



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA ELÉCTRICA

**“Diseño de sistema de enfriamiento de aire por gas refrigerante
para mejorar el enfriamiento y producción de tubos PVC en
una planta industrial”**

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
Ingeniero Mecánico Electricista

AUTOR:

Mejía Neyra Hansel (ORCID: 0000-0002-0957-7127)

ASESOR:

Mg. Sifuentes Inostroza, Teófilo Martín (ORCID: 0000-0001-8621-236X)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución

TRUJILLO — PERÚ

2021

DEDICATORIA

A Dios:

Por guiarme siempre por el buen camino y me ha permitido culminar con éxito mi carrera.

A mi esposa:

Por su amor incondicional y comprensión en todo este tiempo necesario para realizarme profesionalmente.

A mi hijo:

Por ser la motivación en cada una de mis metas.

A mis padres:

Por la formación y los valores inculcados para poder llegar a ser un profesional.

A mis hermanos y amigos:

Por el cariño y apoyo emocional cada día durante mi carrera profesional.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme la vida, por guiarme a lo largo de este camino, ser el apoyo y fortaleza momentos de debilidad y dificultad.

Al Mg. Ing. Martín Sifuentes Inostroza, por haber sido mi asesor de tesis, compartiendo sus enseñanzas y experiencias para fortalecer mi formación profesional y apoyo incondicional

A la doctora María Armas Alvarado, por su tiempo, comprensión, dedicación y paciencia en el desarrollo del curso.

Finalmente agradezo a mi grupo de amigos, de experiencias académicas y personales, por compartir buenos y gratos momentos, sin dejar de lado la motivación que significaron para mí.

INDICE

DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTO.....	III
INDICE	IV
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VI
INDICE DE TABLAS.....	VII
ANEXOS.....	VIII
RESUMEN	IX
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. MARCO TEÓRICO.....	10
III. METODOLOGÍA.....	34
3.1. <i>Tipo y diseño de investigación</i>	344
3.2. <i>Variables y Operacionalización</i>	39
3.2.1. <i>Variables independientes</i>	40
3.2.2. <i>Variables dependientes</i>	40
3.2.3. <i>Variables intervinientes</i>	40
3.3. <i>Población ,muestra</i>	42
3.3.1. <i>Población</i> :.....	42
3.3.2. <i>Muestra</i> :.....	42
3.4. <i>Técnicas e instrumentos de recolección de datos</i>	42
3.5 <i>Procedimientos</i>	43
3.6. <i>Método de análisis de datos</i>	44
3.7 <i>Aspectos éticos</i>	44
IV. RESULTADOS.....	45
4.1. <i>Balance de materia y energía para hallar capacidades y eficiencias reales de los componentes del sistema de enfriamiento frigorífico</i> ,.....	455
4.1.1 <i>Determinación de carga térmica en Planta industrial</i>	455
4.1.2. <i>Calor útil a extraer a tubos de PVC en Línea 1</i>	455
4.1.3. <i>Calor útil a extraer a tubos de PVC en Línea 2</i>	466
4.1.4. <i>Calor útil a extraer a tubos de PVC en Línea 3</i>	466
4.1.5. <i>Calor útil a extraer a tubos de PVC en Línea 4</i>	466
4.1.6. <i>Calor útil a extraer a tubos de PVC en Proceso 5</i>	477

4.1.7 Cálculo del flujo de aire para enfriar los tubos de PVC.....	49
4.2 Establecer el gas refrigerante adecuado y los parámetros de operación para obtener mayor capacidad frigorífica.....	533
4.2.1. Selección del gas refrigerante	533
4.2.2. Parámetros de operación para obtener mayor capacidad frigorífica.	533
4.3. Determinar las potencias útiles mecánica y de enfriamiento.....	544
4.3.1 Dimensionamiento del sistema de refrigeración por compresión mecánica, para enfriar el aire necesario en línea nr. 1.....	544
4.3.2 Diferencia media logarítmica de temperatura en evaporador frigorífico.....	566
4.3.3 Flujo de gas refrigerante en evaporador frigorífico.	577
4.3.4 Potencia mecánica del compresor de gas refrigerante.	577
4.3.5 Potencia mecánica real demandada por compresor frigorífico:.....	58
4.3.6 Dimensionamiento del condensador frigorífico de gas R22 por aire.....	59
4.3.7. Dimensionamiento del condensador de R22 por aire.....	600
4.3.8. Diferencias de temperatura en CONDENSADOR.....	611
4.4. Dimensionar y seleccionar los instrumentos de medida y control.	633
4.4.1. Válvula de expansión termostática, para evaporador con amoníaco.....	633
4.4.2. Manifold de manómetros para NH3.....	644
4.5. Análisis económico.	655
4.5.1. Inversiones en activos fijos (soles)	655
4.5.2 Mano de obra, M.O.....	655
4.5.3. Insumos directos e indirectos.	655
4.5.4 Gastos generales.....	655
4.5.5. Beneficios económicos.	666
V. DISCUSIÓN.	677
VI. CONCLUSION.	73
VII. RECOMENDACIONES	75
REFERENCIAS.	76
ANEXOS.....	77

