio de vapor a presión de 1.55 MPa (225 psi) y a temperaturas que rondan los 194°C (380°F), son formadas y adquieren la mayor parte de las propiedades deseadas en el producto. Este departamento cuenta un aproximado de 72 máquinas en funcionamiento, enlistadas en el Apéndice C. Todas cuentan con la condición especial que requieren de varias fuentes de energía para lograr el proceso de cocción, entre los más importantes se encuentran: vapor, gas (nitrógeno), hidráulico a 1.2 MPa (agua a 175psi), aire comprimido a 0.65 MPa (95psi) y aire comprimido a 0.34 MPa (50psi) y algunas de ellas requieren agua caliente.

Existen dos grandes familias en este sector:

- **Mecánicas:** Son máquinas que requieren de la fuerza mecánica proporcionada por un motor de corriente alterna para lograr alcanzar la presión de cierre necesaria al inicio y durante la cocción.
- **Hidráulicas:** Son máquinas que trabajan con la potencia del fluido de aceite hidráulico suministrada por una bomba para lograr alcanzar la presión de cierre necesaria al inicio y durante la cocción.

Inspección Final.

El último departamento de la línea de Producción se conoce como División IV, en dicho sector se encuentran las máquinas responsables de verificar la calidad de los neumáticos, realizando varias pruebas y mediciones bajo criterios y estándares corporativos. A diferencia de los demás sectores, inspección final se caracteriza por poseer la mayor cantidad de bandas transportadoras de toda la planta, siendo estas las responsables de sortear llantas a las máquinas encargadas de la verificación de calidad.

En el Apéndice D se enumeran 48 máquinas instaladas en la zona, donde la gran mayoría trabaja de forma automática sin requerir mucha intervención humana y, por lo cual, un solo operador puede tener a cargo hasta cinco equipos a la vez.

Análisis Energético

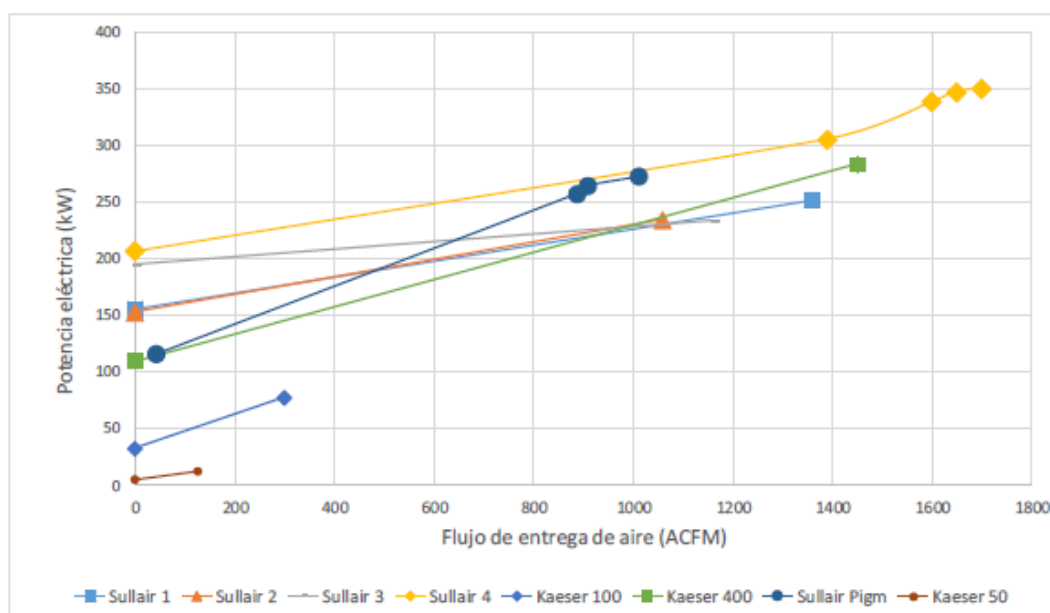
Anteriormente en el 2018, la compañía decidió realizar una evaluación del consumo energético de sus compresores. Dicho diagnóstico fue realizado por la empresa SAAE Energy con el objetivo de identificar acciones concretas de mejora en los desempeños de los equipos de producción de aire comprimido.

Según el Informe presentado por la empresa antes mencionada, se pueden rescatar los datos que recolectaron durante el periodo de estudio, con la única excepción de dos compresores, el compresor KAESER FSD 150 que, al momento de los análisis, no estaba en operación debido a una falla mecánica en los álabes, fue necesario el reemplazo de dichas partes mecánicas, y el compresor KAESER FSD 50, ya que actualmente dicho equipo fue eliminado de los activos de la compañía.

La Figura 22 representa el comportamiento de la potencia eléctrica en función de la variación en el flujo de aire demandado.

Figura 22

Curvas típicas de potencia (KW) vs Flujo (ACFM) compresores 2018

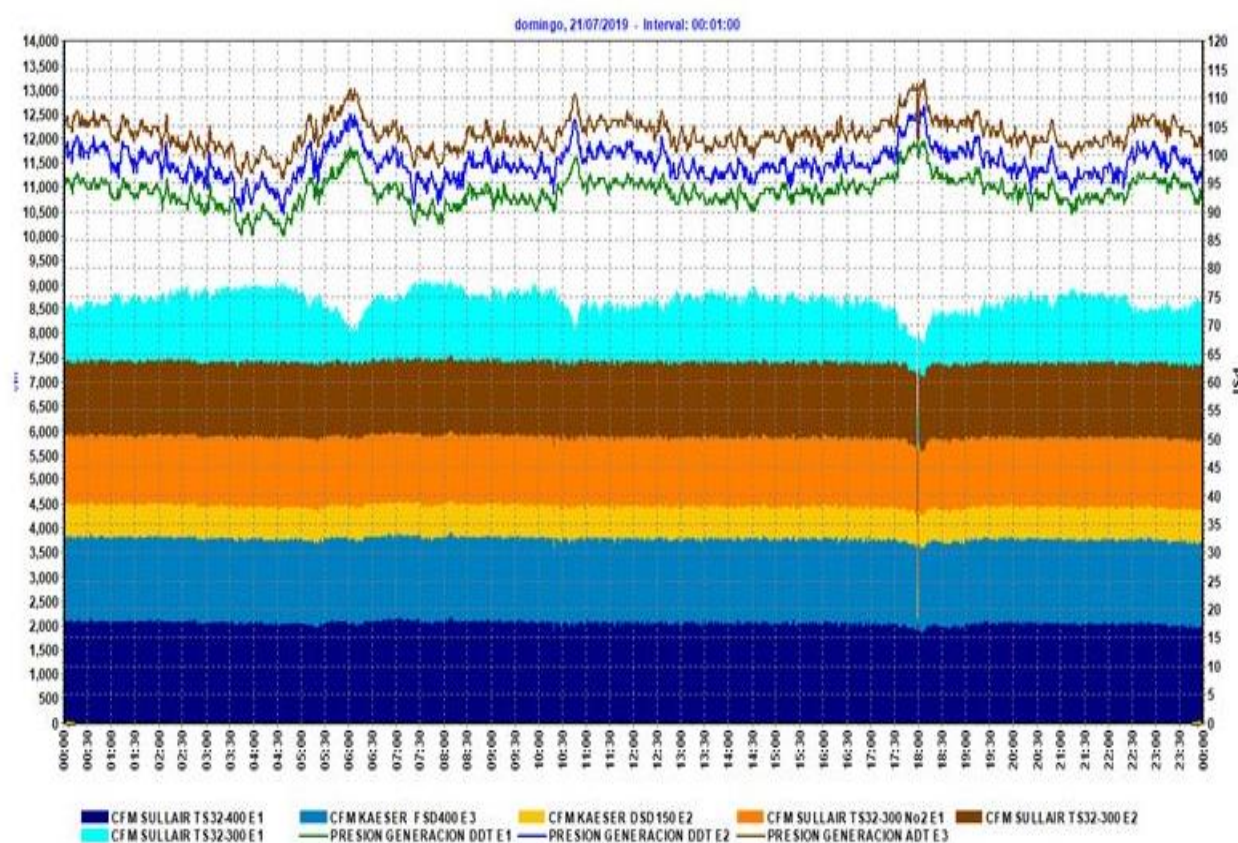


Nota: Reproducida del diagnóstico del Desempeño Energético de CDS, SAAES Energy (2018, p. 6).

De igual manera la empresa especializada en sistemas de aire comprimido Kaeser, realizó una auditoría energética en el año 2019. Los resultados obtenidos, mostrados en la Figura 23, indican una estabilidad correcta en los sistemas de aire comprimido, con presiones de trabajo de los compresores que van desde los 6.2 bares (90 psi) a los 7.27 bares (105 psi) y una demanda máxima de 240,693.2 l/min (8500 cfm) a 254,851.6 l/min (9000 cfm). Esta auditoría se realizó durante un periodo de tiempo de 7 días.

Figura23.

Datos de presión y demanda de aire comprimido de compresores de planta



Nota: Reproducida de Auditoría Energética Kaeser (2019).

De los resultados obtenidos de los análisis energéticos anteriores, se concluyeron los siguientes puntos:

- Reemplazo del Secador Sullair del compresor #4 debido a que este, además de presentar constantes fallas en el sistema de enfriamiento, tiene una caída de presión de alrededor de 10 psi, conclusión similar al estudio realizado por la firma SAAES Energy.
- El compresor #5 marca Sullair de 300 HP representa un consumo de 16% más de energía eléctrica comparado con sus homólogos en Casa Fuerza, este indicador confirma la deficiente operación del equipo, cabe destacar que es el compresor más viejo de la compañía con 20 años de operación.
- El cuarto de compresores del área de Pigmento requiere mejoras importantes a nivel de estructura, empezando por el alto grado de partículas que se filtran al aire de succión de los equipos, lo cual conlleva a mantenimientos y reemplazo de partes muy frecuentes, en especial, de los filtros en secadores y compresores. El calor que encierra el recinto es demasiado alto para considerar la operación de estos equipos, alrededor de 40 °C. Esta elevada temperatura se debe a la falta de ductos de extracción de aire caliente, por lo que se recomienda una inversión rápida en el recinto de Pigmentos para sellar las paredes con la intención de evitar la presencia de tantas partículas en el aire y, además, la instalación de ductos que ayuden a evacuar eficientemente el aire caliente del cuarto. Solamente esta recomendación sigue pendiente de implementar.

Identificación de equipos de baja presión de aire

En el punto anterior, se describió brevemente la forma en que se divide la planta según las necesidades de la compañía, de acuerdo con el modelo de manufactura tradicional que cuenta con líneas de producción establecidas en un orden específico; ahora bien, al apoyarse en la lista de equipos de cada división, y tomando como parámetro de partida la presión de trabajo de punto de utilización, se puede realizar el análisis de los equipos que se podrían independizar del anillo de aire comprimido de planta.

Para iniciar, se definirá como presión de aire baja a aquella donde se requieran presiones menores a un 50% - 55%, conociendo que la presión estándar que entregan los compresores de Casa Fuerza y del área de Pigmentos rondan desde los 0.62 MPa (90 psi) a los 0.72 MPa (105 psi), por lo tanto, se considera que todas las aplicaciones que utilicen presiones de aire inferiores a una presión de 0.36 MPa (52 psi) serán seleccionadas para este trabajo.

Con el primer parámetro de inicio se descarta por completo el departamento de Armado de llantas donde todos sus equipos utilizan, en la mayor parte, presiones de trabajo de aire comprimido a valores superiores de 0.41 MPa (60 psi). Si bien es cierto, en algunas máquinas cabe la posibilidad de encontrar ocasionalmente presiones ajustadas a menos de 0.41 MPa, se debe especificar que estas dependen del usuario de los equipos y que van a cambiar sus preferencias de ajuste conforme cambian las condiciones, por lo tanto, esto no garantiza un uso fijo de las presiones de aire y confirma el descarte de División II en la integración de compresores de baja presión.

El departamento de Inspección Final, de igual manera, queda descartado, debido que todas las máquinas requieren aire comprimido donde la mayoría se ajusta a presiones superiores a 0.55 MPa (80 psi), excepto las máquinas conocidas como TUO y KOKUSAI; estos equipos se encargan de la verificación de la uniformidad de las llantas, es decir, miden la calidad de los productos.

En relación con el aire comprimido, la máquina como tal necesita trabajar con presiones superiores a los 0.55MPa (80 psi), pero al ingresar la llanta y antes de realizar el ingreso de los subequipos para la medición, la llanta es inflada en una primera etapa con presión alta 0.55-0.60 MPa y, luego, el aire es regulado a una presión más baja donde, dependiendo de la llanta que ingrese, la presión se ajusta a 0.20 MPa (30 psi) o 0.42 MPa (60 psi). Siendo este el panorama cambiante de inspección final, se descarta el área de Inspección final porque, aunque se trabaje a una presión baja en algunas ocasiones, depende mucho de las medidas entrantes en los equipos TUO y KOKUSAI. Este cambio de medidas es de forma constante y no se garantiza que una medida trabaje a las presiones indicadas porque también va a depender ocasionalmente de intervención humana.

Seguidamente, los equipos de prueba como Balanceadoras y Desarmadoras de llantas, propias de Inspección Final pero ubicadas en los laboratorios de calidad, son descartadas porque trabajan con un compresor pequeño de pistones que usan para el inflado de las llantas en esta zona.

Según lo descrito anteriormente, los departamentos de División I y División II son los que quedan descartados del primer filtro, según las necesidades de las presiones de trabajo definidas

anteriormente. Caso contrario pasa con las áreas de Preparación de Materiales y de Vulcanización, pero siguiendo con los valores de diseño según presión de aire, definiendo del Apéndice A y Apéndice C los sistemas que podrían entrar en la aplicación de la nueva red.

Sistemas transportadores BB2 y Sistema transportador BB3.

Estos dos sistemas son idénticos en función y diseño, puesto que son elaborados por el mismo fabricante: Dynamic Air. Se les llama Transportadores debido a que el trabajo realizado por el equipo es transferir una sustancia polvorosa conocida como Negro de Humo, cada transportador alimenta seis silos con una capacidad máxima de 7m³.

El proceso inicia en el momento que un operador carga, por medio de la manipulación de un teclé establecido para dicha carga, una súper bolsa de Negro de Humo con un peso de 1 TON, la descarga en una tolva con capacidad de 2.12 m³, en este paso por la acción de gravedad y por el movimiento de dos pistones neumáticos, el polvo dentro de la bolsa empieza a caer en la tolva que, a su vez, pasa el material por medio de un componente llamado VIBRA-JET, cuyo nombre hace referencia a la vibración que hace que el polvo fluya de la tolva al silo de descarga con capacidad de 0.84 m³. En este paso de transferencia del material de la tolva al silo de transporte, el aire dentro del silo es desplazado por medio de la apertura de las válvulas de venteo. Cuando el sensor de alto nivel del silo de transporte es alcanzado, la válvula de entrada de material y de venteo son cerradas y selladas, los VIBRA-JET dejan de accionarse en conjunto con los pistones.

Una vez que el operador haya seleccionado el silo de destino, cumpliendo criterios de calidad para confirmar que el transporte se hará hasta el destino correcto, el sistema abre las válvulas mariposa correspondientes a la selección, el aire comprimido fluye a través del módulo de control, el recipiente se presuriza a valores establecidos que pueden ir desde los 0.082 MPa hasta los 0.20 MPa (en algunos casos esta variable de proceso se puede llegar a cambiar hasta 0.35MPa) y el transporte da comienzo.

Las tuberías de trasiego están equipadas con inyectores de aire comprimido a todo lo largo de las mismas. Estos inyectores se conocen como cabezales de suministro de aire y son de marca DYNA-CHECK. Como son seis silos, se cuenta con seis tuberías de trasiego. Todo lo correspondiente al aire del transporte se requiere a presiones de 0.082 MPa hasta los 0.20 MPa, la presión en los cabezales de suministro de aire es la misma presión que el módulo entrega en la

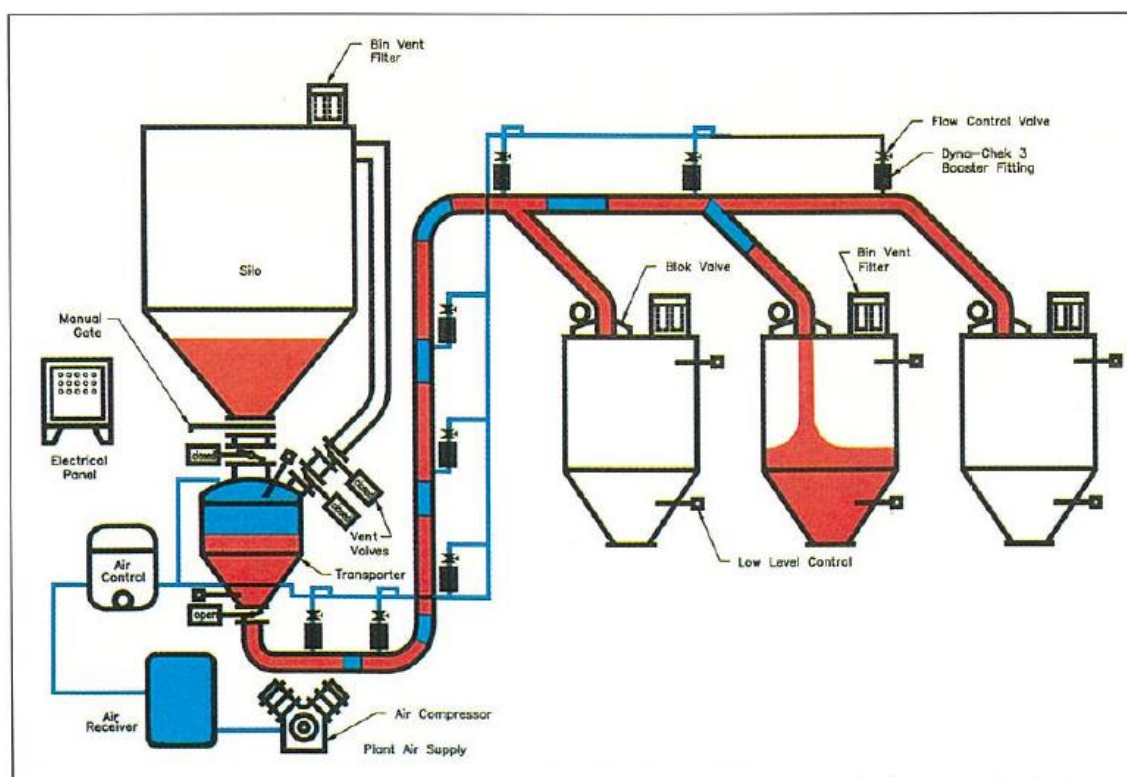
salida para el transporte, sin embargo, estos dispositivos sí logran ajustar el flujo de aire al inicio de la tubería que baja gradualmente hasta el momento de llegar al silo seleccionado. Estos ajustes son necesarios para vencer la columna vertical al inicio y bajan conforme llegan a destino, para evitar taponear la tubería de material, reducir la resistencia del sistema y para que la descarga sea de forma suave y controlada.

Después que el transportador está vacío, la presión en la línea de trasiego comienza a caer, el sensor de bajo nivel es accionado y el módulo de control de aire deja de suministrar aire comprimido. En este punto, la válvula de venteo se abre para despresurizar el silo de transporte, permitir un fácil llenado y el ciclo comienza de nuevo.

La Figura 24 representa un sistema transportador en su forma más simplificada, en este trabajo en estudio se ha detectado que los transportadores analizados en sitio carecen de reservorios de aire.

Figura 24

Ciclo de Transporte “Concepto de Línea Completa”



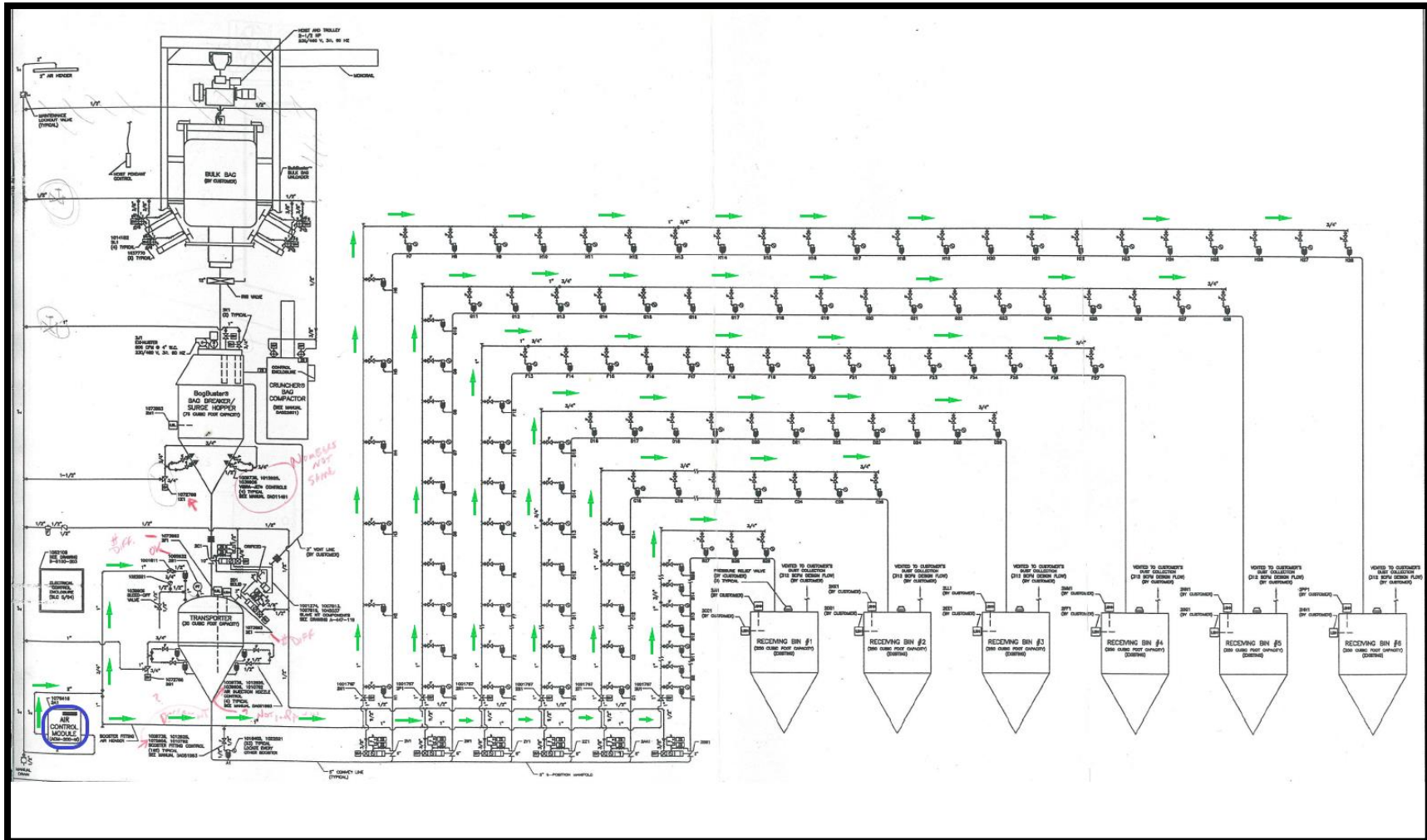
Nota: *Dynamic Air Conveying Systems* (1994).

De igual manera, la Figura 25 muestra exactamente cómo es un sistema real instalado en la planta en estudio, el cuadro azul marca la posición del módulo de control de aire, que recibe una señal de 4 mA – 20 mA, pudiendo ajustar la presión desde 0 MPa hasta presiones máximas de 0.7 MPa; la variable de control ha sido ajustada desde el panel del operador para la presión requerida para cada Silo, estas presiones fueron revisadas en el programa del controlador y oscila desde los 0.20 MPa a 0.031 MPa, las flechas de color verde en la imagen indican las seis tuberías de aire comprimido a la presión establecida que viaja hacia cada cabezal de suministro de aire y cada uno de ellos puede ser ajustado de forma manual.

Según lo descrito anteriormente, el Transportador de Negro de Humo es seleccionado como uno de los equipos que efectivamente puede ser alimentado por un sistema independiente de aire comprimido de baja presión, queda por determinar las demás variables de diseño visto en el apartado 2.11 de este trabajo.

Figura 25

Diagrama de Tuberías de Transporte de Negro Humo e Instrumentos de Aire Comprimido



Nota: Adaptación del esquemático de un Sistema Transportador de Negro Humo, por DYNAMIC AIR (2002).

Características de los Transportadores de Negro Humo.

El sistema transportador de BB2 y BB3 es del tipo “Línea Completa” similar a la Figura 24, modelo 200, diseñado especialmente para el transporte de Negro Humo a una razón de 4.000 Kg/h en una tubería de 125 mm a una distancia máxima de 48 metros y a una temperatura de 21 °C. Para estas condiciones el fabricante estableció que el sistema debe requerir un mínimo de 8.83 m³/min en cada ciclo y un promedio de consumo en la línea de trasiego de 2.21 m³/min. Las características del equipo se resumen en la Tabla 4.

Tabla 4

Datos de Diseño del Sistema Transportador

Datos del Sistema Diseñado	
Modelo	200
Tipo del Sistema	Línea Completa
Razón de trasiego	4000 Kg/h (8820 lb/h)
Diámetro de tubería de transporte	125mm (5 pulgadas)
Distancia máxima de transporte	40 metros (150 pies)
Material	Negro de Humo
Densidad	280-640 Kg/m ³ (18-40 lbs/Ft ³)
Temperatura	21°C (70 °F)
Tamaño de partícula	50 Mesh
Abrasividad	Bajo
Total de aire usado / ciclo	8,33 m ³ /min (294 STCFM)
Promedio de razón de aire (tubería)	2,21 m ³ /min (78 STCM)
Ciclos por hora	16.3 máx.

Nota: Datos de diseño del Transportador BB3 (2002).

Factor de utilización de los Transportadores de Negro de Humo.

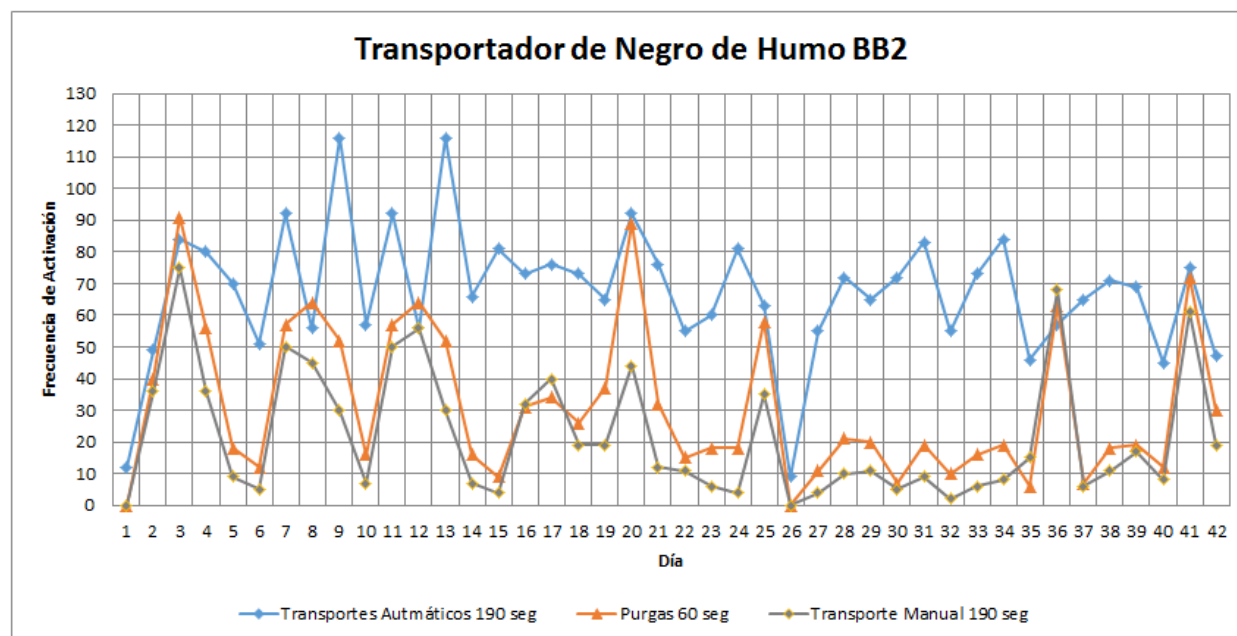
Para determinar el estado actual del sistema, es necesario evaluar la cantidad de ciclos realizados en un tiempo prolongado. Para este caso, el análisis se determinó en un lapso de 42 días en ambos sistemas, con ayuda del programa del Controlador Lógico Programable (PCL por sus siglas en inglés), se creó una lógica para determinar los ciclos de activación diarios y determinar el factor de uso de cada sistema en función de lo que indica el fabricante.

En el Transportador de BB2, que utiliza un PLC de la familia Compact Logix de la marca Allen Bradley, se utilizó una programación en escalera donde los “bits” de activación de los transportes automáticos, manuales y purgas del sistema llegan a un contador independiente para cada uno de los bits y se va acumulando la cantidad de activaciones en un tiempo de 86400 segundos que equivalen a 24 horas (por la función del PLC que trabaja en milisegundos, se digitó un límite de 86400000 ms), una vez que el temporizador alcanzara los segundos establecidos, los valores de los acumuladores eran movidos a unos registros, de los cuales tenían capacidad de almacenamiento para 2 días, por lo que, se tenía un tiempo de respuesta de 48 horas para poder extraer los datos. El Apéndice E muestra las imágenes de la programación en el controlador.

Una vez que los datos fueron extraídos por un tiempo de cuarenta y dos días, se obtiene la cantidad de ciclos activados del transportador, graficados y promedios ya sea en un transporte manual, automático o para una purga de sistema. En cualquiera en esas condiciones, se hace presente el uso significativo del aire comprimido, datos mostrados en la Figura 26.

