



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA  
ELÉCTRICA**

**Diseño de un sistema de aire comprimido para eliminar fugas  
durante el proceso de carbonatación en Arca Continental  
Lindley – Trujillo**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:  
Ingeniero Mecánico Electricista**

**AUTORES:**

López Reyna, Luis Manuel (ORCID: 0000-0003-3437-5292)

Terrones Laureano, Luis Erick Martin (ORCID: 0000-0001-6545-8117)

**ASESOR:**

Mg. De La Cruz Araujo, Ronal Abel (ORCID: 0000-0003-3551-184X)

**LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:**

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos

TRUJILLO – PERÚ

2020

## **Dedicatoria**

A mi madre Felicita Laureano que con mucho sacrificio logró brindarme la oportunidad de poder formarme profesionalmente, gran parte de mis logros te los debo a ti, ya que me formaste con reglas y con algunas libertades, pero todo esto me motivo constantemente a cumplir mis anhelos.

**Luis Terrones Laureano**

A mi padre celestial, por brindarme la fuerza necesaria para seguir adelante, formando así mi camino para llegar a cumplir mis objetivos.

A mi esposa y a mi hijo, por ser mi fuente de inspiración y motivación, porque fueron las personas que me impulsaron a no rendirme brindándome su comprensión, cariño y amor.

**Luis López Reyna**

## **Agradecimiento**

Un agradecimiento muy profundo para mi familia porque sin su apoyo y comprensión no llegaría a cumplir a cabo la tesis. A mis padres Nancy y Manuel, por trasmitirme su ejemplo de lucha y bondad, a mis hermanas por sus consejos y recomendaciones. Agradecer de manera especial para mi esposa Sayda y para mi hijo Iker, que son mis razones de existir, donde me apoyaron y me brindaron su amor incondicional hasta el final y cumplir mi anhelo.

Agradezco de manera general a los profesores que nos apoyaron con sus conocimientos, enseñanzas y experiencias durante el trayecto de nuestra formación de la carrera Ingeniería Mecánica Eléctrica. Al ingeniero Alexie Villavicencio por aportar sus conocimientos y su ayuda durante el desarrollo de nuestra tesis.

**Luis López Reyna**

Gracias a mis padres: Felicita y Joaquín, por ser los principales promotores para alcanzar mis sueños, por su confianza y nunca perder sus expectativas en mí, por sus buenos consejos, los valores y buenos principios que me han infundido.

Agradezco a los instructores de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo, por su apoyo incondicional y el aporte de sus conocimientos a lo largo de mi preparación, en especial, al ingeniero Edwin Valderrama quien nos asesoró de manera desinteresada durante el desarrollo de nuestra tesis, por su tolerancia e integridad como docente. Al Ingeniero Alexie Villavicencio por su valioso aporte para el desarrollo de nuestra tesis.

**Luis Terrones Laureano**

## Índice de contenidos

Carátula.....	i
Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Índice de contenidos.....	iv
Índice de tablas.....	v
Índice de figuras.....	vi
Resumen.....	vii
Abstract.....	viii
<b>I. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>II. MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>4</b>
<b>III. METODOLOGÍA.....</b>	<b>18</b>
3.1. TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.....	18
3.2. VARIABLES Y OPERACIONALIZACIÓN.....	18
3.3. POBLACIÓN, MUESTRA Y MUESTREO.....	18
3.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS.....	18
3.5. PROCEDIMIENTO.....	19
3.6. MÉTODO DE ANÁLISIS DE DATOS.....	20
3.7. ASPECTOS ÉTICOS.....	20
<b>IV. RESULTADOS.....</b>	<b>21</b>
4.1. RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA ACTUAL DE AIRE COMPRIMIDO PARA EL PROCESO DE CARBONATACIÓN.....	21
4.2. EXPOSICIÓN DE LA CONDICIÓN ACTUAL DEL SISTEMA AIRE COMPRIMIDO PARA EL PROCESO DE CARBONATACIÓN.....	25
4.4. DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DEL SISTEMA AIRE COMPRIMIDO.....	41
4.5. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO.....	47
4.6. EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL DISEÑO DEL SISTEMA AIRE COMPRIMIDO.....	59
<b>V. DISCUSIÓN .....</b>	<b>62</b>
<b>VI. CONCLUSIONES.....</b>	<b>67</b>
<b>VII. RECOMENDACIONES.....</b>	<b>69</b>
<b>REFERENCIAS.....</b>	<b>70</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>73</b>

## Índice de tablas

<b>TABLA 1.</b> VALORES GENERALMENTE CONOCIDOS PARA EL FACTOR DE SIMULTANEIDAD .....	9
<b>TABLA 2.</b> PROVISIONES POR PERDIDAS, RESERVAS Y ERROR. ....	10
<b>TABLA 3.</b> DATOS RECOPIADOS DE RUGOSIDAD ABSOLUTA DE DIVERSOS TIPOS DE TUBERIAS. ....	12
<b>TABLA 4.</b> DATOS DE PLACA DEL COMPRESOR DE AIRE SULLAR 1, 20 DE ENERO DEL 2020. ....	21
<b>TABLA 5.</b> INFORMACIÓN DE VÁLVULAS NEUMÁTICAS DEL SISTEMA DE CARBONATACIÓN, 20 DE ENERO DEL 2020. ....	22
<b>TABLA 6.</b> VALORES REGISTRADOS DE FLUJO DE AIRE LIBRE EN $NM^3/H$ QUE INGRESA AL PROCESO DE CARBONATACIÓN, 22 DE ENERO DEL 2020. ....	22
<b>TABLA 7.</b> VALORES REGISTRADOS DE PRESIÓN MANOMÉTRICA EN BAR, LADO SUCCIÓN Y DESCARGA DEL COMPRESOR SULLAIR 1, 22 DE ENERO DEL 2020. ....	25
<b>TABLA 8.</b> INTERPOLACIÓN LINEAL PARA DETERMINAR LA RAZÓN DEL CALOR ESPECÍFICO DEL AIRE A 50°C.....	45
<b>TABLA 9.</b> INTERPOLACIÓN LINEAL PARA DETERMINAR LA RAZÓN DEL CALOR ESPECÍFICO DEL AIRE A 2°C. ....	48
<b>TABLA 10.</b> INTERPOLACIÓN LINEAL PARA DETERMINAR EL PESO ESPECÍFICO DEL AIRE A 2°C.....	49
<b>TABLA 11.</b> INTERPOLACIÓN LINEAL PARA DETERMINAR LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DEL AIRE A 2°C.....	49
<b>TABLA 12.</b> COSTOS PARA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO. ....	58

## Índice de figuras

<b>FIGURA 1.</b> MÉTODO DE CARBONATACIÓN POR INYECCIÓN DIRECTA.....	15
<b>FIGURA 2.</b> UNIDAD CENTRAL DEL PLC.....	16
<b>FIGURA 3.</b> PROCEDIMIENTO PARA LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN.....	19
<b>FIGURA 4.</b> VALOR PROMEDIO DEL FACTOR DE POTENCIA EN MOTOR ELÉCTRICO QUE ACCIONA EL COMPRESOR SULLAIR 1, 22 DE ENERO DEL 2020. ....	23
<b>FIGURA 5</b> VALOR PROMEDIO DE INTENSIDAD DE CORRIENTE EN MOTOR ELÉCTRICO QUE ACCIONA EL COMPRESOR SULLAIR 1, 22 DE ENERO DEL 2020. ....	24
<b>FIGURA 6.</b> VALOR PROMEDIO DE TENSIÓN EN BORNES EN MOTOR ELÉCTRICO QUE ACCIONA EL COMPRESOR SULLAIR 1, 22 DE ENERO DEL 2020. ....	24
<b>FIGURA 7.</b> BALANCE DE MASA EN EL TANQUE DE CARBONATACIÓN.....	26
<b>FIGURA 8.</b> TIEMPO ACUMULADO POR PARADAS DE PRODUCCIÓN DEBIDO A CAÍDAS DE PRESIÓN, FEBRERO 2020. ....	30
<b>FIGURA 9.</b> DIAGRAMA UNIFILAR CON PARÁMETROS ELÉCTRICOS DEL MOTOR DEL COMPRESOR SULLAIR 1. ....	32
<b>FIGURA 10.</b> POTENCIAS EN MOTOR ELÉCTRICO DEL COMPRESOR SULLAIR 1.....	32
<b>FIGURA 11.</b> BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN EL SECADOR FRIGORÍFICO.....	38
<b>FIGURA 12.</b> CONFIGURACIÓN EN CASCADA DE FILTRACIÓN DEL AIRE COMPRIMIDO PARA OBTENER UNA CLASE 1:4:1 .....	41
<b>FIGURA 13.</b> COMBINACIÓN FÍSICA DE LOS FILTROS PARA OBTENER LA CLASE 1:4:1. ....	41
<b>FIGURA 14.</b> LÍNEA DE AIRE COMPRIMIDO PARA EL NUEVO SISTEMA. ....	42
<b>FIGURA 15.</b> ESQUEMA DE TIPO LAZO ABIERTO. ....	51
<b>FIGURA 16.</b> ESQUEMA DE TIPO LAZO CERRADO.....	52
<b>FIGURA 17.</b> PRESIÓN DE CARGA Y DESCARGA DEL COMPRESOR. ....	52
<b>FIGURA 18.</b> INICIO LECTURA DE PRESIÓN MANOMÉTRICA EN EL TANQUE CARBONATADOR. ....	54
<b>FIGURA 19.</b> ACTIVACIÓN DE LA ELECTROVÁLVULA PARA EL INGRESO DE AIRE COMPRIMIDO AL TANQUE CARBONATADOR.....	55
<b>FIGURA 20.</b> HABILITACIÓN DE LA VÁLVULA DE SEGURIDAD PARA LA SOBREPRESIÓN EN EL TANQUE DE CARBONATACIÓN.....	56
<b>FIGURA 21.</b> ESQUEMA GENERAL DEL SISTEMA DE GENERACIÓN, DISTRIBUCIÓN Y CONTROL AUTOMÁTICO DE AIRE COMPRIMIDO. ....	57

## Resumen

Toda fuga de aire comprimido durante un proceso productivo generalmente no es considerada a pesar que siempre representa pérdida de energía y por lo tanto pérdida económica para una empresa. En esta tesis se ha diseñado un sistema de aire comprimido para eliminar fugas que surgen de manera intermitente durante el proceso de carbonatación en la empresa Arca Continental Lindley–Trujillo. Haciendo un análisis de fugas actuales en el sistema de aire comprimido, se determinó que el compresor se encontraba sobrecargado debido a que tenía un flujo másico de aire perdido al ambiente de 158.4 kg/h durante el proceso de carbonatación, lo cual significa una pérdida anual de 52,911.73 soles. En otros procesos, las fugas de aire comprimido fueron muy pequeñas. Por lo tanto, se diseñó un sistema aire comprimido para el proceso de carbonatación, independiente del sistema actual de aire comprimido. El diseño incluye un sistema de control automático el cual evitaría fugas y optimizaría el proceso en este nuevo sistema de aire comprimido en caso de ser implementado. Además, se evaluó económicamente este nuevo sistema de aire comprimido, determinando una inversión de 128,619.08 soles con un retorno de inversión de 7 meses.

**Palabras claves:** Proceso de carbonatación, fugas de aire comprimido, sistema de aire comprimido

## **Abstract**

Any leaking of compressed air during a production process is generally not considered, although it always represents loss of energy and therefore economic loss for a company. In this thesis, a compressed air system has been designed to eliminate leaks that arise intermittently during the carbonation process at the Arca Continental Lindley – Trujillo company. Making an analysis of current leaks in the compressed air system, it was determined that the compressor was overloaded because it had a mass flow of air lost to the environment of 158.4 kg / h during the carbonation process, which means an annual loss 52,911.73 soles. In other processes, the compressed air leaks were very small. Therefore, a compressed air system was designed for the carbonation process, independent of the current compressed air system. The design includes an automatic control system which would prevent leaks and optimize the process in this new compressed air system if it is implemented. In addition, this new compressed air system was economically evaluated, determining an investment of 128,619.08 soles with a return on investment of 7 months.

**Keywords:** Carbonation process, compressed air leaks, compressed air system



## I. INTRODUCCIÓN

Las grandes industrias y centros de producción, en gran parte de sus procesos se usa el aire comprimido para mejorar su productividad, automatizando y acelerando la producción. A pesar de ser confiable, el uso del aire comprimido sigue siendo una de las alternativas más costosas ya que aproximadamente entre el 9 y 10% de la energía utilizada para la generación se convierte en aire comprimido. Se dice que, asumiendo 100 HP de energía de entrada, aproximadamente 91 HP termina como pérdidas, y solo 9 HP es trabajo útil. En pocas palabras alrededor del 90% de la energía para producir y distribuir aire comprimido se pierde típicamente (Technologies, 2007) (Hesse, 2002).

El aumento de los costos de energía y la creciente preocupación por el impacto ambiental industrial han hecho que las tecnologías se revisen por segunda vez la eficiencia energética de sus operaciones (Instalaciones de Aire Comprimido, 2001). Un tema que se revisa cada vez más es el uso, o más importante, el mal uso, del aire comprimido. Cuando se usa "de manera inapropiada", el aire comprimido daña la atmósfera, produciendo una pérdida de energía significativa, así como una demanda comparablemente alta en la utilización del compresor. La pérdida de aire comprimido a la atmósfera representa un desperdicio significativo de energía y costos que puede eliminarse fácilmente con soluciones y alternativas eficientes (Tompkins, 2010).

Arca Continental Lindley S.A. es una empresa peruana creada en el año 1910, dedicada al embotellado y distribución de bebidas gasificadas, siendo en la actualidad una de las empresas más representativas del Perú. Dentro de su área productiva cuenta con máquinas de tecnología avanzada que representan una de las mayores inversiones a nivel de Sudamérica. Además, se encuentran bajo la certificación de la norma ISO 14001 por lo que se ven comprometidos en reforzar una imagen comercial de un empresa sostenible y respetuosa con el medio ambiente (Sanchez, y otros, 2019).

Dentro de su área productiva, cuentan con líneas de envasado en donde requieren aire comprimido para el funcionamiento de sus equipos. De acuerdo a sus necesidades, el aire comprimido es requerido en la maquina llenadora, sistema de

carbonatación, etiquetadora, termo contraíble, paletizadora, y por último envolvedora.

El sistema de carbonatación realiza una de las operaciones productivas más sensibles y críticas debido al contacto directo con el producto final. Por ello, su función principal es homogenizar la bebida con el CO<sub>2</sub>, con la finalidad de cumplir con los parámetros establecidos por la compañía. Este sistema está compuesto por un desareador, un tanque pulmón, válvulas neumáticas, flujómetros, válvulas motorizadas y regulador de presión.

Durante el proceso de carbonatación, el operador habilita el equipo en modo producción para abastecer de producto final a la llenadora, en este proceso se necesita una gran demanda de aire comprimido, donde una de sus fases principales es presurizar a 5 bar el depósito del producto final y mediante el control de una válvula moduladora estabilizar la presión interna del depósito. Sin embargo, durante el llenado del depósito, la bomba que homogeniza la bebida con el CO<sub>2</sub>, ejerce una presión mayor que el aire que ingresa al depósito y desestabiliza la presión interna de este, provocando de manera intermitente la expulsión del aire hacia el ambiente por la válvula de seguridad. Cabe resaltar, que anteriormente el proceso de carbonatación, se utilizaba CO<sub>2</sub> para la presurización del depósito, sin embargo, la empresa decidió cambiar por aire comprimido, debido al costo elevado de adquisición. Así mismo, la empresa realizó pruebas variando la frecuencia de la bomba de homogenización, eliminando la fuga intermitente del aire comprimido, sin embargo, la calidad de producto no cumplía los parámetros establecidos por la compañía. Por ende, se necesitó evaluar una alternativa para corregir la fuga intermitente de aire comprimido que se presentan en el sistema actual de carbonatación.

Al exponer la realidad problemática se formuló el siguiente problema: ¿De qué manera se eliminará las fugas de aire comprimido durante el proceso de carbonatación en la empresa Arca Continental Lindley-Trujillo?

En la presente tesis se planteó la importancia que involucra el desarrollo, en cada uno de los ámbitos, en donde técnicamente es justificable ya que los resultados del proyecto de tesis posibilitan diseñar o rediseñar un sistema de aire comprimido de

cualquier otra planta de procesos similares. En el ámbito económico es justificable, porque involucra pérdidas o gastos operativos significativos debido a la fuga de aire que se genera durante el proceso de carbonatación. En el ámbito social es justificable, porque al reducir gastos operativos en la compañía posibilitará el aumento de empleo. Además, en el ámbito ambiental la empresa Arca Continental Lindley se encuentra certificado bajo la norma ISO 14001, por lo que se ven comprometidos a reforzar una imagen comercial de una empresa sostenible y respetuosa con el medio ambiente. Entonces con este proyecto se busca eliminar la fuga de aire comprimido y de manera indirecta reducir el consumo de energía lo cual ocasiona un impacto medioambiental que puede ser catastrófico a nivel mundial.

Una vez expuesto las justificaciones de la presente tesis, se planteó la siguiente hipótesis: El diseño de un sistema de aire comprimido eliminará las fugas durante el proceso de carbonatación en Arca Continental Lindley – Trujillo.

En función al problema planteado, se estableció el siguiente objetivo general: diseñar un sistema de aire comprimido para eliminar fugas durante el proceso de carbonatación en Arca Continental Lindley – Trujillo. En base a este objetivo general, se planteó los siguientes objetivos específicos : (1) recopilar información de los parámetros de operación del sistema actual de aire comprimido para el proceso de carbonatación, (2) exponer la condición actual del sistema aire comprimido para el proceso de carbonatación, (3) seleccionar los componentes del sistema aire comprimido, (4) diseñar la red de distribución del sistema aire comprimido, (5) diseñar el sistema de control automático, y por último (6) evaluar económicamente el diseño del sistema de aire comprimido.

## II. MARCO TEÓRICO

Los antecedentes que sirvieron de referencia para establecer las bases de la presente tesis fueron las siguientes:

En una investigación, se desarrolló propuestas para el sistema de aire comprimido con ahorro de energía. El objetivo era ganar un 5% el rendimiento energético del sistema. En la evaluación de la condición actual se determinó que los compresores representan el mayor costo de energía de la planta, la compañía también carece de un programa de detección y corrección de fugas a pesar de que han comenzado a monitorear el trabajo y el ahorro. Se logró la desarrollar de manera exitosa un programa de fugas, generando una mejora de 8.4% más alta que la propuesta inicial. Al analizar económicamente los beneficios de esta propuesta se obtiene \$ 13.410 y 158.609 KWh de ahorro anual (Ramirez, 2016).

También en otra investigación, se realizó una auditoria energética y rediseño de un sistema de aire comprimido, con el fin de mantener la presión constante que necesitan los equipos que realizan el empaclado de los productos, ya que existen fugas en la red de distribución y condensación en el interior del sistema de aire comprimido. Concluyó que la red de aire comprimido no está bien dimensionada, y su rediseño mejorara la distribución de caudal y presión a las diferentes áreas de trabajo, teniendo así un ahorro energético de \$4.609,57 anual (Benavides, 2015).

Así mismo en otra investigación, se desarrolló un análisis de la red actual de aire comprimido de Alimentos Pro-Salud S.A. con el fin de detectar deficiencias en el sistema, las cuales se puedan corregir y aumenten la eficiencia de este. Primeramente, se estimó el gasto eléctrico para la producción de aire comprimido de la empresa y se determinó que representan alrededor de un 5% de la facturación eléctrica de la compañía. Debido al tamaño de la nave industrial, se determinó los consumos por áreas y en las que se consideraron más críticas. Así mismo, se determinó que las fugas presentes a la red corresponden a un 20% y equivalente a un flujo de 94,28 cfm. Posteriormente, se determinó el consumo máximo actual de la empresa, el cual corresponde a 1150 cfm, con un factor de ampliación de 0% y los flujos máximos por trabajo para calcular el porcentaje de ampliación por zona.

En la sección de rediseño se calculó el diámetro de tubería para la conexión del nuevo compresor adquirido de la empresa, además del tanque de almacenamiento requerido por la empresa, para disminuir el tiempo de trabajo de los compresores. Luego se analizaron los costos y los ahorros generados por los proyectos de conservación de la energía propuestos a la empresa, con el fin de obtener la factibilidad de estos y si estaban acorde a la política de proyectos de la empresa para proceder con su ejecución (Juarez, 2018).

Además, en otra investigación, se realizó un rediseño del sistema de aire comprimido en la planta procesadora de pollo S.R.L Cargill, Costa Rica. Se contempló el consumo del aire comprimido, así como la relación entre energía y su generación, por medio de un indicador de rendimiento. Además, se desarrolló una auditoría de fugas, la cual obtuvo un flujo debido a fugas de 114 cfm y \$9 000 en pérdidas anuales. Como resultado del estudio se obtuvo una oportunidad de ahorro de alrededor de \$15 000 anual. Finalmente, se desarrolló el diseño de la red de aire comprimido en tubería de aluminio, ya que se determinó la afectación en el proceso productivo y la imposibilidad de ampliar la red (Mora, 2019).

Por otro lado, Ordoñez et al. (2016) presentó un informe referente a eficiencia energética en sistemas de aire comprimido industrial, una manera de ahorrar energía en la neumática donde los sistemas utilizan como fluido de trabajo. Los autores mencionan el significado de los compresores de aire en el entorno de las empresas industriales indicando que al aplicar mejoras y emigrando a modernas tecnologías estos equipos facilitan la disminución de consumo eléctrico entre 20 a 40% devolviendo en cientos de miles de quetzales de ahorro anual. Además, una buena gestión de mantenimiento de estos equipos también ayuda a disminuir paros no programados a causa de averías, aumentando la calidad y productividad. La investigación dio como resultados el ahorro de energía eléctrica, también se cuantifica en la eficiencia de la fuente principal que accionan estos dispositivos, tomando el registro de las inspecciones y renovando el equipo por uno más eficiente.

Igualmente, en otra investigación, se elaboró una propuesta para ayudar a la optimización del sistema de aire comprimido de Planta Caracolito en Colombia. Esta necesidad se generó ante el aumento de la frecuencia en que se presentan paradas no programadas de las máquinas y su baja eficiencia. Durante la investigación se logró identificar las principales deficiencias que se presentan en el sistema, como la presencia de condensados en la red de distribución, frecuentes caídas de presión, contaminación del aire con aceite, evidencias de fugas en la red, elevado consumo energético y baja confiabilidad de los compresores (García, 2019).

Incluso, Portillo et al. (2019) elaboró estrategias y procedimientos establecidos en la norma internacional ISO 11011: 2013 de una planta cervecera. Se diagnosticó un uso ineficiente del aire comprimido en sus etapas de generación y distribución y se determinó que el sistema de generación y distribución de aire comprimido conformado por los compresores, secadores, tuberías y tanques de almacenamiento tenían un montaje de sus componentes en forma independiente a cada máquina, y que el control de mando eléctrico era mediante pulsadores. Propuso que la implementación de un rediseño en el sistema de aire comprimido mejoraría la eficiencia energética, cambiando el sistema de control manual por uno automático automatizado.

También en otra investigación, se planteó dos parámetros para evaluación del consumo de energía y ahorro potencial de energía. eficiencia energética ( $\eta$ ) y efectividad del proceso. El sistema se creó teniendo en cuenta el modelado de un subsistema individual de componentes: compresor de aire, enfriador, filtro, secador y receptor. Los métodos de análisis de eficiencia y el enfoque de efectividad discutidos en este estudio fueron utilizados para optimizar el consumo de energía y cuantificar el ahorro de energía. La eficiencia del sistema experimental fue del 76,2% frente al 89,3% de eficiencia teórica. Esta mostró incertidumbre del modelo en  $\sim 15\%$ . La efectividad de reducir la presión establecida aumenta a medida que incrementa la diferencia de presión. La efectividad del uso de aire exterior para la admisión de los compresores está cerca del porcentaje de reducción de trabajo de los compresores. Estos componentes incluyen compresor, intercooler y secador. La temperatura es un parámetro crucial que determina el consumo energético aplicado

por estos componentes. Si la temperatura óptima puede ser determinado, se logrará un gran ahorro de energía (Abdul, 2018).

En otra investigación, se evaluó la red actual de aire comprimido para llevar a cabo un rediseño que optimice la eficiencia del sistema. Se determinó las fugas presentes en la red que corresponden a 1,88 m<sup>3</sup>/min, y la pérdida de carga del sistema de 8,33% por encima del 4% recomendado. Mediante el estudio, se determinó que en la actualidad el caudal máximo es de 7,85 m<sup>3</sup>/min con un 23,9% de fugas, por lo que debe reducirse, mientras que el flujo de diseño propuesto con un 15% de fugas y con un aumento factor del 15% corresponde a 7,76 m<sup>3</sup>/min. Posteriormente se diseñó una nueva distribución de la red de aire comprimido y finalmente, se llevó a cabo un estudio económico para apoyar el proyecto en el que se obtiene un VAN de \$ 27 677 en 10 años y se evalúa una TIR del 30,2%, obteniéndose un retorno de la inversión en un período de 5 años (Zuñiga, 2017).

Finalmente, en otra investigación, se elaboró un informe del ahorro que se obtiene mediante mejoras de la eficiencia energética en los sistemas neumáticos. Así mismo, un plan estratégico que discute los problemas de eficiencia energética con los que concierne su historial de trabajo. Se desarrolla la temática del estado actual del proceso de producción y generación de aire comprimido de la empresa Distribuidora Méndez la Fuerte, el equipo con el que cuenta su estructura; así también, conceptos básicos de la neumática y de los componentes de los mismos (Gonzales, 2015).

Una vez expuesto los antecedentes investigados, se planteó las teorías relacionadas al tema que ayudaron a desarrollar la investigación:

En primer lugar, es importante mencionar los tipos de compresores de aire, existen dos tipos básicos: el de desplazamiento positivo y dinámicos (Technologies, 2007).

- a) Desplazamiento positivo: Una cantidad especificada de aire se encuentra una cámara de compresión y el volumen que ocupa se reduce mecánicamente, causando un aumento correspondiente de presión antes de la descarga. Los compresores de tornillo rotativo, de paleta y de aire alternativo son los tres tipos más comunes de compresores de desplazamiento positivo de aire que se encuentran en las pequeñas y

medianas industrias. En el anexo 7, se visualiza la comparación entre los compresores de tornillo y compresores de pistón.

- b) Dinámicos: Incluyen máquinas centrífugas y axiales, y se utilizan en instalaciones de fabricación muy grandes.

El trabajo de entrada requerido durante un proceso de compresión se podría efectuar en tres tipos de procesos: isentrópico (no incluye enfriamiento), politrópico (implica poco enfriamiento) y por último isotérmico (implica máximo enfriamiento) (Yunus A., y otros, 2014). Asumiendo que todos los procesos se desarrollan entre los mismos valores de presión ( $P_1$  y  $P_2$ ) de una forma internamente reversible y el gas actúa como uno ideal ( $Pv = RT$ ) con calores específicos constantes, se tiene las siguientes ecuaciones:

- a) Isentrópico ( $Pv^k = \text{constante}$ )

$$W_{entrada} = \frac{kRT_1}{(k-1)} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1)$$

- b) Politrópico ( $Pv^n = \text{constante}$ )

$$W_{entrada} = \frac{nRT_1}{(n-1)} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2)$$

- c) Isotérmico ( $Pv = \text{constante}$ )

$$W_{entrada} = RT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (3)$$

donde,  $W_{entrada}$  es el trabajo de entrada requerido para la compresión en KJ/Kg,  $k$  es la constante isentrópico del gas,  $n$  es la constante politrópico del gas,  $R$  es la constante universal de los gases ideales en KJ/Kg°K,  $T_1$  es la temperatura de inicial en grado absoluto K,  $P_1$  es la presión inicial en Pa y  $P_2$  es la presión final en Pa. En procesos reversibles o ideales es posible obtener un máximo trabajo, de manera contraria sucede cuando ocurren irreversibilidades, se obtendrá un trabajo mucho menor que el trabajo máximo (Exergía del aire comprimido, 2004)

Así mismo, se podría calcular la potencia del compresor con el trabajo reversible del compresor, mediante la siguiente ecuación:

$$P_c = \dot{m}W_{entrada} \quad (4)$$



donde,  $P_c$  es la potencia del compresor en KJ/s y  $\dot{m}$  el flujo masico del gas en Kg/s. Una forma directa de determinar la potencia requerida para comprimir una unidad de masa de aire (Royo, 1977), se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P_c = \frac{\frac{k \times z}{(k - 1)} \times p_1 \times \dot{V}_T \times \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k \times z}} - 1 \right]}{n_{comp} \times 1000} \quad (5)$$

donde,  $z$  es el numero de etapas de compresión,  $\dot{V}_T$  es el flujo volumétrico en  $m^3/s$ ,  $n_{comp}$  es el rendimiento del compresor.

También es necesario conceptualizar las redes de aire comprimido ya que sirven para poder suministrar de aire a todos los equipos que lo necesiten. Para determinar el aire comprimido requerido de una red neumática, se deben tener en cuenta otros factores que influyen en el consumo (Bierbaum, 2004) :

- a) Tasa de uso promedio ( $U_R$ ): La mayoría de los dispositivos neumáticos no están en uso continuo, ya que encienden y apagan cuando es necesario. Se obtiene una cifra precisa para el aire comprimido requerido mediante la siguiente ecuación:

$$U_R = \frac{T_u}{T_r} \times 100\% \quad (6)$$

donde,  $T_u$  es el tiempo de uso y  $T_r$  es el tiempo de referencia en minutos.

- b) Factor de simultaneidad ( $F_s$ ): Es un valor práctico que se basa en el registro de dispositivos neumáticos que no están en uso al mismo tiempo, vea la tabla 1.

**Tabla 1.** Valores generalmente conocidos para el factor de simultaneidad

Fuente: (Bierbaum, 2004)

Nº Dispositivos	Fs	Nº Dispositivos	Fs
1	1	9	0,73
2	0,94	10	0,71
3	0,89	11	0,69
4	0,86	12	0,68
5	0,83	13	0,67
6	0,8	14	0,66
7	0,77	15	0,64
8	0,75	16	0,63

- c) Factor de pérdida ( $v$ ): Las pérdidas por fugas y fricción ocurren en todas las partes de un sistema neumático. En los sistemas nuevos solo requieren una

asignación de aprox. 5% del FAD (Free Air Delivery) total a ser agregado por pérdidas. Las fugas y las pérdidas por fricción generalmente aumentan cuando el equipo envejece, se deben asumir pérdidas de hasta el 25% para los sistemas más antiguos, vea la tabla 2.

- d) Factor de reserva (r): Es recomendable tener en cuenta las ampliaciones a corto y mediano plazo de la red al planificar el tamaño del compresor y las tuberías principales. Si esto no se hace, la extensión posterior del sistema puede ser innecesariamente costosa. Una reserva para reservas de hasta el 100% puede ser tomada, dependiendo de las perspectivas, vea la tabla 2.
- e) Margen de error: aun siendo meticulosos en el cálculo, las cifras del consumo de aire comprimido esperado siguen siendo erróneas. Raras veces se puede llegar a una cifra exacta debido a condiciones marginales que en su mayoría no están claras. Si un sistema neumático está diseñado demasiado pequeño y necesita extenderse en un futuro, causará costos adicionales (equipo fuera de servicio), por lo que es aconsejable un margen de error de 5 a 15%, vea la tabla 2.

**Tabla 2.** Provisiones por pérdidas, reservas y error.

Fuente: (Bierbaum, 2004)

Provisiones	%
Perdidas	5 a 25
Reserva	10 a 100
Error	10 a 15

Además, un fluido es transportado a través de una tubería y de manera inevitable se genera una caída de presión que se traduce en un consumo de energía y, por tanto, en un aumento de los costos de generación (Royo, 1977). De la ecuación de la energía (Mott, 2006) , si la velocidad de flujo es constante en todo el recorrido, la caída de presión se determinará de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\Delta p = \gamma[(z_A - z_H) + h_L] \quad (7)$$

en donde,  $\Delta p$  es la caída de presión en  $N/m^2$ ,  $\gamma$  es el peso específico del fluido en  $N/m^3$ ,  $(z_A - z_H)$  es la distancia del punto más elevado de las tuberías en metros y  $h_L$

es la pérdida de energía debido a la fricción de las tuberías en metros, la cual se determina mediante la siguiente ecuación de Darcy (Mott, 2006):

$$h_L = f \times \frac{L_T}{d_i} \times \frac{U^2}{2g} \quad (8)$$

donde,  $f$  es el factor de fricción según el material,  $L_T$  la longitud total de tuberías en metros,  $d_i$  es el diámetro interior de la tubería en metros,  $U$  es velocidad del aire comprimido que viaja por las tuberías en m/s y  $g$  es la aceleración de la gravedad en  $m/s^2$ . Existen numerosas correlaciones para determinar el factor de fricción, sin embargo, se recomienda aplicar la correlación de Churchill ya que es válida para cualquier régimen de flujo, y además es simple y precisa (Procedimiento para el análisis de vibración inducida por flujo turbulento en tuberías usando simulación numérica, 2020).

