

Instituto Tecnológico de Costa Rica

Escuela de Ingeniería Electromecánica



PROYECTO

“Diagnóstico de la red de aire comprimido de la Planta de Yogurt de Sigma
Alimentos en Cartago”

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el grado de Licenciatura en
Ingeniería en Mantenimiento Industrial

Torres Pérez, Yalitzá

Cartago, junio 2015.

Dedicatoria

A mi familia y a todas las personas que colaboraron conmigo en Sigma Alimentos de la forma más atenta.

Tabla de contenido

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Resumen..... | 11 |
| Abstract..... | 12 |
| INTRODUCCIÓN..... | 13 |
| Capítulo 1. Antecedentes de la empresa Sigma Alimentos..... | 15 |
| 1.1. Reseña histórica de la empresa Sigma Alimentos..... | 16 |
| 1.2. Descripción del proceso productivo desarrollado en Cartago, Costa Rica..... | 16 |
| Capítulo 2. Descripción del proyecto..... | 20 |
| 2.1. Justificación..... | 21 |
| 2.2. Alcance del proyecto..... | 22 |
| 2.3. Objetivos..... | 23 |
| 2.3.1. Objetivo general..... | 23 |
| 2.3.2. Objetivos específicos..... | 23 |
| 2.4. Metodología..... | 24 |
| Capítulo 3. Marco teórico: Aire comprimido..... | 26 |
| 3.1. Generalidades..... | 27 |
| 3.3. Requerimientos de una red de aire comprimido..... | 41 |
| 3.4. Distribución del aire comprimido..... | 42 |
| 3.5. Distribución de una red de aire comprimido..... | 58 |
| 3.6. Dimensión de tuberías..... | 61 |
| 3.6.1. Método numérico..... | 62 |
| 3.6.2. Método online con aplicaciones de KAESER..... | 71 |
| 3.6.3. Pérdidas por caídas de presión por fugas..... | 75 |
| 3.6.4. Presión de trabajo..... | 75 |
| 3.6.5. Futuras ampliaciones..... | 75 |
| 3.6.6. Caudales..... | 76 |
| 3.6.7. Material de la tubería..... | 77 |
| 3.7. Preparación del aire..... | 78 |
| Capítulo 4. Red de aire comprimido en Sigma Alimentos, planta de yogurt..... | 82 |
| 4.1. Distribución de la red de aire comprimido instalada..... | 83 |
| 4.1.1. Antecedentes..... | 83 |
| 4.1.2. Instalación actual..... | 87 |
| 4.2. Estimación de demanda de aire comprimido..... | 97 |

| | | |
|-------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.3. | Tanque acumulador de aire..... | 97 |
| 4.4. | Tuberías y accesorios instalados en la red de aire comprimido..... | 100 |
| 4.5. | Pérdidas de presión..... | 102 |
| 4.6. | Pérdidas por fugas..... | 104 |
| 4.7. | Determinación de la humedad del aire..... | 104 |
| 4.8. | Costos de energía..... | 106 |
| 4.8.1. | Costos por fugas..... | 107 |
| 4.8.2. | Costos por pérdidas de carga..... | 108 |
| 4.9. | Diagnóstico de la red actual..... | 109 |
| Capítulo 5. Rediseño para la red de aire comprimido..... | | 112 |
| 5.1. | Selección de compresores..... | 113 |
| 5.2. | Presión del sistema..... | 114 |
| 5.3. | Selección de secador..... | 115 |
| 5.4. | Capacidad de tanque acumulador de aire..... | 115 |
| 5.5. | Estimación de diámetro de tuberías..... | 116 |
| 5.5.1. | Estimación nuevo factor de ampliaciones..... | 116 |
| 5.5.2. | Caudal máximo por tramo de tubería..... | 116 |
| 5.5.3. | Diámetro de tramos de tubería..... | 117 |
| 5.6. | Diámetro de los bajantes..... | 120 |
| 5.7. | Pérdidas por fugas y caídas de presión..... | 122 |
| Capítulo 6. Análisis económico..... | | 123 |
| 6.1. | Costo de cambio de sistema de suministro..... | 124 |
| 7. | Conclusiones..... | 126 |
| 8. | Recomendaciones. | 127 |
| Bibliografía..... | | 128 |
| ANEXO..... | | 131 |
| Apéndice..... | | 143 |
| Apéndice A: Estimación de horas de operación de compresores..... | | 144 |
| Apéndice B: Cálculos de verificación de la red actual de aire comprimido..... | | 144 |
| Apéndice C: Cálculos de rediseño de red de aire comprimido..... | | 152 |
| Apéndice D: Datos del estudiante y la empresa..... | | 161 |

Índice de figuras.

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1. 1. Proceso de fabricación del yogurt. Fuente: García Roche, Laura (2014). | 18 |
| Figura 3. 2. Esquema simplificado de los componentes de una red de aire comprimido. Con secador. Fuente: U.S Department of Energy..... | 28 |
| Figura 3. 3. Tipos de compresores. Fuente: U.S Department of Energy..... | 32 |
| Figura 3. 4. Compresores de tornillo helicoidal rotativos. Fuente: CAGI; 2015. | 33 |
| Figura 3. 5. Compresores de aceite inyectado vs “oil free”, etapas de recorrido del aire. Fuente: www.atlascopco.us..... | 34 |
| Figura 3. 6. Compresor de tornillo seco, aire comprimido. Fuente: (CAGI; 2015) | 36 |
| Figura 3. 7. Lóbulos de Compresor de tornillos, con sistema de agua inyectada. Fuente: (CAGI; 2015). | 36 |
| Figura 3. 8. Diagrama simplificado de una red de aire comprimido. Fuente: U.S. Department of Energy. | 42 |
| Figura 3. 9. Esquema de los componentes de un secador de aire por regeneración desecante. Fuente: CAGI (2014). | 46 |
| Figura 3. 10. Ubicación posible de secador y filtros. Opción A. Fuente: CAGI (2014). | 56 |
| Figura 3. 11. Ubicación posible de secador y filtros. Opción B. Fuente: CAGI (2014). | 56 |
| Figura 3. 12. Nomograma de pérdida de carga. Fuente: www.knovel.org; HVAC Handbook. | 69 |
| Figura 3. 13. Cálculo de pérdida de presión..... | 72 |
| Figura 3. 14. Solución de ejemplo 1 efectuado en KAESER..... | 73 |
| Figura 3. 15. Aplicación online para cálculo de pérdida de presión online en KAESER. | 74 |
| Figura 4. 1. Medición de aire y presión en la red de compresores de aire comprimido. Fuente FLOTEC (2014)..... | 86 |
| Figura 4. 2. Vista frontal. Secador BD 150..... | 89 |
| Figura 4. 3. Vista posterior. Secador BD 150. | 90 |
| Figura 4. 4. Partes de secador BD 150. | 91 |
| Figura 4. 5. Vista general. Compresor de aire "Oil free"Atlas Copco. ZT37. | 92 |
| Figura 4. 6. Vista delantera. Compresor de aire "Oil free"Atlas Copco. ZT37..... | 92 |
| Figura 4. 7. Vista posterior. Compresor de aire "Oil free"Atlas Copco. ZT37..... | 93 |
| Figura 4. 8. Vista general: Compresor de aire "Oil free"Atlas Copco. ZT22. Fuente: Atlas Copco; GRUPO FOLTEC..... | 94 |

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 4. 9. Vista frontal. Compresor de aire "Oil free"Atlas Copco. ZT22. Fuente: Atlas Copco; GRUPO FLOTEC. | 95 |
| Figura 4. 10. Vista posterior. Compresor de aire "Oil free"Atlas Copco. ZT22. Fuente: Atlas Copco; GRUPO FOLTEC. | 96 |
| Figura 4. 11. Depósito de aire de 4000 litros. | 98 |
| Figura 4.12. Tubería instalada en la red de aire comprimido. Salida de tanque pulmón. | 100 |
| Figura 4.13.Tubería de la red de aire comprimido. | 101 |
| Figura II- 1. Cotización de secador BD. Fuente: Grupo FLOTEC. | 135 |
| Figura II- 2. Especificación de filtros de secador cotizado. Fuente: GRUPO FLOTEC..... | 136 |
| Figura II- 3. Especificaciones técnicas de Compresor ZT37 cotizado. Fuente: GRUPO FLOTEC. | 137 |
| Figura II- 4. Cotización compresor ZT37. Fuente: GRUPO FLOTEC..... | 139 |
| Figura II- 5. Especificaciones técnicas de compresor ZT30. Fuente: GRUPO FLOTEC..... | 140 |
| Figura II- 6. Cotización compresor Atlas Copco. Fuente: GRUPO FLOTEC..... | 142 |

Índice de tablas.

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabla 3. 1. Tabla de conversión de SCFM a ACFM. Fuente: Squire-Cogswell / Aeros Instruments, Inc. (2011)..... | 40 |
| Tabla 3. 2. Datos de selección de secador de aire. Fuente: Atlas Copco. | 48 |
| Tabla 3. 3. Capacidades del depósitos de aire comprimido. Fuente: ASME Reciever dimensions. CAGI (2014)..... | 51 |
| Tabla 3. 4. Tamaño y concentración máxima de contaminantes sólidos en el aire. Fuente: CAGI (2014). | 54 |
| Tabla 3. 5. Máximo punto de rocío. Fuente: CAGI (2014)..... | 55 |
| Tabla 3. 6. Máxima concentración de aceite en el aire comprimido. Fuente: CAGI (2014). | 55 |
| Tabla 3. 7. Índice de resistencia para G kg/hora de peso masa de aire. (Carnicer; 1977)..... | 64 |
| Tabla 3. 8. Pérdida de presión en los accesorios de tubería expresada en metros equivalentes de tubería recta.* | 77 |
| Tabla 4. 1. Resumen de datos red de aire comprimido, efectuado por FLOTEC en Sigma Alimentos Planta de Yogurt mayo 2013 Cartago.* | 84 |
| Tabla 4. 2. Resumen de datos red de aire comprimido, efectuado por FLOTEC en Sigma Alimentos Planta de Yogurt mayo 2011 Cartago.* | 85 |
| Tabla 4. 3. Características de los equipos instalados en cuarto de compresores para aire. | 88 |
| Tabla 4. 4. Lista se usuarios de aire comprimido en la planta de yogurt, Sigma Alimentos. | 99 |
| Tabla 4. 5. Pérdidas de carga en red de aire comprimido Planta Yogurt, Sigma Alimentos. | 104 |
| Tabla 5. 1. Datos de selección de compresores de rediseño. | 114 |
| Tabla 5. 2. Caudales (tubería principal y secundarias) de rediseño de red de aire comprimido. | 117 |
| Tabla 5. 3. Pérdida de carga en ruta hacia equipo BP802ARV 280R-P. | 121 |
| Tabla 5. 4. Costo indicado en las cotizaciones de equipos de suministro en rediseño..... | 124 |
| Tabla I- 1. Propiedades de la atmósfera con la altitud. | 132 |
| Tabla I- 2. Presiones de vapor de agua. | 132 |
| Tabla I- 3. Especificación de tubería de acero galvanizado Sh40 ASTM A53 grado A | 133 |
| Tabla I- 4. Especificación de tubería de acero inoxidable. | 133 |
| Tabla A - 1. Horas de operación de compresores. | 144 |
| Tabla B- 1. Pérdida de carga hacia equipo ONPACK-02. | 144 |
| Tabla B- 2. Pérdida de carga hacia equipo enfardadora BP802ARV 280R-P. | 145 |

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabla B- 3. Velocidades y pérdida de carga en la red de aire comprimido instalada. Tramos de tubería. | 146 |
| Tabla B- 4 (continuación tabla B-3). Velocidades y pérdida de carga en la red de aire comprimido instalada. Tramos de tubería. | 146 |
| Tabla B- 5. Velocidades y pérdida de carga en la red de aire comprimido instalada. Bajantes..... | 148 |
| Tabla B- 6. Cálculo de pérdida de carga en la red instalada. Tramos de tubería. | 149 |
| Tabla B- 7. (Continuación tabla B-6) Cálculo de pérdida de carga en la red instalada. Tramos. | 150 |
| Tabla B- 8. Cálculo de pérdida de carga en la red instalada. Bajantes. | 151 |
| Tabla C- 1. Cálculo del caudal de diseño en tramos de tubería en rediseño. | 152 |
| Tabla C- 2. (Continuación tabla C-1) Cálculo del caudal de diseño de tramos de tubería en rediseño. | 152 |
| Tabla C- 3. Cálculo del caudal de diseño en bajantes de tubería en rediseño..... | 154 |
| Tabla C- 4. Estimación de diámetros de rediseño en tramos de tubería. | 155 |
| Tabla C- 5. (Continuación tabla C-4)Estimación de diámetros de rediseño en tramos de tubería..... | 156 |
| Tabla C- 6.Estimación de diámetros de rediseño en bajantes de tubería. | 157 |
| Tabla C- 7. Velocidad del aire comprimido en tramos de tubería de rediseño. | 158 |
| Tabla C- 8. (Continuación tabla C-7)Estimación de velocidad de rediseño en tramos de tubería..... | 159 |
| Tabla C- 6.Estimación de velocidad de rediseño en bajantes de tubería. | 160 |

Índice de ecuaciones.

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Ecuación 3. 1. Conversión de flujo volumétrico de aire comprimido a aire libre..... | 30 |
| Ecuación 3. 2. Conversión de ICFM a ACFM..... | 38 |
| Ecuación 3. 3. Conversión de ACFM a SCFM..... | 39 |
| Ecuación 3.4.Cálculo de capacidad en volumen de depósito de aire comprimido. Fuente: www.CAGI.org..... | 50 |
| Ecuación 3. 5. Cálculo de caudal de aire comprimido..... | 59 |
| Ecuación 3. 6. Fórmula de D'Arcy..... | 59 |
| Ecuación 3. 7. Cálculo del diámetro de una red de aire comprimido..... | 63 |
| Ecuación 3. 8. Índice de resistividad..... | 64 |
| Ecuación 3. 9. Flujo másico..... | 64 |
| Ecuación 3. 10. Pérdida de presión en un tubo recto..... | 65 |
| Ecuación 3. 11. Caída de presión..... | 65 |
| Ecuación 3. 12. Fórmula de Darcy para pérdidas de presión..... | 66 |
| Ecuación 3. 13. Presión de un gas ideal..... | 67 |
| Ecuación 3. 14. Factor de fricción..... | 67 |
| Ecuación 3. 15. Número de Reynolds..... | 67 |
| Ecuación 3. 16. Factor de fricción..... | 67 |
| Ecuación 3. 17. Factor de fricción..... | 68 |
| Ecuación 3. 18. Pérdida de presión en unidades inglesas..... | 68 |
| Ecuación 3. 19. Capacidad del compresor..... | 70 |
| Ecuación 3. 20. Estimación de diámetro de tubería para aire comprimido..... | 71 |
| Ecuación 3. 21. Presión requerida en la descarga del compresor..... | 75 |
| Ecuación 3. 22. Caudal máximo de aire comprimido requerido..... | 76 |
| Ecuación 3. 23. Caudal de diseño de aire comprimido requerido..... | 76 |
| Ecuación 3. 24. Humedad absoluta..... | 78 |
| Ecuación 3. 25. Humedad de saturación..... | 79 |
| Ecuación 3. 26. Humedad relativa..... | 79 |
| Ecuación 3. 27. Humedad de saturación..... | 80 |
| Ecuación 3. 28. Humedad absoluta..... | 81 |
| Ecuación 3. 29. Presión de saturación del punto de rocío..... | 81 |

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Ecuación 4. 1.Cálculo de volumen de tanque acumulador de aire..... | 97 |
| Ecuación 4. 2. Costo del consumo de electricidad de los compresores de aire comprimido. | 106 |
| Ecuación 4. 3. Costo por demanda de potencia de los compresores, según tarifa TMT Jasec. | 107 |
| Ecuación 4. 4. Costo anual por concepto de fugas..... | 107 |
| Ecuación 4. 5. Potencia requerida por la pérdida de carga..... | 108 |

Resumen.

Este informe contiene, los resultados del diagnóstico efectuado a la red de aire comprimido en la Planta de Yogurt en Sigma Alimentos, en sus instalaciones de Cartago Costa Rica. El motivo de su edición fue dado a solicitud del Departamento de Mantenimiento, específicamente por la jefatura de la Planta de Yogurt; que planteó la necesidad de conocer el estado actual de la red de aire comprimido y evaluar si su capacidad es la requerida, para satisfacer la demanda de aire comprimido, dada por los equipos instalados en esa planta.

El diagnóstico incluye el levantamiento del plano de la red de aire comprimido instalada; verificación de velocidades, diámetros y pérdidas de carga en las secciones de tubería donde están ubicados la mayoría de los usuarios o equipos; la capacidad del tanque de almacenamiento de aire y la selección de compresores, filtros y secador de aire regenerativo. Además, se propusieron mejoras que se le pueden hacer a la red de aire comprimido, como cambiar el tipo de material de la tubería de acero a una del tipo Smartpipe o Transair antifugas y algunos diámetros de tramos de tubería que superaron una pérdida de carga mayor a un 3% de la presión absoluta del sistema.

Palabras Clave: Aire comprimido, productos lácteos, Sigma Alimentos, Inocuidad, Transair.

Abstract.

This report contains the results of the diagnosis done by the compressed air in the yogurt plant Sigma Alimentos, at its facility in Cartago Costa Rica. The reason for its issue was given at the request of Maintenance, specifically for the manager Yogurt Plant; that raised the need to know the current state of the compressed air system and evaluate whether its capacity is required to meet the demand for compressed air, provided by the equipment installed in the yogurt plant.

Diagnosis includes: lifting the plane of the net installed compressed air; check speeds, diameters and pressure drops in the pipe sections where most usurious or equipment are located; the ability of air storage tank and selection of compressors, filters and regenerative air dryer. In addition, improvements will be made to the compressed air, such as changing the type of pipe material of steel to the antileak Smartpipe or Transair and some type of pipe diameters that exceeded a loss greater load is proposed 3% of the absolute pressure of the system.

Keywords: Compressed air, dairy products, Sigma Alimentos, Safety, Transair.

INTRODUCCIÓN.

El Compressed Air and Gas Institute (CAGI; 2015) de Estados Unidos, afirma que el aire comprimido tiene un amplio rango de aplicaciones en la industria en general, las cuales contribuyen con la economía de las naciones. Se considera como la cuarta forma de utilización de la energía en la industria, las otras tres formas están dadas por la electricidad, el agua y servicios con gas.

Al exigir las normalizaciones establecidas por la FDA y otras entidades vinculadas a la industria de los alimentos que la regulan, que la inocuidad en todos los procesos de producción de alimentos se debe mantener y el aire comprimido suministrado a este tipo de industrias no se escapa de esta regla.

De acuerdo con Parker Dominic Hunter (2011), en su artículo “High Quality Compressed Air for de Food Industry”, la contaminación del aire comprimido en una planta de producción de alimentos representa un riesgo para el consumidor.

Mencionando las etapas del ciclo del producto alimenticio, desde las que representan más riesgo para la salud del consumidor hasta ir disminuyendo este último, están: la preparación, el procesamiento, la manufactura, el empaque, el almacenamiento, el transporte, la distribución, manipulación, venta y consumo.

Parker, afirma además, que las regulaciones de higiene son estrictas en el proceso de manufactura y distribución, pero no es frecuente que sean aplicables en las utilidades o servicios en planta.

Como el aire es empleado en aplicaciones de: control, limpieza, tapado, transporte, empaque, formado, taladrado, atomizado, mezclas, transferencia de materiales y otros procesos; se debe de garantizar una alta calidad en cuanto a la cantidad de partículas y un aire seco. La normativa ISO 22000-2005, menciona los principios de HCCAP (Hazard Analysis Critical Control Point), que incluyen la identificación y evaluación de los riesgos en la cadena de producción, según sea el proceso y las facilidades o servicios usados. Sin embargo, no es tan aplicable como en el caso del aire comprimido, aunque se puede adaptar.

Por la naturaleza de la empresa Sigma Alimentos, el garantizar la mejor calidad del aire comprimido para los procesos, que en su interior se desarrollan debe ser un objetivo que se debe cumplir diariamente, lo cual le permitirá cumplir con las recomendaciones de la normativa ISO 8573-1, referida a la calidad del aire comprimido.

No existe una norma o ley local, que establezca el nivel de calidad y limpieza del aire comprimido aceptable para la industria de los alimentos en Costa Rica; por lo que se usó como referencia el “Compressed Air and Gas Handbook” del Compressed Air and Gas Institute (CAGI). Este manual, presenta los mínimos niveles aceptables de suciedad, aceite y agua que establece la norma ISO 8573-1 de calidad del aire comprimido. (Parker; 2014)

Las normas son importantes porque permiten definir los límites aceptables de los posibles contaminantes del aire comprimido, que se pueden clasificar en cuatro grupos: 1) en el aire atmosférico son: vapor de agua, suciedad de la atmósfera, vapor de aceite y microorganismos; 2) en el compresor de aire: aceite líquido, aceite de aerosoles, vapor de aceite; después de la etapa de compresión está el after cooler donde se condensa el agua; 3) en recipientes de almacenamiento de aire comprimido; y 4) en el sistema de tuberías de distribución de aire comprimido: cuando el aire comprimido está saturado se puede condensar agua y causar corrosión y generación de microorganismos a lo largo de la tubería.

En las secciones siguientes, se amplía sobre los conceptos importantes a tener en cuenta cuando se diseñe una red de aire comprimido y su estado en la planta de yogurt de Sigma Alimentos, ubicada en Cartago, Costa Rica.

Cartago, Costa Rica, 2015.

Capítulo 1. Antecedentes de la empresa Sigma Alimentos.

1. Antecedentes de la empresa.

1.1. Reseña histórica de la empresa Sigma Alimentos.

Sigma Alimentos es una empresa de la industria de alimentos, que inicialmente se dedicaba a la producción y comercialización de carnes frías. Luego, amplió la variedad de productos procesados incursionando en la fabricación de yogurt, quesos, natillas y comidas preparadas entre otros productos.

Actualmente es una división de ALFA, que es una empresa mexicana que tiene sus orígenes en el siglo XIX y cuenta actualmente con varias divisiones que abarcan a diferentes sectores de la industria.

El proyecto propuesto se va a desarrollar en una de sus plantas ubicada en Cartago Costa Rica carretera al volcán Irazú, 400 m sur oeste del Servicentro Corazón de Jesús.

1.2. Descripción del proceso productivo desarrollado en Cartago, Costa Rica.

Sigma Alimentos en Cartago actualmente produce varios productos entre ellos: yogurt, dulce de leche, natilla, quesos, gelatina y otros derivados de los lácteos; es una de las dos fábricas de lácteos en Costa Rica, la otra se ubica en Monteverde Puntarenas.

Como la planta donde se desarrolló el proyecto fue la de Yogurt, porque hay dos la de Quesos y la de Yogurt se comentará brevemente sobre el proceso de elaboración de yogurt. Los puntos citados abajo, del a) al i) muestran las etapas del proceso requerido para la producción del yogurt según Laura García (2015):

- a) Recepción de leche cruda y eliminación de impurezas insolubles en la leche.

La leche debe de tener un bajo contenido de bacterias.

- b) Filtración de la leche para eliminar partículas gruesas.

- c) Estandarización y preparación de la leche para la mezcla: regular el contenido de grasa y sólidos no grasos.

Según las normas de FAO/OMS se regula el contenido de grasa y partículas sólidas, según el resultado se clasifica el tipo de yogurt:

- Yogurt con contenido graso mínimo de un 3.5%.
- Yogurt semidesnatado de un 1% a 2% de grasa.
- Yogurt desnatado de bajo contenido de grasa a un 0.3 %.

- d) Adición de componentes minoritarios.

Como azúcares, edulcorantes y todas las otras sustancias requeridas para la fórmula a preparar.

- e) Desodorización o desairado.

Para eliminar el aire de las etapas anteriores.

- f) Homogenización.

Para evitar la separación de la nata de la leche.

- g) Pasteurización.

Para eliminar microorganismos patógenos, entre otros fines.

- h) Refrigeración.

- i) Adición de fermentos.

Según el tipo de yogurt.

- j) Envasado.

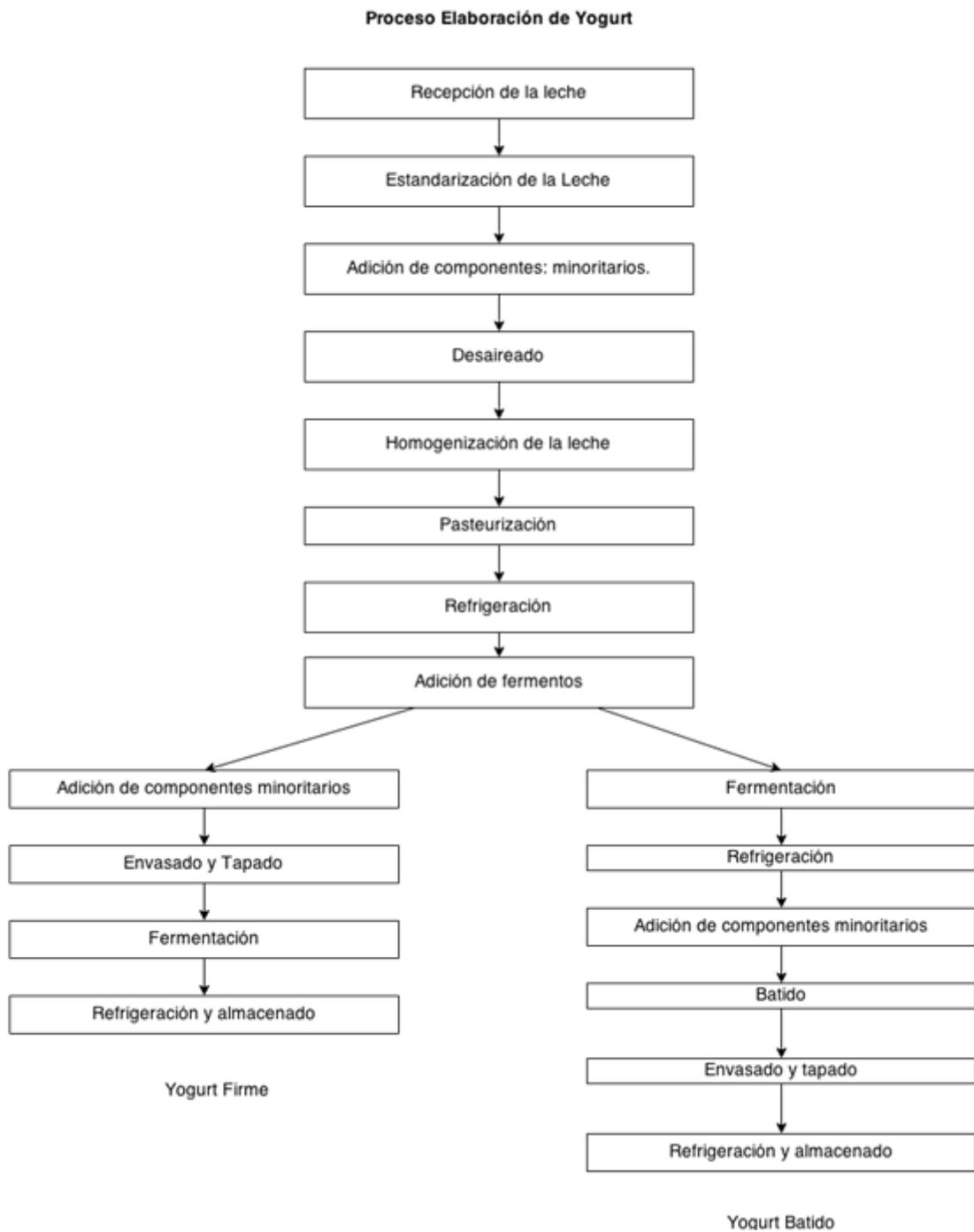


Figura 1.1. Proceso de fabricación del yogurt. Fuente: García Roche, Laura (2014).

En la figura 1.1, se muestra un diagrama de flujo general del proceso de fabricación del yogurt, elaborado por Laura García Roche de la Universidad Politécnica de Cataluña.

Capítulo 2. Descripción del proyecto.

2. Descripción del proyecto.

2.1. Justificación.

Se solicitó una inspección a la red de aire comprimido de la Planta de Yogurt de Sigma Alimentos en Cartago; esto incluyó un resumen del diagnóstico y las recomendaciones del caso que se puedan aplicar a la red instalada.

La razón de la solicitud fue que en setiembre de 2013 y en el mismo mes en el 2014 se instalaron nuevos equipos; uno en el 2013 y dos en el 2014, y, como en ambos casos las máquinas requerían aire comprimido para su funcionamiento, se solicitó verificar si los compresores instalados tenían la capacidad de abastecer la demanda de la Planta de Yogurt. Y otro motivo fue que como se tuvieron que hacer nuevas conexiones en la red de aire comprimido se solicitó el plano de esta, porque no se contaba con él.

El objetivo del estudio fue estimar cuánto más se puede ampliar la demanda de aire comprimido con los compresores instalados actualmente, sin ir en detrimento del buen funcionamiento de los equipos. Y evaluar si se debe modificar o no el sistema de compresores o la tubería instalada.

Por lo mencionado anteriormente, se solicita por parte del Departamento de Mantenimiento, que el proyecto sea enfocado en esa área de producción, la de yogurt.

Los equipos actualmente trabajan a 90 psig y los compresores dentro de un rango de 112 a 120 psig. Los compresores son dos de 30 HP y 50 HP, según lo indicado, pero se hará la verificación in situ una vez que se inicie el proceso de diagnóstico.

2.2. Alcance del proyecto.

Una vez efectuado el estudio y diagnóstico de la red de aire comprimido instalada, si se concluye que el sistema no admite ampliaciones, se debe de proponer un diseño adicional a la red ya instalada, que permita un desempeño satisfactorio de los equipos (instalados y por instalar) y ampliaciones futuras.

Recopilando se debe hacer un estudio y diagnóstico, donde indique el estado actual de demanda y suministro del aire comprimido, que incluye el estudio de la demanda de equipos y dispositivos en la Planta de Yogurt. Y elaborar el plano de la red instalada, porque no se cuenta con este.

Adicionalmente, se solicita hacer una inspección y proponer una solución en caso de encontrarse una gran cantidad de fugas en el sistema.

2.3. Objetivos.

2.3.1. Objetivo general.

- Analizar la red de aire comprimido, en la Planta de Yogurt en Sigma Alimentos. Y proponer un diseño, que permita satisfacer la demanda actual en caso de que el actual no tenga la capacidad requerida o mejoras que se puedan implementar.

2.3.2. Objetivos específicos.

- Efectuar un estudio de la demanda de aire comprimido de los equipos instalados y los que se proyecta se van a instalar en la Planta de Yogurt, en Sigma Alimentos.
- Proyectar los NI/min requeridos en la Planta de Yogurt.
- Elaborar el plano de la red instalada.
- Diseñar la red de aire comprimido requerida en el proceso de producción del yogurt que permita ampliaciones en un 15% del caudal sobre la demanda.
- Seleccionar y dimensionar los compresores requeridos, incluyendo accesorios, tuberías y dispositivos adicionales.
- Estimar el costo actual de mantener en operación el sistema de aire comprimido instalado con respecto a la facturación de electricidad y calcular el costo de realizar el cambio en el sistema de suministro de la red.

2.4. Metodología.

La metodología para efectuar el proyecto, se plantea brevemente:

2.4.1. Inspección de la distribución en Planta de los equipos y flujo de proceso de producción.

Esto permitirá conocer el flujo del proceso, los equipos instalados y los dispositivos de control instalados y enfocados en monitorear el sistema de aire comprimido.

2.4.2. Variables a monitorear.

Enfocadas principalmente a investigar los Nm^3/min y la presión del aire comprimido suministrado a la Planta de Yogurt.

2.4.3. Propuesta de mejoras.

Elaboración de la ampliación o mejora de la red de aire comprimido en el proceso de interés. Para ello se requiere aplicar el siguiente procedimiento (según Romero E. Emilio; 2011):

2.4.4. Localizar e identificar dentro de la Planta de Yogurt, todos los equipos, máquinas o estación de trabajo que requieren aire comprimido. Con el fin de estimar la carga total instalada y efectuar los planos preliminares de distribución de los equipos.

2.4.5. Estimar el consumo de aire que requiere cada equipo.

2.4.6. Definir la óptima presión en cada punto de consumo.

2.4.7. Determinar para cada equipo el máximo nivel de humedad, de partículas y de contenido de aceite que permite, sin afectar el proceso específico.

- 2.4.8. Determinar el tiempo de funcionamiento de cada uno o de la mayoría de los equipos Duty Cycle.
- 2.4.9. Estimar el máximo número de puntos de consumo en cada línea de suministro, en la principal y en todo el proyecto. Conocido como factor de carga.
- 2.4.10. Estimar un valor permisible de fugas en la instalación.
- 2.4.11. Considerar las ampliaciones futuras.
- 2.4.12. Realizar la distribución en planta, considerando las caídas de presión, pérdidas, ubicación de tuberías y demás accesorios.
- 2.4.13. Selección de equipos como el compresor, secador, cilindro receptor y dispositivos de control, entre otros que se requieran.

- 2.4.14. La selección de equipos, tuberías, accesorios y dispositivos de control.

- 2.4.15. Análisis financiero.

Incluye efectuar el estudio del costo actual del aire comprimido en el consumo eléctrico y si se efectuara la ampliación al sistema propuesto.

Capítulo 3. Marco teórico: Aire comprimido.

3. Marco teórico: Aire comprimido.

3.1. Generalidades.

El compresor de aire más antiguo y natural de la historia de la humanidad son nuestros pulmones capaces de desplazar hasta 6 metros cúbicos por hora, según lo indica E. Carnicer Royo (1977) en su libro "Aire comprimido: Teoría y cálculo de las instalaciones".

Además, este mismo autor menciona que el primer compresor que se puede citar es el fuelle manual (hace más de 2000 años antes de Cristo). Considerando esta misma obra, se citan varios acontecimientos históricos que marcaron el desarrollo de la utilización del aire comprimido, como lo fueron: la invención de la bomba de aire en 1650 por Otto von Guericke, en 1822 Jalabet consigue la patente de un motor de aire comprimido, 1857 se usa por primera vez el aire comprimido a gran escala para la construcción del túnel Mont-Cenis, en los Alpes suizos, para el ferrocarril con longitud de 13.6 km.

La rapidez de respuesta del aire comprimido no es tan rápida como la eléctrica, ni tan lenta en comparación con la hidráulica, (Carnicer R.; 1977).

Se tiene claro que el componente fundamental de la neumática es el aire atmosférico. El proceso de compresión se efectúa en una central de compresores y, luego, el aire puede ser distribuido a los usuarios, por medio de una red de tuberías y viajar largas distancias hacia el o los usuarios finales de aire comprimido, como lo son los diferentes equipos, herramientas o máquinas. Una simplificación de una red de distribución de aire comprimido se indica en la figura 3.1.