Figura 26

Frecuencia de Activación de Ciclos Transportador BB2



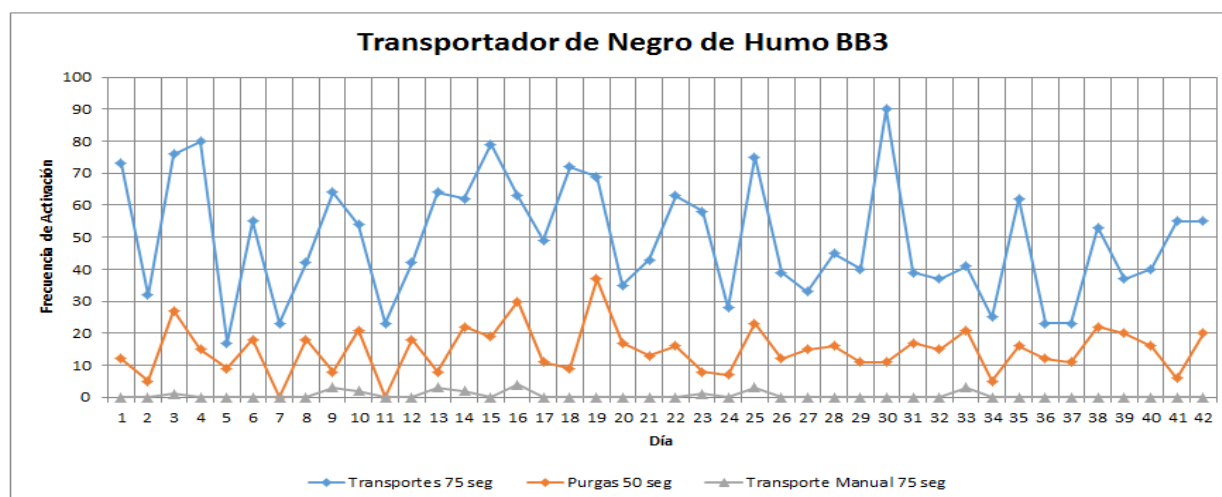
De la gráfica anterior se puede entender que el sistema se utilizó, para el transporte automático, un promedio de 67 veces; el transporte manual, un promedio de 22 veces; y las purgas en el sistema, un promedio de 31 veces. Sumadas todas las variables se obtiene un factor

de utilización del aire comprimido de 120 veces al día. Conociendo que el sistema fue diseñado para una utilización de 16.3 ciclos por hora, el coeficiente de utilización promediado para este Transportador es de 30%. Pero de igual manera, se hace notar varios picos de utilización del sistema en diferentes días, por lo que es preferible considerar los días de mayor frecuencia de activación para determinar el coeficiente de utilización de este transportador, el día con mayor cantidad de muestras es el día tres, con 84 transportes en automático, 91 purgas en tuberías y 75 transportes en manual, para un total de 250 activaciones que requieren aire comprimido, representando un coeficiente de utilización del 64%.

Para el Transportador del BB3 se usó el mismo análisis. Durante un periodo de cuarenta y dos días se utilizó programación en escalera, pero esta vez el sistema contaba con PLC de la familia RSLOGIX 500 de la marca Allen Bradley, este tipo de PLC tiene una limitante en la cantidad de segundos que puede almacenar cada temporizador, por lo que fue necesario utilizar una serie de tres temporizadores, los primeros dos con un valor máximo de 32,767 segundos y el tercero de 20,866 segundos, para un total de 86,400 segundos, equivalentes a un día de 24 horas. Cuando los temporizadores alcanzaban los valores establecidos, los contadores encargados de sumar las veces de accionamiento de los mismos “bits” de transporte automático, manual y purga, movían sus valores a los registros que permitían un lapso de dos días para recuperar los datos y poder comenzar con el conteo nuevamente. En el Apéndice F, se puede observar la programación en escalera para extraer los datos de activación de los transportes o purgas.

Figura 27:

Frecuencia de Activación de Ciclos del Transportador BB3



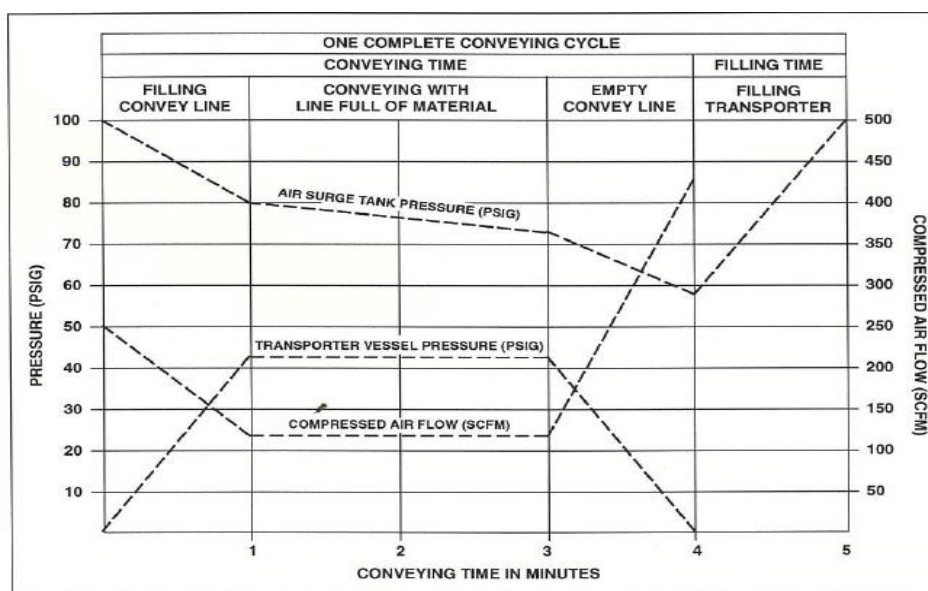
Aplicando la misma evaluación utilizada para el Transportador anterior, los trasiegos automáticos tuvieron un promedio de 49.5 veces al día; las purgas, un promedio de 15 veces al día; y los transportes en manual, apenas 1 vez al día. Por lo tanto, el promedio total es de 65 ciclos al día (datos mostrados en la Figura 27). Si el sistema tiene una capacidad para 16.3 ciclos por hora, el coeficiente de utilización de este sistema es de apenas un 17% promediado. Sin embargo, este porcentaje es un valor muy bajo para ser establecido en un sistema de aire comprimido, por lo que, para este trabajo se considerarán las muestras más alta tomadas, en los días 19 y 30 es donde se encuentran los picos de frecuencia de activación y sus datos son utilizados para determinar el coeficiente de utilización, dando como resultado un 27%.

Consumo de Aire Comprimido en los Transportadores.

Al determinar el consumo de aire comprimido en los Transportadores de Negro Humo, el fabricante estableció datos del flujo requerido. En la Tabla 4, se puede visualizar que para un ciclo se requiere un total de $8.33\text{m}^3/\text{min}$ y una razón de $2.21\text{m}^3/\text{min}$ en la tubería de trasiego, pero de manera más detallada, la Figura 28 muestra de forma gráfica el comportamiento del aire conforme el ciclo de transporte avanza en el tiempo.

Figura 28.

Gráfica de Presión, Flujo de Aire y Tiempo en razón del Ciclo de Transporte



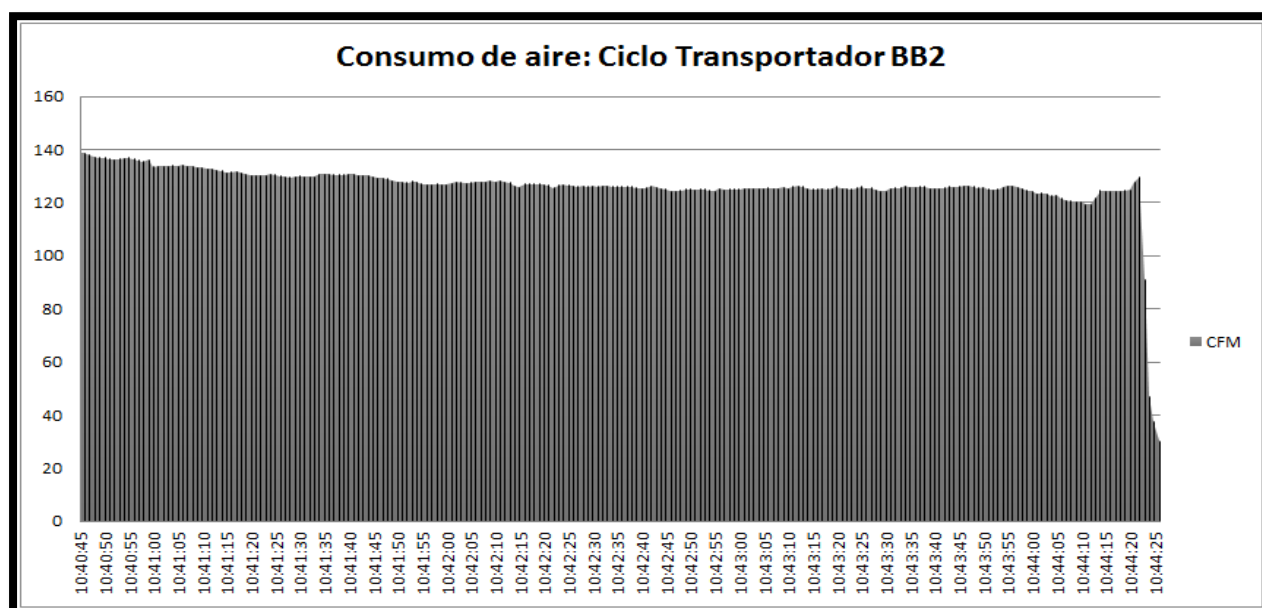
Nota: Catálogo *Tire Technology International*, por *Dynamic Air* (1994).

Considerando que el Transportador BB2 es el que presenta mayor frecuencia en la activación de ciclos, se le instaló un flujostato tipo PF3A703H de la marca SMC con capacidad de lectura de 0 a 3150 L/min (0 a 111.2 CFM) en la tubería de 25mm que se ubica después del Módulo Controlador de Aire (ACM) para realizar las muestras periódicas del flujo que pasa en dicha tubería y poder determinar el caudal de aire requerido por el sistema. La selección de este dispositivo de medición responde al simple hecho de ser un recurso limitado y, durante el tiempo de estudio, era el único disponible y de fácil instalación para dicha tarea. En el Anexo 3 se detallan las características de dicho componente. En conjunto, la gráfica del Apéndice H muestra la presión de ajuste utilizada para los transportes, sin embargo, el transductor de presión del equipo presenta un error a la lectura, debido a que se confirmó mediante la instalación de manómetros en la línea y la presión máxima detectada en el periodo de análisis es de 0.21 MPa (30 PSI) y 0.31MPa en las purgas.

Los muestreos y tomas de valores del flujostato fueron interrogados en un lapso de siete días, al no poseer la capacidad para el almacenaje de los datos, estos fueron extraídos manualmente para obtener la gráfica de la Figura 29.

Figura 29

Consumo de Aire Comprimido por Ciclo del Transportador de NH BB2 a 0.17MPa



La limitante del flujómetro utilizado no muestra el consumo de aire utilizado en las purgas automáticas o manuales que se realizan en el sistema puesto que, para dicha función, la presión se eleva hasta 0.31 MPa (45 PSI) y dentro del transportador no hay presencia de material que se oponga a la presión. Las purgas son utilizadas para asegurar que no queda restos del material anterior y así evitar mezclar entre los tipos de Negro Humo que se transportan.

Aunque para esta aplicación, el sensor utilizado no da a conocer el valor del flujo de aire que pasa en el sistema cuando se aplican las purgas, se puede encontrar el consumo de volumen de aire comprimido cuando se corre a cualquier presión con la siguiente fórmula matemática:

$$New\ SCFM = SCFM\ @\ rated\ pressure \times \frac{actual\ pressure + 14.7\ psia}{rated\ pressure + 14.7\ psia}$$

Durante una prueba contralada con el sistema transportador totalmente vacío, se procedió a la activación de una purga mantenida en un lapso de tiempo necesario para obtener el dato estable del flujómetro, con una presión de 0.14 MPa (21 PSI), el consumo se mantuvo en 2.46 m³/min (87 CFM), por consiguiente, con los valores ya conocidos, se puede calcular el flujo de aire en una purga de transportador, el cual tiene un valor de 4.12 m³/min (145 CFM), más la capacidad del silo de carga que es de 0.85m³ (175.5 CFM).

Tabla 5

Valores usados para el cálculo de caudal en el Transportador BB2 a presión de 45 PSI

Flujo de aire a presión conocida (CFM)	Presión de aire alcanzada (PSI)	Presión actual (PSI)	Nuevo Flujo de aire (CFM)	Consumo Real (CFM)
87	21	45	145,5	175,5

Es así como se establece el flujo requerido para los Transportadores de Negro Humo, donde en cada ciclo se requieren al menos 3.7 m³/min (130 CFM) y durante el periodo de purgas necesita un mínimo de 5m³/min (175 CFM).

Sistema transportador de Sílica.

El Sistema de Transporte de Sílica es muy similar en función y en diseño a los dos transportadores descritos anteriormente, de hecho, es fabricado por el mismo proveedor: Dynamic Air. La principal diferencia reside en que fue diseñado para suministrar una sustancia

llamada sílica, de ahí su nombre, a usarse en dos mezcladores de hules, este sistema solo cuenta con dos tuberías de trasiego de 4" cada una. El Mezclador 1 recibe el material en un silo con capacidad para 5.6 m^3 y el Mezclador 2 recibe el material en un silo con capacidad para 4.25 m^3 .

El proceso comienza con la carga manual de una bolsa de material de 0.8 TON manipulada por tecla, luego se descarga la sílica directamente en el silo de carga (capacidad de 0.28 m^3). Una vez que este se llena, se cierra la válvula mariposa que permite el llenado y los pistones que golpean la bolsa dejan de accionarse y el polvo deja de fluir. Para el transporte el silo se presuriza a un valor establecido de 0.20 MPa (valor ajustado) y el transporte da comienzo al silo seleccionado, el sistema abre las válvulas mariposa correspondientes a la selección y presuriza también las tuberías para trasegar el sólido vítreo.

Esta tubería de 4" cédula 10 está equipada con inyector de aire comprimido conocidos como cabezales de suministro de aire y son de marca DYNA-CHECK, la función que cumplen es facilitar el transporte de la sustancia, como en este caso son dos silos, se cuenta con dos tuberías de trasiego (para todo lo correspondiente al aire del transporte, ver Figura 30). El fabricante recomienda ajustar a presiones alrededor de los 0.41 MPa y la presión de los cabezales de suministro de aire en la tubería son ajustados con presión de 0.41MPa. Al inicio, de la tubería y baja gradualmente hasta alcanzar valores de 0.10 MPa al momento de llegar al silo seleccionado, estos ajustes son necesarios para vencer la columna vertical al inicio y bajan conforme llegan a destino para que la descarga sea de forma suave y controlada. En la Figura 31 se puede observar el diagrama de la tubería e instrumentos de un sistema transportador de sílica.

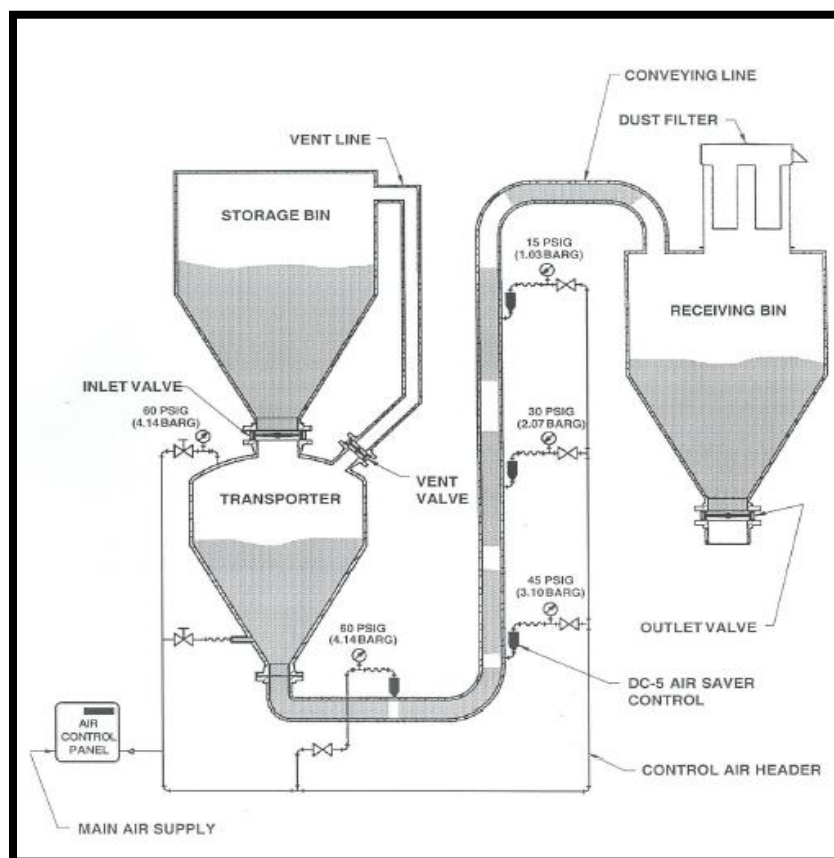
Características de Diseños del Transportador de Sílica.

Las características con las que fue diseñado este Transportador se referencian a un sistema del tipo Concepto de Fase Densa, con un modelo HDP 300 convencional, para trabajar a una presión de aire comprimido de 0.7MPa. La Tabla 6 resume los datos de diseño.

Tabla 6

Datos de diseño del Sistema Transportador de Sílica

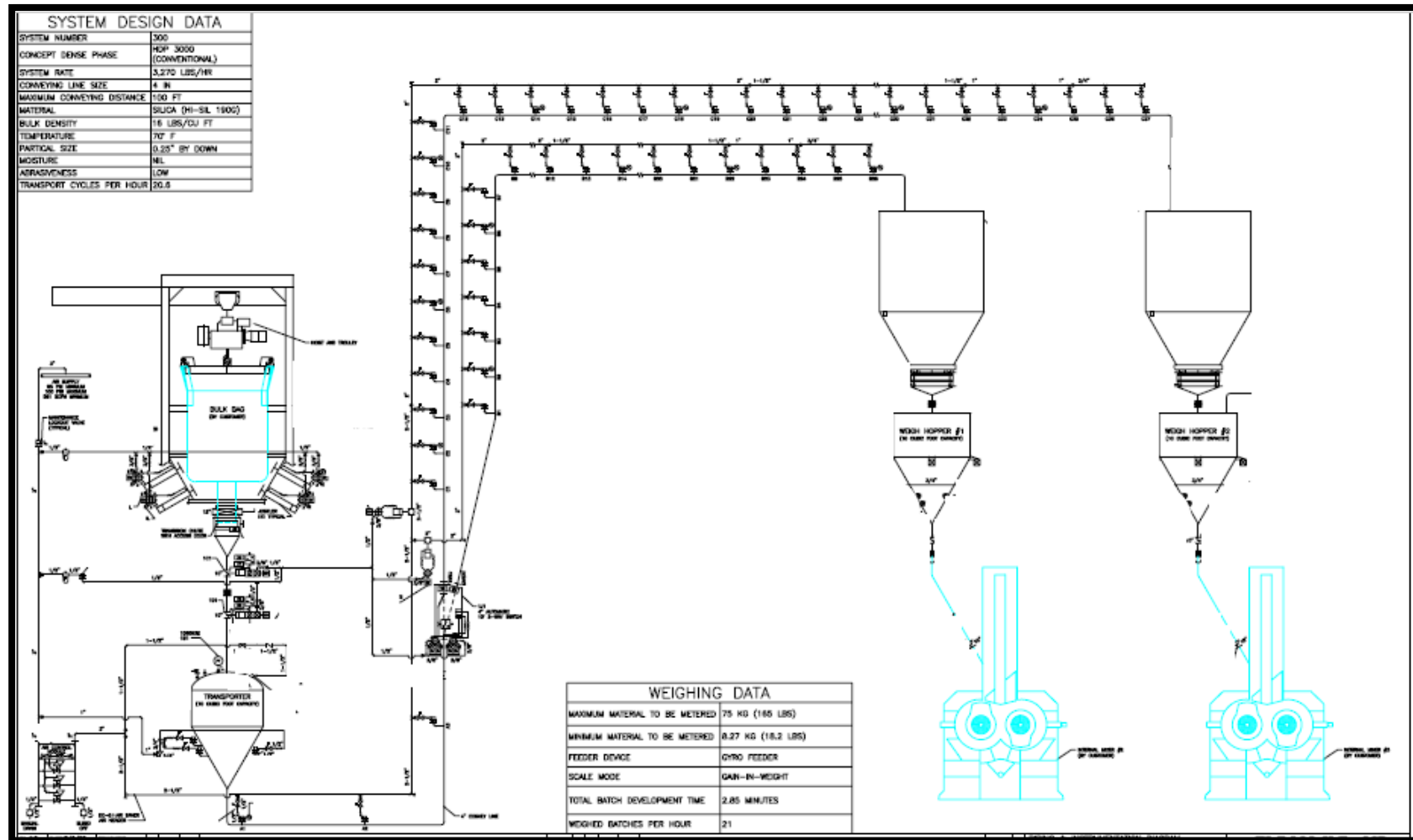
Datos del Sistema Diseñado	
Modelo	HDP 300
Razón de trasiego	1483 Kg/h (3270 lb/h)
Diámetro de tubería de transporte	100mm (4 pulgadas)
Distancia máxima de transporte	30 metros (100 pies)
Material	Sílica (HI-SIL 190G)
Densidad	256 Kg/m ³ (16 lbs/Ft ³)
Temperatura	21°C (70 °F)
Tamaño de partícula	635 mm (0.25 pulg.)
Total de aire usado / ciclo	16.41 m ³ /min (581 STCFM)
Ciclos por hora	20.6 máx.

Figura 30*Características Normales de funcionamiento del Sistema, según fabricante*

Nota: Reproducida del Manual de Usuario Sistema Transportador de Sílica (Dynamic Air).

Figura 31

Diagrama de tuberías de transporte de sílica e instrumentos de aire comprimido



Nota: Adaptación del Plano Sistema 300 DYNAMIC AIR (2018).

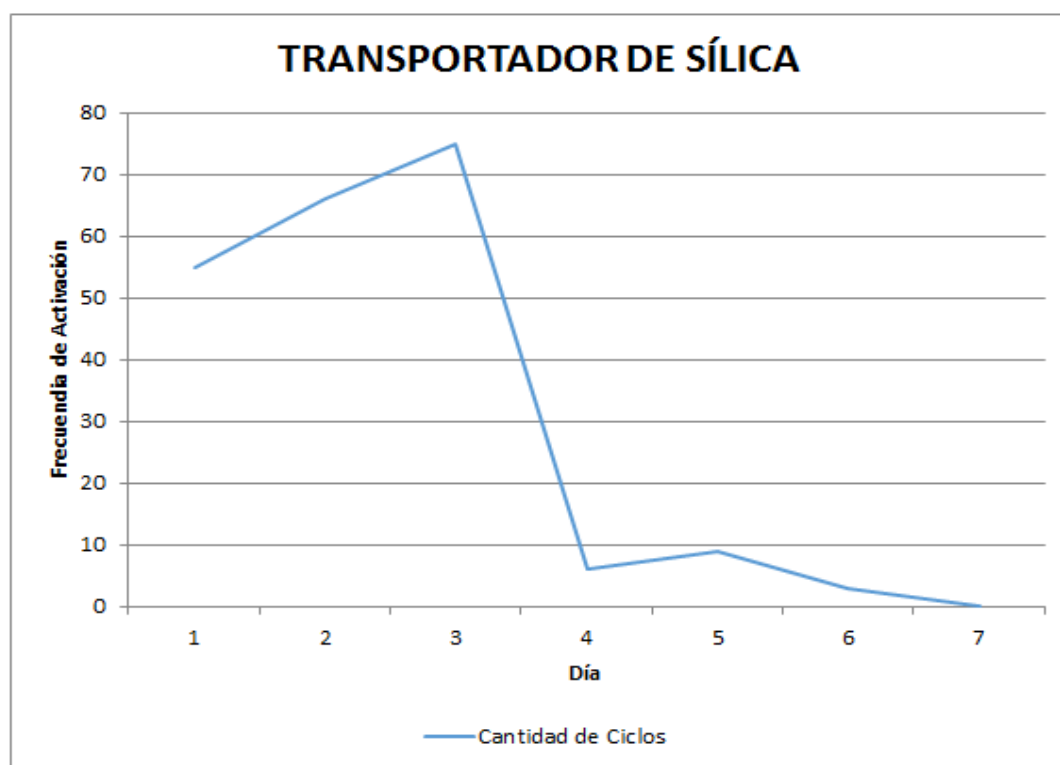
Factor de Utilización Sistema Transportador de Sílica

Para determinar el estado actual del sistema fue necesario evaluar la cantidad de ciclos realizados en función del tiempo. Para este caso, el análisis se determinó en un lapso de 7 días, con ayuda del programa del Controlador Lógico Programable (PCL por sus siglas en inglés), se creó una lógica para determinar los ciclos de activación diarios y determinar el factor de uso del sistema en comparación de lo que indica el fabricante.

El transportador utiliza un PLC de la familia Micrologix de la marca Allen Bradley, se utilizó una programación en escalera donde los “bits” de activación de los ciclos de transportes del sistema llegaban a un contador que registra la frecuencia de activación del ciclo, para este caso, al ser un sistema más simple y de menos utilización, los datos fueron recuperados diariamente. La Figura 32 muestra una gráfica de los datos recuperados de la lógica de programación mencionada. El Apéndice G muestra las imágenes de la programación en el controlador.

Figura 32

Gráfico de Accionamiento de Ciclos del Transportador de Sílica



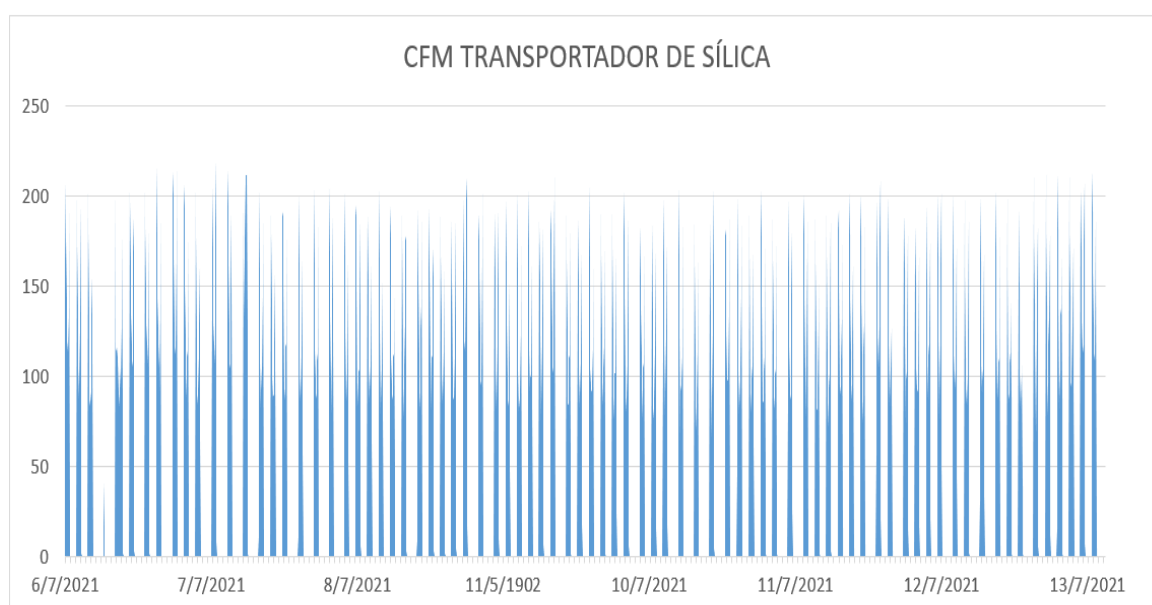
Como se hace notar, el sistema tiene un bajo coeficiente de utilización, por lo tanto, no se hará un promedio como se hizo el apartado 3.4.1.2, sino que simplemente se tomará el valor más alto registrado durante los días de estudio, correspondiendo a 75 ciclos en un día, sabiendo que este equipo es capaz de realizar 20.6 ciclos por hora, lo cual corresponde a un coeficiente de utilización de apenas 15.2%.

Consumo de aire comprimido del Transportador de Sílica.

Para determinar este valor, se puede contar con los datos de fabricante. Según el diseño, este sistema consume una cantidad de $16.41 \text{ m}^3/\text{min}$ (581 CFM) a una presión de alrededor de los 0.7 MPa (100 psi). Sin embargo, de igual manera que como se hizo con el Transportador BB2, se instaló un flujómetro de la marca Rosemount, modelo 2051CFADG020CCHPS1T, con capacidad para medir desde $0.8 \text{ m}^3/\text{min}$ (30 CFM) hasta $47.5 \text{ m}^3/\text{min}$ (1500 CFM). La elección de este dispositivo de medición se debe al simple hecho de la disponibilidad y fácil instalación del equipo. Además, se logró detectar que, durante todo el periodo de desarrollo de este trabajo, la presión ajustada para esta aplicación es de 0.17 MPa (25 PSI), confirmada por medio de un manómetro y medida por las gráficas del transductor de presión, mostradas en el Apéndice I, se detectó que la presión de trabajo de esta aplicación no sobrepasa los 0.14 MPa (20 PSI). Los datos extraídos del medidor de flujo se pueden visualizar en el Figura 33.

Figura 33

Consumo de aire comprimido del Transportador de Sílica



Fugas de aire comprimido en el Transportador de Sílica.

Durante el tiempo de análisis de este transportador, se requirió la desinstalación de la tubería principal de 65mm (2,5 pulgadas) de diámetro para la instalación de un flujómetro. En la ejecución de esta tarea, se detectó un hallazgo importante, el Módulo de Control de Aire (ACM por sus siglas en inglés) estaba dejando pasar una cantidad de aire considerable sin el sistema estar en funcionamiento, es decir, tiene una fuga después del módulo de control. La cantidad de aire se reportó inicialmente con 0.42 m³/min (15 CFM), pero al final de tiempo de análisis, el flujo se incrementó hasta los 0.56 m³/min (20 CFM). Esta fuga era desconocida y difícil de detectar ya que no producía sonido, ni presión y no afectaba al transporte de sílica, pero tiene un costo alto y una afectación directa en el consumo del aire comprimido, es de conocer que este desperdicio se da directamente en la red de aire comprimido de planta a la presión de 0,7 MPa.

Suponiendo que la fuga de aire se mantiene en todo un año y conociendo previamente que el gasto de potencia del sistema comprimido de la planta es de 20 KW por cada 2.83 m³/min de aire comprimido, el desperdicio energético asciende a los \$ 3,843.84.