Los accesorios ofrecen una oposición mucho mayor al flujo (Hesse, 2002). Para tener en cuenta estos accesorios se utiliza la siguiente ecuación:

$$L_T = L_L + \sum_{i=1}^n L_e \quad (9)$$

en donde,  $L_L$  es la longitud real de las tuberías,  $L_e$  es la longitud equivalente de la tubería en metros, vea anexo 8 y  $n$  es la cantidad de accesorios que se consideraran en el diseño. Así mismo, para facilitar las operaciones de cálculo también se puede usar la siguiente ecuación:

$$L_{total} = 1,6 \times L_L \quad (10)$$

en donde, el número 1,6 es un valor empírico.

En una sola red podría emplearse tuberías de distintos materiales. Además, también hay que considerar el gasto de instalación. La selección de diámetros de tubería pequeños implica costos de instalación más bajos, pero costos de operación más altos (especialmente debido a un mayor consumo eléctrico), ya que la potencia instalada es una función de la pérdida de carga (Analysis of methodologies for determination of the economic pipe diameter, 2019). La caída de presión depende también la rugosidad de la pared interna del tubo, vea la tabla 3.

**Tabla 3.** Datos recopilados de rugosidad absoluta de diversos tipos de tuberías.

Fuente: (Hesse, 2002)

Material	Rugosidad en $\mu\text{m}$
Tubo de cobre	Menos de 1,5
Tubo de material sintético	Menos de 1,5
Tubo de acero estirado	10 hasta 50
Tubo de acero soldado	50 hasta 100
Tubo de hierro cincado	120 hasta 150

El factor de fricción  $f$  se determina mediante el uso del diagrama de Moody, vea anexo 9. Para ello es necesario tener la rugosidad relativa del material, el cual se determina mediante la siguiente ecuación:

$$R_r = \frac{d_i}{\varepsilon} \quad (11)$$

en donde,  $R_r$  es la rugosidad relativa y  $\varepsilon$  es la rugosidad absoluta del material en metros. En el anexo 10, se muestra un comparativo entre los tipos de tuberías, ya que la elección depende del requerimiento que propone cada aplicación.

También es importante conocer el número de cedula (Schedule) en tuberías, el cual es un método de clasificar las tuberías que se establece en la norma ASME B36.10 o en otras normas o estándares. Está representado por SCH, lo que significa la abreviatura de "Schedule", conocida en español como cédula. Debido que el uso principal de la tubería es transportar fluidos bajo a presión, su diámetro interno debe ser considerablemente crítico. Por lo tanto, es importante que la tubería tenga suficiente resistencia y espesor de pared (American Society of Mechanical Engineers, 2011). A este espesor de pared se expresa en cédulas y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$SCH = \frac{p}{\sigma} \quad (12)$$

en donde,  $p$  es la presión en psi de trabajo y  $\sigma$  es el esfuerzo admisible del material bajo la temperatura designada (fatiga térmica) en psi.

Cabe resaltar la importancia de la calidad del aire comprimido, ya que durante la compresión del aire también se comprimen agentes contaminantes, tales como polvo, gérmenes y vapor de agua. A estos contaminantes se adicionan también las partículas que vienen del mismo compresor, como por ejemplo aceite. Pero no es

el único problema ya que las redes de tuberías también contienen residuos y depósitos, en el anexo 11 se aprecia el tipo y dimensión de las partículas que podrían incluirse en el aire (Hesse, 2002). Existen clases de calidad para cada utilidad que requiera aire comprimido. En la tabla del anexo 12 se visualiza las clases de la calidad de aire comprimido en base al tipo de impureza. Las clases de calidad se definen en función a la norma DIN ISO 8573-1 (Festo AG & Co.KG, 2013).

Para lograr la calidad del aire comprimido requerido es necesario el secado del aire, ya que el aire al comprimirse, aumenta su temperatura, debido a ello es conveniente colocar un sistema de refrigeración. Además, el aire podría contener humedad; es decir, el aire húmedo tendría una composición entre aire seco y vapor de agua. Sin embargo, el aire únicamente puede tener una cantidad limitada de vapor de agua. El rango de condensación está definido por el punto de rocío y por el punto de condensación que se encuentra sometido a presión (Hesse, 2002).

- a) Punto de rocío: Es la temperatura donde el aire está saturado de vapor de agua; es decir, contiene una humedad de 100%. La temperatura al ser menor a ese punto, comienza la condensación del aire húmedo. Mientras sea inferior el punto de rocío, poca es la cantidad de agua que puede contener el aire. Así mismo, el punto de rocío está en función a la humedad relativa, de la presión y de la temperatura del aire. Para definir las propiedades del aire húmedo se puede hacer uso del gráfico psicrométrico, vea anexo 13. Además, para precisar el punto de rocío se suele usar el diagrama de Mollier, vea anexo 14.
- b) Punto de condensación bajo presión: Comprende a la temperatura que se emplea para lograr una definida presión de trabajo. Al reducir la presión del aire comprimido hasta lograr llegar a la presión atmosférica, el aire incrementa de volumen.

El aire se puede secar de las siguientes formas:

- a) Secado por frío: El aire disminuye su temperatura debido a un componente refrigerante. De tal manera, se produce condensado y por ende reduce el contenido de agua del aire.
- b) Sobre compresión (alta compresión): Se aplica una presión al aire muy superior al que requiere la unidad consumidora. Luego se refrigera

eliminando el condensado que se forma y posteriormente se baja la presión a lo requerido.

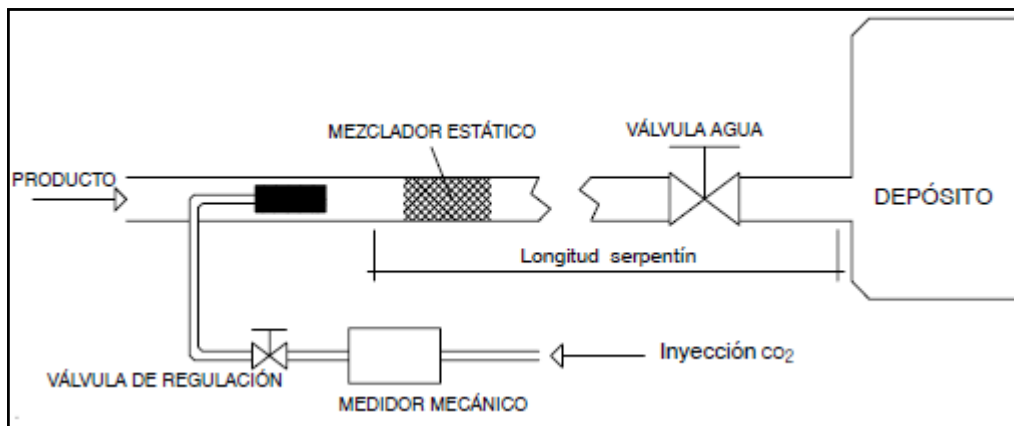
- c) Secado por Absorción: Se utiliza un componente químico que absorbe la humedad del aire, posteriormente termina diluyéndose en ella.
- d) Secadores de membrana: Se componen por un conjunto de filamentos huecos que absorben al vapor y que está rodeado de aire seco que no se encuentra expuesto a presión. El secado se efectúa debido a la diferencia parcial de presión entre el aire húmedo y el aire seco.

También es muy importante una buena elección del filtro para lograr la calidad de aire deseada. Para ello, es necesario formar una cascada de filtración. Un solo filtro no es capaz para alcanzar el aire de calidad apropiado (Hesse, 2002). Los filtros se pueden clasificar en los siguientes:

- a) Filtro: Los filtros comunes logran detener partículas de dimensiones por encima de  $40\ \mu\text{m}$  o  $5\ \mu\text{m}$ , según sea el nivel de filtración y el tipo del componente filtrante.
- b) Microfiltro: Estos pueden detener partículas de dimensiones por encima de  $0,1\ \mu\text{m}$ .
- c) Filtro submicrónico: Este pueden detener particulado de dimensiones por encima de  $0,01\ \mu\text{m}$ . No obstante, previamente al ingresar por estos filtros, el aire tiene que pasar antes por otro, idóneo para capturar particulado de hasta  $5\ \mu\text{m}$ .
- d) Filtros de carbón activo: Estos son capaces de detener partículas a desde  $0,003\ \mu\text{m}$ , es decir, que pueden detener sustancias aromatizantes u odoríferas. Estos filtros también se llaman filtros submicrónico.

Además de conocer los componentes del sistema de aire comprimido, es necesario conceptualizar la carbonatación, el cual es un proceso por el que se inyecta  $\text{CO}_2$  en el producto a fin de obtener una bebida con gas. El método de carbonatación utilizado es la inyección directa. Dicho método consiste en inyectar  $\text{CO}_2$  (cuyo caudal se controla mediante el medidor y la válvula moduladora) directamente en el producto. Seguidamente el producto se mantiene en contacto con el  $\text{CO}_2$  durante un cierto período de tiempo (Tiempo de estacionamiento). Dentro del serpentín de estacionamiento se encuentran unos mezcladores estáticos que rompen las burbujas de  $\text{CO}_2$  a fin de que éste sea absorbido mejor y más rápidamente. La

totalidad del proceso se desarrolla a una presión superior a la presión de equilibrio del producto final, por tanto, el producto absorberá por completo el CO<sub>2</sub> inyectado (SIDEL, 2011).



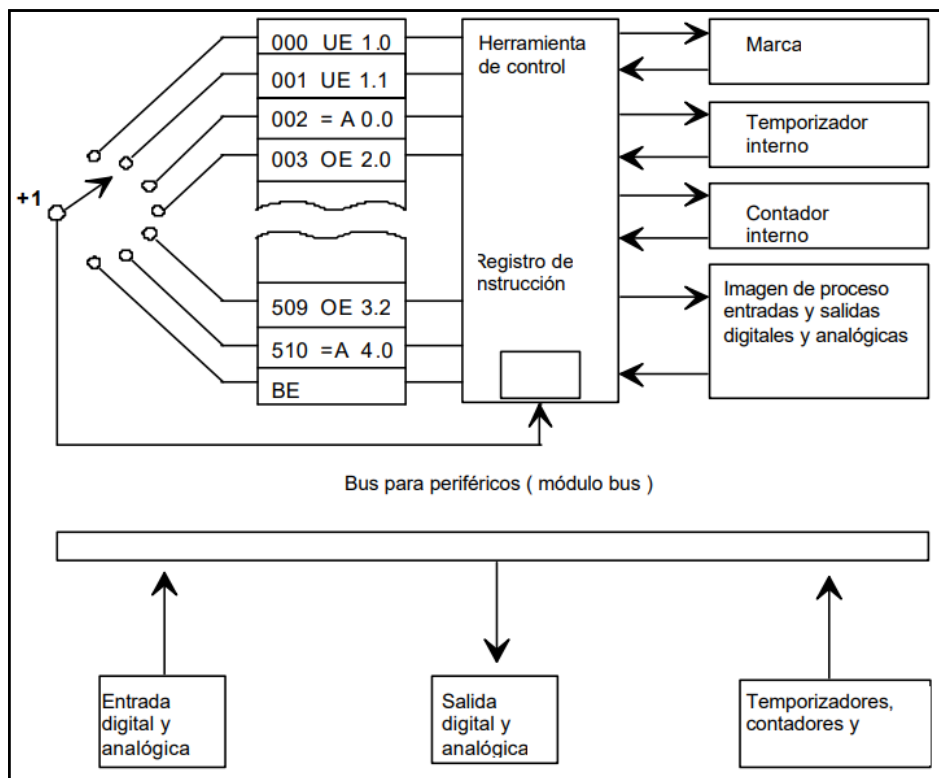
**Figura 1.** Método de carbonatación por inyección directa

Fuente: (SIDEL, 2011)

Como parte final del proceso de carbonación es llenar con bebida los Polyethylene terephthalate (PET), el cual es un tipo de plástico muy aprovechado para envases de bebidas y textiles, es más conocido por sus siglas en inglés como PET que traducido al español significa polietileno tereftalato.

Por otro lado, es necesario conceptualizar el sistema de control automático, ya que establece una variable y actúa de una forma medida para que esa variable se mantenga en un valor deseado o de referencia. Cuando un controlador automático identifica que la variable no llega al valor establecido, aplica una corrección en el proceso y vuelve a medir la variable donde se aplica una segunda corrección y así sucesivamente. Efectivamente las correcciones y mediciones no se aplican por etapas o paso, sino que un controlador evalúa y corrige continuamente (Acedo Sánchez, 2006).

En el sistema de control automático suele hacer uso de un controlador lógico programable (PLC), el cual es un dispositivo electrónico, que contiene una memoria programable en donde almacena las instrucciones sobre la ejecución de determinadas funciones, como operaciones lógicas y secuencias digitales, especificaciones temporales, contadores y cálculos para el control mediante módulos de E/S analógicos o digitales sobre diferentes tipos de máquinas y de procesos (NEMA, 2015).



**Figura 2.** Unidad central del PLC.

Fuente: (Siemens, 2001)

Para la programación del PLC, existían antes variedades de especificaciones de fabricante en los lenguajes y dialectos, donde ocurría problemas para poder comunicarse con otros PLCs. Con la norma ICE 61131 se crea por primera vez a nivel mundial unas bases uniformes para la programación de los PLCs (Siemens, 2001).

Finalmente, es necesario determinar la viabilidad del proyecto para ello es necesario conocer el valor actual neto (VAN), el cual es el valor actual de los flujos de efectivo netos de un proyecto, en donde se entiende por flujos efectivos netos a la diferencia entre los ingresos y los egresos periódicos. Para actualizar los flujos netos se utiliza un índice de descuento denominada tasa de expectativa, el cual es una medida de rentabilidad mínima exigida por el proyecto que permite devolver lo que se invierte, cubrir los costos y obtener beneficios (Valor Actual neto y Tasa de Retorno: su utilidad como herramientas para el analisis y evaluacion de proyecto de inversion, 2014). Para su cálculo se utiliza la siguiente ecuación:



$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad (13)$$

en donde,  $VAN$  es valor actual neto en \$,  $V_t$  es el flujo de caja en cada tiempo en \$,  $r$  es el interés en %,  $n$  es el numero de periodos considerados en años y  $I_0$  es la inversión inicial en \$.

Así mismo, la tasa interna de retorno (TIR), el cual es la tasa de descuento que iguala el valor presente de los ingresos del proyecto con el valor actual de los egresos. Es decir, es la tasa de interés que utilizada en la ecuación 13, hace que este sea igual a 0 (Valor Actual neto y Tasa de Retorno: su utilidad como herramientas para el analisis y evaluacion de proyecto de inversion, 2014).

$$\sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+TIR)^t} - I_0 = 0 \quad (14)$$

en donde,  $TIR$  es la tasa interna de retorno en %.

### III. METODOLOGÍA

#### 3.1. Tipo y Diseño de investigación

- **Tipo de Investigación:** Fue un tipo de investigación aplicada tecnológica, ya que tiene por finalidad innovar para la creación de artefactos o la planificación de nuevos procesos para su optimización y con ello desarrollar conocimientos que se puedan poner en práctica en el sector industrial, con el objetivo de fomentar un impacto positivo en la vida cotidiana (Cegarra Sanchez, 2004).
- **Diseño de investigación:** Fue un diseño de investigación no experimental debido que se realizara una recolección de datos, los cuales serán procesados y analizados para lograr resultados planteados de manera descriptiva (Cegarra Sanchez, 2004).

#### 3.2. Variables y operacionalización

**Variable dependiente:** Consumo de energía eléctrica.

**Variable independiente:** Fuga de aire comprimido.

**Operacionalización de variables:** Vea anexo 1.

#### 3.3. Población, muestra y muestreo

**Población:** Estuvo dada por los sistemas de carbonatación 04, 05 y 06 que conforman la línea de producción de botellas PET en la empresa Arca continental Lindley.

**Muestra:** La muestra fue dada por el sistema de carbonatación N°05 de la línea de producción de botellas PET en la empresa Arca continental Lindley.

**Técnica de muestreo:** Muestreo no probabilístico.

#### 3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

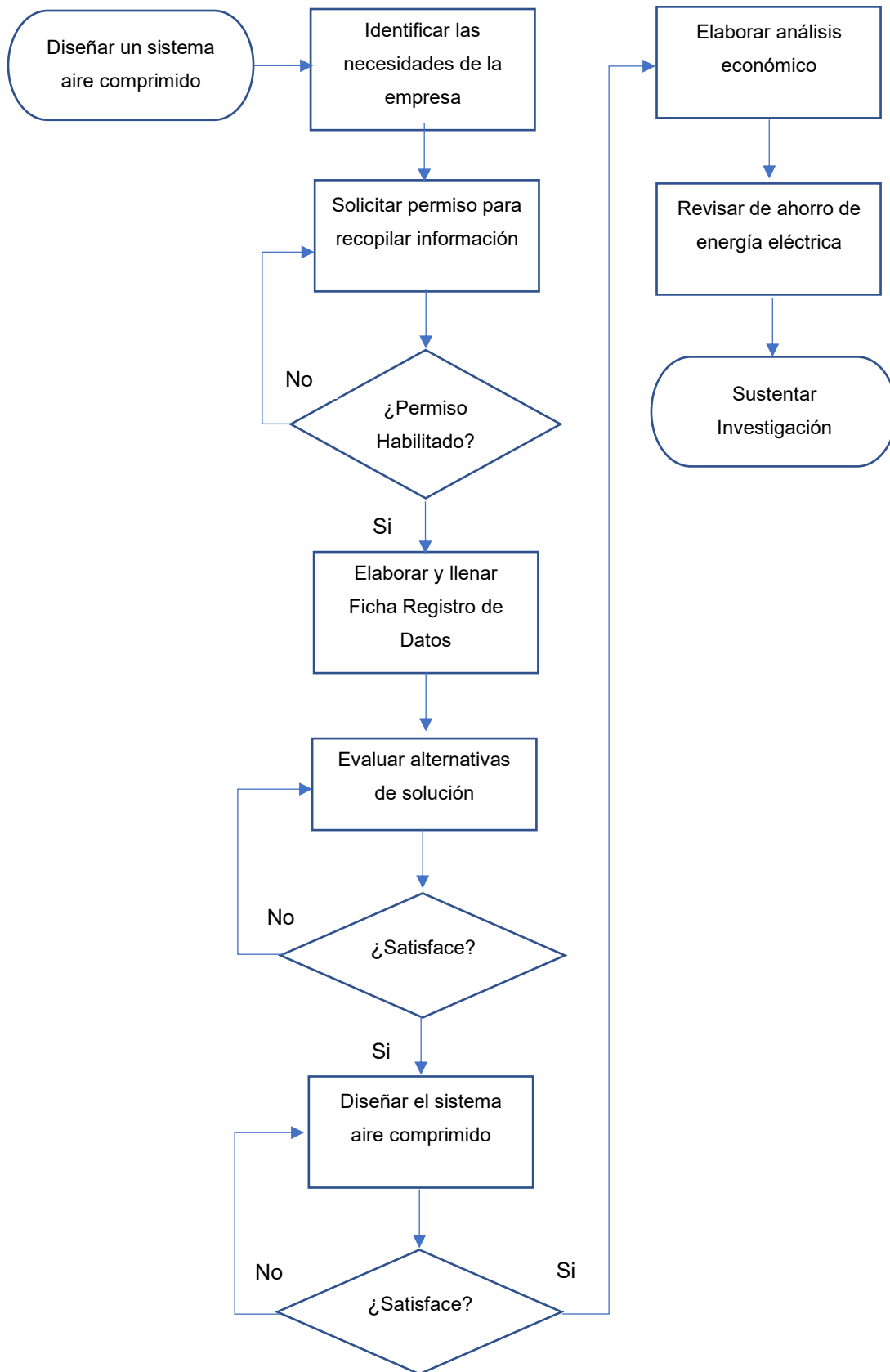
**Datos para obtención de los parámetros de condición del sistema de carbonatación:**

Fue necesario llevar a cabo una visita técnica a las instalaciones de Arca Continental Lindley, para levantar información de los equipos instalados y registrar la información en tablas, vea anexo 2,3 y 5.

**Datos para obtención del gasto energético actual por fuga de aire.**

Para lograr determinar el gasto energético actual por fuga de aire, se realizó un registro de datos con la ayuda de una pinza amperimétrica, dicha información será llenada en tablas para su análisis, vea anexo 4.

### 3.5. Procedimiento



**Figura 3.** Procedimiento para la realización del proyecto de investigación.

En la figura 3, se señaló los pasos a seguir, de cómo se hizo y cómo se trabajó el presente estudio, en donde la parte fundamental para el desarrollo del mismo fue la recopilación de datos, ya que se necesitaba la aprobación de la empresa para recabar la información necesaria, así mismo, fue necesario el uso de guías de registro de datos y con ello analizar la alternativa de solución más viable.

### **3.6. Método de análisis de datos**

Se empleó de visualización de datos debido que, la información recopilada será procesada mediante fórmulas en Excel, con ayuda de plantillas se podrá facilitar y agilizar la labor de cálculo. Se utilizará datos de los fabricantes para usar los cálculos y encontrar sus parámetros que permitan establecernos dentro del desarrollo de investigación.

### **3.7. Aspectos éticos**

- **Derecho de autor**

El decreto legislativo N°822 – ley sobre el derecho al autor. Toda la información que se muestra en la investigación, serán citadas con sus respectivas fuentes bibliográficas, con fin de mostrar el origen del contenido.

- **Acceso a la información**

Dentro de la empresa Arca Continental Lindley se tendrá acceso y el permiso para la recopilación de los datos que servirán de ayuda para poder desarrollar la presente tesis, todas las visitas técnicas serán programadas previa coordinación con el gestor del área encargada.

- **Autorización**

Se tiene la autorización por partes de los jefes del área de mantenimiento, para poder realizar las visitas técnicas que serán necesarias para el levantamiento de información, pruebas y mediciones correspondientes en el sistema de carbonatación N°05, vea anexo 6.

## IV. RESULTADOS

### 4.1. Recopilación de información de los parámetros de operación del sistema actual de aire comprimido para el proceso de Carbonatación.

En la tabla 4, se muestra los datos de placa de características del compresor de aire 1 de la marca SULLAIR que abastece a la línea PET N°05. En el cual se visualiza datos de gran importancia para evaluar el estado actual del sistema del aire comprimido, dentro de ellos se puede mencionar: modelo, presión máxima, tensión, corriente y potencia del motor eléctrico. La presente información fue recopilada el 20 de enero del 2020.

*Tabla 4. Datos de placa del compresor de aire SULLAIR 1, 20 de enero del 2020.*

COMPRESOR DE AIRE SULLAIR		
Compresor Aire SULLAIR 1	Marca	SULLAIR
	Modelo	TS20C-125H/A
	N°B.O.M	TS20C/148549A
	Presión Aire	125/135 psig
	N°Serie	201107150029...
	Ultimo Mtto.Anual	Ene-14
MOTOR COMPRESOR SULLAIR 1	N° Parte	02250177-707
	N° Modelo	20/16
	N° Serie	201106230039...
	voltaje	208-230/460
	Amperaje	314-284/142
	Potencia PH /HP	PH 3 HP 125

En la tabla 5, se muestra los modelos de las válvulas neumáticas que controlan el proceso del sistema de carbonatación de la línea PET N°05. Se puede visualizar también que las válvulas neumáticas son alimentadas mediante tuberías de 6 mm de diámetro interno, con aire comprimido a una presión manométrica alrededor de 5 bar. Así mismo, se observa que los dispositivos se encuentran en diferentes estatus de trabajo, en donde se ha definido los siguientes: en servicio (ES), fuera de servicio (FS) y regulador (R). Se tiene 7 válvulas en servicio, 9 fuera de servicio y 5 reguladores. Las válvulas que se encuentran fuera de servicio, entran en funcionamiento únicamente cuando se realiza la limpieza del sistema de carbonatación, deshabilitando así las demás válvulas. Dicha información servirá para poder definir la demanda de aire requerida del sistema. La presente información fue recopilada el 20 de enero del 2020.

**Tabla 5.** Información de válvulas neumáticas del sistema de carbonatación, 20 de enero del 2020.

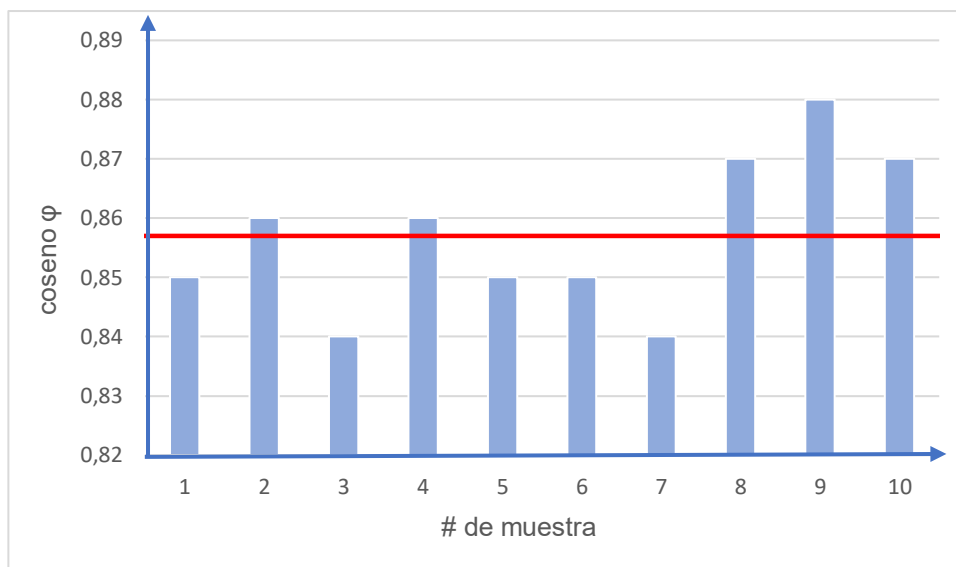
Ítem	Modelo	Presión (bar)	Ø (mm)	Estatus	Ítem	Modelo	Presión (bar)	Ø (mm)	Estatus
1	RVN302	5	8	R	11	AVM345	5	6	FS
2	AVM386	6	6	FS	12	AVM380	5	6	ES
3	AVM330	5	6	FS	13	AVM315	5	6	FS
4	AVM349	5	6	ES	14	AVM362	5	6	ES
5	AVM348	6	6	ES	15	AVM311	5	6	R
6	AVM326	5	6	R	16	AVM342	5	6	FS
7	AVM323	6	6	FS	17	RVM346	6	6	ES
8	AVM322	5	6	FS	18	RVM301	5	6	R
9	AVM381	5	6	ES	19	AVM398	5	6	ES
10	RVM319	5	8	R	20	AVM341	5	6	FS
11	AVM345	5	6	FS	21	AVN314	5	6	FS

En la tabla 6, se muestran los valores registrados de flujo de aire libre en Nm<sup>3</sup>/h que ingresa al proceso de carbonatación. Dichos datos fueron tomados por el lapso de una hora visualizando el flujómetro digital del sistema de carbonatación, en donde se registró un valor máximo de 75 Nm<sup>3</sup>/h, bajo una presión constante de 6 bar. Dicha información servirá para poder definir la demanda de aire requerida del sistema. La presente información fue recopilada el 22 de enero del 2020 bajo supervisión del supervisor de mantenimiento.

**Tabla 6.** Valores registrados de flujo de aire libre en Nm<sup>3</sup>/h que ingresa al proceso de carbonatación, 22 de enero del 2020.

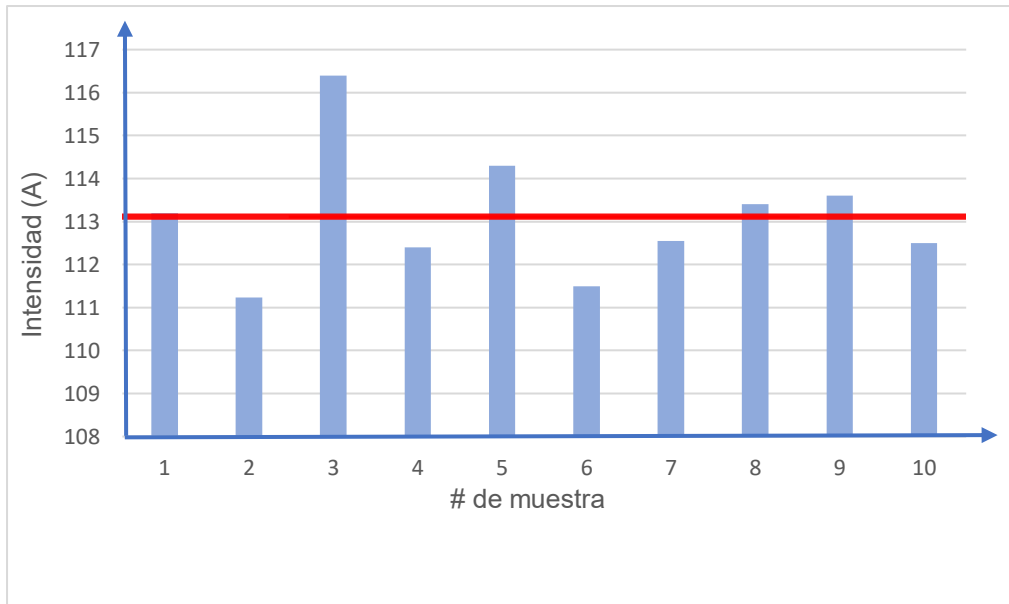
Nº. Registro	Flujo de aire libre (Nm <sup>3</sup> /h)
1	75
2	74,9
3	75,1
4	75
5	75
6	74,7
7	74,8
8	75
9	75
10	75
<b>Flujo de aire libre promedio</b>	<b>75</b>

En la figura 4, se muestran los valores medidos de factor de potencia del motor eléctrico, el cual acciona al compresor Sullair 1. Dichos datos fueron tomados por el lapso de una hora utilizando un cofímetro modelo PCE-830 de la marca PCE, en donde se registró un valor máximo de 0.88 y con un mínimo valor de 0.84. Así mismo, con una línea roja el valor promedio de factor de potencia, obteniéndose un valor aproximado de 0.86. Dicha información servirá para evaluar el estado actual del sistema del aire comprimido. La presente información fue recopilada el 22 de enero del 2020 bajo supervisión del supervisor de mantenimiento.



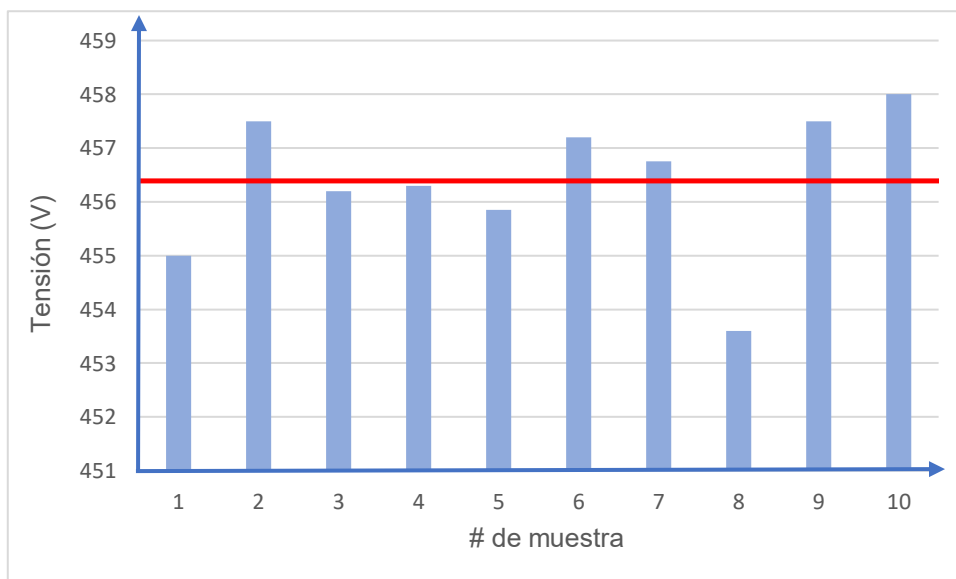
**Figura 4.** Valor promedio del factor de potencia en motor eléctrico que acciona el compresor Sullair 1, 22 de enero del 2020.