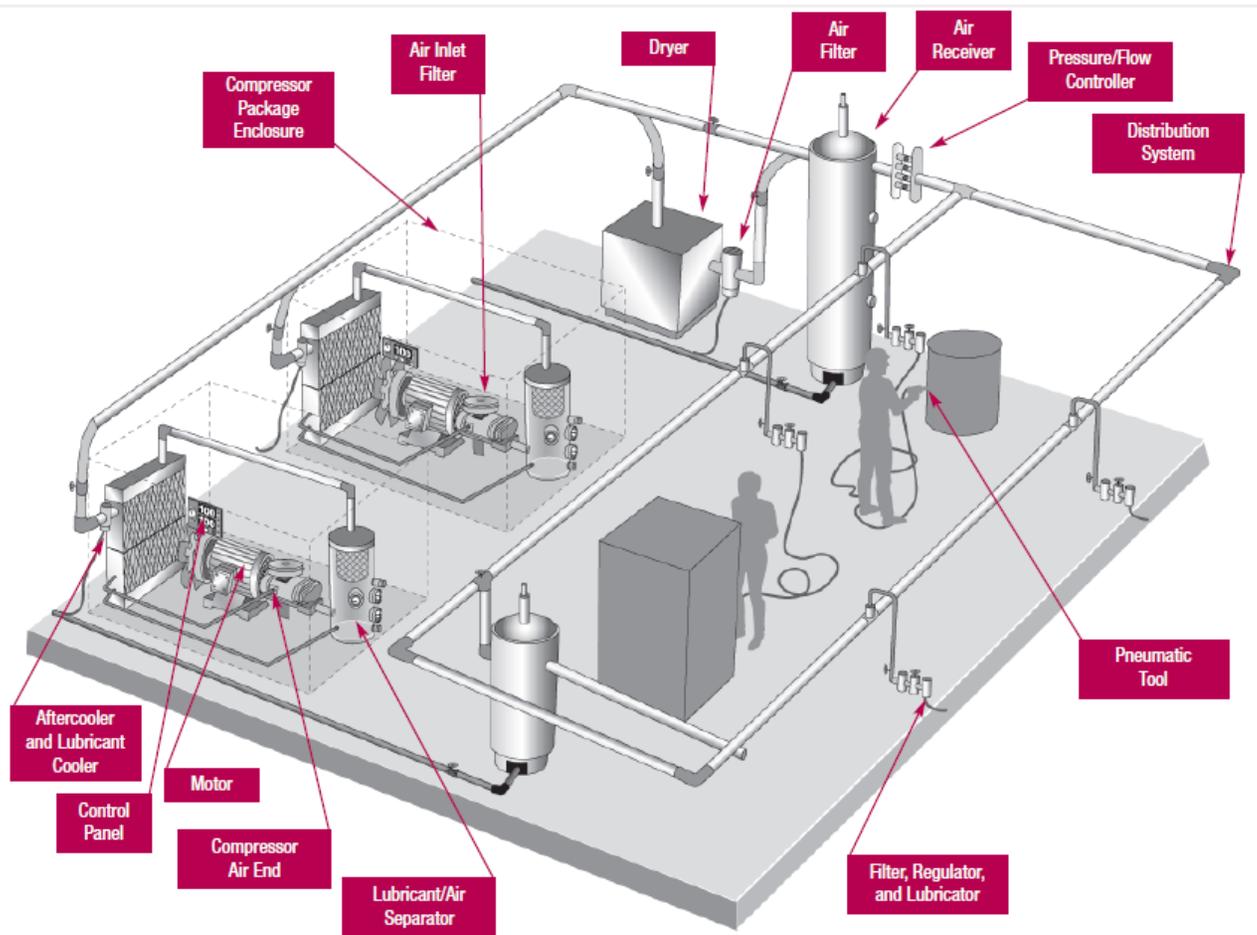


Figura 3. 1. Esquema simplificado de los componentes de una red de aire comprimido. Con secador. Fuente: U.S Department of Energy.

El aire es un fluido compresible lo que permite ser almacenado en depósitos, ayudando a regular el tiempo de operación del compresor y suplir el consumo del de este. Varios de los beneficios de una instalación de aire comprimido en general, según Ed. Carnicer Royo (1977), son:

- El costo del mantenimiento es bajo y no requiere una extensa capacitación del personal a cargo.
- No implica grandes riesgos en caso de accidente.
- El aire no es una sustancia explosiva, ni tóxica.
- No hay peligro de golpes de ariete.
- El aire no presenta riesgo de carga electrostática.

- Tiene una alta capacidad de regulación y control.

El aire es un gas incoloro, inodoro e insípido. Es una mezcla de gases: 78.09% en volumen y 75.51% en masa de nitrógeno; 20.95% en volumen y 23.15% en masa de oxígeno; el restante 0.96 % en volumen y 1.34% en masa incluye: argón, dióxido de carbono, neón, helio, metano, monóxido de carbono, criptón, hidrógeno, entre otros. Esta composición se mantiene hasta unos 20 km de altura, (Carnicer R.; 1977).

Un concepto que aparece con frecuencia en los datos de fábrica de los equipos y herramientas neumáticas es el aire libre, el cual se expresa en NI /min o en Nm³/min, donde la N indica aire libre por minuto o aire atmosférico a la presión y la temperatura normales. Condiciones normales se refiere a, según el CAGI (Compressed Air and Gas Institute) en U.S.A., 1 m³/h es un metro cúbico de aire por hora a la temperatura de 20°C a 1.033 kg/cm² de presión y con un humedad relativa de un 39%. En el área de influencia Europea, la norma C.E.T.O.P. RP-44P emplea las indicaciones de la ISO R 554: temperatura de 20°C, presión de 1013 mbar y humedad relativa de un 65%. (Carnicer R.; 1977)

Cuando se selecciona el compresor se debe de verificar si el dato de placa se refiere o no al aire libre por minuto, para mantener la coherencia entre consumo y capacidad dada por los compresores (Carnicer R.; 1977). Hay casos, en los que el aire indicado en la placa o datos de fábrica de los equipos no corresponde a datos de aire libre, por lo que se debe de emplear la ecuación 3.1, que convierte litros de aire comprimido en litros de aire libre a una presión determinada, que se muestra a continuación.

Ecuación 3. 1. Conversión de flujo volumétrico de aire comprimido a aire libre.

$$Q = Q_1 \left(\frac{P + 1.033}{1.033} \right)$$

Donde;

P: presión de aire comprimido por minuto [kg/cm^2].

Q: litros de aire libre por minuto.

Q_1 : litros de aire comprimido por minuto.

El aire que suministra un compresor se indica con los nombres: desplazamiento volumétrico y volumen engendrado, entre otros. Este dato no representa el suministro real del compresor, porque ningún compresor rinde un 100%, generalmente el compresor rinde un 25% menos de la cantidad de aire que se indica en la placa.

3.2. GENERACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO.

De acuerdo con CAGI (Compressed Air and Gas Institute; 2014), la industria de aire comprimido y gases comprimidos en general es diversa, como lo indica en su Manual Compressed Air and Gas Handbook: Chapter 1. Compressed air uses. CAGI indica que hay una diversidad de compresores según la aplicación y las condiciones de operación del sistema.

Se puede considerar un primer grupo, que trabaja a presiones de 80 -125 psig, la mayoría de los sistemas de aire instalados en las industrias trabajan en este rango de operación. Dado ese intervalo de operación, se diseñan compresores a 100 psig, permitiendo el diseño de un amplio rango de modelos estándar.

Los compresores de aire son una clase completamente aparte de los compresores del resto de gases, que se presurizan para ser luego transportados con el fin de efectuar un trabajo. El segundo grupo, es el de los compresores de gas, estos son diseñados para cumplir con los requisitos de presión y flujo en procesos químicos; pueden manejar gases o mezclas de los mismos, según sea el proceso. (CAGI; 2014)

Y el tercer grupo se compone de los compresores de petróleo y gas de campo, estos se ubican en un grupo aparte, porque se pueden desplazar de un punto a otro por camión, se diseñan en la mayoría de los casos para funcionar a velocidades de 100rpm para que coincida con la velocidad de rotación del motor de gas-drive. (CAGI; 2014)

El compresor de petróleo y gas se utiliza para presurizar los pozos de petróleo con gas natural para forzar el aceite restante de la formación. El usuario puede tener muchos pequeños pozos situados en diversos lugares. Estas máquinas compactas también son ideales para las plataformas costa afuera. (CAGI; 2014)

El aire comprimido tiene varios usos en la industria como:

- ❖ Atomización.
- ❖ Procesos de control.
- ❖ Mezclado.
- ❖ Pintado en spray.
- ❖ Procesos de formado; de taladrado; tapado de recipientes entre otros, posicionamiento de piezas y productos.
- ❖ En motores y frenos de aire.

3.2.1. Compresores o generadores de aire.

Un compresor es una máquina que aspira el aire a la presión atmosférica y lo impulsa a una presión más elevada. Para lograr comprimir el aire, se requiere de un motor para vencer la resistencia que opone el fluido a ser comprimido.

Hay varios tipos de compresores, como se ilustra en la figura 3.2. Hay dos grandes grupos los de desplazamiento positivo y los dinámicos. Los primeros pueden ser reciprocantes o rotatorios y los segundos de movimiento centrífugo o axial.

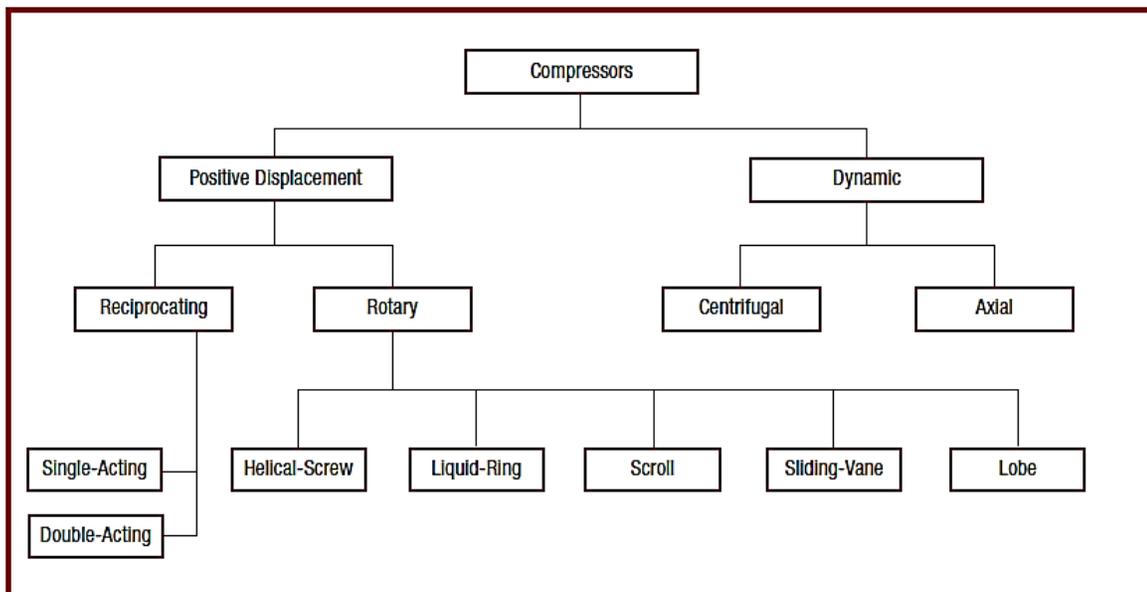


Figura 3. 2. Tipos de compresores. Fuente: U.S Department of Energy.

3.2.2. Principios de funcionamiento de un compresor de tornillo rotatorio.

En el Chapter 2. Compressor air production (Compressor) (2014), del manual Handbook of Compressed Air and Gas Institute de CAGI, se da la descripción y funcionamiento de los compresores usados en aire comprimido. En esta sección sólo se considera a los compresores de tornillo, por ser el tipo de compresores instalados en Sigma Alimentos, de la marca Atlas CopCo y “oil-free”; que se refiere a la calidad del aire, según la norma ISO 8573-1, oil-free indica que la concentración de aceite máxima permitida es de 0.01 mg/m³ de aire a 1 bar y 20°C.

Los compresores de tornillo estacionario, como se ilustra en la figura 3.3, se caracterizan por poca vibración y una larga vida con poco mantenimiento.

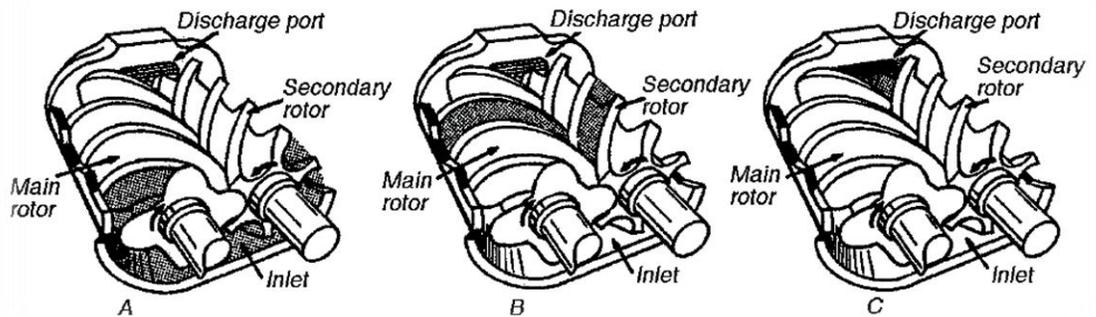


Figura 3. 3. Compresores de tornillo helicoidal rotativos. Fuente: CAGI; 2015.

Existen compresores de tornillo de aceite inyectado y los que no usan aceite. Los compresores instalados en Sigma Alimentos son oil-free, por que usar uno de aceite inyectado pone en riesgo la calidad del aire que sale del compresor y difícilmente se alcanzaría la CLASE 0 del Estándar ISO 8573-1. En la figura 3.4, se ilustran a modo de comparación los de aceite inyectado y los oil-free, tomado del sitio web de Atlas Copco. En el oli-free se puede obtener un aire clase 0, mientras que con uno de aceite inyectado puede lograrse uno de clase 2 o uno de clase 3. (AtlasCopco; 2014)

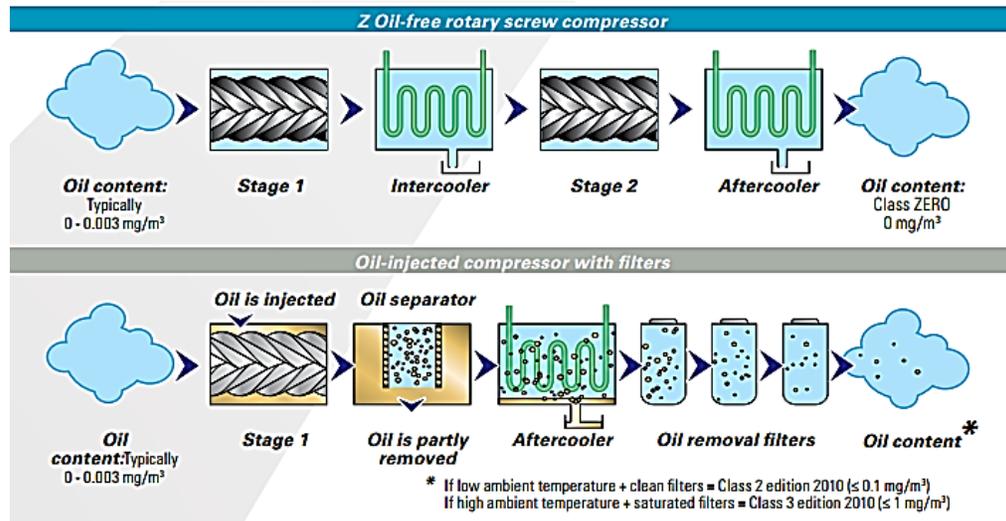


Figura 3. 4. Compresores de aceite inyectado vs “oil free”, etapas de recorrido del aire. Fuente: www.atlascopco.us.

Principio de compresión.

El compresor rotativo produce aire comprimido por medio de un sistema rotatorio u continuo, succionan el aire desde la aspiración y lo comprimen hacia la salida.

De los rotativos hay 3 tipos: de tornillo, de paletas y de tipo Roots.

a. De Tornillo.

Se componen de un par de rotores con lóbulos helicoidales de engrane constante. Su funcionamiento se ilustra en la figura 3.3. Los rotores se ensamblan en un cárter de hierro fundido, con una admisión en un extremo y una salida en el otro. La reducción gradual del volumen de engrane entre los lóbulos, hace que aumente la presión del aire y se comprima hacia la salida. (Carnicer; 1977)

Inicialmente se diseñaron los compresores libres de aceite, pero luego se innovó con la inyección de aceite. Su aplicación se limitaba inicialmente a requerimientos de gran capacidad de aire comprimido, sin ignorar los problemas de ruido. Algunas de las mejoras que se han dado hasta la fecha son:

- Uso de sistema de refrigeración para los elementos del compresor.
- Un refrigerador posterior, enfriado por agua o por aire.

- Reducción del nivel de ruido.
- Temperaturas de descarga entre 20°C-70°C.

Funcionamiento

Basándose en la explicación de Carnicer Royo, en resumen el aire exterior pasa por un filtro de aspiración y llega al compresor por el orificio de aspiración, dos rotores paralelos macho y hembra, helicoidales, giran en un cárter y comprimen el aire entre sus lóbulos de manera continua, por medio de una reducción gradual de los espacios inter-lóbulos. El rotor macho, lleva el árbol del motor, que arrastra al rotor hembra por contacto de las superficies helicoidales. Si es con aceite inyectado, la salida de aire comprimido arrastra aceite, que se elimina con filtros y en el depósito de aceite. (Carnicer Royo; 1977)

Los compresores oil-free tienen un funcionamiento similar a los de aceite inyectado, pero sin el aceite o fluido para eliminar el calor en la zona de contacto de los lóbulos, mientras ocurre la compresión. Existen dos tipos: los secos y los de agua inyectada.

En el caso de los secos no hay un fluido que elimine el calor de los lóbulos, durante el proceso de compresión; por eso la compresión se da en dos etapas: en la intermedia hay una unidad de inter-cooler y al final de la segunda hay una unidad after-cooler.

En la figura 3.5, se muestra un corte de un compresor de tornillo para aire tipo seco y en la figura 3.6 uno con agua inyectada.

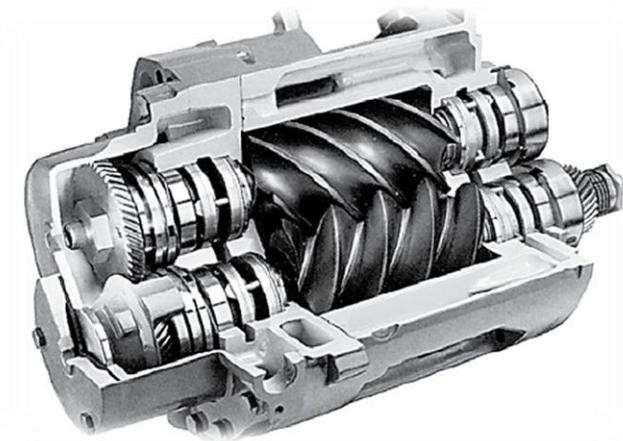


Figura 3. 5. Compresor de tornillo seco, aire comprimido. Fuente: (CAGI; 2014)

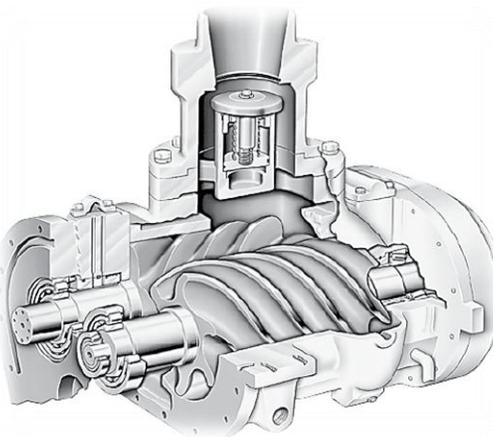


Figura 3. 6. Lóbulos de Compresor de tornillos, con sistema de agua inyectada. Fuente: (CAGI; 2014).

Los compresores de tornillos rotatorios secos, según CAGI (2014), se pueden encontrar en los rangos de 20-900 hp, de 80-4000 CFM y entre los 50-150 psig. Y los de agua inyectada, con una etapa están 100-150 psig. El agua y la humedad del aire, que se condensa, son eliminadas en la descarga del compresor por medio de un separador especial.

La capacidad de control de los compresores secos de aire es simple es solo un control de carga y descarga. Los oil-free solo usan aceite para los rodamientos y para los engranajes, el aceite está aislado de la cámara de compresión. Típicamente, poseen un filtro de 10 micras para proteger a la bomba de aceite, los rodamientos y los engranajes.

El sistema de refrigeración en los compresores de tornillos secos puede ser con aire; después de cada etapa y en el otro tipo de inyección con agua como su nombre lo indica. Los instalados en Sigma Alimentos son de tornillo de inyección por agua.

b. De paletas.

Un rotor excéntrico con un conjunto de aletas que se ajustan a las paredes de la carcasa por efecto de la fuerza centrífuga.

c. Tipo Roots.

Una envolvente elíptica con una rueda de paredes giratoria.

Carnicer R. (1977), menciona en su obra ya citada con anterioridad, que la capacidad de un compresor o compresores se puede estimar, aplicando el siguiente procedimiento:

- a. Estudio de los usuarios de aire en la planta industrial, resultando una lista de las herramientas y de los equipos que requieren aire comprimido.
- b. Se hace la lista de los equipos y herramientas con los datos de NI/min o N m³/min.
- c. Se determina el consumo en aire libre de todas las herramientas y equipos.
- d. Establecer el coeficiente de utilización de cada usuario.
- e. Del consumo obtenido en el punto c. se multiplica por el coeficiente de utilización o simultaneidad.
- f. Se adiciona un 10% a 5%, para considerar las pérdidas de aire en el sistema de distribución.

- g. Se adiciona un porcentaje de futuras ampliaciones.
- h. Se obtienen el valor final de la cantidad de aire requerida.

Para efectuar el estudio de los consumos de aire de los equipos, se deben tener claros algunos conceptos como:

1. Consumo específico: consumo de aire requerido por un equipo en N l/min de aire libre o CFM, y, la presión recomendada para ese equipo.
2. Coeficiente de utilización: hay un tiempo en el que el equipo está parado o "down", basta con sumar los consumos y reducir los tantos por cientos indicados, por trabajo no simultáneo.
3. Capacidad de los compresores: se recomienda seguir el procedimiento mencionado en la página anterior, de los puntos a. hasta el h.
4. ICFM (Inlet Cubic Feet per Minute): velocidad de flujo volumétrico ,que se usa para comparar el flujo de salida con el de la entrada en filtros, boosters u otro elemento en la red de aire comprimido; que pueda causar caídas de presión mientras el flujo pasa a través de esos elementos.

Ecuación 3. 2. Conversión de ICFM a ACFM.

$$ACFM = ICFM \cdot \frac{P_1}{P_F} \cdot \frac{T_F}{T_1}$$

Donde,

P_1 : presión en la entrada.

P_F : presión de salida.

T_1 : temperatura de salida.

T_F : temperatura en la entrada.

5. CFM (Cubic Feet per Minute): es una medida de la velocidad del flujo volumétrico de un fluido, que es desplazado por una bomba, un booster o un soplador. La capacidad del compresor se da en esta medida, más la presión de trabajo.
6. SCFM (Standard Cubic Feet per Minute): es el dato de CFM, pero bajo las condiciones atmosféricas sobre el nivel del mar. Definido a 14.696 psi y 60°F y un 36% de humedad relativa. Se define bajo unas condiciones estándar para poder comparar compresores.
7. ACFM (Actual Cubic Feet per Minute): es el dato de SCFM, pero ajustado según sean las condiciones atmosféricas, como la presión atmosférica y temperatura, del lugar donde va a estar la red de aire comprimido. La ecuación 3.3 permite convertir de SCFM a ACFM y se deben usar unidades absolutas:

Ecuación 3. 3. Conversión de ACFM a SCFM.

$$ACFM = SCFM \frac{P_{std}}{[P_1 - (P_{sat1} \cdot \phi_1)]} \cdot \left(\frac{T_1}{T_{std}} \right)$$

Donde,

ϕ_1 : humedad relativa [%].

P_{std} : presión estándar [psia].

P_1 : presión de la zona [psia].

P_{sat1} : presión de saturación del vapor de agua de la zona [psia].

T_1 : temperatura de la zona [°R].

T_{std} : temperatura estándar [°R].

Otra forma de obtener el equivalente de CFM es usar tablas que de modo rápido y visual permiten hacer la conversión, como se muestra en la tabla 3.1:

Tabla 3. 1. Tabla de conversión de SCFM a ACFM. Fuente: Squire-Cogswell / Aeros Instruments, Inc. (2011).

| Pressure (psia) | Volume Expansion Ratio | |
|--------------------|------------------------|--------------|
| | SCFM to ACFM | ACFM to SCFM |
| 14.70 | 1.151 | 0.869 |
| 14.50 | 1.168 | 0.856 |
| 14.25 | 1.190 | 0.840 |
| 14.00 | 1.213 | 0.824 |
| 13.75 | 1.237 | 0.809 |
| 13.50 | 1.261 | 0.793 |
| 13.25 | 1.287 | 0.777 |
| 13.00 | 1.314 | 0.761 |
| 12.75 | 1.341 | 0.745 |
| 12.50 | 1.371 | 0.730 |
| 12.25 | 1.401 | 0.714 |
| 12.00 | 1.433 | 0.698 |
| 11.75 | 1.466 | 0.682 |
| 11.50 | 1.500 | 0.666 |
| 11.25 | 1.537 | 0.651 |
| 11.00 | 1.575 | 0.635 |
| 10.75 | 1.615 | 0.619 |
| 10.50 | 1.658 | 0.603 |
| 10.25 | 1.702 | 0.588 |
| 10.00 | 1.749 | 0.572 |
| 9.75 | 1.799 | 0.556 |
| 9.50 | 1.851 | 0.540 |
| 9.25 | 1.907 | 0.524 |
| 9.00 | 1.966 | 0.509 |
| 8.75 | 2.029 | 0.493 |
| 8.50 | 2.097 | 0.477 |
| 8.25 | 2.168 | 0.461 |

3.3. Requerimientos de una red de aire comprimido.

Las variables a tomar en cuenta en el diseño de una red aire comprimido, según Carnicer (1977), son varias y se mencionan a continuación:

- La calidad del aire comprimido: según ISO-8573-1 hay varias clases de calidad de aire y se diseña el sistema de acuerdo con las exigencias de la aplicación.
- La presión de trabajo: que se debe de definir tanto para los compresores como para los equipos instalados. Se refiere a presiones manométricas.
- Caudal: tanto el que debe suministrar el compresor, como el de cada ramal. Se expresa en Nm^3/min o NI/min ; también se puede expresar en ACFM o SCFM.
- Pérdidas de presión: Son pérdidas de energía, originadas por los obstáculos que tiene el aire para desplazarse a lo largo de la red de distribución de aire.
- Velocidad de circulación: se debe controlar, porque una velocidad excesiva aumenta las pérdidas durante el recorrido del aire en la ruta hacia los diferentes usuarios.
- La aspiración: garantizar un aire libre de polvo u otros contaminantes; ya que los contaminantes pueden ir en detrimento de la eficiencia del motor y dañar los elementos mecánicos que lo conforman, lo cual aumenta el mantenimiento del equipo.
- La inclinación de la tubería: se recomienda entre un 2% a 3% de inclinación de la tubería hacia los bajantes u usuarios y no hacia los compresores, para evitar el flujo de condensado hacia los compresores.

3.4. Distribución del aire comprimido.

Una red de aire comprimido se conforma de varios elementos. Un esquema simplificado de una red de aire comprimido se muestra en la figura 3.8, donde el sistema básico cuenta con los compresores, los filtros, el secador, un tanque de almacenamiento y los usuarios finales:

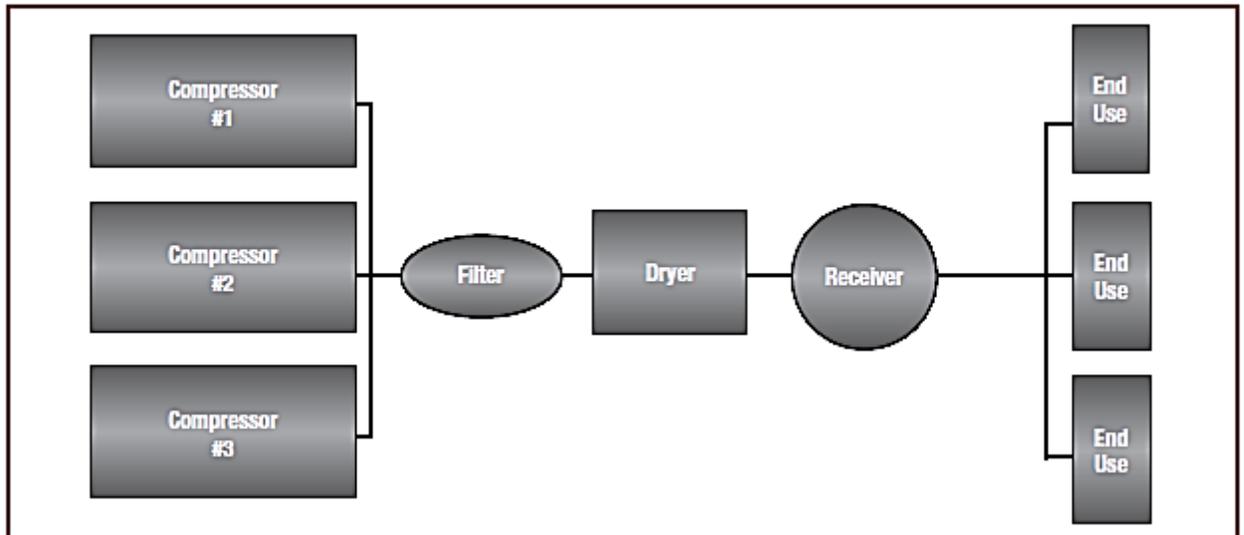


Figura 3. 7. Diagrama simplificado de una red de aire comprimido. Fuente: U.S. Department of Energy.

El Compressed Air and Gas Institute (CAGI; 2014), en su Chapter 4. Compressed Air Distribution del Compressed Air and Gas Handbook, indica que el objetivo principal de una red de aire comprimido es transportar el aire del punto de producción a los puntos de aplicación, con una cantidad y calidad suficiente y una presión adecuada, para garantizar el adecuado funcionamiento de los equipos y herramientas neumáticas. Hay varias consideraciones que se deben de tener para diseñar una red eficiente y segura que incluyen:

- Velocidad del flujo de aire.
- Requerimientos de presión.
- Número y tipo de compresores.

- Calidad del aire.
- Eficiencia del sistema.
- Seguridad del sistema.
- Caudal.

Una red de aire comprimido posee:

- 1) Compresores:** que pueden ser de varios tipos, son los encargados de presurizar el aire a la presión más conveniente de acuerdo con la aplicación requerida. Se ubican en una sala de compresores, la cual preferiblemente se debe de ubicar hacia el norte de la planta con el fin de tomar el aire a la temperatura exterior más baja posible, para facilitar la decantación de las impurezas presentes en el aire. (Carnicer;1977)

Una ubicación equidistante de los puntos de consumo, si es posible, puede compensar un poco las pérdidas causadas por longitud de tubería y grandes diámetros de esta. El cuarto de máquinas debe de ser libre de polvo y suciedad cerrado, pero ventilado. La temperatura de la sala no debe de ser superior al intervalo de 30-38°C.

- 2) Refrigerador posterior:** puede ser de agua o de aire.
- 3) Secador:** al contener el aire atmosférico vapor de agua, y, esta al ingresar con el aire al compresor y luego a la red de distribución podría o no condensarse en un 100% en el proceso de compresión, debido a que las cámaras de compresión se encuentran a altas temperaturas y sin el debido tratamiento del aire comprimido. Este puede salir del compresor a temperaturas que oscilan entre los 125°C y 180°C.

Por lo que se usan secadores para eliminar ese vapor de agua y demás sustancias que contiene el aire, y, que pueden condensarse y afectar las aplicaciones donde se requiere aire comprimido en la red.

Cuando sale del compresor el aire está a una presión constante, despreciando las pérdidas de presión, solo la temperatura es el factor que afecta la humedad del aire comprimido. Como consecuencia, el enfriamiento del aire puede contribuir a la condensación de ese vapor, y su calentamiento mantiene el punto de rocío. Como regla:

El aire comprimido antes de ser distribuido a la red debe ser secado hasta un punto de rocío, que sea inferior a la temperatura ambiente donde está la instalación, para evitar posibles condensaciones (Carnicer Royo; 1977).

Problemas por no secar el aire:

- Corrosión.
- Errores de medición en equipos de control.
- Errores de accionamientos neumáticos.
- Bajo rendimiento de la instalación.
- Obstrucción de boquillas de pistolas de gramalla.
- Pintado defectuoso y otros.

Un secador de aire debe eliminar el vapor de agua, garantizando la no condensación, si el aire se enfría posteriormente.

Un secador debe de ser precedido por (Carnicer R.; 1977) un:

- a) Refrigerador posterior: corrige la temperatura del aire comprimido, ya que este debe de ingresar entre 25°C-30°C a la admisión del secador.
- b) Eliminador de agua, aerosoles y aceite.

- c) Filtro: que retiene las partículas sólidas de 1 a 5 μm hasta una eficiencia de un 99.5% mínimo.

En los secadores de adsorción los elementos citados forman una unidad con el secador lo cual elimina varios de los filtros, separadores y purgadores. La selección correcta de un secador depende de la aplicación. Hay básicamente dos tipos de secadores:

- Secadores frigoríficos: usados en varias aplicaciones en la industria. Usan la disminución de la temperatura, de $+2^{\circ}\text{C}$ o $+3^{\circ}\text{C}$, como mecanismo de eliminación de la humedad. La calidad del secado es media y no se recomienda bajo temperaturas exteriores de 0°C o inferiores, porque se podrían formar condensados y escarchar al interior. Los componentes se listan a continuación:
 1. Compresor de frío.
 2. Regulador de capacidad.
 3. Condensador.
 4. Depósito de refrigerante.
 5. Evaporador.
 6. Gas refrigerante.
 7. Purgadores automáticos.
- Secadores por adsorción: usan un adsorbente sólido de naturaleza re-generable, que retiene el vapor en un primer ciclo y lo elimina en un segundo ciclo. Son especiales para suministro de aire seco. Su ubicación óptima es después del depósito acumulador, para que en este último se queden los condensados y las pulsaciones del compresor se atenúen. Las partes de un secador de este tipo se ilustra en la figura 3.8.

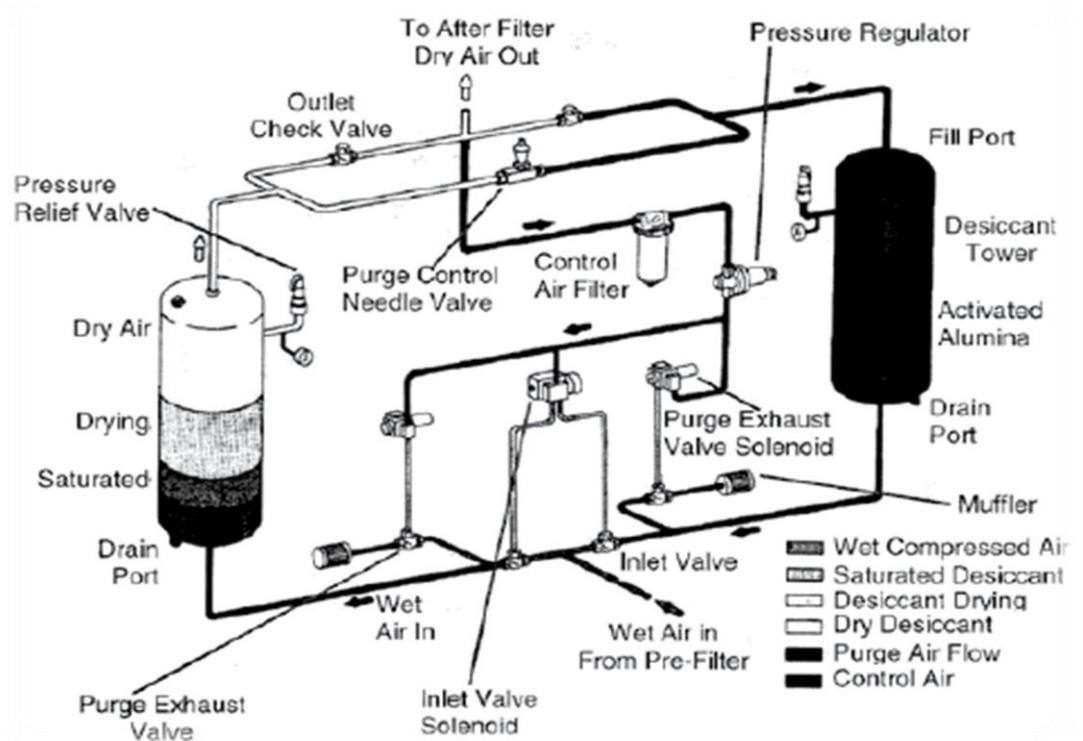


Figura 3. 8. Esquema de los componentes de un secador de aire por regeneración desecante.
Fuente: CAGI (2014).

La temperatura del local donde está, no debe de ser superior a 30°C ni inferior a 10°C. El espacio alrededor del secador debe de ser de 1.5 m como mínimo, para facilitar su mantenimiento.

Se conforma de dos elementos secadores, dos torres gemelas con la respectiva carga de adsorbente, por las que se hace pasar el fluido varias veces en una alternancia de regeneración y adsorción, resultando un fluido seco.

Los sistemas de secado por adsorción se pueden agrupar en:

- Secadores regenerados térmicamente. (por calor).

1. Con aportación de energía externa.

Utilizan resistencias eléctricas, comúnmente para la regeneración deshidratante.

En los "Air Instrument" se presenta una unidad formada por:

_ Separador-desoleador: si el compresor es de pistón lubricado o un separador ciclónico o cerámico.

_ Grupo secador: dos elementos gemelos formando Duplex, con su carga de alúmina activa. El servicio de secado es alternado de 4 a 8 horas, ocurre una fase de regeneración activa y luego un enfriamiento.

_Un elemento de filtración: retiene toda partícula sólida mayor a dos micrones de tamaño.

Con estos elementos se logra un flujo continuo de aire comprimido. La regeneración del deshidratante ocurre en una fase de desadsorción, donde las resistencias eléctricas inmersas en el adsorbente producen un calentamiento. De modo simultáneo, una fracción de aire comprimido seco y distendido a presión atmosférica hace un barrido que evacúa el vapor de agua separado.