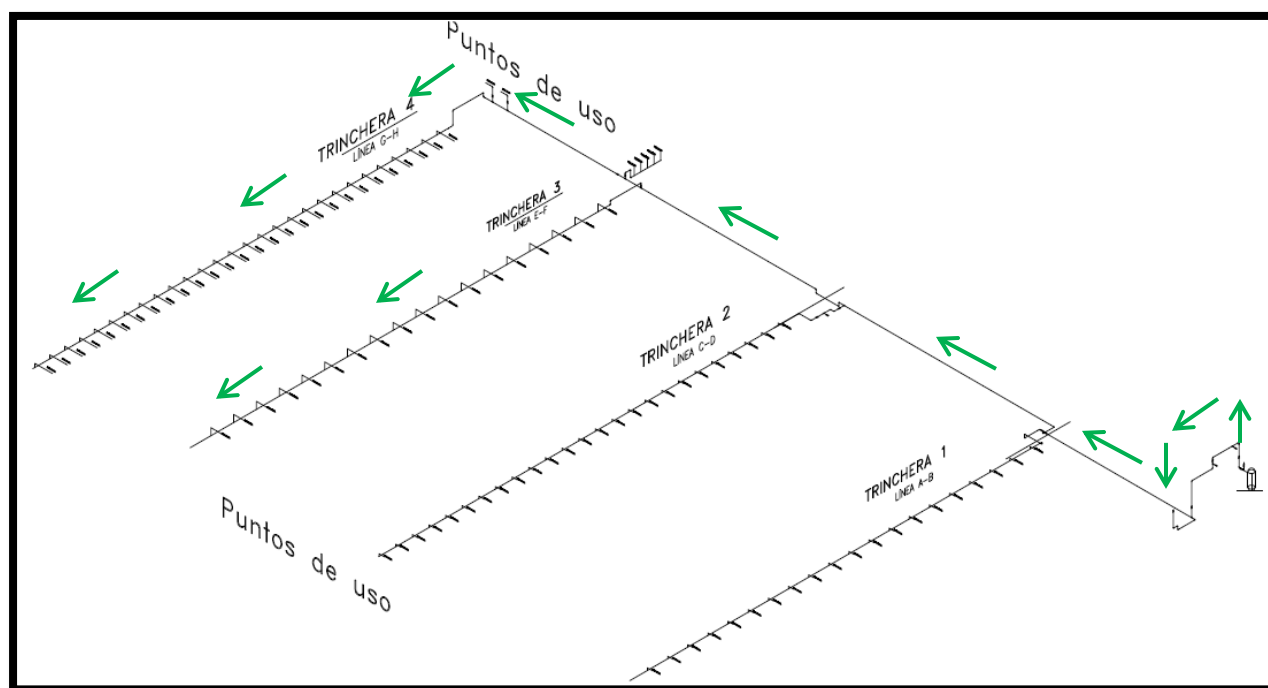
Prensas Vulcanizadoras de División 3.

Las máquinas llamada prensas vulcanizadoras son equipos encargados de la cocción de las llantas de la industria en estudio, la función de estos equipos fue descrita anteriormente en este capítulo.

Lo interesante de estas máquinas, y por lo que se van a contemplar en el estudio, es que parte de ellas trabajan con una presión de aire de 0.28 MPa hasta 0.34 MPa, según indique el fabricante. Esta red ya existe en esta área y es proporcionada desde Casa Fuerza desde un regulador automático ajustado a 0.34 MPa, después del regulador se encuentra un pequeño tanque de almacenamiento con capacidad para 1.58 m³ y de aquí sale la tubería de aire comprimido de baja presión hacia los puntos de uso, la red de este sistema es del tipo “Línea Muerta” como se muestra en la Figura 34; esta configuración se debe a que el recorrido de la red es por medio subterráneo (trincheras), que inicia como se indicó, desde Casa Fuerza hasta las líneas de las máquinas de vulcanización.

Figura 34

Isométrico de tubería de aire comprimido de 0.34 MPa en Trincheras de Vulcanización



La razón por la que la mayoría de las máquinas de División III requieren de aire a baja presión es porque trabajan con válvulas mecánicas, las cuales necesitan aire comprimido en el piloto o actuador a presiones que van desde 0.25MPa (36 psi) hasta un máximo de 0.35 MPa (51 psi). Estas válvulas mecánicas son las responsables de suministrar: agua, vapor, gas, condensado, drenaje, entre otros; cada vez que son accionadas por el ciclo de máquina. Existen, además, otras válvulas de control usadas especialmente para la modulación de temperatura por vapor que tiene un límite máximo aún más bajo, de apenas 0.24 MPa (35 psi) y, dependiendo de la complejidad del sistema, ya tienen instalados electro-reguladores neumáticos escalados de 0 – 0.1 MPa (0 – 15 psi).

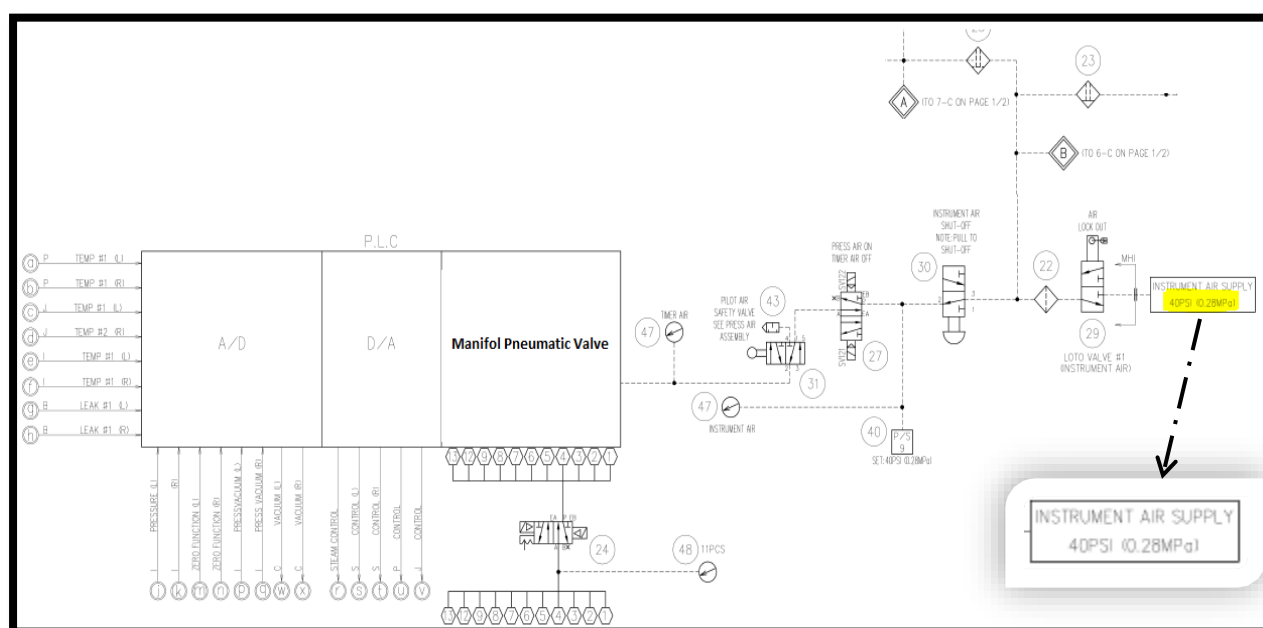
En la Figura 35 y Figura 36 se muestra el diagrama de válvulas de una prensa hidráulica, usadas en su totalidad en las entradas de suministro o, posteriormente, en su retorno a la tubería de servicios, lo cual es requerido en el proceso de cocción de las llantas; además, se logra apreciar el suministro de aire comprimido a 0.28 MPa (40 psi) recomendado por el fabricante. Como parte de la confidencialidad de la compañía, todos los nombres que indican el suministro

requerido, función y demás componentes que no tengan relación con el aire comprimido fueron borrados o cambiados en las figuras mencionadas.

Otras máquinas del tipo mecánico usan el aire regulado de 0.35 MPa para realizar otras funciones adicionales a la de activación de válvulas para suministros de curado. Estas prensas vulcanizadoras usan agua a 2.1MPa máximo (300 psi máximo) para el accionamiento de pistones o cilindros, los cuales de igual manera son accionados por válvulas piloteadas con el aire ajustado a la presión de aire que se ha mencionado en este apartado.

Figura 35.

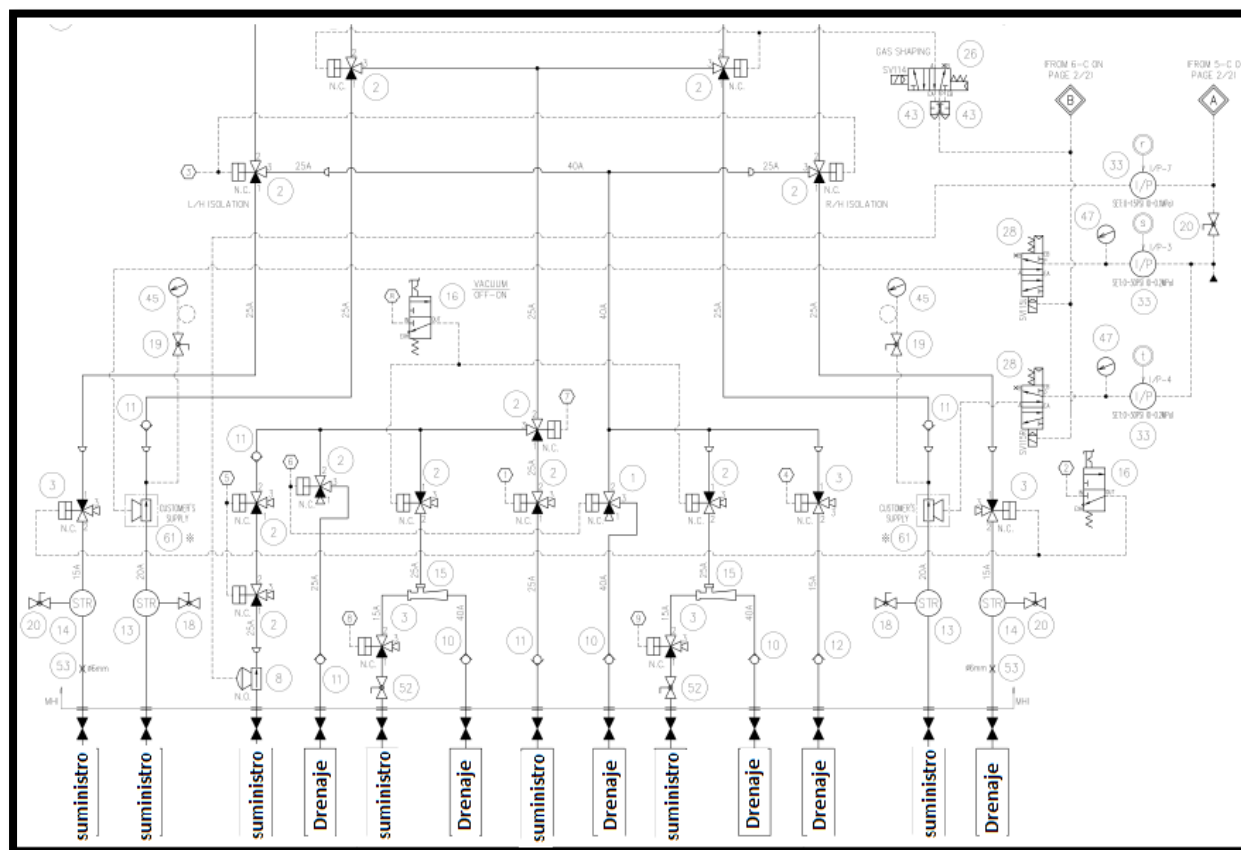
Diagrama Neumático de Aire a 0.28MPa de una Prensa Hidráulica



Nota: Adaptación de plano de esquemático de una prensa de curado marca Mitsubishi (2021).

Figura 36

Diagrama de Válvulas de Suministro de una Prensa Mitsubishi.



Nota: Adaptación de un plano esquemático de una prensa de vulcanización marca Mitsubishi (2021).

Sistema de aire comprimido de 0.34 MPa en trincheras.

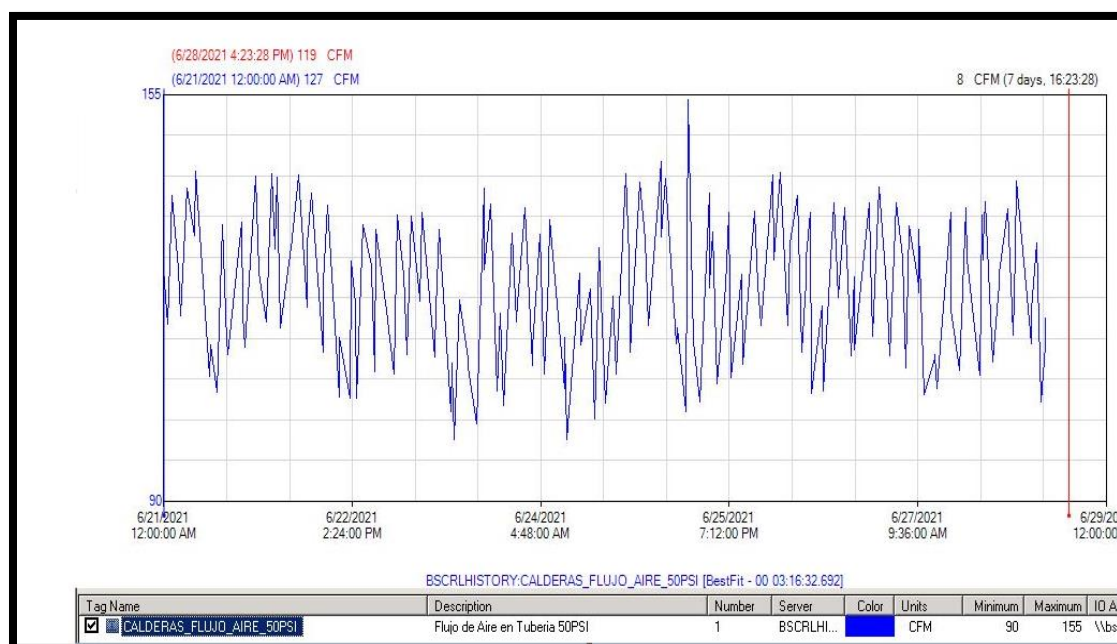
Por la criticidad y necesidad de garantizar siempre el suministro de aire comprimido en el área de vulcanización, el sistema es monitoreado en tiempo real y ajustado de forma automática desde los controles de Casa Fuerza. Un aumento de la presión sobre los 0.34 MPa puede afectar negativamente el funcionamiento de las válvulas en pleno proceso y causar desperdicio del producto en cocción dentro de las máquinas, de igual manera, una reducción del más del 20% puede provocar una falla en la activación de los pilotos de las válvulas y generar también defectos en la producción, que se traduciría en pérdidas.

El suministro de aire comprimido de Vulcanización calificó como un sector potencial para el estudio de factibilidad de implementar un sistema independiente a la red de aire de planta.

Así mismo, se realizó un levantamiento y la tubería cuenta con un total de 175 accesorios (el desglose de los mismos se encuentra en el Apéndice J). Este sector trasiega por su tubería principal un flujo promedio de $3.40 \text{ m}^3/\text{min}$ (120 CFM), según los datos tomados del medidor de flujo de aire, visualizados en la Figura 37, marca Rosemount, modelo 2051CFADG020CCHPS1T, instalado en dicha tubería para este trabajo. El flujo que consume los sistemas de baja presión de vulcanización solo representa un 1.30% del consumo total de la planta, lo que a primera impresión se presenta como un caudal bajo.

Figura 37

Gráfica de consumo de aire del 21-06-2021 al 29-06-2021



Nota: Datos extraídos del Servidor Historial de la compañía (2021).

Para efectos de calcular la pérdida de presión en este sector, primeramente, se identificaron las posibles rutas críticas, las cuales corresponden a todos aquellos ramales que llevan hacia las diferentes máquinas en División III. Se realizó el respectivo cálculo de pérdida de presión para todas las rutas y se identificó a la que mayor pérdida de presión producía, la cual se encuentra marcada de color verde en la Figura 34.

En la Tabla 7, se muestran los valores de las variables necesarias para realizar el cálculo, así como los resultados correspondientes para la pérdida de presión en la ruta crítica de Trincheras 3.

Tabla 7

Cálculo de caída de presión para la ruta crítica de tubería baja presión en Trincheras 3

Descripción	Caudal (m ³ /min)	Flujo Másico (kg/h)	Velocidad m/s	Presión (MPa)	Diámetro Interno (mm)	Diámetro comercial (pulg.)	Longitud Tubería (m)	Longitud Equivalente (m)	Longitud Total (m)	Índice de Resistencia	Caída de Presión (KPa)
Tramo de tubería 1,5 pulg.	3,40	250	10,24	0,34	40,9	1,5	3,42	8,25	11,67	9,96	1,90
Tramo de tubería 2 pulg.	3,40	250	6,22	0,34	52,5	2	97,11	75,82	172,93	37,14	7,86
Tramo de trinchera 4.	0,83	120	1.29	0,34	52.5	2	47	26	93	30.84	6
Total											15.76

Los resultados muestran una pérdida de tan solo 15.76 KPa (2.3 psi), lo cual no cumple con el criterio que demuestre la necesidad de un rediseño. Estos resultados se evidenciaron con la presión de trabajo que llega a la última máquina de la trinchera cuatro (ver Figura 38).

Figura 38

Fotografía de Manómetro de Presión, último punto de uso en trinchera 3



En la Tabla 8, se muestran los valores de las variables necesarias para realizar el cálculo, así como los resultados correspondientes para la pérdida de presión en la ruta crítica de Trinchera 4.

Tabla 8

Cálculo de caída de presión para la ruta crítica de tubería baja presión en Trinchera 4

Descripción	Caudal (m ³ /min)	Flujo Másico (Kg/h)	Velocidad m/s	Presión (MPa)	Diámetro Interno (mm)	Diámetro comercial (pulg.)	Longitud Tubería (m)	Longitud Equivalente (m)	Longitud Total (m)	Índice de Resistencia	Caída de Presión (KPa)
Tramo de tubería 1,5 pulg.	3,40	250	10,24	0,34	40,9	1,5	3,42	8,25	11,67	9,96	1,90
Tramo de tubería 2 pulg.	3,40	250	6,22	0,34	52,5	2	97,11	75,82	172,93	37,14	7,86
Tramo de trinchera 3.	16.79	70	1.74	0,34	79.9	3	47	26	73	16,81	3.32
Total											13.07

Los resultados muestran una pérdida de tan solo 13.07 KPa (2 psi), lo cual no cumple con el criterio que demuestre la necesidad de un rediseño. Estos resultados se evidenciaron con la presión de trabajo que llega a la última máquina de la trinchera cuatro (ver Figura 39).

Figura 39

Fotografía de Manómetro de Presión, último punto de uso en trinchera 4



El hecho de que la caída de presión no supere los 15.76 KPa (2.3 psi), quiere decir que las tuberías del sector tienen diámetros apropiados para la combinación de caudal y longitud equivalente.

La prueba de fugas que se le conoce como prueba de estanqueidad, requiere aislar el sector en estudio y presurizar hasta cierta presión para medir a través del tiempo la caída de presión en la tubería y así poder determinar el caudal que se desperdicia en fugas, pero esta prueba no se pudo llevar a cabo en este sector debido a que los equipos están en funcionamiento las veinticuatro horas del día, los siete días de la semana. Por lo tanto, para no correr el riesgo de afectar producción, se procedió a realizar una medición con ayuda de la tecnología, para este caso se utilizó una cámara marca Fluke, modelo ii900 propiedad de la compañía y se lograron detectar un total de 7 fugas en las tuberías de baja presión, para este trabajo no se tomó en cuenta el análisis en máquinas. En la Tabla 9, se enlistan las fugas detectadas con la cámara antes mencionada.

Tabla 9

Identificación de Fugas de Aire Comprimido Detectada en la Tubería de Trinchera

Fugas Detectadas en Trincheras			
Descripción	Medición de Cámara Fluke (dB)	Caudal Estimado (L/min)	Costo Estimado (\$ /Año)
Tubería Principal	30	24.4	168
Tubería Válvula	71	3.2	22
Trinchera 3	46	15.4	105
Trinchera 4	60	12.0	82
Trinchera 4	60	3.5	24
Trinchera 4	47	37.	255
Tubería Principal	49	11.1	76
Total		106.6	732

Nota: Las fugas son detectadas en dB, por ser la unidad de medida utilizada por la cámara Fluke ii900. El caudal y el costo son estimaciones en función de las imágenes en un formato especial: AS2 files (generado por la misma cámara) y utilizando la herramienta *LeakQ Report Generator*, a través de la página del fabricante Fluke: <https://www.fluke.com/es-cr/informacion/instrumentos-calculadoras/leakq-report-generator>. El reporte completo se muestra en el Anexo 5.

Las fugas presentes en la tubería de baja presión de aire fueron detectadas por la cámara acústica, las cuales representan un costo anual estimado de \$732. Se recomienda la utilización de este instrumento y su herramienta para detectar y solucionar fugas con potencial ahorro energético con un recorrido de mantenimiento en cada máquina, en vista de que en este recorrido se limitó solamente a la tubería principal.

CAPÍTULO IV: REDISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO PARA SISTEMAS DE PROCESO A BAJA PRESIÓN

En el capítulo III, se realizó una caracterización tanto de los cuartos de compresores como de las secciones del sistema de distribución de aire comprimido, enfocado principalmente en la presión de trabajo de los equipos instalados en las edificaciones de la compañía, con el propósito de determinar los procesos candidatos a ser aislados de la red de aire comprimido existente, de manera que cuenten con un suministro exclusivo de aire comprimido a una presión menor que las demás maquinarias existentes.

Los sectores productivos analizados fueron Preparación de Materiales y Vulcanización, de ellos se determinaron los equipos elegidos para el estudio, de los cuales se pueden mencionar el Transportador de Sílica y los dos Transportadores de Negro Humo (BB1 y BB2), por otro lado, las prensas vulcanizadoras tienen ya en existencia una red de aire comprimido de baja presión, sin embargo, esta red es alimentada con la presión y caudal que los compresores aportan al anillo en general, lo que hace conveniente un análisis de un compresor exclusivo para esta función en específico.

Para los transportadores de Sílica y Negro de Humo, aplicando el análisis del capítulo anterior para determinar sus factores de uso, caudal y pérdidas de presión, se presenta un cálculo detallado de la propuesta para independizar el suministro de aire a este proceso, aun contemplando las actuales pérdidas por fugas de la tubería cuya reparación, sin duda alguna, podría maximizar la eficiencia para el uso significativo de la energía.

Para el departamento de vulcanización, se brindará un suministro exclusivo de aire comprimido para la alimentación en máquinas según las presiones de aire solicitadas por fabricantes, con el fin de optimizar el sistema y alcanzar la máxima eficiencia posible en la distribución de la red en trincheras. En este caso, se mantendrá el actual sistema de regulación automático con el cual se cuenta para este sistema de aire comprimido.

Sistema de tubería de aire en División III

Una vez realizada la caracterización y el respectivo análisis de caída de presión de la ruta crítica de la tubería de baja presión que viaja a través de las trincheras en el departamento de Vulcanización, se determinó que el sector no requiere un rediseño, tomando en cuenta que la pérdida de presión en las tuberías es menor a 15.76 KPa y las velocidades en las tuberías corresponde con los valores recomendados vistos anteriormente en el apartado 2.11 de este trabajo. Sin embargo, la tubería principal y los ramales de las Trincheras 2, 3 y 4 presentan corrosión en paredes externas y según se puede apreciar el envejecimiento la tubería, evidenciado hasta por el color de pintura que identifica esta tubería de aire a presión de 0,34 MPa; actualmente, están pintadas de color naranja, pero se debe tomar en cuenta que el color vigente para el aire debe ser celeste o azul.

Considerando la antigüedad de la tubería de suministro y los tramos en trinchera, excepto la trinchera 1 que fue reemplazada de tubería de cobre en 25mm (1 pulgada) a tubería de Hierro Negro cédula 40 en 50mm (2 pulgadas) en diciembre 2020, se recomienda el cambio por renovación de sistema pero contemplando un cambio de material al tipo de Aluminio, manteniendo la configuración de línea muerta, esto debido a que la configuración de los pasillos subterráneos solo cuentan con una conexión en común, dificultando la conexión al final de cada trinchera para la formación de un anillo.

Sistema independiente para el aire de 0.34 MPa.

Para el área de vulcanización que trabaja a una presión de 0.34 MPa (50 psi) se propone la habilitación de servicio de un compresor independiente a la red de aire comprimido para la planta, que pueda suministrar el caudal necesario a la presión de aire de instrumentación que solicitan las máquinas instaladas en este departamento que, como ya se había indicado, se mantendrá el sistema de regulación automático existente, para lo cual se definen dos opciones:

- Reinstalación del Compresor BSD 50 marca Kaeser.
- Compra e instalación de un nuevo compresor.

Reinstalación del Compresor KAESER BSD 50.

El compresor de Marca Kaeser, modelo BSD 50, del que apenas se nombró en este documento, se sacó de operación en el 2020 con la intención de eliminarlo de los activos de la

compañía. En un inicio, este equipo se adquirió con el objetivo de suplir aire a un sector del Departamento de Inspección Final, especialmente a una zona perteneciente al laboratorio de pruebas físicas, pero luego el compresor se conectó a la red de planta para que entrara a funcionar en los picos de demanda de aire comprimido de la empresa. Sin embargo, con el tiempo y la entrada de nuevos equipos se determinó que este compresor no aportaba caudal ni presión suficiente en las horas de mayor demanda, por lo que fue necesaria la entrada de servicio del Compresor #1 de respaldo marca Sullair, modelo TS32C-300. Posterior a esto y por un reordenamiento de los equipos en Casa Fuerza, se eliminó y en su lugar se abrió espacio para la instalación del compresor Kaeser DSD 150 que se ubicaba inicialmente en el cuarto de compresores de Pigmentos.

Tomando en cuenta que el compresor Kaeser BSD 50 puede suministrar según fabricante hasta 6.68 m³/min (236 SCFM) a una presión de 0.86 MPa (125 psi), se convierte en un buen candidato para formar parte de la red de aire comprimido del sistema de tuberías que viaja a través de las trincheras para abastecer las máquinas del departamento.

Pero con respecto a las especificaciones de los fabricantes, Carnicer (1977) advierte que:

Es evidente que, si adquirimos un compresor basándonos en algunas de las citadas especificaciones, nos encontraremos con que la cantidad realmente suministrada es de un 20 a un 25% inferior a la indicada, pues ningún compresor rinde una prestación del 100%. (p. 18.)

Siendo esto una realidad y apoyándose en las fórmulas para determinar el caudal real de generación en los compresores, se recurre al anexo C de la norma ISO 1217:

$$ACFM = SCFM \times \frac{P_b - (RHa \times PVa)}{P_s - (RHs \times PVs)} \times \frac{T_s}{T_a}$$

Donde:

SCFM: Flujo volumétrico en condiciones estándar, es decir, en condiciones sobre el nivel del mar y humedad relativa de 0% y una temperatura de 20°C.

Ps: Presión absoluta estándar del aire a la altura del mar (psi).

Ts: Temperatura estándar a la altura del mar ($^{\circ}\text{R}$).

RHa: Humedad relativa actual a nivel de operación real (%).

RHs: Humedad relativa estándar (%).

Pb: Presión atmosférica a la altura de operación real (PSI).

PVa: Presión saturada de vapor de agua a la temperatura de operación (PSI).

PVs: Presión saturada de vapor de agua a la temperatura estándar (PSI).

Ta: Temperatura real de operación ($^{\circ}\text{R}$).

Estableciendo las variables necesarias para la fórmula, se tiene lo siguiente:

Altura sobre el nivel del mar: 926 m.s.n.m (Heredia, Belén, estación automática IMN).

Presión Atmosférica a 926 m.s.n.m: 0.906 Bar (13.15 PSI).

Temperatura estándar: 20°C (527.67°R).

Temperatura actual: 30° (545.67°R).

Humedad promedio: 60%

Según los datos anteriores y con el criterio de la fórmula, se puede asegurar que el compresor propuesto en esta primera parte puede suplir un máximo de $5.6 \text{ m}^3/\text{min}$ (198.5 CFM). Por lo que respecta a la capacidad del compresor, tomando en consideración el consumo del sector en estudio, se sabe ya por las mediciones tomadas por el flujómetro instalado en la tubería principal y datos mostrados en la Figura 37, que el consumo promedio del sector es de $3.54 \text{ m}^3/\text{min}$, medición que ya contempla las fugas. Sin embargo, para este trabajo se tomará en cuenta la recomendación de sumar el 10% por pérdidas admisibles de fugas, así como la recomendación de agregar un 20% para prevenir las posibles ampliaciones que Carnicer (1977) sugiere. La Tabla 10 muestra el resultado de sumar estos porcentajes a la medición del flujo de aire.

Tabla 10

Cálculo de Capacidad de Compresor para Sistema de Aire Comprimido Trincheras

Descripción	Caudal (m3/min)	Caudal (CFM)
Consumo de aire	3,54	125
10% Pérdida de fugas	0,35	12,5
20% Ampliación	0,71	25
Suma	4,60	162,5

Para determinar el depósito del aire comprimido, se utiliza la ecuación para equipos de carga y descarga, presentada en el apartado Cálculo de volumen de depósito, en el Capítulo II de este trabajo; las variables se detallan a continuación:

Tabla 11

Cálculo del Tanque de Almacenamiento para el Sector de Vulcanización

Caudal req. (l/s)	Presión de entrada del compresor (bar)	Temperatura Entrada máx. (K)	Frecuencia máx (ciclos/s)	Pu-PL (bar)	Temp. Aire comprimido a la salida del compresor (K)	Volumen del Tanque (m3)
76,70	0,91	303.00	0,03	1.00	348,15	0,60

Tomando el valor comercial de venta en tanques de almacenamiento, se considera la capacidad del tanque más cercana y siempre ascendente a la calculada, por lo tanto, los valores más cercanos que se ofrecen son de 500 litros y el siguiente es de 900 litros. Para este diseño aplicará un depósito de aire de 900 litros con dimensiones de 2.17 metros de alto y un diámetro de 0.8 metros. Cabe destacar que en la compañía se encuentra un recipiente con estas condiciones y fuera de uso, en condiciones para ser usado para esta aplicación, por lo que no se requiere de la compra del mismo.

Para la selección del secador, se asumen las siguientes condiciones: caudal de 5.6 m³/min, la presión máxima de servicio será de 0.7 MPa, para el cual se obtiene un factor de corrección de 1.0, la temperatura ambiente de 30°C, se obtiene un factor de corrección de 0.99 y una temperatura de aire comprimido de 40°C da como factor de corrección 0.83. En resumen, el

secador frigorífico se diseñará para secar el caudal total del aire entregado por el compresor corregido por los factores indicados: $5.6 \text{ m}^3/\text{min} \times 1 \times 0.99 \times 0.83 = 4.6 \text{ m}^3/\text{min}$.