En la figura 5, se muestran los valores medidos de Intensidad de corriente del motor eléctrico, el cual acciona al compresor Sullair 1. Dichos datos fueron tomados por el lapso de una hora utilizando una pinza amperimétrica modelo T6-1000 de la marca FLUKE, en donde se registró un valor máximo de 114.3 amperios y con un mínimo valor de 111.23 amperios. Así mismo, con una línea roja el valor promedio de intensidad de corriente, obteniéndose un valor aproximado de 113.11 amperios. Dicha información servirá para evaluar el estado actual del sistema del aire comprimido. La presente información fue recopilada el 22 de enero del 2020 bajo supervisión del supervisor de mantenimiento.



**Figura 5.** Valor promedio de intensidad de corriente en motor eléctrico que acciona el compresor Sullair 1, 22 de enero del 2020.

En la figura 6, se muestran los valores medidos de Tensión en bornes del motor eléctrico, el cual acciona al compresor Sullair 1. Dichos datos fueron tomados por el lapso de una hora utilizando una pinza amperimétrica modelo T6-1000 de la marca FLUKE, en donde se registró un valor máximo de 457.5 voltios y con un mínimo valor de 453.6 voltios. Así mismo, con una línea roja el valor promedio de tensión, obteniéndose un valor aproximado de 456.4 voltios. Dicha información servirá para evaluar el estado actual del sistema del aire comprimido. La presente información fue recopilada el 22 de enero del 2020 bajo supervisión del supervisor de mantenimiento.



**Figura 6.** Valor promedio de tensión en bornes en motor eléctrico que acciona el compresor Sullair 1, 22 de enero del 2020.



**Tabla 7.** Valores registrados de presión manométrica en bar, lado succión y descarga del compresor Sullair 1, 22 de enero del 2020.

Nº. Registro	Succión	Descarga
1	-0.18	10
2	-0.17	9.8
3	-0.18	9.8
4	-0.17	9.7
5	-0.18	9.8
6	-0.17	10
7	-0.17	10
8	-0.18	10
9	-0.18	9.9
10	-0.18	10
<b>Presiones promedio en compresor</b>	<b>-0.176</b>	<b>9.9</b>

En la tabla 7, se muestran los valores registrados de presión manométrica en bar del compresor Sullair 1, lado succión y descarga. Dichos datos fueron tomados por el lapso de una hora visualizando el tablero del compresor, en donde se registró un valor máximo en la succión de -0.18 bar con un promedio de -0.176 bar. Así mismo, se registró un valor máximo de 10 bar en la descarga con un promedio de 9.9 bar. Dicha información servirá para evaluar el estado actual del sistema del aire comprimido. La presente información fue recopilada el 22 de enero del 2020 bajo supervisión del supervisor de mantenimiento.

#### **4.2. Exposición de la condición actual del sistema aire comprimido para el proceso de carbonatación.**

##### **a) Situación actual del proceso de carbonatación.**

En el sistema de carbonatación 128-1, se origina una fuga intermitente de aire comprimido en el tanque carbonatador, debido a las fluctuaciones del nivel de bebida, lo cual genera una sobrepresión en el tanque provocando así la apertura reiterada de la válvula de seguridad, configurada a una presión de 5.3 bar. De acuerdo la información recopilada, el flujo de aire libre máximo que ingresa al tanque carbonatador es de 75 Nm<sup>3</sup>/h, a una presión constante de 6 bar. Así mismo, el flujo de aire libre que sale del tanque de carbonatación hacia la maquina llenadora es de 64,10 Nm<sup>3</sup>/h (constante). El flujo de la bebida que sale del tanque de carbonatación hacia la maquina llenadora es siempre constante. Para analizar el

instante donde se genera la fuga de aire comprimido, se esquematiza el proceso mediante la figura 7.

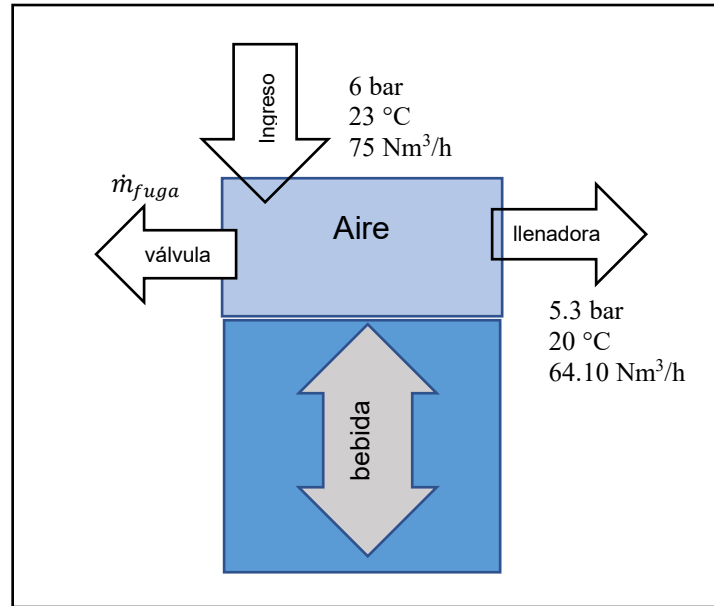


Figura 7. Balance de masa en el tanque de carbonatación.

A partir de la figura 7 y mediante el uso de la ecuación de la conservación de la masa (Yunus A., y otros, 2014) ,se tiene lo siguiente:

$$\dot{m}_{ingreso} = \dot{m}_{fuga} + \dot{m}_{llenadora} \quad (15)$$

donde,  $\dot{m}_{ingreso}$  es flujo masico de aire libre que ingresa al tanque carbonatador,  $\dot{m}_{fuga}$  es el flujo masico de aire libre que sale por la válvula de seguridad y  $\dot{m}_{llenadora}$  es el flujo masico de aire libre que sale del carbonatador hacia a la maquina llenadora. Considerando que el aire que ingresa es un gas ideal, se puede determinar el flujo masico de aire (Mott, 2006) mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \dot{V} \times \rho \quad (16)$$

en donde,  $\dot{V}$  es el flujo de aire libre en  $Nm^3/min$  y  $\rho$  es la densidad del aire en  $Kg/m^3$ . Así mismo, se sabe que:

$$\rho = \frac{p_{ac}}{R_a \times T_{ac}} \quad (17)$$

en donde,  $p_{ac}$  es la presión nominal absoluta del aire de descarga en  $Nm^2$  y  $T_{ac}$  es la temperatura absoluta del aire comprimido en grados Kelvin. Considerando las participaciones másicas de oxígeno y nitrógeno en el aire;  $O_2:21\%$ ,  $N_2:79\%$ , y teniendo en cuenta el valor de la constante universal de los gases es  $R = 8,340 J/$

(mol. K), se determina constante particular del aire mediante la siguiente ecuación (Yunus A., y otros, 2014):

$$R_a = \frac{R}{M} \quad (18)$$

en donde,  $R_a$  es la constante particular del aire en J/Kg.K,  $R$  es la constante universal de los gases en J/mol.K y  $M$  es la masa molecular del aire en g/mol.

Reemplazando los valores en la ecuación 18, se tiene:

$$R_a = \frac{8.314 \left[ \frac{J}{mol.K} \right]}{0.21 \times 32 \left[ \frac{g}{mol} \right] + 0.79 \times 28 \left[ \frac{g}{mol} \right]}$$

$$R_a = 0.28828 \left[ \frac{J}{g.K} \right] = 288.28 \left[ \frac{J}{Kg.K} \right]$$

De acuerdo a la figura 7, al ingreso del tanque carbonatador, se tiene los siguientes datos:

- Presión nominal manométrica del aire: 6 bar
- Presión nominal absoluta del aire:  $6 + 1 = 7 \text{ bar}$
- Temperatura del aire:  $23^\circ\text{C}$
- Temperatura absoluta del aire:  $23 + 273.15 = 296.15 \text{ K}$
- Flujo de aire libre:  $75 \text{ Nm}^3/\text{h} = 1.25 \text{ Nm}^3/\text{min}$

Reemplazando en la ecuación 17, se tiene:

$$\rho = \frac{7 \times 10^5 \left[ \frac{N}{m^2} \right]}{288.28 \left[ \frac{J}{Kg.K} \right] \times 296.15 [K]} = 8.2 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$$

Reemplazando en la ecuación 16, se tiene:

$$\dot{m}_{ingreso} = 1.25 \left[ \frac{Nm^3}{min} \right] \times 8.2 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right] = 10.25 \left[ \frac{Kg}{min} \right]$$

Así mismo, a la salida del tanque carbonatador que va hacia la llenadora, se tiene:

- Presión nominal manométrica del aire: 5.3 bar
- Presión nominal absoluta del aire:  $5.3 + 1 = 6.3 \text{ bar}$
- Temperatura del aire:  $20^\circ\text{C}$
- Temperatura absoluta del aire:  $20 + 273.15 = 293.15 \text{ K}$
- Flujo de aire libre:  $64.10 \text{ Nm}^3/\text{h} = 1.02 \text{ Nm}^3/\text{min}$

Reemplazando en la ecuación 17, se tiene:

$$\rho = \frac{6.3 \times 10^5 \left[ \frac{N}{m^2} \right]}{288.28 \left[ \frac{J}{Kg \cdot K} \right] \times 293.15 [K]} = 7.45 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$$

Reemplazando en la ecuación 16, se tiene:

$$\dot{m}_{llenadora} = 1.02 \left[ \frac{Nm^3}{min} \right] \times 7.45 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right] = 7.6 \left[ \frac{Kg}{min} \right]$$

Por lo tanto, reemplazando en la ecuación 15, se tiene:

$$\dot{m}_{fuga} = 10.25 \left[ \frac{Kg}{min} \right] - 7.6 \left[ \frac{Kg}{min} \right] = 2.65 \left[ \frac{Kg}{min} \right] = 0.044 \left[ \frac{Kg}{s} \right]$$

La cantidad de masa que se expulsa al ambiente es por cada vez que el tanque alcanza los 5.3 bar. Una vez hallado el flujo masico de aire comprimido que se expulsa, se determina el consumo de energía eléctrica que este equivale, para ello es necesario calcular la potencia consumida del compresor (Mott, 2004).

$$P_C = P_{abs} \times n_{ME} \times n_{MEC} \quad (19)$$

Inicialmente se determina el valor de la potencia absorbida del motor eléctrico, para ello se hará uso de la ecuación (Chapman, 2012):

$$P_{abs} = \frac{\sqrt{3} \times I_L \times V_L \times \cos \varphi}{1000} \quad (20)$$

Los datos necesarios para determinar la potencia absorbida fueron recopilados anteriormente. Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 18:

$$P_{abs} = \frac{\sqrt{3} \times 113.11 \times 456.4 \times 0,86}{1000} = 76.8963 [KW]$$

Se determina la potencia a la entrada del compresor, asumiendo un  $n_{MEC}$  de 96% en la transmisión entre el motor eléctrico y el compresor, por lo tanto, reemplazando en la ecuación 17:

$$P_C = 76.8963 \times 0,954 \times 0,96 = 70.425 [KW]$$

Asumiendo que el trabajo requerido en la entrada durante el proceso de compresión es isentrópico adiabático (sin enfriamiento interno), se utiliza la ecuación 1. Durante la recopilación de datos en campo se llega a registrar una presión manométrica de 10 bar (145.04 psi). El coeficiente isentrópico es  $k = 1,4$ ,  $n_{comp}$  es 0.8 y la temperatura del aire es 23°C .

$$T_{aire} = 23^\circ C = (23 + 273.15)K = 296.15K$$

$$P_2 = P_{atm} + P_{man} = (14.67 + 145.04)psi = 159.71psi = 1101.1617KPa$$

Reemplazando en la ecuación 1, se tiene:

$$W_{entrada} = \frac{1.4 \times 0.28828 \left[ \frac{KJ}{Kg \cdot K} \right] \times 296.15 [K] \left[ \left( \frac{1101.1617 KPa}{101.15 KPa} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right]}{0.8 \times (1.4 - 1)}$$

$$W_{entrada} = 365.34 \left[ \frac{KJ}{kg} \right]$$

Se determina el flujo masico de aire que ingresa al compresor, despejando  $\dot{m}$  de la ecuación 4:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{P_c}{W_{entrada}} \quad (21)$$

Reemplazando en la ecuación 19, se tiene:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{70.425 \left[ \frac{KJ}{s} \right]}{365.34 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]} = 0.193 \left[ \frac{kg}{s} \right] = 694.8 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

Se calcula la energía eléctrica por cada unidad de masa de aire que comprime el compresor (Yunus A., y otros, 2014):

$$Energia\ electrica\ por\ Kg\ de\ aire = \frac{70.425 \left[ \frac{KW - h}{h} \right]}{694.8 \left[ \frac{kg}{h} \right]}$$

$$Energia\ electrica\ por\ Kg\ de\ aire = 0.1014 \left[ \frac{KW - h}{Kg} \right]$$

Se determina el gasto de energía eléctrica del aire que es expulsada al ambiente (Yunus A., y otros, 2014):

$$Gasto\ energia\ electrica = 0.1014 \left[ \frac{KW - h}{Kg} \right] \times 158.4 \left[ \frac{Kg}{h} \right]$$

$$Gasto\ energia\ electrica = 16.06 \left[ \frac{KW - h}{h} \right]$$

La compresora trabaja 6912 horas al año (288 días), por lo tanto, se calcula el gasto de energía anual (Yunus A., y otros, 2014):

$$Gasto\ energia\ anual = Gasto\ Energia\ electrica \times horas\ de\ operacion\ al\ año$$

$$Gasto\ energia\ anual = 16.06 \left[ \frac{KW - h}{h} \right] \times 6912 \left[ \frac{h}{año} \right]$$

$$Gasto\ energia\ anual = 111019.16 \left[ \frac{KW - h}{año} \right]$$

Se determina el costo anual que equivale el gasto de energía durante un año, en donde se tiene en cuenta que el costo unitario de energía es de 0.135 dólares/Kw-h, considerando una tasa de cambio de 3.53 soles por cada dólar, se obtiene un costo unitario de 0.4766 soles/Kw-h (Yunus A., y otros, 2014):

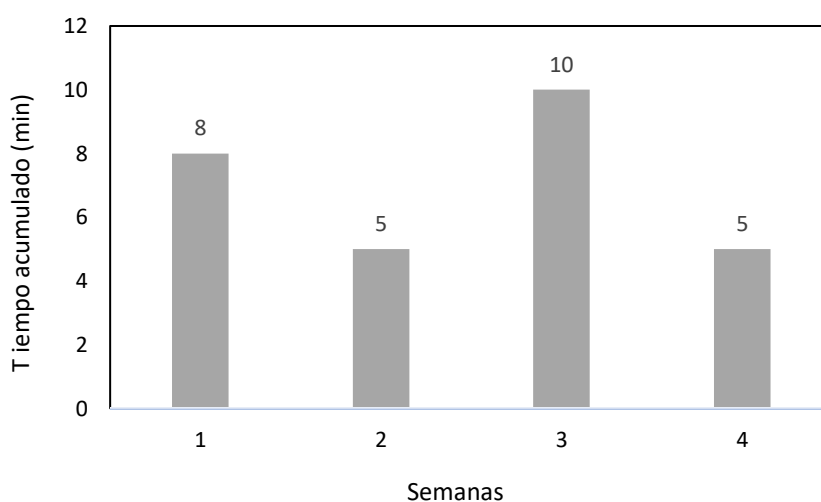
$$\text{Costo anual} = 111019.16 \left[ \frac{\text{KW} - \text{h}}{\text{año}} \right] \times 0,4766 \left[ \frac{\text{S/.}}{\text{KW} - \text{h}} \right]$$

$$\text{Costo anual} = 52911.73 \left[ \frac{\text{S/.}}{\text{año}} \right]$$

Esto quiere decir que cada vez que la válvula de alivio del tanque de bebida carbonatada se apertura, la empresa pierde alrededor de 52911.73 soles al año.

**b) Situación actual en el compresor Sullair 1.**

En el año 2014, se realizó el cambio del fluido (CO<sub>2</sub>) que ingresaba a los tanques de carbonatación 04, 05 y 06 por aire comprimido, debido a la fuga intermitente que se registraba durante los procesos de carbonatación, lo cual para la compañía era más costoso expulsar el CO<sub>2</sub> que el aire comprimido, considerando dicha fuga como parte del proceso. Finalmente, los consumos de aire comprimido se adicionaron a la capacidad del compresor Sullair 1. Posterior a ello, se reportaron incidencias de caídas en presión, lo cual ocasionaba paradas de producción. En la actualidad, dichas incidencias se siguen reportando, por lo cual en la figura 8, se visualiza los tiempos acumulados por parada de producción debido a caídas de presión. Esta información fue proporcionada por el área de producción, en la cual se registró incidencias por cada semana durante el mes de febrero del 2020.



**Figura 8.** Tiempo acumulado por paradas de producción debido a caídas de presión, febrero 2020.

En el año 2016, el fabricante de compresores Atlas Copco realizó una auditoria con la finalidad de disminuir el consumo de energía eléctrica debido a los arranques y paradas del motor eléctrico que acciona al compresor Sullair 1. En el reporte, manifiesta también que el compresor estaría trabajando sobrecargado, en donde llegaron a tomar datos durante una semana en plena demanda productiva, obteniendo la demanda del flujo mínimo y máximo del compresor Sullair 1, vea anexo 34. para lo cual recomiendan cambiar el compresor actual por uno de mayor de capacidad y con tecnología avanzada para controlar el número de cargas y descargas.

A continuación, se analizó la capacidad actual del compresor Sullair 1, en base a los parámetros de operación recopilados y parámetros nominales, visualizado en la placa de características del compresor. Mediante la ecuación 5 y despejando el flujo de aire libre se tiene:

$$\dot{V}_T = \frac{P_c \times \eta_{comp} \times 1000}{\frac{k * z}{k - 1} \times p_1 \times \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k*z}} - 1 \right]} \quad (22)$$

Los datos que se tiene son: número de etapas de compresión es 3, coeficiente isentrópico del aire es  $k = 1.4$ , presión manométrica de succión ( $p_1$ ) es  $-0.18$  bar, presión absoluta de succión =  $-0.18 + 1 = 0.82$  bar ( $0.82 \times 10^5$  N/m<sup>2</sup>), presión manométrica de salida ( $p_2$ ) es 10 bar, presión absoluta de salida es 11 bar:  $11 \times 10^5$  N/m<sup>2</sup>, eficiencia nominal del compresor es 0.80. El motor eléctrico tiene una potencia nominal de 125 HP (93.28 KW), con un factor de servicio según fabricante de 1.20. Por lo tanto, la potencia útil máxima que puede entregar el motor en su eje (a plena carga) es (Chapman, 2012):

$$P_{ME-eje-100\%} = \frac{P_n}{F.S.} = \frac{93.28 [kw]}{1.20} = 77.73 [KW]$$

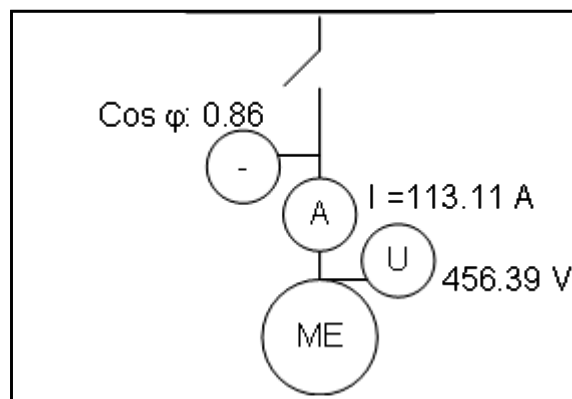
Según el fabricante, la eficiencia del motor eléctrico que acciona al compresor es de 95.40 %. Por lo tanto, la potencia absorbida por el motor a plena carga es:

$$P_{abs-ME 100\%} = \frac{P_{ME-eje-100\%}}{\eta_{ME}} = \frac{77.73 [kw]}{0.9540} = 81.48 kw$$

Reemplazando en la ecuación 22, para hallar la capacidad nominal del compresor Sullair 1:

$$\dot{V}_T = \frac{77.73 [kw] \times 0.80 * 1000}{\frac{1.4 * 3}{1.4 - 1} \times 0.82 \times 10^5 \left[ \frac{N}{m^2} \right] * \left[ \left( \frac{11 \times 10^5}{0.82 \times 10^5} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4 \times 3}} - 1 \right]} = 0.25 \left[ \frac{Nm^3}{s} \right] = 15 \left[ \frac{Nm^3}{min} \right]$$

Es decir, la capacidad nominal de aire libre del compresor Sullair es de 15 Nm<sup>3</sup>/min. Posteriormente, se determina la carga actual del compresor Sullair 1, teniendo los parámetros eléctricos recopilados anteriormente, se puede elaborar el diagrama unifilar en la figura 9.



**Figura 9.** Diagrama unifilar con parámetros eléctricos del motor del compresor Sullair 1.

La potencia absorbida en operación actual por el motor trifásico fue de 76.89 KW.

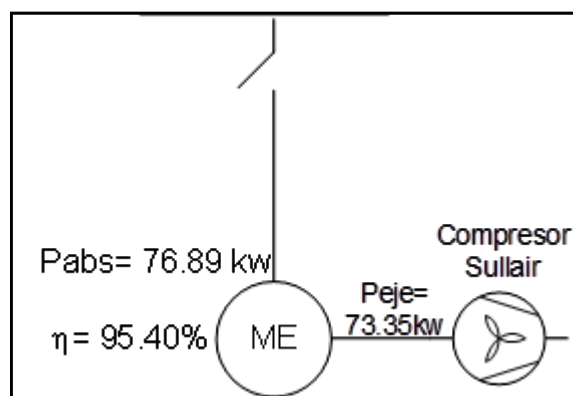
$$P_{abs-ME} = \frac{\sqrt{3} * U_L \times I_L \times Cos\phi}{1000} = \frac{\sqrt{3} * 456.39 \times 113.11 \times 0.86}{1000} = 76.89 [KW]$$

Por lo tanto, la potencia en el eje del motor eléctrico en operación fue de 73.35 KW:

$$P_{eje ME en operación} = P_{abs-ME} * \eta_{ME}$$

$$P_{eje ME en operación} = 76.89KW * 0.954 = 73.35 [KW]$$

Esta información lo podemos esquematizar en el diagrama de la figura 10.



**Figura 10.** Potencias en motor eléctrico del compresor Sullair 1



Esta potencia en eje del motor es la que absorbe el compresor Sullair 1 en su eje. Posteriormente se determina el flujo de aire libre en operación del compresor mediante la ecuación 22:

$$\dot{V}_T = \frac{73.35 [kw] \times 0.80 \times 1000}{\frac{1.4 \times 3}{1.4 - 1} * 0.82 \times 10^5 \left[ \frac{N}{m^2} \right] * \left[ \left( \frac{11 \times 10^5}{0.82 \times 10^5} \right)^{\frac{1.41-1}{1.41 \times 3}} - 1 \right]} = 0.24 \left[ \frac{Nm^3}{s} \right]$$

Es decir, el compresor entrega 0.24 Nm<sup>3</sup>/s de aire libre = 14.40 Nm<sup>3</sup>/min. El compresor está operando a 14.40/15 = 96 % de su capacidad nominal, cuando debería operar a un 80...85%, para conservar su factor de reserva, el compresor ha estado absorbiendo más cargas en el transcurso del tiempo y ha llegado a su límite. Por lo tanto, el presente análisis corrobora lo manifestado en el informe de ATLAS COPCO, lo cual justifica cambiar el compresor actual por uno de mayor capacidad; sin embargo, la presente investigación propone diseñar un sistema independiente de aire comprimido para alimentar únicamente al sistema de carbonatación, ya que permite no alterar los demás procesos que dependen del compresor Sullair 1.

#### 4.3. Selección de los componentes del sistema aire comprimido.

De acuerdo a los datos recopilados, el proceso de carbonatación requiere un flujo de aire libre de 75 Nm<sup>3</sup>/h = 1.25 Nm<sup>3</sup>/min. Debido que, se busca independizar el sistema de carbonatación, se deberá considerar también el consumo de las válvulas neumáticas descritas en la tabla 5. Sin embargo, para facilitar los cálculos se toma el consumo de válvulas del manual del carbonatador, en donde describe un valor de 166 NI/min = 0.166 Nm<sup>3</sup>/min, vea anexo 16.

##### a) Selección del compresor

El consumo total de aire libre para el sistema de carbonatación es 1.416 Nm<sup>3</sup>/min, considerando una provisión del 20% por perdidas, reserva y error, se tiene un flujo nominal de 0.02832 Nm<sup>3</sup>/s.

$$\dot{V}_T = 1.416 \times 1.2 = 1.6992 [Nm^3/min] = 0.02832 [Nm^3/s]$$

La presión absoluta de descarga del nuevo compresor que alimentará de forma independiente al sistema de carbonatación será de 7 bar, de acuerdo a la información planteada por el supervisor de mantenimiento. Así mismo, se tiene una presión absoluta de succión de 0.80 bar y una eficiencia del compresor de 0.8, reemplazando en la ecuación 5, se tiene:

$$P_c = \frac{\frac{1.4 \times 3}{1.4 - 1} \times 0.80 \times 10^5 \left[ \frac{N}{m^2} \right] \times 0.02832 \left[ \frac{m^3}{s} \right] * \left[ \left( \frac{7 \times 10^5}{0.80 \times 10^5} \right)^{\frac{k-1}{k \cdot z}} - 1 \right]}{800}$$

$$P_c = 6.82 [Kw]$$

Por lo tanto, se obtiene una potencia en el eje del compresor de 6.82 Kw. Entonces, se determina la potencia nominal del motor eléctrico, asumiendo un factor de servicio de 1.2 (Association National Electrical Manufacturers, 1998); obteniéndose:

$$P_{nominal-ME} = 6.82 \times 1.2 = 8.2 [Kw]$$

De acuerdo al catálogo del fabricante de compresores de tornillo marca BOGE, se elige un compresor para una potencia de motor de 11 Kw, vea anexo 17.

Las características técnicas del compresor de tornillos son: flujo nominal de aire libre de 1.792 m<sup>3</sup>/min, presión máxima de 7.5 bar y una potencia nominal del motor eléctrico de 11 Kw, vea anexo 35.

#### **b) Selección del motor eléctrico.**

De acuerdo a los datos recopilados, la planta cuenta con una tensión trifásica de 460 V y con una frecuencia de 60 Hz. De acuerdo al catálogo del fabricante de la marca WEG, vea anexo 18, se selecciona un motor eléctrico con las siguientes características:

Tipo: trifásico, de alta eficiencia.

Potencia nominal del motor eléctrico = 11 Kw

Carcasa: 254/6T

Par nominal: 29.9 N-m

Intensidad de corriente a rotor bloqueado,  $I_{abs}/I_n = 6.7$

Par de arranque,  $T_a/T_n = 2.2$

Par máximo,  $T_m/T_n: 2.7$

Nivel de ruido: 72 dB

Velocidad de rotación del rotor: 3530 rpm

Tensión trifásica de alimentación: 460 V

Intensidad nominal: 17.2 A

Rendimiento:

- A 50% de carga: 89.5 %, 75% de carga: 91 %, 100% de carga: 91 %

Factor de potencia:

- A 50% de carga: 0.77, 75% de carga: 0.85, 100% de carga: 0.88

En el anexo 38, se visualiza las dimensiones del motor eléctrico seleccionado.

### c) Selección del cable trifásico para motor de 11 Kw

De acuerdo a las características del motor eléctrico seleccionado, la intensidad nominal que pasara por el cable eléctrico es 17.2 amperios, teniendo en cuenta una longitud de cable de 23 m y mediante una instalación área se procede a seleccionar el cable eléctrico.

#### Selección del cable por ampacidad

Usando un factor de seguridad de 1.3 se obtiene la intensidad de diseño de 23.4 A (Ministerio de Energia y Minas, 2001).

$$I_d = 17.2 \times 1.3 = 22.4 \text{ A}$$

Por lo tanto, se tiene que  $I_n > 22.4 \text{ A}$ , se selecciona el cable usando la tabla del anexo 19, obteniéndose un cable con sección transversal necesaria de  $2.5 \text{ mm}^2$ , con los siguientes parámetros nominales:  $I_n = 25 \text{ A}$  (instalación aérea), temperatura máxima de  $75^\circ\text{C}$  y temperatura de instalación de  $30^\circ\text{C}$

#### Verificación a la caída de tensión del cable

La caída de tensión admisible en cable es de 0 a 3.5% de la tensión nominal (Ministerio de Energia y Minas, 2001). Por lo tanto, se adopta para una mejor eficiencia del cable una caída de tensión del 1.5%

$$\Delta U_{adm} = 0.015 \times 460 = 6.9 \text{ V}$$

Posteriormente, se calcula la resistencia de línea (Mujal, 2002):

$$R_L = \rho_{Cu} \times \frac{L_C}{S_t} \quad (23)$$

en donde,  $R_L$  es la resistencia de línea en  $\Omega$ ,  $\rho_{Cu}$  es la resistividad del cobre en  $\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ ,  $L_C$  es la longitud del cable en metros y  $S_t$  es la sección transversal del conductor en  $\text{mm}^2$ . Reemplazando en la ecuación 21, se tiene:

$$R_L = 0.0175 \left( \frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}} \right) \times \frac{23(\text{m})}{2.5(\text{mm}^2)} = 0.161 \Omega$$

La caída de tensión nominal se determina mediante la siguiente ecuación (Mujal, 2002):

$$\Delta U_c = \sqrt{3} \times I_L \times R_L \quad (24)$$

en donde,  $\Delta U_c$  es la caída de tensión en voltios,  $I_L$  es la intensidad de la línea en amperios. Reemplazando en la ecuación 22, se tiene:

$$\Delta U_c = \sqrt{3} \times 17.2 \times 0.161 = 4.8 \text{ V}$$

Siendo la caída porcentual de 1.04% respecto de la tensión nominal, teniendo en cuenta que  $U_n < 1.5\%$  admisible, se observa que se ha elegido correctamente el cable, THW de 2.5 mm<sup>2</sup>.

### Verificación de temperatura del conductor

De acuerdo a los parámetros nominales del conductor THW de 2.5 mm<sup>2</sup>, la temperatura máxima es de 75°C. Por lo tanto, se calcula la temperatura máxima del conductor en función a la carga nominal del motor eléctrico seleccionado mediante la siguiente ecuación (Mujal, 2002):

$$t_{m\acute{a}x} = t_m + (t_n - t_m) \times \alpha^2 \quad (25)$$

en donde,  $t_{m\acute{a}x}$  es la temperatura máxima del conductor en °C,  $t_m$  es la temperatura de montaje del conductor en °C y  $\alpha$  es el índice de carga nominal del cable que se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\alpha = \left( \frac{I_m}{I_c} \right) \quad (26)$$

en donde,  $I_c$  es la intensidad nominal del conductor en amperios y  $I_m$  es la intensidad del motor eléctrico en amperios. Por lo tanto, reemplazando en la ecuación 24, se tiene:

$$\alpha = \frac{17.2[A]}{25[A]} = 0.69$$

reemplazando en la ecuación 23, se tiene:

$$t_{m\acute{a}x} = 30 + (75 - 30) \times (0.69)^2 = 51.42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La temperatura máxima del conductor, a carga nominal del motor eléctrico sería de 51.42°C, siendo este menor a la temperatura máxima de 75°C, entonces, el conductor también pasa la verificación a la temperatura. En la figura del anexo 20, se grafica el comportamiento de la temperatura del cable THW de 2.5 mm<sup>2</sup> en función a la intensidad de línea del motor eléctrico.

### Potencia perdida en el conductor

Para esta verificación se realizará el cálculo para valores nominales (Mujal, 2002).