Luego, cesa el calentamiento y se pasa a una fase de enfriamiento y se cierra la válvula de escape para lograr la presurización del fluido.

La potencia de calefacción requerida y el caudal en Nm^3/h del fluido distendido son una función del modelo, cuya capacidad se indica en litros de adsorbente de cada torre.

Usando métodos gráficos se puede determinar la cantidad de alúmina requerida si se cuenta con los datos de presión, temperatura y caudal de fluido comprimido.

2. Sin aportación de energía externa.

- Air Eco dryer: aprovecha la alta temperatura del aire cuando sale del compresor durante el proceso de regeneración.
- Secadores regenerados por transferencia de tensiones de vapor. (sin calor).

Utilizan las calorías acumuladas en el mismo adsorbente y usa el calor de vaporización del agua retenida en este, en el proceso de secado. Entre los agentes deshidratantes regenerables están la alúmina activada, Gip-Gel, el tamiz molecular y otros.

La desadsorción y evacuación del agua liberada hacia el exterior se hace en forma de vapor.

Selección del secador:

Usando como ejemplo los datos técnicos de la marca Atlas Copco, modelo secador de aire BD, se usa la tabla 3.2:

Tabla 3. 2. Datos de selección de secador de aire. Fuente: Atlas Copco.

| | Unidad | BD 100 | BD 150 | BD 185 | BD 250 | BD 300 |
|-----------------------------------|-----------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Caudal en entrada de secador | l/s | 100 | 150 | 185 | 250 | 300 |
| Caudal en entrada de secador | cfm | 212 | 318 | 392 | 529 | 635 |
| Caída de presión sobre el secador | bar | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 |
| Caída de presión sobre el secador | psi | 2,9 | 2,9 | 2,9 | 2,9 | 2,9 |
| Potencia eléctrica alimentada | | | | | | |
| - Secadores de 50 Hz | kW | 5,2 | 5,2 | 9 | 9 | 9 |
| - Secadores de 50 Hz | hp | 7,0 | 7,0 | 12,1 | 12,1 | 12,1 |
| - Secadores de 60 Hz | kW | 5,3 | 5,3 | 7,2 | 8,3 | 9,4 |
| - Secadores de 60 Hz | hp | 7,1 | 7,1 | 9,7 | 11,1 | 12,6 |
| Tamaño recomendado de filtro | DD/PD/DDp | 120 | 150 | 175 | 280 | 280 |
| | | | | | | |
| Desecante | | silice gelatinosa |
| Cantidad de desecante por torre | kg | 36 | 66 | 94 | 124 | 150 |
| Cantidad de desecante por torre | lb | 154 | 187 | 221 | 287 | 331 |

Algunos de los fabricantes como Atlas Copco, dentro del paquete del secador incluyen los filtros requeridos a la entrada y salida de este.

4) Depósito de almacenamiento

El tanque pulmón, se ubica entre el compresor y la red de distribución, lo más cerca posible del compresor. Tiene como funciones:

- Equilibrar las pulsaciones procedentes del compresor.
- Acumular aire comprimido.
- Refrigerar al aire; recoger el agua y aceite condensado.
- Actuar de distanciador de los periodos de carga / vacío o carga/parada.
(Carnicer Royo; 1977)

El tanque pulmón atiende una demanda de aire instantánea y no de forma continua, no se recomienda conectar varios compresores a un mismo depósito, lo que si se recomienda es instalar varios recipientes de almacenamiento después del depósito principal. Pueden ser verticales u horizontales y de chapa de acero.

Debe poseer como mínimo los accesorios:

- Válvula de seguridad, con activación de sobrecarga con un máximo de un 10% de la presión.
- Manómetro.
- Grifo de purga o válvula automatizada de purga.
- Agujero de limpieza o registro.
- Racor de toma de sistema de regulación del compresor.

La capacidad del tanque se determina por la capacidad de los compresores y por los ciclos de trabajo de estos. Si el compresor es de regulación automática, se recomienda que la capacidad del tanque en m^3 sea al menos equivalente al caudal del compresor en m^3/min , si la diferencia de presión es de 1.5 kg/cm^2 , si la diferencia de presión es otra se debe de calcular el depósito de forma proporcional, Carnicer R. (2014).

El compresor no debe de arrancar más de 10 veces por hora. La capacidad del tanque se determina por el tipo de regulación y está dada por una:

- Válvula piloto:
- Automática con presostato:
- Automática con presostato y contactor:
- Automática con arrancador Y/Δ :

Otra forma de estimar la capacidad es usando la fórmula que da CAGI en su Compressed Air and Gas Handbook, como indica la ecuación 3.4:

Ecuación 3.4.Cálculo de capacidad en volumen de depósito de aire comprimido. Fuente: www.CAGI.org

$$V = T \cdot \frac{C \cdot P_a}{P_1 - P_2}$$

V: volumen de depósito, [ft³].

T: tiempo permitido para que la caída de presión P₁- P₂ ocurra.

C: demanda de aire libre en [CFM].

P_a: presión atmosférica, [psia].

P₁: presión inicial del depósito, [psig].

P₂: presión final del depósito, [psig].

En el Chapter 9. Pipe Sizing, del HVAC: Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation (2007), se indica las capacidades aprobadas por ASME (ver tabla 3.3), para depósitos de aire e indica que su instalación es recomendable solo a partir de capacidades superiores a 75 cfm.

Tabla 3. 3. Capacidades de depósitos de aire comprimido. Fuente: ASME Reciever dimensions. CAGI (2014).

| Capacidad de compresor, [cfm] | Diámetro, [in] | Longitud [ft] | Volumen [ft ³] |
|----------------------------------|----------------|------------------|-------------------------------|
| 45 | 14 | 4 | 41/2 |
| 110 | 13 | 6 | 11 |
| 190 | 24 | 6 | 19 |
| 340 | 30 | 7 | 34 |
| 570 | 36 | 8 | 57 |
| 960 | 42 | 10 | 96 |
| 2115 | 48 | 12 | 151 |
| 3120 | 54 | 14 | 223 |
| 4400 | 60 | 16 | 314 |
| 6000 | 66 | 18 | 428 |

5) Filtros

A causa de los contaminantes inmersos en el aire atmosférico, se requieren de varios filtros para el aire. Colocar un solo filtro en la admisión del compresor no garantiza la remoción de la totalidad de las partículas presentes en el aire, alrededor de un 80% de ellas tiene un tamaño de menos de 2 micrones.

Y CAGI (2014) indica en el Chapter 3: Air Compressed Threatment (Dryers and filters) del Compressed Air and Gas Handbook, que hay alrededor de 4 millones de partículas suspendidas en el aire atmosférico, y, al ser comprimido a 103 psig la concentración aumenta a 30 millones.

Un micrón es una millonésima parte de metro o 0.04 milésima de pulgada. CAGI (2014).

Al comprimir el aire la cantidad de partículas contaminantes por metro cúbico se incrementa, incluyendo las del compresor como aceite, agua y otras por desgaste durante el contacto superficial de los elementos mecánicos.

La calidad del aire requerida en los elementos purificadores del aire en el compresor como la unidad de refrigerador posterior, según sea la aplicación del aire

comprimido, define los filtros más apropiados que se deben de emplear. El tamaño de las partículas filtradas y la aplicación se pueden relacionar, así:

Filtros de 5 micrones:

_Industrias en general

_Ingeniería civil.

_Perforaciones.

Filtros de carbón activo:

_Control de procesos.

_Envasado de combustibles.

_Transferencia de procesos.

Filtro esterilizador de aire:

_Medicina.

_Industria de lácteos, cerveza, alimentos y farmacéutica.

Típicamente los filtros de aire en la entrada del compresor son de unos 10 micrones. Y son diseñados para proteger al equipo de los daños que los contaminantes del aire pueden ocasionar y no permitir su paso aguas abajo del filtro. (Carnicier R.; 1977)

Funcionamiento de los filtros para aire comprimido.

Los mecanismos de filtrado mecánico son: difusión, intercepción directa e impacto inercial (CAGI; 2014). Esto puede ser mejorado por atracción electrostática.

- Intercepción directa: ocurre cuando las partículas chocan con la fibra media del filtro sin desviarse de la línea de flujo. Usualmente ocurre en la superficie del elemento filtrante y que afecta principalmente a las partículas de gran tamaño, sobre 1 micrón.
- Impacto inercial: ocurre cuando la partícula viajando a través del flujo de aire es atrapada por la fibra del filtro, por lo que es incapaz de seguir la línea de

flujo, choca con la fibra y se adhiere a ella. El tamaño de las partículas es de 0.3 a 1 micrón.

- Difusión (Movimiento Browniano): ocurre con las partículas menores a 0.3 micrones. Estas tienden a vagar dentro del filtro siguiendo la corriente de aire, lo cual aumenta probabilidad de ser atrapada y adherida al elemento filtrante.

Una gran cantidad de partículas en el aire implica el incremento de la cantidad que se queda atrapada en el filtro y esto aumenta la caída de presión a través del filtro. Con lo anterior, se requiere de más presión para el aire que sale del compresor, para mantener las condiciones requeridas por los usuarios finales del aire comprimido; por ende más energía. Además, se reduce la vida útil del filtro, que es inversamente proporcional al incremento en la caída de presión.

Filtro de partículas.

Es recomendado antes de cualquier proceso o equipo y después del secador. Tienen una clasificación por caída de presión (CAGI; 2014).

Filtros de coalescencia.

En el filtro se adhieren pequeñas gotas de aceite y humedad y a estas se adhieren otras gotas más grandes. Tiene comúnmente un diámetro de salida más grande, para lograr una velocidad de salida más baja y evitar con esto el arrastre de partículas a la salida del filtro. La estructura interna del filtro permite que por gravedad el aceite o agua caiga en el fondo y sea drenado. La caída de presión entre las terminales del elemento se incrementa con la acumulación de partículas. Hay dos pérdidas de presión a considerar, la húmeda y la seca. (CAGI; 2014).

Un filtro de coalescencia es recomendado antes del secador.

Filtros de adsorción.

Los filtros de partículas y de coalescencia son capaces de eliminar partículas extremadamente pequeñas, menores a 0.1 micras, pero no eliminan vapores de aceite ni olores.

El principio del filtro por adsorción es la atracción y adhesión de partículas de moléculas gaseosas y líquidos a una sólida. Comúnmente contienen carbón activo, que sólo adsorbe vapores. Un filtro de adsorción debe de ser protegido por uno de coalescencia.

Posibles ubicaciones del secador y el filtro, según CAGI (2014).

En las Clases de calidad de aire especificadas en la norma ISO 8573-1, mostradas en las tablas 3.4, 3.5 y 3.6, la primera es de contenido de partículas, la segunda de humedad del aire y la tercera de contenido de hidrocarburos (típicamente se refiere a aceite), se indica la clasificación en clases según estos parámetros.

Tabla 3. 4. Tamaño y concentración máxima de contaminantes sólidos en el aire. Fuente: CAGI (2014).

| Class | Max particle size * microns | Max concentration ** |
|-------|--------------------------------|----------------------|
| | | mg/m ³ |
| 1 | 0.1 | 0.1 |
| 2 | 1 | 1 |
| 3 | 5 | 5 |
| 4 | 15 | 8 |
| 5 | 40 | 10 |

* Particle size based on a filtration ratio $\beta_{\mu} = 20$

** At 1 bar (14.5 psia), 20 °C (68 °F) and a relative vapor pressure of 0.6 (60%).

Tabla 3. 5. Máximo punto de rocío. Fuente: CAGI (2014).

| Class | Class Max pressure dew point | |
|-------|------------------------------|-------|
| | °C | °F |
| 1 | -70 | -94 |
| 2 | -40 | -40 |
| 3 | -20 | -4 |
| 4 | +3 | +37.4 |
| 5 | +7 | +44.6 |
| 6 | +10 | +50 |
| 7 | not specified | |

Tabla 3. 6. Máxima concentración de aceite en el aire comprimido. Fuente: CAGI (2014).

| Class | Max concentration *** |
|-------|------------------------|
| | mg/m ³ **** |
| 1 | 0.01 |
| 2 | 0.1 |
| 3 | 1 |
| 4 | 5 |
| 5 | 25 |

*** At 1 bar(14.5 psia), 20°C(68°F) and a relative vapor pressure of 0.6 (60%).
 **** 1 mg/m³ is a weight of oil in a volume of air and is approximately equal to 0.83 ppm by weight.

Las tablas 3.4, 3.5 y 3.6 fueron tomadas del Chapter 3 Compressed Air Distribution del Compressed Air and Gas Handbook (2014), y, corresponden a las tablas: table 3.1 A, table 3.1B y table 3.1C del mismo documento disponible online en el sitio web oficial de CAGI.

Para propósito general, los filtros de coalescencia son capaces de remover partículas menores de 1 micrón y líquidos menores de 0.5 ppm a 70°C. Si se ubican después del "aftercooler " y el separador de humedad, se puede lograr una calidad de Clase 1-3. Son usados como prefiltros los cuales permiten lograr una Clase 1 o 2.

Algunas de las ubicaciones posibles de los filtros aplicables para secadores regenerativos desecantes, tomadas del Chapter 3 del Compressed Air and Gas Handbook de CAGI, pueden ser las mostradas en las figuras 3.10 y 3.11:

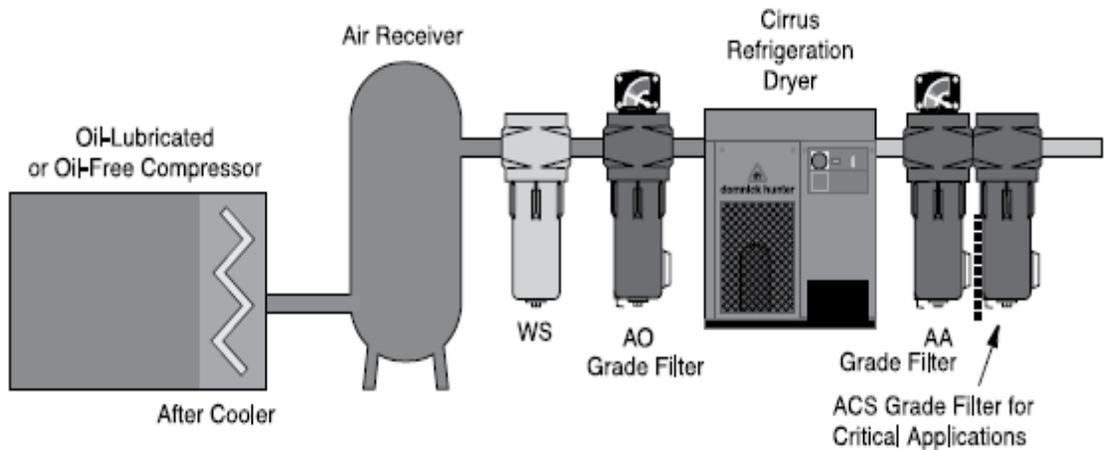


Figura 3. 9. Ubicación posible de secador y filtros. Opción A. Fuente: CAGI (2014).

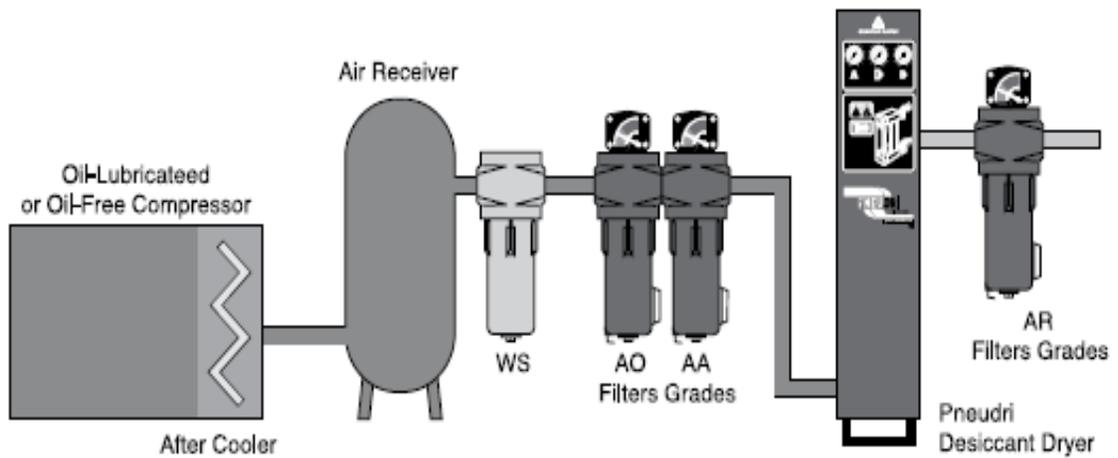


Figura 3. 10. Ubicación posible de secador y filtros. Opción B. Fuente: CAGI (2014).

Donde WS se refiere al separador de agua, AO al filtro de aceite y agua de coalescencia propósito general y AA al filtro de alta eficiencia.

La combinación de los arreglos mostrados en las figuras 3.10 y 3.11, permite por medio de un filtro de carbón activo ser capaz de remover el aceite contenido a 0.003 ppm, con lo cual se reúnen los requisitos de la Clase 1.2.1. Lo que se podía considerar "oil free"; que tiene una menor presencia de hidrocarburos de los que se pueden tener en una atmósfera industrial promedio. Si el secador logra un punto de rocío de -100°F se puede obtener una Clase 1.1.1. La numeración de las clases indicada en este párrafo está en el orden de aparición de las tablas 3.4, 3.5 y 3.6.

"Oil free".

Al no introducirse aceite en la cámara de compresión se reduce la presencia de este hidrocarburo en comparación con un compresor con lubricación inyectada, pero el aire de la atmósfera que entra al compresor tiene contaminantes que pondrían incluir hidrocarburos como aceite.

Red de aire comprimido con tratamiento del mismo.

Carnicer Royo (1977) indica que una instalación de aire comprimido con secador, se caracteriza por:

- a. Punto de rocío constante independiente de la carga.
- b. Se reduce el gasto en mantenimiento.
- c. Reducción en los costos de instalación.
- d. Se evita la corrosión.
- e. Reducción de los gastos de operación de la red de aire comprimido.

Red de aire comprimido con tratamiento convencional.

En el otro caso, la instalación convencional posee los componentes:

- a. Refrigerador posterior:
- b. Depósito de aire.
- c. Separador o filtro principal, situado antes de la distribución de ramales.

- d. Separador o Filtro, al inicio de las líneas secundarias.
- e. Tuberías principales y secundarias con pendientes en la dirección del flujo de aire, trazadas en un circuito abierto con purgas manuales o automáticas.
- f. Tubería de servicio con salida desde la tubería principal.
- g. Filtros en las zonas de tuberías que requieran una capacidad superior.

3.5. Distribución de una red de aire comprimido.

Una vez definidos los valores de presión, caudal, pérdidas o caídas de presión de accesorios y velocidad de circulación; se puede iniciar el dimensionamiento de las tuberías de la red. Se deben estimar los diámetros de las tuberías ramales y del tubo principal, usando nomogramas para redes de aire comprimido.

La instalación puede ser en circuito abierto o cerrado. Si la instalación cuenta con secador, se puede diseñar en circuito cerrado o abierto con o sin pendiente; por estar el aire completamente seco, sin peligro de posibles condensados causados por la humedad del fluido.

En el caso de ausencia de secador y de contar sólo con un refrigerador posterior, se deben de adicionar otros elementos como separadores o filtros; red con pendiente por los condensados, hacia los usuarios; purgas automáticas o manuales.

El factor determinante para el buen funcionamiento de una red de aire comprimido es la humedad del aire. Otros factores, como los diámetros de las tuberías, las pérdidas de presión y en otro caso el caudal, que se pueden manipular de una forma más fácil.

De acuerdo con Carnicer R. (1977), la velocidad típica en la tubería principal de una red de aire comprimido es de 8 m/s.

Para el caso de un circuito cerrado, la tubería de distribución siempre está llena de aire independientemente de si hay consumo o no, o, de si hay fluctuaciones o no. Cuando el tanque de almacenamiento de aire alcanza la presión máxima de 7 bar (valor típico), el compresor trabaja en vacío, pero cuando la presión baja del punto mínimo de 6 bar el compresor trabaja con carga reponiendo el aire.

La caída de presión en cualquier punto de la tubería es dependiente del diámetro en ese punto, como el caudal está dado por la ecuación 3.5:

Ecuación 3. 5. Cálculo de caudal de aire comprimido.

$$q = v \cdot s = v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \left[\frac{m^3}{s} \text{ ó CFM} \right]$$

Donde:

q= caudal constante en [m³/s].

v= velocidad del aire de 8m/s.

s= área transversal [m²].

Por otro lado, la ecuación de D`Arcy, ecuación 3.6, permite obtener la pérdida de presión a lo largo de una tubería e indica que un pequeño aumento en el diámetro de la tubería puede disminuir la pérdida de presión de modo considerable:

Ecuación 3. 6. Fórmula de D'Arcy.

$$\Delta p = 3.25 \cdot \alpha \cdot \frac{q^2 \cdot L \cdot \delta}{d^5}$$

Las variables involucradas:

L: longitud de tubería [m].

d: diámetro de tubería.

α: coeficiente de resistencia de circulación a la circulación del aire por la tubería.

q: caudal [m³/s].

Se concluye que,

- Una red con un secador instalado puede tener un diseño en circuito abierto o cerrado.
- Una red sin secador, pero con depósito de aire, filtros, pendientes, purgas, refrigerador posterior y otros; debe de ser un circuito abierto.

3.6. Dimensión de tuberías.

El aire en una red de aire comprimido se transporta por medio de conducciones del nombre genérico tuberías (Carnicer R.; 1977). Se pueden clasificar en tres grupos:

- 1) Tubería principal.
- 2) Tuberías ramales o secundarias.
- 3) Tuberías de servicio.

La tubería principal.

Es la que conduce la totalidad del caudal de aire que sale del compresor y que alimenta las ramas de las aplicaciones o usuarios posteriores, la velocidad máxima recomendada de aire comprimido de la instalación es de 8 m/s. El dimensionamiento del diámetro, debe considerar, la posibilidad de instalar otro compresor por futuras ampliaciones y una mayor sección disminuirá las pérdidas por fricción.

Tuberías secundarias.

Distribuyen el aire a los usuarios o aplicaciones. De estas se derivan las tuberías de servicio. El caudal de cada rama es la suma parcial de todos los caudales que de ella se alimentan.

Tuberías de servicio.

Las tuberías de servicio o los bajantes alimentan a los equipos neumáticos. Como las mangueras de aire. Se recomienda no usar diámetros menores a 1/2". La velocidad máxima ronda los 15 m/s.

Tuberías de interconexión.

Son las que transportan el aire comprimido de los bajantes a los equipos de proceso o neumáticos.

Dimensionamiento de las tuberías.

Al tener las tuberías de aire comprimido, un acabado superficial con imperfecciones, ocurren pérdidas de energía por fricción del aire con la superficie interior de la tubería; además de otras causadas por los cambios de dirección del flujo durante su recorrido; incluyendo la pérdida generada por los accesorios como codos, válvulas y Tee, entre otros. Y lo que se evidencia en la red es una pérdida de presión, que implica adicionar más energía suministrada por los compresores.

Una tubería de aire sobredimensionada no tiene ningún efecto negativo, salvo el costo económico, pero a pesar de ello se disminuye la caída de presión de modo considerable y podría funcionar como depósito de aire.

Existen métodos numéricos, gráficos y aplicaciones disponibles en Internet, como en la página del fabricante de compresores de aire KAESER en su sección de servicios online, con los que se puede dimensionar una tubería de aire comprimido siempre que se cuente con los siguientes datos: caudal de aire o flujo volumétrico, longitud equivalente total, diámetro interno de la tubería, presión de trabajo, pérdida de presión admisible, en algunos métodos requieren densidad del aire. Estos métodos se detallan a continuación.

Se considera una caída de presión de un 2 a 3 %, desde el compresor hasta el usuario.

3.6.1. Método numérico.

VARIABLES REQUERIDAS PARA DETERMINAR LA PÉRDIDA DE PRESIÓN DEBIDA A LA LONGITUD DE UN TUBO RECTO, Carnicer R. (1977):

- 1) Longitud de tubería: es directamente proporcional a la pérdida de presión.
- 2) Velocidad requerida: es directamente proporcional a la pérdida de presión. Existen valores límite de velocidad, en algunas aplicaciones se considera el nivel de ruido.

3) Velocidades máximas:

Tubería principal: 8 m/s

Tubería ramal: 10 m/s

Tubería de servicio: 15 m/s

Tubería de interconexión. 20 – 30 m/s

4) Presión absoluta: se refiere a la presión atmosférica más la indicada en el manómetro industrial.

5) Diámetro de la tubería: la pérdida de presión estática es inversamente proporcional al diámetro de la tubería. Y se puede estimar por medio de la ecuación 3.7:

Ecuación 3. 7. Cálculo del diámetro de una red de aire comprimido.

$$D = \sqrt{\frac{Q_d \cdot 100}{4.71 \cdot P \cdot V}}$$

Donde

D: diámetro de la tubería de aire comprimido. [mm]

Q_d: caudal de diseño [l/min].

V: velocidad de diseño [m/s].

P: Presión de diseño [bar].

6) Índice de resistividad “β”:

Es el grado medio de rugosidad, variable con el dato G o flujo másico del aire de diseño. La pérdida de presión es proporcional a este valor. Se obtiene con la ecuación 3.8.

Ecuación 3. 8. Índice de resistividad.

$$\beta = 2.8466 \cdot (\dot{m})^{-0.1468}$$

Donde;

: Flujo másico dado el la ecuación 9 [kg/h].

La tabla 3.7 permite determinar el valor de la variable según sea el flujo másico de aire en kg/h.

Tabla 3. 7. Índice de resistencia para G kg/hora de peso masa de aire. (Carnicer; 1977).

| | | | | | | | |
|----------|------|----------|------|----------|------|----------|------|
| G | | G | | G | | G | |
| 10 | 2.03 | 100 | 1.45 | 1000 | 1.03 | 10 000 | 0.73 |
| 15 | 1.92 | 150 | 1.36 | 1500 | 0.97 | 15 000 | 0.69 |
| 25 | 1.78 | 250 | 1.26 | 2500 | 0.90 | 25 000 | 0.64 |
| 40 | 1.66 | 400 | 1.18 | 4000 | 0.84 | 40 000 | 0.59 |
| 65 | 1.54 | 650 | 1.10 | 6500 | 0.78 | 65 000 | 0.55 |
| 100 | 1.45 | 1000 | 1.03 | 10 000 | 0.73 | 100 000 | 0.52 |

Ecuación 3. 9. Flujo másico.

$$\dot{m} = Q_d \cdot \rho \cdot \frac{60}{1000}$$

Para;

: Densidad del aire [l/min]

Q_d: Caudal de aire comprimido [kg/m³].

Flujo másico en [kg/h]

7) Temperatura.

Debe de expresarse en grados Kelvin o grados absolutos. Es próxima a la temperatura ambiente. A mayor temperatura menor pérdida de presión, pero el aire retiene más agua.

8) Constante R de los gases.

Para el aire es de 29,27 m³/K o 29.66 [bar/m³K]. Tomando en cuenta las variables mencionadas anteriormente, desde el punto 1 al 8, la fórmula para determinar la pérdida de presión está dada por:

Ecuación 3. 10. Pérdida de presión en un tubo recto.

$$\Delta p = \frac{\beta}{RT} \cdot \frac{v^2}{D} \cdot L \cdot P$$

En resumen, las variables son:

Δp : caída de presión [bar]

P: presión absoluta [bar]

R: 29.66 [bar/m³K]

T: temperatura absoluta del aire [Kelvin = °C+273]

D: diámetro interior de tubería [mm].

L: longitud de tubería [m]

V: velocidad del aire [m/s]

$$= \frac{m^3/min}{60p} \cdot \frac{10\ 000}{cm^2 \text{ sección interior de tubo}}$$

Ecuación 3. 11. Caída de presión.

$$\Delta p = \frac{\beta}{T \cdot P} \cdot \frac{Q_a^2}{D^5} \cdot L \cdot 15.2$$

Siendo,

Δp : caída de presión [bar]

P: presión absoluta [bar]

T: temperatura absoluta del aire [Kelvin = °C+273]

D: diámetro interior de tubería [mm].

L: longitud de tubería [m]

Q_d: caudal [m³/s]

En la variable L presente en las ecuaciones 3.10 y 3.11 hay que considerar las pérdidas por accesorios expresadas en tramos de longitud equivalente, que se deben de adicionar por tramo a las tuberías instaladas y obtener la longitud equivalente total o adicionarle un 10% a la longitud total.

Existe otra fórmula (ver ecuación 3.12), para estimar las pérdidas de presión en una red de aire comprimido en unidades inglesas, obtenida del Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation, capítulo 9 Pipe sizing:

Ecuación 3. 12. Fórmula de Darcy para pérdidas de presión.

$$\frac{\Delta P}{100} = \frac{0.00705 \cdot f \cdot (scfm)^2 \cdot S_g^2}{\rho \cdot d^5}$$

Donde,

$\Delta P/100$: pérdida de presión por cada 100 pies de tubería, [psi].

f: factor de fricción adimensional.

scfm: pies cúbicos por minuto, condiciones estándar (60°F, 14.9 psi).

S_g: gravedad específica del gas (para aire es 1), [psi].

ρ : densidad del gas lb/ft³.

Por la ley de los gases ideales la densidad se puede escribir como en la ecuación 3.13:

Ecuación 3. 13. Presión de un gas ideal.

$$\rho = \frac{2.70 \cdot P}{t + 460}$$

Donde,

P: presión absoluta [psia].

T: temperatura [°F].

Para un flujo completamente turbulento en el tubo de acero, el factor de fricción se obtiene como indica la ecuación 3.14:

Ecuación 3. 14. Factor de fricción.

$$f = 0.189 \cdot N_R^{-0.189}$$

Donde N_R es el número de Reynolds, y se obtiene de la ecuación 3.15:

Ecuación 3. 15. Número de Reynolds.

$$N_R = \frac{28.92 \cdot scfm \cdot S_g}{d\mu}$$

Y,

μ : viscosidad en [centipoise].

Al sustituir la ecuación 3.15 en la 3.14 se obtiene:

Ecuación 3. 16. Factor de fricción.

$$f = \frac{0.1008 \cdot d^{0.187} \cdot \mu^{0.187}}{scfm^{0.187}}$$

Considerando, que en el rango de temperatura de 60-150 °F; el término $\mu^{0.187}$ tiene variaciones de 0.742 a 0.482 y tomando un valor promedio de 0.477. La ecuación de factor de fricción y de pérdida de presión se expresan:

Ecuación 3. 17. Factor de fricción.

$$f = \frac{0.0481 \cdot d^{0.187}}{scfm^{0.187}}$$

Ecuación 3. 18. Pérdida de presión en unidades inglesas.

$$\frac{\Delta P}{100} = \frac{1.25 \cdot 10^{-4} \cdot (t + 460) \cdot scfm^{1.813}}{(p + 14.7) \cdot d^{4.813}} \left[\frac{psi}{100 ft} \right]$$

Donde,

p: presión manométrica.

La relación de la ecuación 3.18, se puede representar gráficamente por medio del nomograma de la figura 3.11. En el nomograma mencionado, para determinar la pérdida de presión se requieren los valores de operación de la red: presión manométrica, temperatura, caudal o flujo volumétrico y el diámetro de la tubería a instalar.

El procedimiento es: se traza una línea recta entre los puntos correspondientes a la presión y temperatura del aire comprimido a distribuir, luego la intersección con la línea de densidad da su valor; desde el punto de densidad se traza otra línea que interseca al punto donde se ubica el valor del caudal de aire hasta la línea pivote y desde el punto de intersección con la línea pivote se traza una tercera línea recta hasta intersecar el valor del diámetro nominal de la tubería y su prolongación hasta la escala de pérdida de presión da el valor buscado.

NOMOGRAPH FOR PRESSURE DROP OF AIR IN PIPES

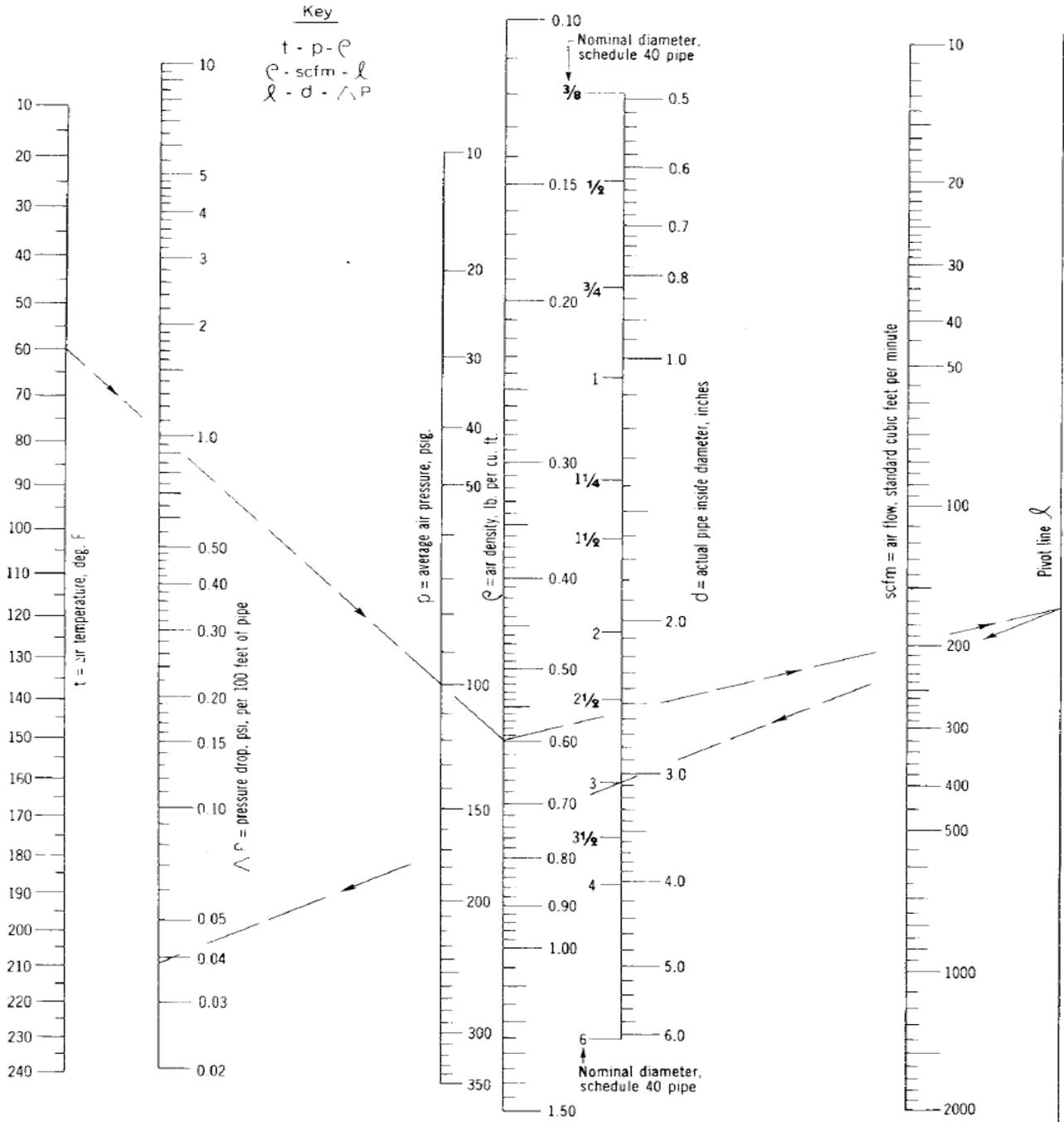


Fig 9-38. Nomograph for calculating pressure drops in steel pipe and sizing of air in pipes

Figura 3. 11. Nomograma de pérdida de carga. Fuente: www.knovel.org; HVAC Handbook (2015).

Ejemplo 3.1. Se tiene una instalación con la información siguiente y a la que se le debe estimar la pérdida de presión:

| | | |
|---------------------------------|---|-----------|
| P | = | 100psig. |
| T | = | 60°F. |
| X scfm | = | 200 scfm. |
| d (diámetro interno de tubería) | = | 3 in. |

Leyendo del nomograma de la figura 3.11, la densidad del aire es de 0.60 lb/ft³ y la pérdida de presión de 0.038 psi/100 ft de tubería de 3" nominal. La línea trazada en el nomograma es la que corresponde a este ejemplo, que es mismo del Chapter 9. Pipe Sizing, del HVAC del Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation.