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura N° 1: Disposición actual del sistema de enfriamiento de tubos PVC por agua, en Planta Industrial.....</i>	<i>5</i>
<i>Figura N° 2: Disposición actual del sistema de enfriamiento de tubos PVC por agua, en Planta Industrial.....</i>	<i>6</i>
<i>Figura N° 3: Disposición proyectada del sistema de enfriamiento de tubos PVC por aire refrigerado en Planta Industrial.</i>	<i>7</i>
<i>Figura N° 4: Proceso para obtención de resina de PVC.....</i>	<i>16</i>
<i>Figura N° 5: Línea completa de extrusión de tubos de PVC.....</i>	<i>166</i>
<i>Figura N° 6: Extrusora de tubos de PVC.</i>	<i>177</i>
<i>Figura N° 7: Diagrama T-s para refrigeración a compresión mecánica.</i>	<i>20</i>
<i>Figura N° 8: Ciclo Carnot Invertido.</i>	<i>222</i>
<i>Figura N° 9: Diagrama T - s del ciclo frigorífico con compresión mecánica del gas (Mendocilla, 2018).....</i>	<i>233</i>
<i>Figura N° 10: Ciclo real de la instalación con vapores en el diagrama p – h.....</i>	<i>255</i>
<i>Figura N° 11: Intercambiador simple de tubos concéntricos.....</i>	<i>277</i>
<i>Figura N° 12: flujos en Intercambiador de Calor.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura N° 13:Flujos en IC equicorriente.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura N° 14: Intercambiador de carcasa y tubos (1 – 1)</i>	<i>30</i>
<i>Figura N° 15: Intercambiador de calor en contracorriente.</i>	<i>30</i>
<i>Figura N° 16: IC en corriente en cruz.</i>	<i>311</i>
<i>Figura N° 17: Intercambiadores de Flujos Cruzados Fuente: Incropera, 2018.....</i>	<i>311</i>
<i>Figura N° 18: Esquema de cálculo del calor útil de enfriamiento de tubos PVC.....</i>	<i>477</i>
<i>Figura N° 19: Sistema de enfriamiento individual para línea de producción de PVC. 48</i>	
<i>Figura N° 20: Sistema de enfriamiento individual para línea de producción de PVC566</i>	
<i>Figura N° 21: Fase de compresión mecánica del gas por el compresor frigorífico. .</i>	<i>577</i>
<i>Figura N° 22: Potencias en compresor frigorífico y motor eléctrico.....</i>	<i>58</i>
<i>Figura N°23: Temperaturas de entrada y salida en condensador frigorífico de R22 por aire atmosférico.....</i>	<i>59</i>
<i>Figura N° 24: Diagrama de temperaturas del R22 y aire en condensador frigorífico.</i>	<i>600</i>
<i>Figura N° 25: Válvula de expansión termostática.</i>	<i>633</i>
<i>Figura N° 26: Dimensiones y pesos de válvula termostática para amoniaco.....</i>	<i>64</i>

INDICE DE TABLAS

<i>Tabla N° 1: Temperaturas promedio de tubos PVC, en cada línea de producción Planta industrial.....</i>	<i>49</i>
<i>Tabla N° 2: Temperatura de aire y humedad relativa medioambiental en Planta industrial.....</i>	<i>49</i>
<i>Tabla N° 3: Valores de humedad absoluta del aire húmedo, en función de temperatura y humedad relativa.....</i>	<i>51</i>
<i>Tabla N° 4: Propiedades físicas y químicas del gas refrigerante R22. Fuente Indura, 2009.</i>	<i>533</i>
<i>Tabla N° 5: Propiedades del gas refrigerante R22 para estados de líquido saturado y vapor saturado seco.....</i>	<i>555</i>
<i>Tabla N° 6: Hoja de cálculo con parámetros de operación y dimensionamiento de componentes del sistema de enfriamiento de aire por gas refrigerante.....</i>	<i>62</i>