Por lo tanto, la potencia máxima perdida en el conductor THW de 2.5 mm<sup>2</sup> es:

$$P_{p\text{-}c\text{d}\text{t}\text{or}} = \frac{3 \times 0.161(\Omega) \times 17.2^2(A^2)}{1000} = 0.143 \text{ Kw}$$

### **Eficiencia del conductor**

Sabiendo que la potencia máxima perdida del conductor es 0.143 Kw, se determina la potencia absorbida nominal del conductor (Mujal, 2002):

$$P_{abs-n} = 11 + 0.143 = 11.143 \text{ Kw}$$

por lo tanto, se tiene:

$$\eta_{cond}(\%) = \left(1 - \frac{0.143}{11 + 0.143}\right) * 100 = 98.71 \%$$

En la figura del anexo 21, se grafica el comportamiento del rendimiento del conductor THW de 2.5 mm<sup>2</sup> en función a la intensidad que pasa por el conductor.

#### **d) Selección del secador frigorífico por gas refrigerante**

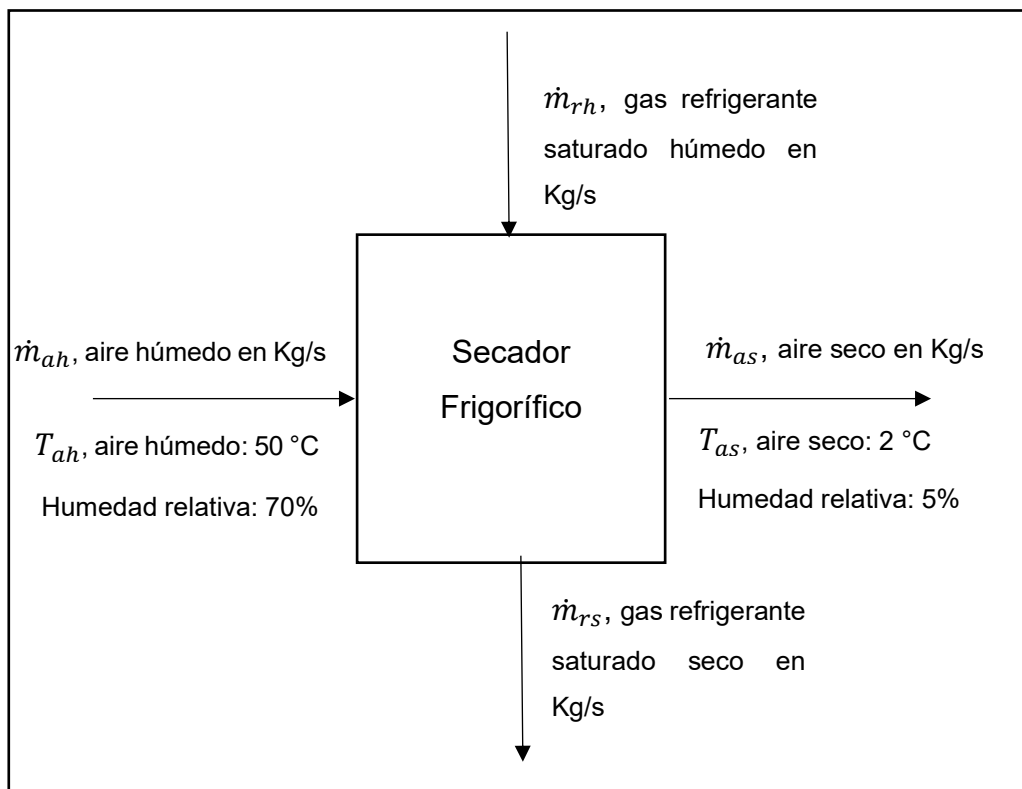
Se selecciona un secador frigorífico ya que es la opción más económica y suficiente para obtener los parámetros del sistema de carbonatación (Atlas Copco Airpower NV, 2015). Para dicha selección se determinará el calor que deberá extraerse al aire comprimido, hasta alcanzar la temperatura de rocío respectiva, en cuyo momento se realizará el proceso de condensación del vapor de agua contenido en el aire comprimido, el resultado deberá ser un aire extremadamente seco, siendo su humedad relativa final entre 0 a 5% a una temperatura de 2°C. En la entrada del secador se considera una humedad relativa entre el 70 a 75 y para determinar la temperatura de descarga del compresor se utilizará la siguiente ecuación (Yunus A., y otros, 2014):

$$T_2 = T_1 \times \left[ 1 + \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1}{n_{comp}} \right] \quad (27)$$

en donde,  $T_2$  es la temperatura de descarga del compresor en °C,  $P_1$  es la presión de succión del compresor en Kg/cm<sup>2</sup> y  $P_2$  es la presión de descarga del compresor en Kg/cm<sup>2</sup>. Teniendo como datos:  $T_1 = 23^\circ\text{C}$ ,  $P_1 = 0.82 \text{ bar} = 0.84 \text{ Kg/cm}^2$ ,  $P_2 = 8.5 \text{ bar} = 8.67 \text{ Kg/cm}^2$ ,  $k = 1.4$  y  $n_{comp} = 0.80$ . Reemplazando en la ecuación 25, se tiene:

$$T_2 = 23[^\circ\text{C}] \times \left[ 1 + \frac{\left( \frac{8.67 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]}{0.84 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]} \right)^{\frac{(1.4-1)}{1.4}} - 1}{0.80} \right] = 49.93^\circ\text{C} \approx 50^\circ\text{C}$$

Considerando en la entrada del secador una humedad relativa del aire del 70% con una temperatura de aire húmedo de 50°C y en la salida del secador una humedad relativa del aire del 5% con una temperatura de aire seco de 2°C, se procede a esquematizar mediante un balance de masa y energía en el secador frigorífico, vea la figura 11.



**Figura 11.** Balance de masa y energía en el secador frigorífico.

A partir de la figura 11 y mediante el uso de la ecuación de la conservación de la energía (Yunus A., y otros, 2014) ,se tiene lo siguiente:

$$Q_{sf} = Q_a \quad (28)$$

donde se considera que, el calor que absorbe el secador frigorífico es igual al calor que transfiere el aire comprimido, aplicando el balance de energía (Yunus A., y otros, 2014),se tiene la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{sf} = \frac{\dot{m}_{as}(h_{ah1} - h_{as2})}{\eta_{secador}} \quad (29)$$

en donde,  $\dot{Q}_{sf}$  es el flujo de calor del secador frigorífico en Kw,  $\dot{m}_{as}$  es el flujo masico de aire seco en Kg/s,  $h_{ah1}$  es la entalpia del aire húmedo en Kj/Kg,  $h_{as2}$  es la entalpia del aire seco en Kj/Kg y  $\eta_{secador}$  es el rendimiento del secador frigorífico. Así mismo, mediante la siguiente ecuación se determinará el flujo masico de aire seco (Yunus A., y otros, 2014):

$$\dot{m}_{as} = \left( \frac{\dot{m}_{ah1}}{1 + x_1} \right) \quad (30)$$

en donde,  $\dot{m}_{ah1}$  es el flujo de aire húmedo del aire comprimido en Kg/s y  $x_1$  es la humedad absoluta del aire húmedo a la entrada del secador frigorífico. Mediante la siguiente ecuación se determina el flujo masico de aire húmedo (Mott, 2006):

$$\dot{m}_{ah1} = \dot{V} \times \rho \quad (31)$$

en donde,  $\dot{V}$  es el flujo de aire libre en  $Nm^3/min$  y  $\rho$  es la densidad del aire en  $Kg/m^3$ . Se tiene que  $\dot{V} = 1.792 Nm^3/min = 0.03 Nm^3/s$  y la densidad del aire  $\rho$  se determina mediante el uso de la tabla del anexo 22 con una temperatura de  $50^\circ C$ , el cual tiene un valor de  $1.092 Kg/m^3$ .

Reemplazando en la ecuación 29, se tiene:

$$\dot{m}_{ah1} = 0.03 \left[ \frac{Nm^3}{s} \right] \times 1.092 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right] = 0.033 \left[ \frac{Kg}{s} \right]$$

Además, mediante el grafico psicrométrico del anexo 15 se obtiene la humedad absoluta del aire húmedo  $x_1$ , o también mediante el uso de la tabla del anexo 16.

Por lo tanto, la humedad absoluta del aire húmedo  $x_1$  a una temperatura de  $50^\circ C$  y con una humedad relativa del 70%, de la tabla del anexo 23 se tiene que  $x_1 = 58.00 g \text{ agua}/kg \text{ aire seco} = 0.058 kg \text{ agua}/kg \text{ aire seco}$ .

Reemplazando en la ecuación 28, se tiene:

$$\dot{m}_{as} = \left( \frac{0.033}{1 + 0.058} \right) = 0.0312 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Las entalpias del aire por unidad de masa de aire seco están determinadas con base a la siguiente ecuación (Yunus A., y otros, 2014):

$$h_{ah} = 1.005 \times T_a + x_n \times (2510 + 1.882 \times T_a) \quad (32)$$

en donde,  $h_{ah}$  es la entalpia de aire húmedo en KJ/Kg,  $T_a$  es la temperatura del aire en  $^\circ C$  y  $x_n$  es la humedad relativa en Kg agua/ Kg aire seco.

- A la entrada del secador de aire por gas refrigerante, reemplazando en la ecuación 30, se tiene:

$$h_{ah1} = 1.005 \times 50 + 0.058 \times (2510 + 1.882 \times 50) = 201.29 \left[ \frac{Kj}{Kg} \right]$$

- A la salida del secador de aire por gas refrigerante, se considera una temperatura del aire de 2°C, humedad relativa del 5%, obteniéndose así una humedad absoluta de aire húmedo  $x_2 = 0.00022 \text{ kg agua/kg aire seco}$ , de acuerdo a la tabla del anexo 23. Por lo tanto, reemplazando en la ecuación 30, se tiene:

$$h_{a2} = 1.005 \times 2 + 0.00022 \times (2510 + 1.882 \times 2) = 2.56 \left[ \frac{Kj}{Kg} \right]$$

Con los valores obtenidos de los parámetros del aire y considerando un rendimiento del secador de 0.95, se reemplaza en la ecuación 27, por lo tanto, se tiene:

$$\dot{Q}_{sf} = \frac{0.0312 \left[ \frac{kg}{s} \right] \times (201.29 - 2.56) \left[ \frac{Kj}{Kg} \right]}{0.95} = 5.57 [Kw]$$

Se selecciona el secador frigorífico en función al catálogo del fabricante SMC Corporation, vea anexo 29. El secador frigorífico tendrá una potencia de 15 Kw con una capacidad de flujo de aire 2.9 m<sup>3</sup>/min, bajo una temperatura de entrada de 55 °C, frecuencia de 60Hz y con el uso de un gas refrigerante R134.

#### e) Selección del filtro para aire comprimido

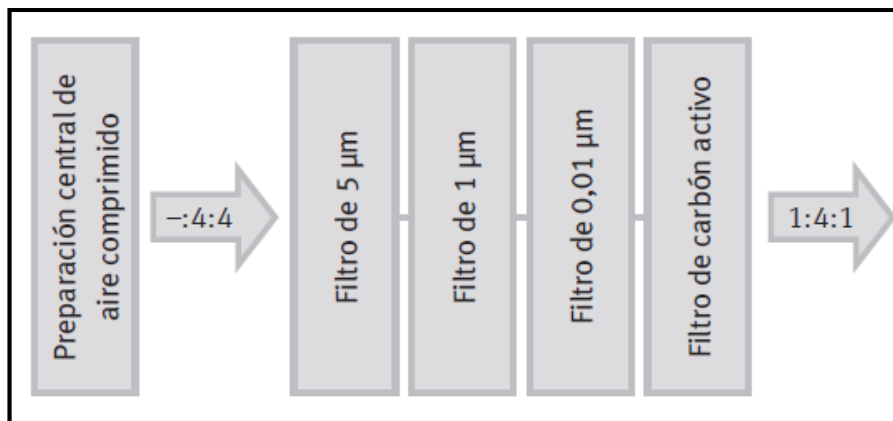
En la industria alimentaria y de bebidas, el aire comprimido debe cumplir los más rigurosos requerimientos de calidad. El cumplimiento de estos requerimientos es fundamental para garantizar la buena calidad de los alimentos y, por lo tanto, para salvaguardar la integridad de los consumidores. Para el presente caso, el aire comprimido entra en contacto directo con la bebida, por lo tanto, se aplica la clasificación de la calidad de aire comprimido según ISO 8573-1:2010, vea la tabla del anexo 12 (Festo AG & Co.KG, 2013) (VDMA, 2016) (British Compressed Air Society Limited, 2013).

En vista que la norma ISO 8573-1:2010 solamente define las clases. No estipula una recomendación concreta sobre la pureza del aire comprimido que debe utilizarse en la industria alimentaria. Sin embargo, las directivas y recomendaciones (VDMA, 2016) (British Compressed Air Society Limited, 2013), permiten seleccionar una filtración en cascada, vea anexo 24. Por lo tanto, se obtiene:



- Partículas sólidas: clase 1
- Agua: clase 4
- Aceite: clase 1

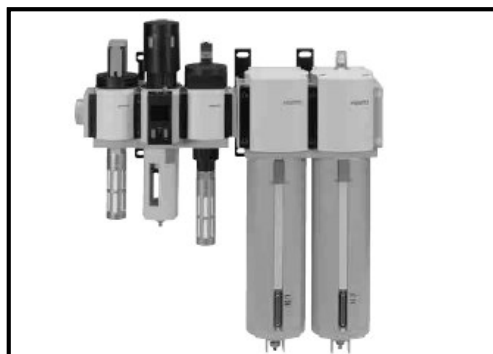
En la figura 12, se visualiza la configuración de los filtros en cascada para obtener una clase 1:4:1; en donde el filtro principal es de 5  $\mu\text{m}$ , microfiltro de 1  $\mu\text{m}$ , filtro submicrónico de 0.01  $\mu\text{m}$  y por último un filtro de carbón activo para retener aromas inapropiados para el proceso.



**Figura 12.** Configuración en cascada de filtración del aire comprimido para obtener una clase 1:4:1

Fuente: (Festo AG & Co.KG, 2013)

En la figura 13, se visualiza la combinación física de los filtros para obtener la clase 1:4:1. Dicha representación pretende dar una idea para la instalación de los mismos en el sistema aire comprimido.



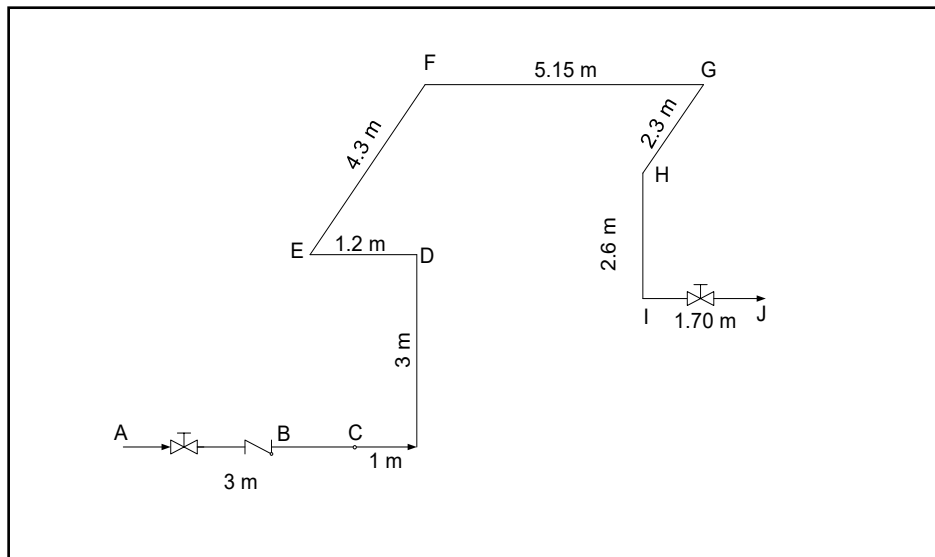
**Figura 13.** Combinación física de los filtros para obtener la clase 1:4:1.

Fuente: (Festo AG & Co.KG, 2013)

#### 4.4. Diseño de la red de distribución del sistema aire comprimido

##### a) Diámetro interior de la tubería de aire comprimido

Se determina el diámetro interior necesario de la tubería, en función de sus parámetros de estado, a la salida del compresor, en condiciones nominales. En la figura 14, se esquematiza el recorrido de las líneas de aire comprimido, en donde, A es el punto de entrega de aire comprimido por el compresor, B es el punto de llegada del aire comprimido al secador frigorífico, C es el punto de salida del aire comprimido del secador frigorífico y J es el punto de entrega a los filtros.



**Figura 14.** Línea de aire comprimido para el nuevo sistema.

De acuerdo a la ecuación de continuidad (Mott, 2006), se tiene:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (33)$$

Donde,  $\dot{m}_1$  es el flujo másico de aire libre al ingreso del compresor en Kg/s y  $\dot{m}_2$  es el flujo másico de aire libre a la salida del compresor Kg/s. Entonces, con la ecuación de flujo másico (Mott, 2006), se tiene la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \rho_{ac} \times U_{ac} \times S_t \quad (34)$$

en donde,  $\dot{m}$  es el flujo masico de aire comprimido entre un tramo de la tubería en Kg/s,  $\rho_{ac}$  es la densidad del aire comprimido en Kg/m<sup>3</sup>,  $U_{ac}$  es la velocidad del flujo de aire comprimido en m/s y  $S_t$  es la sección transversal de la tubería en m<sup>2</sup>.

Mediante la ecuación de los gases ideales, se determina la densidad del aire comprimido, por lo tanto, despejando  $\rho$  se tiene:

$$\rho_{ac} = \frac{p_{ac}}{R_a \times T_{ac}} \quad (35)$$

en donde,  $p_{ac}$  es la presión nominal absoluta del aire de descarga en  $\text{Nm}^2$  y  $T_{ac}$  es la temperatura absoluta del aire comprimido en grados Kelvin.

#### a) Cálculo de la tubería en el tramo A-B

De acuerdo a la figura 14, desde el tramo A hasta B, se tiene los siguientes datos:

- Presión nominal manométrica del aire de descarga: 7.5 bar
- Presión nominal absoluta del aire de descarga:  $7.5 + 1 = 8.5 \text{ bar}$
- Temperatura del aire a la salida del compresor:  $50^\circ\text{C}$
- Temperatura absoluta del aire comprimido, al salir del compresor:  
 $50 + 273.15 = 323.15 \text{ K}$
- Constante particular del aire:  $288.28 \text{ J}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$

Reemplazando en la ecuación 33, se tiene:

$$\rho = \frac{8.5 \times 10^5 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]}{288.28 \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \times 323.15 [\text{K}]} = 9.12 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Por lo tanto, de la ecuación 32 se despeja  $S_t$  para obtener la sección transversal de la tubería en el tramo A -B:

$$S_t = \frac{\dot{m}_{ac}}{U_{ac} \times \rho_{aic}} \quad (36)$$

Para la operación de la ecuación 34 se tiene los siguientes datos:

- Flujo volumétrico nominal de aire libre:  $1.792 \text{ Nm}^3/\text{min}$
- Flujo másico de aire libre:  $1.792 \text{ Nm}^3/\text{min} \times 1.092 \text{ Kg}/\text{m}^3 = 1.96 \text{ Kg}/\text{min} = 0.033 \text{ Kg}/\text{s}$
- Densidad del aire comprimido:  $9.12 \text{ Kg}/\text{m}^3$
- Velocidad inicial del aire en tubería:  $10 \text{ m}/\text{s}$  (rango recomendado 6 a  $15 \text{ m}/\text{s}$ , (Atlas Copco Airpower NV, 2015))

Reemplazando en la ecuación 34, se tiene:

$$S_t (\text{m}^2) = \frac{0.033 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]}{10 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \times 9.12 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]} = 3.62 \times 10^{-4} [\text{m}^2]$$

Teniendo la sección transversal de la tubería, se obtiene el diámetro nominal necesario de la tubería de aire comprimido para el tramo A-B:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \times S_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3.62 \times 10^{-4}}{\pi}} = 0.0215 \text{ m} = 21.5 \text{ mm} = 0.85''$$

El diámetro nominal se aproxima a un valor comercial inmediato superior de 1". Se determina el número de cédula, en función de la presión de servicio y de la resistencia mecánica del material de la tubería. El acero inoxidable es comúnmente usado para los sistemas de tuberías que necesitan un proceso extremo de limpieza. La industria alimentaria usualmente usa el acero inoxidable 304L (VDMA, 2016). De la tabla del anexo 25, una tubería 304L para una temperatura de operación de 50°C, se tiene un esfuerzo admisible de 15300 psi (Schweitzer P.E, 1994) (American Society of Mechanical Engineers, 2011).

Para el dimensionamiento mecánico de la tubería de aire comprimido, se asume un factor de servicio de  $f_s = 1.3$  para sobrepresiones (American Society of Mechanical Engineers, 2011). Por lo tanto, mediante la ecuación 12 se determina el número de cédula de la tubería de aire comprimido. Teniendo en cuenta una presión de trabajo  $p_{ai-comp} = 8.5 \text{ bar} = 123.3 \text{ psi}$  y  $\sigma_{admisible} = 15300 \text{ psi}$ , reemplazando en la ecuación 12, se obtiene:

$$N^{\circ}_{cedula} = \frac{1.3 \times 123.3[Psi]}{15300[Psi]} \times 1000 = 10.48$$

El número de cédula obtenido no está normado, se elige el inmediato superior normalizado, que es 40, entonces, la tubería de aire comprimido en el lado de la descarga del compresor será de diámetro nominal 1" y cédula 40, acero inoxidable 304L, así mismo, se considera las mismas características técnicas para la tubería a la salida del secador frigorífico de tal modo que se pueda manejar uniformidad en la red ya que no existe mucha variación en el cálculo de número de cédula hallado anteriormente. De la tabla del anexo 26, se obtiene el espesor de pared, por lo tanto, se tiene que:

$$d_{int} = 33.90 [mm] - 2 \times 3.38[mm] = 27.14 \text{ mm} = 0.027 \text{ m}$$

A continuación, se determina la velocidad máxima real del aire comprimido en la tubería, despejando  $U_{ac}$  de la ecuación 34 se tiene:

$$U_{ac} = \frac{\dot{m}_{ac}}{\rho_{ac} \times S_t} \quad (37)$$

donde,  $S_t = \pi \times (0.027)^2 / 4 = 5.73 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ , reemplazando en la ecuación 37 se tiene:

$$U_{ac} = \frac{0.033 \left[ \frac{Kg}{s} \right]}{9.12 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right] \times 5.73 \times 10^{-4} [m^2]} = 6.32 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Por lo tanto, 6.32 m/s es la velocidad real del aire comprimido, a condiciones de flujo nominal. Posteriormente, se determina el número de Mach, mediante la siguiente ecuación (Yunus A., y otros, 2014):

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (38)$$

donde,  $V$  es la velocidad real del fluido en m/s y  $c$  es la velocidad del sonido en función al estado del fluido. Considerando el aire como un gas ideal, la velocidad del sonido  $c$  se determina mediante la ecuación (Yunus A., y otros, 2014):

$$c = \sqrt{k \times R \times T} \quad (39)$$

donde,  $k$  es la razón del calor específico del gas ideal,  $R$  es la constante particular del gas en KJ/Kg.K y  $T$  es la temperatura a la que se encuentra el gas en grados kelvin. Considerando el constante particular del gas  $R$ , el cual fue hallado anteriormente con valor 0.28828 KJ/Kg.K, la razón calor específico del aire  $k$  a una temperatura de 50°C (323.15 K), debido a que no se encuentra en la tabla del anexo 37 se realiza una interpolación.

**Tabla 8.** Interpolación lineal para determinar la razón del calor específico del aire a 50°C.

Interpolación lineal	
Temperatura (K)	$k$
300	1.4
323.15	$k$
350	1.398

$$k = \left( \frac{323.15 - 300}{350 - 300} \right) (1.398 - 1.4) + 1.4 = 1.399$$

Reemplazando en la ecuación 37, se tiene:

$$c = \sqrt{1.399 \times 0.28828 \left[ \frac{KJ}{kg \cdot K} \right] \times 323.15 [K] \times \frac{1000 \left[ \frac{m^2}{s^2} \right]}{1 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]}} = 361 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Reemplazando en la ecuación 36, se tiene:

$$Ma = \frac{6.32}{361} = 0.02$$

Por lo tanto, el flujo a la salida del compresor es subsónico  $Ma < 1$ .

Con los datos de la figura 14, se obtiene la longitud total de tramos rectos:

$$L_L = 3 [m]$$

Posteriormente, se determina la longitud equivalente de los accesorios, teniendo en cuenta que se utilizara, 1 válvula de compuerta y 1 válvula de antirretorno. Mediante el uso de tabla del anexo 8 y reemplazando en la ecuación 9, se tiene:

$$L_T = 3 + 1(0.5) + 1(0.6) = 4.1 m$$

De la ecuación de la energía (Mott, 2006) , se utilizará la ecuación 7 para determinar la caída de presión en la tubería. En donde,  $h_L$  la perdida de energía debido a la fricción entre los puntos A y B.

El peso específico del aire  $\gamma$  ,se determina mediante el uso de la tabla del anexo 22 con una temperatura de  $50^\circ\text{C}$ , la cual tiene un valor de  $10.71 \text{ N/m}^3$ .Posteriormente, se determina el tipo de flujo, laminar o turbulento; para ello, se determina el número de Reynolds (Mott, 2006) ,mediante la siguiente ecuación:

$$N_R = \frac{U_{ac} \times d_{int}}{\nu} \quad (40)$$

en donde,  $U_{ai-comp}$  es velocidad del aire comprimido que viaja por la tubería desde A hasta B en m/s,  $d_{int}$  es el diámetro interno de la tubería metros y  $\nu$  es la viscosidad cinemática del aire en  $\text{m}^2/\text{s}$ . La viscosidad cinemática del aire  $\nu$  ,se determina mediante el uso de la tabla anexo 22, con una temperatura de  $50^\circ$ , la cual tiene un valor de  $1.79 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ . Reemplazando en la ecuación 40, se obtiene:

$$N_R = \frac{6.32 \left[ \frac{m}{s} \right] \times 0.027 [m]}{1.79 \times 10^{-5} \left[ \frac{m^2}{s} \right]} = 9533$$

Debido que  $N_R > 4000$  es un flujo turbulento, por lo tanto, se usa la ecuación 8 de Darcy (Mott, 2006) para determinar la perdida de energía  $h_L$  .Para fines prácticos la aceleración de la gravedad se tomara un valor de  $9.81 \text{ m/s}^2$ .

Por lo tanto, de la tabla del anexo 27 se obtiene la rugosidad absoluta de  $\varepsilon = 0.006 \text{ mm} = 6 \times 10^{-6} \text{ m}$  , para una tubería de material de acero inoxidable de grano pulido. Mediante la ecuación 11, se obtiene la rugosidad relativa teniendo en cuenta un  $d_{int} = 0.027 \text{ m}$ . Reemplazando en la ecuación 11, se tiene:

$$R_r = \frac{0.027 [m]}{6 \times 10^{-6} [m]} = 4500$$

Al observar el diagrama de Moody en la figura del anexo 11, se lee un  $f = 0.032$ . Así mismo, se podría usar la siguiente ecuación para calcular de manera directa el valor del factor de fricción para flujo turbulento (Ecuación modificada de Colebrook-White, 1995).

$$f = \frac{0.25}{\left( \log \left( \frac{1}{3.7 \times \frac{d_{int}}{\varepsilon}} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right)^2} = 0.032 \quad (41)$$

Reemplazando en la ecuación 8, se tiene:

$$h_L = 0.032 \times \frac{4.1[m]}{0.027[m]} \times \frac{\left(6.32 \left[\frac{m}{s}\right]\right)^2}{2 \times 9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]} = 9.89 [m]$$

Posteriormente, se reemplaza con los datos calculados en la ecuación 7:

$$\Delta p_{A-B} = 10.71 \left[\frac{N}{m^3}\right] \times 9.89[m] = 105.9 \left[\frac{N}{m^2}\right] = 0.0011 \text{ bar}$$

Por lo tanto, la caída de presión porcentual en el tramo AH:

$$\Delta p_{A-B}(\%) = \frac{\Delta p_{A-B}}{\rho_{ai-comp}} = \frac{0.0011}{7.5} \times 100 = 0.015 \% \text{ de } \rho_{ai-comp}$$

Entonces, la caída de presión es el 0.015 % del valor de la presión inicial, significa que la tubería está bien dimensionada (Mott, 2006).

### b) Cálculo de la tubería en el tramo C-J

Del mismo modo, se determina el diámetro nominal de la tubería a la salida del secador frigorífico. De acuerdo a la figura 14, desde el tramo C hasta J, se considera una temperatura del aire comprimido a 2°C (275.15 K), reemplazando en la ecuación 31, se tiene:

$$\rho = \frac{8.5 \times 10^5 \left[\frac{N}{m^2}\right]}{288.28 \left[\frac{J}{kg * K}\right] \times 275.15[K]} = 10.72 \left[\frac{kg}{m^3}\right]$$

Considerando que el diámetro interno del puerto que se encuentra a la salida del secador frigorífico es una rosca RC1 (1 pulgada), vea anexo 29. Se determina la velocidad a la salida del secador frigorífico, mediante la ecuación 37.

$$U_{ac} = \frac{0.033}{10.72 \times \frac{0.027^2 \pi}{4}} = 5.38 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Por lo tanto, 5.38 m/s es la velocidad real del aire comprimido, a condiciones de flujo nominal. Posteriormente, se determina el número de Mach, para ello determinación la velocidad del sonido  $c$ . Considerando el constante particular del gas  $R$ , el cual fue hallado anteriormente con valor 0.28828 KJ/Kg.K, la razón calor específico del aire  $k$  a una temperatura de 2°C (275.15 K), debido a que no se encuentra en la tabla del anexo 37 se realiza una interpolación.

**Tabla 9.** Interpolación lineal para determinar la razón del calor específico del aire a 2°C.

Interpolación lineal	
Temperatura (K)	$k$
250	1.401
275.15	$k$
300	1.400

$$k = \left( \frac{275 - 250}{300 - 250} \right) (1.4 - 1.401) + 1.401 = 1.4$$

Reemplazando en la ecuación 37, se tiene:

$$c = \sqrt{1.4 \times 0.28828 \left[ \frac{KJ}{kg \cdot K} \right] \times 275.15 [K] \times \frac{1000 \left[ \frac{m^2}{s^2} \right]}{1 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]}} = 333.24 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Reemplazando en la ecuación 36, se tiene:

$$Ma = \frac{5.38}{333.24} = 0.016$$

Por lo tanto, el flujo a la salida del compresor es subsónico  $Ma < 1$ .

Con los datos de la figura 14, se obtiene la longitud total de tramos rectos:

$$L_L = 1 + 3 + 1.2 + 4.3 + 5.1 + 2.3 + 2.6 + 1.7 = 21.25 [m]$$

Posteriormente, se determina la longitud equivalente de los accesorios, teniendo en cuenta que se utilizara, 1 válvula de compuerta y 1 válvula de antirretorno. Mediante el uso de tabla del anexo 10 y reemplazando en la ecuación 9, se tiene:

$$L_T = 21.25 + 7(0.6) + 1(0.5) = 25.95 [m]$$

De la ecuación de la energía (Mott, 2006), se utilizará la ecuación 7 para determinar la caída de presión en la tubería. En donde,  $h_L$  la perdida de energía debido a la fricción entre los puntos C y J. El peso específico del aire  $\gamma$ , se determina mediante el uso de la tabla del anexo 22 con una temperatura de 2°C. Dado que, este valor



no se encuentra en la tabla se procede a realizar una interpolación lineal para encontrar el valor aproximado.

**Tabla 10.** Interpolación lineal para determinar el peso específico del aire a 2°C.

Interpolación lineal	
Temperatura (°C)	Peso específico (N/m <sup>3</sup> )
0	12.77
2	$\gamma$
10	12.23

$$\gamma = \left(\frac{2-0}{10-0}\right)(12.23 - 12.77) + 12.77 = 12.66 \left[\frac{N}{m^3}\right]$$

La viscosidad cinemática del aire  $\nu$ , se determina mediante el uso de la tabla anexo 22, con una temperatura de 2°C. Dado que, este valor no se encuentra en la tabla se procede a realizar una interpolación lineal para encontrar el valor aproximado.