Se selecciona un secador frigorífico enfriado por aire con los siguientes datos:

Tabla 12

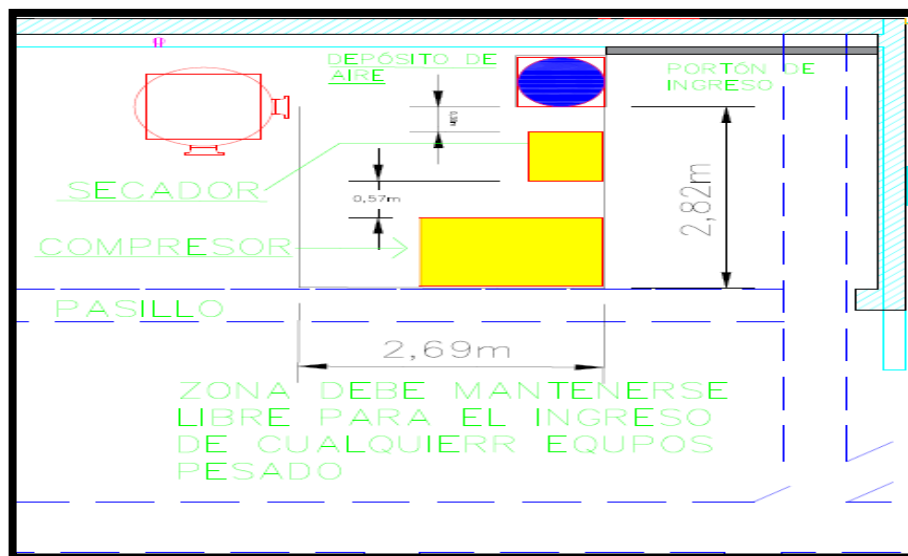
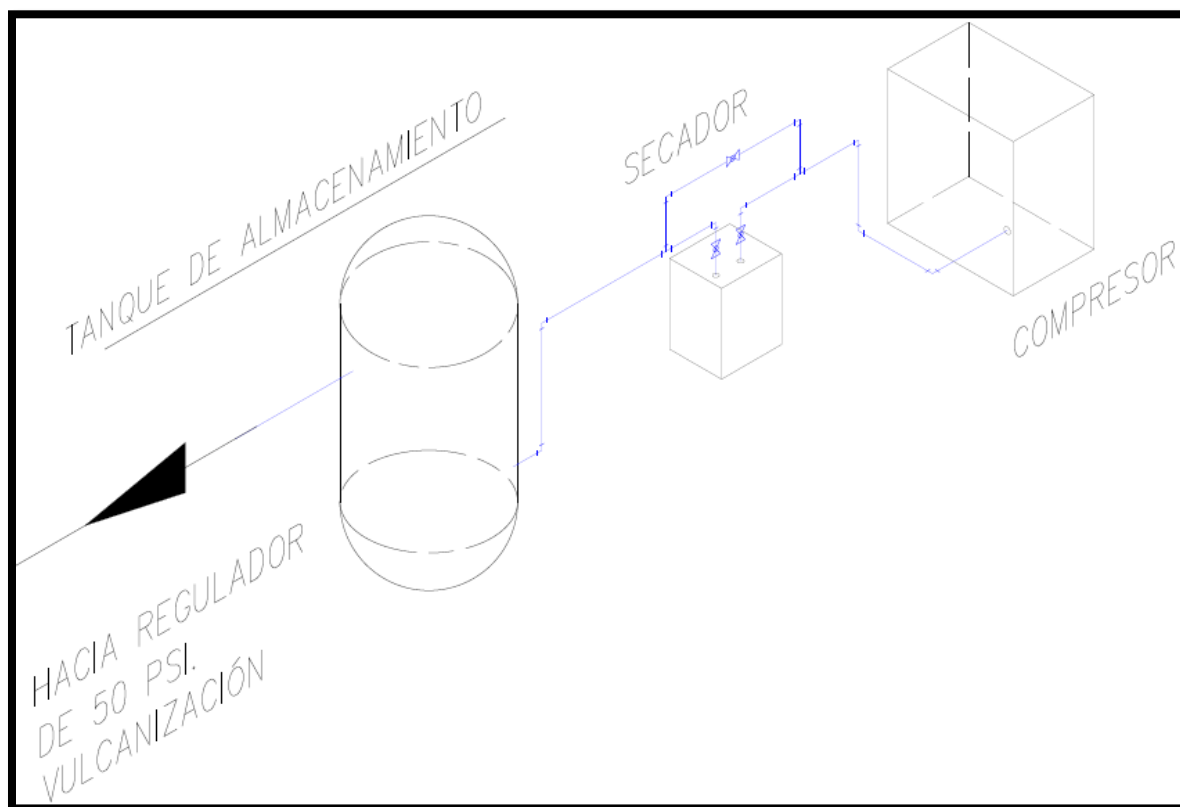
Datos del Secador Seleccionado para el Área de Trinchera

Secador KAESER-Modelo TC44			
Capacidad en m ³ /min a 0.7 MPa	Consumo de energía (KW)	Temperatura de punto de rocío (°C)	Caída de presión (KPa)
4,74	0,88	3	18

Con todos los equipos ya seleccionados, queda por definir una ubicación para la instalación. Se sugiere utilizar el área cerca del sistema de regulación de aire automático de 0.34 MPa (50 PSI), el cual cuenta con un área de 7.5m² que permite instalar el compresor, el secador y el recipiente, manteniendo los espacios requeridos para el correcto funcionamiento. Aprovechando, además, que al frente y a los lados del área seleccionada se mantendrá más espacio libre que el sugerido por el fabricante, debido a que limita con zonas de ingreso y de paso. En la Figura 40 se puede apreciar la distribución de estos tres componentes y en la Figura 41 se encuentra el isométrico de la conexión.

Figura 40

Distribución de Compresor, Secador y Depósito de Aire en Casa Fuerza

**Figura 41.** Isométrico de Instalación de Compresor en Casa Fuerza

El diseño propuesto presenta una caída de presión de 2.9 KPa (0.42 PSI) en una tubería de un diámetro de 50mm (2 pulgadas), debido a que es el diámetro óptimo que refleja una pérdida de presión y velocidad de flujo aceptables; a esto se le debe sumar la caída de presión de 18 KPa (2.6 PSI) por causa del secador de aire. En el Apéndice L se muestran las variables utilizadas para los cálculos en la tubería principal de este diseño.

Compra e instalación de un nuevo Compresor.

Esta propuesta es fundamentada en dos aspectos, el primero se debe al desconocimiento del estado del compresor BSD 50 que ya lleva poco más de 6 meses a la intemperie, por lo que genera cierta desconfianza en su correcto funcionamiento y su eficiencia. Razón por la cual, se presenta esta segunda opción en el caso de que la reparación del compresor BSD 50 supere el 50% de uno nuevo; además, este compresor debe estar depreciado por la cantidad de años que ya estuvo en operación dentro de la compañía. El segundo aspecto está enfocado en la intención de realizar una propuesta cuyo equipo no requiera tanto espacio en el recinto, conociendo de antemano que el área es de tan solo 7.5m².

Como segunda opción, se presenta la posibilidad de realizar la compra de un compresor con menores dimensiones que el anterior y con la capacidad necesaria para abastecer el sector estudiado. Siguiendo la línea de la marca Kaeser, el compresor modelo ASD 40 puede entregar 5.4 m³/min (191 SCFM) a una presión de 0.86 MPa (125 psi). Sin embargo, para las condiciones de planta, el flujo entregado será de aproximadamente 4.5 m³/min (161 CFM), un valor casi exacto de lo que se requiere para la aplicación. El recipiente se mantiene como se comentó anteriormente, de 900 litros, ya que se reutiliza el depósito que está fuera de uso.

Seguidamente, se debe seleccionar el secador, tomando en cuenta que el caudal del compresor será de 4.5 m³/min y la presión máxima de servicio de 0.7 MPa, se obtiene un factor de corrección de 1.0. Adicionalmente, para la temperatura ambiente de 30°C, se obtiene un factor de corrección de 0.99 y para la temperatura de aire comprimido de 40°C, se obtiene como factor de corrección un valor de 0.83. En resumen, el secador frigorífico se diseñará para secar el caudal total del aire entregado por el compresor, corregido por los factores indicados: 4.5 m³/min x 1 x 0.99 x 0.83 = 3.7 m³/min.

Tabla 13.*Datos Técnicos del Secador Seleccionado para el Compresor ASD40*

Secador KAESER-Modelo TC36			
Capacidad en m ³ /min a 0.7 MPa	Consumo de energía (KW)	Temperatura Punto de Rocío (°C)	Caída de presión (Kpa)
3.9	0,89	3	17

La distribución en esta segunda propuesta se mantiene igual que la anterior, sin embargo, existe un beneficio extra en esta opción y tiene que ver con el espacio que ocupa, ya que el compresor ASD 40 requiere de un 23% menos de área en piso, lo cual puede ser de gran beneficio en una zona donde el espacio es muy valorado.

Sistema de aire comprimido para los Transportadores de NH y Sílica

En el capítulo III se realizó el análisis de los requerimientos mínimos del uso de aire comprimido que necesitan los transportadores de Negro Humo y el Transportador de Sílica, como se mencionó, dos de estos equipos cuentan con un factor de utilidad muy bajo. Durante el periodo de análisis, la máxima presión de trabajo fue de 0.31 MPa (45PSI) y flujos de aire que van desde los 4.95 m³/min (175 CFM) hasta los 5.8 m³/min (205 CFM). Por lo tanto, en el siguiente apartado se ofrecerán los cálculos para el diseño de una nueva red de aire comprimido que cubra las necesidades básicas de los tres consumidores estudiados.

Diseño de una instalación de aire comprimido para el Transporte de material.

Para el caso de la División 1, se darán, de igual manera, dos propuestas:

- Reutilización de uno de los dos compresores de más bajo caballaje de la compañía para que suministre aire comprimido a los tres sistemas transportadores.
- Compra de un nuevo compresor de baja presión con la capacidad de producir aire comprimido de 0.34 MPa (50 PSI) y soportar la demanda de aire que requieren los equipos.

Es importante destacar que, para este escenario igual al anterior, solamente se tomará en cuenta aquellos proveedores activos dentro de la compañía, es decir, solo los representantes de la marca Kaeser y Sullair.

Datos de diseño para una red de aire comprimido para los transportadores.

Antes de comenzar el diseño se deben establecer las necesidades cuantitativas de aire comprimido y las condiciones ambientales del lugar, de igual forma como se realizó en el departamento de Vulcanización.

El sector cuenta con tres consumidores de aire comprimido, lo cual se muestra en la Tabla 14.

Tabla 14

Necesidades del Aire Comprimido de los Transportadores

Consumidor	Caudal de Aire (m3/min)	Coefficiente de Utilización	Presión (bar)	Punto de Rocío	Consumo Real (m3/min)
Transportador BB2	4,96	64%	3,1	+3	3,17
Transportador BB3	4,96	30%	3,1	+3	1,49
Transportador Sílica	7,08	16%	1,38	+3	1,13
Sub-total					5,79
10% Pérdidas					0,6
25% Ampliación					1,4
Total					7,8

El cuadro anterior resume la capacidad de flujo de aire que debe entregar el compresor a una presión mínima de trabajo de 0.31 MPa (45 PSI) y en las condiciones actuales en que se ubica la compañía, más adelante se dará a conocer la presión de trabajo final conociendo las pérdidas de línea y demás componentes.

Para determinar el depósito del aire comprimido, se utiliza la ecuación para equipos de carga y descarga, vista en el apartado Cálculo de volumen de depósito, del capítulo II de este trabajo, detallando las variables en la Tabla 15.

Tabla 15*Depósito de Aire Comprimido para Sistema Neumático de Transportadores*

Caudal req. (l/s)	Presión de entrada compresor (bar)	Temperatura Entrada máx. (K)	Frecuencia a máx (ciclos/s)	Pu-PL (bar)	Temp. Aire comprimido a la salida del compresor (K)	Volumen del Tanque (m3)
130	0,906	303	0,03	1	313	0,91

Tomando el valor comercial de venta en tanques de almacenamiento, se toma la capacidad del tanque más cercana y siempre ascendente a la tabla comercial, por lo tanto, los valores más cercanos que se ofrecen son de 900 litros y el siguiente es de 1000 litros. Para este diseño, aplicará un depósito de aire de 1000 litros con dimensiones de 2.3 metros de alto y un diámetro de 0,8 metros. Cabe destacar que este depósito de aire comprimido será el requerido para cualquiera de los compresores que se vayan a seleccionar más adelante.

Reutilizando un compresor de la red centralizada.

Al pensar en sacar de servicio alguno de los compresores que aportan presión y flujo de aire a la empresa, para luego ser utilizado como compresor que suministre aire solamente a este grupo de consumidores en División I, solo se puede considerar dos opciones: el compresor Kaeser BSD 150 o el compresor Kaeser CSD 100. Para determinar cuál de los dos es el que mejor comportamiento puede efectuar, se procede a realizar los cálculos de entrega de flujo para las condiciones actuales de la compañía. Los datos utilizados para el cálculo se visualizan en la Tabla 16.

Tabla 16*Datos usados para determinar el Caudal en Sitio de los Compresores Kaeser*

COMPRESOR	SCFM	Pb (PSI)	Rha (%)	Pva (PSI)	Ps (PSI)	RHs (%)	PVs (PSI)	Ta (°R)	Ts (°R)	ACFM
BSD 150	717	13,15	60	0,616	14,7	0	0,34	545,7	528	603,2
CSD 100	494	13,15	60	0,616	14,7	0	0,34	545,7	528	415,8

Seguidamente y basándose en los datos calculados para las condiciones actuales, se demuestra que el compresor CSD 100 cumple satisfactoriamente para la necesidad calculada con una sobrecapacidad de 4.0 m³/min (141 CFM), es decir, un 50% más de lo requerido. Este compresor cuenta con una potencia instalada del motor de 74.6 KW, la temperatura del aire comprimido a la salida del refrigerador posterior del compresor es igual a la temperatura ambiente + 10°C. Además, el equipo tiene una regulación de carga y descarga con una regulación de dos veces por minuto.

Este compresor CSD 100 ya tiene su respectivo secador con las siguientes descripciones:

Tabla 17

Datos Técnicos del Secador Kaeser TE91

Secador KAESER-Modelo TE91			
Capacidad en m ³ /min a 0.7 MPa	Consumo de energía (KW)	Temperatura Punto de Rocío (°C)	Caída de presión (Kpa)
10.15	1.15	3	15

El compresor BSD 150 no será necesario estudiarlo en la aplicación; por una razón especial de peso, es usado dentro los compresores que mantienen la base de la demanda de la compañía y se evidencia en la figura 23.

Compra de un compresor nuevo de baja presión.

Al pensar en implementar un compresor nuevo en esta área, no se puede pensar más que en una nueva tecnología capaz de suministrar el caudal requerido a la presión que los consumidores necesitan y, como se vio en el capítulo III, la presión del aire no supera los 0.31 MPa, aunque al indagar con el personal de mantenimiento, se menciona que pocas veces se requirió ajustar a un máximo una presión de 0.41 MPa (60 psi), lo cual se efectuó en raras ocasiones y, la mayoría de estas, debido a alguna obstrucción dentro de la tubería de transporte que finalmente es causada por algún mal funcionamiento de los cabezales de suministro de aire o de encontrarse condensado en el mismo. En conclusión, un buen funcionamiento de los equipos de aire comprimido no debería generar el uso de presiones mayores a las establecidas para este trabajo.

En este diseño, se contemplará la adquisición de un compresor de la marca Kaeser nuevamente, por el simple hecho de que el representante de la marca Sullair ha externado que no cuentan con equipos para presiones bajas, ofreciendo la opción de sopladores, pero con la desventaja de que no puede suministrar aire a presiones superiores de 0.14 MPa (20 psi); un buen dato para el transportador de sílica, pero no para los transportadores de negro humo.

Adicional a lo anterior, para este diseño se analizará un compresor modelo DSD-100LP, datos técnicos descrito en la Tabla 18, debido a que la compañía compró este equipo con la intención de lograr una mejor eficacia y eficiencia del consumo energético del aire comprimido, enfocándose especialmente para este sector en estudio, pero cuando se realizó la adquisición se hizo con base en el consumidor con más alto consumo y basándose en datos de fabricante y, como se ha comentado es el transportador de sílica, sin la realización de un análisis previo de cuantificación del aire comprimido real en los usuarios finales.

Tabla 18

Datos Técnicos del Compresor Kaeser DSD-100LP

Parámetros de desempeño	
Presión de trabajo	0,34 MPa (51 PSI)
Flujo volumétrico	17,5 m ³ /min (620 SCFM)
Max. Presión de trabajo	0,52 MPa (75 PSI)
Eficiencia del motor	96,2%
Capacidad nominal del motor	100 HP
Frecuencia del motor	1793 r/min
Consumo energético	73 KW

De igual manera que se realizado con los equipos anteriores, se debe considerar que los datos de flujo de aire son suministrados en condiciones estándar, por lo tanto, al llevar las condiciones actuales de la ubicación de la compañía se tiene una reducción de caudal, mostrando los datos a continuación:

Tabla 19*Cálculo de Entrega de Caudal del Compresor DSD 100LP*

COMPRESOR	SCFM	Pb (PSI)	Rha (%)	Pva (PSI)	Ps (PSI)	RHs (%)	PVs (PSI)	Ta (°R)	Ts (°R)	ACFM
DSD 100-LP	620	13,15	60%	0,616	14,69	0%	0,34	545,7	528	521,9

Este compresor muestra un exceso de 6.96 m³/min (245 CFM), en comparación con el cálculo de compresor realizado para la aplicación de los Sistemas Transportadores de División I. Esto significa un 90% de sobredimensionamiento de la unidad.

El secador que corresponde a este tipo de compresor es el resultado del cálculo tomando como base los siguientes datos: caudal de 14.8 m³/min, la presión máxima de servicio de 0.5 MPa, para lo cual se obtiene un factor de corrección de 0.84, la temperatura ambiente de 30°C, se obtiene un factor de corrección de 0.89 y una temperatura de aire comprimido de 40°C da como factor de corrección de 0.80. En resumen, el secador frigorífico se diseñará para secar el caudal total del aire entregado por el compresor corregido por los factores indicados: 14.8 m³/min x 0.84x 0.89x 0.80 = 8.85 m³/min.

De la tabla del fabricante se selecciona un secador frigorífico enfriado por aire con los siguientes datos mostrados en la Tabla 20.

Tabla 20*Datos Técnicos Secador Kaeser TE102*

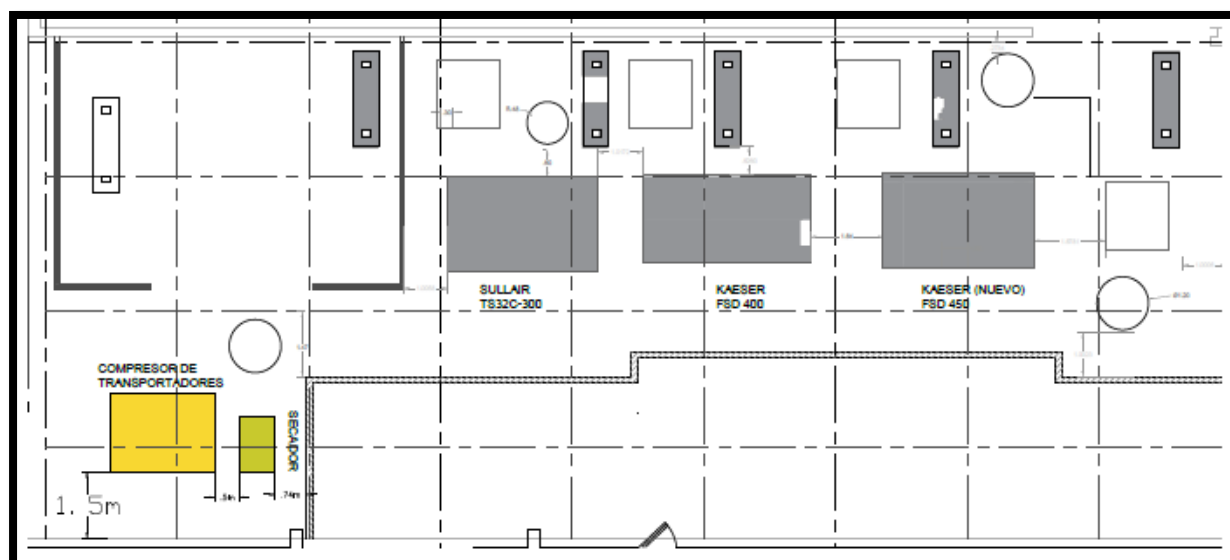
Secador KAESER-Modelo TE102			
Capacidad en m3/min	Consumo de energía (KW)	Temperatura de punto de rocío (°C)	Caída de presión (KPa)
11.5	1.08	3	11

Una vez realizadas las selecciones de los equipos y componentes, se procede con la ubicación de los mismos, para el caso en estudio, el cuarto de compresores de pigmentos es el más cercano para instalar el compresor, secador y depósito. En la Figura 42 se muestra la

distribución dentro del espacio asignado para el nuevo sistema de aire comprimido, esta ubicación aplica para las dos opciones presentadas en este escrito.

Figura 42

Distribución de Sistema de Aire Comprimido de los Transportadores



Caída de Presión en el nuevo sistema.

Para el diseño de la tubería se tomará en cuenta el peor escenario, entendiendo que según la selección del compresor el caudal varía y como consecuencia el diámetro del tubo, que puede ser menor o mayor según sea el caso. En la Tabla 21, se presentan las dos posibles opciones según sea la velocidad del aire en la tubería.

Tabla 21.

Velocidad del Flujo dentro de la Tubería Seleccionada

Descripción	Densidad del aire (Kg/m ³)	Caudal (CFM)	Caudal (m ³ /min)	Flujo Másico (Kg/h)	Velocidad m/s	Presión (MPa)	Diámetro Interno (mm)	Diámetro comercial (pulg.)
Compresor CSD 100	7,8	415,8	11,77	900	6,72	0,55	77.9	3
Compresor DSD 100-LP	7,8	521,90	14,78	1000	7,47	0,34	77.9	3

La selección de una tubería con diámetro de 80 mm indica una velocidad aceptable para el flujo de aire de comprimido a trasegar en este sistema. Para el caso del diseño de la tubería de 80mm (3 pulgadas), en la Tabla 22, se muestra el resumen del cálculo aplicado a la ruta crítica, el detalle de caída de presión puede verse en el Apéndice N. Adicionalmente, en la Figura 43 se muestra el isométrico de la tubería utilizada en sus respectivos cálculos.

Tabla 22

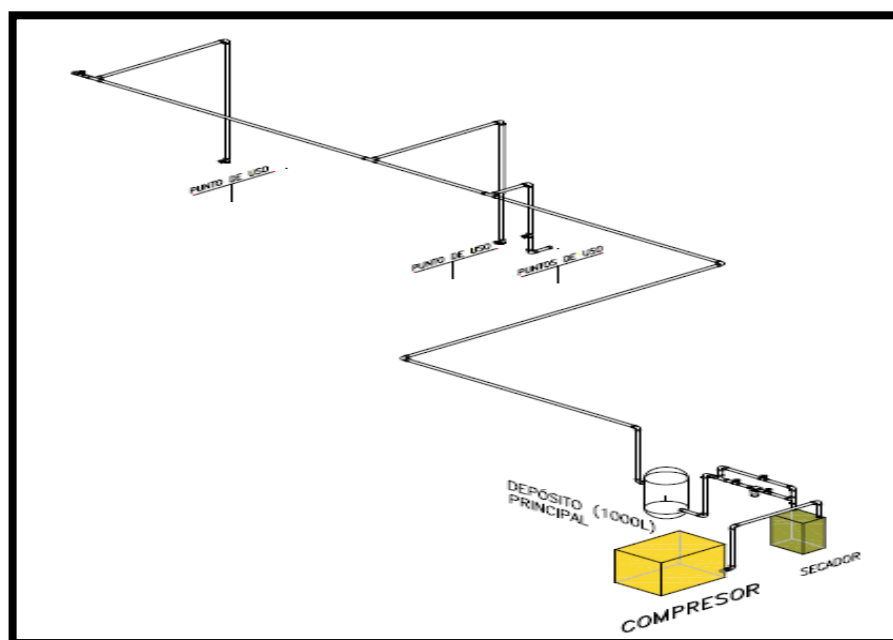
Caída de Presión para Ruta Crítica según Operación

Caso de operación	ΔP máxima (KPa)	Porcentaje (%)
Compresor CSD 100	0.82	0.15
Compresor DSD 100LP	2	0.6

Además del cálculo de caída de presión, se debe sumar la caída de presión causada por el secador (11 KPa) y el filtro (13.7 KPa) requerido para garantizar la pureza del aire comprimido, por lo tanto, la caída de presión es máximo de 26.7 KPa (3.8 PSI).

Figura 43

Isométrico Sistema de Aire Comprimido para los Transportadores



Selección de los equipos según las necesidades de consumo.

Como se mostró en el apartado anterior, las opciones de los compresores propuestos para el sistema de aire comprimido de los transportadores en el departamento de Preparación de Materiales, están sobre dimensionados en un 50% y en un 90%. Es por ello que se pretende mejorar la opción, acercándose de una mejor manera a las necesidades de los usuarios finales en favor de los datos cuantificados de aire comprimido y las condiciones ambientales del lugar.

En la Tabla 14, que se muestra en el apartado 4.2.1.1, se enlistan las necesidades reales para la selección de los equipos de aire comprimido para este sector, las cuales deben suplir un caudal mínimo de 7.82 m³/min (276 CFM) a una presión de operación superior a los 0.31 MPa (45 PSI), tomando en consideración la ubicación de la compañía en la Rivera de Belén de Heredia.

Continuando con la propuesta de implementar una nueva tecnología de equipos orientada a la eficiencia y seguridad para los sistemas transportadores de sílica y negro humo, se selecciona un compresor de tornillo con inyección de aceite, presión máxima de salida de 0.5 MPa, con una entrega de caudal de 9.7 m³/min y consumo energético de 52.5KW, del fabricante Kaeser. La Tabla 23 muestra el cálculo de entrega de caudal del compresor CSD 60LP.

Tabla 23

Entrega de Caudal del Compresor CSD 60LP a 0.35 MPa en Condiciones Actuales

COMPRESOR	SCFM	Pb (PSI)	Rha (%)	Pva (PSI)	Ps (PSI)	RHs (%)	PVs (PSI)	Ta (°R)	Ts (°R)	ACFM	M3/min
CSD 60LP	349	13,1 5	60	0,61 6	14,7	0	0,34	545, 7	528	293,6	8,3

Para el caso del compresor Kaeser CSD 60LP, no se necesita redimensionamiento de depósito de aire, debido a que el recipiente seleccionado de 1000 litros se ajusta al volumen mínimo recomendado.

En el caso del secador para este nuevo diseño, sí requiere una revisión en la selección, debido a que el caudal cambió a 8.3 m³/min, la presión máxima de servicio de 0.5 MPa para el cual se obtiene un factor de corrección de 0.90, la temperatura ambiente de 30°C, se obtiene un factor de corrección de 0.99 y una temperatura de aire comprimido de 40°C da como factor de

corrección de 0.83. En resumen, el secador frigorífico seleccionado para el caudal total del aire entregado por el compresor corregido por los factores indicados es: $8.3 \text{ m}^3/\text{min} \times 0.90 \times 0.99 \times 0.83 = 6.14 \text{ m}^3/\text{min}$.

Del catálogo de secadores modelo SECOTED del fabricante Kaeser, se selecciona un secador frigorífico enfriado por aire con los datos mostrados en la Tabla 24.

Tabla 24

Datos Técnicos Secador Kaeser TD61

Secador KAESER-Modelo TD61			
Capacidad en m ³ /min	Consumo de energía (KW)	Temperatura de punto de rocío (°C)	Caída de presión (Kpa)
7.0	0.97	3	17

Siendo una mejor opción que cumple con las necesidades de los tres consumidores estudiados y sobrepasa los cálculos establecidos con un 6% por encima del valor mínimo, se procede con la selección de la tubería de trasiego de aire comprimido y el cálculo de la respectiva pérdida de presión. La Tabla 25 muestra el valor de las variables necesarias para realizar el cálculo, así como los resultados correspondientes. En el Apéndice Ñ se muestran los valores calculados para todo el ramal de la tubería.

Tabla 25

Caída de Presión en Tubería con un Compresor CSD-60LP

Caudal (m ³ /min)	Flujo Másico (Kg/h)	Velocidad m/s	Diámetro Interno (mm)	Diámetro comercial (pulg.)	Long. Tubería (m)	Long. Equi. (m)	Longitud Total (m)	Índice de Resist.	Caída de Presión (KPa)
8,30	1000	7,16	77,9	3	70,0	68,1	138,1	25,37	13,75

CAPÍTULO V: ANÁLISIS ECONÓMICO

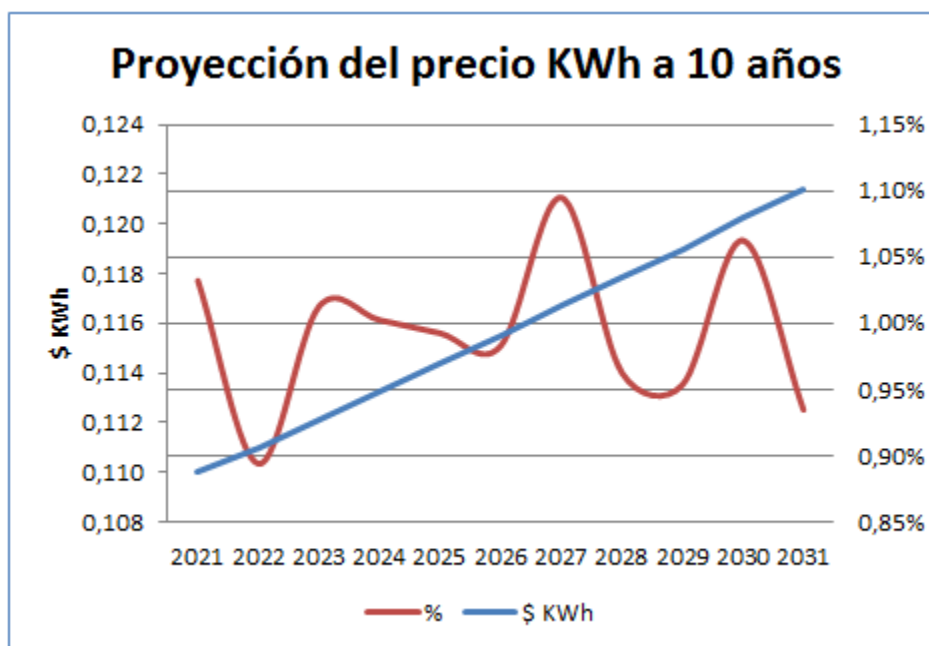
En este capítulo, se desarrolla un análisis económico de todas las propuestas generadas en el capítulo IV, con el objetivo de evaluar los posibles beneficios que traería para la compañía la implementación de las propuestas realizadas en el capítulo anterior y, al mismo tiempo, determinar la viabilidad de las mismas.