ANEXOS

Anexos N° 1: Instrumentos de evaluación de datos.	77
Anexos N° 2: Certificado de validez del contenido del instrumento.....	81
Anexos N° 3: Diagramas y planos del diseño.....	84
Anexos N° 4: Propiedades del gas refrigerante R22.....	89
Anexos N° 5: Coeficientes de transferencia de calor.....	90
Anexos N° 6: Cambios de aire cada 24 horas en cuartos fríos	91
Anexos N° 7: Calor disipado ppr personas dentro del espacio refrigerado.....	91
Anexos N° 8: Cantidad de calor disipado por personas (Btu/h).....	92
Anexos N° 9: Corrección de temperatura por efecto solar.....	92
Anexos N° 10: Tanque de gas refrigerante R22.	93
Anexos N° 11: Ciclo de refrigeración por compresión mecánica	923
Anexos N° 12: Juego de manómetro de CA 4 vías R134a, R410a, R22	934
Anexos N° 13: Circuito de refrigeración.....	934
Anexos N° 14 Medición del recalentamiento en la aspiración del compresor.....	945
Anexos N° 15: Características del R22.....	95
Anexos N° 16: Efectos del R22 en el ser humano	96
Anexos N° 17: Hoja de seguridad del R22	978
Anexos N° 18: Propiedades físicas del R22	98

RESUMEN

Se presenta el estudio de diseño de un sistema de enfriamiento de tubos PVC por aire enfriado con gas refrigerante, para aumentar la capacidad de producción de tubos en una planta industrial. Se dimensionan las capacidades de los elementos de cada componente del equipo de refrigeración, y se realiza la selección de cada tecnología a ser utilizada.

Se propone la construcción de un enfriador de aire para enfriar los tubos de PVC por contacto directo con aire, utilizando gas R22 en un sistema frigorífico, con la suficiente capacidad, para cada una de las cinco líneas de producción de tubos PVC de diverso diámetro y longitudes. En el dimensionamiento del condensador adicional se utilizaron las ecuaciones específicas para el R22; desde 11 hasta 30 kw, lo cual permitirá aumentar la capacidad de enfriamiento en 15 a 30 kw en el evaporador, también dimensionado para calcular el coeficiente de transferencia de frío por convección, y de la ecuación de Newton para convección.

Para el evaporador y el condensador se utilizarán tubos de cobre electrolítico, los cuales deben asumir la presión de servicio que alcanza los 18.4 bar para el gas R22 y en 4.9 bar, en el lado de baja presión.

El costo para la construcción e implementación asciende a 179,020 soles, los beneficios de 12,600 soles/mes, siendo el tiempo de recuperación de la inversión de 14.43 meses.

Palabras Clave: Chiller, evaporador, condensador, válvulas de expansión, compresor frigorífico.

ABSTRACT

The study of the design of a cooling system for PVC pipes by air cooled with refrigerant gas is presented, to increase the production capacity of pipes in the Industrial Plant. The capacities of the elements of each component of the refrigeration equipment are dimensioned, and the selection of each technology to be used is made.

The construction of an air cooler is proposed to cool the PVC pipes by direct contact with air, using R22 gas in a refrigeration system, with sufficient capacity, for each of the five production lines of PVC pipes of different diameter and lengths. In sizing the additional capacitor, the specific equations for R22 were used; from 11 to 30 kW, which will allow increasing the cooling capacity by 15 to 30 kW in the evaporator, which was also dimensioned to calculate the coefficient of cold transfer by convection, and from Newton's equation for convection.

Electrolytic copper tubes will be used for the evaporator and condenser, which must assume the operating pressure, which reaches 18.4 bar for R22 gas and 4.9 bar, on the low pressure side.

The cost for construction and implementation amounts to 179,020 soles, the benefits of 12,600 soles / month, with the investment recovery time of 14.43 months.

Keywords: Chiller, evaporator, condenser, refrigerator compressor, expansion valves

I. INTRODUCCIÓN

Desde su invención y posterior desarrollo industrial, el PVC ha sido un material muy usado por el hombre, por ser considerado a nivel mundial como uno de los más seguros, sobretodo en la industria química. Las industrias plásticas cuyas instalaciones y procesos se han diseñado bajo los principios de mejora continua, aplicando tecnologías eficientes a fin de minimizar y controlar las emisiones, fueron catalogadas como las más eficientes. (Instituto Tecnológico del Plástico, 2019).