**Tabla 11.** Interpolación lineal para determinar la viscosidad cinemática del aire a 2°C.

Interpolación lineal	
Temperatura (°C)	$\times 10^{-5}$ (m <sup>2</sup> /s)
0	1.33
2	$\nu$
10	1.42

$$\nu = \left(\frac{2-0}{10-0}\right)(1.42 - 1.33) + 1.33 = 1.35 \times 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]$$

Reemplazando en la ecuación 40, se obtiene:

$$N_R = \frac{5.38 \left[\frac{m}{s}\right] \times 0.027[m]}{1.35 \times 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]} = 10760$$

Debido que  $N_R > 4000$  es un flujo turbulento, por lo tanto, se usa la ecuación 8 de Darcy (Mott, 2006) para determinar la pérdida de energía  $h_L$ . Para fines prácticos la aceleración de la gravedad se tomara un valor de 9.81m/s<sup>2</sup>.

Por lo tanto, de la tabla del anexo 27 se obtiene la rugosidad absoluta de  $\epsilon = 0.006 \text{ mm} = 6 \times 10^{-6} \text{ m}$ , para una tubería de material de acero inoxidable de grano pulido. Mediante la ecuación 11, se obtiene la rugosidad relativa teniendo en cuenta un  $d_{int} = 0.027 \text{ m}$ . Reemplazando en la ecuación 11, se tiene:

$$R_r = \frac{0.027[m]}{6 \times 10^{-6}[m]} = 4500$$

Al observar el diagrama de Moody en la figura del anexo 09, se lee un  $f = 0.031$ . Así mismo, se podría usar la siguiente ecuación para calcular de manera directa el valor del factor de fricción para flujo turbulento (Mott, 2006).

$$f = \frac{0.25}{\left( \log \left( \frac{1}{3.7 \times \frac{d_{int}}{\varepsilon}} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right)^2} = 0.031 \quad (42)$$

Reemplazando en la ecuación 8, se tiene:

$$h_L = 0.031 \times \frac{25.95[m]}{0.027[m]} \times \frac{\left( 5.38 \left[ \frac{m}{s} \right] \right)^2}{2 \times 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]} = 45.4 [m]$$

Posteriormente, se reemplaza con los datos calculados en la ecuación 7:

$$\Delta p_{A-B} = 12.66 \left[ \frac{N}{m^3} \right] \times (3 + 45.4)[m] = 612.74 \left[ \frac{N}{m^2} \right] = 0.0061 \text{ bar}$$

Por lo tanto, la caída de presión porcentual en el tramo AH:

$$\Delta p_{A-B}(\%) = \frac{\Delta p_{A-B}}{\rho_{ai-comp}} = \frac{0.0061}{7.5} \times 100 = 0.081 \% \text{ de } \rho_{ai-comp}$$

Entonces, la caída de presión es el 0.081 % del valor de la presión inicial, significa que la tubería está bien dimensionada (Mott, 2006).

### c) Dimensionamiento del tanque de almacenamiento de aire comprimido.

De acuerdo a las consultas realizadas al personal técnico y ejecutivo de la empresa, recomiendan que el tiempo de llenado del tanque de almacenamiento sea 5 minutos. Por lo tanto, de los resultados obtenidos anteriormente se tiene:

- La masa total de aire a almacenar es:

$$0.033 \frac{Kg}{s} \times 5 \text{ min} \times \frac{60 s}{1 \text{ min}} = 9.9 \text{ Kg}$$

- La presión absoluta a la salida del compresor: 8.5 bar
- La temperatura absoluta a la salida del compresor es:  $(50 + 273.15) = 323.15 \text{ K}$
- El constante particular del aire:  $288.28 \text{ J}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$

De acuerdo a la ecuación 7 de los gases ideales, se determina el volumen necesario del tanque:

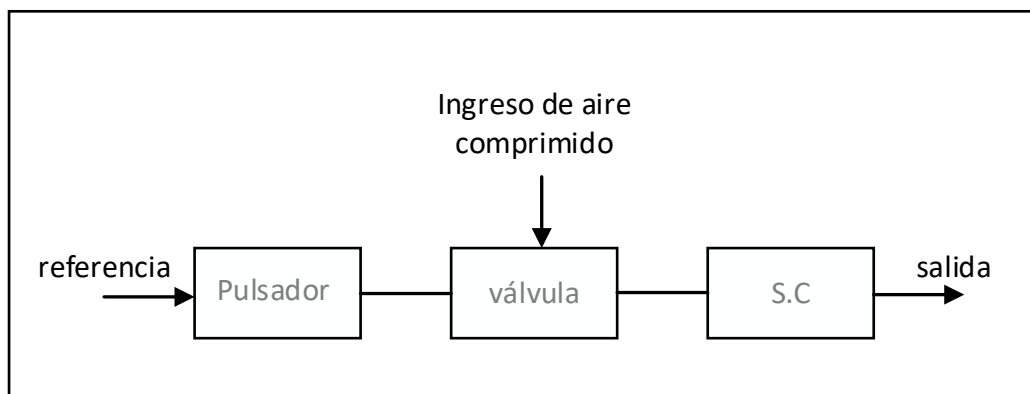
$$V_{Tanque} = \frac{9.9[kg] \times 288.28 \left( \frac{J}{kg * K} \right) \times 323.15[K]}{8.5 \times 10^5 \left[ \frac{N}{m^2} \right]} = 1.1 [m^3]$$

Por lo tanto, se debe considerar el uso de un tanque de almacenamiento de aire comprimido de 1.1 m<sup>3</sup>. De acuerdo al catálogo del fabricante de compresores Kaeser se selecciona un tanque de almacenamiento con capacidad de 2000 litros, con 11 bar de presión máxima permitida, versión vertical con dimensiones 2375 mm de altura y 1150 mm de diámetro, vea anexo 40.

#### 4.5. Diseño del sistema de control automático

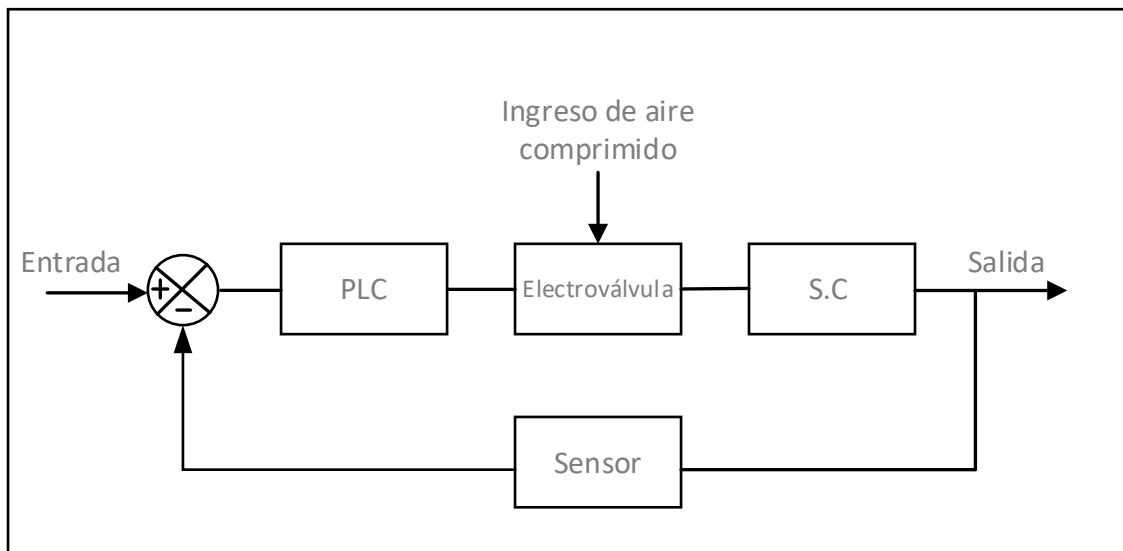
En el sistema de control automático se selecciona el tipo de lazo según las características del nuevo diseño con la finalidad de obtener un buen control para optimizar el proceso de carbonatación. Se comparan los tipos de lazo especificando su operación de control automático.

**Lazo de tipo abierto:** En la figura 15, se observa que una señal de salida no influye sobre la señal de entrada, quiere decir que el ingreso de aire comprimido al sistema de carbonatación se da cuando el operario habilita el pulsador mecánico para la activación de válvula que permita ingresar el aire comprimido y este sea visualizado por un manómetro.



*Figura 15. Esquema de tipo lazo abierto.*

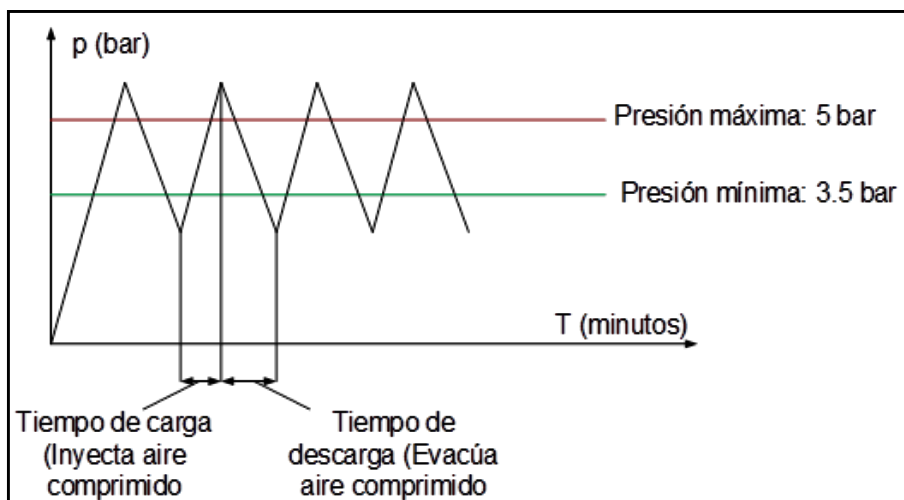
**Lazo de tipo cerrado:** En la figura 16, se observa que la salida influye mucho en la entrada ya que existe una retroalimentación que es el sensor donde controla la presión del sistema de carbonatación y manda una señal al PLC para el control de la válvula y para ello se determina que el tipo de control on/off en nuestro sistema de control automático sería el adecuado.



**Figura 16.** Esquema de tipo lazo cerrado.

**a) Descripción del sistema control automático**

Para el presente caso, y teniendo en cuenta que el tanque de carbonatación es un tanque hidroneumático, es decir con operación que entra en carga cuando alcanza la mínima presión y entra en descarga cuando alcanza la presión máxima como se visualiza en la figura 15, de 5 bar manométricos, por lo tanto, se elige control de presión on-off, conocido como todo o nada. Durante la operación del sistema carbonatador se elige como parte del proceso un presostato que hace activar al módulo de la electroválvula, controlando la presión interna del tanque.



**Figura 17.** Presión de carga y descarga del compresor.

## **b) Componentes del sistema de control automático:**

### **Sensor de presión digital (presostato)**

- $P_{\text{máx}}$  (envía señal de máxima presión): en este caso, es la apertura de un contacto eléctrico, que informa al PLC de máxima presión
- $P_{\text{mín}}$  (envía señal de mínima presión): en este caso, es el cierre de un contacto eléctrico, que informa al PLC de mínima presión

### **Controlador:**

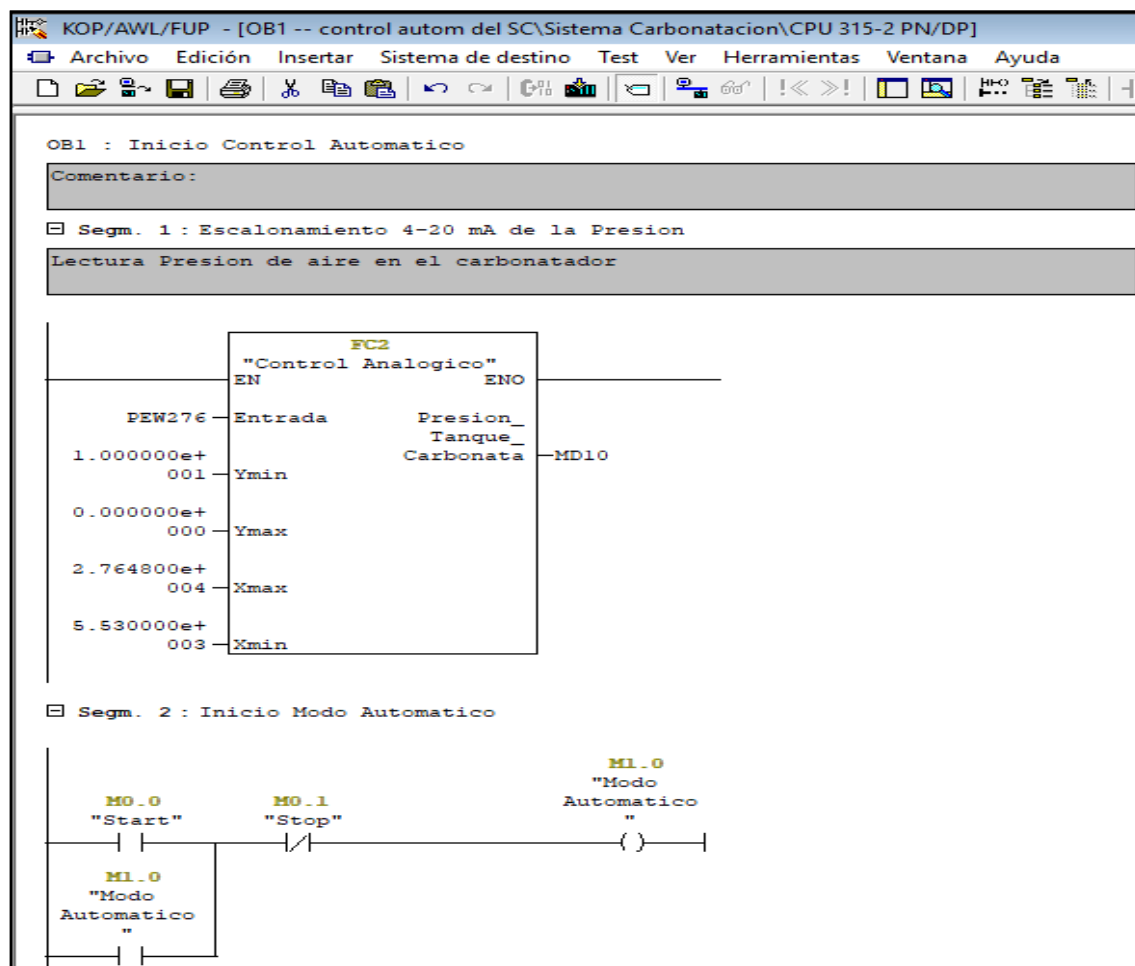
PLC de la familia siemens sin Kit de PID, accionamiento en base a relés internos. Cuando recibe señal de máxima presión, envía señal de control de cierre de suministro de aire comprimido. Cuando recibe señal de mínima presión, del presostato, envía señal de control de inyección de aire comprimido al tanque de carbonatación

### **Elemento de control final:**

Una válvula neumática de tres vías y dos posiciones, con accionamiento electromagnético, diseñada para controlar el paso de un fluido por un conducto o tubería.

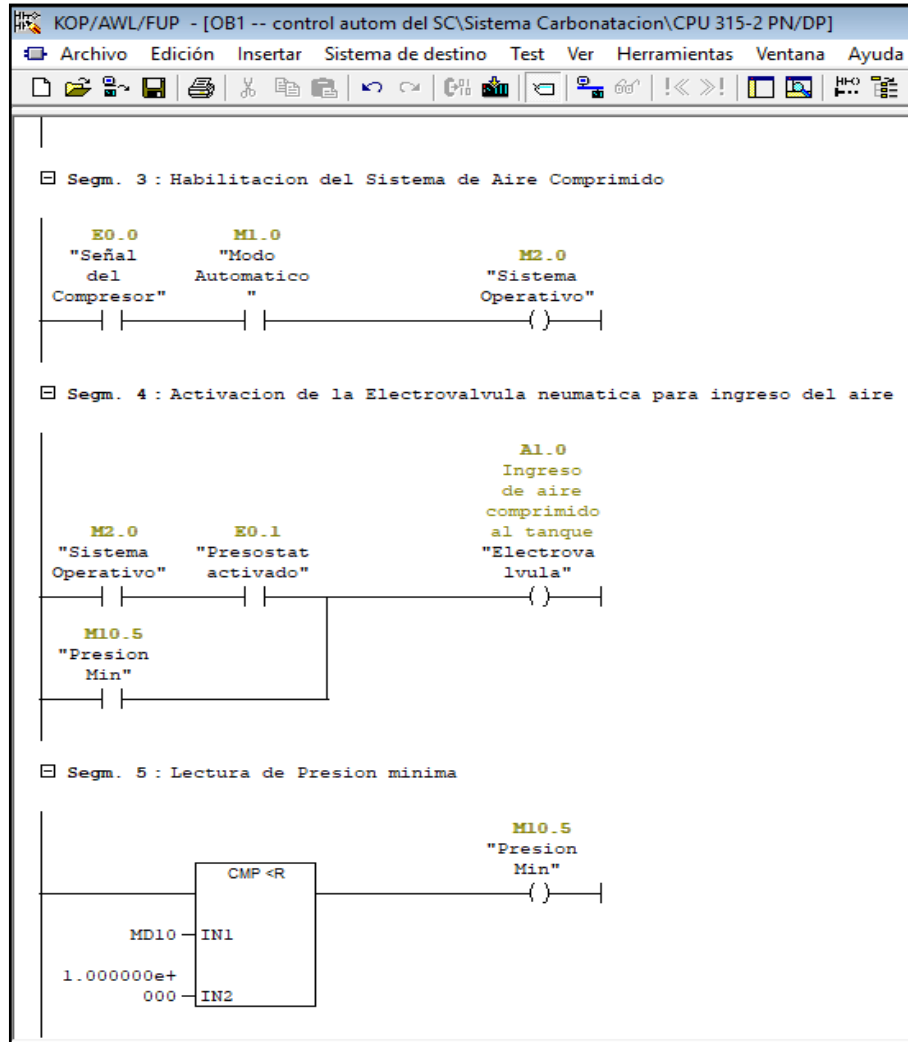
## **c) Programación del sistema control automático en el PLC**

Para el diseño de control automático se realiza con la ayuda del PLC S7-300 de la familia siemens, mediante el software Simatic que nos ayudará hacer el control del proceso con una programación de lenguaje tipo ladder. En la figura 18, la secuencia lógica empieza con el dato mínimo y máximo para la lectura de la presión manométrica (MD10) en el tanque carbonatador, esta lectura fue posible gracias a un escalonamiento dada por un sensor de presión que mide valores analógicos y con el inicio en automático habilitando el trabajo del sistema de aire comprimido.



**Figura 18.** Inicio lectura de presión manométrica en el tanque carbonatador.  
 Fuente: Elaboración propia, realizado en el software Simatic.

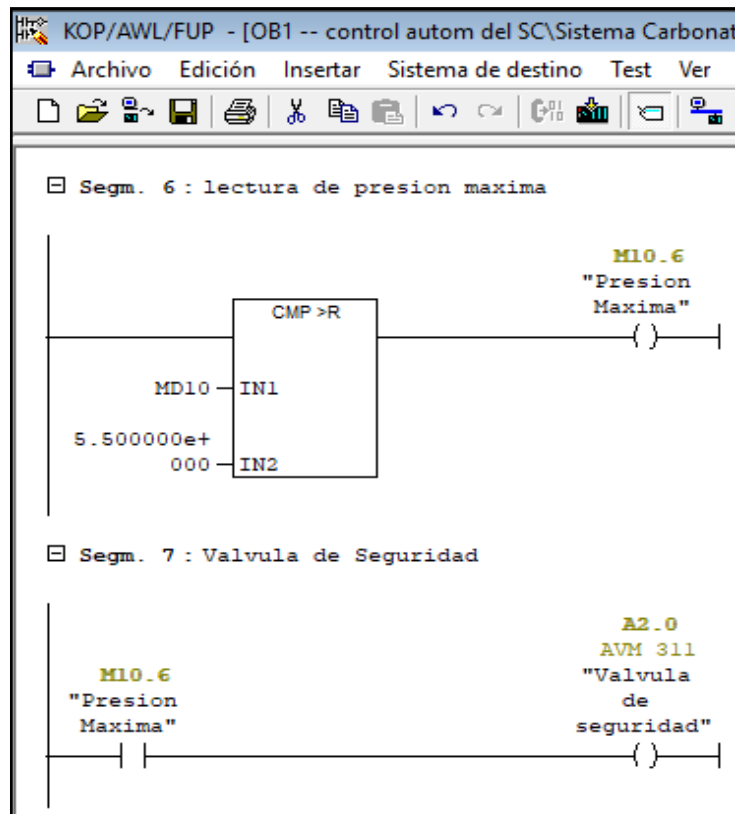
En la figura 19, nos muestra la habilitación del sistema de aire comprimido conectado con un sensor de presión (presostato) para accionar la electroválvula que permita ingresar el aire comprimido al tanque carbonatador, si la presión es mucho mayor que la condición establecida, el sensor va a desergenzar la electroválvula cerrando el pase de aire comprimido al tanque. Siguiendo con la secuencia, se agrega un comparador midiendo la lectura de presión mínima en el tanque con parámetro de 1 bar, si esto se encuentra por debajo automáticamente se activa la electroválvula para el ingreso de aire comprimido.



**Figura 19.** Activación de la electroválvula para el ingreso de aire comprimido al tanque carbonatador.

Fuente: Elaboración propia, realizado en el software Simatic.

En la figura 20, nos muestra la habilitación de una válvula de seguridad cuando llegara a ocurrir una sobrepresión dentro del mismo tanque. Para ello se programó un comparador que mide la presión del tanque y el valor destinado que es de 5.5 bar, si sobrepasa la presión, la válvula AVM311 se activa para corregir el problema. La válvula de seguridad permite auxiliar la sobrepresión generada en el tanque carbonatador.



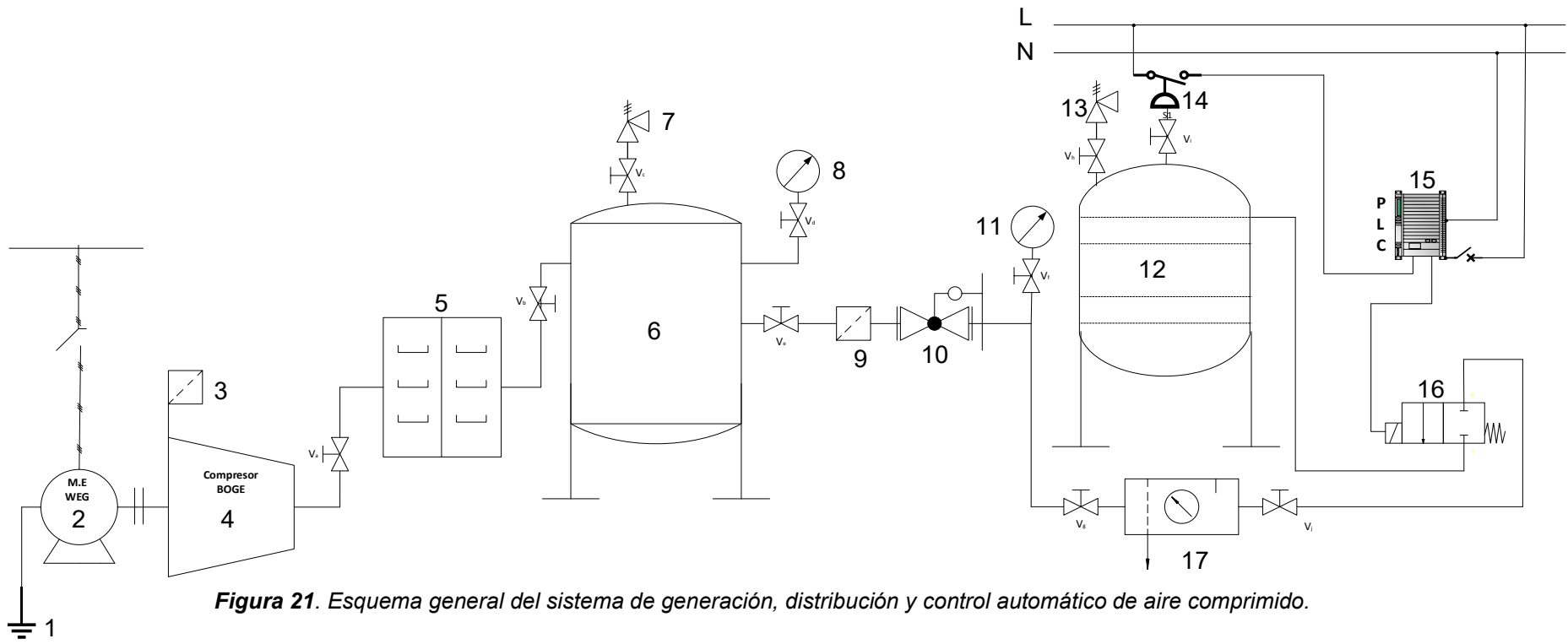
**Figura 20.** *Habilitación de la válvula de seguridad para la sobrepresión en el tanque de carbonatación*

*Fuente: Elaboración propia, realizado en el software Simatic.*

#### **d) Esquema general del sistema de aire comprimido**

El diseño del sistema de control automático será controlado por un sensor que vendría a ser un presostato y será comandado por el PLC de la marca SIEMENS, el cual permitirá monitorear la presión mínima y máxima del tanque carbonatador, sin alterar la calidad de la bebida, debido que será un sistema independiente, por lo cual eliminara las fugas intermitentes de aire comprimido como se presenta actualmente. En la figura 21, se muestra un esquema general donde se logra visualizar los siguientes componentes: (1) conexión a tierra, (2) motor eléctrico trifásico, (3) filtro de succión, (4) compresor de aire, (5) secador frigorífico, (6) tanque de almacenamiento, (7) válvula de seguridad, (8) manómetro, (9) filtro de aire comprimido, (10) Válvula reductora de presión, (11) manómetro, (12) tanque de carbonatación, (13) válvula de seguridad del tanque de carbonatación, (14) presostato de presión diferencial, (15) PLC Siemens para control de presión del tanque, (16) válvula neumática de distribución y finalmente (17) unidad de preparación.





**Figura 21.** Esquema general del sistema de generación, distribución y control automático de aire comprimido.

#### 4.6. Evaluación económica del diseño del sistema aire comprimido.

##### a) Inversión

En la tabla 12, se describen y plantean los costos de los materiales, costos de operación y montaje, para la implementación del nuevo diseño de aire comprimido para el proceso de carbonatación. El costo total de implementación es de 36,436 dólares, teniendo en cuenta una tasa de cambio de 3.53 soles por cada dólar, se tiene un costo de implementación de 128,619.08 soles.

**Tabla 12.** Costos para implementación del sistema de aire comprimido.

Descripción	Costo \$
Compresor de aire, a tornillo sin fin, 1.792 m <sup>3</sup> /min, 7.5 bar.	15,000
Motor eléctrico trifásico, 460 V, 60 Hz, P <sub>n</sub> = 11 kW, Premium.	6,000
Analizador de redes trifásico de 2000A.	1,000
Tablero arranque para motor.	200
Cable THW 3 x 2.5 mm <sup>2</sup> (25 metros).	135
Interruptor automático trifásico de caja moldeada, trifásico, 460 V, 60 Hz, de 50 A e I <sub>cc</sub> = 2.5 KA	215
Interruptor termomagnético trifásico, para 460 V, 150 A, 60 Hz	200
Accesorios eléctricos arranque del motor	150
Secador frigorífico con capacidad de enfriamiento de 15 Kw, punto de rocío de 2°C, gas refrigerante R134	5,350
Tubería d <sub>n</sub> = 1 pulgada cedula 40, acero inoxidable 304L	1,000
6 codos 90°, 3 válvulas de compuerta, 1 válvula antirretorno de clapeta	100
Equipos de preparación de aire (Filtro y regulador de presión)	320
Kit de filtros para aire comprimido clase 1:4:1 con filtro de carbón activo	500
Controlador Lógico Programable, PLC, para control On-off	500
Presostato con presión diferencial, presión hasta 7.5 bar diferencia de presión: 0...5 bar, 10A.	100
Accesorios eléctricos para el circuito de control electromagnético	234
Válvula de distribución neumática con accionamiento electromagnético 2 vías, dos posiciones de trabajo, Un = 220 V, 60 Hz, 20 w.	300
Accesorios para circuito electroneumático.	200
Estructura metálica soportes de tubería aire comprimido.	432
Tanque de aire comprimido.	1,500
Mano de Obra directa.	2,000
Gastos generales.	1,000

### b) Beneficio económico bruto (BB)

Se considera el valor económico que se ahorra, por eliminar la fuga de aire comprimido que se genera durante el proceso de carbonatación. Al desarrollarse la implementación del nuevo sistema independiente de aire comprimido; no habrá fugas. En la página 30 del presente estudio, se determinó un gasto de energía por fuga de aire comprimido de 52911.73 soles al año.

La contribución del sistema independiente de aire comprimido, ayudará a evitar paradas de producción en las líneas por caídas de presión. En la figura 8, se visualiza los tiempos acumulados por parada de producción debido a caídas de presión. Considerando un tiempo de parada de producción de 28 minutos por mes y teniendo en cuenta que la maquina llenadora produce 666 botellas por minuto, se tiene:

$$28 \left[ \frac{\text{min}}{\text{mes}} \right] \times 666 \left[ \frac{\text{botellas}}{\text{min}} \right] = 18648 \left[ \frac{\text{botella}}{\text{mes}} \right]$$

Por lo tanto, considerando un precio de venta de S/ 1.45 cada botella de 500 ml, se tiene:

$$18648 \left[ \frac{\text{botella}}{\text{mes}} \right] \times 1.45 \left[ \frac{\text{S/}}{\text{botella}} \right] = 27039.6 \left[ \frac{\text{S/}}{\text{mes}} \right]$$

El ahorro que se generaría por evitar caídas de presión durante un tiempo de operación anual de 6912 horas ( $\approx 9.6$  meses) sería:

$$27039.6 \left[ \frac{\text{S/}}{\text{mes}} \right] \times \left[ \frac{9.6 \text{ meses}}{1 \text{ año}} \right] = 259580.16 \left[ \frac{\text{S/}}{\text{año}} \right]$$

Finalmente, el beneficio bruto total sería el ahorro generado por eliminar las fugas comprimido y evitar las paradas de producción por caídas de presión, por lo tanto, se tiene:

$$BB = 52911.73 \left[ \frac{\text{S/}}{\text{año}} \right] + 259580.16 \left[ \frac{\text{S/}}{\text{año}} \right] = 312491.89 \left[ \frac{\text{S/}}{\text{año}} \right]$$

### c) Costo de operación

#### Costo de energía eléctrica:

Se refiere al valor económico de la energía eléctrica que consumirán los componentes del sistema independiente de aire comprimido. Los componentes eléctricos que se tendrán en cuenta son: el compresor y el secador frigorífico.

Para el caso del compresor se tendrá en cuenta un índice que carga del 72%, una potencia nominal de 11Kw, un tiempo de operación de 6912 horas al año y un costo unitario de energía de 0.4766 soles/Kw-h, por lo tanto, se tiene:

$$C_{EEC} = 11[Kw] \times 0.72 \times 6,912 \left[ \frac{h}{\text{año}} \right] \times 0.4766 \left[ \frac{S/.}{kw - h} \right] = 26090.53 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right]$$

Así mismo, en el secador frigorífico se tendrá en cuenta un índice que carga del 80%, una potencia nominal de 15 Kw, un tiempo de operación de 6912 horas al año y un costo unitario de energía de 0.4766 soles/Kw-h, por lo tanto, se tiene:

$$C_{EES} = 15[Kw] \times 0.80 \times 6,912 \left[ \frac{h}{\text{año}} \right] \times 0.4766 \left[ \frac{S/.}{kw - h} \right] = 39531.11 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right]$$

Por lo tanto, el costo de energía eléctrica total es:

$$C_{EET} = 26090.53 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right] + 39531.11 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right] = 65621.64 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right]$$

#### Costo de mantenimiento:

Los costos estimados para el mantenimiento preventivo del nuevo diseño de aire comprimido, teniendo en cuenta que únicamente se cambiarán los elementos de desgaste son:

- En mano de obra: S/.2,000 al año.
- En repuestos: S/.3,500 al año.
- En mantenimiento al compresor: S/.4,500 al año.
- En mantenimiento al secador frigorífico S/. 750 al año.