Aumento Anual del costo de la energía

Actualmente, la empresa estima el consumo el KWh en un precio el \$0.11, considerando el tipo de cambio actual en 620 colones y tomando en cuenta que para los siguientes años el Instituto Nacional de Electricidad (ICE) tiene estimado un crecimiento de la demanda energética y la proyección de precios por sector. En el caso de la compañía en estudio, la cual se rige hoy en día bajo el modelo eléctrico de Tarifa de Media Tensión (TMT), se muestra el gráfico del comportamiento del precio en dólares del KWh para los siguientes 10 años, lo cual se muestra en la Figura 44.

Figura 44

Gráfico de proyección del costo KWh para el sector industrial



Nota: Elaborado a partir de datos obtenidos de las proyecciones de la demanda eléctrica de Costa Rica 2018-2040 del Instituto Costarricense de Electricidad.

Tasa Mínima Atractiva de Retorno

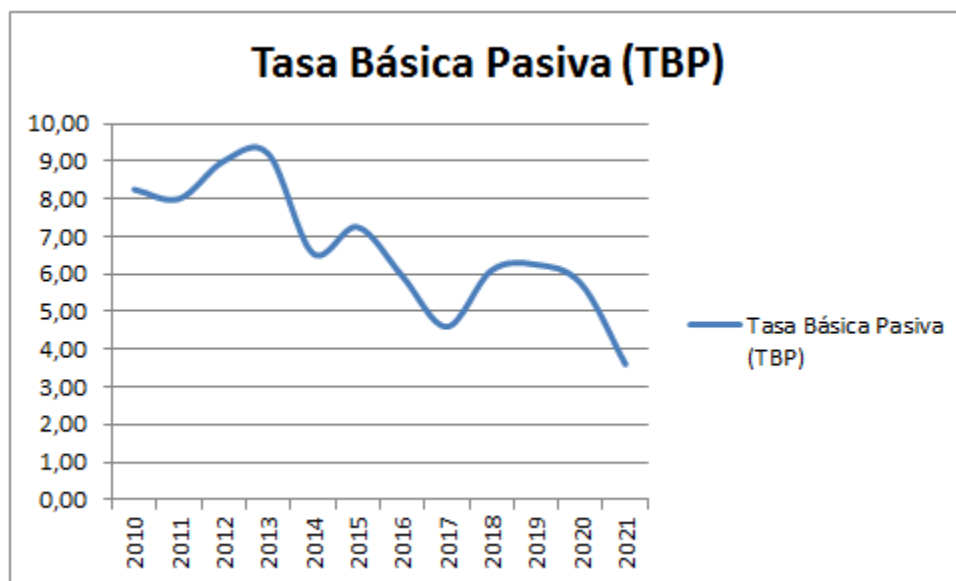
Quirós y Barr (2015), citando a Blank y Tarquín (2006), mencionan que:

Los proyectos deben evaluarse con base en un pronóstico de una tasa de retorno que sea razonable, la misma debe ser establecida para la etapa de elección de los proyectos cuando se realiza el estudio de ingeniería económico. Esta tasa es conocida con el nombre de tasa mínima atractiva de retorno y debe ser superior a las tasas que pueden estar ofreciendo los bancos u otra inversión segura considerada de bajo riesgo. (p.133)

Las tasas de interés de los bancos se ven influenciadas por la Tasa Básica Pasiva, la que a su vez es fijada por el Banco Central de Costa Rica cada semana. Es por ello que se debe evaluar el comportamiento de dicha tasa a través de los años; como referencia se calculó su valor promedio anual del año 2010 al 2020 con datos extraídos de la página electrónica del Banco Central de Costa Rica a la fecha del 09 de julio del 2021, esto se muestra en la Figura 45.

Figura 45

Comportamiento de la Tasa Básica Pasiva en los últimos 10 años



Nota: Elaborado a partir de datos del Banco Central de Costa Rica, consultados el día 09 de julio del 2021.

El comportamiento de la Tasa Básica Pasiva tiene actualmente una tendencia a la baja, presentando fluctuaciones importantes. Por otro lado, no se puede asumir un declive constante ya que el valor de la misma no va a llegar a ser cero en una economía como la costarricense.

Con objetivo de lograr una estimación del comportamiento de la Tasa Básica Pasiva para efectos de este trabajo, se consideró como buena aproximación para los años futuros reflejar el comportamiento entre el año 2017 y 2020 con valores relativamente estables en 6%.

Como último paso para definir la TMAR se estimó el porcentaje de ganancias que se desean obtener sobre el interés de riesgo que representa la inversión y posibles implicaciones que no se pueden prever antes de ejecutado el proyecto. Es por ello, que se indagó con el departamento de finanzas de la compañía y se determinó que para este tipo de proyectos se busca al menos una tasa de retorno de un 10 %, más la Tasa Básica Pasiva.

Tomando en cuenta las variables mencionadas en este apartado se fijó una TMAR de 16%.

Análisis económico del sistema de aire comprimido de baja presión en vulcanización

En el capítulo IV se realizó la selección de dos posibles compresores y el diseño de su respectiva tubería, presentados en Casa Fuerza para trasegar aire comprimido a baja presión a través de la tubería que viaja por trincheras y llega hasta las máquinas del departamento de vulcanización. En este apartado serán evaluados los costos y posibles beneficios de cada opción.

Reactivación el compresor Kaeser BSD 50.

La propuesta consiste en la reinstalación y puesta en marcha del compresor BSD 50 que se había desinstalado por el bajo aporte que le transmitía a la red de aire comprimido de la planta que trabaja en una franja de 0.62 MPa a 0.72 MPa. Este apartado muestra los costos de implementar una reinstalación de la unidad para el aire de 0.34 MPa en División III.

Tabla 26*Costos de Materiales de Tubería Transair*

Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo Total
Tubería de aluminio azul 40mm	2	\$ 139,07	\$ 278,14
Unión 40 mm)	4	\$ 80,01	\$ 320,04
Tee 40mm	2	\$ 68,64	\$ 137,28
Codo 40mm	8	\$ 60,84	\$ 486,72
Red. 50mm a 40 mm	2	\$ 153,78	\$ 307,56
Válvula bola 40mm	3	\$ 121,00	\$ 363,00
Soportes	10	\$ 7,36	\$ 73,60
Total			\$ 1.966,34

Además del costo de material, se debe sumar la mano de obra del trabajo de instalación. Para este caso, se procedió a consultar a la empresa Ingeniería de Montajes RIECSO, que ha realizado varios trabajos para la compañía en estudio y estimó un valor de \$3.900,00 por reinstalar el compresor y realizar las conexiones de tuberías necesarias, la empresa de trabajos eléctricos SCIA.S.A., que de igual manera realiza diversos trabajos para la compañía, estimó la conexión eléctrica en \$1.000.

Como es de esperar, en todo proyecto surgen imprevistos por lo que para este caso se asignó un 5% del costo del trabajo. En la Tabla 27 se muestra el desglose de los costos involucrados para llevar a cabo la reinstalación de los equipos.

Tabla 27*Resumen de costos reinstalación de compresor BSD 50*

Descripción	Costo Total
Materiales	\$ 1.966,34
Mano de obra	\$ 4.900,00
Secador TC44	\$ 5.000,00
Total	\$ 11.866,34

Instalación y puesta en marcha de un nuevo compresor Kaeser ASD 40.

Como se mencionó en el capítulo IV, se desconoce el estado del compresor BSD 50, y el precio de una reparación en caso de ser requerida, por lo que la instalación de una nueva unidad compresora de la misma marca Kaeser, modelo ASD 40, solventaría las necesidades para el

sistema de aire comprimido de baja presión que necesita División III, en caso de que la primera opción no sea factible por causa de algún desperfecto mecánico o eléctrico que requiera de una reparación con un costo superior al 50% del valor del equipo.

La lista de materiales y servicios por instalación se mantienen para esta propuesta, la diferencia en este caso es la compra de una nueva unidad con su secador modelo TC36. Consultando previamente con el representante de Kaeser Costa Rica, estos dos equipos tienen un precio de \$30,000. Por lo tanto, para esta segunda opción, se presenta una inversión del más del doble en comparación con la reactivación del compresor BSD 50. Ambas opciones serán analizadas posteriormente para determinar su viabilidad.

Tabla 28

Resumen de Costos Instalación de Compresor ASD 40

Descripción	Costo Total
Materiales	\$ 1.966,34
Mano de obra	\$ 4.900,00
Equipos	\$ 30.000,00
Total	\$ 36.866,34

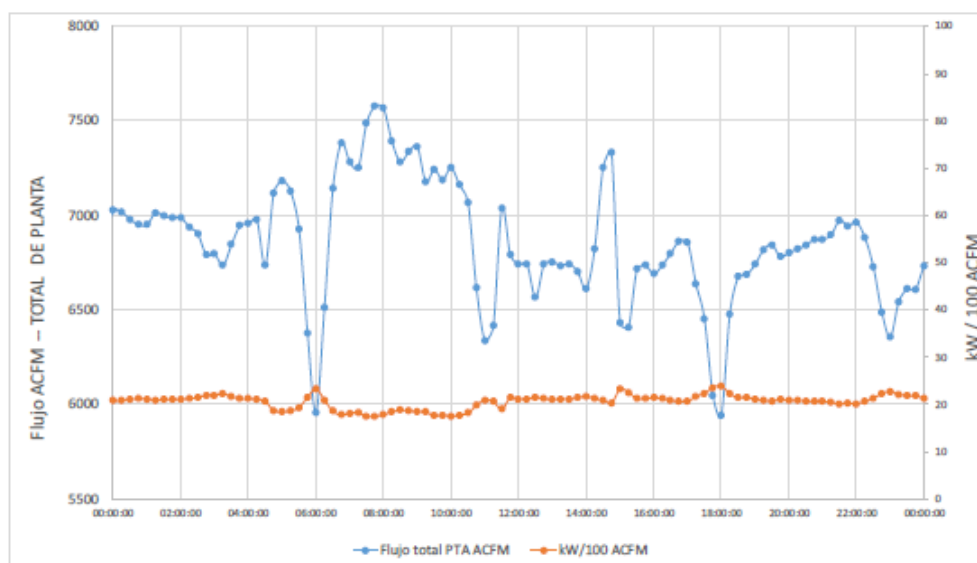
Beneficios del Proyecto.

En el capítulo III de este trabajo, se mencionaron las dos auditorías energéticas de la producción de aire comprimido de la planta realizadas en el 2018 y 2019, debido a que la planta aún no ha experimentado mayores cambios, estos estudios servirán de base para establecer lo beneficios en este trabajo.

A razón de poder comprender correctamente el costo del aire consumido por las máquinas de vulcanización conectadas a la red de baja presión, es necesario conocer cuál es la energía específica por el flujo de aire producido de los compresores de la planta, retomando nuevamente los datos aportados por los análisis de la compañía SAE ENERGY. La Figura 46 muestra efectivamente el índice de rendimiento en función de la variación en el flujo de aire demandado.

Figura 46

Demanda de Aire Actual en ACFM de la planta y su respectivo Índice KW/100 ACFM



Nota: Reproducida de demanda actual en ACFM de la planta Bridgestone para el día 6 de setiembre 2018, así como índice KW/100 ACFM, SAE ENERGY, 2018, Informe de Diagnóstico del Desempeño Energético de CDA.

Con el conocimiento de que el índice energético del aire comprimido es de 100 ACFM por cada 20 KW consumido, se procede a determinar la potencia requerida para suministrar aire comprimido a 0.34MPa, en el cual el flujo promedio del escenario en estudio es de 125 CFM, lo que significa que este sistema depende de un aproximado de 25 KW para mantener la demanda actual.

En la revisión de las hojas de datos de los compresores BSD 50 y ASD 40, se muestran valores de índice de potencia de 18.02 KW/100 CFM y 17.88 KW/100 CFM respectivamente, dando como supuesto, un menor consumo energético; sin embargo, eso es solamente cierto si la demanda es igual a la capacidad de suministro de flujo del compresor y siempre que la entrega se realice a una presión de 0.8 MPa. En el caso de la unidad BSD 50, según tablas de ingeniería del fabricante, la banda de presión se puede ajustar a 0.55MPa (80 PSI) y, con ello, mejorar la eficiencia energética el compresor, pero aún con este ajuste al mínimo permitido, el equipo estaría requiriendo de 36.9 KW para su operación, siendo esto una verdad, no se requiere hacer un análisis financiero para decir que el proyecto es descartado, ya que aislar el tramo de tubería

de 0.34 MPa usada por vulcanización para luego conectarla a un compresor que va a consumir más de 25 KW, solo causaría un aumento en el recibo eléctrico de la compañía. De igual manera pasaría con el compresor ASD 40.

Finalmente, se concluye que el independizar la red de aire comprimido a baja presión de las trincheras de la red de presión estándar, con las condiciones actuales, no generaría ningún ahorro energético, ya que el aire utilizado en estas aplicaciones representa una demanda muy baja, como ya se había comentado en este trabajo, el consumo en este sector solo representa un 1.30% de toda la planta.

Análisis económico del sistema de baja presión en los Transportadores

En el capítulo IV se realizó la selección de dos posibles compresores y el diseño de su respectiva tubería, para un sistema de aire comprimido capaz de abastecer los transportadores de Negro Humo y Sílica con el flujo de aire necesario a la presión máxima de trabajo de 0.31 MPa, equipos instalados en División I, por lo tanto, la unidad compresora y su secador deben ubicarse en el Cuarto de Compresores de Pigmentos. Pero adicionalmente, mientras se cuantificaba el caudal en las tuberías de los transportadores, se detectó que el flujo requerido era menor que cualquiera de los compresores que tiene la compañía a disposición, por lo que también se realizó una tercera propuesta con un compresor que se aproxime a la necesidad de la demanda. En este apartado, serán evaluados los costos y posibles beneficios de cada opción.

Reutilizando un compresor para la demanda de baja presión en División I.

Esta propuesta fue pensada para evitar la compra de un nuevo compresor, lo que se pretende es reducir al máximo la inversión al implementar una red de aire comprimido de baja presión para los consumidores ya estudiados. Continuando con esta alternativa, se eligió el compresor de menor capacidad instalada porque es el que más se acerca a la demanda estudiada y, como ya se vio en el caso de División III, un compresor que entregue mucho más de lo necesario se vuelve ineficiente.

Para este caso, se requiere de una inversión de materiales que se desglosan en la Tabla 29.

Tabla 29*Desglose de Precios para Tubería y Accesorios de 80mm*

Tubería HN CLASE 150			
Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo Total
Tubería HN 80mm	17	\$ 95,90	\$ 1.630,30
Unión 80mm	14	\$ 53,09	\$ 743,26
Tee 80mm	6	\$ 16,64	\$ 99,84
Codo 80mm	22	\$ 8,32	\$ 183,04
Red. 80mm a 50 mm	4	\$ 23,00	\$ 92,00
Válvula bola 80mm	8	\$ 89,00	\$ 712,00
Soportes	40	\$ 7,36	\$ 294,40
Total			\$ 3.754,84

De igual manera, para este trabajo se consultó con la empresa Ingeniería de Montajes RIECO S.A., para estimar el costo de instalación del equipo en el Cuarto de Compresores de Pigmentos. Para este caso, el monto por instalación y armado de tubería hasta los puntos de uso asciende hasta los \$8,690, para el trabajo eléctrico se consultó con la empresa de servicios eléctricas SCIA S.A., por la conexión eléctrica (contemplando materiales) y el costo es de \$3,710. Además, se debe realizar la compra de un depósito, con capacidad para 1000 litros. Consultando con la empresa Kaeser, el costo de este componente es de \$2,680. La Tabla 30 resume la inversión requerida por mano de obra y materiales necesarios para la instalación del compresor en el Cuarto de Compresores de Pigmentos.

Tabla 30*Desglose de Costos de Reubicación del Compresor CSD 100*

Descripción	Costo Total
Materiales	\$ 3.754,84
Mano de obra	\$ 12.400,00
Depósito de aire	\$ 2.680,00
Total	\$ 18.834,84

Compra e instalación del compresor DSD 100LP.

En el capítulo IV, se mencionó que la compañía tenía dentro de sus activos un compresor DSD 100LP. Esta unidad puede trabajar a presiones más bajas que los compresores del resto de

la planta, con capacidad para entregar $14.8 \text{ m}^3/\text{min}$, esto representa un 90% más de lo que los consumidores requieren. La inversión de la unidad compresora y secador es de \$67, 734.75. Para este caso, los cálculos de costos para el caso de los materiales y mano de obra se mantienen sin cambios. Por lo que la inversión total alcanza los \$86,569.19.

Selección de un equipo según las necesidades de la aplicación: CSD-60LP.

Al notar que los compresores con los que cuenta la empresa sobrepasan en gran medida la necesidad de los consumidores finales, en este caso los sistemas de transporte, se propone la compra e instalación de un equipo que, de igual manera, trabaja a baja presión, pero con una entrega del flujo de aire comprimido mucho más cercana a la demanda actual. El compresor Kaeser CSD 60LP es seleccionado correctamente para esta aplicación, el cual puede suministrar $8.3 \text{ m}^3/\text{min}$.

Sobre dicho equipo, se consultó por el precio de adquisición de la unidad compresora con su secador, obviando de primera entrada, el filtro de línea. El mejor precio sugerido para la investigación es de \$56,042. Para la instalación de este equipo se mantienen los diámetros de tubería, los trayectos y el depósito, el trabajo eléctrico se reduce ligeramente en \$400, debido al cambio del conductor eléctrico. En la Tabla 31, se muestran los costos por instalación del compresor CSD 60LP.

Tabla 31

Desglose de Inversión del Compresor CSD-60LP

Inversión Total Compresor CSD60-LP	
Descripción	Costo Total
Materiales	\$ 3.754,84
Mano de obra	\$ 12.000,00
Equipos	\$ 56.042,00
Depósito de aire	\$ 2.680,00
Total	\$ 74.476,84

Beneficios del Proyecto.

Apoyándose en la auditoría energética realizada por SAE ENERGY y el índice de energía específico mostrado en la Figura 46, se procede a la evaluación del consumo energético requerido por los sistemas transportadores de Negro Humo y Sílica. El uso de compresores en la planta para producir 100 ACFM de aire comprimido requiere de 20 KW, entonces, la potencia requerida para suministrar aire comprimido a 0.34MPa con un flujo constante de 200 CFM es de 41 KW para el transportador de sílica y para los transportadores de Negro Humo es de 35 KW por cada equipo, para un total de 111KW para mantener la demanda actual.

Calcular la energía consumida en los equipos de transporte de División I requiere conocer realmente cuánto llega a costar esa potencia en un año, pero no se puede caer en el error de asumir que ese consumo representa el consumo por hora para determinar el consumo anual de potencia eléctrica, porque en el capítulo III de este trabajo se realizó la corrección por coeficiente de uso de aire comprimido que indica precisamente que los transportadores no se usan las 24 horas. Para entender mejor la demanda se retoman los datos del capítulo mencionado y se usan en la Tabla 32.

Tabla 32

Uso Energético en KW/Año utilizado en los Sistemas Transportadores

Uso energético de los Transportadores						
Consumidor	Caudal requerido	Potencia Requerida	Ciclo en un día	Coeficiente de Utilidad	KW/día	KW/año
Transportador BB2	175	35	250	64%	537,6	195686
Transportador BB3	175	35	108	27,6%	231,84	84390
Transportador Sílica	210	42	75	15,2%	153,216	55771
					Total	335847

Usando la tarifa de \$0.11/KW, el costo por la utilización actual del aire comprimido, en los transportadores, es de \$36 943 al año.

Ahora bien, la implementación de todo un sistema de aire comprimido de baja presión no debería exceder el consumo energético generado por los transportadores para ser considerado un proyecto viable, por lo tanto, conociendo anticipadamente que el compresor estará en

funcionamiento la mayor parte del tiempo por el proceso que más horas al día esté usándose, se tomará como referencia el coeficiente de utilización del Transportador BB2 para determinar la potencia eléctrica requerida por los tres compresores propuestos en este trabajo y encontrar el equipo que más beneficios energéticos aporte. En la Tabla 33, se enlistan los consumos de los tres compresores analizados según las hojas de ingeniería del fabricante.

Tabla 33

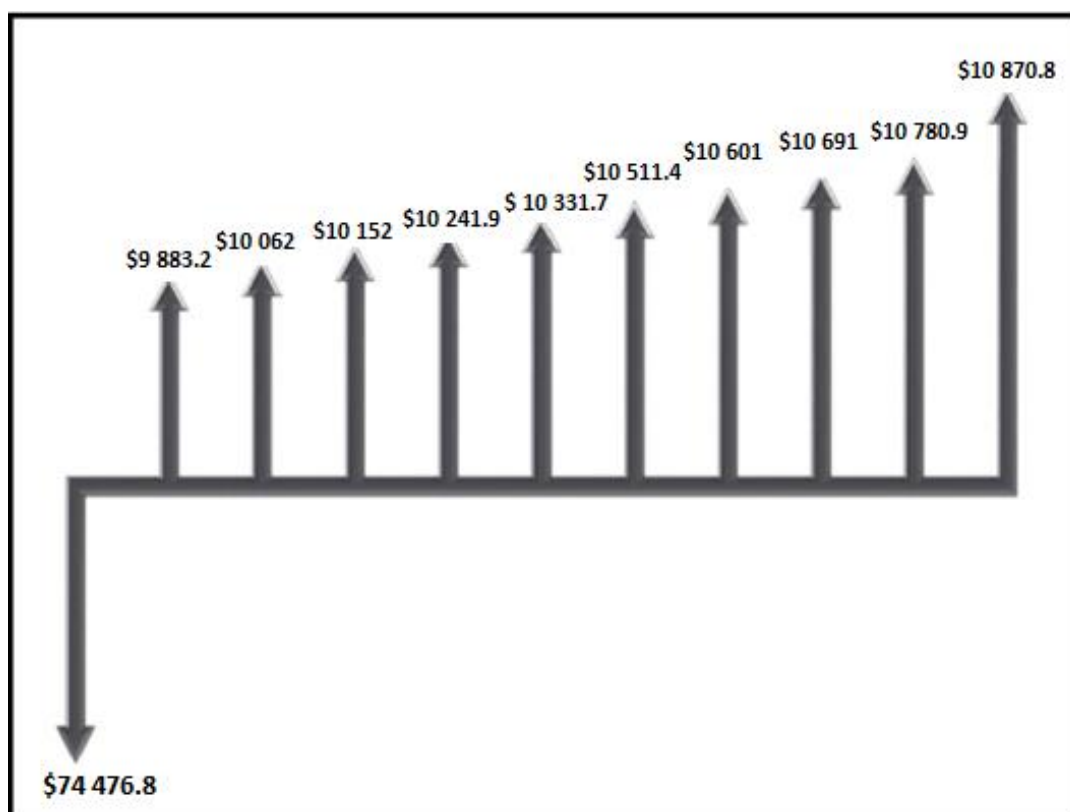
Consumo Energético de los Compresores Propuestos

Consumo Energético de los Compresores Propuestos en un año				
Compresor	Consumo energético (KW)	Coeficiente de Utilización (%)	KW/día	KW/año
CSD 100	78,2	64%	1201,152	437219,328
DSD				
100LP	72,4	64%	1112,064	404791,296
CSD 60LP	44	64%	675,84	246005,76

Según el análisis realizado a cada compresor, ajustando la presión de entrega al mínimo permitido, los compresores Kaeser CSD 100 y DSD 100 LP son descartados del proyecto, ya que, al implementarlos, el consumo energético utilizado en su trabajo supera al consumo energético actual de los tres transportadores. Por otro lado, el compresor CSD 60LP muestra un ahorro de energía de 89841,24 KW, que traducido en costos es \$9,882.5.

Balance y Factibilidad.

Para realizar un balance y, finalmente, con base en un análisis para determinar la factibilidad del proyecto, fue necesario sintetizar tanto beneficios como costos en un flujo de dinero a lo largo del tiempo de la vida útil del proyecto, que para este trabajo se estimó en 10 años. La Figura 47 muestra el balance de manera gráfica.

Figura 47*Flujo de Efectivo Compresor CSD 60LP*

Nota: Adaptado de Flujo de efectivo para cambio a tubería a 100mm (4 pulg), Evaluación del sistema actual de aire comprimido de la planta de producción de cemento Holcim Cartago y propuesta técnico-económica de rediseño de sus secciones críticas, Quirós y Barr (2015, p. 144).

Como se puede observar, se considera un único gasto en el año cero, que corresponde a la inversión inicial. No se consideran gastos adicionales a lo largo del tiempo, considerando que para la política interna de la compañía, un proyecto de inversión capital es considerado cuando el trabajo como tal, mejora el proceso o productividad del equipo modificando su diseño o para la adquisición de nuevas máquinas o sistemas, también consideran aquellos repuestos que aumentan la vida útil de algún equipo y que superen los \$20 000, por lo que los rubros de mantenimiento, seguros u otros son excluidos de este análisis.

Los beneficios se van acumulando a partir del final del primer año de vida útil del proyecto, producto del ahorro energético que se proyecta en cada año. Como se puede observar,

cada año se obtiene un mayor beneficio, como resultado de la proyección del aumento en la facturación indicada en el recibo eléctrico.

Estos valores anuales no son por sí solos un indicador que confirmen que el proyecto es lo suficientemente beneficioso o no. Por lo tanto, para validar esta condición se calculó la Tasa Interna de Rendimiento (TIR), estos cálculos están orientados a obtener la tasa de interés a la que el flujo se devuelve equivalente. Mediante la ayuda de una hoja de cálculo se procedió a deducir el valor de la Tasa Interna de Retorno para cada flujo de dinero. Los resultados y otros parámetros a considerar, se muestran en la Tabla 34.

Tabla 34

Indicadores para la Instalación del Sistema de Transportadores

<u>Resultado Financiero CSD 60 LP a 10 años</u>	
Tasa Interna de Retorno	6,49%
Tasa Mínima Atractiva de Retorno	16,0%
Valor Actual Neto	-\$24.773,9
Periodo Simple de Recuperación	+ 10 años

Los resultados obtenidos muestran que el TIR no sobrepasa la Tasa Mínima Atractiva de Retorno fijada como objetivo; de igual manera, el VAN da un valor negativo, lo cual representa la diferencia entre el valor actualizado de los cobros y pagos generados por la inversión, por lo que, desde este punto de vista, el proyecto no es viable para ser ejecutado. Por último, la recuperación de la inversión no existe o supera más de los 10 años.

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- Se identificaron las presiones de aire comprimido a las que operan los equipos de planta para demostrar que los procesos de Vulcanización y Transportadores de material en División I presentan presiones de trabajo ajustadas y estables, requiriendo menos de 0.34 MPa, es decir, menos del 55%, de la presión de aire comprimido entregada por los compresores actualmente instalados en la compañía, la cual ronda los 0.7 MPa. Los datos utilizados para la selección de las máquinas fueron agregados en el Apéndice A y Apéndice C.
- Mediante el uso de instrumentos de medición, se establece que los procesos para Transporte de material de División I, representan el 6.5% de la demanda de la planta, sin embargo, el coeficiente de utilización es muy bajo en dos de los Transportadores, presentando valores del 15% y 27% en dicha medición. De igual manera, para el proceso de Vulcanización se estimó que su consumo representa apenas un 1.30% de la demanda actual de aire.
- Con las estimaciones de los parámetros de presión y caudal requeridos para cada proceso estudiado, donde efectivamente al departamento de vulcanización se le calculó un mínimo necesario de $4.6 \text{ m}^3/\text{min}$ y los procesos de los Transportadores de material en División I un mínimo de $7.8 \text{ m}^3/\text{min}$ y una presión cercana a los 0.34 MPa, se recomendaron los posibles equipos de generación de aire comprimido para estas aplicaciones, por medio de la selección de compresores con los que ya cuenta la compañía, hasta la adquisición de nuevas unidades. Sin embargo, independizar la red de aire comprimido de baja presión de las trincheras, con las condiciones actuales, no generaría ningún ahorro energético, ya que el aire utilizado en esta aplicación es una demanda muy baja, representada por un consumo promedio de 25 KW. Y para los procesos de Transporte de División I, pasa lo mismo, independizar la red de aire comprimido de estos sistemas no generaría ningún ahorro energético, ya que si se implementan las dos opciones de compresores con los que cuenta la compañía, aumentarían en 20% - 30% más de energía eléctrica para este proceso. Finalmente, la opción del compresor CSD 60 LP, si bien es cierto que puede presentar un ahorro del 26.5% de energía eléctrica, el bajo índice de utilización de los

Transportadores de Negro Humo de BB3 con 27% y el Transportador de Sílica con un 15.2%, hacen que el proyecto sea inviable.

- Los análisis de tuberías, indican un dimensionamiento correcto de los diámetros seleccionados en el área de vulcanización, con tan solo una pérdida de presión de 15.76 KPa, por lo que este sector no requiere un rediseño. De igual manera para los equipos recomendados en este trabajo, las pérdidas por presión arrojaron valores de un máximo de 13.75 KPa, lo que representa solo un 4% de caída de presión en el peor de los casos, mostrando una base teórica sólida, que fundamentaron los estudios posteriores, así como la recopilación de datos de planta y de operación que respaldan sustancialmente todos los cálculos realizados en este trabajo.
- El análisis financiero del único escenario que muestra un ahorro de \$9883 anuales, requiere de una inversión inicial de \$74 476, dando como resultado un VAN de -\$24 773 y sin representar un verdadero retorno de inversión, por lo que la opción de implementación del compresor CSD 60LP es descartable. Al mismo tiempo, los demás sectores estudiados fueron rechazados por su nulo ahorro energético.
- Se concluye que la implementación de compresores debe hacerse de acuerdo con las necesidades de la planta o de los equipos en los que se quiera intervenir, ya que el sobredimensionamiento de los mismos los vuelve ineficientes en cuanto al consumo de la potencia eléctrica. Los compresores de baja presión pueden ser un buen aliado al ahorro energético, si los coeficientes de utilización de los procesos estudiados fueran realmente altos, respetando siempre los caudales de aire para los que fueron seleccionados; adicional a esto, es importante recordar que su aporte de ahorro en energía se hace más notorio cuanto más sea el porcentaje de demanda de aire y su capacidad para solventarla.