Los tubos de plástico tipo PVC (poli cloruro de vinilo); siempre han tenido aplicaciones muy diversas en la industria, por su peso liviano, presentación en varias longitudes, facilidad de instalación y de mantenimiento; capaces de hacer fluir con facilidad a fluidos y desechos industriales, comerciales y domésticos. El uso de tubos PVC se masificó en la industria de construcción, por su estanqueidad y facilidad para mantener las tuberías limpias (López & Povella, 2015).

El poli cloruro de vinilo, como un material tipo polímero termoplástico ha sido considerado de gran interés en el mercado, versátil y sólido con características rígidas a temperatura ambiente, a alta temperatura se torna blando y maleable, flexible, ligero, durable y resistente, cuya base lisa le brinda fluidez; además, presenta bajo costo de instalación y mantenimiento.

Los materiales poliméricos, se crearon con propiedades especiales para no ser afectados por los cambios bruscos de temperatura, no se oxidan, cumplen con los parámetros de presión, rangos de temperatura y diámetro requeridos en los procesos químicos e industriales. Los tubos de PVC se idearon como materiales adecuados para aplicaciones de larga vida útil, variando de 50 a 100 años (Maccagno, 2018).

En la ciudad de Trujillo se instalaron Plantas Industriales para el rubro de fabricación de tuberías y conexiones de PVC y HDPE, fueron dimensionadas para trabajar con todas las líneas completas desde ½" hasta 24", lo que les ha valido

obtener dos certificaciones internacionales: ISO 14001:2015 e ISO 9001:2015, para sistema de gestión ambiental y sistema de gestión de la calidad, respectivamente, básicas para el cumplimiento de las disposiciones establecidas en las Normas Técnicas Peruanas (Ramos, 1994).

En el sistema de fabricación de tubos de PVC, se ha observado la inclusión de sistemas eléctricos, térmicos, mecánicos e hidráulicos en constante equilibrio, a fin de lograr la capacidad adecuada y asegurar la disponibilidad y calidad del sistema productivo (Jiménez, 2015).

Asimismo, en el proceso de enfriamiento catalogado como uno de los sistemas más influyentes en la calidad y producción de tubos de PVC en la empresa, se observó que los tubos calientes son refrigerados a través de introducción de agua industrial de manera directa, por intermedio del sistema de bombeo y a través de toberas pulverizadoras; por otro lado, el efluente (agua caliente) es reinsertada a la torre de enfriamiento (Yáñez, 2007).

La Planta Industrial donde se ha realizado el estudio, cuenta con una producción de cuatro líneas de tubos de PVC. Las líneas 1 y 2, establecidas para capacidades de 240 Kg. de tubos PVC/h y cuya utilización de agua para su refrigeración es de 2.243 m³/h; la línea 3 para una producción de 350 Kg. de tubos PVC/h y consumo de 3.11 m³/h de agua para su enfriamiento; y, la línea 4 para una producción 450 kg tubos PVC/h, consumiendo 4 m³/h de agua para el enfriamiento del PVC.

Sin embargo, debido a la elevada temperatura medioambiental del aire atmosférico en verano, cuando se alcanzan valores en promedio de 32°C, existe dificultad en el enfriamiento de los tubos de PVC; por lo tanto, se observó que el efecto es la distorsión dimensional y consecuentemente hay gran cantidad de productos rechazados, lo cual representa una reducción del 10% a 15 % de producto terminado. Se ha identificado entonces, como una de las causas importantes, la baja eficiencia frigorífica durante la época de verano, sobretudo en horas punta de Sol (De 10 am a 2 pm).

Asimismo, se ha observado que la torre de enfriamiento también disminuye su eficiencia, pues el agua empleada, que constituye el vínculo de enfriamiento del producto, no se encuentra en temperatura adecuada de refrigeración, ya que el aire del ambiente (agente de enfriamiento del agua en la torre) tiene temperatura relativamente alta y el proceso guarda íntima relación con la capacidad de “venteo” (convección forzada) en la torre, para el agua de refrigeración.

Por otra parte, se ha notado que el uso de agua industrial dura representa un problema, puesto que contiene aproximadamente 600 ppm de sólidos disueltos, entre los más frecuentes calcio y magnesio, lo que genera acumulaciones, formándose así pequeñas capas calcáreas en las toberas pulverizadoras, especialmente en sus orificios, causando su deterioro. Por esta razón, cada quincena se paraliza el proceso productivo entre 3 a 4 horas aproximadamente, para realizar limpieza y mantenimiento de éstas.