Por lo tanto, el costo total por mantenimiento del nuevo diseño de aire comprimido, es:

$$C_{TM} = 2000 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right] + 3500 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right] + 4500 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right] + 750 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right] = 10750 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right]$$

#### **d) Beneficio económico neto (BN)**

Se considera el valor económico que queda para la empresa después de haber restado los costos de operación del nuevo diseño de aire comprimido. Por lo tanto, se tiene:

$$BN = 259580.16 + 52911.73 - 65621.64 - 10750 = 236120.25 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right]$$

#### **e) Periodo estimado de retorno de inversión**

Luego de haber obtenido los valores económicos de inversión y beneficio neto, se determina el periodo estimado del retorno de la inversión, mediante la siguiente ecuación (Valor Actual neto y Tasa de Retorno: su utilidad como herramientas para el analisis y evaluacion de proyecto de inversion, 2014):

$$ROI = \frac{I}{BN} \quad (43)$$

En donde,  $ROI$  es el tiempo de retorno de la inversión,  $I$  es la inversión en soles y  $BN$  es el beneficio neto es soles por año. Reemplazando en la ecuación 38 se tiene:

$$ROI = \frac{128619.08[S/.]}{236120.25 \left[ \frac{S/.}{\text{año}} \right]} = 0.55 \text{ años}$$

Por lo tanto, se estima que el retorno de la inversión será de 0.55 años, equivalente a 7 meses aproximadamente.

## V. DISCUSIÓN

### **Recopilación de los parámetros de operación del sistema actual de aire comprimido para el proceso carbonatación**

- La información de los parámetros de operación del sistema actual de aire comprimido para el proceso carbonatación, se obtuvo el 22 enero del 2020, en condiciones a plena a carga, considerándose como una situación de mayor demanda de producción. Así mismo, los valores registrados fueron obtenidos mediante la utilización de multímetros y observando desde el panel HMI, en base a un registro de 10 tomas en un tiempo de 1 hora, debido a la programación de visitas planteada por la empresa en donde se realizó el presente estudio, a comparación con la tesis de (Benavides Basantes, 2015) utilizó un dispositivo de almacenamiento de datos (Intellisurvey) en los compresores, donde se llegó a registrar el consumo de corriente y presión del sistema durante un tiempo de 1 semana.

### **Exposición de la condición actual del sistema aire comprimido para el proceso de carbonatación**

- Al calcular el valor del flujo másico de aire expulsado a la atmósfera se hace uso de la ecuación de la conservación de la masa, considerando las composiciones másicas del aire con 21% de oxígeno y 79% nitrógeno, en el momento de mínima y máxima presión en el tanque de bebida carbonatada, tomada del panel HMI del proceso de carbonatación. Además, en base al régimen de descarga, se obtiene 158.4 kg de aire por hora que se pierden a la atmósfera, por no existir control de presión. A comparación de otros autores, no utilizan este procedimiento ya que el presente estudio se desarrolla bajo un caso en particular (proceso de carbonatación).
- Al realizar el cálculo de la energía que se consume para comprimir el aire que se pierde a la atmósfera, desde el tanque de carbonatación, se consideró la potencia absorbida por el motor eléctrico, tomando los valores de los parámetros eléctricos medidos con multímetros, empleando los valores de las eficiencias del motor eléctrico y del compresor, dadas por los fabricantes y asumiendo un trabajo de entrada para un proceso de compresión isentrópico. A comparación de otros autores, no utilizan este

procedimiento ya que el presente estudio se desarrolla bajo un caso en particular (proceso de carbonatación).

- El costo de energía eléctrica que equivale la fuga de aire comprimido durante el proceso de carbonatación, se determinó durante un tiempo de operación de 6912 horas al año, con un costo unitario de 0.135 dólares por cada Kw-h, una tasa de cambio de 3.53 soles por cada dólar. A comparación de otros autores, no utilizan este procedimiento ya que el presente estudio se desarrolla bajo un caso en particular (proceso de carbonatación).
- En la determinación de la condición actual del compresor Sullair 1, se consideró la auditoria desarrollada por el fabricante de compresores Atlas Copco, llegándose a corroborar mediante cálculos, en base a la placa de características del compresor, motor eléctrico y sus parámetros de operación recopilados el 20 de enero del 2020, en condiciones a plena a carga, a comparación con la tesis de (Portillo Mendoza, y otros, 2019) también considero los datos de placa de los compresores para determinar sus capacidades nominales y mediante el registro de sus parámetros de operación, logro analizar la situación actual de los compresores.

#### **Selección de componentes de los componentes del sistema de aire comprimido.**

- En el diseño del sistema de aire comprimido, se tuvo en cuenta la demanda requerida por el proceso de carbonatación, considerando una provisión del 20%, determinando así los accionamientos de generación, seleccionando el compresor de tornillos en base al catálogo del fabricante de la marca BOGUE y obteniendo las características técnicas del motor eléctrico en base al catálogo del fabricante de la marca WEG, dimensionando también el cable eléctrico trifásico que lo alimentara, a comparación del autor (Mora, 2019) también considero una demanda de aire comprimido con una provisión del 20% por una posible ampliación, además, comparando otras tesis no se evalúa el dimensionamiento del cable eléctrico para el motor que acciona al compresor.
- En base a las exigencias que requiere el proceso de carbonatación, ya que el aire comprimido se encuentra en contacto directo con la bebida carbonatada, se propone alcanzar una buena calidad de aire comprimido,

seleccionando así un secador frigorífico de aire. Además, en función a la norma ISO 8573-1:2010 se propone seleccionar una filtración de cascada clase 1:4:1 con un filtro de carbón activo, a comparación con la tesis de (Benavides Basantes, 2015) ,determinó la capacidad del secador por refrigeración en cfm, teniendo en cuenta factores de presión de aire de entrada, factor de temperatura del aire de entrada y temperatura ambiente, esto es debido a que no requiere un aire muy seco, además, utiliza la norma ISO 8573-1 para seleccionar el filtro necesario.

### **Diseño de la red de distribución del sistema de aire comprimido**

- La red de aire comprimido se dimensionó con velocidad moderada de 10 m/considerando el esfuerzo admisible del material en función a la temperatura del fluido, logrando una caída de presión muy inferior a la máxima recomendable, de 5%, el factor principal para obtener esta baja caída de presión es la velocidad del aire comprimido en la tubería, de 7 a 7.5 m/s, tolerable dentro del rango recomendable, de 6 a 15 m/s, comparando con otras tesis no tienen en cuenta el cálculo mecánico de la tubería para obtener el número de cedula ideal.
- El tanque de almacenamiento de aire comprimido se dimensionó teniendo la ecuación de los gases ideales y bajo las exigencias del personal técnico y ejecutivo de la empresa, para lograr un tiempo de llenado en 5 minutos, en comparación con la tesis de (Portillo Mendoza, y otros, 2019) determinó las dimensiones y capacidades de los tanques en función a la frecuencia de conexión.

### **Diseño del sistema de control automático**

- El control de presión se diseñó considerando un control de presión on-off, no se ha tomado en cuenta un control continuo PID (Proporcional, integrador y derivativo) pues se complica y encarece el sistema, se necesitaría un variador de frecuencia para controlar el flujo, presión y potencia del aire comprimido, además de la velocidad de arranque. Si bien es cierto, se puede obtener un control más fino y preciso de la presión, sin embargo, para el caso no es necesario, ya que el sistema acepta sin problemas trabajar entre 3.5 a 5 bar, con lo cual se logra eliminar la fuga de aire y se obtiene, también,



un ahorro importante de energía .A comparación de otros autores, no utilizan este sistema ya que el presente estudio se desarrolla bajo un caso en particular (proceso de carbonatación).

- Se opta por seleccionar un PLC de marca Siemens ya que este controlador es compatible con los demás controladores que conforman la línea de producción. A comparación de otros autores, no utilizan este controlador ya que el presente estudio se desarrolla bajo un caso en particular (proceso de carbonatación).

### **Evaluación económica del diseño del sistema de aire comprimido**

- El beneficio económico se compone del ahorro de energía por eliminación de la fuga de aire comprimido a la atmósfera, y por el tiempo de paradas de producción por caídas de presión, lo que genera en un retorno de la inversión de 7 meses, lo que es un período bastante atractivo, a comparación de la tesis (Benavides Basantes, 2015) el periodo de recuperación de la inversión es de 1 año, 6 meses y 29 días, el cual también es muy favorable para su implementación.
- No es necesario realizar un análisis financiero, pues el monto de inversión no es elevado, de solamente 36,436 dólares, sería totalmente manejable por la empresa, es decir, se puede hacer el trabajo con recursos propios. A comparación de otras tesis tampoco hacen un análisis financiero.

## VI. CONCLUSIONES

- 1) La información recopilada fue posible, gracias a la visita autorizada por la compañía, haciendo uso de las guías de observación y de instrumentos de medición como la pinza amperimétrica marca FLUKE y el cofímetro marca PCE. La información de los parámetros de operación del sistema actual de aire comprimido para el proceso carbonatación, en donde se obtuvo los datos de la placa de características técnicas del compresor Sullair 1, los datos de las 21 válvulas neumáticas del sistema de carbonatación, el consumo de aire libre promedio de 75 Nm<sup>3</sup>/min, parámetros eléctricos promedios de operación del motor eléctrico que acciona al compresor Sullair 1, tales como: el factor de potencia de 0.86, intensidad de corriente de 113.11 amperios y una tensión de 456.4 voltios. Finalmente, se registró una presión promedio de succión de -0.176 bar y una presión promedio de descarga de 9.9 bar.
- 2) La exposición de la condición del proceso de carbonatación se realizó con los parámetros visualizados en el panel HMI del tanque de bebida carbonatada, obteniendo así el flujo de masico de aire libre expulsado al ambiente, el cual fue monetizado con un costo unitario de energía eléctrica de 0.4766 soles/Kw-h. Por otro lado, la condición del compresor Sullair 1 se realizó con datos de placa para obtener el flujo de aire libre nominal y con los parámetros eléctricos del motor que lo acciona, se logró determinar el flujo de aire libre en operación; obteniendo así la capacidad en la que se encuentra el compresor, corroborando lo expuesto en el reporte realizado por Atlas Copco.
- 3) Se seleccionó los componentes del sistema de aire comprimido, en donde el compresor necesario tendrá una capacidad de 1.79 m<sup>3</sup>/min, comprimiendo el aire desde 0.80 hasta 8.5 bar absolutos, consumiendo una potencia efectiva de 8.2 Kw, el tipo de compresor que se elige es del tipo de tornillos, accionado por un motor trifásico en jaula de ardilla, de alta eficiencia, de 460 v, 11 Kw de potencia nominal. Además, con las características técnicas del motor eléctrico seleccionado se dimensiona conductor trifásico THW de 2.5 mm<sup>2</sup>.El sistema contará con un secador frigorífico de aire, el cual tiene una

capacidad de enfriamiento de 15 Kw, con punto de rocío para el aire de 2°C, secando el aire en un 95 a 96%. Se seleccionó una filtración en cascada de clase 1:4:1 con un filtro de carbón activo en base a la norma ISO 8573-1:2010, lo cual garantizará inocuidad en la bebida carbonatada. Por último, la red de distribución contará con tuberías de 1" de acero inoxidable 304L, cedula 40, con un tanque de almacenamiento y distribución, de 2 m<sup>3</sup>, desde el cual alimentará al sistema de carbonatación.

- 4) En el tanque de carbonatación se instalará un sistema de control de presión del tipo on-off, compuesto por un sensor de presión, del tipo presostato, un controlador, PLC, con relés internos para conectar y desconectar la válvula de ingreso del aire comprimido al tanque de carbonatación. La estrategia del control de presión en el tanque es la de mantener la presión en un valor de mínimo, 3.5 bar, en el cual la válvula electromagnética se abre e ingresa el aire comprimido al tanque, y al llegar a 5 bar, la válvula se cierra, entrando en fase de descarga, la particularidad de este control, es que el compresor de aire cierra sus válvulas de admisión a medida que aumenta la presión en el sistema de aire comprimido, reduciendo la potencia necesaria de compresión y, por lo tanto, la potencia absorbida por el motor eléctrico, el motor en ningún momento es puesto fuera de servicio, a máxima presión del aire, el motor puede trabajar en vacío, con mínimo consumo de energía.
- 5) Se realizó el análisis económico de la implementación del nuevo sistema de generación de aire comprimido, el nivel de inversión alcanza los 128,619.08 soles. El beneficio económico bruto está compuesto por el ahorro en energía eléctrica por eliminar la fuga de aire comprimido, de 52911.73 soles/año, y el ahorro por evitar paradas de producción por caídas de presión, de 259,580.16 soles/año. El beneficio económico neto se determina restando al beneficio bruto los gastos de operación representado por el valor económico del consumo de energía eléctrica del motor eléctrico de 11 Kw y el secador frigorífico de 15 Kw, siendo un total de 65621.64 soles/año. Por lo tanto, se obtiene un beneficio económico neto de 236120.25 soles/año. En base a ello, se obtiene un período de retorno de la inversión de 7 meses. Se estima, según el fabricante, que el sistema de aire comprimido tiene una vida útil de 15 años.

## VII. RECOMENDACIONES

- Con la finalidad de asegurar la sostenibilidad a mediano plazo del nuevo sistema de aire comprimido para carbonatación, se recomienda implementar un plan de mantenimiento preventivo asistido por técnicas predictivas, como son el análisis de vibraciones, muestreo del aceite y evaluación de la condición en una primera etapa, de tal modo que permita programar el mantenimiento en base al estado y no en base a un tiempo de operación.
- Se recomienda aplicar formatos de tomas de datos de operación (check list), que permitan determinar la eficiencia del compresor y del motor eléctrico, así como sus capacidades y sus costos, estableciendo parámetros aceptables de variación, con la finalidad de mantener las condiciones de confiabilidad operacional y cumplir el plan de producción. Además, establecer un programa de auditorías internas del proceso de generación de aire comprimido, determinando el costo y oportunidades de mejora tecnológica, de mantenimiento mejorativo, para obtener más confiabilidad operacional.
- Se recomienda, en función de la frecuencia de arranques del compresor, instalar un arrancador de estado sólido, para que el amperaje absorbido no sea muy elevado y prolonguen la vida útil de los rodamientos, así como el sistema de protección eléctrico.
- Para el caso de descargas por sobretensiones o sobre intensidades en masa del motor y bobinas, se recomienda analizar la conveniencia de instalar un sistema de descarga a tierra, ya sea instalando un pozo nuevo o descargando a un pozo a tierra ya existente, correctamente dimensionado. Analizar si, de acuerdo a las condiciones de operación; es necesario instalar en serie con el interruptor termomagnético, un interruptor diferencial, para la protección de personas, respetando las normas eléctricas peruanas.
- Se recomienda implementar un plan de capacitación a los operadores y personal técnico, referente a temas de mantenimiento del sistema de aire comprimido, teniendo cuenta que se está instalando una nueva tecnología, como es compresor a tornillo sinfín, secador frigorífico y un sistema de filtración de cascada.

## REFERENCIAS

- ABDUL, Mahmoud. Modeling of Industrial air compressor system energy consumption and effectiveness of various energy saving on the system. Indiana: Purdue University, 2018.
- ACEDO, José. Instrumentación y control avanzado de procesos. Barcelona: Díaz de Santos, 2006. ISBN 84-7978-545-4.
- ARAÚJO, Gama, [et al], 2019.RBRH. Analysis of methodologies for determination of the economic pipe diameter. Brasil, vol. 24, e35. [consulta: 12 mayo 2020]. Disponible en: <https://doi.org/10.1590/2318-0331.241920180148>.
- ASME (Estados Unidos). Process Pipes (B31.3). New York, 2011.
- ATKINS, Peter. Química Física. Barcelona: Omega, 1999.
- ATLAS Copco Airpower NV. Compressed air manual. 8a ed. Belgium, 2015. ATLAS COPCO. Proyecto Lindley Trujillo. Perú, 2016.
- BENAVIDES, Darwin. Auditoría energética y rediseño del sistema de aire comprimido en la planta procesadora de cerdos “frimaca” en valle hermoso, Santo Domingo. Ecuador: Universidad Tecnológica Equinoccial, 2015.
- BIERBAUM, Ulrich. Compressed Air Compendium. Germany: BOGE, 2004.
- BOGE. Operating Instructions-Belt driven Screw Compressors C15-C15F. Alemania, 2013.
- BRITISH Compressed Air Society Limited. Food and Beverage Grade Compressed Air. London, 2013.
- CATÁLOGO comercial motor eléctrico W22. WEG. Brasil, 2017.
- CEGARRA, José. Metodología de la investigación científica y tecnológica. España: Diaz de Santo, 2004.
- CHAPMAN, Stephen. Electric Machinery Fundamentals. 5ª ed. New York: The McGraw-Hill, 2012.

Compresores de tornillo, serie C. BOGE, 2015.

Compressed Air, Energy Efficiency Reference Guide. Inc., CEA Technologies, 2007.

Conductores eléctricos trifásicos. INDECO, 2016.

DEVATEC S.A. Tablas de contenido de humedad. France, 2013.

DULIEP, Enoc. Instalaciones de aire comprimido (Central compresora). Revista científica de enfermería. Ingeniería energética, (2):33-38, 2002. ISSN: 0253-5645

GUERRERO, José. Ecuación modificada de Colebrook-White. Tecnología y ciencias del agua, [S.l.], v. 10, n. 1, p. 43-49, dic. 2015. ISSN 2007-2422. Disponible en: <<http://revistatyca.org.mx/ojs/index.php/tyca/article/view/746>>. [Fecha de consulta: 07-05-2020].

Exergía del aire comprimido por Carranza S. [et al] Scientia et technica, [S.l.], vol. 2, n.º25, agosto 2004. ISSN 2344-7214. Disponible en: <<https://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/7211>>. [Fecha de consulta: 07-05-2020]. doi: <http://dx.doi.org/10.22517/23447214.7211>

FESTO AG & Co.KG. 2013. Expert Knowledge and solutions for the food and beverage industry. 8a ed. Alemania, 2013.

FLUKE Corporation. Technical data Fluke T6-1000. Estados Unidos, 2018.

GARCÍA, Oscar. Propuesta de mejora del sistema de aire comprimido de las áreas de producción de mina, crudo y calcinación de Planta Caracolito de Cemex Colombia. Colombia: Universidad de Ibagué, 2019.

GONZALES, Saul. Análisis de costo beneficio de eficiencia energética para sistemas neumáticos de una empresa empacadora de bolsas de agua. Guatemala: Universidad de San Carlos de Guatemala, 2015

HESSE, Stefan. Aire comprimido, fuente de energía. Esslingen: Festo AG & Co, 2002.

JUÁREZ, Fabian. Evaluación y Rediseño de la Red de Aire Comprimido de la Empresa Alimentos Pro-Salud S.A. Cartago: Tecnológico de Costa Rica, 2018.

KAESER COMPRESORES. Tanques de Almacenamiento de aire comprimido. México, 2013.

MARTÍNEZ, Oscar. 2015. Compresores Kaeser. [en línea], 2015. [fecha de consulta: 10-06-2020]. Disponible en: <https://airecomprimidokaeser.com/index.php/2015/07/01/compresores-tornillo-vs-compresores-piston-2>

METE, Marcos. Valor actual neto y tasa de retorno: su utilidad como herramientas para el análisis y evaluación de proyectos de inversión. Fiducios Et Ratio [en línea]. 2014, vol. 7, n.º7 [fecha de consulta 12-05-2020], pp. 67-85. Disponible en: [http://www.scielo.org.bo/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S2071-081X2014000100006&lng=es&nrm=iso](http://www.scielo.org.bo/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S2071-081X2014000100006&lng=es&nrm=iso). ISSN 2071-081X.

Ministerio de Energía y Minas Código Nacional de Electricidad, Sistema de distribución. Perú, 2001.

MORA, José. Evaluación y propuesta de rediseño del sistema de aire comprimido en la planta procesadora de pollo SRL Cargill, Costa Rica. Cartago: Tecnológico de Costa Rica, 2019.

MOTT, Robert. Mecánica de fluidos. México: Pearson Education, 2016. MOTT, Robert. Machine elements. México: Prentice Hall, 2004.

MUJAL, Ramon. Cálculo de líneas y redes eléctricas. Barcelona: UPC, 2002.

NEMA. Programmable Controllers. Virginia: IEC Publication 61131-1, 2015.

ORDOÑEZ, Sergio y CIFUENTES, Jorge. Eficiencia energética en sistemas de aire comprimido industrial. Guatemala: Universidad de San Carlos, 2016.

PCE Instruments. Analizador de potencia de tres fases. España, 2014.

PORTILLO, Pedro y ALOR, Luis. Propuesta para la mejora de la eficiencia energética en los sistemas de aire comprimido en plantas cerveceras en el área de

soplado de botellas PET según la norma ISO 11011:2013. Perú: Universidad Tecnológica del Perú, 2019.

Procedimiento para el análisis de vibración inducida por flujo turbulento en tuberías usando simulación numérica por Franco Rosendo [et al]. Informe tecnológico [en línea]. 2020, vol. 31, n.º3 [ fecha de consulta: 2020-08-06], pp. 265-276. Disponible en:<[https://scielo.conicyt.cl/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0718-07642020000300265&lng=es&nrm=iso](https://scielo.conicyt.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-07642020000300265&lng=es&nrm=iso)>. ISSN 0718-0764.  
<http://dx.doi.org/10.4067/S0718-07642020000300265>.

RAMÍREZ, Luis. Ahorro de Energía en el Sistema de Aire Comprimido, siguiendo el programa Lean Energy de Baxter Productos Médicos. Cartago: Tecnológico de Costa Rica, 2016.

ROYO, Carnicer. Aire Comprimido, teoría y cálculo de instalaciones. Barcelona: Gustavo Gili S.A, 1977.

SÁNCHEZ, Jorge y PEÑA, Daicy. Arca Continental Lindley y Subsidiarias. Perú: Pacific Credit Rating, 2019.

SCHWEITZER, Philip A. Corrosion-Resistant Piping Systems. New York: Marcel Dekker, Inc., 1994.

SIDEL. Uso y mantenimiento CARBO, maquina gasificadora. Italia: Sidel S.P.A, 2011.

SIEMENS. Fundamentos de la programación de PLC con Simatic s7-300, 2001 Disponible en: <https://www.automation.siemens.com/sce-static/learning-training-documents/classic/appendix/i-fundamentals-s7-es.pdf>.

SMC Corporation S.A. Secadores de aire por refrigeración. México, 2016.

TOMPKINS, Beth. System energy assessments. Chicago: Jetair Technologies. Vol. 1, 2010.

VDMA. Typische anwendungsspezifische Reinheitsklassen gemäß ISO 8573-1:2010 und Anleitung zur Erzeugung und Überprüfung von entsprechenden Druckluftreinheiten für Anwendungen in der Lebensmittel- oder Pharmaindustrie. Germany, 2016.



YUNUS, Cengel y MICHAEL, Boles. Termodinámica. 8ª ed. New York: The McGraw-Hill, 2014.


ZÚÑIGA, Fernando. Evaluación y rediseño de la red de distribución de aire comprimido de la empresa Extralum. Cartago: Tecnológico de Costa Rica, 2017.

# **ANEXOS**

**Anexo 1: Matriz de operacionalización de variables.**


Variable	Tipo	Definición Conceptual	Definición Operacional	Dimensión	Indicador	Escala de medición
Consumo de energía eléctrica	Dependiente	Cantidad de energía eléctrica medida en KWh que se utiliza de manera eficiente u optima a costos y gastos mínimos (Optimagrid,2011, p.14).	Deducción de la facturación mensual, y eficiencia energética en los procesos de producción	Consumo de energía	Costo de energía en horas y meses (Kwh)(Kwm)	De razón
Fuga de aire comprimido	Independiente	Las fugas de aire comprimido es la fuente de desperdicio de energía en sistemas de varios compresores y pueden alcanzar entre un 20% y 30% de la generación total (magpower,2017)	Perdida de aire comprimido en los procesos productivos industriales	Caída de presión manométrica Flujo volumétrico	Psi, Bar Cfm	De razón

**Anexo 2:** Instrumento de recolección de datos “Componentes neumáticos del Sistema de Carbonatación”.

 <b>UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO</b>		<b>FICHA DE RECOLECCIÓN DE DATOS</b>		
<b>PARÁMETROS Y CONDICIÓN DEL SISTEMA DE CARBONATACIÓN</b>				
Autores		López Reyna Luis Manuel		
		Terrones Laureano Luis Erick		
Muestreo		Línea PET N° 5		
<b>COMPONENTES NEUMÁTICOS DEL SISTEMA DE CARBONATACIÓN</b>				
Ítem	Modelo	Presión (bar)	Ø (mm)	Estado
1	RVN302	5	8	Regulador
2	AVM386	6	6	Fuera de Servicio
3	AVM330	5	6	Fuera de Servicio
4	AVM349	5	6	En Servicio
5	AVM348	6	6	En Servicio
6	AVM326	5	6	Control Regulable
7	AVM323	6	6	Fuera de Servicio
8	AVM322	5	6	Fuera de Servicio
9	AVM381	5	6	En Servicio
10	RVM319	5	8	Regulador
11	AVM345	5	6	Fuera de Servicio
12	AVM380	5	6	En Servicio
13	AVM315	5	6	Fuera de Servicio
14	AVM362	5	6	En Servicio
15	AVM311	5	6	Regulador
16	AVM342	5	6	Fuera de Servicio
17	RVM346	6	6	En Servicio
18	RVM301	5	6	Regulador
19	AVM398	5	6	En Servicio
20	AVM341	5	6	Fuera de Servicio
21	AVN314	5	6	Fuera de Servicio


Observaciones: De los 21 componentes Neumáticos que están instalados en el tanque Carbonatado, 7 están en Servicio, 9 Fuera de Servicio y 5 son válvulas reguladoras.

**Anexo 3:** Instrumento de recolección de datos “Ingreso de flujo aire libre al tanque de carbonatación”.

 <b>UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO</b>		<b>FICHA DE RECOLECCIÓN DE DATOS</b>		
<b>PARÁMETROS Y CONDICIÓN DEL SISTEMA DE CARBONATACIÓN</b>				
<b>Autores</b>		López Reyna Luis Manuel		
		Terrones Laureano Luis Erick		
<b>Muestreo</b>		Línea PET N° 5		
<b>INGRESO FLUJO DE AIRE LIBRE AL TANQUE DE CARBONATACIÓN</b>				
N° Registro	Hora	Nm <sup>3</sup> /h	Presión (bar)	Estado
1	10:05	75	4,9	Línea Produciendo
2	10:10	74,9	5	Línea Produciendo
3	10:15	75,1	5	Línea en stand by
4	10:20	75	5,2	Línea en stand by
5	10:30	75	5	Reinicio Producción
6	10:35	74,7	5,1	Línea Produciendo
7	10:45	74,8	4,8	Línea Producción
8	10:50	75	5	Línea stand by
9	10:55	75	5	Línea Stand by
10	11:05	75	5	Línea Produciendo

Observaciones: Se observa que el tanque carbonatador expulsa aire hacia el ambiente por un tiempo máximo de 8 segundos.  
La línea de producción estuvo parando por 8 horas.


**Anexo 4:** Instrumento de recolección de datos "Parámetros eléctricos del compresor Sullair 1".

 <b>UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO</b>		<b>FICHA DE RECOLECCIÓN DE DATOS</b>			
<b>TOMA DE DATOS DEL COMPRESOR SULLAIR 1</b>					
<b>Autores</b>		López Reyna Luis Manuel			
		Terrones Laureano Luis Erick			
<b>Muestreo</b>		Línea PET N° 5			
<b>PARÁMETROS ELÉCTRICOS DEL COMPRESOR SULLAIR 1</b>					
N° Registro	Hora	Voltios (V)	Intensidad (A)	Cos φ	Estado
1	08:00	455	113,2	0,85	En descarga
2	08:10	457,5	111,23	0,86	En descarga
3	08:15	456,2	116,4	0,84	En descarga
4	08:20	456,3	112,4	0,86	En descarga
5	08:30	455,85	114,3	0,85	Carga
6	08:35	457,2	111,5	0,85	Carga
7	08:40	456,75	112,55	0,84	Carga
8	08:45	457,6	113,4	0,87	En descarga
9	08:50	457,5	113,6	0,88	En descarga
10	09:00	458	112,5	0,87	En descarga

**Observaciones:**

Compresor que abastece a la línea PET N° 5.

**Anexo 5:** Instrumento de recolección de datos “Parámetros de carga y descarga del compresor Sullair 1”.

 <b>UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO</b>		<b>FICHA DE RECOLECCIÓN DE DATOS</b>		
<b>TOMA DE DATOS DEL COMPRESOR SULLAIR 1</b>				
<b>Autores</b>		López Reyna Luis Manuel		
<b>Muestreo</b>		Terrones Laureano Luis Erick		
<b>Muestreo</b>		Línea PET N° 5		
<b>PARÁMETROS DE CARGA Y DESCARGA DEL COMPRESOR SULLAIR 1</b>				
N° Registro	Hora	Succión (bar)	Descarga (bar)	Estado
1		-0,18	10	Compresor OK
2		-0,17	9,8	Compresor ok
3		-0,18	9,8	Compresor ok
4		-0,17	9,7	Compresor .ok
5		-0,18	9,8	Compresor ok
6		-0,17	10	Compresor ok
7		-0,17	10	Compresor ok
8		-0,18	10	Compresor ok
9		-0,18	9,9	Compresor ok
10		-0,17	10	Compresor ok

Observaciones:

Compresor sullair 1 que abastece a la línea PET N° 5.

**Anexo 6:** Carta de autorización para uso de datos.



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica**

**Carta de Autorización Para uso de datos**

Trujillo, 10 de enero de 2020

Yo, Winston Alexie Villavicencio Márquez, identificado con DNI N°10735525, Supervisor del área de Mantenimiento de la empresa Arca Continental Lindley, con RUC N° 20101024645, autorizo a Luis Manuel López Reyna utilizar los datos necesarios de la organización para desarrollar su Tesis "Diseño de un sistema de aire comprimido para eliminar fugas durante el proceso de carbonatación en Arca Continental Lindley – Trujillo" para la obtención del título profesional Ingeniería Mecánica Eléctrica

Atentamente.