Si se aplica la fórmula de la ecuación 3.18:

$$\frac{\Delta P}{100} = \frac{1.25 \cdot 10^{-4} \cdot (60 + 460) \cdot 200^{1.813}}{(100 + 14.7) \cdot 3.068^{4.813}} \left[\frac{\text{psi}}{100 \text{ ft}} \right] = 0.38 \frac{\text{psi}}{100 \text{ ft}}$$

Obteniéndose el mismo dato, que fácilmente se puede leer del nomograma.

En el mismo Chapter 9. Pipe Sizing, del HVAC del Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation, se muestra una forma de estimar la capacidad del compresor en CFM de aire libre:

Ecuación 3. 19. Capacidad del compresor.

$$A = \frac{S \cdot (34 + h)}{255}$$

Donde,

A: capacidad del compresor en [CFM de aire libre].

S: flujo durante descarga en [gpm].

h: altura o carga de agua equivalente por aire comprimido contra la cual se va a hacer la descarga [ft].

En el sistema inglés el dimensionamiento de tuberías se puede dar por la siguiente fórmula,

Ecuación 3. 20. Estimación de diámetro de tubería para aire comprimido.

$$d = 13.5 \sqrt{\frac{\text{cfm}}{V}} ; \text{ con } \text{cfm} = 58 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot d^5}{W \cdot L}}$$

Donde,

d: diámetro de tubería [in].

cfm: caudal [ft³/min].

V: velocidad en fpm [ft/min].

P: diferencia de presión.

W: densidad de entrada del aire, [lb/ft³].

L: longitud de tubería, [ft].

Un compresor con un “aftercooler” enfriado por aire es comúnmente usado en exteriores y uno enfriado por agua en interiores o cuando una alta presión es requerida. Según, Chapter 9. Pipe Sizing, del HVAC del Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation, un sobredimensionamiento del compresor superior a un 50% de carga requerida no es objetable o justificable.

3.6.2. Método online con aplicaciones de KAESER.

En el sitio web de KAESER México, en la sección de servicios online, hay varias aplicaciones que permiten hacer el cálculo de pérdida de presión y de longitud equivalente por accesorios. Una muestra de cálculo de pérdida de presión se muestra en la figura 3.12.

Garantía en Línea

Diseño Tridimensional

► Toolbox

Conversiones

Condensados

Recuperación de Calor

► Caída de Presión

Fugas de Aire

Tamaño del Tanque

Metro Cúbico Estándar

Demanda de Aire

KAESER University

Cálculo de la Caída de Presión

¡Por favor, use punto en lugar de coma para indicar los decimales!

Los campos de texto azul muestran resultados.

El cálculo es válido para tubería lisa.

Unidades SI

Unidades US

| | | | |
|----------------------------------------|------------|------------------------------------|--------|
| Caudal | V | <input type="text" value="310"/> | cfm |
| Longitud nominal de la tubería | L | <input type="text" value="229.6"/> | feet |
| Diámetro interno nominal de la tubería | Id | <input type="text" value="3.068"/> | inches |
| Presión de trabajo absoluta | p | <input type="text" value="112"/> | psi |
| Caída de presión | Δp | <input type="text" value="0.21"/> | psid |

Con el fin de calcular la longitud nominal de la tubería, se mide la tubería lisa y a este valor se adiciona la longitud equivalente de cada unión o acople.

La longitud de las uniones y acoples se puede calcular a partir de la tabla dada. Esta longitud equivale igualmente al 60% de la longitud de la tubería lisa estimada, es decir que la longitud total = tubería lisa x 1.6.

Figura 3. 12. Cálculo de pérdida de presión.

El cálculo de la figura 3.12, se efectuó para 310 SCFM, una longitud de 229.6 feet, un diámetro interno de tubería de 3.068 in y una presión de trabajo de 112 psi, así, se obtiene una pérdida de presión de 0.21 psi.

Si se toman los datos del ejemplo 3.1 y se introducen en la aplicación de KAESER cuyo resultado se muestra en la figura 3.13 e indica una pérdida de presión de 0.04 psi/100 feet.

Cálculo de la Caída de Presión

¡Por favor, use punto en lugar de coma para indicar los decimales!
Los campos de texto azul muestran resultados.
El cálculo es válido para tubería lisa.

- Unidades SI
 Unidades US

| | | | |
|----------------------------------------|------------|------------------------------------|--------|
| Caudal | V | <input type="text" value="200"/> | cfm |
| Longitud nominal de la tubería | L | <input type="text" value="100"/> | feet |
| Diámetro interno nominal de la tubería | Id | <input type="text" value="3.068"/> | inches |
| Presión de trabajo absoluta | p | <input type="text" value="100"/> | psi |
| Caída de presión | Δp | <input type="text" value="0.04"/> | psid |

Con el fin de calcular la longitud nominal de la tubería, se mide la tubería lisa y a este valor se adiciona la longitud equivalente de cada unión o acople.

La longitud de las uniones y acoples se puede calcular a partir de la tabla dada. Esta longitud equivale igualmente al 60% de la longitud de la tubería lisa estimada, es decir que la longitud total = tubería lisa \times 1.6.

Figura 3. 13. Solución de ejemplo 1 efectuado en KAESER.

Además, en el mismo sitio web hay una plantilla online para el cálculo de longitud equivalente, como se muestra en la figura 3.14.

Cálculo de la Longitud Equivalente de la Tubería

- Unidades SI
- Unidades US

| Diámetro de la tubería | | DN | 25 ▼ |
|----------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|--------------------------------|
| | | longitud equivalente[m] | Número |
| Codo |  | 1.5 | <input type="text" value="0"/> |
| Codo R=2d |  | 0.3 | <input type="text" value="0"/> |
| Codo R=d |  | 0.4 | <input type="text" value="0"/> |
| Unión T cruzada |  | 0.5 | <input type="text" value="0"/> |
| Unión T ramificada |  | 1.5 | <input type="text" value="0"/> |
| Válvula instalada |  | 5 | <input type="text" value="0"/> |
| Válvula de bola / mariposa |  | 0.3 | <input type="text" value="0"/> |
| Válvula cheque |  | 2 | <input type="text" value="0"/> |
| Unión reductora (DN): 20 |  | 0.5 | <input type="text" value="0"/> |

Longitudes equivalentes de uniones y acoples: m

Figura 3. 14. Aplicación online para cálculo de pérdida de presión online en KAESER.

3.6.3. Pérdidas por caídas de presión por fugas.

Las pérdidas por fugas totales de la instalación no deben de sobrepasar un 5% del flujo volumétrico y en última instancia un 10%.

3.6.4. Presión de trabajo.

Se debe de hacer una investigación previa sobre las condiciones de todos los equipos instalados u otras aplicaciones, que requieran aire comprimido y obtener las presiones mínimas por equipo para su óptimo funcionamiento. Hacer un listado desde las tuberías de interconexión, hasta los ramales se requiere antes del diseño.

La presión mínima que debe suministrar el compresor está dada por la ecuación 3.21:

Ecuación 3. 21. Presión requerida en la descarga del compresor.

$$P_{\min} = (P_{\text{trab}} + P_{\text{atm}} + P_{\text{filtros}} + P_{\text{secador}}) \cdot (1 + CP)$$

Donde,

- P_{\min} : presión mínima en la salida del compresor o descarga. [bar]
- P_{trab} : presión de trabajo requerida en los equipos. [bar]
- P_{atm} : presión atmosférica. [bar]
- P_{filtros} : presión por los filtros de la instalación. [bar]
- P_{secar} : caída de presión por el secador de aire. [bar]
- CP: caída de presión porcentual permitida en el sistema. [%]

3.6.5. Futuras ampliaciones.

Se puede considerar un factor de futuras ampliaciones de un 15% a 20% o según sean las proyecciones de la empresa. Podría ser más o menos.

3.6.6. Caudales.

Previo al diseño de las tuberías y demás accesorios que se requieran para la instalación de la red de aire comprimido en la planta industrial, se debe hacer un estudio de la necesidad de flujo volumétrico por equipo y aplicar los factores de ampliaciones y fugas; con el fin de obtener la necesidad de caudal total en NI/min o m³/min o SCFM.

Se deben de estimar dos caudales: el caudal máximo que es la suma aritmética de los consumos de todos los equipos con el factor de uso aplicado y el caudal de diseño, que incluye la consideración de las fugas y de las futuras ampliaciones. Las ecuaciones 3.22 y 3.23, permiten estimar los caudales mencionados en el párrafo anterior:

Ecuación 3. 22. Caudal máximo de aire comprimido requerido.

$$Q_{MÁX} = \sum_{i=1}^N Q_i$$

Donde,

Q_{MÁX}: Caudal máximo.

N: número de aplicaciones.

Ecuación 3. 23. Caudal de diseño de aire comprimido requerido.

$$Q_{diseño} = Q_{MÁX} \cdot (f_f + f_a + 1)$$

Donde,

f_f: factor por fugas.

f_a: factor por ampliaciones.

Q_{MÁX}: Caudal máximo.

Q_{MÁX}: Caudal de diseño.

Para el caso de las pérdidas por accesorios, se debe obtener la longitud equivalente de tramo de tubería por cada accesorio y sumar la longitud de tubería correspondiente, antes de usar la fórmula previamente. Esa longitud equivalente, se obtiene de la tabla 3.8 o usando la aplicación online de KAESER que da la longitud equivalente total por todos los accesorios.

Tabla 3. 8. Pérdida de presión en los accesorios de tubería expresada en metros equivalentes de tubería recta.*

| Accesorios para tubería | Longitud equivalente en [m] | | | | | | |
|-------------------------|-------------------------------|--------|-----|-----|-----|-----|-----|
| | Diámetro interior de tubería. | | | | | | |
| | 1" | 1 1/2" | 2" | 3" | 4" | 5" | 6" |
| Válvula de diafragma | 1.5 | 2 | 3 | 4.5 | 6 | 8 | 10 |
| Válvula de compuerta | 0.3 | 0.5 | 0.7 | 1 | 1.5 | 2 | 2.5 |
| Codo de 90° | 0.3 | 0.5 | 0.6 | 1 | 1.5 | 2 | 2.5 |
| Codo de 45° | 0.15 | 0.25 | 0.3 | 0.5 | 0.8 | 1 | 1.5 |
| Codos redondos | 1.5 | 2.5 | 3.5 | 5 | 7 | 10 | 15 |
| Codos con enlace | 1 | 2 | 2.5 | 4 | 6 | 7.5 | 10 |
| Tees | 2 | 3 | 4 | 7 | 10 | 15 | 20 |
| Manguitos con reducción | 0.5 | 0.7 | 1 | 2 | 2.5 | 3.5 | 4 |

*Tomado de: Aire comprimido: Teoría y diseño de instalaciones, Ed. Carnicer Royo (1977).

3.6.7. Material de la tubería.

El material de las tuberías de aire comprimido con presiones de trabajo máximo de 150 psig y con diámetros no mayores a 6" podrían ser Schedule 40 de acero galvanizado, cobre tipo L o Delrin (DuPont) tubo de plástico con uniones de termofusión, para presiones de trabajo de 100 psig. El uso de acero galvanizado tiene la desventaja de que la rugosidad superficial, que incrementa la pérdida de presión a lo largo de la tubería

También se han usado tuberías de cobre, que por sus características superficiales podrían contribuir a reducir la pérdida de presión y soportan altas presiones. Otras dos opciones son usar: acero inoxidable, que contribuyen con la reducción de contaminantes en el aire, que lo diferencia del acero galvanizado y la otra opción es la tubería de aluminio SimpleAir Easy Pipe Line de IngersollRand o las SmartPipe

TransAir de KAESER las cuales son: livianas, sin fugas, resistente a la corrosión, mínima caída de presión, accesorios de polímeros, de rápido y fácil montaje.

3.7. Preparación del aire.

El aire atmosférico como ya se ha mencionado, posee una serie de contaminantes cuando entra al compresor que obligan al tratamiento de este para garantizar el cumplimiento de los estándares de calidad según sea la aplicación.

La capacidad del aire para retener vapor de agua depende de la temperatura y de la presión. A mayor temperatura y menor presión, más vapor de agua es capaz de retener el aire. Algunos de los términos más importantes relacionados con la humedad del aire son:

Humedad absoluta.

Se define como el peso (masa) de agua presente en un kilogramo de aire seco como indica la ecuación 3.24:

Ecuación 3. 24. Humedad absoluta.

$$W = \frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}} = 0.65 \cdot \left(\frac{\text{presión parcial de vapor de agua}}{\text{presión parcial de aire seco}} \right) = \frac{P_a}{P_b}$$

Donde,

W: humedad absoluta en kg de vapor de agua por kg de aire seco.

P_a: presión parcial de vapor de agua [mmHg].

P_b: presión parcial de aire seco [mmHg].

P: presión total del sistema, P. [mmHg].

Humedad de saturación.

Máxima masa de agua que se admite por kg de aire seco a una presión y temperatura determinada. La humedad de saturación W_s , depende de la temperatura y la presión.

Ecuación 3. 25. Humedad de saturación.

$$W_s = 0.65 \cdot \left(\frac{\text{presión parcial de vapor de agua}}{\text{presión parcial de aire seco}} \right) = 0.65 \cdot \frac{P_a}{P - P_a}$$

Donde,

W_s : humedad de saturación [kg de agua/ kg de aire seco].

P_a : presión de vapor de agua a T, dada en tablas.

P: presión total de sistema.

Humedad relativa.

Relación entre la humedad absoluta existente, W, y la humedad máxima que se puede contener el sistema representada con W_s . La relación de humedad relativa es:

Ecuación 3. 26. Humedad relativa.

$$W_r = 100 \cdot \frac{W}{W_s} [\%]$$

Una humedad relativa de un 100% indica que el aire está saturado de vapor de agua y que $W = W_s$.

En caso contrario, un ambiente con una W_r de un 0%, indica que no hay vapor de agua presente en el ambiente. La humedad relativa es una medida del grado de saturación del aire. La humedad de saturación y la absoluta se miden en gramos de agua por kilogramo de aire seco.

Punto de rocío.

El punto de rocío es un indicador del nivel de humedad en el aire comprimido y se indica mediante una temperatura t , a la cual el aire llega al punto de saturación. La condensación ocurre si la temperatura de rocío disminuye por debajo de esta temperatura.

Cuando el aire comprimido seco es enfriado, la humedad de saturación del aire disminuye y la relativa aumenta hasta un 100%. Si en un lugar el aire tiene una temperatura ambiente de 25°C y 7°C de punto de rocío, entonces la saturación se alcanza hasta lograr el enfriamiento a los 7°C, (Carnicer;1977).

En la producción de aire seco, el punto de rocío se usa como parámetro de medida de la calidad de este. Los puntos de rocío muy bajos indican una alta calidad del aire y muy altos mala calidad con una alta humedad relativa.

Se puede obtener el punto de rocío con los datos psicométricos:

- Humedad relativa y temperatura ambiente.
- Humedad relativa y humedad de saturación.
- Humedad absoluta.

Si la W_r es inferior a un 100%, el punto de rocío es inferior a la temperatura ambiente. Si la W_r es igual a un 100%, el punto de rocío es la temperatura ambiente y si la W_r es de un 100% con partículas líquidas en suspensión (niebla), el punto de rocío es superior a la temperatura ambiente. (Carnicer; 1977)

Se puede calcular el punto de rocío con tablas presión de vapor contra temperatura y las fórmulas respectivas. Con el dato de humedad relativa y de temperatura del ambiente se aplica la ecuación 3.27 para obtener la humedad de saturación:

Ecuación 3. 27. Humedad de saturación.

$$W_s = 0.625 \cdot \frac{P_s}{(P - P_s)}$$

Donde,

Pa: Presión dada en mm de Hg.

Luego se obtiene la humedad absoluta con la ecuación 3.28:

Ecuación 3. 28. Humedad absoluta.

$$W = \frac{W_r \cdot W_s}{100}$$

En el punto de rocío, la humedad de saturación es igual a la humedad absoluta, entonces se puede obtener la presión de saturación bajo esas condiciones, usando la ecuación 3.27 y despejando la presión se reescribe en la ecuación 3.27. Luego, en una tabla de vapor de agua se estima la temperatura que corresponde a esa presión, siendo la temperatura de rocío buscada, (Carnicer; 1977).

Ecuación 3. 29. Presión de saturación del punto de rocío.

$$P_a = \frac{W \cdot P}{0.625 + W}$$

Capítulo 4. Red de aire comprimido en Sigma Alimentos, planta de yogurt.

4. Red de aire comprimido en Sigma Alimentos, planta de yogurt.

En la planta de yogurt de Sigma Alimentos, ubicada en Cartago, la red de aire comprimido tiene más de 7 años de haber sido instalada y hace unos 2 años se le hizo una ampliación a la misma, para alimentar dos nuevos equipos: máquina BISIGNANO 03 y otra traída de la Planta Monteverde.

4.1. Distribución de la red de aire comprimido instalada.

4.1.1. Antecedentes.

El diseño actual de la red de aire comprimido fue diseñado por una empresa mexicana y enviado por Sigma Alimentos en México; luego se contrató a una empresa en Costa Rica para la instalación en planta.

Los equipos de aire comprimido, dos compresores de aire oil free de 30 y 50 HP y un secador de aire regenerativo, instalados en el cuarto de compresores de aire y de amoníaco. Los de aire comprimido son de la marca Atlas Copco, cuyo proveedor es Grupo Flotec en Costa Rica.

En años anteriores la red de aire comprimido se sometió a dos estudios de aire hechos por la empresa Grupo Flotec. Uno de los estudios de aire comprimido en Sigma Alimentos fue en mayo del 2013, y parte de los resultados del estudio fueron:

Caudal máximo: 162.0 cfm.

Caudal promedio: 72.4 cfm.

Total de aire entregado: 689 119 ft³.

Las estadísticas que muestran la distribución de las mediciones de ese estudio, se muestran en la tabla 4.1:

Tabla 4. 1. Resumen de datos red de aire comprimido, efectuado por FLOTEC en Sigma Alimentos Planta de Yogurt mayo 2013 Cartago.*

| RANGOS | MEDICIONES | % DE TIEMPO | % ACUMULADO |
|------------------------------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| TOTAL DE DATOS | 57102 | 100 | |
| Mayores a 200 CFM. | 0 | 0 | |
| 150 y menores de 200 CFM. | 122 | 0.2 | 100.0 |
| De 125 a menos de 100 a menos de 125 CFM | 2562 | 4.5 | 99.8 |
| 100 a menos de 125 CFM | 11371 | 19.9 | 95.3 |
| 50 a menos de 100 CFM | 27860 | 48.8 | 75.4 |
| 0 a menos de 50 CFM | 15187 | 26.6 | 26.6 |

*Estos datos fueron tomados del 12-5-2013 al 19-05-2013.

Previamente, se había efectuado otro estudio de aire comprimido, en el 2011. Ya que inicialmente esos dos compresores de la marca Atlas Copco alimentaban toda la fábrica, que incluye: planta de yogurt, la planta de quesos y la planta de tratamiento de agua; pero la planta de tratamiento de agua y la planta de quesos se separaron de esta red de aire, dado que no daban abasto y se compró un compresor para alimentar estas dos áreas, quedado la de yogurt alimentada por los dos compresores de 30 y 50 HP. El resumen de los resultados obtenidos en el 2011, se muestra en la tabla 4.2:

Caudal máximo: 234.5 cfm.

Caudal promedio: 67.4 cfm.

Tabla 4. 2. Resumen de datos red de aire comprimido, efectuado por FLOTEC en Sigma Alimentos Planta de Yogurt mayo 2011 Cartago.*

| RANGOS | MEDICIONES | % DE TIEMPO | % ACUMULADO |
|---------------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| TOTAL DE DATOS | 60078 | 100 | |
| Mayores a 200 CFM. | 760 | 1.3 | 100.0 |
| 150 y menores de 200 CFM. | 3786 | 6.3 | 98.7 |
| De 125 a menos de 100 CFM | 3431 | 5.7 | 92.4 |
| 100 a menos de 125 CFM | 7916 | 13.2 | 86.7 |
| 50 a menos de 100 CFM | 13074 | 21.8 | 73.5 |
| 0 a menos de 50 CFM | 31111 | 51.8 | 51.8 |

*Estos datos fueron tomados del 13-1-2011 al 20-01-2011.

Una muestra de las mediciones de la planta de yogurt, se muestran en la figura 9, donde los datos en rojo indican medidas de flujo de aire, en cfm y los datos en azul, las medidas de presión de aire en bares. De los dos estudios, se concluye que la separación entre la planta de yogurt y la planta de quesos con el requerimiento en el tratamiento de aguas, redujo el consumo pico en un 31 % comparado con el consumo del 2011.

Time Period: 18.05.13 19:17 to 19.05.13 00:34

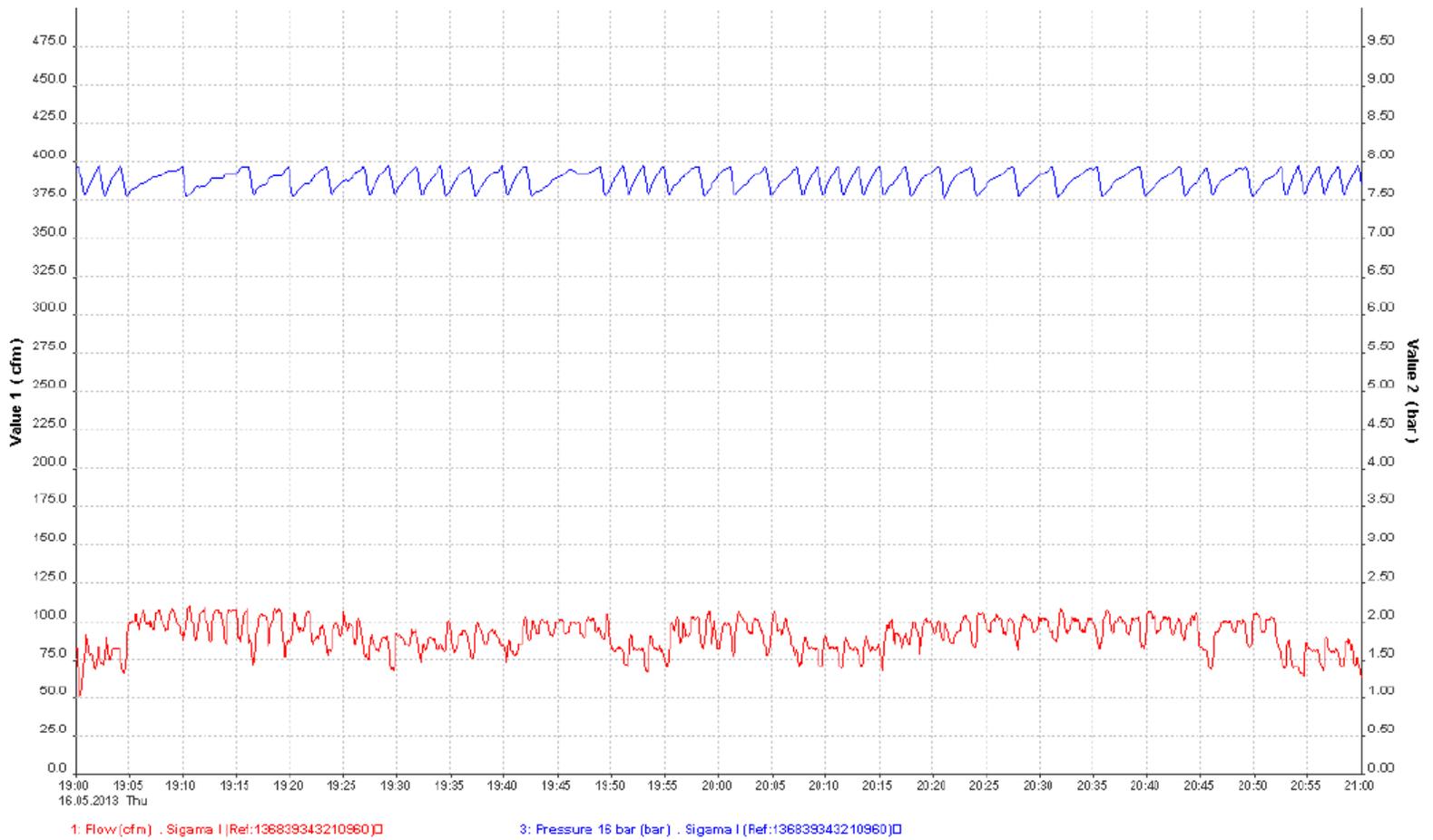


Figura 4. 1. Medición de aire y presión en la red de compresores de aire comprimido. Fuente FLOTEC (2014)

En la figura 4.1 se muestra una de las mediciones efectuadas en mayo del 2013, donde se observa que las presiones del aire oscilan entre los 7 y 8 bares, y, en este caso el flujo oscila entre 50 y 112 cfm.

4.1.2. Instalación actual.

La solicitud del estudio de la red actual de aire comprimido, fue por la instalación de los nuevos equipos en setiembre del 2014, traídos de la planta de Monteverde, sin estudio previo de la capacidad de la red de aire comprimido y por problemas presentados posteriormente en el funcionamiento de algunas máquinas como la BISIGNANO 3, por lo que se debió instalar un tanque de almacenamiento de aire de 400 litros.

El fin del estudio es verificar si el suministro de aire comprimido en la planta de yogurt es el apropiado. Y, así descartar si las fallas son causadas por un suministro insuficiente de aire comprimido, sino, investigar otras causas de las fallas en los equipos. Además, que debido a las ampliaciones no se contaba con un plano de la red de aire comprimido.

El cuarto de compresores alberga tanto a los compresores de amoníaco para el sistema de refrigeración, como a los de aire comprimido. En el caso, del sistema de aire comprimido en el cuarto de máquinas se encuentran:

- Dos compresores.
- Un secador.
- Un tanque de almacenamiento de aire y los respectivos filtros.
- Además de los sistemas de control que vienen incorporados en los mismos equipos.

Los compresores y el secador de aire, instalados en el cuarto de máquinas tienen las siguientes características dadas en la tabla 4.3:

Tabla 4. 3. Características de los equipos instalados en cuarto de compresores para aire.

| Característica /Equipo | Compresor 1 | Compresor 2 | Secador |
|----------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1. Marca | Atlas Copco | Atlas Copco | Atlas Copco |
| 2. Modelo | ZT 22 oil free | ZT 37 oil free | BD150 |
| 3. Capacidad [CFM] | 112 | 196.8 | 318 |
| 4. Presión máx. [psi] | 125 | 124 | 101.53 |
| 5. Potencia [HP] | 30 | 50, 480VAC | 20 |
| 6. Parámetros de operación del equipo. | Marca: Atlas Copco ZT22IMD. Con secador acoplado como otra unidad. ZT22ff Humedad relativa 100% a $T_{\text{ambiente}} < 35^{\circ}\text{C}$ Temperatura máxima ambiente 40°C Datos de presión de operación: 114 psi Presión mínima de trabajo 4 bar Presión nominal de trabajo 7 bar Presión máxima de trabajo 8.6 bar capacidad de aceite de cárter 25 litros presión del aceite 2.4 bar Potencia 50HP 3x80A-480VAC | Marca: Atlas Copco ZT37PACK. con secador incorporado. Humedad relativa 100% a $T_{\text{ambiente}} < 35^{\circ}\text{C}$ Temperatura máxima ambiente 40°C Datos de presión de operación: 120 psi Presión mínima de trabajo 4 bar Presión nominal de trabajo 7 bar Presión máxima de trabajo 8.6 bar capacidad de aceite de cárter 25 litros presión del aceite 2.4 bar Potencia 50HP 3x80A- | Modelo BD150 atlas Humedad relativa 100% a $T_{\text{ambiente}} < 35^{\circ}\text{C}$ Temperatura máxima ambiente 45°C Datos de presión de operación: 114 psi Presión mínima de trabajo 4.5 bar Presión máxima de trabajo 16 bar caída de presión en secador 0.2 bar temperatura de entrada máxima de aire comprimido 50°C 3x20A-480VAC- 20HP. |

Para ilustrar el modelo de los equipos instalados para el suministro de aire comprimido se presentan desde la figuras 4.2 y hasta la figura 4.10.

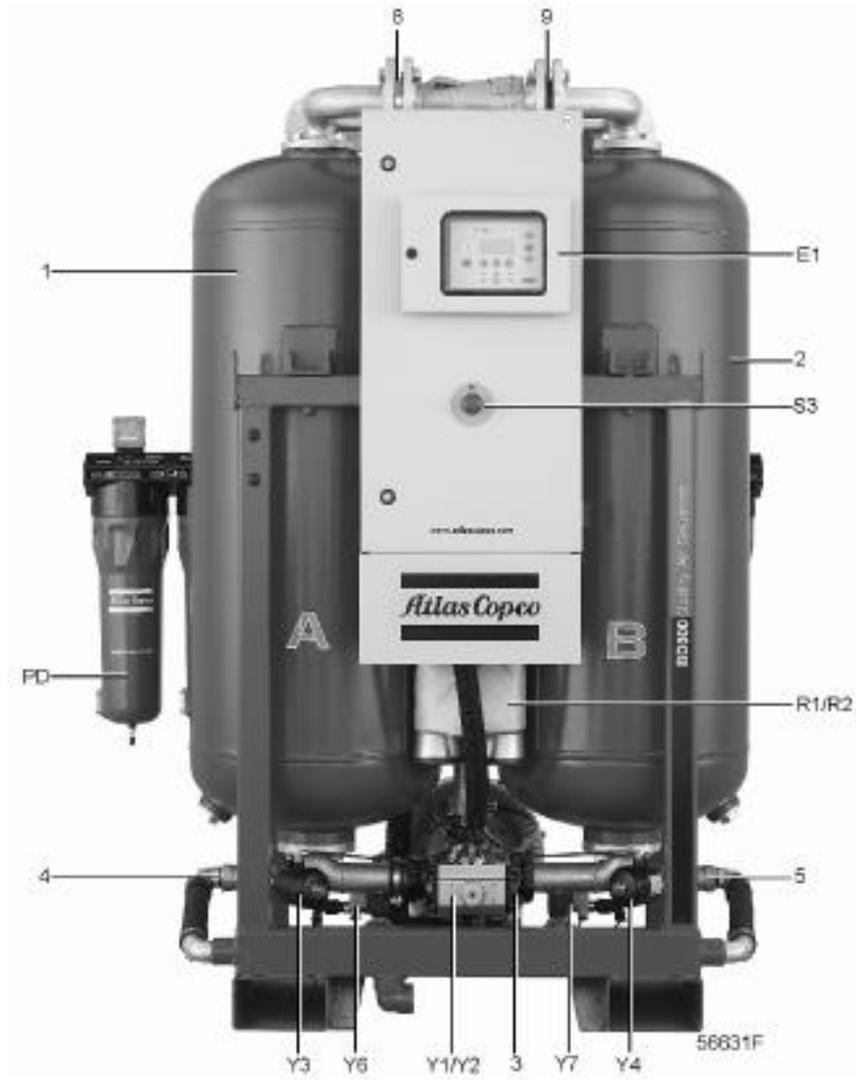


Figura 4. 2.Vista frontal. Secador BD 150.

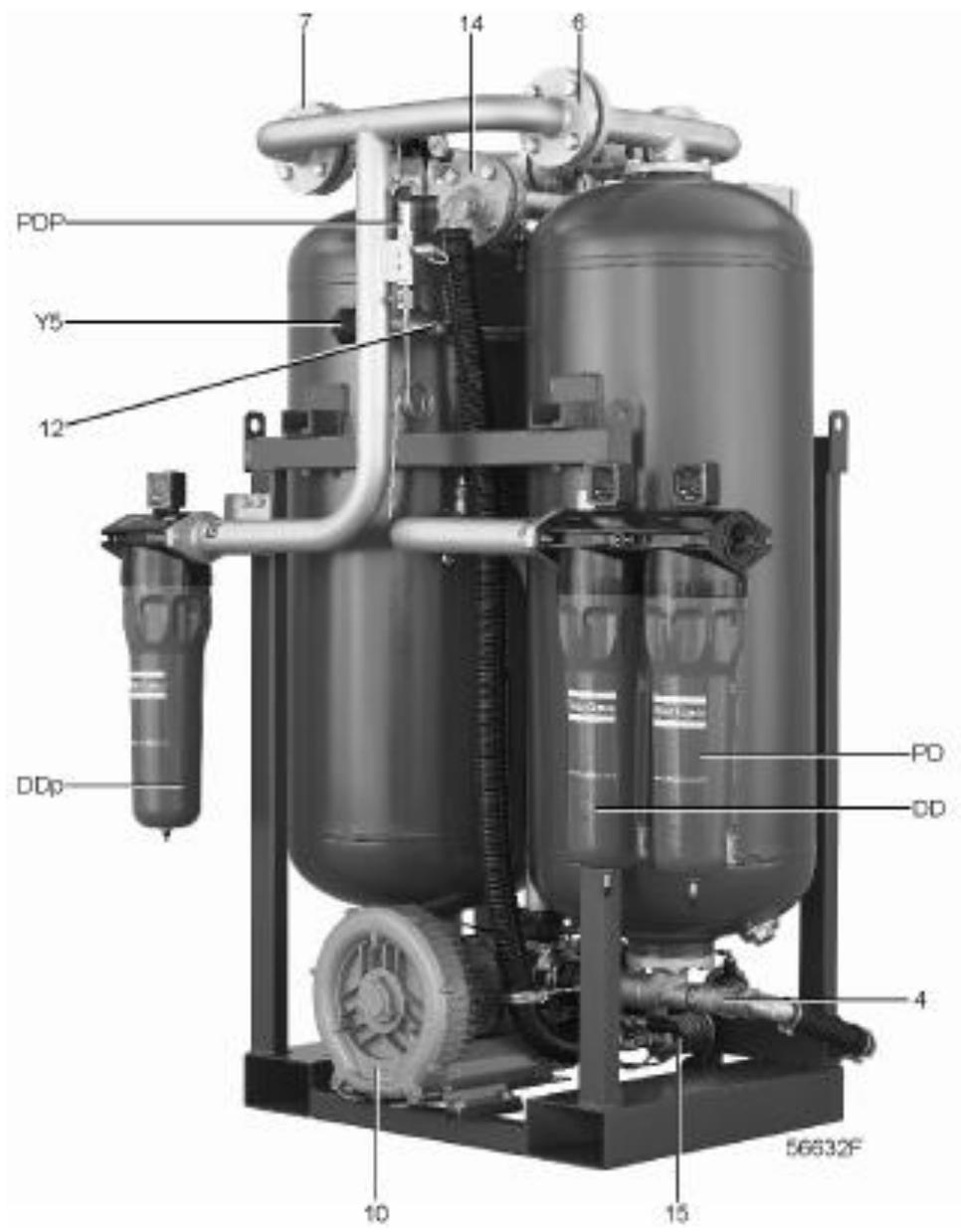


Figura 4. 3. Vista posterior. Secador BD 150.

| Ref. | Designación |
|-------------|-------------------------------------------------------------------|
| 1 | Torre de adsorción A |
| 2 | Torre de adsorción B |
| 3 | Válvula de entrada |
| 4 | Válvula de regeneración, torre A |
| 5 | Válvula de regeneración, torre B |
| 6 | Válvula de salida, torre A |
| 7 | Válvula de salida, torre B |
| 8 | Válvula de retención, aire de regeneración/refrigeración, torre A |
| 9 | Válvula de retención, aire de regeneración/refrigeración, torre B |
| 10 | Soplador |
| 12 | Válvula de aire de refrigeración |
| 14 | Válvula sin retorno, soplador |
| 15 | Silenciador, válvula de expulsión, torre A |
| DD | Filtro de uso general |
| DDp | Filtro de polvo |
| E1 | Regulador Elektronikon |
| PD | Filtro de alta eficiencia |
| PDP | Sensor de punto de rocío a presión |
| R1/R2 | Elementos calentadores |
| S3 | Botón de parada de emergencia |
| Y1 | Válvula de solenoide, torre A |
| Y2 | Válvula de solenoide, torre B |
| Y3 | Válvula de solenoide, válvula de escape A |
| Y4 | Válvula de solenoide, válvula de escape B |
| Y5 | Válvula de solenoide, aire de refrigeración |
| Y6 | Válvula de salida, torre A |
| Y7 | Válvula de salida, torre B |

Figura 4. 4. Partes de Secador BD 150.