Consecuentemente, en la presente investigación se ha determinado como propósito, sustituir el agente de enfriamiento, dejar de usar un líquido y cambiarlo por un gas, es decir la aplicación de un gas refrigerante en el proceso de enfriamiento mediante un intercambiador de calor, el mismo que se diseñará para tal fin, en la modalidad de un *chiller de aire por gas refrigerante*.

De acuerdo a lo observado, el sistema fue diseñado con 4 líneas de producción muy similares en su configuración, en ellas se han determinado parámetros de operación como temperaturas de entrada y salida de flujo del material (tubo PVC) y del flujo de agua que sirve para el sistema de enfriamiento, como se aprecia en la figura 1. Asimismo, en la figura 2, se muestra la disposición actual de la Planta Industrial y el proceso de abastecimiento, almacenamiento y distribución a través del bombeo del agua para el sistema de enfriamiento.

Se ha planteado la posible solución y disposición proyectada (Figura 3), utilizando la ciencia de la Ingeniería: El empleo de gases refrigerantes como nuevo agente de enfriamiento, lo cual significará optimizar el proceso, reemplazando el agua por

aire un sistema de refrigeración y el empleo de gas ecológico a temperaturas bajas y constantes.

Se proyecta la operación de este sistema por un periodo de cinco a seis horas diarias, durante la exposición de horas punta de Sol en época de verano. En efecto, el sistema de bombeo será retirado, puesto que ya no será útil. Como se observa en la figura 3.