Recomendaciones

- Al promover la realización de inversiones en los equipos de producción de aire comprimido, se recomienda a la Gerencia de Mantenimiento realizar una evaluación previa y someterla a revisión para no incurrir en gastos innecesarios y confirmar un impacto positivo al adquirir nuevos equipos.
- Realizar la renovación de las tuberías de aire comprimido de baja presión en el área de vulcanización, debido que se evidenció el envejecimiento en muchos tramos, afectados

por la corrosión; juntamente se deben identificar debidamente las tuberías de aire comprimido con pintura de color azul e indicar el sentido de flujo y presión de aire.

- Implementar un programa de mantenimiento de las tuberías de aire comprimido y no únicamente el actual mantenimiento programado de los compresores o el recorrido de revisión de trampas actuales, con el propósito de detectar las fugas y accesorios dañados que desperdicien aire comprimido.
- Implementar una solución para aislar el Cuarto de Compresores de Pigmentos de la atmósfera cargada de polvo, debido a las sustancias que son tratadas a su alrededor, esto para evitar un deficiente funcionamiento de los equipos y, al mismo tiempo, ejecutar acciones que logren evacuar el calor generado por los mismos compresores en su proceso de enfriamiento.
- Se recomienda a la Gerencia de Mantenimiento, según los resultados obtenidos, no realizar la implementación del compresor Kaeser DSD 100 LP, sumado a que requiere de una segunda inversión para su puesta en marcha, se dio a conocer que el aporte en el ahorro energético de esta unidad no es el esperado y que puede impactar negativamente en la facturación económica de la empresa.
- Calibrar correctamente los transductores de presión que utiliza el Transportador de BB2, para evitar errores de medición y prevenir desaciertos en las futuras estimaciones de presión de trabajo durante los ciclos de trabajo del sistema. Además, se deben someter a revisión periódica las mediciones de aire arrojadas por dichos transductores para asegurar su correcta medición.
- Utilizar frecuentemente la cámara acústica Fluke ii900 y su herramienta de estimación de costos de fugas en todos los sistemas de aire comprimido, para sopesar los efectos de eludir una reparación, con la intención de concientizar al personal y efectuar las reparaciones inmediatas de aquellas fugas que generen desperdicios energéticos por pérdidas de caudal. Atender de manera inmediata la reparación de fugas de aire localizadas en esta investigación evitará la pérdida de más de 0.67 m³/min o su equivalente a 23.7 CFM, generando un ahorro de más de \$4 575,84.

GLOSARIO

ACFM: Pies cúbicos por minuto reales (en inglés actual *cubic feet per minute*, siglas ACFM) es una unidad de medida anglosajona (no incluida en el Sistema Internacional de Unidades), que mide el caudal o flujo de un gas o líquido. También se entiende como el suministro de gas real con referencia a las condiciones de entrada.

Bit: *Binary digit* es una expresión inglesa que significa “dígito binario” y que da lugar al término bit, su acrónimo en nuestra lengua. El bit, en otras palabras, es un dígito que forma parte del sistema binario. Un bit, por lo tanto, puede representar a uno de estos dos valores (0 o 1).

Cabezal de Suministro de Aire: Son componentes instalados en las tuberías de trasiego de material de los transportadores, su función es inyectar aire comprimido en la línea de transporte cuando la presión dentro de la tubería es menor que el aire de suministro en el cabezal.

CFM: Los pies cúbicos por minuto (en inglés *cubic feet per minute*, siglas CFM) se utilizan para medir la cantidad de aire que se suministra, y es una métrica común que se utiliza para carburadores, herramientas neumáticas y sistemas de compresores de aire.

Coeficiente de Utilización: Tiempo total de uso de aire comprimido entre el tiempo total medido. Esto debido a que el uso del aire comprimido puede ser pulsante a lo largo del tiempo o puede ser usado solo en horas o días específicos de la semana. El coeficiente de utilización se utiliza para calcular el consumo total de aire para cada equipo neumático.

Flujostato: Es un dispositivo de medición y control de fluidos puede ser mecánico o digital.

Gas Ideal: Sustancia imaginaria que obedece la ecuación de los gases ideales, a bajas presiones y altas temperaturas la densidad de los gases reales disminuye y se comportan como gases ideales.

Prueba de estanquidad: Es una prueba que permite determinar si existen fugas en una red de tuberías, ya sean que estas contengan un líquido o un gas.

PLC: Así se denomina al dispositivo que permite la automatización de un proceso electromecánico. Se trata de una computadora que se encarga de controlar el funcionamiento de las máquinas empleadas en la producción o en el montaje.

Ruta Crítica: Ruta del sistema de aire comprimido que presenta mayor pérdida de presión debido a la cantidad de accesorios y longitudes de tubería lineal en función del caudal que la atraviesa.

SCFM: Los pies cúbicos estándar por minuto (SCFM) son un caudal volumétrico corregido a un conjunto de condiciones "estandarizadas" de presión, temperatura y humedad relativa. Las condiciones estándar a menudo se definen como 14,7 psia, temperatura 70 ° F y humedad relativa 0%, pero las condiciones pueden variar según el "estándar" utilizado.

Soplador: Es un dispositivo mecánico para mover aire u otros gases en una dirección en ángulo con el fluido entrante. Producen aire comprimido a muy baja presión y vacío para diversas aplicaciones de manera eficiente.

Tasa Básica Pasiva: Se define como un promedio ponderado de las tasas de interés brutas de captación a plazo en colones, de los distintos grupos de intermediarios financieros de Costa Rica.

Transductor: Es un dispositivo que convierte la presión en una señal eléctrica analógica, se usan para controlar sistemas de presión, como por ejemplo un sistema de aire comprimido.

TIR: Tasa Interna de Retorno es la tasa efectiva anual compuesto de retorno o tasa de descuento que hace que el valor actual neto de los flujos de efectivo, ya sean positivos o negativos de una inversión, sea igual a cero.

TMAR: Es la rentabilidad mínima que un inversionista espera obtener de una inversión, teniendo en cuenta los riesgos de la inversión y el costo de oportunidad de ejecutarla en lugar de otras inversiones.

Trinchera: Corte hecho en el terreno, con taludes a ambos lados, para construir una vía de comunicación.

VAN: El Valor Actual Neto es un indicador financiero que sirve para determinar la viabilidad de un proyecto. Si tras medir los flujos de los futuros ingresos y egresos y descontar la inversión inicial queda alguna ganancia, el proyecto es viable. También se conoce como Valor Neto Actual (VNA), Valor Actualizado Neto o Valor Presente Neto (VPN).

BIBLIOGRAFÍA

- Alvarado, V. (2015). *Ingeniería económica: nuevo enfoque*. México: Grupo Editorial Patria
<https://elibro.net/es/lc/bibliouia/titulos/39446>.
- Atlas Copco. (2011). *Manual del aire Comprimido 2011*. Belgium: Atlas Copco Airpower.
- Carnicer, E. (1994). *Aire Comprimido*. Barcelona: Paraninfo.
- Carnicer, R. (1977). *Aire Comprimido, Teoría y cálculo de las instalaciones*. Barcelona: Gustavo Gili.
- Çengel, Y. A. (2011). *Termodinámica (6a. ed.)*. España: McGraw-Hill
<https://elibro.net/es/lc/bibliouia/titulos/101888>.
- Crane División de Ingeniería. (1987). *Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. McGRAW-HILL.
- Dossat, R. J. (2009). *Principios de Refrigeración*. Cecsa.
- Equitment, H. I. (2014). *Recomendaciones para las tuberías de aire comprimido de descarga del compresor y distribución de fábrica*. Charlotte: Hitachi America.
- FESTO. (2002). *Aire comprimido, fuente de energía*. Ruiter : Blue Digest on Automation.
- Hitachi Industrial Equipment. (2014). *Recomendaciones para las tuberías de Aire Comprimido de Descarga del Compresor y Distribución en Fábrica*. Charlotte: Hitachi America.
- Kaeser Compresores. ("sf"). *Manual de Aire Comprimido*.
- Mora, J. (2019). *Evaluación y propuesta de rediseño del sistema de aire comprimido en la planta procesadora de pollo SRL Cargill, Costa Rica*. Cartago: Tecnológico de Costa Rica.
- Mott, R. (2006). *Mecánica de fluidos*. Pearson Education.
- O'Rielly, K. (2015). *Strategies to Improve Industrial Energy Efficiency*. Kingstone: Queen's University.

Quirós, J. B. (2015). *Evaluación del sistema actual de aire comprimido de la planta de producción de cemento Holcim Cartago y propuesta técnico-económica de rediseño de sus secciones críticas*. San José: Universidad de Costa Rica.

Topring. ("s.f"). *Designing an eficiente compressed air distribution network*.
<https://fdocuments.in/document/topring-designing-an-efficient-compressed-air-network.html>.

APÉNDICE A: Desglose de equipos y presiones de trabajo en División I

A continuación, se presentan una serie de cuadros correspondientes a los desgloses detallados de los equipos instalados en el Departamento de Preparación con sus respectivas presiones de trabajo que utilizan aire comprimido, toda prevista que llega a los equipos suministra aire a presión cercana a los 0.7 MPa, los equipos que detallan una presión diferente es porque utilizan reguladores de presión para el ajuste de la variable.

ÍTEM	Equipos	Presión nominal (MPa)
1	Banbury 1	0.65
2	Banbury 2	0.65
3	Banbury 3	0.65
4	Molino 6	0
5	Transportador BB2	0.65/0.31
6	Transportador BB3	0.65/0.31
7	Transportador Sílica	0.65/0.31
8	Sistema pigmentos 1	0.65
9	Sistema pigmentos 2	0.65
10	Sistema pigmentos 3	0.65
11	Sistema laminador de Hule TMA	0.65
12	Calandra 1	0.65
13	Calandra 2	0.65
14	Máquina Calemard 1	0.65
15	Máquina Calemard 2	0.65
16	Cortadora 2	0.65
17	Cortadora 3	0.65
18	Cortadora 4	0.65
19	Cortadora Cply 1	0.65
20	Cortadora Cply 2	0.65
21	Maquina Pasarrollos 1	0
22	Maquina Pasarrollos 2	0
23	Máquina Slitter 1	0.65
24	Máquina Slitter 2	0.65
25	BPM 1	0.65
26	BPM 2	0.65
27	BPM 3	0.65
28	BPM 4	0.65
29	Máquina de Medir Aros BPM	0.65
30	Máquinas de Aros (FS y WW)	0.65
31	Máquina Bexter 1	0.65

32	Steelastic 1	0.65
33	Steelastic 2	0.65
34	Steelastic 3	0.65
35	Molino 5	0
36	TubuLadora 1	0.65
37	TubuLadora 2	0.65
38	TubuLadora 3	0.65
39	TubuLadora 4	0.65
40	TubuLadora 5	0.65
41	TubuLadora 6	0.65

APÉNDICE B: Desglose de equipos y presiones de trabajo en División II

A continuación, se presentan una serie de cuadros correspondientes a los desgloses detallados de los equipos instalados en el Departamento de Armado con sus respectivas presiones de trabajo que utilizan aire comprimido, toda prevista que llega a los equipos suministra aire a presión cercana a los 0.7 MPa.

Ítem	Equipos	Presión nominal (MPa)
1	Máquina 88 B	0.65
2	Máquina 88 C	0.65
3	Máquina 88 D	0.65
4	Máquina 88 E	0.65
5	Máquina 88 F	0.65
6	Máquina 88 G	0.65
7	Máquina 88 H	0.65
8	Máquina 88 I	0.65
9	Máquina 88 J	0.65
10	Máquina 88 M	0.65
11	Máquina 99 A	0.65
12	Máquina 99 B	0.65
13	Máquina 99 C	0.65
14	Máquina 99 E	0.65
15	Máquina 99 F	0.65
16	Máquina 99 G	0.65
17	Máquina 99 H	0.65
18	Aplicadora M1B	0.65
19	Aplicadora M2B	0.65
20	Aplicadora M1G (3)	0.65
21	Aplicadora M1H (1)	0.65
22	Aplicadora Kbn 1 (16)	0.65
23	Aplicadora Kbn 2(18)	0.65
24	Aplicadora Kbn 3 (23)	0.65
25	Aplicadora Kbn 4 (21)	0.65
26	Aplicadora Kbn 5 (10)	0.65
27	Aplicadora Kbn 6 (22)	0.65
28	Aplicadora Kbn 7 (29)	0.65
29	Aplicadora Kbn 8 (28)	0.65
30	Aplicadora Kbn 9 (19)	0.65
31	Aplicadora Kbn 10 (31)	0.65
32	Aplicadora Kbn 11 (32)	0.65
33	Aplicadora Kbn 12 (33)	0.65
34	Aplicadora Kbr 1 (13)	0.65

35	Aplicadora Kbr 2 (14)	0.65
36	Aplicadora Kbr 3 (15)	0.65
37	Aplicadora Kbr 4 (20)	0.65
38	Aplicadora (30)	0.65
39	Aplicadora (7)	0.65
40	Aplicadora (8)	0.65
41	Aplicadora (9)	0.65
42	Aplicadora filler 24	0.65
43	Aplicadora filler 25	0.65
44	Aplicadora filler 26	0.65
45	Aplicadora filler 27	0.65
46	Aplicadora filler 28	0.65
47	Aplicadora filler 29	0.65
48	Aplicadora filler 30	0.65
49	Aplicadora filler 31	0.65
50	Aplicadora filler 32	0.65
51	Aplicadora filler 33	0.65
52	Armadora kbn 1	0.65
53	Armadora kbn 2	0.65
54	Armadora kbn 3	0.65
55	Armadora kbn 4	0.65
56	Armadora kbn 5	0.65
57	Armadora kbn 6	0.65
58	Armadora kbn 7	0.65
59	Armadora kbn 8	0.65
60	Armadora kbn 9	0.65
61	Armadora kbn 10	0.65
62	Armadora kbn 11	0.65
63	Armadora kbn 12	0.65
64	Kbr3 1	0.65
65	Kbr3 2	0.65
66	Kbr3 3	0.65
67	Kbr3 4	0.65
68	M1B (85)	0.65
69	M1B (88)	0.65
70	M1G (88)	0.65
71	M1G (99)	0.65
72	M1H (88)	0.65
73	M1H (99)	0.65
74	M2B (85)	0.65
75	M2B (88-1)	0.65
76	M2B (88-2)	0.65

APÉNDICE C: Desglose de equipos y presiones de trabajo en División III

A continuación, se presentan una serie de cuadros correspondientes a los desgloses detallados de los equipos instalados en el Departamento de Vulcanización con sus respectivas presiones de trabajo que utilizan aire comprimido, toda prevista que llega a los equipos suministra aire a presión de 0.7 MPa y adicionalmente existe el ramal que se deriva de Casa Fuerza y se desplaza a través de las trincheras cargado con aire a presión de 0.34 MPa que es ajustada previamente y abastece a las mayor cantidad de máquinas de Vulcanización.

Ítem	Equipos	Presión nominal (MPa)
1	Prensa A01	0.65/0.34
2	Prensa A02	0.65/0.34
3	Prensa A03	0.65/0.34
4	Prensa A04	0.65/0.34
5	Prensa A05	0.65/0.34
6	Prensa A06	0.65/0.34
7	Prensa A07	0.65/0.34
8	Prensa A08	0.65/0.34
9	Prensa A09	0.65/0.34
10	Prensa A10	0.65/0.34
11	Prensa A11	0.65/0.34
12	Prensa A12	0.65/0.34
13	Prensa B01	0.65/0.34
14	Prensa B02	0.65/0.34
15	Prensa B03	0.65/0.34
16	Prensa B04	0.65/0.34
17	Prensa B05	0.65/0.34
18	Prensa B06	0.65/0.34
19	Prensa B07	0.65/0.34
20	Prensa B08	0.65/0.34
21	Prensa B09	0.65/0.34
22	Prensa B10	0.65/0.34
23	Prensa B11	0.65/0.34
24	Prensa B12	0.65/0.34
25	Prensa C01	0.65/0.34
26	Prensa C02	0.65/0.34
27	Prensa C03	0.65/0.34
28	Prensa C04	0.65/0.34
29	Prensa C05	0.65/0.34
30	Prensa C06	0.65/0.34
31	Prensa C07	0.65/0.34

32	Prensa C08	0.65/0.34
33	Prensa C09	0.65/0.34
34	Prensa C10	0.65/0.34
35	Prensa C11	0.65/0.34
36	Prensa C12	0.65/0.34
37	Prensa D01	0.65/0.34
38	Prensa D02	0.65/0.34
39	Prensa D03	0.65/0.34
40	Prensa D04	0.65/0.34
41	Prensa D05	0.65/0.34
42	Prensa D06	0.65/0.34
43	Prensa D07	0.65/0.34
44	Prensa D08	0.65/0.34
45	Prensa D09	0.65/0.34
46	Prensa D10	0.65/0.34
47	Prensa D11	0.65/0.34
48	Prensa D12	0.65/0.34
49	Prensa D13	0.65/0.34
50	Prensa E01	0.65/0.34
51	Prensa E02	0.65/0.34
52	Prensa E03	0.65/0.34
53	Prensa E04	0.65/0.34
54	Prensa E05	0.65/0.34
55	Prensa E06	0.65/0.34
56	Prensa E07	0.65/0.34
57	Prensa E08	0.65/0.34
58	Prensa E09	0.65/0.34
59	Prensa E10	0.65/0.34
60	Prensa E11	0.65/0.34
61	Prensa E12	0.65/0.34
62	Prensa F01	0.65/0.34
63	Prensa F02	0.65/0.34
64	Prensa F03	0.65/0.34
65	Prensa F04	0.65/0.34
66	Prensa F05	0.65/0.34
67	Prensa F06	0.65/0.34
68	Prensa F07	0.65/0.34
69	Prensa F08	0.65/0.34
70	Prensa F09	0.65/0.34
71	Prensa F10	0.65/0.34
72	Prensa F11	0.65/0.34
73	Prensa G01	0.65/0.34
74	Prensa G02	0.65/0.34

75	Prensa G03	0.65/0.34
76	Prensa G04	0.65/0.34
77	Prensa G05	0.65/0.34
78	Prensa G06	0.65/0.34
79	Prensa G07	0.65/0.34
80	Prensa G08	0.65/0.34
81	Prensa G09	0.65/0.34
82	Prensa G10	0.65/0.34
83	Prensa H01	0.65/0.34
84	Prensa H02	0.65/0.34
85	Prensa H03	0.65/0.34
86	Prensa H04	0.65/0.34
87	Prensa H05	0.65/0.34
88	Prensa H06	0.65/0.34
89	Prensa H07	0.65/0.34
90	Prensa H08	0.65/0.34
91	Prensa H09	0.65/0.34
92	Prensa H10	0.65/0.34

APÉNDICE D: Desglose de equipos y presiones de trabajo en División IV

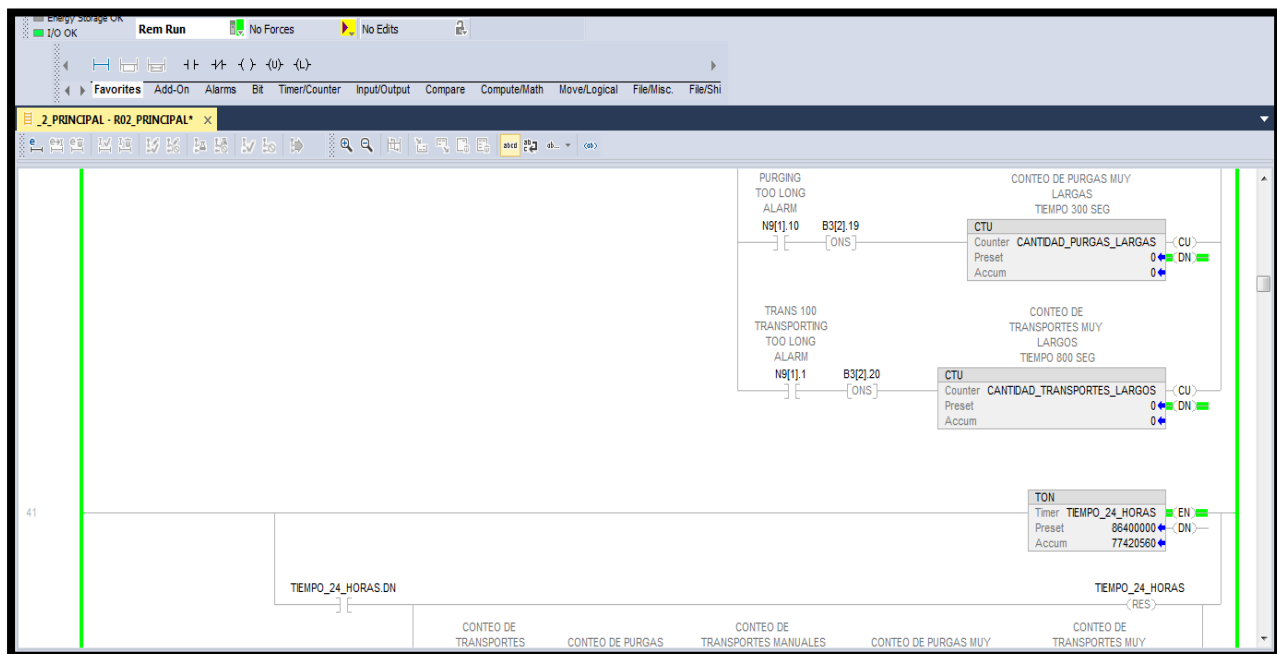
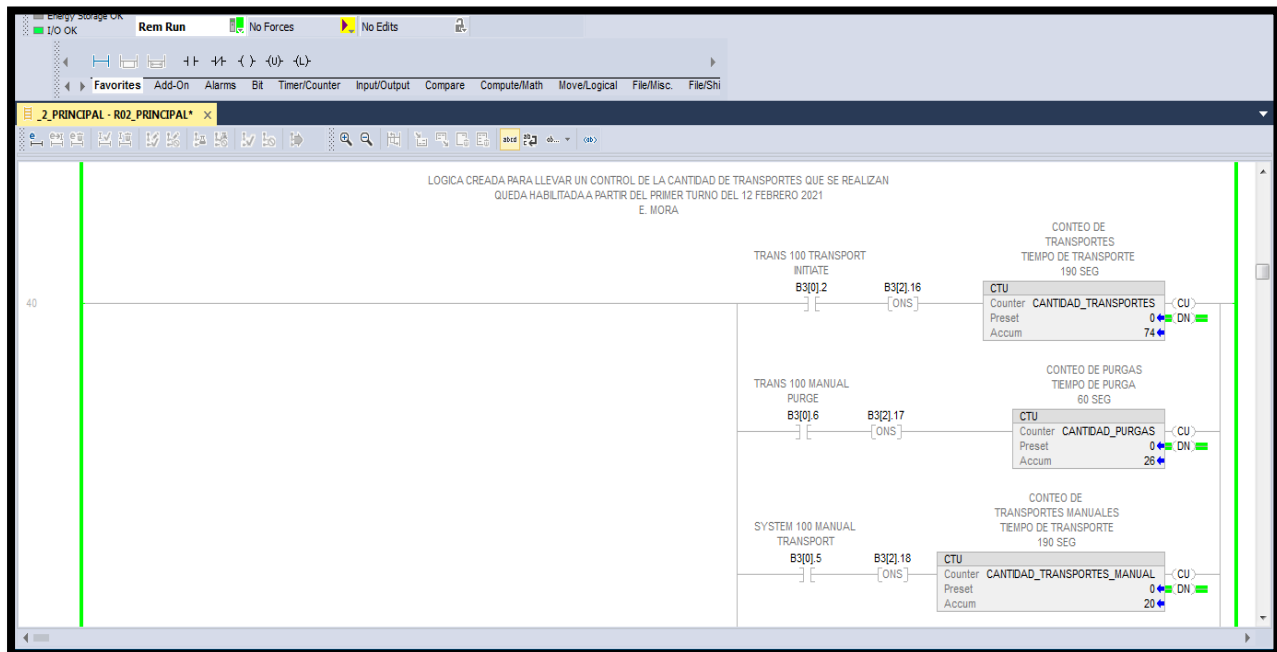
A continuación, se presentan una serie de cuadros correspondientes a los desgloses detallados de los equipos instalados en el Departamento de Armado con sus respectivas presiones de trabajo que utilizan aire comprimido, toda prevista que llega a los equipos suministra aire a presión cercana a los 0.7 MPa, los equipos que detallan una presión diferente es porque utilizan reguladores de presión para el ajuste de la variable.

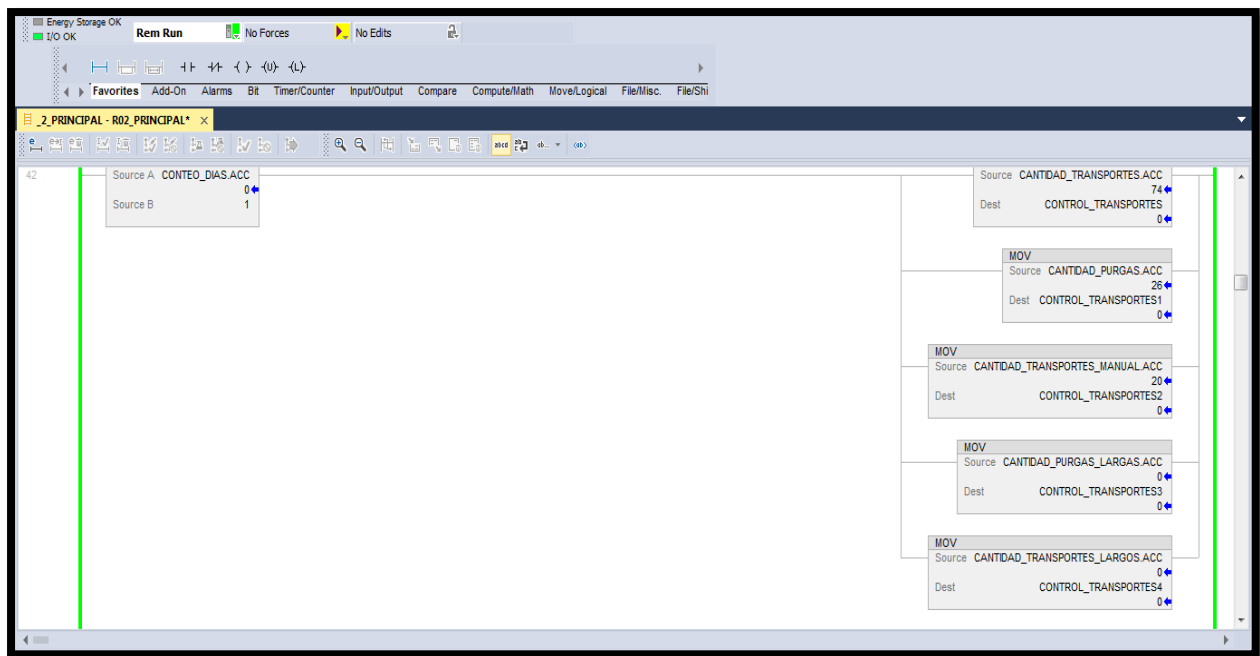
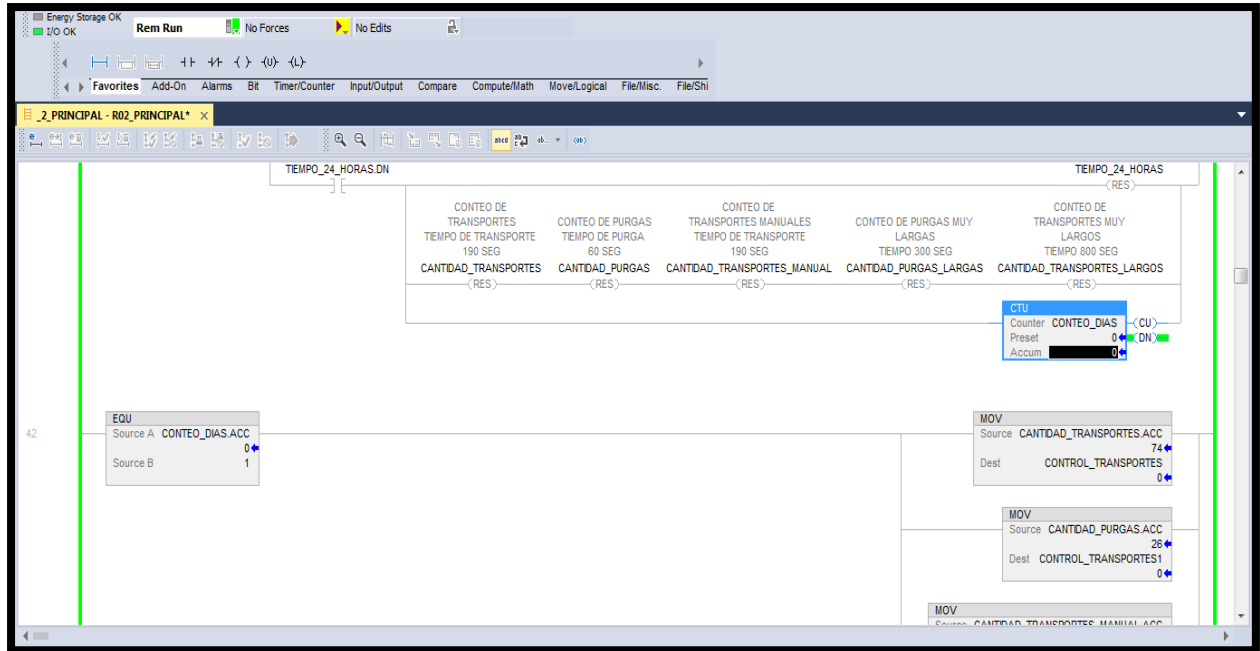
Ítem	Equipos	Presión nominal (MPa)
1	Bandas de Inspección Final	0.65
2	Pulidora Banda Blanca 1	0.65
3	Pulidora Banda Blanca 2	0.65
4	Pulidora Banda Blanca 3	0.65
5	Peladora radial	0.65
6	Peladora camión	0.65
7	Peladora Camión	0.65
8	Rayos x	0.65
9	Rayos x / en conveyor	0
10	Prensa de Reparado 1	0.65
11	Prensa de Reparado 2	0.65
12	Prensa de Reparado 3	0.65
13	Prensa de Reparado 4	0.65
14	Prensa de Reparado 5	0.65
15	Prensa de Reparado 6	0.65
16	Prensa de Reparado 7	0.65
17	Prensa de Reparado 8	0.65
18	Prensa de Reparado Agrícola 1	0.65
19	Prensa de Reparado Agrícola 2	0.65
20	Prensa de Reparado Agrícola 3	0.65
21	Scanner TSR	0
22	Scanner PSR	0
23	Scanner Tsis	0
24	Scanner Cámara RX	0
25	Scanner selector Tempa-PSR	0
26	Máquina Tsis Manual Sencilla	0.65
27	Máquina Tsis Manual Aro Múltiple	0.65
28	Máquina TUO 1	0.65

29	Máquina TUO 2	0.65
30	Máquina TUO 3	0.65
31	Máquina TUO 4	0.65
32	Máquina TUO 5	0.65
33	Máquina TUO 6	0.65
34	Máquina TUO 7	0.65
35	Máquina TUO 8	0.65
36	Máquina Kokusai	0.65
37	Vulcanizadora Vita Cap.	0
38	Máquina Balanceadora 1	0
39	Máquina Balanceadora 2	0
40	Maq 4 Posiciones 1	0.65
41	Maq 4 Posiciones 2	0.65
42	Maq. 8 posiciones	0.65
43	Máquina Desarmadora de Llanta 1	0
44	Máquina Desarmadora de Llanta 2	0
45	Máquina Desarmadora de Llanta 3	0
46	Máquina Fortuna	0
47	Guillotina	0.65
48	Máquina plunger	0.65

APENDICE E: Lógica en escalera usada en el PLC de Transportador BB2.