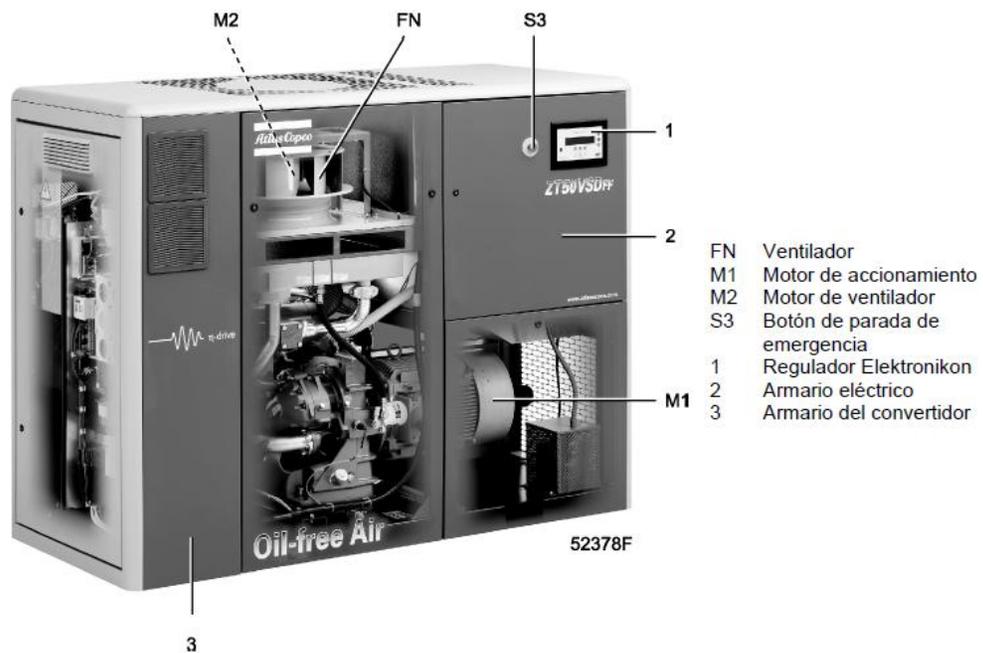


Figura 4. 5. Vista general. Compresor de aire Oil free Atlas Copco. ZT37.

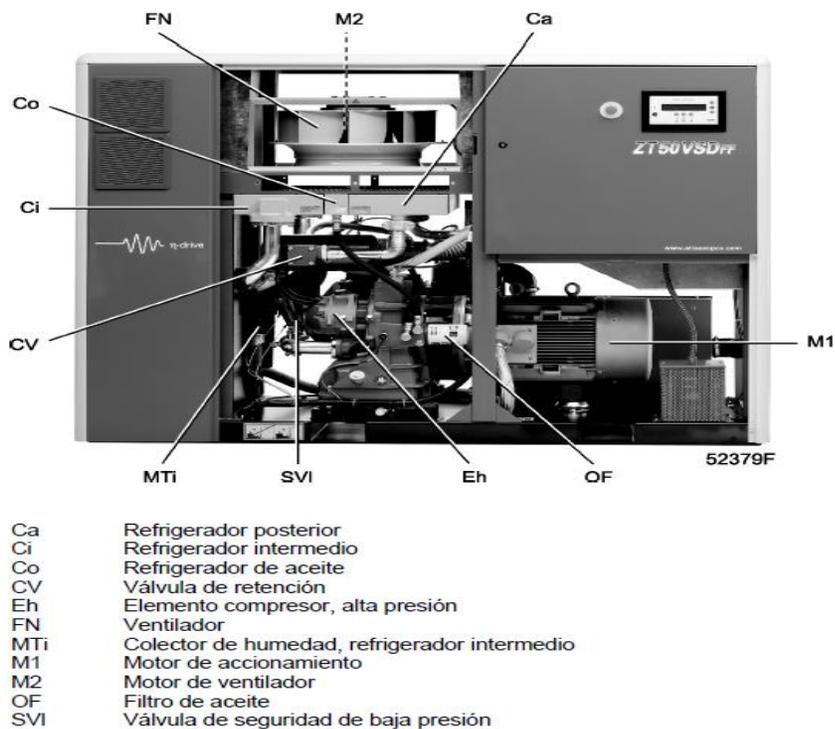
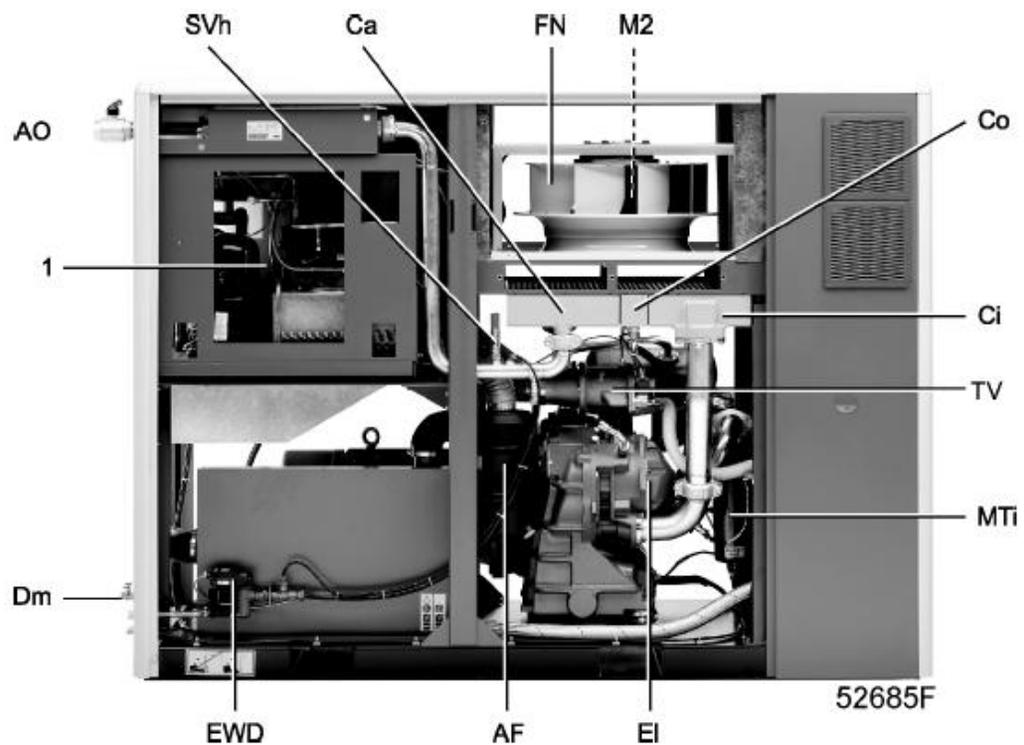


Figura 4. 6. Vista delantera. Compresor de aire Oil free Atlas Copco. ZT37.



| | |
|-----|----------------------------------------------|
| AF | Filtro de aire |
| AO | Válvula de salida de aire |
| Ca | Refrigerador posterior |
| Ci | Refrigerador intermedio |
| Co | Refrigerador de aceite |
| Dm | Punto de drenaje manual de condensado |
| EI | Elemento compresor de baja presión |
| EWD | Dispositivo electrónico de drenaje de agua |
| FN | Ventilador de enfriamiento |
| MTi | Colector de humedad, refrigerador intermedio |
| M2 | Motor de ventilador |
| SVh | Válvula de seguridad de alta presión |
| TV | Válvula todo/nada |
| 1 | Secador |

Figura 4. 7. Vista posterior. Compresor de aire Oil free Atlas Copco. ZT37.

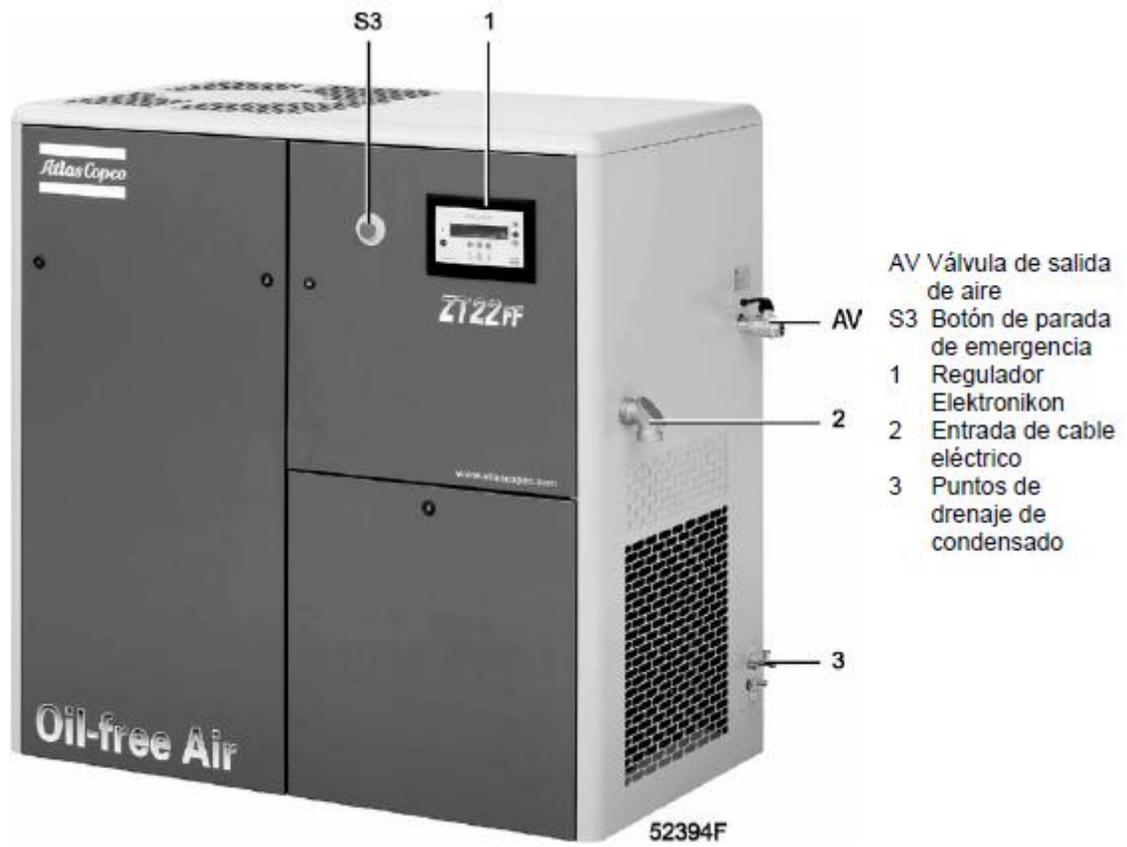
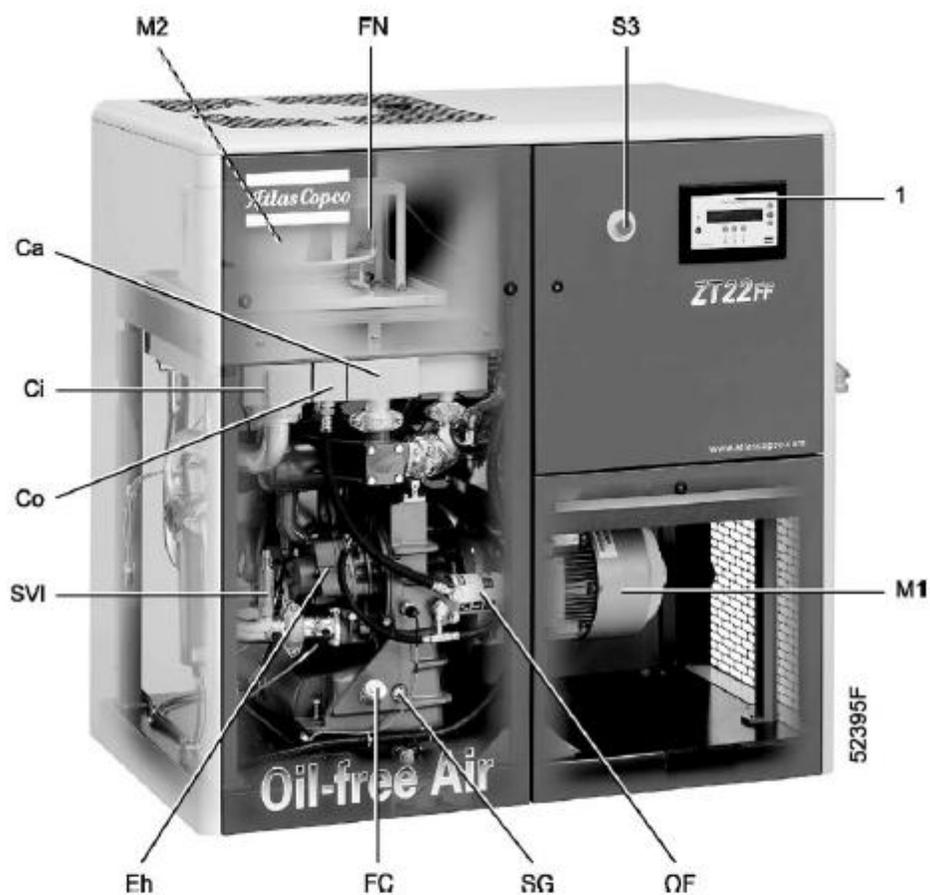
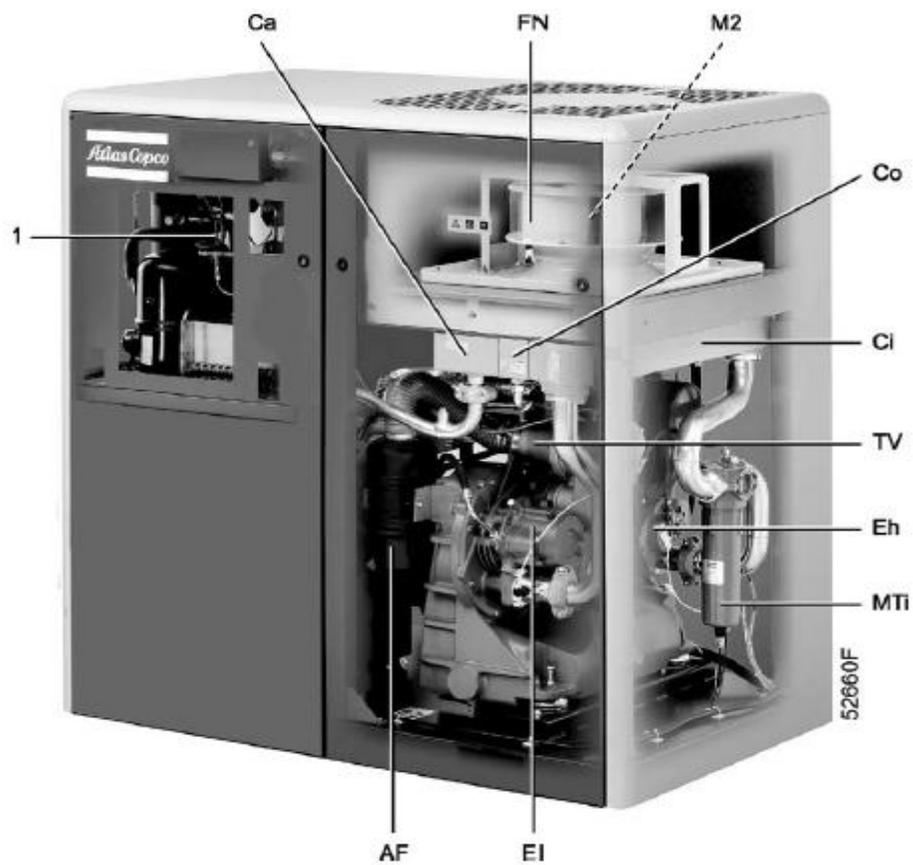


Figura 4. 8. Vista general: compresor de aire Oil free Atlas Copco. ZT22. Fuente: Atlas Copco; GRUPO FOLTEC.



| | |
|-----|--------------------------------------|
| Ca | Refrigerador posterior |
| Ci | Refrigerador intermedio |
| Co | Refrigerador de aceite |
| Eh | Elemento compresor de alta presión |
| FC | Tapón de llenado de aceite |
| FN | Ventilador |
| M1 | Motor de accionamiento |
| M2 | Motor de ventilador |
| OF | Filtro de aceite |
| SG | Mirilla de nivel de aceite |
| SVI | Válvula de seguridad de baja presión |
| S3 | Botón de parada de emergencia |
| 1 | Regulador Elektronikon |

Figura 4. 9. Vista frontal. Compresor de aire Oil free Atlas Copco. ZT22. Fuente: Atlas Copco; GRUPO FLOTEC.



- | | |
|-----|-------------------------------------------------|
| AF | Filtro de aire |
| Ca | Refrigerador posterior |
| Ci | Refrigerador intermedio |
| Co | Refrigerador de aceite |
| Eh | Elemento compresor de alta presión |
| EI | Elemento compresor de baja presión |
| FN | Ventilador de enfriamiento |
| MTi | Colector de condensado, refrigerador intermedio |
| M2 | Motor de ventilador |
| TV | Válvula todo/nada |
| 1 | Secador ID |

Figura 4. 10. Vista posterior. Compresor de aire "Oil free" Atlas Copco. ZT22. Fuente: Atlas Copco; GRUPO FOLTEC.

4.2. Estimación de demanda de aire comprimido.

La lista de los equipos y herramientas que requieren de aire comprimido en la planta de yogurt, registrada hasta abril de 2015 se muestra en la tabla 4.4 (página 100). Los equipos listados corresponden a las máquinas de producción y envasado de yogurt, natilla, dulce de leche y gelatina.

Los factores de utilización de los equipos, se obtuvieron de la base de datos del departamento Producción Industrial en Sigma Alimentos, que controla la operación de todos los equipos instalados e incluye tiempos muertos debido a paros programados e inesperados. Sin embargo, hubo algunos equipos de bajo consumo cuyos datos de operación no están registrados o es muy difícil obtenerlos como las válvulas automáticas, por lo que se le asignó el valor de 1, es decir de un 100%.

4.3. Tanque acumulador de aire.

Los dos compresores tienen una regulación automática con presostato y contactor, por lo que el depósito de aire debe tener un volumen de acumulación de aire de:

Ecuación 4. 1.Cálculo de volumen de tanque acumulador de aire.

Donde, P es la potencia de los dos compresores igual a 80 hp y el instalado es un depósito de aire de 4000l (ver figura 4.11), lo que si cumple con el criterio presentado anteriormente, en el capítulo 3.



Figura 4. 11. Depósito de aire de 4000 litros.

Tabla 4. 4. Lista se usuarios de aire comprimido en la Planta de Yogurt, Sigma Alimentos.

| Equipo | Consumo específico[Nl/min] | Factor de simultaneidad | Consumo total[Nl/min] |
|----------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|------------------------------|
| BISIGNANO03 | 3375.36 | 0.4 | 1350.144 |
| ONPACK 2 | 1146.8 | 0.15 | 172.02 |
| ONPACK 1 | 957.1 | 0.15 | 143.565 |
| BISIGNANO 02 | 841 | 0.4 | 336.4 |
| BISIGNANO 01 | 841 | 0.15 | 126.15 |
| BP802ARV 280R-P | 340 | 0.25 | 85 |
| Clipeadora | 611.64 | 1 | 611.64 |
| Dosificador 1 | 472.9 | 1 | 472.9 |
| Dosificador 2 | 472.9 | 1 | 472.9 |
| Dosificador 3 | 472.9 | 1 | 472.9 |
| TetraAlcip200A | 458.7 | 1 | 458.7 |
| TetraAlcip200B | 458.7 | 1 | 458.7 |
| Empacadora de yogurt 150grs. | 382.3 | 1 | 382.3 |
| Empacadora de yogurt 0.5l | 382.3 | 1 | 382.3 |
| Troqueladora | 345.5 | 1 | 345.5 |
| TetraAlfa Plus | 269 | 1 | 269 |
| Pasteurizador Tetra Therm | 269 | 1 | 269 |
| 20 válvulas Mix-Proof | 229.37 | 1 | 229.37 |
| AT2500 | 209.54 | 0.15 | 31.431 |
| FILMATIC | 203.88 | 0.4 | 81.552 |
| MÁQUINA enfudadora Batgur | 193 | 1 | 193 |
| 16 Válvulas Mix-Proof | 181.23 | 1 | 181.23 |
| 10 válvulas Mix-Proof | 113.26 | 1 | 113.26 |
| 22 válvulas SCR para CIP | 76.45 | 1 | 76.45 |
| 22 válvulas SCR | 73.6 | 1 | 73.6 |
| 27 válvulas mariposa automáticas | 45.23 | 1 | 45.23 |
| 15 válvulas SRC para CIP | 53.8 | 1 | 53.8 |
| 13 válvulas SRC para CIP | 45.31 | 1 | 45.31 |
| 17 válvulas mariposa automáticas | 39.64 | 1 | 39.64 |
| Máquina llenadora de Batgur | 36.81 | 1 | 36.81 |
| Túnel de Termo contraído Batgur | 36.81 | 1 | 36.81 |
| Colocador de tapas Batgur | 36.81 | 1 | 36.81 |
| TMCI | 33.98 | 0.7 | 23.786 |
| 12 válvulas mariposa automáticas | 28.32 | 1 | 28.32 |
| 9 válvulas mariposa automáticas | 19.82 | 1 | 19.82 |
| 8 válvulas mariposa automáticas | 17 | 1 | 17 |
| Inyectora de tinta Videojet 1 | 17 | 0.2 | 3.4 |
| Inyectora de tinta Videojet 2 | 17 | 0.2 | 3.4 |
| Inyectora de tinta Videojet 3 | 17 | 0.2 | 3.4 |
| Inyectora de tinta Videojet 4 | 17 | 0.2 | 3.4 |
| 3 Válvulas mariposa | 5.66 | 1 | 5.66 |
| Separador en Frío C614HVG | 3.96 | 1 | 3.96 |
| TOTAL [Nl/min] | 13848.58 | 0.775 | 8195.57 |

4.4. Tuberías y accesorios instalados en la red de aire comprimido.

Las tuberías de aire instaladas en la planta son de acero galvanizado y tiene algunos bajantes de acero inoxidable, que se instalaron posteriormente. En la figura 4.12 y 4.13, se muestra el tipo de tubería instalada en la red de aire comprimido.

La imagen de la figura 4.12, ilustra la salida del tanque pulmón hacia los equipos y en la figura 4.13 se indica el bajante de tubería hacia la máquina BISIGNANO 03, que es la que más consume aire. Se indica con A1 otras de las tuberías de la red de aire comprimido que se muestran en la imagen de la figura 4.13.



Figura 4.12. Tubería instalada en la red de aire comprimido. Salida de tanque pulmón.



Figura 4.13. Tubería de la red de aire comprimido.

En el plano levantado se indican las dimensiones de la tubería y tipo, el cual se adjunta en el CD.

La verificación de las velocidades de los tramos de tubería, se efectuó solo en la primer rama de las tuberías secundarias, indicada en el plano actual como Rama D, donde se ubican la mayoría de la los equipos consumidores de aire comprimido.

Para el tramo principal de 3", indicado en el plano como 0-2 (del punto 0 al 2), se tiene un ejemplo de cálculo de la velocidad que circula dentro de este:

Tramo principal 0-2

Q: 8321 NI/min caudal total considerando factores de uso.

P: 8.5 bar (presión absoluta del sistema)

D: 77.9 mm; diámetro interno para una tubería de acero galvanizado de 3" Sh40.

Así;

$$V_{1-2} = \frac{100 \cdot Q}{4.71 \cdot P \cdot D^2} = \frac{100 \cdot (8321)}{4.71 \cdot (8.5) \cdot (77.9)^2} = 3.43 \frac{m}{s}$$

La velocidad del tramo de tubería no excede el valor de 8 m/s, mencionado en el marco teórico como valor recomendado.

Para los otros tramos, se calculó el valor de las velocidades del aire comprimido y se resumen en las tablas B-3 y B-4 adjuntas en el apéndice donde la numeración indica la ruta o tramo de tubería en el plano levantado.

4.5. Pérdidas de presión.

Empleando la ecuación 3.11, para determinar la pérdida de carga en los tramos de tubería se tiene:

Tramo principal 0-2:

El máximo caudal real, teniendo los dos compresores operando es de 308.8 CFM, que equivale a 8744.2 NI/min. Así, la máxima pérdida de carga real en la instalación es:

Con un el flujo másico en la tubería es de:

$$\dot{m} = \frac{8744.2 \cdot 1.02 \cdot 60}{1000} = 535.14 \frac{kg}{h}$$

Y el índice de resistividad de:

$$\beta = 2.8466 \cdot (535.14)^{-0.1468} = 1.13$$

$$T = 25^{\circ}\text{C} + 273 = 298\text{K}$$

$$L_{eq} = 61 + 10\% = 67.1\text{m}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 11 para un diámetro interno de tubería de 77.9 mm y una presión absoluta del sistema de 8.46 bar:

$$\Delta p = \frac{1.13}{298 \cdot 8.46} \cdot \frac{8744^2}{77.9^5} \cdot 15.2 \cdot 67.1 \cdot 1000 \approx 12.2 \text{ mbar}$$

Dado que se parte del criterio que la máxima pérdida de carga admisible es de un 3% sobre la presión absoluta del sistema que es de unos 8.5 bar, se concluye entonces que la máxima pérdida de carga admisible es de 255 mbar, sobre la ruta crítica que se vaya a seleccionar. Los demás valores de pérdida de carga se listan en el apéndice de la tabla B-1 hasta la tabla B-5.

Se analizaron los tres equipos que más consumen aire comprimido. La ruta crítica seleccionada fue de la salida del tanque pulmón hasta el bajante del equipo BP802ARV 280R-P, dado que superó la máxima pérdida de presión permisible del sistema.

Posteriormente, se estimó la pérdida de carga en los 3 equipos que más consumen aire comprimido. Como ejemplo de los resultados obtenidos se tiene la tabla 4.5 para el equipo BISIGNANO 03.

Tabla 4. 5. Pérdidas de carga en red de aire comprimido Planta de Yogurt, Sigma Alimentos.

| Caída de presión total máxima permitida [mbar] = 253.8 | | | | | | | | |
|-----------------------------------------------------------|---------------|-----------------------|---------------------------------|------|-------|---------------|----------|--------------|
| Tramo | Q[Nl/min] | Flujo másico[kg/h] | Ruta a BISIGNANO 03 | | | Leq:L+1 0% | Dint[mm] | Δp [mbar] |
| | | | Coefficiente de resistividad | T[K] | L[m] | | | |
| 0_2 | 8721.57 | 533.76 | 1.14 | 298 | 61 | 67.1 | 77.9 | 12.23 |
| 2_3 | 8152.51 | 498.93 | 1.15 | 298 | 1.02 | 1.122 | 77.9 | 0.18 |
| 3_17 | 4539.35 | 277.81 | 1.25 | 298 | 0.11 | 0.121 | 77.9 | 0.01 |
| 17_6 | 4505.35 | 275.73 | 1.26 | 298 | 5 | 0.89 | 52.5 | 0.34 |
| 6_25 | 4505.35 | 275.73 | 1.26 | 298 | 16.04 | 17.64 | 52.5 | 6.80 |
| Total | | | | | | | | 19.56 |

4.6. Pérdidas por fugas.

Se tomó como valor de pérdidas por este concepto un 10% del caudal total, que pueden proporcionar los dos compresores operando, que equivale a unos 8321 Nl/min y un 10% de este corresponde a 832.1 Nl/min. Durante el levantamiento del plano de la red actual se detectaron varias fugas pequeñas en las válvulas automáticas Thinktop; en las tuberías que van al exterior como la del Taller de Mantenimiento y en algunas uniones de accesorios de la Rama D, la tubería secundaria de donde se alimentan la mayoría de los equipos.

4.7. Determinación de la humedad del aire.

Para determinar la humedad del aire y el punto de rocío, se emplearon las ecuaciones de la 3.24 a la 3.29.

Así, tomó un promedio de las humedades relativas registradas en Cartago Costa Rica en la Estación del ITCR y que varían de un 65% y un 92 %, tomándose un valor de un 92% para efectos de cálculos. Se toma una temperatura ambiente de 25°C, cuya presión de saturación de vapor es de 3.1925 kPa (0.03193 bar).

Aplicando la ecuación 3.27; con $P_a = 3.17$ kPa (0.0317 bar) como la presión de vapor de agua a la temperatura de 25°C y $P = 8.5$ bar (850 kPa) como la presión absoluta del sistema, se estima la humedad de saturación:

$$W_s = 0.625 \cdot \frac{0.0317}{(8.5 - 0.0317)} = 0.00234 \text{ kg}$$

Sustituyendo en la ecuación 3.28, se obtiene la humedad absoluta:

$$W = \frac{W_r \cdot W_s}{100} = \frac{80 \cdot 0.00234}{100} = 1.87 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

Y a su vez aplicando la ecuación 3.29:

$$P_a = \frac{0.00187 \cdot 8.5}{0.625 + 0.001864} = 25.38 \text{ mbar (2.538 kPa ó 19.04 mmHg)}$$

Con este dato de presión obtenido, se busca en las tablas de vapor la temperatura de saturación de vapor de agua a esa presión, y ese valor es el punto de rocío se da a una temperatura de T_a es 21.3° C.

En los compresores instalados:

- ZT22 secador incorporado, refrigerativo.
- ZT37 no tiene secador incorporado.
- Un secador exterior regenerativo, cuya salida de aire sale con un punto de rocío de -40°C. Por este secador pasa todo el aire de la red de aire comprimido.

4.8. Costos de energía.

Los costos de electricidad consumida por los compresores ZT37 y ZT22, se pueden estimar conociendo:

- P: La potencia en el dato de placa de los motores de cada compresor [hp]. Se debe aplicar un factor de conversión para la potencia de hp a kW de $0.746 \text{ kW} = 1 \text{ hp}$.
- T: Tiempo de operación anual de operación de estos [h].
- E1: tarifa de electricidad [\$/kW/h].
- η : La eficiencia de los motores, dato de placa [%].
- C1: costo por concepto de consumo de energía, tarifa TMT.
- C2: costo por concepto de demanda de potencia, tarifa TMT.

Se puede estimar el costo por consumo de electricidad con la ecuación:

Ecuación 4. 2. Costo de consumo de electricidad de los compresores de aire comprimido.

$$C1 = 0.746 \cdot P \cdot \frac{1}{\eta} \cdot E1 \cdot T$$

Si se sustituyen los siguientes valores en la ecuación 4.2, se obtiene el costo por concepto de consumo de electricidad, por concepto de energía:

P_{ZT37} : 50 HP ($\eta = 91\%$), y, P_{ZT22} : 30 HP ($\eta = 91.5\%$).

$T_{ZT37} = 5008$, y, $T_{ZT22} = 7512$.

E1: Usando las tarifas de la Jasec por concepto de consumo de energía (promedio de tarifa valle, pico y nocturna), se usó $0.06\$/\text{kWh}$ o $\phi 31.5/\text{kWh}$.

E2: El costo por concepto de demanda de potencia $\phi 6607.33.33/\text{kW}$.

Para estimar el costo por demanda de potencia se tiene la ecuación 4.3.

Ecuación 4. 3. Costo por demanda de potencia de los compresores, según tarifa TMT Jasec.

$$C2 = 0.746 \cdot P \cdot \frac{1}{\eta} \cdot E2 \cdot 12$$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 4.2 y 4.3, para los dos compresores y sumando los tres resultados, para aproximar el costo eléctrico de mantener operando los dos compresores de aire comprimido por año, se obtiene:

Para ZT37

$$C1 = 0.746 \cdot 50 \cdot \frac{1}{0.91} \cdot 31 \cdot 5008 = \text{€ } 6\,363\,462 \text{ anual}$$

Para ZT22

$$C1 = 0.746 \cdot 30 \cdot \frac{1}{0.91} \cdot 31 \cdot 7512 = \text{€ } 5\,727\,116 \text{ anual}$$

Para ZT37 Y ZT22

$$C2 = 0.746 \cdot P \cdot \frac{1}{\eta} \cdot E2 = 0.746 \cdot 80 \cdot \frac{1}{0.91} \cdot 6607.33 \cdot 12 \approx \text{€ } 5\,199\,896.1 \text{ anual}$$

La suma de las tres cantidades obtenidas da el costo total anual aproximado, generado por la operación de la red de aire comprimido, que es de 17 290 474.1.

4.8.1. Costos por fugas.

Para determinar el costo anual debido a las fugas se partió del supuesto de un 10% del caudal total como fugas de la red.

Ecuación 4. 4. Costo anual por concepto de fugas.

$$C_{fugas} = 0.746 \cdot \frac{1}{\eta} \cdot P_f \cdot E \cdot T = 0.746 \cdot \frac{1}{0.91} \cdot 2.4 \cdot 31 \cdot \frac{7512 + 5008}{2} = \text{€ } 381\,807 \text{ /año}$$

Se empleó la ecuación 4.4 para estimar el costo por concepto de fugas de aire en la red y se obtuvo un costo por fugas de .

4.8.2. Costos por pérdidas de carga.

Teniendo presente, que $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ y $1 \text{ W} = 1 \text{ Nm/s}$. Se puede calcular la potencia por pérdida de carga, aplicando la ecuación 4.5.

Ecuación 4. 5. Potencia requerida por la pérdida de carga.

$$P = \Delta p \cdot Q$$

Donde,

P: potencia en [Watts].

Q: caudal en [m^3/s].

Δp : pérdida de carga [Pa]

Si se usa la ecuación 4.5 al tramo principal, se tiene:

Tramo 0-2

$\Delta p_{0-2} = 12.23 \text{ mbar}$ o 1.223 kPa y $Q_{0-2} = 8721.57 \text{ NI/min}$ o $0.1453595 \text{ m}^3/\text{s}$;

$$P = 1223 \text{ Pa} \cdot 0.1453595 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 177.77 \text{ Watts}$$

Aplicando la ecuación 4.2, al resultado anterior se obtiene el costo anual por pérdida de carga, así se obtiene para el Tramo principal 0-2:

$$C1 = 0.746 \cdot P \cdot \frac{1}{\eta} \cdot E1 \cdot T$$

$$C1 = \frac{177.77 \text{ W}}{1000} \cdot \frac{1}{0.91} \cdot \frac{631}{\text{kWh}} \cdot 7512 \text{ horas} = c 45 492/\text{año}$$

Del mismo modo, se puede obtener la pérdida de carga para todos los tramos de tubería. Sólo el tramo 0-2, tiene un costo por pérdida de carga de 45 492/año.

4.9. Diagnóstico de la red actual.

Del estudio de campo efectuado en la red de la Planta de Yogurt en Sigma Alimentos, se desprenden las siguientes conclusiones referentes al estado de la red:

- De los dos compresores se tiene instalado un suministro de aire de unos 8721 NI/min como máximo y la demanda estimada, sobredimensionando algunos de los factores de uso por no contar con información, es de 8321 NI/min. Lo que evidencia que los compresores instalados satisfacen la demanda de aire comprimido, pero no se pueden hacer ampliaciones a la red mayores a un 5% de la capacidad instalada.
- La red instalada no admite ampliaciones. Sin embargo, eso depende de la programación de los equipos de producción lo cual cambia el factor de utilización de los equipos.
- El secador de la red instalado tiene un punto de rocío de -40 °C. Y, el punto de rocío estimado del aire comprimido fue de 21.3 °C, por lo que satisface la condición de ausencia de condensado en las líneas de distribución de aire comprimido y con el tipo de Clase de calidad del aire indicada en la norma ISO 8573-1, en este caso corresponde a la Clase 2 respecto a la tabla 3.6 de punto de rocío indicada en el marco teórico.

El caudal que puede circular por el secador BD150 es de 9000NI/min, lo que soporta la salida de aire de los dos compresores operando.

- La red cuenta con filtros en la salida de los compresores, donde hay 6 filtros que se listan:

En la salida de compresor ZT22:

- _ DD 60: filtro de uso general.
- _ DD60p: filtro de polvo.
- _ PD 60: filtro de alta eficiencia.

Donde 60 indica el caudal en l/s que puede circular por el filtro, en este caso son 60l/s o 3600l/min. El Compresor ZT22, descarga como máximo 3171.4 l/min. Se concluye que la selección de filtros es la apropiada.

En la entrada al secador:

_ DD 150: filtro de uso general.

_ PD 150: filtro de alta eficiencia.

A la salida del secador:

_ DD 150p: filtro de polvo.

El caudal que puede circular por los filtros de 150 l/s es de 9000NI/min, lo que soporta la salida de aire de los dos compresores operando y la demanda máxima estimada en 8321 NI/min.

- Respecto al tanque de almacenamiento de aire comprimido de 4000L, se concluye que la capacidad de acuerdo con el criterio presentado en la obra de Carnicer (1977), es correcto. Usando un criterio presentado por CAGI (2014) en el Chapter 4 del Compressed Air and Gas Handbook, esa capacidad permite una caída de presión del sistema de 1bar dada en 30 segundos para requerir que el tanque sea llenado de nuevo. Por lo que se podría ubicar otro tanque acumulador de aire comprimido en el sistema.

Sin embargo, la ubicación de este se podría cambiar y ubicar en la salida inmediata de los compresores, para eliminar previamente las fluctuaciones de presiones dadas durante la operación, antes de llevar el flujo de aire hacia el secador, como recomienda el Compressed Air and Gas Institute en su Compressed Air and Gas Handbook. Y esta misma recomendación de orden de instalación se encontró en el manual del secador instalado.