  
147 13839 SAP.  
\_\_\_\_\_  
Alexie Villavicencio Márquez  
Supervisor del área de Mantenimiento



**Anexo 7: Diferencias entre compresores de Tornillo y compresores de Pistón**

Características	Tipo de compresor	
	Tornillo	Pistón
Ciclo de trabajo	100%	Limitado
Arrastre de aceite	1 - 7 ppm	10 ppm - sin límite superior
Nivel de ruido	65-75 dB(A)	80 dB(A) a mas
Flujo	4 - 4.5 cfm / HP	3 - 3.5 cfm/HP
Temperatura interna de operación	76°C - 93°C	148°C - 204°C
Temperatura a la descarga	5°C por arriba de la temperatura ambiente	38°C (y más) por arriba de la temperatura ambiente

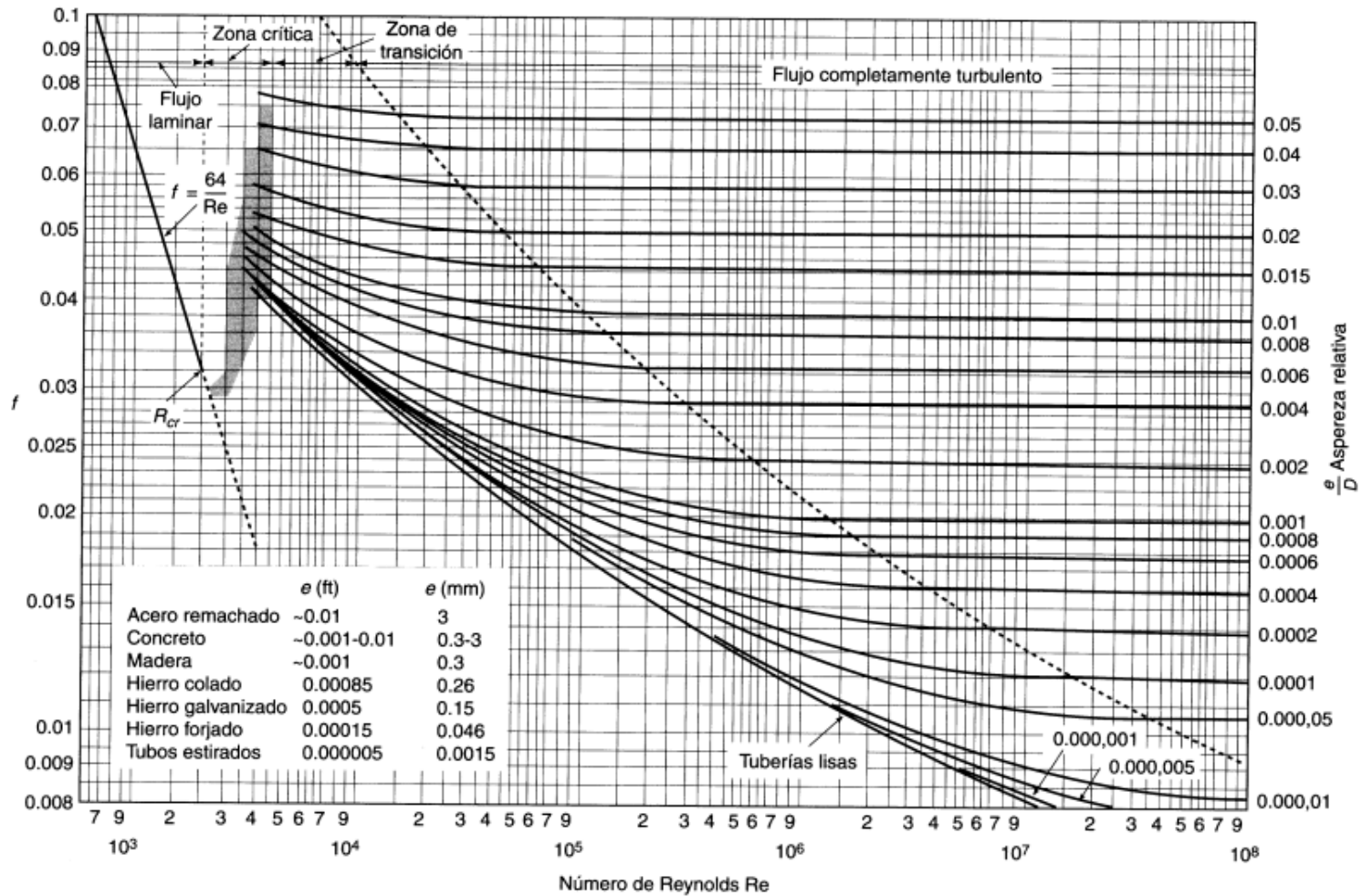
*Fuente: (Martinez Costa, 2015).*

**Anexo 8: Resistencias al caudal ocasionadas por distintos tipos de accesorios de redes de aire comprimido, convertido en longitudes de tubos (unidad en metros)**

Accesorios y válvulas	3/4"	1"	1 1/4"
	20 mm	25 mm	32 mm
Codo a 45°	0.3	0.3	0.3
Codo normalizado a 90°	0.6	0.6	0.9
Codo de gran radio a 90°	0.3	0.6	0.6
T o cruz (corriente que gira 90°)	1.2	1.5	1.8
Válvula de compuerta	0.4	0.5	0.6
Válvula de retención con clapeta oscilante	0.6	0.6	0.7

*Fuente: (Hesse, 2002).*

### Anexo 9: Diagrama de Moody.



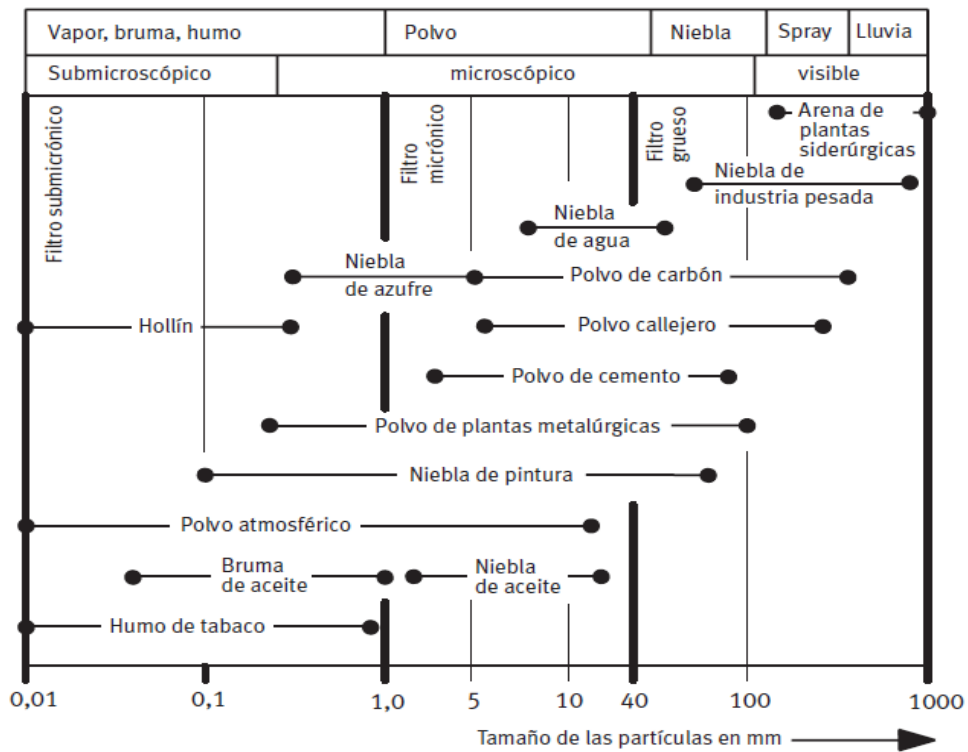
Fuente: (Mott, 2006).

### Anexo 10: Comparación entre tuberías de distintos materiales

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

Donde, el círculo completo =muy idóneo, semicírculo=suficiente y cuarto de círculo = muy limitado Fuente: (Hesse, 2002).

### Anexo 11: Impurezas que podría contener el aire.



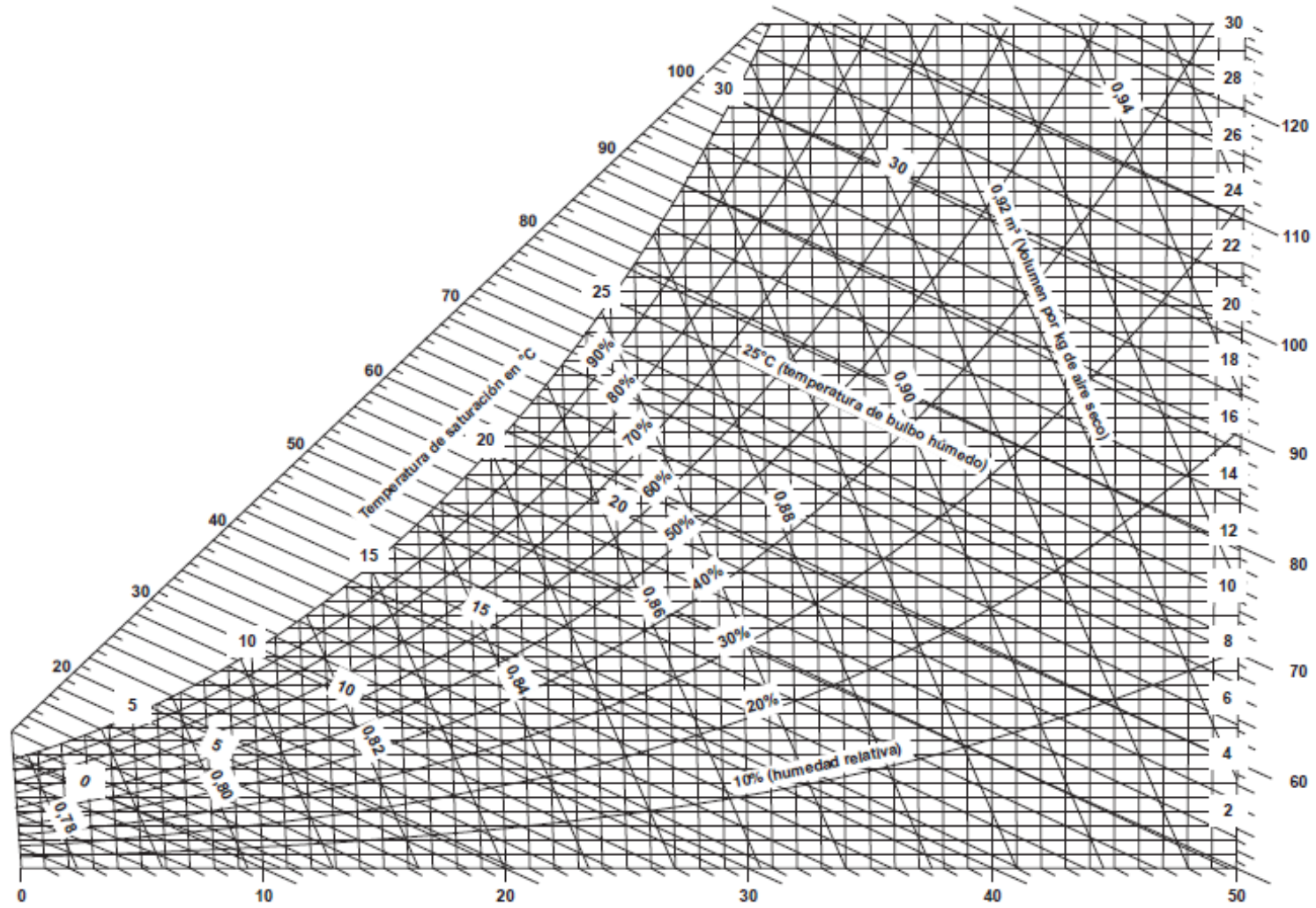
Fuente: (Hesse, 2002).

**Anexo 12:** Clases de calidad del aire comprimido según ISO 8573-1:2010.

ISO 8573-1:2010	Partículas sólidas			Agua		Aceite	
	Cantidad máx. de partículas por m <sup>3</sup>			Concentración másica	Punto de condensación bajo presión de vapor	Líquido	Contenido total en aceite (líquido, aerosol y niebla)
	0,1 ... 0,5 µm	0,5 ... 1 µm	1 ... 5 µm	mg/m <sup>3</sup>	°C	g/m <sup>3</sup>	mg/m <sup>3</sup>
0	Según la definición del usuario del equipo, exigencias más elevadas que en la clase 1						
1	≤ 20.000	≤ 400	≤ 10	–	≤ -70	–	0,01
2	≤ 400.000	≤ 6.000	≤ 100	–	≤ -40	–	0,1
3	–	≤ 90.000	≤ 1.000	–	≤ -20	–	1
4	–	–	≤ 10.000	–	≤ +3	–	5
5	–	–	≤ 100.000	–	≤ +7	–	–
6	–	–	–	≤ 5	≤ +10	–	–
7	–	–	–	5 ... 10	–	≤ 0,5	–
8	–	–	–	–	–	0,5 ... 5	–
9	–	–	–	–	–	5 ... 10	–
X	–	–	–	> 10	–	> 10	> 10

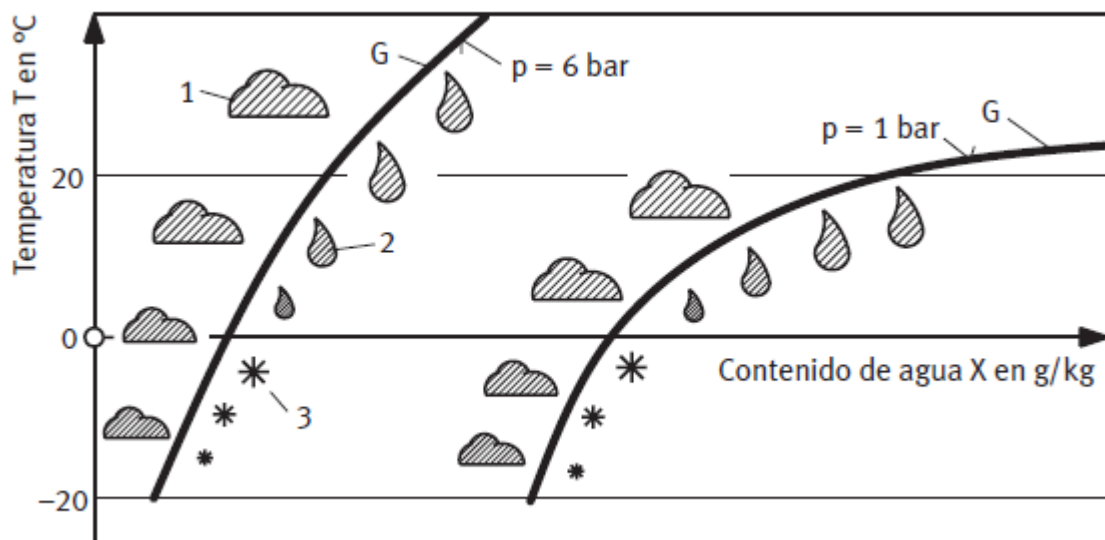
Fuente: (Festo AG & Co.KG, 2013)

### Anexo 13: Grafico psicrométrico.



Fuente: (DEVATEC S.A., 2013)

**Anexo 14:** Diagrama simplificado de Mollier (según M. Zindl y T. Engelfried).



Donde, (1) Aire húmedo no saturado, (2) Gotas de niebla, (3) Gotas de niebla helada, (T) Temperatura del medio, (X) Contenido de agua por kilogramo de aire y (G) Curva límite.

Fuente: (Hesse, 2002)

## Anexo 15: Presiones y capacidades del sistema de carbonatación.

Presión de prueba del depósito de almacenaje	700 KPa
Capacidad del depósito del desaireador durante el funcionamiento	-- l
Capacidad del depósito de almacenaje durante el funcionamiento	1085 l (d=900)
Capacidad total del depósito de almacenaje	2170 l
Presión del aire comprimido	600–700 KPa
Presión del líquido de refrigeración	--- KPa
Presión de los líquidos higienizantes	300–400 KPa
Presión de CO <sub>2</sub>	1300–1500 KPa
Presión del producto	150–300 KPa

Fuente: (SIDEL, 2011).

## Anexo 16: Consumos del sistema de carbonatación.

Caudal requerido de aire comprimido	166 NI/min
Caudal requerido de CO <sub>2</sub>	1100 Kg/h
Caudal requerido de producto	54 m <sup>3</sup> /h
Caudal requerido de líquido de refrigeración	80 m <sup>3</sup> /h
Caudal de líquidos higienizantes	54 m <sup>3</sup> /h

Fuente: (SIDEL, 2011).

## Anexo 17: Características técnicas de compresores de tornillo sin fin.

BOGE Tipo	Presión máx.**		Cantidad efectiva del suministro*		Potencia del motor		Medidas super-insonorizado A x P x H mm	Salida de aire comprimido	Peso super-insonorizado kg
	bar***	psig	m <sup>3</sup> /min	cfm	kW	CV			
C 15	7,5	110	1,792	63	11,0	15,0	722 x 1060 x 1740	G 1	398
C 15	8	115	1,740	61	11,0	15,0	722 x 1060 x 1740	G 1	398
C 15	10	150	1,530	54	11,0	15,0	722 x 1060 x 1740	G 1	398
C 15	13	190	1,330	22	11,0	15,0	722 x 1060 x 1740	G 1	398
C 16	7,5	110	1,947	68	11,0	16,0	722 x 1060 x 1740	G 1	470
C 16	8	115	1,890	66	11,0	16,0	722 x 1060 x 1740	G 1	470
C 16	10	150	1,630	57	11,0	16,0	722 x 1060 x 1740	G 1	470
C 16	13	190	1,350	47	11,0	16,0	722 x 1060 x 1740	G 1	470
C 20	7,5	110	2,627	93	15,0	20,0	722 x 1060 x 1740	G 1	478
C 20	8	115	2,550	90	15,0	20,0	722 x 1060 x 1740	G 1	478
C 20	10	150	2,250	79	15,0	20,0	722 x 1060 x 1740	G 1	478
C 20	13	190	1,890	66	15,0	20,0	722 x 1060 x 1740	G 1	478
C 25	7,5	110	3,193	112	18,5	25,0	722 x 1060 x 1740	G 1	499
C 25	8	115	3,100	109	18,5	25,0	722 x 1060 x 1740	G 1	499
C 25	10	150	2,710	95	18,5	25,0	722 x 1060 x 1740	G 1	499
C 25	13	190	2,320	81	18,5	25,0	722 x 1060 x 1740	G 1	499
C 30	7,5	110	3,729	131	22,0	30,0	722 x 1060 x 1740	G 1	546
C 30	8	115	3,620	127	22,0	30,0	722 x 1060 x 1740	G 1	546
C 30	10	150	3,210	113	22,0	30,0	722 x 1060 x 1740	G 1	546
C 30	13	190	2,710	95	22,0	30,0	722 x 1060 x 1740	G 1	546
C 15 D	7,5	110	1,792	63	11,0	15,0	1072 x 1060 x 1740	G 1	498
C 15 D	8	115	1,740	61	11,0	15,0	1072 x 1060 x 1740	G 1	498
C 15 D	10	150	1,530	54	11,0	15,0	1072 x 1060 x 1740	G 1	498
C 15 D	13	190	1,330	22	11,0	15,0	1072 x 1060 x 1740	G 1	498

Fuente: (Compresores de tornillo, serie C, 2015)

**Anexo 18: Características técnicas de motores eléctricos trifásicos.**

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I <sub>I</sub> /I <sub>n</sub>		Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm <sup>2</sup> )	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	460 V							Corriente nominal I <sub>n</sub> (A)	
				Letra	I <sub>a</sub> /I <sub>n</sub>				Caliente	Frío			RPM	% de la potencia nominal			Factor de potencia				
HP	KW																				
11 polos																					
1	0,75	143/5T	2,02	L	8,2	2,8	3,4	0,0014	22	48	16,5	68,0	3480	75,0	79,0	81,5	0,63	0,74	0,80	1,44	
1,5	1,1	143/5T	3,02	L	8,9	3,5	3,8	0,0020	21	46	18,5	68,0	3490	81,5	84,0	84,0	0,70	0,80	0,84	1,96	
2	1,5	143/5T	4,04	L	8,9	3,5	3,8	0,0026	17	37	23,5	68,0	3475	82,5	85,5	85,5	0,71	0,80	0,86	2,56	
3	2,2	182/4T	5,99	K	8,6	2,5	3,8	0,0080	41	90	40,0	69,0	3515	82,5	86,5	86,5	0,75	0,84	0,88	3,63	
5	3,7	182/4T	10,0	J	7,6	2,3	3,5	0,0094	25	55	40,0	69,0	3500	86,5	88,5	88,5	0,76	0,85	0,89	5,90	
7,5	5,5	213/5T	15,0	H	7,2	2,1	3,0	0,0197	27	59	63,0	72,0	3520	87,5	89,5	89,5	0,75	0,84	0,88	8,76	
10	7,5	213/5T	20,0	H	7,2	2,2	2,9	0,0268	24	53	74,0	72,0	3520	89,5	90,2	90,2	0,79	0,87	0,90	11,6	
15	11	254/6T	29,9	G	6,7	2,2	2,7	0,0530	25	55	107	72,0	3530	89,5	91,0	91,0	0,77	0,85	0,88	17,2	
20	15	254/6T	39,9	G	6,1	2,0	2,4	0,0647	21	46	122	72,0	3520	91,0	91,7	91,0	0,82	0,87	0,89	23,2	
25	18,5	284/6TS	49,7	G	6,3	2,0	2,5	0,1135	17	37	164	72,0	3535	91,0	91,7	91,7	0,82	0,87	0,89	28,5	
30	22	284/6TS	59,6	G	6,3	2,0	2,5	0,1419	15	33	178	72,0	3535	91,7	91,7	91,7	0,82	0,87	0,89	33,8	
40	30	324/6TS	79,0	G	6,3	2,3	2,4	0,2063	22	48	248	78,0	3555	91,7	92,4	92,4	0,82	0,87	0,89	45,8	
50	37	324/6TS	98,9	F	6,2	2,2	2,3	0,2422	23	51	265	78,0	3550	93,0	93,0	93,0	0,83	0,87	0,89	56,1	
60	45	364/5TS	118	G	6,6	2,0	2,6	0,4485	14	31	374	79,0	3560	91,7	93,0	93,6	0,81	0,88	0,90	67,0	
75	55	364/5TS	148	G	6,7	2,0	2,6	0,5023	10	22	384	79,0	3555	92,4	93,6	93,6	0,83	0,88	0,90	81,9	
100	75	404/5TS	198	G	6,5	2,0	2,4	0,5561	14	31	474	79,0	3545	93,0	94,1	94,1	0,85	0,90	0,91	110	
125	90	444/5TS	246	G	6,6	2,0	2,5	1,41	29	64	725	81,0	3570	93,6	94,5	95,0	0,82	0,87	0,89	134	
150	110	444/5TS	295	G	6,5	1,8	2,4	1,65	22	48	775	81,0	3570	94,1	95,0	95,0	0,83	0,88	0,89	163	
200	150	445/7TS	394	G	6,5	2,1	2,3	1,88	14	31	868	81,0	3570	95,0	95,4	95,4	0,86	0,89	0,90	219	
250	185	447/9TS	493	F	6,5	2,0	2,2	2,12	18	40	979	81,0	3565	95,4	95,8	95,8	0,87	0,90	0,91	266	
300	220	447/9TS	590	G	6,8	2,1	2,4	2,45	14	31	1154	81,0	3570	95,4	95,8	95,8	0,86	0,89	0,90	320	
350	260	586/7TS	687	G	6,6	1,6	2,3	5,75	28	62	1642	84,0	3580	95,4	96,2	96,2	0,86	0,90	0,91	373	
400	300	586/7TS	785	G	6,8	1,8	2,2	5,15	48	106	1700	84,0	3580	95,8	96,2	96,2	0,88	0,90	0,91	430	
450	330	586/7TS	883	F	6,6	2,0	2,3	5,58	34	75	1777	84,0	3580	95,8	96,2	96,2	0,88	0,90	0,91	473	
500	370	586/7TS	981	G	6,8	2,2	2,4	6,01	39	86	1853	84,0	3580	95,8	96,2	96,2	0,88	0,90	0,91	530	
550	400	588/9TS	1078	G	7,4	2,3	2,7	6,54	33	73	2000	89,0	3585	96,0	96,5	96,5	0,84	0,89	0,90	578	
600	440	588/9TS	1176	H	7,4	2,3	2,7	6,54	33	73	2000	89,0	3585	96,0	96,5	96,5	0,84	0,89	0,90	650	
650	480	588/9TS	1274	G	7,1	2,0	2,4	7,40	56	123	2102	89,0	3585	96,1	96,6	96,6	0,86	0,90	0,91	685	
700	515,2	588/9TS*	1371	G	7,2	2,3	2,5	7,72	34	75	2179	89,0	3585	96,2	96,6	96,6	0,86	0,90	0,91	736	

Fuente: (Catálogo comercial motor eléctrico W22, 2017)

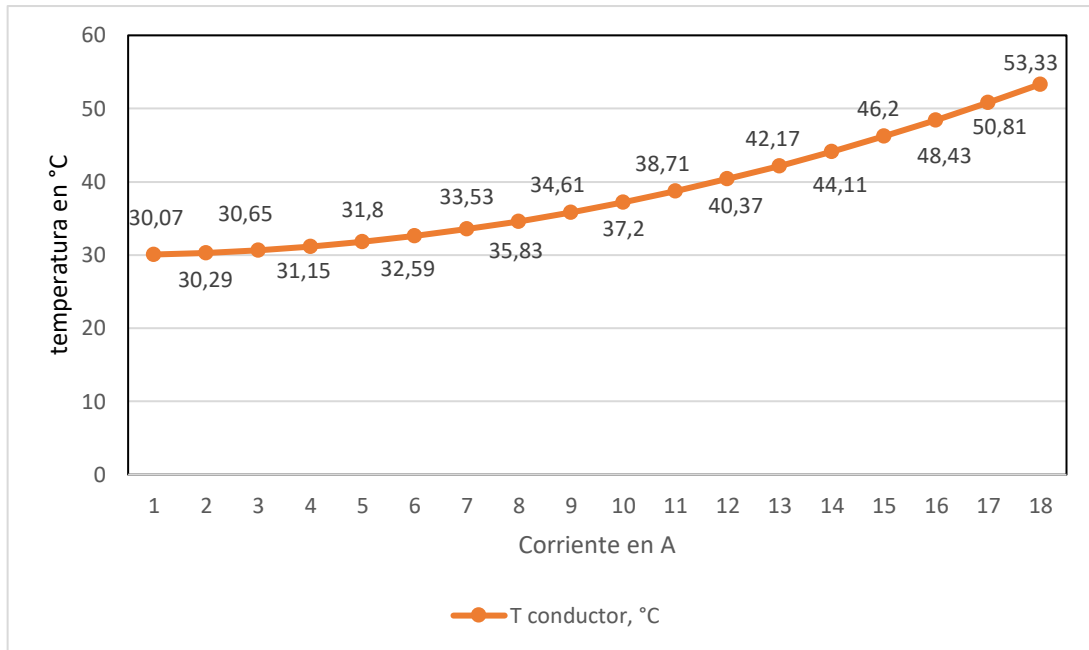


**Anexo 19:** Capacidad de corriente en conductores trifásicos de cobre.

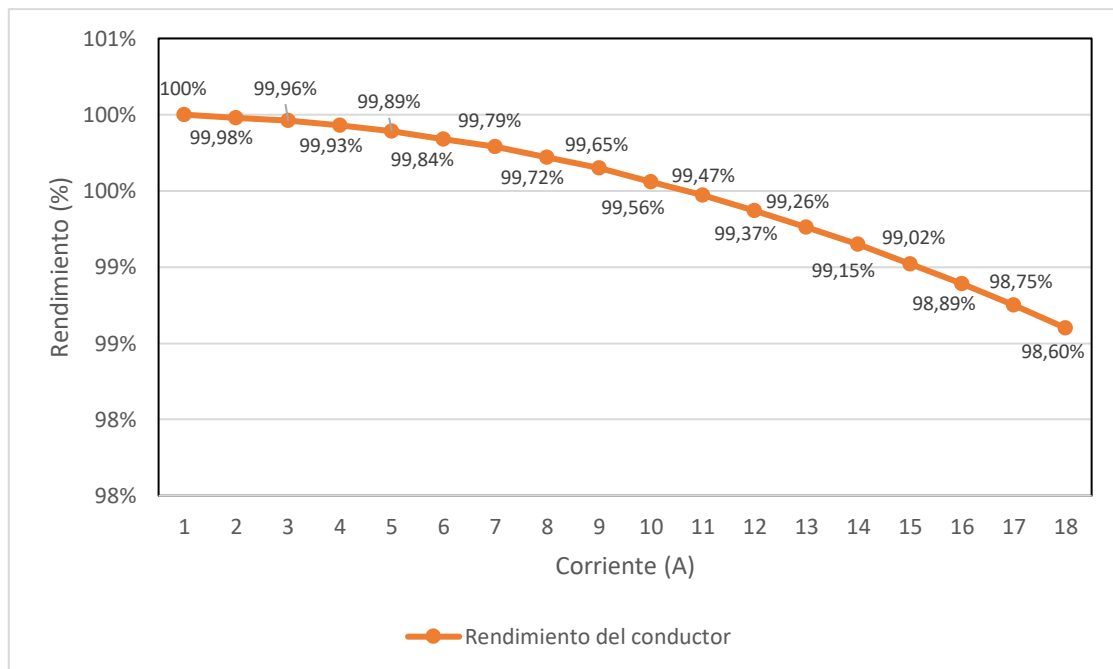
CALIBRE		CAPACIDAD DE CORRIENTE (A) CONDUCTORES TRIFASICOS DE COBRE								
		Temperatura ambiente: 30°C aire libre y 25°C enterrado TW, THW Y NNY Unipolar - 3 conductores por tubo								
Escala Métrica	Escala Americana	T / Tensión 660V, Temp. Max. 60°C		THW Tensión 750V, Temp. Max. 75°C		NYY - NYSY Tensión 0,6/1KV Temp. Max. 80°C			NYY - NYSY Tensión 0,6/1KV Temp. Max. 90°C	
		Tubo	Aire	Tubo	Aire	Tubo	Aire	Enterrado	Aire	Enterrado
0.5		4	7							
0.52	20	5	8							
0.75		6	9							
0.82	18	7	10							
1		8	11							
1.31	16	10	15							
1.5		10	16	12	18	23	27	31	31	41
2.08	14	15	20	15	22					
2.5		18	22	20	25	35	38	45	41	54
3.31	12	20	25	20	28					
4		25	32	27	37	44	50	58	55	70
5.26	10	30	40	30	45					
6		35	45	38	52	56	66	76	69	87
8.37	8	40	55	45	65					
10		46	67	50	78	83	91	99	94	117
13.3	6	55	80	65	90					
16		62	90	75	105	110	125	125	125	151
21.15	4	70	105	85	120					
25		80	120	95	140	143	165	160	168	193
33.62	2	95	140	115	160					
35		100	150	120	175	176	200	195	206	231
42.41	1	110	165	125	195					
50		125	185	145	220	217	245	230	251	271
53.51	1/0	125	195	150	230					
67.44	2/0	145	225	175	265					
70		150	230	180	270	255	295	285	317	331
85.02	3/0	165	260	200	310					
95		180	275	215	330	305	355	335	393	395
107.2	4/0	195	300	230	360					
120		210	320	245	380	345	405	380	455	448
126.7	250	215	340	255	400					
150		240	375	285	445	395	465	430	523	500
152	300	240	375	285	445					
177.4	350	260	420	310	505					
185		275	430	320	515	440	530	485	604	562
202.7	400	280	455	335	545					
240		320	500	375	595	505	620	560	722	649
253.4	500	320	515	380	615					
300		355	575	420	690	575	700	635	834	730
304	600	355	575	420	690					
380	750	400	655	490	780					
400		430	695	490	825	665	860	715	969	827
500		490	790	580	950	750	975	800	1127	936
506,70	1000	590	790	580	950					

Fuente: (Conductores electricos trifasicos, 2016)

**Anexo 20:** Variación de temperatura del cable THW, 2.5 mm<sup>2</sup>, en función de intensidad de Línea



**Anexo 21:** Comportamiento del rendimiento del conductor THW 2.5 mm<sup>2</sup> en función a la intensidad.



**Anexo 22:** Propiedades del aire versus temperatura en unidades del SI a la presión atmosférica estándar.

Temperatura T (°C)	Densidad $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Peso específico $\gamma$ (N/m <sup>3</sup> )	Viscosidad dinámica $\eta$ (Pa.s)	Viscosidad cinemática $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)
-40	1.514	14.85	1.51x10 <sup>-5</sup>	9.98x10 <sup>-5</sup>
-30	1.452	14.24	1.56x10 <sup>-5</sup>	1.08x10 <sup>-5</sup>
-20	1.394	13.67	1.62x10 <sup>-5</sup>	1.16x10 <sup>-5</sup>
-10	1.341	13.15	1.67x10 <sup>-5</sup>	1.24x10 <sup>-5</sup>
0	1.292	12.67	1.72x10 <sup>-5</sup>	1.33x10 <sup>-5</sup>
10	1.247	12.23	1.77x10 <sup>-5</sup>	1.42x10 <sup>-5</sup>
20	1.204	11.81	1.81x10 <sup>-5</sup>	1.51x10 <sup>-5</sup>
30	1.164	11.42	1.86x10 <sup>-5</sup>	1.60x10 <sup>-5</sup>
40	1.127	11.05	1.91x10 <sup>-5</sup>	1.69x10 <sup>-5</sup>
50	1.092	10.71	1.95x10 <sup>-5</sup>	1.79x10 <sup>-5</sup>
60	1.060	10.39	1.99x10 <sup>-5</sup>	1.89x10 <sup>-5</sup>
70	1.029	10.09	2.04x10 <sup>-5</sup>	1.99x10 <sup>-5</sup>
80	0.9995	9.802	2.09x10 <sup>-5</sup>	2.09x10 <sup>-5</sup>
90	0.9720	9.532	2.13x10 <sup>-5</sup>	2.19x10 <sup>-5</sup>
100	0.9459	9.277	2.17x10 <sup>-5</sup>	2.30x10 <sup>-5</sup>
110	0.9213	9.304	2.22x10 <sup>-5</sup>	2.40x10 <sup>-5</sup>
120	0.8978	8.805	2.26x10 <sup>-5</sup>	2.51x10 <sup>-5</sup>

Fuente: (Mott, 2006)