Disposición actual de las líneas de producción de la Planta Industrial

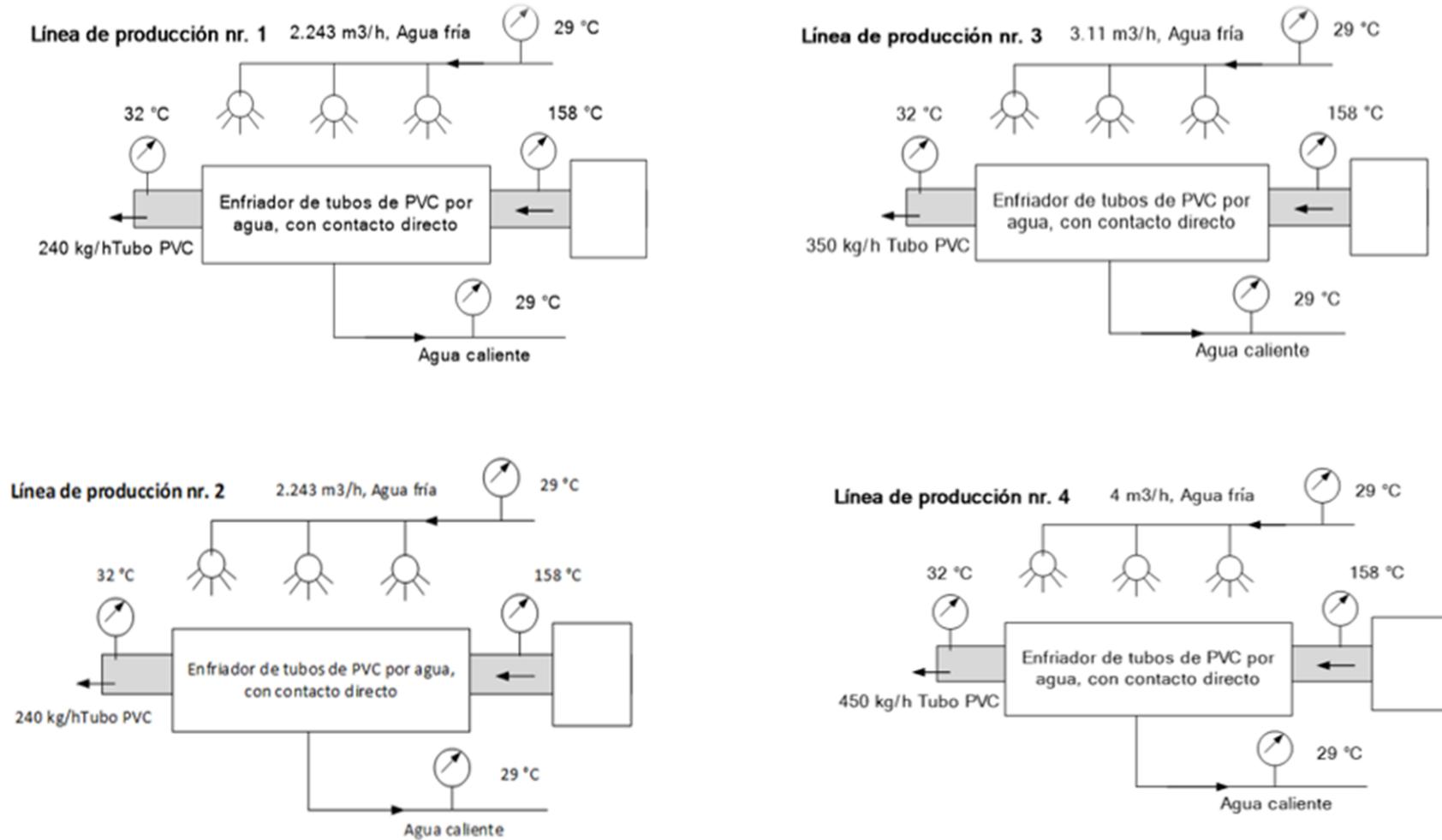


Figura N° 1: Disposición actual del sistema de enfriamiento de tubos PVC por agua, en Planta Industrial.