- Se efectuó la verificación de velocidad en los tramos críticos, donde se ubicaban la mayoría de los equipos y las velocidades tienen como máximo 19 m/s aproximadamente. Cuando lo máximo recomendado es 8m/s para tramo principal, 10m/s para tuberías secundarias y 15m/s para los bajantes. Ocho tramos presentaron problemas de velocidad excesiva.
- De la verificación de pérdidas de carga, usando el método de ruta crítica, se obtuvo que la mayoría de los tramos de tubería tienen una pérdida de carga inferior a un 3% de la presión absoluta del sistema, que es en promedio de 128.64 psia o 886.94 kPa, es decir unos 800kPa de presión manométrica.
Y los equipos, según los datos registrados en Sigma Alimentos, requieren en promedio 90 psig, para su correcta operación.
Se tomaron tres posibles rutas críticas: ruta 1 hacia la máquina BISIGNANO 03, ruta 2 hacia la máquina enfardadora y ruta 3 hacia la máquina ONPACK 2. Y la tubería hacia la máquina conocida como enfardadora presentó una pérdida de carga mayor a la permitida, por lo que se recomienda cambiar a un diámetro nominal mayor a $\frac{3}{4}$ ", puede ser de 1".
- Hay conexiones o tramos de tubería sin utilizar, lo que aumenta la pérdida de carga del sistema al estar en anillo la conexión de tubería.
- Hay tubería sin identificar en el color azul, correspondiente al trasiego de aire comprimido.
- Los bajantes en techo no están identificados por los equipos a los que se conectan en piso de producción.
- Se detectaron alrededor de 6 fugas menores en la red de aire comprimido: en conexión de mangueras hacia válvulas Thintok, algunas uniones Tee y en reducciones de diámetro.
- No hay plan de mantenimiento preventivo para la red de aire comprimido.

Capítulo 5. Rediseño para la red de aire comprimido.

5. Rediseño para la red de aire comprimido.

Como se mencionó anteriormente, la red de aire comprimido instalada en Sigma Alimentos, en términos generales se encuentra en buenas condiciones y se satisface la demanda requerida, salvo algunos tramos que presentan una velocidad que rebasa el valor recomendado. Por lo que se pueden hacer las siguientes modificaciones para mejorarla, las cuales se presentan a continuación:

5.1. Selección de compresores.

Al estimar la demanda de aire, considerando los factores de uso de la mayoría de los equipos, se obtuvo que se requiere mínimo 8321 NI/min para suplir la demanda de aire comprimido de la Planta de Yogurt. Ahora, considerando las fugas y las futuras ampliaciones como un 15.4% de la demanda total, se proyectó una capacidad instalada requerida de los compresores de 574 m³/h o 9566.67 NI/min. Los resultados de los cálculos de muestran en la tabla 5.1:

Caudal máximo de diseño. Aplicando la ecuación 3.23.

$$Q_{\text{diseño}} = (1 + ff + fa) \cdot Q_{\text{máx}} = (1 + 0.5 + 0.1) \cdot 499.26 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] = 574 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

De un estudio de aire efectuado a la red por la empresa FLOTEC (2013), se desprende que la red históricamente no ha trabajado demandando el caudal máximo las 24 horas, por lo que para la selección de los compresores se partió de la premisa de seleccionar dos compresores: uno para suplir el promedio de la demanda de aire y otro para suplir la diferencia entre el caudal máximo y el valor promedio.

El valor promedio se tomó como 186 acfm, que equivale a 316 m³/h y la diferencia con los 574 m³/h fue de 258 m³/h. La selección de los compresores se resume en la tabla 5.1.

Tabla 5. 1. Datos de selección de compresores de rediseño.

| Selección de compresor | de [m ³ /h] | Compresor | [m ³ /h] compresor | Q _{compresor} [NI/min] | Potencia[HP] |
|-----------------------------------------|------------------------|-----------|-------------------------------|---------------------------------|--------------|
| Q _{máx} -Q _{promedio} | 258 | ZT30 | 264 | 4400 | 40 |
| Q _{promedio} | 316 | ZT37 | 330 | 5267 | 50 |
| | | Total | | 9893.9 | 90 |

✓ Se seleccionaron los compresores ZT30 y ZT37 de la marca Atlas Copco.

5.2. Presión del sistema.

Usando la ecuación 3.21 del marco teórico.

$$P_{\min} = (P_{\text{trab}} + P_{\text{atm}} + P_{\text{filtros}} + P_{\text{secador}}) \cdot (1 + CP)$$

Donde,

P_{mín}: ¿valor buscado?, presión mínima en la salida del compresor o descarga. [bar]

P_{trab}: 7, presión de trabajo requerida en los equipos. [bar]

P_{atm}: 0.86; presión atmosférica. [bar]

P_{filtros}: 1.11 presión por los filtros de la instalación. [bar] (sólo 6 filtros)

P_{secar}: 0.2; caída de presión por el secador de aire. [bar]

CP: 3% caída de presión porcentual permitida en el sistema. [%]

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.21:

$$P_{\min} = (7 + 0.86 + 1.11 + 0.2) \cdot (1 + 0.03) = 9.44 \text{ bar} = 944 \text{ kPa}$$

La presión manométrica del sistema y de los compresores 8.58 bar que equivalen a 125 psig.

5.3. Selección de secador.

Para la selección del secador se debe de considerar un caudal de aire de 574 m³/h o 159.44 l/s.

De la tabla de selección de secador tipo BD de Atlas Copco se seleccionó el modelo BD185. Así, considerando las recomendaciones del fabricante se deben se instalar los filtros DD175, PD175 y DD175p. Con una caída de presión de 0.2 bar sobre el secador y una de 185mbar como máximo en cada uno de los filtros. Lo que suma una caída de presión en el sistema de secado de aire de 0.755 bar.

Se debe aclarar que se cotizó uno BD 150, por recomendación de grupo FLOTEC.

5.4. Capacidad de tanque acumulador de aire.

De la ecuación 4.1, se obtiene el volumen mínimo del tanque de almacenamiento de aire comprimido, como la potencia instalada de los dos compresores en conjunto es de 90 hp:

$$V \geq 40 \cdot P = 40 \cdot 90 = 3600 \text{ litros}$$

De lo que se deduce, que puede mantenerse el que existe en la instalación ya que cubre el volumen mínimo. Pero se recomienda (CAGI; 2014) adicionar otro, que se ubique a la salida de los dos compresores de una capacidad igual a la diferencia del volumen en l/min engendrado, por los dos compresores, la cual es de 9566.67 litros – 4000 litros = 5567 litros.

En conclusión, el diseño tendrá dos tanques acumuladores de aire:

- Tanque 1 de 4000l.
- Tanque 2 de 5600l.

Pero se deben considerar las limitaciones de espacio en el cuarto de compresores, antes de adicionar otro tanque acumulador en caso de no ser factible se podría cambiar la ubicación del que ya está instalado, según se ilustra en la figura 3.10.

5.5. Estimación de diámetro de tuberías.

5.5.1. Estimación nuevo factor de ampliaciones.

El caudal producido por los dos compresores es de 594 m³/h, equivalente a 9900 NI/min. Y el caudal máximo de la red estimado fue de 8321 NI/min. De donde se obtiene el nuevo factor de ampliaciones:

$$f_a = \frac{Q_{\text{compresor}} - Q_{\text{máx}} \cdot (1 + f_f)}{Q_{\text{máx}}} = \frac{9900 - 8321 \cdot (1 + 0.03)}{8321} = 0.16$$

El nuevo factor de ampliaciones es de un 16%, antes de la selección del compresor se tomó como de un 12% sobre la capacidad máxima.

5.5.2. Caudal máximo por tramo de tubería.

Se diseñan todos los tramos para el caso extremo, para el caso extremo en cada tramo como si todos usuarios de cada rama o tubería secundaria estén requiriendo aire.

En este caso el caudal de diseño del tramo principal, con un 5% como factor de fugas y un 16% como nuevo factor de ampliaciones, usando la ecuación 3.23 se calcula el nuevo caudal de diseño:

Tramo 0-2 principal.

$$Q_{\text{diseño}} = (1 + ff + fa) \cdot Q_{\text{máx}} = (1 + 0.03 + 0.16) \cdot 8321 \left[\frac{\text{NI}}{\text{min}} \right] = 9902 \left[\frac{\text{NI}}{\text{min}} \right]$$

Para las cuatro derivaciones de tubería (secundaria) que posee la tubería distribuidora o principal, se obtuvieron los siguientes caudales dados en la tabla 5.2:

Tabla 5. 2. Caudales (tubería principal y secundaria) de rediseño de red de aire comprimido.

| Observaciones | Tramo (Ubicación en Plano) | ff[%]/10 | fa[%]/10 | Qrequerido[Nl/min] | Qd[Nl/min] |
|---------------------------|----------------------------|----------|----------|--------------------|------------|
| Principal | 0_2 | 0.03 | 0.16 | 8321.00 | 9902.0 |
| distribuidor central | 0_90 | 0.03 | 0.16 | 8321.00 | 9902.0 |
| Tubería secundaria | | | | | |
| Rama D | 2_3 | 0.03 | 0.16 | 7751.94 | 9224.8 |
| Rama C | 82_83_85 | 0.03 | 0.16 | 1282.00 | 1525.6 |
| Rama A | 4_64_65 | 0.03 | 0.16 | 1540.38 | 1833.1 |
| Rama B | 81_79_74 | 0.03 | 0.16 | 1540.38 | 1833.1 |

Para los bajantes y tramos de tubería, los resultados de cálculo de caudal de rediseño se muestran en las tablas C-1 a C-3 del apéndice.

5.5.3. Diámetro de tramos de tubería.

En este apartado se va a seleccionar el nuevo diámetro de la tubería para acero. Pero el diseño se propone con tubería TransAir de aluminio para tramos y acero inoxidable L304 para bajantes, que presentan un diámetro menor al acero bajo las mismas condiciones requeridas de caudal de aire comprimido.

El caudal máximo de diseño fue de 9902 NI/min.

Ruta Tramo 0-2 principal. Empleando la ecuación 3.7.

$$D = \sqrt{\frac{Q_d \cdot 100}{4.71 \cdot P \cdot V}}$$

Donde;

D: ¿dato buscado? diámetro interno de la tubería de aire comprimido. [mm]

Q_d: 9900; caudal de diseño [l/min] dado por los compresores.

V: 8; velocidad de diseño [m/s]. P: 8.5; Presión de diseño [bar].

Sustituyendo valores:

$$D_{\text{principal}} = \sqrt{\frac{9900 \cdot 100}{4.71 \cdot 8.5 \cdot 8}} = 55.6 \text{ [mm]}; 2\frac{1}{2}'' \text{ (DN65)} \text{ ó } 3'' \text{ (DN80)}$$

Se selecciona un diámetro de DN65, para el tramo principal y la velocidad se reduce a 5.85 [m/s]. Para ese mismo caudal de 9900 NI/min, basada en la tabla de selección de TransAir disponible en su sitio web, el diámetro recomendado para tubería de aluminio es de 40mm (1-1/2") más próximo al caudal a transportar, es el diámetro inmediato inferior y el de 63 mm es el inmediato superior. Para las dos opciones de diámetro posible, se verificó la permitida de carga por metro permitida.

Antes de definir el diámetro estimado como el de diseño, se debe de verificar que la pérdida de carga no sea mayor a un 3% de la presión absoluta del sistema.

Se estableció una presión absoluta del sistema de 8.5 [bar] y un 3% de eso es 255 [mbar]. Como el punto más alejado del plano seleccionado como ruta crítica es la máquina "enfardadora", que tiene una longitud equivalente (considerando un 10% de la longitud real como pérdidas por accesorios) de 113.90 [m]. Entonces la pérdida de presión por metro de tubería máxima permitida es de:

$$\frac{\Delta p}{m} = \frac{255}{113.90} \approx 2.24 \left[\frac{\text{mbar}}{\text{m}} \right]$$

Pérdida de carga tramo principal 0-2.

Aplicando las ecuaciones de la 3.8 a la 3.11, se estima la pérdida de carga por metro en mbar con un caudal de diseño de 9902 NI/min y un diámetro de tubería de: alternativa 1(40 [mm]) y alternativa 2 (63 mm):

Con un flujo másico en la tubería de:

$$\dot{m} = \frac{9902 \cdot 1.02 \cdot 60}{1000} = 606 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Y el índice de resistividad de:

$$\beta = 2.8466 \cdot (606)^{-0.1468} = 1.11$$

$$T = 25^{\circ}\text{C} + 273 = 298\text{K}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.11 para un diámetro interno de tubería de 40 mm y una presión absoluta del sistema de 8.5 bar:

$$\Delta p = \frac{1.11}{298 \cdot 8.5} \cdot \frac{9902^2}{40^5} \cdot 15.2 \cdot 77.1 \cdot 1000 \approx 491.7 \text{ [mbar]}$$

El resultado sobrepasa lo permitido, por lo que se selecciona el diámetro superior inmediato de 63mm (2-1/2") TransAir de aluminio.

$$\Delta p = \frac{1.11}{298 \cdot 8.5} \cdot \frac{9902^2}{63^5} \cdot 15.2 \cdot 77.1 \cdot 1000 \approx 50.73 \left[\frac{\text{mbar}}{\text{m}} \right]$$

La única ruta, que presentó problemas respecto a la pérdida de carga máxima permitida en el sistema, es la seguida hacia la máquina enfardadora entrando por la rama D (indicada en el plano de la red).

Se debe determinar la caída de presión permisible del tramo principal, del punto 0 a 90 indicado en el plano, así:

$$\Delta p_{0-90} = \left(\frac{\Delta p}{m} \right)_{\text{sistema}} \cdot (Longitud_{\text{equivalente}})_{0,90} = \left(\frac{255}{113} \right)_{\text{sistema}} \cdot (77.4)_{0,90} \approx 174.66 \text{ [mbar]}$$

Se concluye, que el tubo de 40mm tiene una pérdida de carga mayor a la permisible, por lo que se verifica y selecciona el de 63mm.

Ruta enfardadora.

El cálculo del diámetro requerido se obtiene con la ecuación 3.7.

$$D = \sqrt{\frac{Q_d \cdot 100}{4.71 \cdot P \cdot V}}$$

Donde:

D: ¿dato buscado? diámetro interno de la tubería de aire comprimido. [mm]

Q_d: 3469; caudal de diseño [l/min].

V: 10; velocidad de diseño [m/s].

P: 8.5; Presión de diseño [bar].

Sustituyendo valores,

$$D = \sqrt{\frac{3469 \cdot 100}{4.71 \cdot 8.5 \cdot 15}} = 24.03 \text{ [mm]}, 1" \text{ mínimo}; DN25 \text{ ó } 1\frac{1}{4}" \text{ DN32}$$

En tubería de aluminio TransAir, es de 25 [mm].

5.6. Diámetro de los bajantes.

Para determinar el diámetro apropiado de los bajantes: se estiman y suman las pérdidas de carga por cada tramo de tubería desde el punto 0 en el plano hasta ese bajante de interés, se suman esos resultados y se compara si el resultado es menor al máximo permitido. En este caso en el caudal sólo se considera el factor de fugas en la estimación del caudal de diseño.

Un ejemplo de cálculo, se escoge la ruta hacia la máquina BP802ARV 280R-P.

Ruta hacia BP802ARV 280R-P

$Q_{\text{máx}} = 841 \text{ NI/min.}$

$$Q_d = Q_{\text{max}} \cdot (1 + f_f) = 841 \cdot (1 + 0.03) = 866.23 \left[\frac{\text{NI}}{\text{min}} \right]$$

Con el caudal de diseño estimado, se calcula el diámetro para una velocidad de diseño recomendada de 15 m/s.

$$D = \sqrt{\frac{866.23 \cdot 100}{4.71 \cdot 8.5 \cdot 15}} = 12 \text{ [mm]}$$

Como el diámetro mínimo que se recomendará en la instalación es de ½" o DN15 no se seleccionó DN8. Usando tablas de acero galvanizado el diámetro más cercano inmediato superior es de ¾" (DN8) y en la tabla de selección TransAir para tubería de aluminio es de 25mm.

Seguidamente, se verifica que con los diámetros seleccionados de tubería TransAir la pérdida de carga hacia la ruta crítica, el equipo más lejano, sea inferior a 255 [mbar].

Los tramos involucrados en el cálculo de la pérdida de carga hacia el equipo BP802ARV 280R-P son los indicados en la tabla 5.3:

Tabla 5. 3. Pérdida de carga en ruta hacia equipo BP802ARV 280R-P.

| Tramo | D _{seleccionado} [mm] | $\Delta p_{\text{acero galvanizado}}$ [mbar] |
|----------|--------------------------------|----------------------------------------------|
| 0_2 | DN63 | 36.20 |
| 2_3 | DN63 | 0.487 |
| 4_5_22 | DN32 | 4.083 |
| 24_26 | DN32 | 12.987 |
| 26_32 | DN32 | 5.836 |
| 32_34 | DN32 | 0.520 |
| 34_33 | DN32 | 1.534 |
| 33_53 | DN32 | 5.134 |
| 53_54 | DN32 | 5.617 |
| 54_55 | DN32 | 0.484 |
| 55_58 | DN25 | 9.930 |
| 58_59 | DN20 | 4.635 |
| 59_60_49 | DN20 | 11.316 |
| Total | | 98.313 |

La suma de la pérdida de carga es de 98.313 [mbar], que es inferior a los 255 mbar máximos admisibles, por lo que se mantienen los diámetros seleccionados.

Se debe tener claro que los diámetros de la tabla 5.3, fueron seleccionados en base a una tabla de especificación de tubería de acero galvanizado. Y que la instalación se recomienda en tubería de aluminio TransAir, cuyos diámetros disponibles son: 16.5 [mm], 25 [mm], 40[mm], 63[mm], 76[mm] y 100[mm].

5.7. Pérdidas por fugas y caídas de presión.

Como el material para la tubería seleccionada es, según lo indica el fabricante Parker, libre de fugas y se había considerado inicialmente un 3%, que equivale a 2.4 hp de la potencia total de los compresores seleccionados (ZT30 y ZT37). El costo por concepto de electricidad, aplicando la ecuación 4.4 es:

$$\begin{aligned}\text{Costo de electricidad por fugas} &= 0.03 \cdot 90\text{hp} \cdot 0.746 \frac{\text{kW}}{\text{hp}} \cdot \frac{1}{0.91} \cdot \left(\frac{5008 + 7512}{2}\right) \text{h} \cdot \frac{\text{¢}31}{\text{kWh}} \\ &= \frac{\text{¢}429\,533}{\text{año}}\end{aligned}$$

Con una red libre de fugas y con una potencia instalada en los compresores de aire comprimido de 90hp, operando 6260 horas al año en promedio, se puede ahorrar al año.

La potencia que representa las caídas de presión del sistema de rediseño es de 1.569kW.

$$\begin{aligned}\text{Costo de electricidad por caídas de presión} &= 1.569\text{kW} \cdot \frac{1}{0.91} \cdot \left(\frac{5008 + 7512}{2}\right) \text{h} \cdot \frac{\text{¢}31}{\text{kWh}} \\ &= \frac{\text{¢}334\,661}{\text{año}}\end{aligned}$$

Que representa ¢ 265 504 menos que la instalación actual.

Capítulo 6. Análisis económico

6. Análisis económico.

6.1. Costo de cambio de sistema de suministro.

Como ya se mencionó en la sección anterior, los compresores seleccionados que cumplen con la especificación del diseño propuesto fueron el ZT30 y el ZT37 de la marca AtlasCopco y el secador seleccionado fue el BD185. Se efectuaron las cotizaciones de estos tres equipos al proveedor FLOTEC y los costos de los mismos se indican en la tabla 21. Las cotizaciones se indican en los anexos.

Tabla 5. 4. Costo indicado en las cotizaciones de equipos de suministro en rediseño.

| Equipo | Especificaciones técnicas | Costo[\$] |
|------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|
| 1. Secador regenerativo para aire BD150. | Tipo adsorción. Capacidad de 318 CFM, -40°C punto de rocío. 3% de consumo de aire comprimido para enfriamiento, desecante silica gel, incluye los filtros DD, DDp y PD. | 32 741.75 |
| 2. Compresor ZT37 | Para aire comprimido, 204 CFM@ 109 psig FAD, 50hp, 460V, 3 fases, 60 Hz, oil free, acople directo | 88150 |
| 3. Compresor ZT30 | Para aire comprimido, 156 CFM@ 109 psig FAD, 40hp, 460V, 3 fases, 60 Hz, oil free, acople directo | 77229 |
| Total (no incluye I.V.) | | 198 120.75 |

Solo el cambio del equipo de suministro de la red de aire comprimido representa \$198120.75; pero como ya se cuenta con el compresor ZT37 y el Secador ZT150, sólo se cambiaría el compresor de ZT22 a ZT30. El costo de ese compresor es de \$88150 sin impuesto de ventas, unos ϕ 47 000 000.

Conclusiones y recomendaciones

7. Conclusiones.

- [1]. La red de aire comprimido instalada en Sigma Alimentos, de acuerdo con la información proporcionada y la inspección efectuada, posee dos compresores que satisfacen la capacidad requerida en la Planta de Yogurt, pero el porcentaje de ampliaciones admisible es reducido.
- [2]. La capacidad requerida en la instalación es de 8321 NI/min.
- [3]. Se determinó que la ruta hacia el equipo BP802ARV 280R-P, seguida por la primer rama o tubería secundaria de la red, posee una pérdida de carga superior a un 3% máximo permitido de la presión absoluta del sistema.
- [4]. Del análisis de velocidades en los tramos de tubería, ocho de la totalidad de los tramos analizados presentan problemas. El problema fue que la velocidad estimada rebasa los 10m/s recomendados para tuberías secundarias, y al ser de acero la mayoría de la instalación se incrementa la pérdida de carga y el costo en electricidad.
- [5]. Las ampliaciones con la red actual no pueden rebasar el 10% del caudal estimado de 8321 NI/min.
- [6]. De los compresores seleccionados solo se quiere sustituir el modelo ZT22 por el ZT30 de AtlasCopco. Para contar con un 20% disponible entre ampliaciones futuras y fugas.
- [7]. El costo de operación de los compresores instalados en la red actual, por concepto de facturación eléctrica, es alrededor de $\text{¢}18\,000\,000$ al año.
- [8]. La red no presenta gran cantidad de fugas, sin embargo sí tiene y se consideró como un 3% del caudal total. Lo que representa unos 382 000 colones al año, en la facturación eléctrica, según los cálculos efectuadas.

8. Recomendaciones.

- [1]. Evaluar la posibilidad de adquirir otro compresor, en caso de que se vuelvan a instalar más equipos en la Planta de Yogurt. Claro, que ello requiere de un nuevo estudio preliminar, según sean las condiciones de operación de los mismos.
- [2]. Efectuar una nueva conexión entre la Rama D y la Rama A, ya que, la Rama D indicada en el plano actual está muy cargada en cuanto a los usuarios de aire comprimido (más de un 80%). La nueva conexión se indica en el plano de rediseño como 98_97 (las rutas se indican con números de puntos ubicados en ambos planos).
- [3]. Cambiar el diámetro de los tramos que conducen hacia el equipo BP802ARV 280R-P (enfardadora) como se indica en la tabla de diámetros de rediseño indicada en el apéndice.
- [4]. Sustituir los tramos de tubería, que presentaron una mayor velocidad a la recomendada de 10 m/s para tuberías secundarias.
- [5]. Considerar que una ampliación de consumo de aire mayor un 10% del consumo actual de diseño, 8321NI/min, no es soportado por la red actual.
- [6]. Evaluar la posibilidad de sustituir los tramos de tubería con problemas de velocidad y pérdida de carga con tubos de aluminio Transair.
- [7]. Evaluar la opción de aumentar la velocidad del aire comprimido en algunos tramos de tubería, mediante un cambio de diámetro.
- [8]. Elaborar un Plan de Mantenimiento Preventivo en la instalación de aire comprimido.

Bibliografía

- AtlasCopco (2000). Chapter 3: Dimensioning compressor installations. Recuperado el 16 de febrero de 2015, de http://www.atlascopco.dk/Images/CAM_03_DIMENSION-INSTALL_tcm48-705082.pdf
- AtlasCopco (2005). Manual de instrucciones: BD 100, BD150, BD185, BD250, BD 300. [CD].
- AtlasCopco. (2006). About the ISO8573-1 standard. Recuperado el 28 de febrero de 2015, de http://www.atlascopco.com/microsites/images/about_the_iso_8573_1_standard_update_tcm1340-3536498.pdf
- CAGI. (21 de enero de 2014). Compressed Air and Gas Handbook: Chapter 2 - Compressed Air Production (Compressors). Recuperado el 9 de enero de 2015, de <http://www.cagi.org/education/handbook.aspx#!prettyPhoto>
- CAGI. (23 de enero de 2014). Compressed Air and Gas Handbook: Chapter 1- Compressed Air Used. Recuperado el 10 de enero de 2015, de <http://www.cagi.org/education/handbook.aspx#!prettyPhoto>
- CAGI. (21 de enero de 2014). The Compressed Air and Gas Handbook: Chapter 3. compressed Air treatment (Dryers and filters). Recuperado el 09 de enero de 2015, de <http://www.cagi.org/education/handbook.aspx#!prettyPhoto>
- CAGI. (23 de enero de 2014). The Compressed Air and Gas Handbook: Chapter 4. Compressed Air Distribution (Systems). Recuperado el 24 de enero de 2015, de The Compressed Air and Gas Handbook: Chapter 4. Compressed Air Distribution (Systems): <http://www.cagi.org/education/handbook.aspx#!prettyPhoto>
- Carnicer, R. E. (1977). Aire comprimido: cálculo de redes, conceptos importantes. (Primera ed.). Barcelona, Rosellón, España: Editorial Gustavo Gili, S.A.
- Corporation Paker Hannifin. (noviembre de 2011). High quality compressed air for the food industry. Recuperado el 10 de marzo de 2015, de

http://www.parker.com/literature/domnick%20hunter%20industrial%20Division/174004425_EN.pdf

García, L. R. (2015). La industria alimentaria: proceso de elaboración de yogurt. Recuperado el 21 de febrero de 2015, de Universidad Politécnica de Cataluña: <http://ben.upc.es/document/eso/aliments/HTML/lacteo-5.html>

Lawrence Berkeley National Laboratory Washington, D. C. (2003). Improving Compressed Air System Performance, a source for industry. Recuperado el 26 de febrero de 2015, de U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy: http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/compressed_air_source.pdf

Squire-Cogswell / Aeros Instruments, I. (2011). ACFM vs. SCFM vs. ICFM. Recuperado el 03 de marzo de 2015, de <http://www.offenbar-energy.com/pdf/ACFMvsSCFMvsICFM.pdf>

Trejos, F. A. (2007). Tesis: Evaluación y rediseño de la red de aire comprimido de la Planta de Producción de Kimberly Clark. Recuperado el 27 de diciembre de 2014, de biblioteca.tec.ac.cr

VAISALA. (2013). Punto de rocío en el aire comprimido: preguntas frecuentes. Recuperado el 30 de marzo de 2015, de <http://www.vaisala.com/en/industrialmeasurement/knowledgebase/applicationnotes/pages/default.aspx>

Van Wyden, G. J., Sonntag, R. E., & Borgnakke, C. (2000). Fundamentos de Termodinámica. México: Limusa.

Vásquez, A. A. (6 de junio de 2005). Vicentesoria.mdl2.com. (F. T. Díaz, Ed.) Recuperado el 21 de enero de 2015, de Materias a cargo de Ing. José Soria : http://vicentesoria.mdl2.com/pluginfile.php/189/mod_resource/content/1/aire%20comprimido%20tesis.pdf

Vedavardz, A., Ph.D., P., & Sunil Kumar, P. (2007). HVAC: Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation; Chapter 9. Pipe

sizing. Recuperado el 18 de marzo de 2015, de Knovel:
<https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpHVACTHH2/hvac-handbook-heating/hvac-handbook-heating?b->

ANEXO

Anexo I: Propiedades del aire, el vapor de agua y especificación de tipos de tubos.

Tabla I- 1. Propiedades de la atmósfera con la altitud.

| Altitud [m] | Temperatura [°C] | Presión[kPa] | Densidad[kg/m ³] |
|-------------|------------------|--------------|------------------------------|
| 0 | 15.00 | 101.33 | 1.225 |
| 200 | 13.70 | 98.95 | 1.202 |
| 400 | 12.40 | 96.61 | 1.179 |
| 600 | 11.10 | 94.32 | 1.156 |
| 800 | 9.80 | 92.08 | 1.134 |
| 1000 | 8.50 | 89.88 | 1.112 |
| 1200 | 7.20 | 87.72 | 1.090 |
| 1400 | 5.90 | 85.60 | 1.069 |
| 1600 | 4.60 | 83.53 | 1.048 |

Fuente: Yunus A.,Cengel (2009).

Tabla I- 2. Presiones de vapor de agua.

| Temperatura [°C] | Presión [mmHg] | Presión [Pa] | Temperatura [°C] | Presión [mmHg] | Presión [Pa] |
|------------------|----------------|--------------|------------------|----------------|--------------|
| -41 | 0.08959 | 11.94 | 14 | 11.987 | 1598.13 |
| -4 | 3.280 | 437.30 | 15 | 12.788 | 1704.92 |
| 0 | 4.579 | 610.48 | 16 | 13.634 | 1817.71 |
| 1 | 4.9226 | 656.29 | 17 | 14.530 | 1937.17 |
| 2 | 5.294 | 705.81 | 18 | 15.477 | 2063.42 |
| 3 | 5.685 | 757.94 | 19 | 16.477 | 2196.75 |
| 4 | 6.101 | 813.40 | 20 | 17.535 | 2337.80 |
| 5 | 6.543 | 872.33 | 21 | 18.650 | 2486.46 |
| 6 | 7.013 | 934.99 | 22 | 19.827 | 2643.38 |
| 7 | 7.513 | 1001.65 | 23 | 21.068 | 2808.83 |
| 8 | 8.045 | 1072.58 | 24 | 22.377 | 2983.35 |
| 9 | 8.609 | 1147.77 | 25 | 23.756 | 3167.20 |
| 10 | 9.209 | 1227.76 | 26 | 25.209 | 3360.91 |
| 11 | 9.844 | 1312.42 | 27 | 26.739 | 3564.90 |
| 12 | 10.518 | 1402.28 | 28 | 28.349 | 3779.55 |
| 13 | 11.231 | 1497.34 | 29 | 30.043 | 4005.39 |

Fuente: Carnicer R. (1977).

Tabla I- 3. Especificación de tubería de acero galvanizado Sh40 ASTM A53 grado A .

| Designación NPS | Designación DN | Diámetro exterior | | Diámetro interior | | Espesor de pared | | Peso (masa) por longitud | |
|--------------------|-------------------|----------------------|-------|----------------------|-------|------------------------|------|-----------------------------|------------|
| | | [in] | [mm] | [in] | [mm] | [in] | [mm] | [lb/ft] | [kg/m] |
| ½" | 15 | .840 | 21.3 | 0.622 | 15.8 | 0.109 | 2.77 | 0.85 | 1.27 |
| ¾" | 20 | 1.050 | 26.7 | 0.824 | 20.9 | 0.113 | 2.87 | 1.13 | 1.69 |
| 1" | 25 | 1.315 | 33.4 | 1.049 | 26.6 | 0.133 | 3.38 | 1.68 | 2.50 |
| 1-1/4" | 32 | 1.660 | 42.2 | 1.380 | 35.1 | 0.140 | 3.56 | 2.27 | 3.39 |
| 1-1/2" | 40 | 1.900 | 48.3 | 1.610 | 40.9 | 0.145 | 3.68 | 2.72 | 4.05 |
| 2" | 50 | 2.375 | 60.3 | 2.067 | 52.5 | 0.154 | 3.91 | 3.66 | 5.44 |
| 2-1/2" | 65 | 2.875 | 73.0 | 2.469 | 62.7 | 0.203 | 5.16 | 5.80 | 8.63 |
| 3" | 80 | 3.500 | 88.9 | 3.068 | 77.9 | 0.216 | 5.49 | 7.58 | 11.29 |
| 3-1/2" | 90 | 4.000 | 101.6 | 3.548 | 90.1 | 0.226 | 5.74 | 9.12 | 13.57 |
| 4" | 100 | 4.500 | 114.3 | 4.026 | 102.3 | 0.237 | 6.02 | 10.8 | 16.07 |

Fuente: Wheatland tube JMC steel group (2015).

Tabla I- 4. Especificación de tubería de acero inoxidable.

| Designación NPS | Designación DN | Diámetro interior [mm] | Diámetro exterior [mm] | Espesor de pared [mm] |
|--------------------|-------------------|------------------------------|------------------------------|-----------------------------|
| ½ | 15 | 16.1 | 21.8 | 2.6 |
| ¾ | 20 | 21.7 | 26.9 | 3.2 |
| 1 | 25 | 27.3 | 33.7 | 3.2 |
| 1-1/4 | 32 | 36 | 42.4 | 3.2 |
| 1-1/2 | 40 | 41.9 | 48.3 | 3.6 |
| 2 | 50 | 53.1 | 60.3 | 3.6 |
| 2-1/2 | 65 | 68.9 | 76.1 | 4 |
| 3 | 80 | 80.9 | 88.9 | 4.5 |
| 4 | 100 | 105.3 | 114.3 | 5 |
| 5 | 125 | 129.1 | 139.7 | 5 |

Fuente: Azofeifa T., F. (2007).

Los diámetros disponibles de tubería Transair, en milímetros, son: 16.5, 25, 40, 65, 76 y 100. Pueden ser en aluminio o en acero inoxidable L304.

Anexo II: Cotizaciones de equipo de suministro.

Secador de aire regenerativo.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SECADOR:

- Capacidad 318CFM
- Modelo BD 150+
- Punto de rocío -40°C
- Secado por regeneración en caliente
- Material para secado sílica gel
- Consumo de aire comprimido 3% para efectos de enfriamiento
- Caída de presión 2,9 psig (sin filtros)
- Válvulas de control construidas en acero inoxidable
- Módulo de control MK5 versión gráfica
- Panel eléctrico nivel de protección IP54
- Versión con alarma para control de punto de rocío
- Tipo de desecante sílica gel
- Dos capas de desecante para mayor eficiencia
- Sensor de punto de rocío integrado
- Strainers de acero inoxidable
- Drenajes de condensados libres de pérdida de aire, controlados por MK5. Tuberías de acero galvanizado interno y externo
- Calentador de acero inoxidable
- Válvula de control construidas de acero inoxidable
- PRE, POST Y AFTER FILTERS incluidos Dd, Pd, y DDp
- Aprobación mecánica PED, ASME.



GRUPOFLOTEC S.A

SAN JOSE, COSTA RICA

TEL: +506 2221-5559 FAX: +506 2223-8457

E-mail: ventas2@grupoflotec.com / flotec@grupoflotec.com

Ced juridica: 3-101-043123

WWW.GRUPOFLOTEC.COM

CONDICIONES COMERCIALES

| ITEM | CANTIDAD | DESCRIPCION | PRECIO TOTAL |
|------|----------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| 01 | 01 | SECADOR REGENERATIVO PARA AIRE COMPRIMIDO TIPO ADSORCION MARCA ATLAS COPCO MODELO BD150+ 100% FABRICADO EN BELGICA | \$ 28975,00 |
| | | SUB TOTAL | \$28975,00 |
| | | IMPUESTOS DE VENTA | \$ 3766.45 |
| | | TOTAL EN COLONES | \$ 32741.75 |

VIGENCIA DE LA OFERTA:

30 dias

TIEMPO DE ENTREGA:

8 A 10 SEMANAS

LUGAR DE ENTREGA DE LOS EQUIPOS:

Planta cartago

FORMA DE PAGO:

Negciable

Atte

Rodolfo Quesada B

EJECUTIVO DE CUENTA FLOTEC S.A.



Figura II- 1. Cotización del secador BD. Fuente: Grupo FLOTEC.



GRUPOFLOTEC S.A

SAN JOSE, COSTA RICA

TEL: +506 2221-5559 FAX: +506 2223-8457

E-mail: ventas2@grupoflotec.com / flotec@grupoflotec.com

Ced juridica: 3-101-043123

WWW.GRUPOFLOTEC.COM

Aislamiento termico
OPCIONAL



Filtros integrados en el secador modelo BD 250+

Pre filtro tipo DD 280

- Filtro coalescente para remoción de cargas de agua y aceite.
- Retención de partículas de hasta 1 micras.
- Retención de hasta 0,1 ppm de aerosoles de aceite.

Pre filtro tipo PD 280

- Filtro coalescente para remoción de cargas de agua y aceite.
- Retención de partículas de hasta 0,01 micras.
- Retención de hasta 0,01 ppm de aerosoles de aceite.

Post filtro tipo DDp 280

- Filtro para remoción de partículas "protección de polvo".
- Retención de partículas de hasta 1 micras.