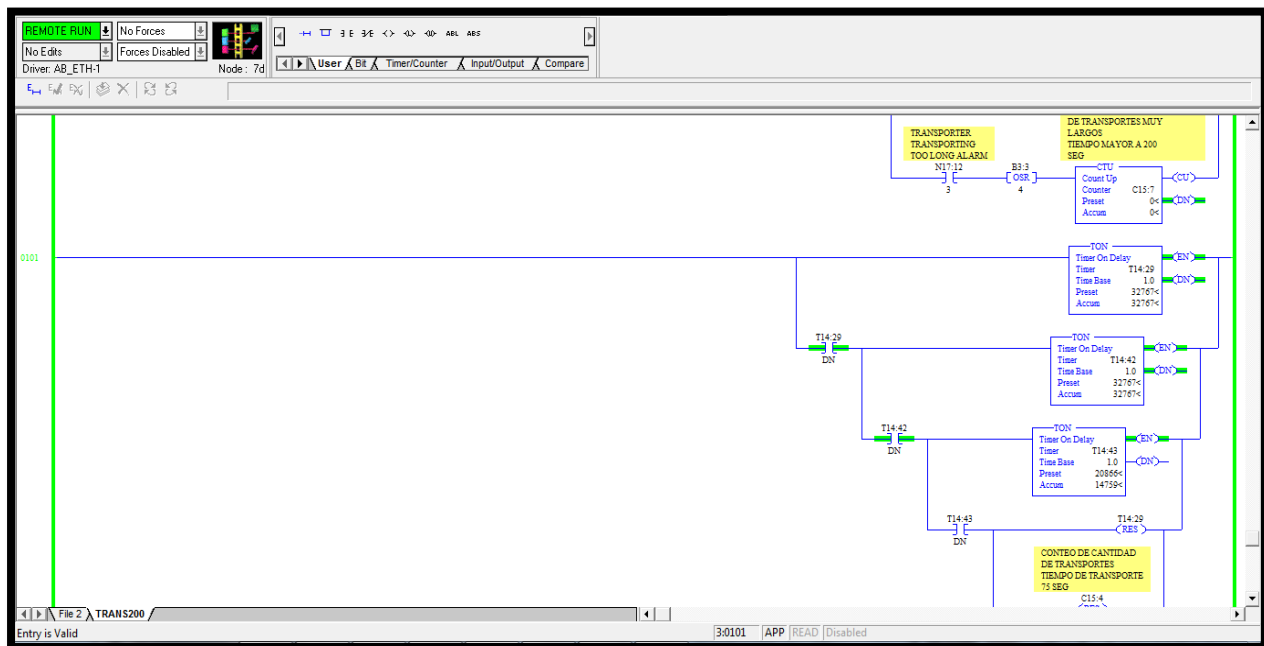
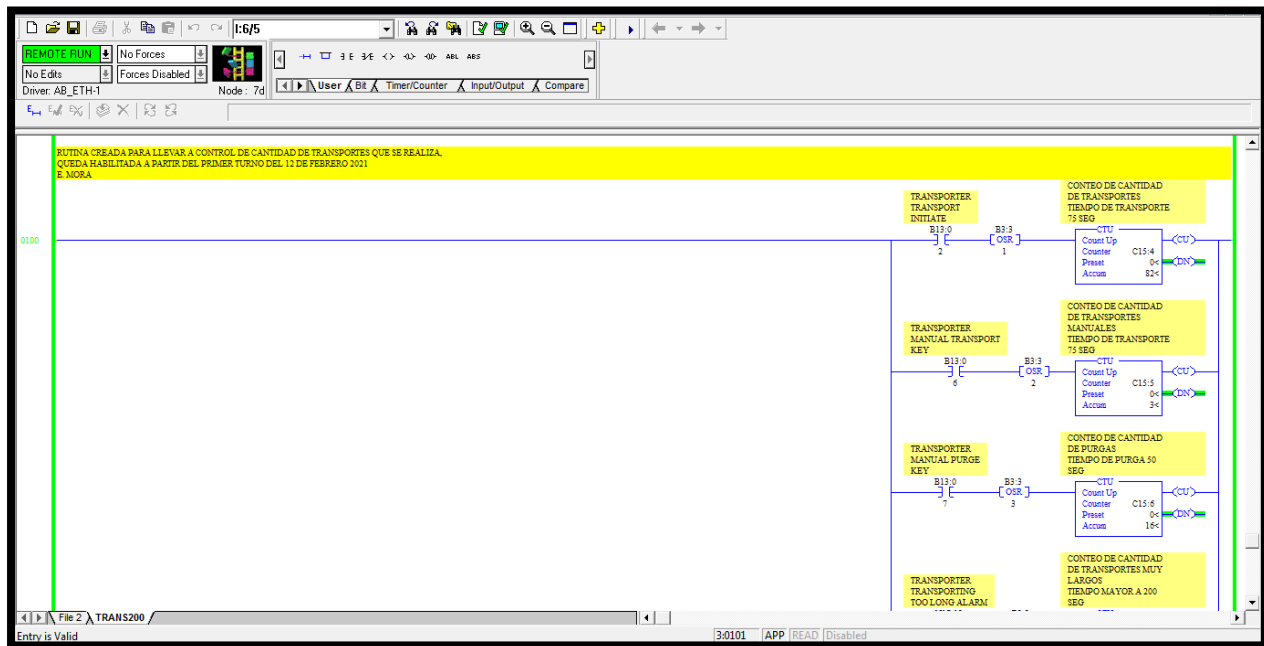
A continuación, se encuentran las imágenes que detallan la lógica de escalera utilizada para el conteo de los ciclos en el Transportador de BB3. Este equipo cuenta con un PLC Allen-Bradley de la familia Compact Logix.

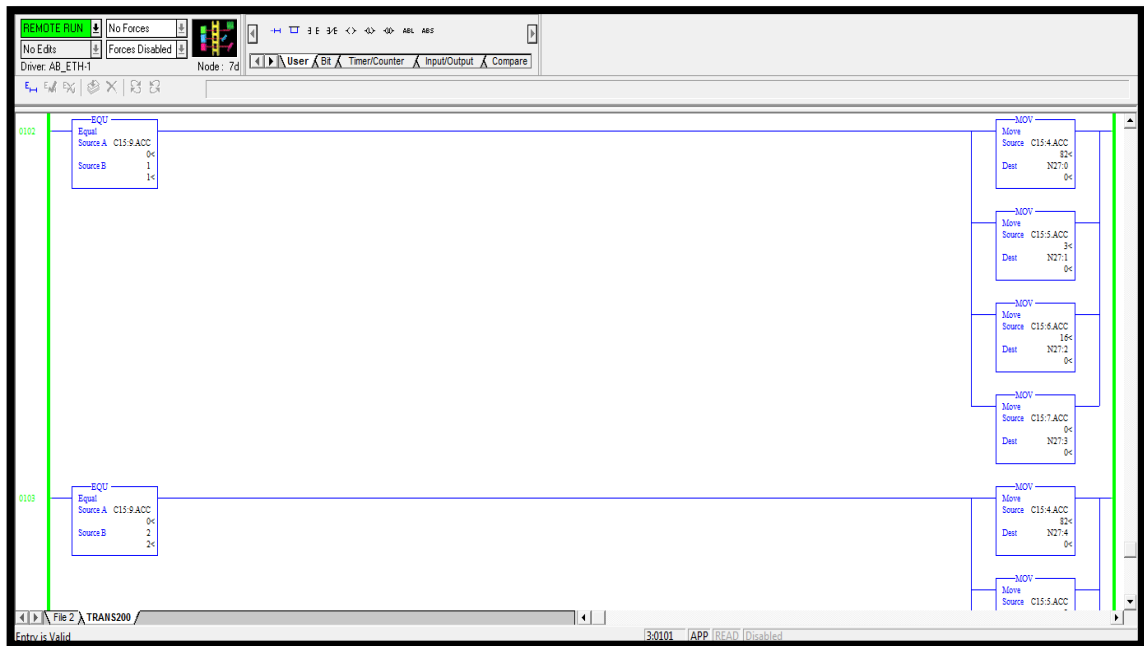
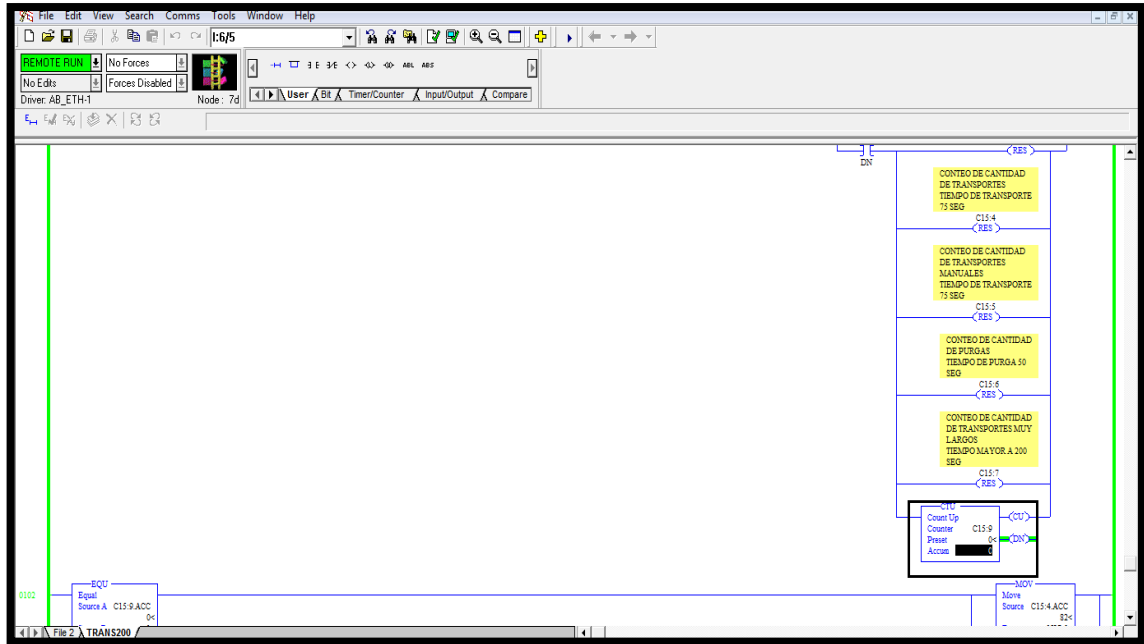




APÉNDICE F: Lógica en escalera usada en el PLC de Transportador BB3

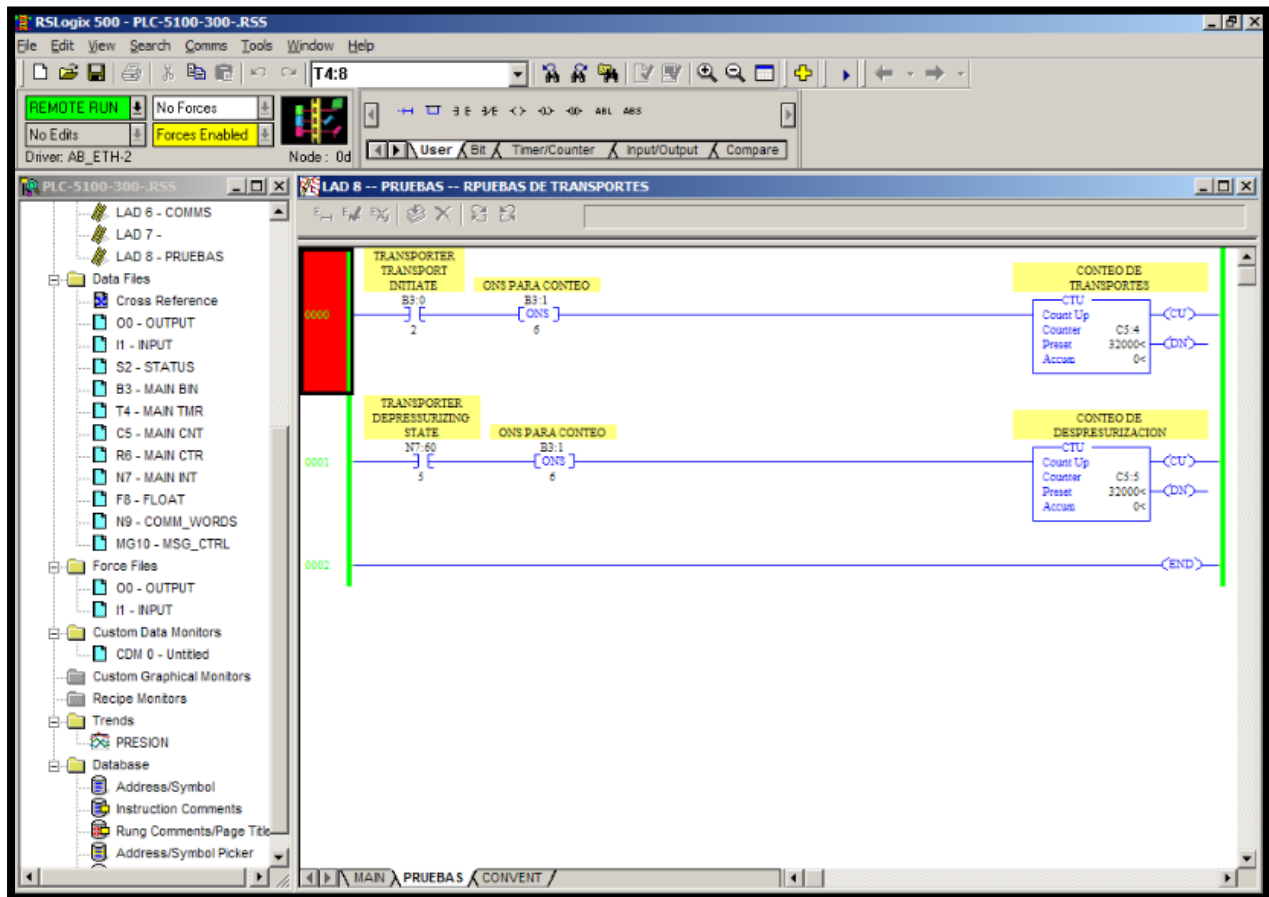
A continuación, se encuentran las imágenes que detallan la lógica de escalera utilizada para el conteo de los ciclos en el Transportador de BB2. Este equipo cuenta con un PLC Allen-Bradley de la familia RS LOGIX 500.





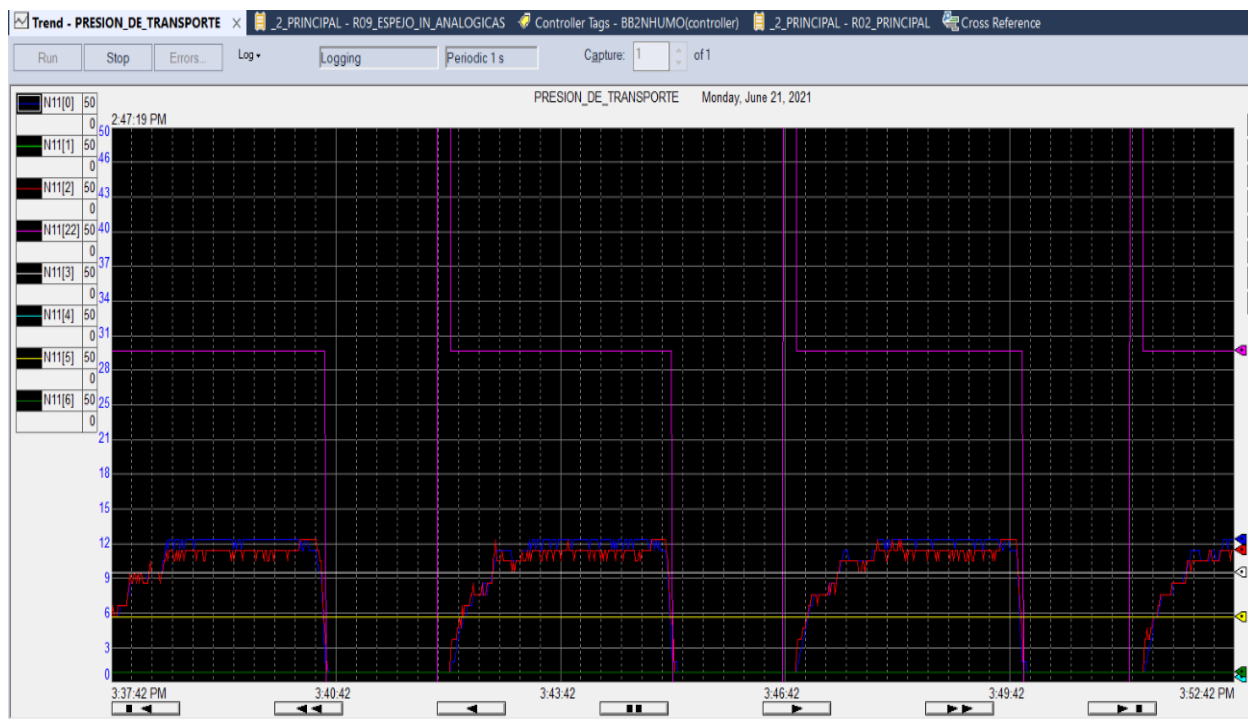
APENDICE G: Lógica en escalera usada en el PLC de Transportador DE Sílica

A continuación, se encuentran las imágenes que detallan la lógica de escalera utilizada para el conteo de los ciclos en el Transportador de Sílica. Este equipo cuenta con un PLC Allen-Bradley de la familia Micrologix.



APÉNDICE H: Tiempo de Ciclo del Transportador BB2

La gráfica a continuación demuestra el tiempo requerido que necesita un ciclo del transportador para trasegar material, una vez que el mecanismo está cargado, utilizando como variable de referencia la señal analógica de un transductor de presión. Se aprecia que requiere un máximo de 4 ciclos para transportar una bolsa completa con un peso de 1 TON, aunque otras gráficas demuestran que la mayoría de veces solo se requiere de tres ciclos. Para este trabajo se utilizará la captura con mayor cantidad de ciclos reportados, encontrándose una frecuencia de 3 minutos y 23 segundos por cada ciclo. Para este caso, la presión no puede ser tomada como la de trabajo del sistema, ya que presenta un error de medición al compararlo con varios manómetros instalados en tres puntos diferentes, en los cuales se confirmó una presión de 25 psi o más.



APÉNDICE I: Tiempo de Ciclo del Transportador de Sílica

La gráfica a continuación demuestra el tiempo requerido que necesita un ciclo del transportador para trasegar material una vez que el mecanismo está cargado, utilizando como variable de referencia la señal analógica de un transductor de presión; adicionalmente, se puede apreciar que requiere un máximo de 6 ciclos para transportar una bolsa completa con un peso de 0.8 TON, encontrándose una frecuencia de tan solo 15 segundos por cada ciclo.



APÉNDICE J: Desglose de accesorios de la tubería de baja presión en División III

TUBERÍA	CODO 90°	CODO 45°	TEE	VÁLVULA BOLA	VÁLVULA GLOBO	REDUCC. 50mm a 15mm	REDUCC. 80mm a 15mm	REDUCC. 80mm a 19mm	REDUCC. 80mm a 25mm	LONG. TUBO (mm)
RAMAL PRINCIPAL (1,5 pulg)	4	0	2	2	0	0	0	0	0	3500
RAMAL PRINCIPAL (2 pulg)	2	3 1	6	11	2	0	0	0	0	100530
TRINCHER A1 (2 pulg)	5	0	0	1	0	20	0	0	0	47000
TRINCHER A2 (2 pulg)	4	0	0	2	0	25	0	0	0	47000
TRINCHER A3 (2 pulg)	6	0	4	2	0	32	0	0	0	49380
TRINCHER A4 (3 pulg)	2	0	24	0	0	0	5	16	6	47000
Total Accesorios	53	1	32	18	2	77	5	16	6	

APÉNDICE K: Caídas de Presión en Tuberías de Aire de 50 psi en Trinchera

Descripción	Densidad del aire (Kg/m ³)	Caudal (CFM)	Caudal (m ³ /min)	Flujo Másico (Kg/h)	Velocidad m/s	Presión (MPa)	Presión (bar)	Presión (psi)	Diámetro Interno (mm)	Diámetro comercial (pulg)	Longitud Tubería (m)	Longitud Equi. (m)	Longitud Total (m)	Índice de Resistencia	Caída de Presión (KPa)	Caída de Presión (bar)	Caída de Presión (psi)
Tramo de tubería 1,5 pulg.	5,16	120	3,40	250	10,24	0,34	3,44	50	40,9	1,5	3,42	8,25	11,67	9,96	1,90	0,019	0,28
Tramo de tubería 2 pulg.	5,16	120	3,40	250	6,22	0,34	3,44	50	52,5	2	97,11	75,82	172,9	37,14	7,86	0,079	1,14
Tramo de trinchera 4.	5,16	29,14	0,83	120	1,29	0,34	3,44	50	79,9	3	47	26	73	16,81	3,32	0,033	0,48
Tramo de trinchera 3	5,16	16,79	0,48	70	1,74	0,34	3,44	50	52,5	2	47	93	140	30,84	6	0,064	1
Tramo de trinchera 2	5,16	22,07	0,63	80,00	1,99	0,34	3,44	50,00	52,50	2	47,00	7,50	54,50	2,93	2,48	0,025	0,36
Tramo de trinchera 1	5,16	28,79	0,82	110	2,74	0,34	3,44	50	52,5	2	47	92	139	35,93	6,32	0,06	0,92

APÉNDICE L: Cálculo Longitud equivalente tubería para compresores BSD 50 y ASD 40

Accesorios	50mm (2 pulg)	Coefficiente de resistencia50mm	LONG EQU. 50mm
Codo 90°	7	3,99	11025,0
Codo 45°	0	0	0,0
TEE	2	0,76	2100,0
Válvula de bola	2	0,114	315,0
Válvula de compuerta	0	0	0,0
Válvula de retención de disco oscilante	0	0	0,0
SALIDA	1	0,0	110,53
ENTRADA	1	1	2763,2
Estrechamiento brusco 40mm a 50mm	2	2,1	5897,5
Facto de Fricción	0,019		
Diámetro interno (mm)	52,5		
LONGITUD DE TUBERÍA RECTO (mm)	3800	1,38	
TOTAL mm (L + LON.EQ)			26011,2

APÉNDICE M: Cálculo de pérdida de presión tuberías para compresores BSD 50 y ASD 40

A continuación, se muestran los datos del trasiego de aire comprimido del compresor BSD 50 y ASD 40 con su respectiva pérdida de presión en la tubería de acero al carbón, cédula 40 de diámetro, comercial de 2 pulgadas.

Descripción	Densidad del aire (Kg/m ³)	Caudal (m ³ /min)	Flujo Másico (Kg/h)	Velocidad m/s	Presión (MPa)	Diámetro Interno (mm)	Diámetro comercial (pulg.)	Longitud Tubería (m)	Longitud Equi. (m)	Longitud Total (m)	índice de Resistencia	Caída de Presión (KPa)
Tramo de tubería 1,5 pulg.	6,69	5,63	300	5,75	0,55	52,5	1,5	3,8	22,2	26	6,78	2,89

APÉNDICE N: Cálculo de pérdida de presión tuberías para compresores CSD 100 y DSD 150

A continuación, se muestran los datos del trasiego de aire comprimido del compresor BSD 50 y ASD 40 con su respectiva pérdida de presión en la tubería de acero al carbón, cédula 40 de diámetro, comercial de 3 pulgadas.

Descripción	Densidad del aire (Kg/m ³)	Caudal (m ³ /min)	Flujo Másico (Kg/h)	Velocidad m/s	Presión (MPa)	Diámetro Interno (mm)	Longitud Tubería (m)	Longitud Equi. (m)	Longitud Total (m)	Índice de Resistencia	Caída de Presión (KPa)
Compresor CSD 100*	7,8	11,77	900	6,72	0,55	77,9	70,0	91,9	161,9	29,75	0,83
Compresor DSD 100-LP**	7,8	14,78	1000	7,47	0,34	77,9	70,0	91,9	161,9	29,75	2,03
Tramo Compresor-Secador	7,8	14,78	1000	7,47	0,34	77,9	6	9,35	15,35	30,84	0
Tramo Secador-Depósito	7,8	14,78	1000,00	7,47	0,34	77,90	6,95	14,50	21,45	2,93	0,12
Tramo de Depósito-Pasillo	7,18	14,78	1000	8,12	0,34	77,9	31,8	92	123,80	35,93	0,71
Tramo Pasillo-Silica	7,18	7,08	1000	8,12	0,34	77,9	17	20,6	37,60	35,93	0,21
Tramo Pasillo-TBB2	7,18	4,96	1000	8,12	0,34	77,9	15,8	20	35,80	35,93	0,20
Tramo Pasillo-TBB3	7,18	4,96	1000	8,12	0,34	77,9	21,25	20,13	41,38	35,93	0,24

Nota. * Cálculo realizado de la pérdida de presión en la ruta crítica en caso de utilizar el compresor Kaeser CSD 100. ** Cálculo realizado de la pérdida de presión en la ruta crítica en caso de utilizar el compresor Kaeser DSD 100-LP. Lo demás tramos de tubería se calcularon con el escenario que presentara mayor trasiego de aire comprimido, es decir, el compresor Kaeser DSD 100-LP.

Apéndice Ñ: Cálculo de pérdida de presión tubería para Compresor CSD 60LP

A continuación, se muestran los datos del trasiego de aire comprimido del compresor BSD 50 y ASD 40 con su respectiva pérdida de presión en la tubería de acero al carbón, cédula 40 de diámetro, comercial de 3 pulgadas.

Descripción	Densidad del aire (Kg/m ³)	Caudal (m ³ /min)	Flujo Másico (Kg/h)	Velocidad m/s	Presión (MPa)	Diámetro Interno (mm)	Diámetro comercial (pulg.)	Longitud Tubería (m)	Longitud Equi. (m)	Longitud Total (m)	índice de Resistencia	Caída de Presión (KPa)
Compresor CSD 60-LP	5,58	8,30	1000	7,16	0,34	77,9	3	70,0	68,1	138,1	25,37	13,75
Tramo Compresor- Secador	5,58	8,30	1000	7,39	0,34	77,9	3	6	9,35	15,35	30,84	1
Tramo Secador- Depósito	5,58	8,30	1000,00	7,40	0,34	77,90	3,00	6,95	14,50	21,45	2,93	0,97
Tramo de Depósito- Pasillo	7,18	8,30	1000	7,42	0,34	77,9	3	31,8	92	123,80	35,93	5,62
Tramo Pasillo- Silica	7,18	7,08	1000	6,41	0,34	77,9	3	17	20,6	37,60	35,93	1,71
Tramo Pasillo- TBB2	7,18	4,96	1000	4,51	0,34	77,9	3	15,8	20	35,80	35,93	1,62
Tramo Pasillo- TBB3	7,18	4,96	1000	4,52	0,34	77,9	3	21,25	20,13	41,38	35,93	1,88

Apéndice O: Tablas de Longitud Equivalente para distintos accesorios de tuberías

Recuperado del Libro: Flujo de fluidos en Válvulas, Accesorios y Tubería, CRANE, "s.f."

**FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS,
DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA**

Diámetro mm	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200, 250	300, 400	450-600
Nominal pulg	½	¾	1	1¼	1½	2	2½, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
Factor de fricción (f_t)	.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

**FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS
Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO**

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left(\frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}), \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

$$\beta = \frac{d_2}{d_1}$$

$$\beta^2 = \left(\frac{d_1'}{d_1} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor.
El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

*Úsele el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



$$\text{Si } \theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 1}$$

$$45^\circ < \theta < 180^\circ \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 2}$$

ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL

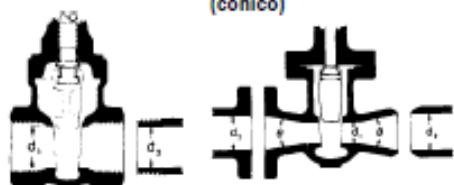


$$\text{Si } \theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 3}$$

$$45^\circ < \theta < 180^\circ \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 4}$$

Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE COMPUERTA De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_1 = 8 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots \dots K_3 = \text{Fórmula 6}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE



$K = 100 f_T$ $K = 50 f_T$
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
 $(\text{m/seg}) = 45 \sqrt{V} = 75 \sqrt{V}$
 $(\text{pie/seg}) = 35 \sqrt{V} = 60 \sqrt{V}$
 U/L Registradas = $120 \sqrt{V} = 100 \sqrt{V}$

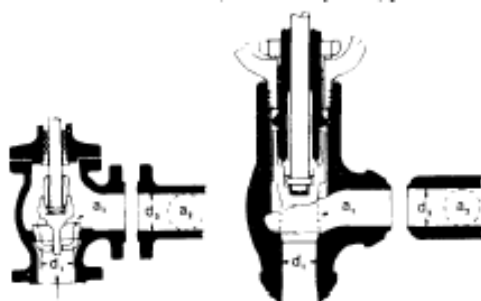
VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES



Si: $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 150 f_T$ Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido θ de mariposa

Si: $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 600 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $50 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg $40 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $70 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg $140 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE

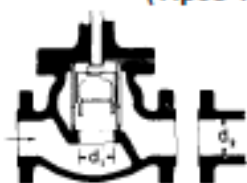


Pasos	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8") $K =$	40 f_T	120 f_T
250 mm (10") a 350 mm (14") $K =$	30 f_T	90 f_T
400 mm (16") a 1200 mm (48") $K =$	20 f_T	60 f_T
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{V}$	$40 \sqrt{V}$
pie/seg	$80 \sqrt{V}$	$30 \sqrt{V}$

Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE

(Tipos recto y angular)



Si:

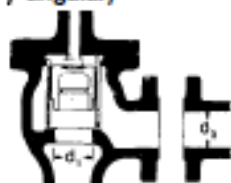
$$\beta = 1, \dots, K_1 = 400 f_T$$

$$\beta < 1, \dots, K_2 = \text{Fórmula 7}$$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$$m/seg = 70 \beta^2 \sqrt{V}$$

$$pie/seg = 55 \beta^2 \sqrt{V}$$



Si:

$$\beta = 1, \dots, K_1 = 200 f_T$$

$$\beta < 1, \dots, K_2 = \text{Fórmula 7}$$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$$= 95 \beta^2 \sqrt{V}$$

$$= 75 \beta^2 \sqrt{V}$$

VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO

Obturador ascendente

Obturador oscilante



$$K = 420 f_T$$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$$m/seg = 20 \sqrt{V}$$

$$pie/seg = 15 \sqrt{V}$$



$$K = 75 f_T$$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$$= 45 \sqrt{V}$$

$$= 35 \sqrt{V}$$



Si:

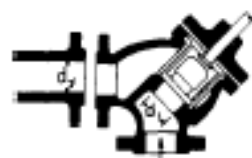
$$\beta = 1, \dots, K_1 = 300 f_T$$

$$\beta < 1, \dots, K_2 = \text{Fórmula 7}$$

velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador

$$m/seg = 75 \beta^2 \sqrt{V}$$

$$pie/seg = 60 \beta^2 \sqrt{V}$$

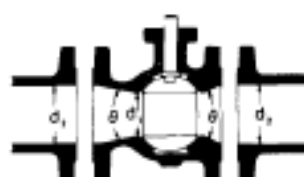


Si:

$$\beta = 1, \dots, K_1 = 350 f_T$$

$$\beta < 1, K_2 = \text{Fórmula 7}$$

VÁLVULAS DE GLOBO



$$\text{Si: } \beta = 1, \theta = 0, \dots, K_1 = 3 f_T$$

$$\beta < 1 \text{ y } \theta < 45^\circ, \dots, K_2 = \text{Fórmula 5}$$

$$\beta < 1 \text{ y } 45^\circ < \theta < 180^\circ, \dots, K_3 = \text{Fórmula 6}$$



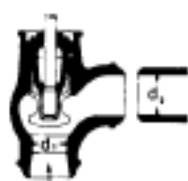
$$\beta = 1, \dots, K_1 = 55 f_T$$

$$\beta < 1, \dots, K_2 = \text{Fórmula 7}$$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$$m/seg = 170 \beta^2 \sqrt{V}$$

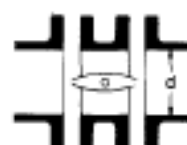
$$pie/seg = 140 \beta^2 \sqrt{V}$$



$$\beta = 1, \dots, K_1 = 55 f_T$$

$$\beta < 1, \dots, K_2 = \text{Fórmula 7}$$

VÁLVULAS DE MARIPOSA



$$\text{Diámetro } 50 \text{ mm (2") a } 200 \text{ mm (8")}, \dots, K = 45 f_T$$

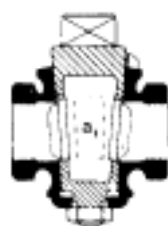
$$\text{Diámetro } 250 \text{ mm (10") a } 350 \text{ mm (14")}, \dots, K = 35 f_T$$

$$\text{Diámetro } 400 \text{ mm (16") a } 600 \text{ mm (24")}, \dots, K = 25 f_T$$

Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo

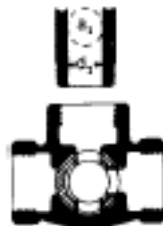


Si: $\beta = 1$,
 $K_g = 18 f_T$

tres entradas



Si: $\beta = 1$,
 $K_g = 30 f_T$



Si: $\beta = 1$,
 $K_g = 90 f_T$

Si: $\beta < 1$ $K_g = \text{Fórmula 6}$

CODOS ESTÁNDAR

90°



$K = 30 f_T$

45°



$K = 16 f_T$

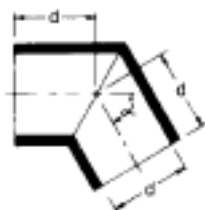
CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"



Flujo directo $K = 20 f_T$

Flujo desviado a 90° .. $K = 60 f_T$

CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA



α	K
0°	$2 f_T$
15°	$4 f_T$
30°	$8 f_T$
45°	$15 f_T$
60°	$25 f_T$
75°	$40 f_T$
90°	$60 f_T$

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE



r/d	K	r/d	K
1	$20 f_T$	8	$24 f_T$
1.5	$14 f_T$	10	$30 f_T$
2	$12 f_T$	12	$34 f_T$
3	$12 f_T$	14	$38 f_T$
4	$14 f_T$	16	$42 f_T$
6	$17 f_T$	20	$50 f_T$

El coeficiente de resistencia K_{BJ} , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = número de curvas de 90°

K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte hacia el interior



$K = 0.78$

A tope



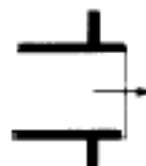
Véanse los valores de K en la tabla

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

*de cantos vivos

SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte De cantos vivos Redondeada



$K = 1.0$



$K = 1.0$



$K = 1.0$

Apéndice P: Pérdida de Presión en Tuberías rectas cédula 40 a diferentes presiones

Aire, libre q_m Metros cúbicos por minuto a 15°C y 1.013 bar absol.	Aire comprimido Metros cúbicos por minuto a 15°C y 7 bar manom.	Pérdida de presión en bar por cada 100 metros de tubería cédula 40 Para aire a 7 bar manométricos y 15°C								
		1/8"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
0.05	0.0058	0.093	0.021	0.0045						
0.06	0.0076	0.337	0.072	0.016	0.0051					
0.07	0.0115	0.719	0.154	0.033	0.011					
0.12	0.0152	1.278	0.267	0.058	0.018	0.0067				
0.15	0.0190	1.942	0.405	0.087	0.027					
0.2			0.698							
0.3	0.0253		1.57	0.146	0.047					
0.379				0.319	0.099		0.0035			
0.4	0.0379			0.548	0.170	0.041	0.0073	1 1/4"		
0.4506			2.71				0.012			
0.5	0.0506		4.10	0.842	0.257					
0.6	0.0632		5.90	1.19	0.370		0.018	0.0066	1 1/2"	
0.7	0.0759									
0.7	0.0885		8.03	1.62	0.494	0.117	0.035	0.0086	0.004 1	
0.8	0.101			2.12	0.634	0.150	0.044		0.005 3	
0.885					0.803	0.187	0.055			
1.0	0.114				0.991	0.231	0.067	0.017	0.006 5	
1.0126				3.26	1.55	0.353	0.102	0.026	0.012	2"
1.25	0.158									
1.5	0.190									
1.75	0.221	2 1/2"		7.20	2.19	0.499	0.147	0.036	0.017	0.0041
2.5	0.253			9.79	2.98	0.679	0.196	0.047	0.021	0.006
3.0	0.284	0.0042			3.82	0.871	0.257	0.062		0.0082
3.5	0.316	0.0051			4.84	1.10	0.325	0.076	0.036	0.010
4.0	0.379	0.0073			5.97	1.36	0.393	0.094	0.045	0.012
4.5	0.442	0.0097								
5.0	0.506	0.012	3"		8.6	2.61	0.754	0.226	0.063	0.018
5.5	0.569	0.016				3.41	0.984	0.298	0.086	0.024
6.0	0.632	0.019	0.005 3	3 1/2"		4.33	1.25	0.368	0.110	0.030
6.5									0.136	0.038
7.0	0.759		0.0090						0.164	0.046
7.5	0.885	0.026	0.012	0.0059		7.68	2.95	0.518	0.236	0.066
8.0		0.047	0.015	0.0075				0.689	0.321	0.090
8.5	1.0126	0.058	0.019	0.0094	4"		3.85	0.900		0.115
9.0	1.264	0.072	0.023	0.011			4.88	1.14	0.418	0.145
9.5							6.02	1.41	0.640	0.179
10.0		0.085	0.028	0.014	0.0073					
12	1.591	0.101	0.033	0.016	0.0085		7.29	0.774	0.774	0.217
13	1.617	0.119	0.039	0.019	0.0098		8.67	1.71	0.921	0.260
14	1.643	0.138	0.045	0.022				2.02	1.08	0.295
15	1.770	0.158	0.051	0.025					1.25	0.343
16	2.023							3.13	1.44	0.393
17	2.140	0.178	0.058	0.028	0.015					
18	2.276	0.200	0.065	0.031	0.016			3.67	1.64	0.443
19		0.223	0.072	0.035	0.018			4.01	1.85	0.500
20		0.247	0.081	0.039	0.020				2.07	0.558
21	2.403	0.266	0.089	0.043	0.024	0.0072		4.49	2.31	0.618
22	2.540	0.288	0.107	0.052	0.027	0.0086		5.49	2.53	0.685
23		0.308	0.126	0.061	0.032			6.65	3.07	
24		0.338	0.148	0.071	0.043	0.010		7.91	3.61	0.825
25	3.287	0.358	0.170	0.085	0.055					
26	3.540	0.388	0.198	0.106	0.062	0.012		9.28	4.25	0.982
27		0.418	0.222	0.119	0.070	0.014	0.0054		4.86	1.15
28		0.442	0.247	0.138	0.081	0.016	0.0061		4.86	1.33
30	3.793	0.603	0.222	0.119	0.070	0.016	0.0061		5.62	1.52
31			0.251	0.119	0.062	0.018				
32	4.046	0.680	0.280	0.134	0.077	0.020	0.0069		6.39	1.73
33	4.308	0.863	0.312	0.148	0.086	0.022	0.0078		7.32	1.94
34	4.551	0.957	0.346	0.164	0.096	0.024	0.0087		8.09	2.17
35	4.804	1.05				0.027	0.0096			2.41
40	5.057	1.35					0.011			2.67
45	5.689	1.55	0.435	0.207	0.107	0.034	0.013	8"		3.56
50		2.37	0.534	0.254	0.132	0.042	0.016			
55	7.36 12.1	0.765	0.363	0.188	0.059	0.059	0.023	0.0055		45 38
60	10.11 1.81	1.03	0.495	0.254	0.080	0.080	0.031	0.010		5.14
65		1.35	0.639	0.332	0.104	0.104	0.040			
70	11.38		0.808	0.418	0.130					
75	12.64	1.70	0.992	0.513	0.160	0.051	0.013		0.004 1	
80		2.10				0.062	0.015		0.0050	
90	13.91	7.97	2.64	1.19	0.621	0.192	0.075	0.019	0.0060	
100	15.17	9.49	3.02	1.42	0.759	0.228	0.089	0.022	0.0071	
110	16.43		3.55	1.67	0.862	0.267	0.105	0.026	0.0082	
120										
140	17.70		4.12	1.93	1.00	0.308	0.120	0.029	0.0095	12"
160	25.28		4.73	2.22	1.15	0.353	0.138	0.034	0.011	0.0045
180	31.61		8.4	3.94	2.03	0.628	0.243	0.059	0.019	0.0078
200				6.16	3.17	0.975	0.378	0.090	0.029	0.012
250	37.93			8.88	4.56	1.40	0.540	0.129	0.041	0.017
300										
350	44.25					1.90	0.755	0.174	0.056	0.023
400	50.57				6.21		0.960	0.227	0.072	0.030
450	56.89				8.11	3.14	1.215	0.286	0.091	0.037
500	63.21					3.88	1.50	0.352	0.112	0.046
550	69.53					4.69	1.82	0.424	0.134	0.055
600										
650	75.85					5.58	2.16	0.504		0.066
700	82.17						2.54	0.592	0.160	0.076
750	88.50					6.55	2.94	0.686	0.218	0.089
800						7.60	3.38	0.788	0.248	
850	94.82					8.72	3.84	0.896	0.282	0.105
900	107.5						4.34	1.01	0.319	0.130

Apéndice Q: Especificaciones técnicas del Flujoestado SMC modelo PF3A703H

Models			PF3A703H	PF3A706H	PF3A712H
Analogue output *6	Output type		Voltage output: 1 to 5 V (0 to 10 V can also be selected *7), Current output: 4 to 20 mA		
	Impedance	Output voltage	Output impedance approx. 1 kΩ		
		Current output	Max. load impedance 600 Ω		
	Response time *8		Linked with the response time of the switch output.		
Ext. input *9	Input type		Input with no voltage: 0.4 V or less		
	Input mode		Select from the Reset of Accumulated Value, Reset Peak and Reset Bottom values		
	Time for input		30 ms or more		
Display	Reference condition *10		Normal or Standard condition		
	Unit *11	Instantaneous flow	L/min, cfm (ft³/min)		
		Accumulated flow	L, ft³		
	Display range *12	Instantaneous flow	0 to 3150 L/min (Displays 0 when the value is below 30 L/min.)	0 to 6300 L/min (Displays 0 when the value is below 60 L/min.)	0 to 12600 L/min (Displays 0 when the value is below 120 L/min.)
		Accumulated flow	0 to 999,999,999,999 L		
	Minimum display unit	Instantaneous flow	2 L/min	5 L/min	10 L/min
		Accumulated flow	10 L	100 L	
	Display		Display method: LCD Number of displays: 2 (Main display and Sub display) Colour: Red and green for main display Display colour (sub display): Orange Display (main display): 5 digits 7 segment Display (sub display): 6 digits 7 segment		
	Operation LED		OUT LED: Orange is ON when output is ON		
Environmental resistance	Protection		IP65		
	Withstand voltage		1000 V AC for 1 minute between terminals and housing		
	Insulation resistance		50 MΩ between terminals and housing (with 500 VDC megger)		
	Operating temperature range		Operation: 0 to 50 °C, Storage: -10 to 60 °C (No condensation or freezing)		
	Operating humidity range		Operation, Storage: 35 to 85%RH (No condensation)		
Standards			CE, RoHS		

Apéndice R: Datos Técnicos de Sensor de Flujo Marca Rosemount

Functional specifications

Range and sensor limits

Range	2051CF minimum span	Range and sensor limits
1	0.5 inH ₂ O (1,24 mbar)	0 to 25 inH ₂ O (62,16 mbar)
2	2.5 inH ₂ O (4,14 mbar)	0 to 250 inH ₂ O (0,62 bar)
3	6.67 inH ₂ O (16,58 mbar)	0 to 1000 inH ₂ O (2,49 bar)

Service

Liquid, gas, and steam applications

Protocols

4–20 mA HART (Output Code A)

Output

Two-wire 4–20 mA, user-selectable for linear or square root output. Digital process variable superimposed on 4–20 mA signal, available to any host that conforms to the HART protocol.

Power supply

External power supply required. Standard transmitter operates on 10.5 to 42.4 Vdc with no load.

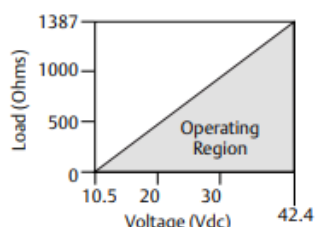
Turn-on time

Performance within specifications less than 2.0 seconds after power is applied to the transmitter.

Load limitations

Maximum loop resistance is determined by the voltage level of the external power supply, as described by:

$$\text{Maximum Loop Resistance} = 43.5 * (\text{Power Supply Voltage} - 10.5)$$



The Field Communicator requires a minimum loop resistance of 250Ω for communication.

FOUNDATION fieldbus (Output Code F)

Power supply

External power supply required; transmitters operate on 9.0 to 32.0 Vdc transmitter terminal voltage for non-I.S. applications, 9.0 to 30 Vdc for entity model intrinsically safe applications and 9.0 to 17.5 Vdc for FISCO intrinsically safe applications.

Current draw

17.5 mA for all configurations (including LCD display option)

Indication

Optional 2-line LCD display

FOUNDATION fieldbus function block

Execution times

Block	Execution time
Resource	N/A
Transducer	N/A
LCD Display Block	N/A
Analog Input 1, 2	20 milliseconds
PID	25 milliseconds
Arithmetic	20 milliseconds
Input Selection	20 milliseconds
Signal Characterizer	20 milliseconds
Integrator	20 milliseconds
Output Splitter	20 milliseconds
Control Selector	20 milliseconds

FOUNDATION fieldbus parameters

Schedule Entries	7 (max.)
Links	25 (max.)
Virtual Communications Relationships (VCR)	20 (max.)

Standard function blocks

Resource block

The resource block contains diagnostic, hardware and electronics information. There are no linkable inputs or outputs to the Resource Block.

Sensor transducer block

The sensor transducer block contains sensor information including the sensor diagnostics and the ability to trim the pressure sensor or recall factory calibration.

LCD display transducer block

The LCD display transducer block is used to configure the LCD display meter.

Analog input (AI) block

The AI block processes the measurements from the sensor and makes them available to other function blocks. The output value from the AI block is in engineering units and contains a status indicating the quality of the measurement. The AI block is widely used for scaling functionality.

Note

The channel, Set XD_Scale, Set L_Type, and sometimes Set Out_Scale are typically configured by instrument personnel. Other AI block parameters, block links, and schedule are typically configured by the control systems configuration engineer.

Input selector (ISEL) block

The ISEL block can be used to select the first good, Hot Backup™, maximum, minimum, or average of as many as eight input values and place it at the output. The block supports signal status propagation.

Apéndice S: Reporte de fugas de Trincheras

Generado a partir de imágenes tomadas desde una cámara acústica Fluke ii900 y usando la herramienta *LeakQ report generator* en la página: <https://www.fluke.com/es-cr/informacion/instrumentos-calculadoras/leakq-report-generator>.



Survey Summary

Survey Name	Aire 50 psi
Survey Start Time	7/15/2021 3:49:31 PM
Survey Stop Time	7/15/2021 4:21:15 PM
Company Name	Aire de 50 PSI TRINCHERAS

LeakQ

Operating Conditions

Gas type
System Pressure in psi
Costs of gas in USD per SCF
Costs of electricity in USD per kWh
Specific power ratio of power to flow rate in kW per 100 CFM
Operating hours per year

Air	▼
50	psi ▼
0	
0.111	
20	
8760	

'Aire 50 psi' Leaks Summary

#	Mode	File name	LeakQ	Asset	Asset ID	Est. leak rate	Estimated costs
2		Aire_50_psi_0002[1].as2	6.5			0.9 CFM	168 USD/year
3		Aire_50_psi_0003[1].as2	4.4			0.1 CFM	22 USD/year
4		Aire_50_psi_0004[1].as2	5.8			0.5 CFM	105 USD/year
5		Aire_50_psi_0005[1].as2	5.6			0.4 CFM	82 USD/year
6		Aire_50_psi_0006[1].as2	4.5			0.1 CFM	24 USD/year
7		Aire_50_psi_0007[1].as2	7.1			1.3 CFM	255 USD/year
8		Aire_50_psi_0008[1].as2	5.5			0.4 CFM	76 USD/year
Total						3.7 CFM	732 USD/year

Apéndice T: Ofertas recibidas para la estimación de inversiones

A continuación, se presentan algunas de las ofertas por los proveedores nacionales para la estimación de la inversión requerida para la adquisición de equipos o por mano de obra, otras ofertas no son agregadas por no requerirse para el análisis económico o por confidencialidad de la empresa.

1. Tubería de Aluminio Transair



Novatec Industrial S.A.
Cédula Jurídica 3-101-280782
Radial Santa Ana - Belén Costa Rica.
Tel: (506) 2239 1111 Fax: (506) 2239 1212
e-mail ventas@novatec.cr www.novatec.cr

CLIENTE: Bridgestone De Costa Rica S.A.

ATENCIÓN:

Tel: 2209-7309

FECHA: 05/07/2021

Oferta de Venta

No. SAP 27109

#	CANT.	CODIGO	DESCRIPCION	U.M.	PRECIO	TOTAL
1	9	550-0049-RED	Tubo de aluminio azul 63mm (2.5in) 6 mts	Unid	USD 156.44	USD 1,407.98
2	46	550-0045-RED	Tubería de aluminio azul 40mm (1.5in) 6 mts	Unid	USD 104.3	USD 4,797.92
3	8	550-0146-RED	Union Transair 63mm	Unid	USD 60.01	USD 480.06
4	45	550-0145-RED	Union Transair 40mm	Unid	USD 36.55	USD 1,644.64
5	1	550-0138-RED	2 In Npt Macho Conectar Para 40Mm (1 1/2 In) Tubería	Unid	USD 115.34	USD 115.34
6	10	550-0128-RED	Tee Igual 40mm Transair	Unid	USD 51.48	USD 514.8
7	17	550-0509-RED	40 mm (1 1/2" ID) Valvula Transair Bloqueable	Unid	USD 95.2	USD 1,618.36
8	40	550-0124-RED	Codo Transair 90º 40mm	Unid	USD 45.63	USD 1,825.2
9	1	550-0180-RED	Reduccion en línea de 63mm a 40mm	Unid	USD 43.2	USD 43.2
10	28	550-0181-RED	63Mm (2 1/2 In Id) Mini Bracket With 1/2	Unid	USD 55.43	USD 1,551.9
11	68	550-0399-RED	40mm (1 1/2" ID) Mini Bracket with 1/2" NPT ball valve	Unid	USD 46.37	USD 3,152.82
12	1	550-0162-RED	Tapon Final 63mm	Unid	USD 43.22	USD 43.22
13	4	550-0161-RED	Tapon Final 40mm	Unid	USD 29.9	USD 119.58
14	130	550-0198-RED	SopORTE de Montaje Transair 40mm	Unid	USD 3.16	USD 410.48
15	20	550-0199-RED	SopORTE de Montaje Transair 63mm	Unid	USD 5.52	USD 110.4

2. Tanques de almacenamiento de aire

Luis nuestros tanques son de 500, 1000, 2000, 3000, 5000, 10000 Litros. Te doy los precios, estos son galvanizados por dentro y por fuera.

Tanques galvanizados:

1,000 Litros: \$2,680
 2, 000 Litros: \$5,000
 5,000 Litros \$11,200
 500 Litros: \$1,640

Cualquier consulta a la orden.

Saludos!



Otto Barillas.

Sales / Sales Engineer

KAESER COMPRESORES DE COSTA RICA, LIMITADA

3. Compresor de baja presión DSD10LP



9. Precios especiales:

Resumen de precios para Proyecto: Bridgestone de Costa Rica				
Modelo	DSD 100 LP	Secador TF 280	Mantenimiento por un año compresor-secador y Filtro	Total
Precio Lista	\$72 897,00	\$25 369,00	\$0,00	\$98 266,00
Descuento	\$28 429,83	\$9 893,91	\$0,00	\$38 323,74
Subtotal:Precio con Descuento Especial.	\$44 467,17	\$15 475,09	\$0,00	\$59 942,26
Total:Precio con Impuesto de Venta.(13%)	\$50 247,90	\$17 486,85	\$0,00	\$67 734,75

4. Precios de accesorios de tuberías HN, consultados del Sistema SAP de la compañía

Material	Texto breve de material			Ce. Nombre 1					
Alm. CMv E Doc.mat.	Pos	Fe.contab.	Ctd.en UM	entrada UME	Referencia	Texto cab.documento	Usuario	Importe ML	Ce.coste Orden
C00017997	VALV. BOLA C/BLOQUEO, APOLLO 75-148-64				CR10 Material Nacionalizado				
2010 261	4929738779	2 21.06.2021	4- UN	EM-4938	EM-5356		CR_ROMORA	430.801,00-	1000589831
2010 261	4929410233	2 19.05.2021	1- UN	EM-4736	EM-5356		CHIAMAVERICK	107.700,25-	1000577506
2010 261	4928736480	1 16.03.2021	2- UN	EM-5150	EM-3864		CR_JVARGAS	215.400,50-	1000550130
2010 101	5000844400	2 05.03.2021	19 UN	4300113082	3787		CR_ALOPEZ	2.046.304,75	
C00017996	VALV. BOLA C/BLOQUEO, APOLLO 75-147-64				CR10 Material Nacionalizado				
2010 261	4929471974	4 27.05.2021	1- UN	EM-5150	EM-2388		CR_JVARGAS	97.571,25-	1000577505
2010 101	5000865818	3 20.05.2021	30 UN	4300115217	3787		CR_ALOPEZ	2.927.137,50	
2010 281	4928879598	3 29.03.2021	5- UN	EM-5150	EM-4215		CR_JVARGAS	482.162,63-	
2010 101	5000846130	1 12.03.2021	5 UN	4300114315	3787		CR_ALOPEZ	482.162,63	
C00016300	TEE CANERIA 2".				CR10 Material Nacionalizado				
2010 261	4929644252	3 11.06.2021	1- UN	EM-4938	EM-4802		CR_ROMORA	7.672,22-	1000594348
2010 261	4928939232	2 01.04.2021	1- UN	EM-5150	EM-4322		CR_JVARGAS	7.672,21-	1000547000
2010 261	4928346283	2 27.01.2021	1- UN	EM-4938	EM-3007		CR_ROMORA	7.672,22-	1000537074
2010 261	4928293844	1 21.01.2021	1- UN	EM-2685	EM-4901		CR_MSOLIS	7.672,21-	1000527237
2010 101	5000829303	4 14.01.2021	10 UN	4300111700	3787		CR_ALOPEZ	82.880,00	
C00015605	CODO CAÑERIA DE 90GR. 300 P.S.I. 2" X 90				CR10 Material Nacionalizado				
2010 261	4929897324	4 03.07.2021	1- UN	EM-4938	EM-1365		CR_ROMORA	4.233,06-	1000589830
2010 261	4929410233	5 19.05.2021	1- UN	EM-4736	EM-5356		CHIAMAVERICK	4.233,06-	1000577506
2010 261	4928957855	3 05.04.2021	2- UN	EM-4938	EM-3864		CR_ROMORA	8.466,13-	1000550129
2010 261	4928939232	5 01.04.2021	1- UN	EM-5150	EM-4322		CR_JVARGAS	4.233,06-	1000547000
2010 261	4928939234	1 01.04.2021	1- UN	EM-5150	EM-4065		CR_JVARGAS	4.233,06-	1000562055
2010 261	4928181014	1 10.01.2021	2- UN	EM-4938	EM-2606		CR_ROMORA	8.466,13-	1000529774
2010 281	4927954254	8 15.12.2020	2- UN	EM-4736	EM-4901		CHIAMAVERICK	8.466,13-	
2010 281	4927954254	31 15.12.2020	2- UN	EM-4736	EM-4901		CHIAMAVERICK	8.466,13-	
2010 261	4927833177	4 01.12.2020	2- UN	EM-4736	EM-4736		CHIAMAVERICK	8.466,13-	1000515622
2010 101	5000795441	3 16.09.2020	15 UN	4300106414	3787		CR_ALOPEZ	62.998,99	
C00006273	TUBO DE CAÑERIA DE 2 CEDULA 80 (TUBO				CR10 Material Nacionalizado				
2010 261	4929260165	1 04.05.2021	4- UN	EM-3855	705123-03		CR_MSOLIS	137.226,99-	1000563930
2010 281	4927889932	5 08.12.2020	2- UN	EM-2685	EM-4644		CR_MSOLIS	68.613,50-	
2010 101	5000782236	7 24.07.2020	3 UN	4300104517	3787		CR_ALOPEZ	86.736,18	
2010 101	5000695470	5 19.08.2019	4 UN	4300090956	3787		CR_ALOPEZ	153.782,53	
2010 201	4902543009	12 12.12.2014	4- UN	3787	184		CR_ALOPEZ	146.139,91-	CR4831
2010 101	5000173647	1 03.12.2014	4 UN	4300022681	3787		CR_ALOPEZ	146.207,63	

5. Trabajo de Mano de Obra Mecánica



Bridgestone Costa Rica

Depto. Compras	VICTOR FALLAS	Fecha	JULIO 01 DE 2021
Ingeniero	LUIS DIEGO URIBE MORA	Area	
Contratista	INGENIERIA EN MONTAJES RIECSO S.A	Código	
Proyecto	COMPRESOR AIRE COMPRIMIDO	Mecánico	☒
SIC	// SIN SIC //	Civil	☐
Crédito	60 DIAS	Moneda	COLONES

DETALLE DE MANO DE OBRA
Instalación

Descripción del Trabajo
Instalación compresor de aire comprimido en el area de pigmentos esto según alcance suministrado por Bridgestone de Costa Rica y detalles vistos con el ingeniero, inclutya la desisntalacion del equipo existente.

SUBTOTAL MATERIALES	₡	2,008,518.02
TOTAL MANO DE OBRA	₡	2,768,473.13
SUBTOTAL OFERTA	₡	4,776,991.15
IMPUESTO	₡	621,008.85
TOTAL OFERTA	₡	5,398,000.00

6. Cotización de Trabajo Eléctrico: Conexión Compresor de Pigmentos.



Sistemas de Control Industrial y
Automatización SCIA y GK SRL.
Cd Jurídica 3-102-574341
La Aurora de Heredia.
Tel: +50683382805 o +13852300857

PROF#K4.1008-2021

Atención:

Ing: Luis Diego Uribe
Código Proveedor # N/A

Presente.

Por este medio sometemos a su consideración nuestra oferta por el estructurado de acometida nueva para alimentación de compresor para aire comprimido en área pigmentos.

Ítem #1

Nuestra oferta consiste en lo siguiente

- Tiraje de acometida, 3XF RST, 1 como tierra.
- Conexiones en el centro de carga de compresores de pigmentos.
- Instalación de Breaker en el centro de carga de compresores de pigmentos.
- Pruebas de falla a tierra entre fases.
- Pruebas de voltaje.

Ítem #2

- A- Por nuestra parte contamos con las respectivas pólizas de riesgos del trabajo, así como los equipos de seguridad.
- B- Nuestra oferta consiste en todo lo mencionado anterior mente.
- C- Valides de oferta 15 días naturales.
- D- Condiciones de pago, a convenir.

COSTO DE MATERIALES	\$ 2.100,00
COSTO DE MANO DE OBRA	\$ 1.610,00
TOTAL	\$ 3.710,00