**Anexo 23:** Tablas de contenido de humedad.

Temp. de bulbo seco en °C	Vol. específico de vapor en m <sup>3</sup> /kg	Vol. específico de aire en m <sup>3</sup> /kg	Humedad relativa (HR)									
			5%	10%	15%	25%	35%	40%	50%	55%	65%	70%
			Humedad absoluta en g/kg									
0	206,49	0,7734	0,19	0,38	0,56	0,94	1,32	1,50	1,88	2,07	2,45	2,64
2	180,06	0,7791	0,22	0,43	0,65	1,09	1,52	1,74	2,17	2,39	2,83	3,05
5	147,28	0,7876	0,27	0,54	0,80	1,34	1,88	2,15	2,69	2,96	3,50	3,77
10	106,53	0,8018	0,38	0,75	1,13	1,89	2,65	3,03	3,79	4,17	4,94	5,32
11	100,01	0,8046	0,40	0,81	1,21	2,02	2,83	3,24	4,06	4,46	5,28	5,69
41	18,64	0,8898	2,40	4,82	7,25	12,20	17,20	19,70	24,90	27,40	32,70	35,40
45	15,48	0,9012	2,93	5,88	8,87	14,90	21,10	24,20	30,60	33,80	40,30	43,70
47	13,92	0,9069	3,28	6,59	9,94	16,70	23,70	27,20	34,40	38,10	45,50	49,30
48	13,28	0,9097	3,45	6,94	10,50	17,60	25,00	28,70	36,30	40,20	48,00	52,00
49	12,67	0,9125	3,63	7,30	11,00	18,60	26,30	30,30	38,30	42,40	50,70	54,90
50	12,09	0,9154	3,81	7,67	11,60	19,50	27,70	31,90	40,40	44,70	53,50	58,00

Fuente: (DEVATEC S.A., 2013)

**Anexo 24:** Clases de limpieza típicas con las que la preparación central del aire comprimido se puede realizar de forma limpia y red de aire comprimido limpia hecha de materiales de baja abrasión

	Reinheitsklassen				
	Partikel	Feuchtigkeit (dampfförmig)		Gesamtölgehalt	Steril
		Umgebungstemp. >+10°C	Umgebungstemp. ≤+10°C		
	A	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	C	D
Aufbereitung der Druckluft bzgl. Hauptverunreinigungen	1	2-4	2-3	1	-

Fuente: (VDMA, 2016)

**Anexo 25:** Esfuerzo de diseño admisible para los tipos 304 y 304L de acero inoxidable.

Temperature (°F/°C)	Allowable design stress (psi)	
	304	304L
-325 to 100 / -198 to 38	18750	15600
200 / 93	16650	15300
300 / 149	15000	13100
400 / 204	13650	11000
500 / 260	12500	9700
600 / 316	11600	9000
650 / 343	11200	8750
700 / 371	10800	8500
750 / 399	10400	8300
800 / 427	10000	8100
850 / 454	9700	
900 / 482	9400	
950 / 510	9100	
1000 / 538	8800	
1050 / 560	8500	

Fuente: (Schweitzer P.E, 1994)

**Anexo 26:** Schedule de tuberías ASTM acero inoxidable.

Diámetro nominal (pulgadas)	Diámetro exterior (mm)	Espesor de pared y peso por metro					
		SCHEDULE 10		SCHEDULE 40		SCHEDULE 80	
		mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m
1/4"	13,71	1,65	0,50	2,24	0,64	3,02	0,81
3/8"	17,15	1,65	0,64	2,31	0,86	3,20	1,12
1/2"	21,34	2,11	1,02	2,77	1,29	3,73	1,64
3/4"	26,67	2,11	1,30	2,87	1,71	3,91	2,23
1"	33,90	2,77	2,12	3,38	2,54	4,55	3,29
1 1/4"	42,16	2,77	2,73	3,56	3,44	4,85	4,53

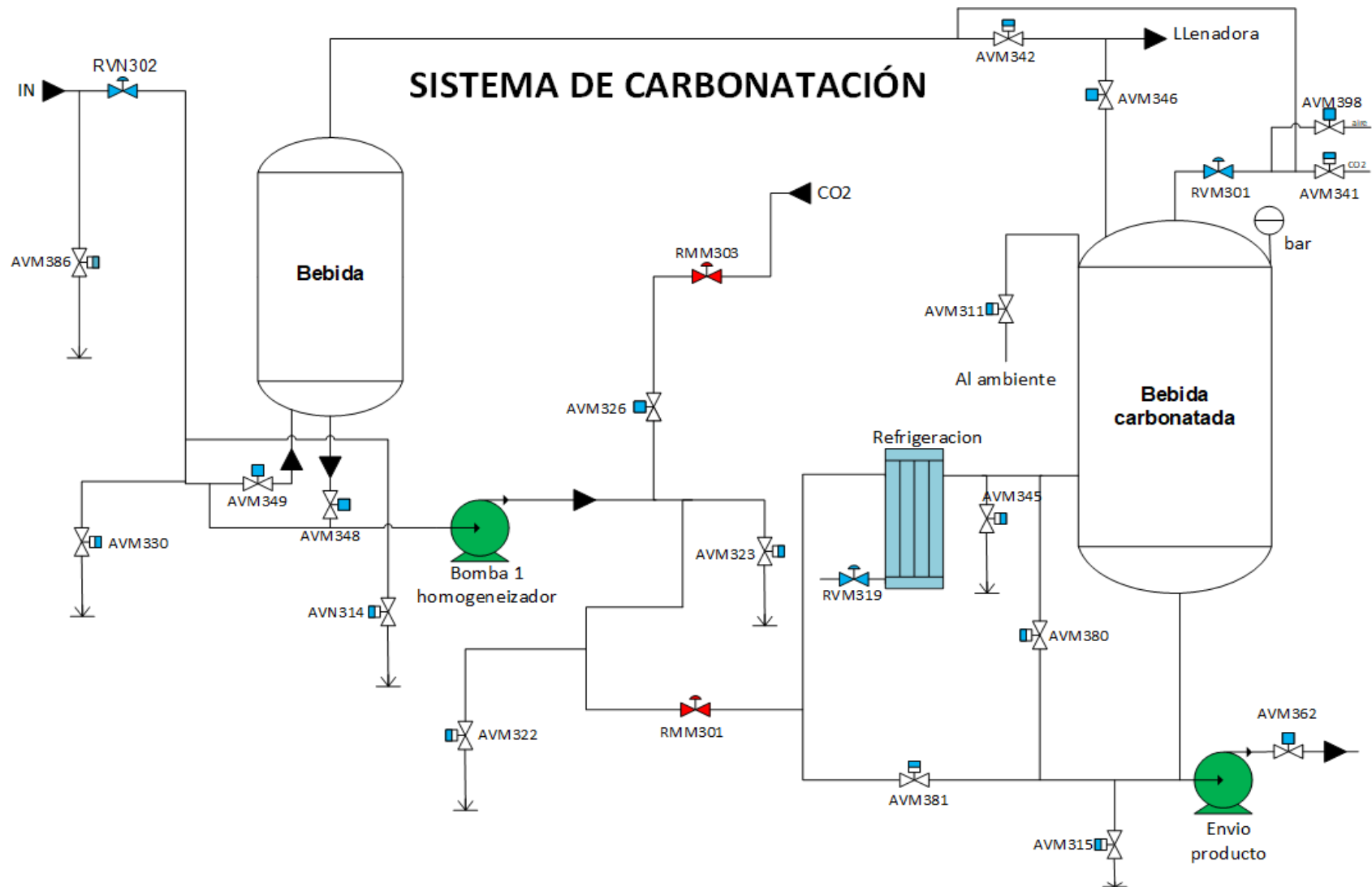
Fuente: (Schweitzer P.E, 1994)

**Anexo 27:** Rugosidad absoluta de tuberías de diferentes materiales.

PIPE MATERIAL	ABSOLUTE ROUGHNESS $\epsilon$ (mm)
Aluminum new	0,001-0,002
Brass	0,015
Brass new	0,001-0,002
Cast iron new	0,25-0,8
Cast iron slightly rusted	1,5
Cast iron very rusted	3
Cast iron with bitumen layer	0,2
Copper	0,015
Copper new	0,001-0,002
Epoxy, vinyl ester and isophthalic pipe	0,005
Flexible rubber tubing smooth	0,006-0,07
Glass	0,015
Lead	0,015
Lead new	0,001-0,002
Ordinary concrete	0,3-1
PVC and Plastic pipes	0,0015-0,007
Rough concrete	0,3-5
Sheet or asphalted cast iron	0,01-0,015
Smoothed cement	0,3
Stainless steel electropolished	0,0001-0,0008
Stainless steel turned	0,0004-0,006
Stainless steel, bead blasted	0,001-0,006
Steel pipe after longer use	0,2

Fuente: (Schweitzer P.E, 1994)

**Anexo 28:** Esquema con la disposición de las válvulas neumáticas en el sistema de carbonatación.



**Anexo 29:** Secador de aire por refrigeración.

## Series IDU□E

Temperatura estimada  
del aire entrante: 55°C



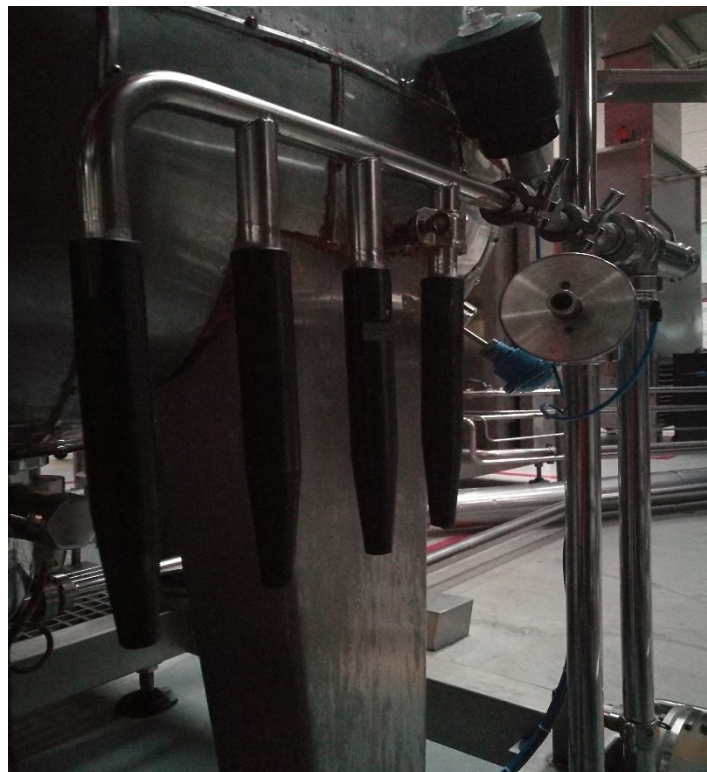
Modelo	Condiciones nominales de la entrada	Capacidad de flujo de aire m <sup>3</sup> /min (ANR)		Secador aplicable (Kw)	Refrigerante	Tamaño del puerto
		50 Hz	60 Hz			
<b>IDU3E</b>	55 °C, 0.7 MPa	0.32	0.37	2.2	R134a (HFC)	Rc 3/8
<b>IDU4E</b>		0.52	0.57	3.7		Rc 1/2
<b>IDU6E</b>		0.75	0.82	5.5		Rc 3/4
<b>IDU8E</b>		1.1	1.2	7.5		
<b>IDU11E</b>		1.5	1.7	11		
<b>IDU15E1</b>		2.6	2.8	15	Rc 1	
<b>IDU22E</b>		3.9	4.3	22	R407C (HFC)	R 1
<b>IDU37E</b>		5.7	6.1	37		R1 1/2
<b>IDU55E</b>		8.4	9.8	55		R 2
<b>IDU75E</b>		11.0	12.5	75		

Fuente: (SMC Corporation S.A, 2016)

**Anexo 30:** Sistema de carbonatación línea 05

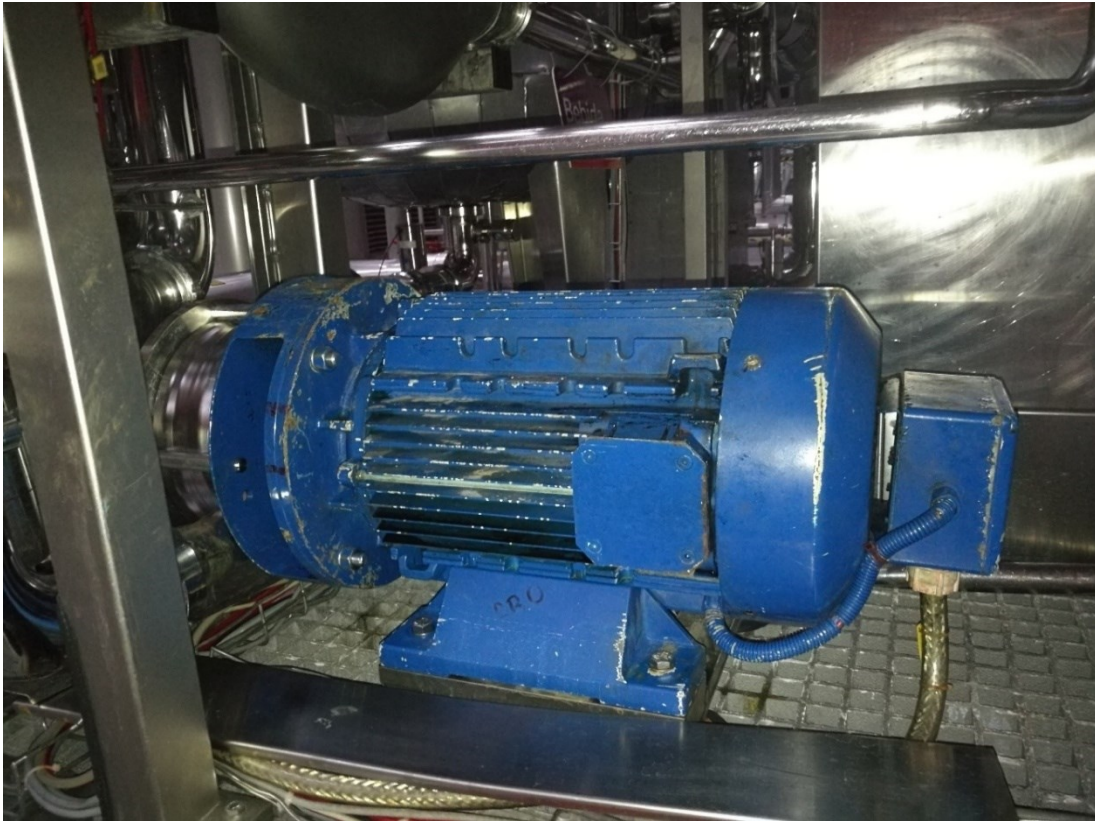


**Anexo 31:** Boquillas donde se expulsa el aire comprimido hacia el ambiente

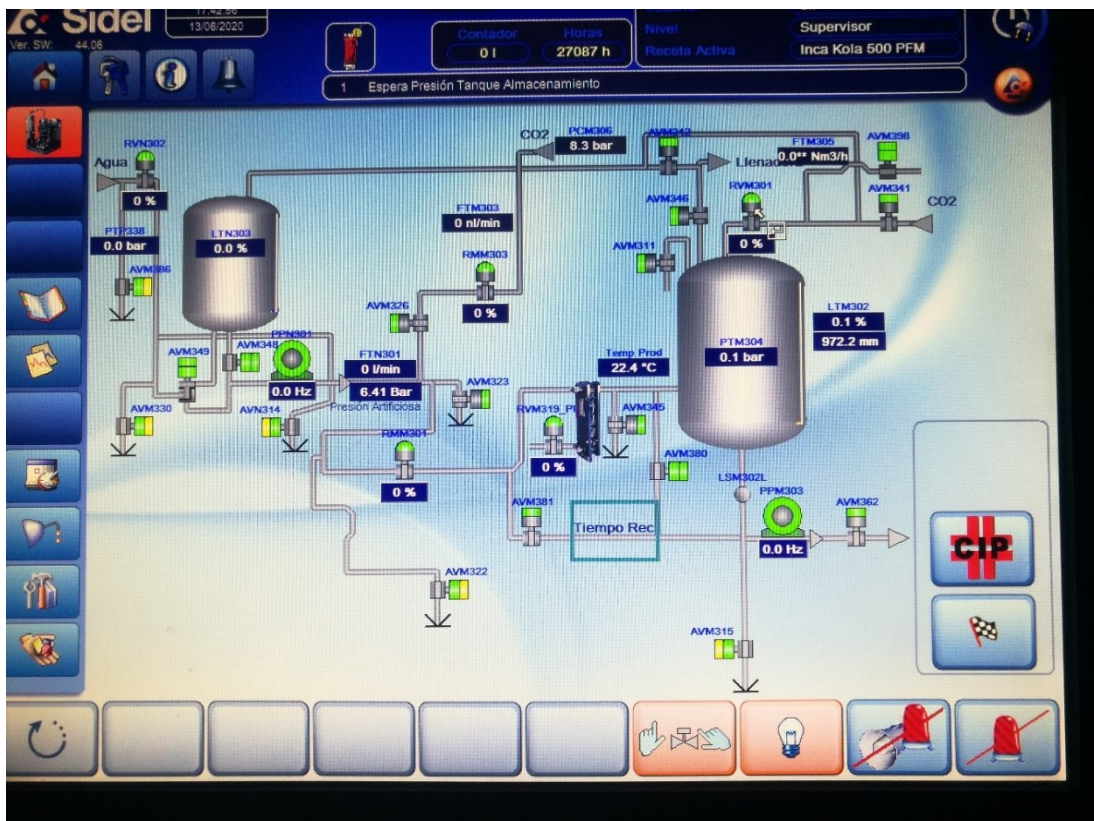




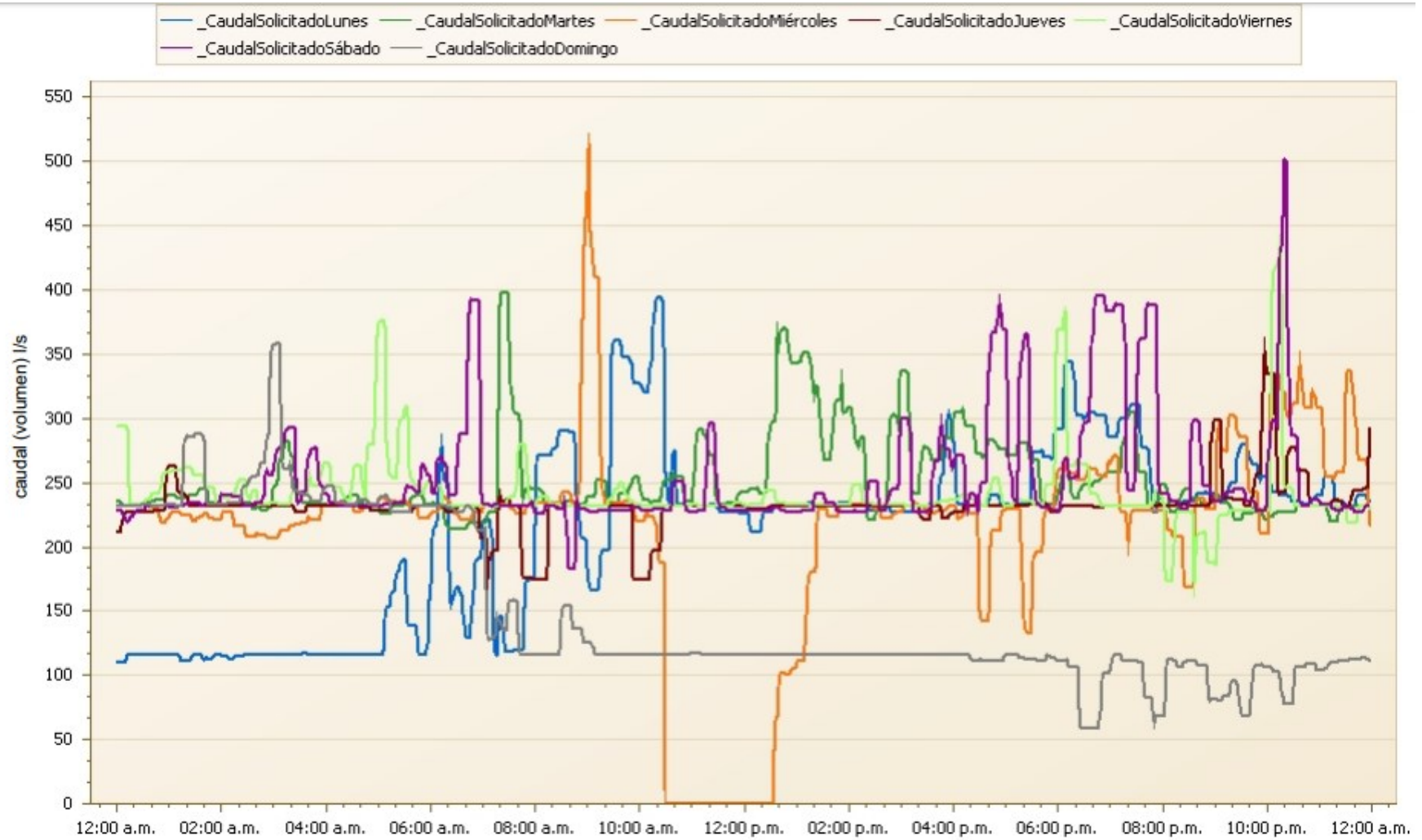
## Anexo 32: Motor eléctrico que acciona a la bomba homogeneizadora de CO<sub>2</sub>



## Anexo 33: Panel HMI del sistema de carbonatación



**Anexo 34:** Registro de flujo de aire solicitado al compresor Sullair 1 durante el 22 al 28 de febrero del 2016.



Fuente: (ATLAS COPCO, 2016)

### Anexo 35: Ficha técnica de compresor modelo C15.

Type	C 15
Dimensions	
Width [inch]	28.4
Depth [inch]	39
Height (super silenced) [inch]	68.3
Weight	
– super silenced [lbs.]	904
Max. sound pressure level [±3 dB(A)]	
super silenced [dB(A)]	67
Reference surface measure	
super silenced [dB(A)]	16
Sound power level	
super silenced [dB(A)]	83
Compressor	
max. final compression temperature [°F] Volume flow	+ 230
p <sub>max</sub> = 100 psig [cfm]	61.4
p <sub>max</sub> = 115 psig [cfm]	61.4
p <sub>max</sub> = 150 psig [cfm]	54.0
p <sub>max</sub> = 190 psig [cfm]	47.0
Drive motor	
Rated power [Hp]	15
Nominal speed	
– 60 Hz [rpm]	3600
Protection type	TEFC
ISO class	F
Electrical connection	
Mains voltages compressor <sup>1)</sup> [V]	208-230 / 460 / 575
Frequency <sup>1)</sup> [Hz]	60
Fuse protection for 208 V <sup>2) 3)</sup> [A]	60
Fuse protection for 230 V <sup>2) 3)</sup> [A]	60
Fuse protection for 460 V <sup>2) 3)</sup> [A]	30
Fuse protection for 575 V <sup>2) 3)</sup> [A]	30

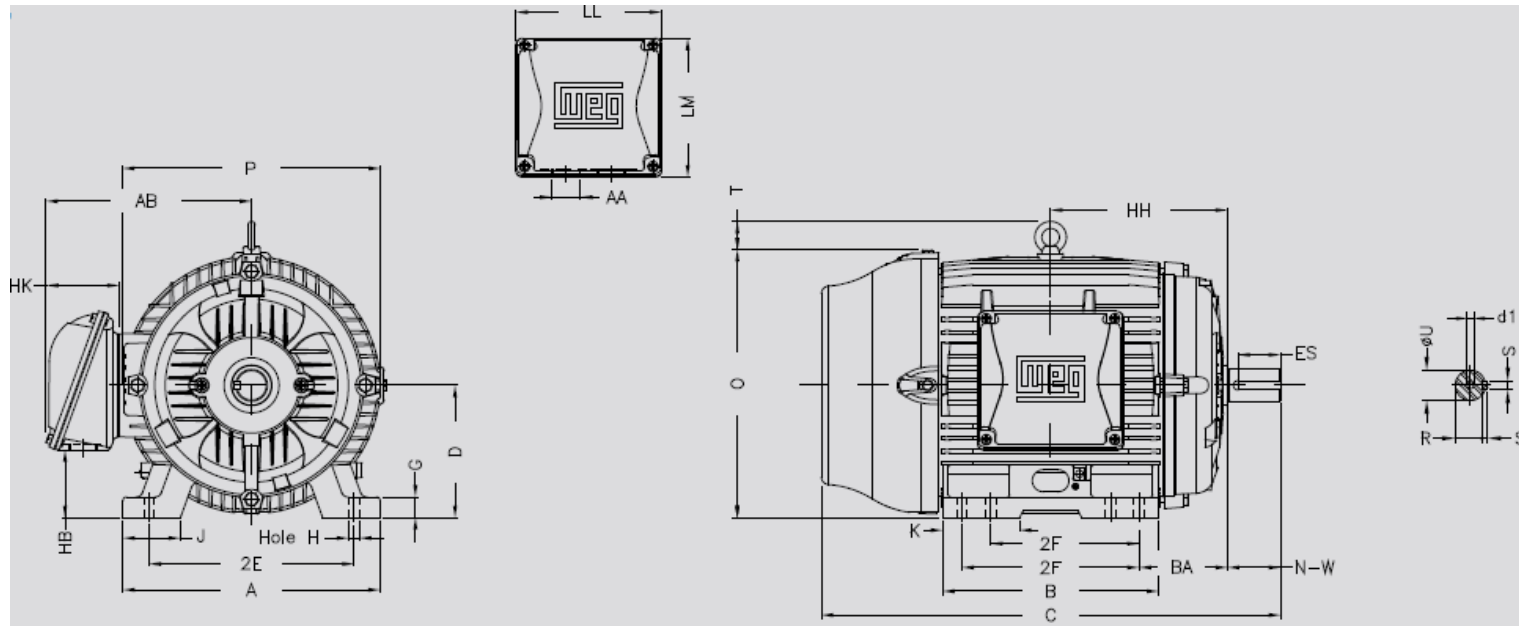
**Fuente:** (BOGE , 2013)

<sup>1)</sup> Standard equipment. Mains voltages and frequencies are specified on a plate in the switch cabinet.

<sup>2)</sup> The fuse values change in the case of other mains voltages and frequencies.

<sup>3)</sup> Use fuse Class RK 5 only.

**Anexo 36:** Hoja de dimensiones del Motor eléctrico trifásico WEG.



Carcasa	2E	2F	A	AA	AB	B	BA	C	D	EV	G	HB	T+0	HF	HG	HH	HK
143/5T	5.500	4.000/5.000	6.457	NPT 3/4"	6.260	6.142	2.250	13.358	3.500		0.354	1.787	7.129	3.500		4.750	2.638
145T		5.000															
182T	7.500	4.500	8.661	NPT 1"	7.565	5.945	2.750	14.860	4.500		0.394	2.236	11.115	4.500		5.000	3.150
182/4T		4.500/5.500				6.969		15.860								5.500	
L182/4T		4.500/5.500				6.969		17.041								5.500	
184T		5.500						15.860									
213T	8.500	5.500	9.764		8.583	7.362	3.500	18.021	5.250		0.669	2.985	12.613	5.250		6.250	
213/5T		5.500/7.000				8.858		19.517								7.000	
215T		7.000															
254T	10.000	8.252	11.496		10.483	10.000	4.250	23.213	6.250		0.669	3.061	14.961	6.565		8.376	
254/6T		8.252/10.000				11.732		24.945								9.250	
256T		10.000															

Fuente: (Catálogo comercial motor eléctrico W22, 2017)

**Anexo 37:** Calores específicos del aire a diversas temperaturas.

Temperatura, K	$c_p$	$c_v$	$k$
	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	
	<i>Aire</i>		
250	1.003	0.716	1.401
300	1.005	0.718	1.400
350	1.008	0.721	1.398
400	1.013	0.726	1.395
450	1.020	0.733	1.391
500	1.029	0.742	1.387
550	1.040	0.753	1.381
600	1.051	0.764	1.376
650	1.063	0.776	1.370
700	1.075	0.788	1.364
750	1.087	0.800	1.359
800	1.099	0.812	1.354
900	1.121	0.834	1.344
1000	1.142	0.855	1.336

**Fuente:** (Yunus A., y otros, 2014)

### Anexo 38: Ficha Técnica Tanques de almacenamiento de aire comprimido.

Capacidad del Tanque  Litros	Presion maxima permitida  psig	Versión vertical				Versión horizontal			
		Altura mm	Ø mm	Conexión entrada/ salida	Peso kg	Longitud mm	Ø mm	Conexión de entrada/ salida	Peso kg
90	160	1160	350	2 × G ½ hinten	37	—	—	—	—
150	160 230	1190	450	2 × G ¾ hinten	60	1050	450	2 × G 2	55
		1545			67				85
250	160 230	1540	500	2 × G ¾ hinten	84	1410 1410	500	2 × G 2	84
		1545			100				100
350	160 230	1810	550	2 × G 1 hinten	100	1630 1640	550	2 × G 2	101
					150				164
500	160 230	1925	600	2 × G 1 hinten	110	1780	600	2 × G 2	130
		1918			210				208
	650	1925			420				—
900	160	2170	800	2 × G 2; 2 × G 1½	238	—	—	—	—
1000	160 230	2265	800	2 × G 1½; 2 × G 2	244	2150 2140	800	G 2; 1 × G 1½	240
		2255			267				360
	650	2245			4 × G 1½				500
2000	160 230	2375	1150 1100	4 × G 2½	470	2180	1150	2 × G 2	470
		2490			500				600
	725	2430			4 × DN 80				620

Fuente: (KAESER COMPRESORES, 2013)

### Anexo 39: Características técnicas del cofímetro PCE-830



<b>Características técnicas</b>
- Medición del valor efectivo real (V 123 e I 123)
- Medición de potencia activa (W, KW, MW, GW)
- Medición de potencia aparente y reactiva (KVA, KVAR)
- Factor de potencia (PF), ángulo de fase ( $\Phi$ )
- Medición de energía y trabajo (Wh, KWh, Kvar.h, PFh)
- Indicación de las formas de onda, parámetros de rendimiento y las distorsiones armónicas
- Gran pantalla LCD de matriz de puntos iluminada
- Análisis de las distorsiones armónicas hasta un orden 99 de curvatura
- Análisis de las distorsiones absolutas (%THD-F)
- Diagrama de equilibrio gráfico con parámetros del sistema de 3 fases
- Detecta hasta 28 transitorios (tiempo y ciclos) con el umbral programable (%)
- Relación de 3 fases de tensión o corriente asimétrica (VUR)
- Factor de 3 fases de tensión o corriente asimétrica (d0%, d2%)
- Puerto USB aislado ópticamente

Fuente: (PCE Instruments, 2014)

**Anexo 40:** Características técnicas pinza amperimétrica modelo T6-1000.



<b>Características técnicas:</b>
Tecnología FieldSense para voltaje CA, corriente y frecuencia medición sin hacer contacto eléctrico con voltaje vivo.
Visualización simultánea de voltaje y corriente.
1 a 1000 V CA o CC (T6-1000)
0.1 a 200 A (AC).
Resistencia 1 $\Omega$ a 100 k $\Omega$ .
Medición de frecuencia de 45 Hz a 66 Hz.
El botón HOLD congela temporalmente la lectura para facilitar la visualización.
Acepta la suspensión de medidor magnético Fluke TPAK opcional para operación conveniente

**Fuente:** (Fluke Corporation, 2018)



**Anexo 41: Certificado de validez de contenido del instrumento.**



**CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO QUE MIDE LAS VARIABLES DE ESTUDIO: RECOLECCIÓN DE DATOS EN LA EMPRESA ACL**

ANEXO	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)
	Pertinencia		Relevancia		Claridad		
	Si	No	Si	No	Si	No	
2	x		x		x		
3	x		x		x		
4	x		x		x		
5	x		x		x		
Aspectos Generales					Si	No	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas.					x		
Los ítems permiten el logro del Objetivo de la investigación.					x		
El número de ítems es suficiente para recoger la información.					x		

APLICABLE		x	NO APLICABLE	
-----------	--	---	--------------	--

**VALIDEZ**  
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES

**Pertinencia:** El ítem menciona el concepto teórico formulado por la variable y/o dimensión.  
**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable. **Claridad:** Se entiende sin dificultad el enunciado del ítem siendo conciso, exacto y directo.

**DATOS GENERALES DEL EXPERTO**

**Apellidos y Nombres del juez validador:** ING. Valderrama Campos Edwin

**CIP:** 189677

  
 -----  
 CP: 189677  
**Firma del Experto**