CERTIFICACIONES DE LOS FILTROS POR TUV ALEMANIA



Figura II- 2. Especificación de los filtros del secador cotizado. Fuente: GRUPO FLOTEC.

Compresor ZT30.



GRUPOFLOTEC S.A

SAN JOSE, COSTA RICA

TEL: +506 2221-5559 FAX: +506 2223-8457

E-mail: ventas2@grupoflotec.com / flotec@grupoflotec.com

Ced jurídica: 3-101-043123

WWW.GRUPOFLOTEC.COM

COTIZACION

Señores
Sigma Alimentos
Ingeniero Yalitsa Torres

REF. 004-028-0212
Fecha: 28 de Abril 2015

Estimado señor

Es para nosotros un gusto saludarle, a su vez presentarle nuestra propuesta comercial por los equipos para aire comprimido.

| ÍTEM | DESCRIPCIÓN |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 01 | COMPRESOR PARA AIRE COMPRIMIDO MARCA ATLAS COPCO TIPO OIL FREE MODELO ZT30 (40HP) versión PACK SISTEMA DE CONTROL MARK V GRAFICO 100% HECHO EN BELGICA |

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS:

- Capacidad 156 CFM @ 109 PSIG FAD
- Nivel de ruido 63 dba
- Presión máxima de operación 125 psig
- Potencia eléctrica 50 hp
- Transmisión ACOPLE DIRECTO (NO USA FAJAS)
- Alimentación eléctrica 460 voltios, 3 fases, 60hz
- Arranque eléctrico tipo Estrella Delta
- Motores eléctricos tipo TEFC "incluidos"
- Protección de los motores IP55, aislamiento clase F
- GABINETE ACUSTICO Incluido
- SISTEMA DE CONTROL ELECTRONIKON MARK Vgrafico
- Peso 1432 kgs.



Figura II- 3. Especificaciones técnicas del compresor ZT37 cotizado. Fuente: GRUPO FLOTEC.

EL COMPRESOR INCLUYE:

- Elemento compresor de 2 etapas “doble uña”.
- CERTIFICADO OIL FREE ISO “CLASE 0”.
- Motor eléctrico alta eficiencia tipo TEFC.
- Sistema avanzado de monitoreo y control ELEKTRONIKON® versión GRÁFICA.
- Permite la incorporación de múltiples compresores así como su operación remota.
- Filtro de succión tipo Heavy duty.
- Sistema de enfriamiento tipo TURBINA.
- Drenajes electrónicos de condensados tipo “ZERO AIR LOST”.

Motor principal

- Tipo jaula de ardilla trifásico.
- Motores Premium High Efficiency,
- Tipo de aislamiento TEFC, clase F, IP55
- Voltaje: 460 - 3 – 60,



GRUPOFLOTEC S.A

SAN JOSE, COSTA RICA

TEL: +506 2221-5559 FAX: +506 2223-8457

E-mail: ventas2@grupoflotec.com / flotec@grupoflotec.com

Ced jurídica: 3-101-043123

WWW.GRUPOFLOTEC.COM

CONDICIONES COMERCIALES

| ITEM | CANTIDAD | DESCRIPCIÓN | Precio en dólares |
|------|----------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| 01 | 01 | COMPRESOR PARA AIRE COMPRIMIDO MARCA ATLAS COPCO TIPO OIL FREE MODELO ZT37 (50HP) versión PACK SISTEMA DE CONTROL MARK V GRAFICO 100% HECHO EN BELGICA | \$ 77229.00 mas I.V. |

OBSERVACIONES:

FORMA DE PAGO:

Negociable

Tiempo de entrega:

8 a 10 semanas después de recibir su orden de compra.

Lugar y Condiciones de entrega:

Planta Cartago

Vigencia de oferta:

30 días naturales a partir de la fecha de esta cotización.

Rodolfo Quesada
Ejecutivo de Cuenta



Figura II- 4. Cotización del compresor ZT37. Fuente: GRUPO FLOTEC.

Compresor ZT30.



GRUPO FLOTEC S.A

SAN JOSE, COSTA RICA

TEL: +506 2221-5559 FAX: +506 2223-8457

E-mail: ventas2@grupoflotec.com / flotec@grupoflotec.com

Ced juridica: 3-101-043123

WWW.GRUPOFLOTEC.COM

COTIZACION

Señores
Sigma Alimentos
Ingeniero Yalitsa Torres

REF. 004-028-0211
Fecha: 28 de Abril 2015

Estimado señor

Es para nosotros un gusto saludarle, a su vez presentarle nuestra propuesta comercial por los equipos para aire comprimido.

| ÍTEM | DESCRIPCIÓN |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 01 | COMPRESOR PARA AIRE COMPRIMIDO MARCA ATLAS COPCO TIPO OIL FREE MODELO ZT37 (50HP) versión PACK SISTEMA DE CONTROL MARK V GRAFICO 100% HECHO EN BELGICA |

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS:

- Capacidad 204 CFM @ 109 PSIG FAD
- Nivel de ruido 65 dba
- Presión máxima de operación 125 psig
- Potencia eléctrica 50 hp
- Transmisión ACOPLE DIRECTO (NO USA FAJAS)
- Alimentación eléctrica 460 voltios, 3 fases, 60hz
- Arranque eléctrico tipo Estrella Delta
- Motores eléctricos tipo TEFC "incluidos"
- Protección de los motores IP55, aislamiento clase F
- GABINETE ACUSTICO Incluido
- SISTEMA DE CONTROL ELECTRONIKON MARK Vgrafico
- Peso 1432 kgs.



Figura II- 5. Especificaciones técnicas del compresor ZT30. Fuente: GRUPO FLOTEC.

EL COMPRESOR INCLUYE:

Elemento compresor de 2 etapas “doble uña”.

CERTIFICADO OIL FREE ISO “CLASE 0”.

Motor eléctrico alta eficiencia tipo TEFC.

Sistema avanzado de monitoreo y control ELEKTRONIKON® versión GRÁFICA.

Permite la incorporación de múltiples compresores así como su operación remota.

Filtro de succión tipo Heavy duty.

Sistema de enfriamiento tipo TURBINA.

Drenajes electrónicos de condensados tipo “ZERO AIR LOST”.

Motor principal

Tipo jaula de ardilla trifásico.

Motores Premium High Efficiency,

Tipo de aislamiento TEFC, clase F, IP55

Voltaje: 460 - 3 – 60

Sistema enfriamiento por aire

Tubería en acero inoxidable “no corrosion” Standard, no optional

Soldaduras con gases inertes “argón gas”.

Insertos Bio-anodizados incrementan el intercambio de temperature.

Air circuit – Inlet filter

To avoid dust particles in the elements. Paper filter with high filtration efficiency According SAE fine: 1 μm 98 %, 2 μm 99.5 % y 3 μm 99.9 %. Designed for low pressure dro .Total air inlet system. In clean condition $\Delta p = 10$ mbar. Big dust capacity. For PTI-fine and 0.5 mg/m^3 : minimum 4'000 hrs lifetime.



GRUPO FLOTEC S.A

SAN JOSE, COSTA RICA

TEL: +506 2221-5559 FAX: +506 2223-8457

E-mail: ventas2@grupoflotec.com / flotec@grupoflotec.com

Ced juridica: 3-101-043123

WWW.GRUPOFLOTEC.COM

CONDICIONES COMERCIALES

| ITEM | CANTIDAD | DESCRIPCIÓN | Precio en dólares |
|------|----------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|
| 01 | 01 | COMPRESOR PARA AIRE COMPRIMIDO MARCA ATLAS COPCO TIPO OIL FREE MODELO ZT37 (50HP) versión PACK SISTEMA DE CONTROL MARK V GRAFICO 100% HECHO EN BELGICA | \$ 88.150.00 mas I.V. |

OBSERVACIONES:

FORMA DE PAGO:

Negociable

Tiempo de entrega:

8 a 10 semanas después de recibir su orden de compra.

Lugar y Condiciones de entrega:

Planta Cartago

Vigencia de oferta:

30 días naturales a partir de la fecha de esta cotización.

Rodolfo Quesada
Ejecutivo de Cuenta

Donaldson
Ultrafilter

SUMMIT
INDUSTRIAL PRODUCTS, INC.

Neumática S.A.S.

KELTEC
Technolab

Atlas Copco

NOSHOK

Figura II- 6. Cotización del compresor Atlas Copco. Fuente: GRUPO FLOTEC.

Apéndice

Apéndice A: Estimación de horas de operación de compresores.

Tabla A - 1. Horas de operación de compresores.

| Compresor | Tiempo [h] | eficiencia | potencia [hp] | [\$/kWh] | C[\$] | C[colones]* |
|------------------------------------------------------|------------|------------|---------------|----------|---------|-------------|
| ZT22 | 7512 | 91.5 | 30 | 0.06 | 11024.2 | 5842809.0 |
| ZT37 | 5008 | 91 | 50 | 0.06 | 12316.4 | 6527680.4 |
| Total costo aproximado x electricidad de compresores | | | | | 23340.5 | 12370489.3 |

*Usando un tipo de cambio de 1\$= 530 colones,

Fuente: Elaboración Propia.

Apéndice B: Cálculos de verificación de la red actual de aire comprimido.

Tabla B- 1. Pérdida de carga hacia equipo ONPACK-02.

| Tramo | Q[Nl/min] | Flujo másico[kg/h] | Coeficiente de resistividad | T[K] | Ruta a ONPACK 02 | | Dint[mm] | Δp [mbar] |
|-------|-----------|-----------------------|--------------------------------|------|------------------|---------------|----------|--------------|
| | | | | | L[m] | Leq:L+10 % | | |
| 0_2 | 8721.57 | 533.76 | 1.14 | 298 | 61 | 67.1 | 77.9 | 12.23 |
| 2_3 | 8152.51 | 498.93 | 1.15 | 298 | 1.02 | 1.122 | 77.9 | 0.18 |
| 3_17 | 4539.35 | 277.81 | 1.25 | 298 | 0.11 | 0.121 | 77.9 | 0.01 |
| 17_6 | 4505.35 | 275.73 | 1.26 | 298 | 0.81 | 0.89 | 52.5 | 0.34 |
| 6_7 | 1129.95 | 69.15 | 1.54 | 298 | 0.11 | 0.121 | 52.5 | 0.00 |
| 7_8 | 1129.95 | 69.15 | 1.54 | 298 | 1.53 | 1.683 | 52.5 | 0.05 |
| 8_10 | 1129.95 | 69.15 | 1.54 | 298 | 1.08 | 1.188 | 52.5 | 0.04 |
| 10_11 | 1129.95 | 69.15 | 1.54 | 298 | 6 | 6.6 | 26.6 | 5.87 |
| Total | | | | | | | | 18.72 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla B- 2. Pérdida de carga hacia equipo enfardadora BP802ARV 280R-P.

| Tramo | Q[Nl/min] | Flujo másico[kg/h] | Coefficiente de resistividad | T[K] | L[m] | Leq:L+10 % | Dint[m] | Δp [mbar] |
|----------------|-----------|--------------------|------------------------------|------|-------|------------|---------|-----------|
| 0_2(Principal) | 8721.57 | 533.76 | 1.14 | 298 | 61 | 67.1 | 77.9 | 12.23 |
| 2_3 | 8152.51 | 498.93 | 1.15 | 298 | 1.02 | 1.122 | 77.9 | 0.18 |
| 3_22 | 3613.16 | 221.13 | 1.3 | 298 | 3.58 | 3.938 | 52.5 | 1.01 |
| 22_26 | 3613.16 | 221.13 | 1.3 | 298 | 6.61 | 7.271 | 40.9 | 6.49 |
| 26_32 | 3468.82 | 212.29 | 1.31 | 298 | 2.985 | 3.2835 | 40.9 | 2.72 |
| 32_34 | 3468.82 | 212.29 | 1.31 | 298 | 0.38 | 0.418 | 20.9 | 9.93 |
| 34_33 | 3468.82 | 212.29 | 1.31 | 298 | 0.94 | 1.034 | 20.9 | 24.55 |
| | | | 1.34 | 298 | 3.7 | 4.07 | 20.9 | 68.58 |
| 33_53 | 2882.66 | 176.42 | | | | | | |
| 53_54 | | | 1.35 | 298 | 4.36 | 4.796 | 20.9 | 75.03 |
| | 2769.4 | 169.49 | | | | | | |
| 54_55 | | | 1.35 | 298 | 0.58 | 0.638 | 20.9 | 9.84 |
| | 2748.4 | 168.2 | | | | | | |
| 55_58 | | | 1.41 | 298 | 3.35 | 3.685 | 20.9 | 33.15 |
| | 2054.62 | 125.74 | | | | | | |
| 58_59 | | | 1.64 | 298 | 3.1 | 3.41 | 20.9 | 4.63 |
| | 740.72 | 45.33 | | | | | | |
| 59_60 | 874.98 | 53.55 | 1.6 | 298 | 2.16 | 2.376 | 20.9 | 4.39 |
| 60_49 | 841 | 51.47 | 1.61 | 298 | 9.78 | 10.758 | 20.9 | 18.49 |
| | | | Total | | | | | 271.21 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla B- 3. Velocidades y pérdida de carga en la red de aire comprimido instalada.
Tramos de tubería.

| Tramo | Q[Nl/min] | D _{int} [mm] | P[bar] | V [m/s] | V _{recomendado} [m/s] | Estado | Caída de presión [Pa] | Potencia [W] | Costo [colones/año] |
|----------|-----------|-----------------------|--------|------------|-----------------------------------|------------|--------------------------------|-----------------|------------------------|
| 0_2 | 8321.00 | 77.9 | 8.5 | 3.43 | 8 | ok | 1075.42 | 149.14 | 31805.102 |
| 0_90 | 8321.00 | 77.9 | 8.5 | 3.43 | 8 | ok | 1416.63 | 196.46 | 41896.318 |
| 2_3 | 7751.94 | 52.5 | 8.5 | 7.03 | 10 | ok | 118.22 | 15.2739 | 3257.193 |
| 82_83_85 | 1282.00 | 26.6 | 8.5 | 4.53 | 10 | ok | 1033.63 | 22.0853 | 4709.755 |
| 4_64_65 | 1540.38 | 20.9 | 8.5 | 8.81 | 10 | ok | 7324.72 | 188.0475 | 40101.656 |
| 81_79_74 | 1540.38 | 20.9 | 8.5 | 8.81 | 10 | ok | 7543.18 | 193.6561 | 41297.701 |
| 6_25 | 3375.36 | 52.5 | 8.5 | 3.06 | 10 | ok | 278.55 | 15.6704 | 3341.745 |
| 58-57-47 | 841.00 | 20.9 | 8.5 | 4.81 | 10 | ok | 224.95 | 3.1530 | 672.384 |
| 57-50 | 472.90 | 20.9 | 8.5 | 2.70 | 10 | ok | 442.92 | 3.4910 | 744.460 |
| 55-56-45 | 472.90 | 20.9 | 8.5 | 2.70 | 10 | ok | 236.75 | 1.8660 | 397.920 |
| 55-56-46 | 203.88 | 20.9 | 8.5 | 1.17 | 10 | ok | 65.11 | 0.2212 | 47.180 |
| 07_12_14 | 209.54 | 20.9 | 8.5 | 1.20 | 10 | ok | 76.99 | 0.2689 | 57.337 |
| 17-18-19 | 34.00 | 20.9 | 8.5 | 0.19 | 10 | ok | 5.48 | 0.0031 | 0.662 |
| 19-20 | 17.00 | 20.9 | 8.5 | 0.10 | 10 | ok | 0.21 | 0.0001 | 0.013 |
| 19-21 | 17.00 | 20.9 | 8.5 | 0.10 | 10 | ok | 0.33 | 0.0001 | 0.020 |
| 24_26 | 3613.16 | 26.6 | 8.5 | 12.76 | 10 | NOT | 5195.54 | 312.8718 | 66720.766 |
| 27_29 | 145.00 | 26.6 | 8.5 | 0.51 | 10 | ok | 3.27 | 0.0079 | 1.684 |
| 29_31 | 145.00 | 20.9 | 8.5 | 0.83 | 10 | ok | 32.86 | 0.0794 | 16.936 |
| 29_30 | 10.00 | 26.6 | 8.5 | 0.035 | 10 | ok | 0.01 | 0.0000 | 0.000 |
| 26_32 | 3469 | 20.9 | 8.5 | 19.84 | 10 | NOT | 7797.41 | 450.8201 | 96138.628 |
| 32_34 | 3469 | 20.9 | 8.5 | 19.84 | 10 | NOT | 694.84 | 40.1736 | 8567.127 |
| 34_33 | 3469 | 20.9 | 8.5 | 19.84 | 10 | NOT | 2050.05 | 118.5272 | 25276.246 |
| 34_37 | 150 | 20.9 | 8.5 | 0.86 | 10 | ok | 58.63 | 0.1466 | 31.258 |
| 33_53 | 2883 | 20.9 | 8.5 | 16.49 | 10 | NOT | 6859.38 | 329.5934 | 70286.697 |
| 33_63 | 564.6 | 20.9 | 8.5 | 3.23 | 10 | ok | 176.14 | 1.6575 | 353.463 |
| 9_15 | 150 | 20.9 | 8.5 | 0.86 | 10 | ok | 287.14 | 0.7178 | 153.083 |
| 64_9_8 | 2197.34 | 60.3 | 8.5 | 1.51 | 10 | ok | 23.84 | 0.8730 | 186.180 |
| 32_41 | 150 | 26.6 | 8.5 | 0.53 | 10 | ok | 37.71 | 0.0943 | 20.105 |
| 53_54 | 2769.74 | 20.09 | 8.5 | 17.14 | 10 | NOT | 9144.20 | 422.1174 | 90017.693 |
| 54_55 | 2748.74 | 20.09 | 8.5 | 17.01 | 10 | NOT | 787.88 | 36.0945 | 7697.250 |
| 55_58 | 2054.96 | 20.09 | 8.5 | 12.72 | 10 | NOT | 4040.76 | 138.3933 | 29512.759 |
| 55_58 | 2054.96 | 20.09 | 8.5 | 12.72 | 10 | NOT | 4040.76 | 138.3933 | 29512.759 |
| 58_59 | 741.06 | 20.09 | 8.5 | 4.59 | 10 | ok | 564.81 | 6.9760 | 1487.653 |
| 59_60_48 | 874.98 | 20.09 | 8.5 | 5.41 | 10 | ok | 747.46 | 10.9002 | 2324.494 |
| 59_60_49 | 871 | 20.09 | 8.5 | 5.39 | 10 | ok | 1378.91 | 20.0172 | 4268.714 |
| 37_38 | 10 | 20.09 | 8.5 | 0.062 | 10 | ok | 0.13 | 0.0000 | 0.004 |
| 59_61 | 300 | 20.09 | 8.5 | 1.86 | 10 | ok | 242.10 | 1.2105 | 258.140 |
| 61_51 | 150 | 20.09 | 8.5 | 0.93 | 10 | ok | 39.17 | 0.0979 | 20.881 |
| 61_52 | 150 | 20.09 | 8.5 | 0.93 | 10 | ok | 284.26 | 0.7107 | 151.548 |
| 8_10 | 1163.8 | 52.5 | 8.5 | 1.05 | 10 | ok | 4.80 | 0.0930 | 19.839 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla B- 4 (continuación). Velocidades y pérdida de carga en la red de aire comprimido instalada. Tramos de tubería.

| Tramo | Q[Nl/min] | D _{int} [mm] | P[bar] | V [m/s] | V _{recomendado} [m/s] | Estado | Caída de presión [Pa] | Potencia [W] | Costo [colones/año] |
|---------------|-----------|-----------------------|--------|---------|--------------------------------|--------|-----------------------|--------------|---------------------|
| 7_13 | 1067.54 | 20.9 | 8.5 | 6.10 | 10 | ok | 376.45 | 6.6980 | 1428.362 |
| 13_14 | 209.54 | 20.9 | 8.5 | 1.20 | 10 | ok | 46.48 | 0.1623 | 34.617 |
| 13_12 | 858 | 20.9 | 8.5 | 4.91 | 10 | ok | 93.54 | 1.3376 | 285.236 |
| 5_4_22 | 3613.16 | 52.3 | 8.5 | 3.30 | 10 | ok | 109.50 | 6.5942 | 1406.228 |
| 3_17 | 4707.84 | 77.9 | 8.5 | 1.94 | 10 | ok | 0.70 | 0.0551 | 11.759 |
| 17_18 | 991.1 | 20.9 | 8.5 | 5.67 | 10 | ok | 66.58 | 1.0998 | 234.533 |
| 18_19 | 991.1 | 20.9 | 8.5 | 5.67 | 10 | ok | 2432.04 | 40.1732 | 8567.049 |
| 19_20 | 17 | 20.9 | 8.5 | 0.10 | 10 | ok | 0.21 | 0.0001 | 0.013 |
| 19_21 | 974.1 | 20.9 | 8.5 | 5.57 | 10 | ok | 590.69 | 9.5898 | 2045.047 |
| 4_98_64_65_74 | 4583 | 52.5 | 8.5 | 4.15 | 10 | ok | 836.42 | 63.8888 | 13624.472 |
| 65_66_68_71 | 306 | 40.9 | 8.5 | 0.46 | 10 | ok | 8.15 | 0.0416 | 8.867 |
| 66_67 | 156 | 20.9 | 8.5 | 0.89 | 10 | ok | 13.92 | 0.0362 | 7.719 |
| 68_69_ | 150 | 40.9 | 8.5 | 0.22 | 10 | ok | 0.14 | 0.0004 | 0.075 |
| 69_70 | 150 | 26.6 | 8.5 | 0.53 | 10 | ok | 2.46 | 0.0061 | 1.311 |
| 71_72_73 | 150 | 20.9 | 8.5 | 0.86 | 10 | ok | 15.88 | 0.0397 | 8.465 |
| 81_79 | 379.914 | 52.5 | 8.5 | 0.34 | 10 | ok | 1.95 | 0.0124 | 2.640 |
| 79_75 | 317.04 | 52.5 | 8.5 | 0.29 | 10 | ok | 0.55 | 0.0029 | 0.622 |
| 75_76 | 62.874 | 26.6 | 8.5 | 0.22 | 10 | ok | 0.13 | 0.0001 | 0.030 |
| 76_77 | 150 | 20.9 | 8.5 | 0.86 | 10 | ok | 9.68 | 0.0242 | 5.162 |
| 76_78 | 167.04 | 26.6 | 8.5 | 0.59 | 10 | ok | 2.10 | 0.0058 | 1.244 |
| 82_83 | 927.03 | 52.5 | 8.5 | 0.84 | 10 | ok | 10.61 | 0.1639 | 34.961 |
| 83_84 | 5.62 | 52.5 | 8.5 | 0.01 | 10 | ok | 0.00 | 0.0000 | 0.000 |
| 83_85 | 921.41 | 40.9 | 8.5 | 1.38 | 10 | ok | 29.72 | 0.4564 | 97.333 |
| 85_86 | 458.7 | 20.9 | 8.5 | 2.62 | 10 | ok | 194.24 | 1.4850 | 316.678 |
| 85_87 | 462.71 | 26.6 | 8.5 | 1.63 | 10 | ok | 72.02 | 0.5554 | 118.437 |
| 87_88 | 419 | 20.9 | 8.5 | 2.40 | 10 | ok | 183.99 | 1.2848 | 273.998 |
| 87_92 | 193.71 | 26.6 | 8.5 | 0.68 | 10 | ok | 19.41 | 0.0627 | 13.363 |
| 92_93 | 189.71 | 26.6 | 8.5 | 0.67 | 10 | ok | 1.43 | 0.0045 | 0.967 |
| 92_94 | 5 | 26.6 | 8.5 | 0.02 | 10 | ok | 0.01 | 0.0000 | 0.000 |
| 84_90 | 350 | 26.6 | 8.5 | 1.24 | 10 | ok | 65.12 | 0.3799 | 81.005 |
| 90_91 | 200 | 26.6 | 8.5 | 0.71 | 10 | ok | 11.98 | 0.0399 | 8.513 |
| 90_89 | 150 | 20.9 | 8.5 | 0.86 | 10 | ok | 223.68 | 0.5592 | 119.251 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla B- 5. Velocidades y pérdida de carga en la red de aire comprimido instalada. Bajantes.

| Bajante | Q[Nl/min] | D _{int} [mm] | P[bar] | V [m/s] | V _{recomendado} [m/s] | Estado | Caída de presión [Pa] | Potencia [W] | Costo [colones/año] |
|---------|-----------|-----------------------|--------|---------|--------------------------------|--------|-----------------------|--------------|---------------------|
| 11 | 1146.80 | 26.6 | 8.5 | 4.05 | 15 | ok | 502.85 | 9.6111 | 2049.586 |
| 12 | 841.00 | 20.9 | 8.5 | 4.81 | 15 | ok | 945.15 | 13.2479 | 2825.144 |
| 14 | 209.54 | 20.9 | 8.5 | 1.20 | 15 | ok | 71.95 | 0.2513 | 53.586 |
| 20 | 841.00 | 20.9 | 8.5 | 4.81 | 15 | ok | 945.15 | 13.2479 | 2825.144 |
| 21 | 974.10 | 20.9 | 8.5 | 5.57 | 15 | ok | 1240.94 | 20.1466 | 4296.317 |
| 25 | 3375.36 | 52.9 | 8.5 | 3.01 | 15 | ok | 119.51 | 6.7232 | 1433.734 |
| 70 | 150.00 | 26.6 | 8.5 | 0.53 | 15 | ok | 11.60 | 0.0290 | 6.182 |
| 67 | 4.00 | 20.9 | 8.5 | 0.02 | 15 | ok | 0.05 | 0.0000 | 0.001 |
| 77 | 150.00 | 20.9 | 8.5 | 0.86 | 15 | ok | 38.73 | 0.0968 | 20.646 |
| 78 | 230.40 | 20.9 | 8.5 | 1.32 | 15 | ok | 85.79 | 0.3294 | 70.250 |
| 88 | 269.00 | 20.9 | 8.5 | 1.54 | 15 | ok | 114.31 | 0.5125 | 109.290 |
| 91 | 276.00 | 20.9 | 8.5 | 1.58 | 15 | ok | 119.88 | 0.5515 | 117.602 |
| 93 | 189.71 | 26.6 | 8.5 | 0.67 | 15 | ok | 17.92 | 0.0567 | 12.083 |
| 86 | 269.00 | 20.9 | 8.5 | 1.54 | 15 | ok | 114.31 | 0.5125 | 109.290 |
| 45 | 489.90 | 20.9 | 8.5 | 2.80 | 15 | ok | 347.20 | 2.8349 | 604.543 |
| 46 | 203.88 | 20.9 | 8.5 | 1.17 | 15 | ok | 68.39 | 0.2324 | 49.559 |
| 47 | 841.00 | 20.9 | 8.5 | 4.81 | 15 | ok | 945.15 | 13.2479 | 2825.144 |
| 50 | 472.9 | 20.9 | 8.5 | 2.70 | 15 | ok | 325.20 | 2.5631 | 546.594 |
| 48 | 33.98 | 20.9 | 8.5 | 0.19 | 15 | ok | 2.47 | 0.0014 | 0.298 |
| 49 | 841 | 20.9 | 8.5 | 4.81 | 15 | ok | 945.15 | 13.2479 | 2825.144 |
| 51 | 150 | 20.9 | 8.5 | 0.86 | 15 | ok | 38.73 | 0.0968 | 20.646 |
| 37 | 150 | 20.9 | 8.5 | 0.86 | 15 | ok | 38.73 | 0.0968 | 20.646 |
| 31 | 254.78 | 20.9 | 8.5 | 1.46 | 15 | ok | 103.37 | 0.4389 | 93.602 |
| 35 | 7 | 20.9 | 8.5 | 0.04 | 15 | ok | 0.13 | 0.0000 | 0.003 |
| 63 | 472.9 | 20.9 | 8.5 | 2.70 | 15 | ok | 325.20 | 2.5631 | 546.594 |
| 52 | 150 | 20.9 | 8.5 | 0.86 | 15 | ok | 38.73 | 0.0968 | 20.646 |
| 41 | 150 | 26.6 | 8.5 | 0.53 | 15 | ok | 11.60 | 0.0290 | 6.182 |
| 15 | 150 | 20.9 | 8.5 | 0.86 | 15 | ok | 46.47 | 0.1162 | 24.775 |
| Total | | | | | | | 72537.41 | 2814.34 | 600165.304 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla B- 6. Cálculo de pérdida de carga en la red instalada. Tramos de tubería.

| Tramo | Flujo másico Q[Nl/min] | Flujo másico [kg/h] | Coficiente de resistividad | T[K] | L[m] | Leq:L+10% | D _{int} [mm] | Δp [mbar] | Δp permisible [mbar] |
|----------|---------------------------|------------------------|----------------------------------|------|---------|-----------|--------------------------|--------------|----------------------------|
| 0_2 | 8321.00 | 509.25 | 1.15 | 298 | 58.53 | 64.38 | 77.9 | 10.754 | 145.28 |
| 0_90 | 8321.00 | 509.25 | 1.15 | 298 | 77.10 | 84.81 | 77.9 | 14.166 | 191.38 |
| 2_3 | 7751.94 | 474.42 | 1.16 | 298 | 1.02 | 1.12 | 52.5 | 1.182 | 2.53 |
| 82_83_85 | 1282.00 | 78.46 | 1.51 | 298 | 8.36 | 9.20 | 26.6 | 10.336 | 20.75 |
| 4_64_65 | 1540.38 | 94.27 | 1.47 | 298 | 12.62 | 13.89 | 20.9 | 73.247 | 31.34 |
| 81_79_74 | 1540.38 | 94.27 | 1.47 | 298 | 13.00 | 14.30 | 20.9 | 75.432 | 32.27 |
| 6_25 | 3375.36 | 206.57 | 1.31 | 298 | 11.22 | 12.34 | 52.5 | 2.786 | 27.85 |
| 58-57-47 | 841.00 | 51.47 | 1.61 | 298 | 1.19 | 1.31 | 20.9 | 2.249 | 2.95 |
| 57-50 | 472.90 | 28.94 | 1.75 | 298 | 6.81 | 7.491 | 20.9 | 4.429 | 16.90 |
| 55-56-45 | 472.90 | 28.94 | 1.75 | 298 | 3.64 | 4.004 | 20.9 | 2.367 | 9.04 |
| 55-56-46 | 203.88 | 12.48 | 1.98 | 298 | 4.76 | 5.24 | 20.9 | 0.651 | 11.82 |
| 07_12_14 | 209.54 | 12.82 | 1.97 | 298 | 5.35 | 5.885 | 20.9 | 0.770 | 13.28 |
| 17-18-19 | 34.00 | 2.08 | 2.57 | 298 | 11.07 | 12.177 | 20.9 | 0.055 | 27.48 |
| 19-20 | 17.00 | 1.04 | 2.85 | 298 | 1.55 | 1.71 | 20.9 | 0.002 | 3.85 |
| 19-21 | 17.00 | 1.04 | 2.85 | 298 | 2.43 | 2.673 | 20.9 | 0.003 | 6.03 |
| 24_26 | 3613.16 | 221.13 | 1.30 | 298 | 6.1593 | 6.77523 | 26.6 | 51.955 | 15.29 |
| 27_29 | 145.00 | 8.87 | 2.08 | 298 | 1.5 | 1.65 | 26.6 | 0.033 | 3.72 |
| 29_31 | 145.00 | 8.87 | 2.08 | 298 | 4.518 | 4.9698 | 20.9 | 0.329 | 11.22 |
| 29_30 | 10.00 | 0.61 | 3.08 | 298 | 0.7863 | 0.86493 | 26.6 | 0.000 | 1.95 |
| 26_32 | 3469 | 212.30 | 1.31 | 298 | 2.985 | 3.2835 | 20.9 | 77.974 | 7.41 |
| 32_34 | 3469 | 212.30 | 1.31 | 298 | 0.266 | 0.29 | 20.9 | 6.948 | 0.66 |
| 34_33 | 3469 | 212.30 | 1.31 | 298 | 0.7848 | 0.86328 | 20.9 | 20.501 | 1.95 |
| 34_37 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 7.57 | 8.327 | 20.9 | 0.586 | 18.79 |
| 33_53 | 2883 | 176.44 | 1.34 | 298 | 3.7 | 4.07 | 20.9 | 68.594 | 9.18 |
| 33_63 | 564.6 | 34.55 | 1.70 | 298 | 1.95 | 2.15 | 20.9 | 1.761 | 4.84 |
| 9_15 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 37.0732 | 40.78052 | 20.9 | 2.871 | 92.03 |
| 64_9_8 | 2197.34 | 134.48 | 1.40 | 298 | 4.2525 | 4.67775 | 60.3 | 0.238 | 10.56 |
| 32_41 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 16.26 | 17.886 | 26.6 | 0.377 | 40.36 |
| 53_54 | 2769.74 | 169.51 | 1.35 | 298 | 4.36 | 4.80 | 20.09 | 91.442 | 10.82 |
| 54_55 | 2748.74 | 168.22 | 1.35 | 298 | 0.381 | 0.4191 | 20.09 | 7.879 | 0.95 |
| 55_58 | 2054.96 | 125.76 | 1.41 | 298 | 3.35 | 3.685 | 20.09 | 40.408 | 8.32 |
| 58_59 | 741.06 | 45.35 | 1.64 | 298 | 3.1 | 3.41 | 20.09 | 5.648 | 7.70 |
| 59_60_48 | 874.98 | 53.55 | 1.60 | 298 | 3.0154 | 3.32 | 20.09 | 7.475 | 7.49 |
| 59_60_49 | 871 | 53.31 | 1.60 | 298 | 5.61 | 6.171 | 20.09 | 13.789 | 13.93 |
| 37_38 | 10 | 0.61 | 3.08 | 298 | 2.01 | 2.211 | 20.09 | 0.001 | 4.99 |
| 59_61 | 300 | 18.36 | 1.87 | 298 | 7.1 | 7.81 | 20.09 | 2.421 | 17.62 |
| 61_51 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 4.15 | 4.57 | 20.09 | 0.392 | 10.30 |
| 61_52 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 30.1199 | 33.13189 | 20.09 | 2.843 | 74.77 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla B- 7. (Continuación) Cálculo de pérdida de carga en la red instalada. Tramos.

| Tramo | Flujo másico Q[Nl/min] [kg/h] | Coefficiente de resistividad | T[K] | L[m] | Leq:L+10% | D _{int} [mm] | Δp [mbar] | Δp permisible [mbar] | |
|---------------|-------------------------------------|------------------------------------|------|------|-----------|--------------------------|--------------|----------------------------|-------|
| 8_10 | 1163.8 | 71.22 | 1.53 | 298 | 1.3899 | 1.52889 | 52.5 | 0.048 | 3.45 |
| 8_17 | 8321 | 509.25 | 1.15 | 298 | 2.5274 | 2.78 | 52.5 | 3.340 | 6.27 |
| 7_13 | 1067.54 | 65.33 | 1.55 | 298 | 1.28 | 1.408 | 20.9 | 3.765 | 3.18 |
| 13_14 | 209.54 | 12.82 | 1.97 | 298 | 3.23 | 3.553 | 20.9 | 0.465 | 8.02 |
| 13_12 | 858 | 52.51 | 1.60 | 298 | 0.4768 | 0.52448 | 20.9 | 0.935 | 1.18 |
| 5_4_22 | 3613.16 | 221.13 | 1.30 | 298 | 3.8144 | 4.20 | 52.3 | 1.095 | 9.47 |
| 3_17 | 4707.84 | 288.12 | 1.25 | 298 | 0.1099 | 0.12089 | 77.9 | 0.007 | 0.27 |
| 17_18 | 991.1 | 60.66 | 1.57 | 298 | 0.260 | 0.28578 | 20.9 | 0.666 | 0.64 |
| 18_19 | 991.1 | 60.66 | 1.57 | 298 | 9.49 | 10.439 | 20.9 | 24.320 | 23.56 |
| 19_20 | 17 | 1.04 | 2.85 | 298 | 1.56 | 1.72 | 20.9 | 0.002 | 3.87 |
| 19_21 | 974.1 | 59.61 | 1.57 | 298 | 2.38 | 2.618 | 20.9 | 5.907 | 5.91 |
| 4_98_64_65_74 | 4583 | 280.48 | 1.25 | 298 | 19.1139 | 21.02529 | 52.5 | 8.364 | 47.45 |
| 65_66_68_71 | 306 | 18.73 | 1.86 | 298 | 8.06 | 8.87 | 40.9 | 0.082 | 20.01 |
| 66_67 | 156 | 9.55 | 2.06 | 298 | 1.6715 | 1.83865 | 20.9 | 0.139 | 4.15 |
| 68_69_ | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 0.52 | 0.572 | 40.9 | 0.001 | 1.29 |
| 69_70 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 1.06 | 1.166 | 26.6 | 0.025 | 2.63 |
| 71_72_73 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 2.05 | 2.26 | 20.9 | 0.159 | 5.09 |
| 81_79 | 379.914 | 23.25 | 1.81 | 298 | 4.5101 | 4.96111 | 52.5 | 0.020 | 11.20 |
| 79_75 | 317.04 | 19.40 | 1.85 | 298 | 1.78 | 1.958 | 52.5 | 0.006 | 4.42 |
| 75_76 | 62.874 | 3.85 | 2.35 | 298 | 0.29 | 0.319 | 26.6 | 0.001 | 0.72 |
| 76_77 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 1.25 | 1.38 | 20.9 | 0.097 | 3.10 |
| 76_78 | 167.04 | 10.22 | 2.04 | 298 | 0.74 | 0.814 | 26.6 | 0.021 | 1.84 |
| 82_83 | 927.03 | 56.73 | 1.58 | 298 | 4.687 | 5.1557 | 52.5 | 0.106 | 11.63 |
| 83_84 | 5.62 | 0.34 | 3.35 | 298 | 1.7203 | 1.89 | 52.5 | 0.000 | 4.27 |
| 83_85 | 921.41 | 56.39 | 1.59 | 298 | 3.81 | 4.191 | 40.9 | 0.297 | 9.46 |
| 85_86 | 458.7 | 28.07 | 1.76 | 298 | 3.1601 | 3.47611 | 20.9 | 1.942 | 7.84 |
| 85_87 | 462.71 | 28.32 | 1.75 | 298 | 3.85 | 4.235 | 26.6 | 0.720 | 9.56 |
| 87_88 | 419 | 25.64 | 1.78 | 298 | 3.54 | 3.89 | 20.9 | 1.840 | 8.79 |
| 87_92 | 193.71 | 11.86 | 1.99 | 298 | 5.21 | 5.731 | 26.6 | 0.194 | 12.93 |
| 92_93 | 189.71 | 11.61 | 2.00 | 298 | 0.4 | 0.44 | 26.6 | 0.014 | 0.99 |
| 92_94 | 5 | 0.31 | 3.41 | 298 | 1.7 | 1.87 | 26.6 | 0.000 | 4.22 |
| 84_90 | 350 | 21.42 | 1.83 | 298 | 5.84 | 6.42 | 26.6 | 0.651 | 14.50 |
| 90_91 | 200 | 12.24 | 1.98 | 298 | 3.03 | 3.333 | 26.6 | 0.120 | 7.52 |
| 90_89 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 28.88 | 31.768 | 20.9 | 2.237 | 71.69 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla B- 8. Cálculo de pérdida de carga en la red instalada. Bajantes.