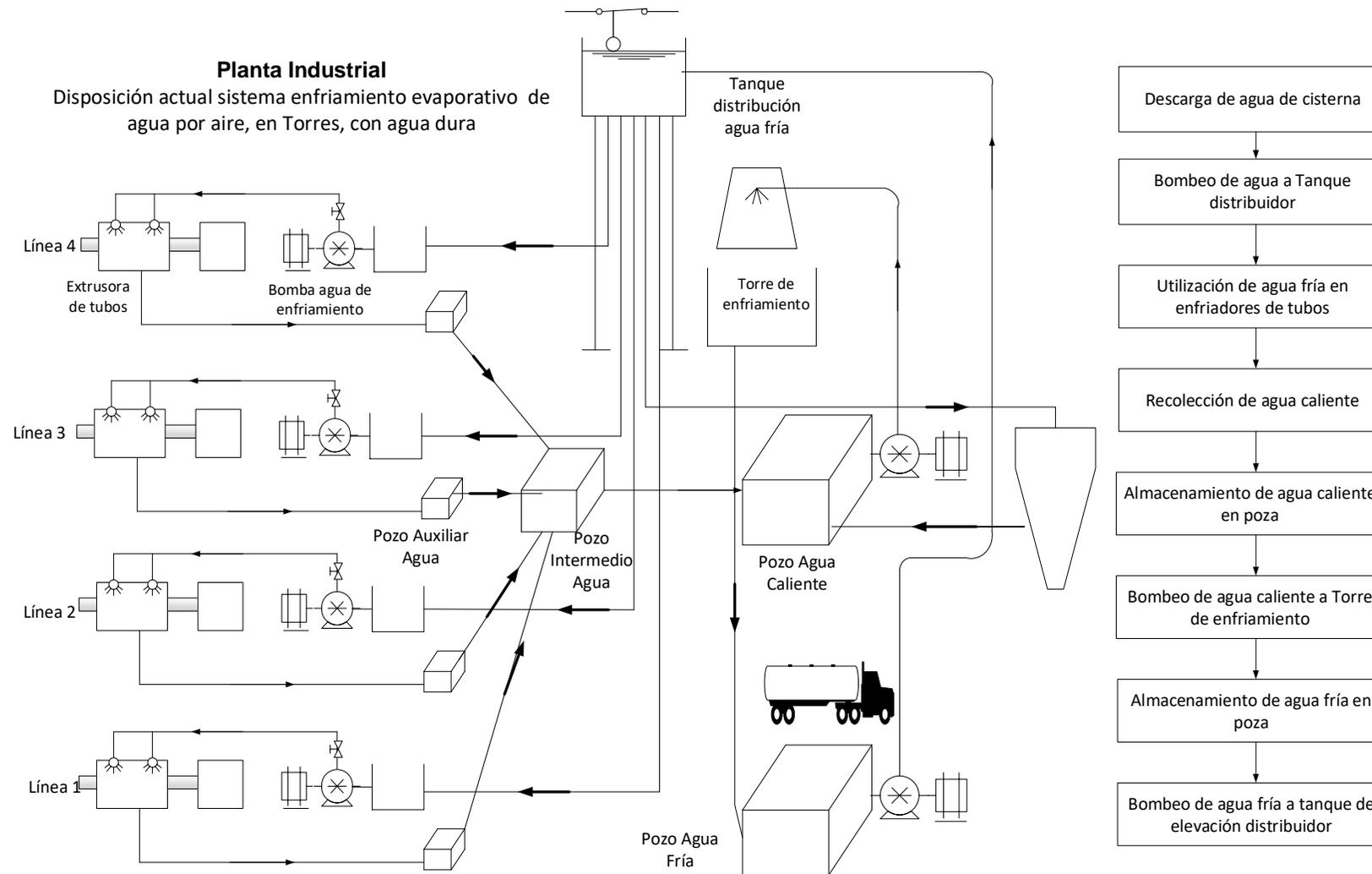


Figura N° 2: Disposición actual del sistema de enfriamiento de tubos PVC por agua, en Planta Industrial.

Disposición Projectada : Sistema enfriamiento tubos PVC por aire enfriado por gases refrigerantes

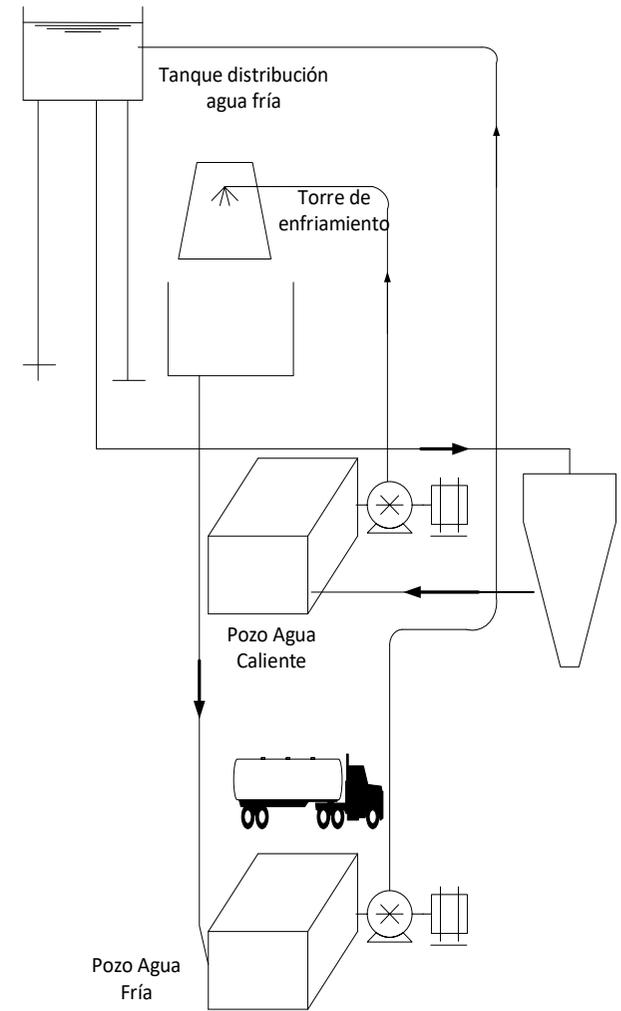
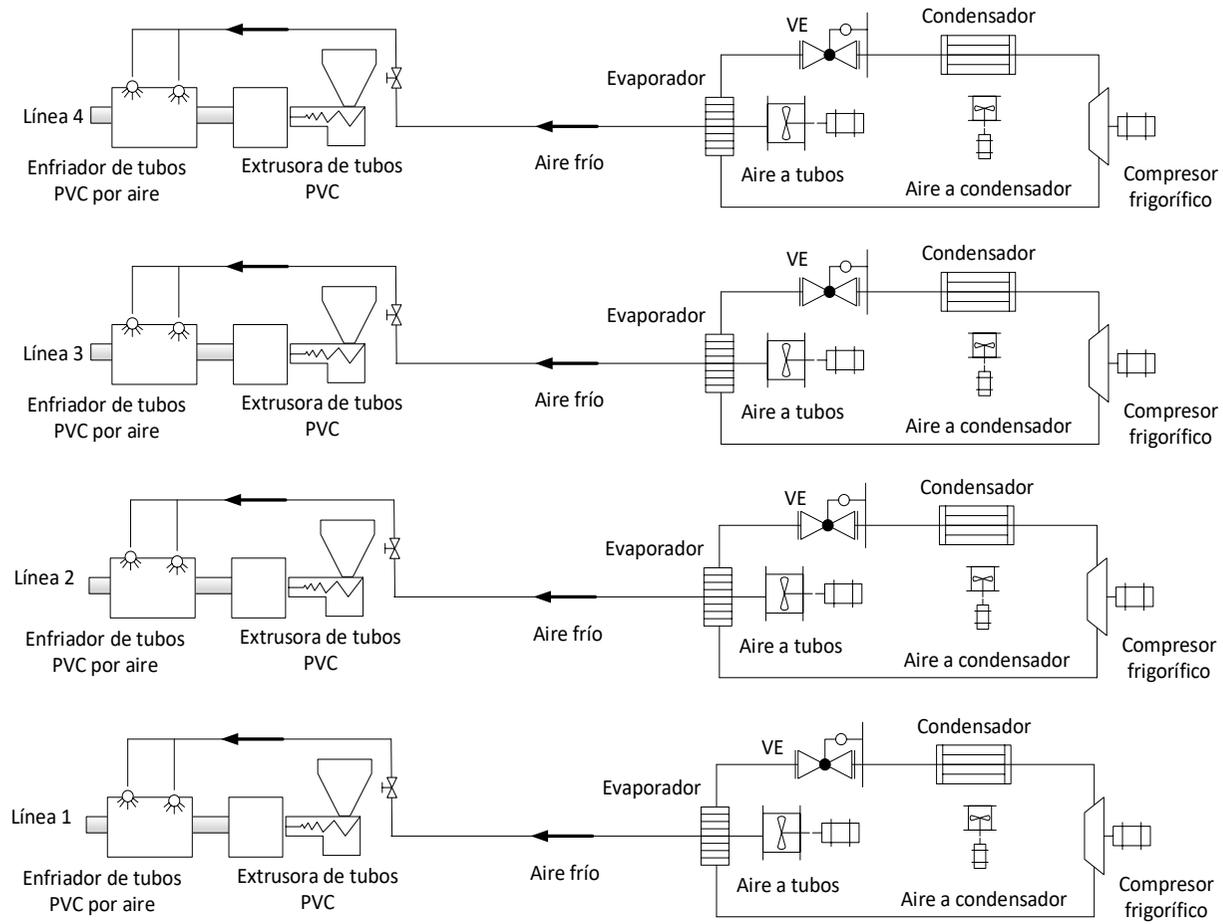