| Bajante | Q [Nl/min] | Flujo másico [kg/h] | Coefficiente de resistividad | T[K] | L [m] | Leq:L+1 0% | D _{int} [mm] | Δp [mbar] | Δp permisible [mbar] |
|---------|---------------|------------------------|---------------------------------|----------|----------|---------------|--------------------------|--------------|----------------------------|
| 11 | 1146.80 | 70.18 | 1.54 | 298 | 5 | 5.50 | 26.6 | 5.028 | 12.41 |
| 12 | 841.00 | 51.47 | 1.61 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 9.452 | 12.41 |
| 14 | 209.54 | 12.82 | 1.97 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 0.720 | 12.41 |
| 20 | 841.00 | 51.47 | 1.61 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 9.452 | 12.41 |
| 21 | 974.10 | 59.61 | 1.57 | 298 | 5 | 5.50 | 20.9 | 12.409 | 12.41 |
| 25 | 3375.36 | 206.57 | 1.31 | 298 | 5 | 5.5 | 52.9 | 1.195 | 12.41 |
| 70 | 150.00 | 9.18 | 2.07 | 298 | 5 | 5.5 | 26.6 | 0.116 | 12.41 |
| 67 | 4.00 | 0.24 | 3.52 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 0.000 | 12.41 |
| 77 | 150.00 | 9.18 | 2.07 | 298 | 5 | 5.50 | 20.9 | 0.387 | 12.41 |
| 78 | 230.40 | 14.10 | 1.94 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 0.858 | 12.41 |
| 88 | 269.00 | 16.46 | 1.90 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 1.143 | 12.41 |
| 91 | 276.00 | 16.89 | 1.89 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 1.199 | 12.41 |
| 93 | 189.71 | 11.61 | 2.00 | 298 | 5 | 5.50 | 26.6 | 0.179 | 12.41 |
| 86 | 269.00 | 16.46 | 1.90 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 1.143 | 12.41 |
| 45 | 489.90 | 29.98 | 1.74 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 3.472 | 12.41 |
| 46 | 203.88 | 12.48 | 1.98 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 0.684 | 12.41 |
| 47 | 841.00 | 51.47 | 1.61 | 298 | 5 | 5.50 | 20.9 | 9.452 | 12.41 |
| 50 | 472.9 | 28.94 | 1.75 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 3.252 | 12.41 |
| 48 | 33.98 | 2.08 | 2.57 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 0.025 | 12.41 |
| 49 | 841 | 51.47 | 1.61 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 9.452 | 12.41 |
| 51 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 5 | 5.50 | 20.9 | 0.387 | 12.41 |
| 37 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 0.387 | 12.41 |
| 31 | 254.78 | 15.59 | 1.91 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 1.034 | 12.41 |
| 35 | 7 | 0.43 | 3.25 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 0.001 | 12.41 |
| 63 | 472.9 | 28.94 | 1.75 | 298 | 5 | 5.50 | 20.9 | 3.252 | 12.41 |
| 52 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 5 | 5.5 | 20.9 | 0.387 | 12.41 |
| 41 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 5 | 5.5 | 26.6 | 0.116 | 12.41 |
| 15 | 150 | 9.18 | 2.07 | 298 | 6 | 6.6 | 20.9 | 0.465 | 14.89 |
| Total | | | | | | | | 725.374 | |

Fuente: Elaboración Propia.

Apéndice C: Cálculos de rediseño de red de aire comprimido.

Tabla C- 1. Cálculo del caudal de diseño en tramos de tubería en rediseño.

| Tramo | f_d [%] | f_a [%] | $Q_{requerido}$ [NI/min] | $Q_{diseño}$ [NI/min] | Velocidad [m/s] | Presión [bar] |
|----------|-----------|-----------|-----------------------------|--------------------------|--------------------|------------------|
| 0_2 | 0.03 | 0.16 | 8321.00 | 9902.0 | 8 | 8.5 |
| 0_90 | 0.03 | 0.16 | 8321.00 | 9902.0 | 8 | 8.5 |
| 2_3 | 0.03 | 0.16 | 7751.94 | 9224.8 | 10 | 8.5 |
| 82_83_85 | 0.03 | 0.16 | 1282.00 | 1525.6 | 10 | 8.5 |
| 4_64_65 | 0.03 | 0.16 | 1540.38 | 1833.1 | 10 | 8.5 |
| 81_79_74 | 0.03 | 0.16 | 1540.38 | 1833.1 | 10 | 8.5 |
| 6_25 | 0.03 | 0.16 | 3375.36 | 4016.7 | 10 | 8.5 |
| 6_17 | 0.03 | 0.16 | 4707.84 | 5602.3 | 10 | 8.5 |
| 58-57-47 | 0.03 | 0.16 | 841.00 | 1000.8 | 10 | 8.5 |
| 57-50 | 0.03 | 0.16 | 472.90 | 562.8 | 10 | 8.5 |
| 55-56-45 | 0.03 | 0.16 | 472.90 | 562.8 | 10 | 8.5 |
| 55-56-46 | 0.03 | 0.16 | 203.88 | 242.6 | 10 | 8.5 |
| 07_12_14 | 0.03 | 0.16 | 209.54 | 249.4 | 10 | 8.5 |
| 24_26 | 0.03 | 0.16 | 3613.16 | 4299.7 | 10 | 8.5 |
| 27_29 | 0.03 | 0.16 | 145.00 | 172.6 | 10 | 8.5 |
| 29_31 | 0.03 | 0.16 | 145.00 | 172.6 | 10 | 8.5 |
| 29_30 | 0.03 | 0.16 | 1.00 | 1.2 | 10 | 8.5 |
| 26_32 | 0.03 | 0.16 | 3469 | 4128.1 | 10 | 8.5 |
| 32_34 | 0.03 | 0.16 | 3469 | 4128.1 | 10 | 8.5 |
| 34_33 | 0.03 | 0.16 | 3469 | 4128.1 | 10 | 8.5 |
| 34_37 | 0.03 | 0.16 | 150 | 178.5 | 10 | 8.5 |
| 33_53 | 0.03 | 0.16 | 2883 | 3430.8 | 10 | 8.5 |
| 33_63 | 0.03 | 0.16 | 564.6 | 671.9 | 10 | 8.5 |
| 9_15 | 0.03 | 0.16 | 150 | 178.5 | 10 | 8.5 |
| 64_9_8 | 0.03 | 0.16 | 2197.34 | 2614.8 | 10 | 8.5 |
| 32_41 | 0.03 | 0.16 | 150 | 178.5 | 10 | 8.5 |
| 53_54 | 0.03 | 0.16 | 2769.74 | 3296.0 | 10 | 8.5 |
| 54_55 | 0.03 | 0.16 | 2748.74 | 3271.0 | 10 | 8.5 |
| 55_58 | 0.03 | 0.16 | 2054.96 | 2445.4 | 10 | 8.5 |
| 58_59 | 0.03 | 0.16 | 741.06 | 881.9 | 10 | 8.5 |
| 59_60_48 | 0.03 | 0.16 | 874.98 | 1041.2 | 10 | 8.5 |
| 59_60_49 | 0.03 | 0.16 | 871 | 1036.5 | 10 | 8.5 |
| 37_38 | 0.03 | 0.16 | 10 | 11.9 | 10 | 8.5 |
| 59_61 | 0.03 | 0.16 | 300 | 357.0 | 10 | 8.5 |
| 61_51 | 0.03 | 0.16 | 150 | 178.5 | 10 | 8.5 |
| 61_52 | 0.03 | 0.16 | 150 | 178.5 | 10 | 8.5 |
| 7_13 | 0.03 | 0.16 | 1067.54 | 1270.4 | 10 | 8.5 |
| 13_14 | 0.03 | 0.16 | 209.54 | 249.4 | 10 | 8.5 |
| 13_12 | 0.03 | 0.16 | 858 | 1021.0 | 10 | 8.5 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla C- 2. (Continuación tabla C-1) Cálculo del caudal de diseño de tramos de tubería en rediseño.

| Tramo | f_f [%] | f_a [%] | $Q_{requerido}$ [NI/min] | $Q_{diseño}$ [NI/min] | Velocidad [m/s] | Presión [bar] |
|---------------|-----------|-----------|--------------------------|-----------------------|-----------------|---------------|
| 5_4_22 | 0.03 | 0.16 | 3613.16 | 4299.7 | 10 | 8.5 |
| 3_17 | 0.03 | 0.16 | 4707.84 | 5602.3 | 10 | 8.5 |
| 17_18 | 0.03 | 0.16 | 991.1 | 1179.4 | 10 | 8.5 |
| 18_19 | 0.03 | 0.16 | 991.1 | 1179.4 | 10 | 8.5 |
| 19_20 | 0.03 | 0.16 | 17 | 20.2 | 10 | 8.5 |
| 19_21 | 0.03 | 0.16 | 974.1 | 1159.2 | 10 | 8.5 |
| 4_98_64_65_74 | 0.03 | 0.16 | 4582.68 | 5453.4 | 10 | 8.5 |
| 65_66_68_71 | 0.03 | 0.16 | 306 | 364.1 | 10 | 8.5 |
| 66_67 | 0.03 | 0.16 | 156 | 185.6 | 10 | 8.5 |
| 68_69_ | 0.03 | 0.16 | 150 | 178.5 | 10 | 8.5 |
| 69_70 | 0.03 | 0.16 | 150 | 178.5 | 10 | 8.5 |
| 71_72_73 | 0.03 | 0.16 | 150 | 178.5 | 10 | 8.5 |
| 81_79 | 0.03 | 0.16 | 379.914 | 452.1 | 10 | 8.5 |
| 79_75 | 0.03 | 0.16 | 317.04 | 377.3 | 10 | 8.5 |
| 75_76 | 0.03 | 0.16 | 62.874 | 74.8 | 10 | 8.5 |
| 76_77 | 0.03 | 0.16 | 150 | 178.5 | 10 | 8.5 |
| 76_78 | 0.03 | 0.16 | 167.04 | 198.8 | 10 | 8.5 |
| 82_83 | 0.03 | 0.16 | 927.03 | 1103.2 | 10 | 8.5 |
| 83_84 | 0.03 | 0.16 | 5.62 | 6.7 | 10 | 8.5 |
| 83_85 | 0.03 | 0.16 | 921.41 | 1096.5 | 10 | 8.5 |
| 85_86 | 0.03 | 0.16 | 458.7 | 545.9 | 10 | 8.5 |
| 85_87 | 0.03 | 0.16 | 462.71 | 550.6 | 10 | 8.5 |
| 87_88 | 0.03 | 0.16 | 419 | 498.6 | 10 | 8.5 |
| 87_92 | 0.03 | 0.16 | 193.71 | 230.5 | 10 | 8.5 |
| 92_93 | 0.03 | 0.16 | 189.71 | 225.8 | 10 | 8.5 |
| 92_94 | 0.03 | 0.16 | 5 | 6.0 | 10 | 8.5 |
| 84_90 | 0.03 | 0.16 | 350 | 416.5 | 10 | 8.5 |
| 90_91 | 0.03 | 0.16 | 200 | 238.0 | 10 | 8.5 |
| 90_89 | 0.03 | 0.16 | 150 | 178.5 | 10 | 8.5 |
| 5_4_22 | 0.03 | 0.16 | 3613.16 | 4299.7 | 10 | 8.5 |
| 3_17 | 0.03 | 0.16 | 4707.84 | 5602.3 | 10 | 8.5 |
| 17_18 | 0.03 | 0.16 | 991.1 | 1179.4 | 10 | 8.5 |
| 18_19 | 0.03 | 0.16 | 991.1 | 1179.4 | 10 | 8.5 |
| 19_20 | 0.03 | 0.16 | 17 | 20.2 | 10 | 8.5 |
| 19_21 | 0.03 | 0.16 | 974.1 | 1159.2 | 10 | 8.5 |
| 4_98_64_65_74 | 0.03 | 0.16 | 4582.68 | 5453.4 | 10 | 8.5 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla C- 3. Cálculo del caudal de diseño en bajantes de tubería en rediseño.

| Bajante | f_t [%] | f_a [%] | $Q_{requerido}$ [NI/min] | $Q_{diseño}$ [NI/min] | Velocidad [m/s] | Presión [bar] |
|---------|-----------|-----------|--------------------------|-----------------------|-----------------|---------------|
| 11 | 0.03 | 0 | 1146.80 | 1181.2 | 15 | 8.5 |
| 12 | 0.03 | 0 | 841.00 | 866.2 | 15 | 8.5 |
| 14 | 0.03 | 0 | 209.54 | 215.8 | 15 | 8.5 |
| 20 | 0.03 | 0 | 841.00 | 866.2 | 15 | 8.5 |
| 21 | 0.03 | 0 | 974.10 | 1003.3 | 15 | 8.5 |
| 25 | 0.03 | 0 | 3375.36 | 3476.6 | 15 | 8.5 |
| 70 | 0.03 | 0 | 150.00 | 154.5 | 15 | 8.5 |
| 67 | 0.03 | 0 | 4.00 | 4.1 | 15 | 8.5 |
| 77 | 0.03 | 0 | 150.00 | 154.5 | 15 | 8.5 |
| 78 | 0.03 | 0 | 230.40 | 237.3 | 15 | 8.5 |
| 88 | 0.03 | 0 | 269.00 | 277.1 | 15 | 8.5 |
| 91 | 0.03 | 0 | 276.00 | 284.3 | 15 | 8.5 |
| 93 | 0.03 | 0 | 189.71 | 195.4 | 15 | 8.5 |
| 86 | 0.03 | 0 | 269.00 | 277.1 | 15 | 8.5 |
| 45 | 0.03 | 0 | 489.90 | 504.6 | 15 | 8.5 |
| 46 | 0.03 | 0 | 203.88 | 210.0 | 15 | 8.5 |
| 47 | 0.03 | 0 | 841.00 | 866.2 | 15 | 8.5 |
| 50 | 0.03 | 0 | 472.9 | 487.1 | 15 | 8.5 |
| 48 | 0.03 | 0 | 33.98 | 35.0 | 15 | 8.5 |
| 49 | 0.03 | 0 | 841 | 866.2 | 15 | 8.5 |
| 51 | 0.03 | 0 | 150 | 154.5 | 15 | 8.5 |
| 37 | 0.03 | 0 | 150 | 154.5 | 15 | 8.5 |
| 31 | 0.03 | 0 | 254.78 | 262.4 | 15 | 8.5 |
| 35 | 0.03 | 0 | 7 | 7.2 | 15 | 8.5 |
| 63 | 0.03 | 0 | 472.9 | 487.1 | 15 | 8.5 |
| 52 | 0.03 | 0 | 150 | 154.5 | 15 | 8.5 |
| 41 | 0.03 | 0 | 150 | 154.5 | 15 | 8.5 |
| 15 | 0.03 | 0 | 150 | 154.5 | 15 | 8.5 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla C- 4. Estimación de diámetros de rediseño en tramos de tubería.

| Tramo | Q _{diseño} [NI/min] | Diámetro estimado[mm] | Diámetro nominal[mm] | D _{int} [mm] | Tubería TransAir[mm] | Longitud de tubería[m] |
|----------|---------------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------|-------------------------|---------------------------|
| 0_2 | 9902.0 | 55.60 | DN65/2-1/2" | 62.7 | 63 | 58.53 |
| 0_90 | 9902.0 | 55.60 | DN65/2-1/2" | 62.7 | 63 | 77.10 |
| 2_3 | 9224.8 | 48.00 | DN65/2" | 62.7 | 63 | 1.02 |
| 82_83_85 | 1525.6 | 19.52 | DN32/11/4" | 35.1 | 25 | 8.36 |
| 4_64_65 | 1833.1 | 21.40 | DN32/11/4" | 35.1 | 25 | 12.62 |
| 81_79_74 | 1833.1 | 21.40 | DN32/11/4" | 35.1 | 25 | 13.00 |
| 6_25 | 4016.7 | 31.67 | DN32/1-1/4" | 35.1 | 40 | 11.22 |
| 6_17 | 5602.3 | 37.41 | DN40/11/2" | 40.9 | 40 | 1.0525 |
| 58-57-47 | 1000.8 | 15.81 | DN20/(3/4") | 20.9 | 25 | 1.19 |
| 57-50 | 562.8 | 11.86 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 6.81 |
| 55-56-45 | 562.8 | 11.86 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 3.64 |
| 55-56-46 | 242.6 | 7.78 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 4.76 |
| 07_12_14 | 249.4 | 7.89 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 5.35 |
| 24_26 | 4299.7 | 32.77 | DN32/11/4" | 35.1 | 40 | 6.1593 |
| 27_29 | 172.6 | 6.57 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 1.5 |
| 29_31 | 172.6 | 6.57 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 4.518 |
| 29_30 | 1.2 | 0.55 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 0.7863 |
| 26_32 | 4128.1 | 32.11 | DN32/11/4" | 35.1 | 40 | 2.985 |
| 32_34 | 4128.1 | 32.11 | DN32/11/4" | 35.1 | 40 | 0.266 |
| 34_33 | 4128.1 | 32.11 | DN32/11/4" | 35.1 | 40 | 0.7848 |
| 34_37 | 178.5 | 6.68 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 7.57 |
| 33_53 | 3430.8 | 29.27 | DN32/1-1/4" | 35.1 | 40 | 3.7 |
| 33_63 | 671.9 | 12.95 | DN15/1/2" | 15.8 | 16.5 | 1.95 |
| 9_15 | 178.5 | 6.68 | DN15/1/2" | 15.8 | 16.5 | 37.0732 |
| 64_9_8 | 2614.8 | 25.56 | DN32/11/4" | 35.1 | 40 | 4.2525 |
| 32_41 | 178.5 | 6.68 | DN15/1/2" | 15.8 | 16.5 | 16.26 |
| 53_54 | 3296.0 | 28.69 | DN32/1-1/4" | 35.1 | 40 | 4.36 |
| 54_55 | 3271.0 | 28.58 | DN32/1-1/4" | 35.1 | 40 | 0.381 |
| 55_58 | 2445.4 | 24.71 | DN25/1" | 26.6 | 25 | 3.35 |
| 58_59 | 881.9 | 14.84 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 3.1 |
| 59_60_48 | 1041.2 | 16.13 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 3.0154 |
| 59_60_49 | 1036.5 | 16.09 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 5.61 |
| 37_38 | 11.9 | 1.72 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 2.01 |
| 59_61 | 357.0 | 9.44 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 7.1 |
| 61_51 | 178.5 | 6.68 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 4.15 |
| 61_52 | 178.5 | 6.68 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 30.1199 |
| 98_97 | 2614.8 | 25.56 | DN32/11/4" | 35.1 | 40 | 4.5151 |
| 8_10 | 1384.9 | 18.60 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 1.3899 |
| 8_17 | 9902.0 | 49.73 | DN32/11/4" | 35.1 | 40 | 2.5274 |
| 7_13 | 1270.4 | 17.81 | DN25/1" | 26.6 | 25 | 1.28 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla C- 5. (Continuación tabla C-4) Estimación de diámetros de rediseño en tramos de tubería.

| Tramo | Q _{diseño} [NI/min] | Diámetro estimado[mm] | Diámetro nominal[mm] | D _{int} [mm] | Tubería TransAir[mm] | Longitud de tubería[m] |
|---------------|---------------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------|-------------------------|---------------------------|
| 17_18 | 1179.4 | 17.16 | DN40/11/2" | 40.9 | 25 | 0.260 |
| 18_19 | 1179.4 | 17.16 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 9.49 |
| 19_20 | 20.2 | 2.25 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 1.56 |
| 19_21 | 1159.2 | 17.02 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 2.38 |
| 4_98_64_65_74 | 5453.4 | 36.91 | DN40/11/2" | 40.9 | 40 | 19.1139 |
| 65_66_68_71 | 364.1 | 9.54 | DN40/11/2" | 40.9 | 16.5 | 8.06 |
| 66_67 | 185.6 | 6.81 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 1.6715 |
| 68_69_ | 178.5 | 6.68 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 0.52 |
| 69_70 | 178.5 | 6.68 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 1.06 |
| 71_72_73 | 178.5 | 6.68 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 2.05 |
| 81_79 | 452.1 | 10.63 | DN40/11/2" | 40.9 | 16.5 | 4.5101 |
| 79_75 | 377.3 | 9.71 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 1.78 |
| 75_76 | 74.8 | 4.32 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 0.29 |
| 76_77 | 178.5 | 6.68 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 1.25 |
| 76_78 | 198.8 | 7.05 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 0.74 |
| 82_83 | 1103.2 | 16.60 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 4.687 |
| 83_84 | 6.7 | 1.29 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 1.7203 |
| 83_85 | 1096.5 | 16.55 | DN20/3/4" | 20.9 | 25 | 3.81 |
| 85_86 | 545.9 | 11.68 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 3.1601 |
| 85_87 | 550.6 | 11.73 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 3.85 |
| 87_88 | 498.6 | 11.16 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 3.54 |
| 87_92 | 230.5 | 7.59 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 5.21 |
| 92_93 | 225.8 | 7.51 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 0.4 |
| 92_94 | 6.0 | 1.22 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 1.7 |
| 84_90 | 416.5 | 10.20 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 5.84 |
| 90_91 | 238.0 | 7.71 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 3.03 |
| 90_89 | 178.5 | 6.68 | DN20/3/4" | 20.9 | 16.5 | 28.88 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla C- 6.Estimación de diámetros de rediseño en bajantes de tubería.

| Bajante | Q _{diseño} [Nl/min] | Diámetro estimado[mm] | Diámetro nominal[mm] | D _{int} [mm] | Tubería TransAir[mm] | Longitud de tubería[m] |
|---------|---------------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------|-------------------------|---------------------------|
| 11 | 1181.2 | 14.02 | DN20/(3/4") | 20.9 | 25 | 5 |
| 12 | 866.2 | 12.01 | DN20/(3/4") | 20.9 | 25 | 5 |
| 14 | 215.8 | 5.99 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 20 | 866.2 | 12.01 | DN20/(3/4") | 20.9 | 25 | 5 |
| 21 | 1003.3 | 12.93 | DN20/(3/4") | 20.9 | 25 | 5 |
| 25 | 3476.6 | 24.06 | DN32/(1 1/4") | 35.1 | 40 | 5 |
| 70 | 154.5 | 5.07 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 67 | 4.1 | 0.83 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 77 | 154.5 | 5.07 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 78 | 237.3 | 6.29 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 88 | 277.1 | 6.79 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 91 | 284.3 | 6.88 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 93 | 195.4 | 5.70 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 86 | 277.1 | 6.79 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 45 | 504.6 | 9.17 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 46 | 210.0 | 5.91 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 47 | 866.2 | 12.01 | DN20/(3/4") | 20.9 | 25 | 5 |
| 50 | 487.1 | 9.01 | DN20/(3/4") | 20.9 | 25 | 5 |
| 48 | 35.0 | 2.41 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 49 | 866.2 | 12.01 | DN20/(3/4") | 20.9 | 25 | 5 |
| 51 | 154.5 | 5.07 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 37 | 154.5 | 5.07 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 31 | 262.4 | 6.61 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 35 | 7.2 | 1.10 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 63 | 487.1 | 9.01 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 52 | 154.5 | 5.07 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 41 | 154.5 | 5.07 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 5 |
| 15 | 154.5 | 5.07 | DN20/(3/4") | 20.9 | 16.5 | 6 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla C- 7. Velocidad del aire comprimido en tramos de tubería de rediseño.

| Tramo | Q _{diseño} [NI/min] | Tubería TransAir[mm] | Velocidad[m/s] | Estado. | Costo [colones/año] | Velocidad[m/s] |
|----------|---------------------------------|-------------------------|----------------|---------|------------------------|----------------|
| 0_2 | 9902.0 | 63 | 5.489 | ok | 513.820 | 109573.595 |
| 0_90 | 9902.0 | 63 | 5.489 | ok | 649.435 | 138493.839 |
| 2_3 | 9224.8 | 63 | 4.879 | ok | 6.138 | 1308.993 |
| 82_83_85 | 1525.6 | 25 | 5.124 | ok | 30.117 | 6422.535 |
| 4_64_65 | 1833.1 | 25 | 6.156 | ok | 76.789 | 16375.467 |
| 81_79_74 | 1833.1 | 25 | 6.156 | ok | 79.079 | 16863.871 |
| 6_25 | 4016.7 | 40 | 5.269 | ok | 61.034 | 13015.771 |
| 6_17 | 5602.3 | 40 | 7.350 | ok | 14.794 | 3154.940 |
| 58-57-47 | 1000.8 | 25 | 3.361 | ok | 1.288 | 274.567 |
| 57-50 | 562.8 | 16.5 | 4.339 | ok | 11.383 | 2427.467 |
| 55-56-45 | 562.8 | 16.5 | 4.339 | ok | 6.084 | 1297.501 |
| 55-56-46 | 242.6 | 16.5 | 1.871 | ok | 0.721 | 153.840 |
| 07_12_14 | 249.4 | 16.5 | 1.922 | ok | 0.877 | 186.959 |
| 24_26 | 4299.7 | 40 | 5.641 | ok | 40.689 | 8676.993 |
| 27_29 | 172.6 | 16.5 | 1.330 | ok | 0.086 | 18.334 |
| 29_31 | 172.6 | 16.5 | 1.330 | ok | 0.259 | 55.222 |
| 29_30 | 1.2 | 16.5 | 0.009 | ok | 0.000 | 0.000 |
| 26_32 | 4128.1 | 40 | 5.416 | ok | 17.556 | 3743.944 |
| 32_34 | 4128.1 | 40 | 5.416 | ok | 1.564 | 333.631 |
| 34_33 | 4128.1 | 40 | 5.416 | ok | 4.616 | 984.338 |
| 34_37 | 178.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 0.478 | 101.923 |
| 33_53 | 3430.8 | 40 | 4.501 | ok | 12.835 | 2737.188 |
| 33_63 | 671.9 | 16.5 | 5.180 | ok | 5.405 | 1152.540 |
| 9_15 | 178.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 2.341 | 499.158 |
| 64_9_8 | 2614.8 | 40 | 3.430 | ok | 6.797 | 1449.505 |
| 32_41 | 178.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 1.027 | 218.927 |
| 53_54 | 3296.0 | 40 | 4.324 | ok | 13.491 | 2876.919 |
| 54_55 | 3271.0 | 40 | 4.291 | ok | 1.154 | 246.000 |
| 55_58 | 2445.4 | 25 | 8.213 | ok | 46.378 | 9890.300 |
| 58_59 | 881.9 | 25 | 2.962 | ok | 2.338 | 498.542 |
| 59_60_48 | 1041.2 | 25 | 3.497 | ok | 3.653 | 778.983 |
| 59_60_49 | 1036.5 | 25 | 3.481 | ok | 6.708 | 1430.529 |
| 37_38 | 11.9 | 25 | 0.000 | ok | 0.000 | 0.000 |
| 59_61 | 357.0 | 16.5 | 2.752 | ok | 3.239 | 690.773 |
| 61_51 | 178.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 0.262 | 55.876 |
| 61_52 | 178.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 1.902 | 405.538 |
| 98_97 | 2614.8 | 40 | 3.430 | ok | 7.217 | 1539.015 |
| 8_10 | 1384.9 | 25 | 4.651 | ok | 3.800 | 810.255 |
| 8_17 | 9902.0 | 40 | 12.990 | ok | 180.426 | 38476.267 |
| 7_13 | 1270.4 | 25 | 4.266 | ok | 2.735 | 583.270 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla C- 8. (Continuación tabla C-7)Estimación de velocidad de rediseño en tramos de tubería.

| Tramo | Q _{diseño} | Tubería | | Estado. | Costo | Velocidad[m/s] |
|---------------|---------------------|--------------|----------------|---------|---------------|----------------|
| | [NI/min] | TransAir[mm] | Velocidad[m/s] | | [colones/año] | |
| 13_14 | 249.4 | 16.5 | 1.922 | ok | 0.529 | 112.874 |
| 13_12 | 1021.0 | 25 | 3.429 | ok | 0.546 | 116.476 |
| 5_4_22 | 4299.7 | 40 | 5.641 | ok | 25.198 | 5373.585 |
| 3_17 | 5602.3 | 40 | 7.350 | ok | 1.545 | 329.433 |
| 17_18 | 1179.4 | 25 | 3.961 | ok | 0.449 | 95.771 |
| 18_19 | 1179.4 | 25 | 3.961 | ok | 16.405 | 3498.345 |
| 19_20 | 20.2 | 25 | 0.068 | ok | 0.000 | 0.005 |
| 19_21 | 1159.2 | 25 | 3.893 | ok | 3.916 | 835.093 |
| 4_98_64_65_74 | 5453.4 | 40 | 7.154 | ok | 248.791 | 53055.414 |
| 65_66_68_71 | 364.1 | 16.5 | 2.807 | ok | 3.891 | 829.755 |
| 66_67 | 185.6 | 16.5 | 1.431 | ok | 0.118 | 25.170 |
| 68_69_ | 178.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 0.033 | 7.001 |
| 69_70 | 178.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 0.067 | 14.272 |
| 71_72_73 | 178.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 0.129 | 27.601 |
| 81_79 | 452.1 | 16.5 | 3.486 | ok | 4.036 | 860.793 |
| 79_75 | 377.3 | 16.5 | 2.909 | ok | 0.951 | 202.746 |
| 75_76 | 74.8 | 16.5 | 0.577 | ok | 0.002 | 0.327 |
| 76_77 | 178.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 0.079 | 16.830 |
| 76_78 | 198.8 | 16.5 | 1.533 | ok | 6.696 | 1427.845 |
| 82_83 | 1103.2 | 25 | 3.705 | ok | 0.000 | 0.000 |
| 83_84 | 6.7 | 25 | 0.022 | ok | 5.349 | 1140.712 |
| 83_85 | 1096.5 | 25 | 3.682 | ok | 4.842 | 1032.593 |
| 85_86 | 545.9 | 16.5 | 4.208 | ok | 6.048 | 1289.658 |
| 85_87 | 550.6 | 16.5 | 4.245 | ok | 4.190 | 893.426 |
| 87_88 | 498.6 | 16.5 | 3.844 | ok | 0.682 | 145.510 |
| 87_92 | 230.5 | 16.5 | 1.777 | ok | 0.049 | 10.526 |
| 92_93 | 225.8 | 16.5 | 1.741 | ok | 0.000 | 0.001 |
| 92_94 | 6.0 | 16.5 | 0.046 | ok | 4.136 | 882.068 |
| 84_90 | 416.5 | 16.5 | 3.211 | ok | 0.435 | 92.703 |
| 90_91 | 238.0 | 16.5 | 1.835 | ok | 1.823 | 388.844 |
| 90_89 | 178.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 6.696 | 1427.845 |

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla C- 9. Estimación de velocidad de rediseño en bajantes de tubería.

| Bajante | Q _{diseño} [NI/min] | Tubería | | Estado | Costo | |
|---------|---------------------------------|--------------|----------------|--------|---------------|----------------|
| | | TransAir[mm] | Velocidad[m/s] | | [colones/año] | Velocidad[m/s] |
| 11 | 1181.2 | 25 | 4.583 | ok | 2794.952 | 4.583 |
| 12 | 866.2 | 25 | 3.361 | ok | 1153.645 | 3.361 |
| 14 | 215.8 | 16.5 | 1.922 | ok | 174.728 | 1.922 |
| 20 | 866.2 | 25 | 3.361 | ok | 1153.645 | 3.361 |
| 21 | 1003.3 | 25 | 3.893 | ok | 1754.396 | 3.893 |
| 25 | 3476.6 | 40 | 5.269 | ok | 5800.255 | 5.269 |
| 70 | 154.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 67.321 | 1.376 |
| 67 | 4.1 | 16.5 | 0.037 | ok | 0.002 | 0.037 |
| 77 | 154.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 67.321 | 1.376 |
| 78 | 237.3 | 16.5 | 2.114 | ok | 229.065 | 2.114 |
| 88 | 277.1 | 16.5 | 2.468 | ok | 356.364 | 2.468 |
| 91 | 284.3 | 16.5 | 2.532 | ok | 383.465 | 2.532 |
| 93 | 195.4 | 16.5 | 1.741 | ok | 131.574 | 1.741 |
| 86 | 277.1 | 16.5 | 2.468 | ok | 356.364 | 2.468 |
| 45 | 504.6 | 16.5 | 4.495 | ok | 1971.237 | 4.495 |
| 46 | 210.0 | 16.5 | 1.871 | ok | 161.597 | 1.871 |
| 47 | 866.2 | 25 | 3.361 | ok | 1153.645 | 3.361 |
| 50 | 487.1 | 25 | 1.890 | ok | 223.201 | 1.890 |
| 48 | 35.0 | 16.5 | 0.312 | ok | 0.973 | 0.312 |
| 49 | 866.2 | 25 | 3.361 | ok | 1153.645 | 3.361 |
| 51 | 154.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 67.321 | 1.376 |
| 37 | 154.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 67.321 | 1.376 |
| 31 | 262.4 | 16.5 | 2.338 | ok | 305.208 | 2.338 |
| 35 | 7.2 | 16.5 | 0.064 | ok | 0.011 | 0.064 |
| 63 | 487.1 | 16.5 | 4.339 | ok | 1782.281 | 4.339 |
| 52 | 154.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 67.321 | 1.376 |
| 41 | 154.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 67.321 | 1.376 |
| 15 | 154.5 | 16.5 | 1.376 | ok | 80.785 | 1.376 |

Fuente: Elaboración Propia.

Apéndice D: Datos del estudiante y la empresa.

Información de los asesores

Profesor guía: Ing. Juan José Montero.

Asesores industriales: Ing. Deiby Sandoval.; Ing. Rudy Hidalgo.

Información del Estudiante

Nombre: Torres Pérez Yalitzá

Cédula: 503630507

Carné ITCR: 200649831

e-mail: ytorrep@gmail.com

Información del proyecto.

Nombre del proyecto: “Diagnóstico de la red de aire comprimido de la Planta de Yogurt de Sigma Alimentos en Cartago”.

Información de la empresa.

Nombre: Sigma Alimentos

Dirección: Cartago, San Rafael de Oreamuno. De la Estación de Servicio Corazón de Jesús, 400 metros oeste; carretera al volcán Irazú.

Zona: Oreamuno, Cartago.

Teléfono: 25 36 60 60.

Actividad de la empresa: industrial alimenticia, planta procesadora de productos lácteos como yogurt, quesos, natilla y dulce de leche entre otros.