Figura N° 3: Disposición proyectada del sistema de enfriamiento de tubos PVC por aire refrigerado en Planta Industrial.

Por lo expuesto, se ha realizado la *formulación del problema* de la investigación, de la siguiente manera: ¿De qué manera se mejorará el enfriamiento y aumentará la producción de tubos PVC en una planta industrial?

Teniendo en cuenta que este problema ha permitido realizar un análisis, también se ha visto por necesario, efectuar las justificaciones correspondientes de la investigación. Así, se *justifica técnicamente*, porque se conseguirá una gran capacidad y eficiencia operacional de cada uno de los componentes del sistema de enfriamiento frigorífico de los tubos de PVC en planta industrial; se *justifica económicamente*, porque al incrementar la capacidad y eficiencia del sistema de enfriamiento frigorífico de los tubos PVC en la planta industrial, por ser diseñados y mejorar la seguridad en sus operaciones, se generará un incremento en los ingresos económicos por aumento de la producción: se *justifica laboralmente*, porque implementando el sistema de enfriamiento frigorífico de los tubos de PVC en planta industrial, se prevé una mejora en el ambiente laboral, a la vez mejorará la seguridad, ya que las interrupciones del sistema productivo disminuirán considerablemente y además se potenciará la participación del personal operativo y técnico, del mismo modo se realizarán más capacitaciones técnicas; se *justifica tecnológicamente*, porque permitirá implementar, poner en servicio y asimilar una nueva tecnología adecuada de los componentes de refrigeración mediante compresión mecánica, la cual contará con mayor capacidad y control, permitiendo gestionar eficientemente los procesos de enfriamiento frigorífico de tubos de PVC producidos.

A continuación, en función a todo lo precedente, se plantea la siguiente *hipótesis*: Mediante el diseño de un sistema de enfriamiento de aire por gas refrigerante se podrá mejorar enfriamiento y aumentar producción de tubos de PVC en una planta industrial.

Por lo descrito anteriormente se plantea como el *Objetivo general*, Diseñar un sistema de enfriamiento frigorífico de tubos PVC por aire en planta industrial, para aumentar su capacidad y eficiencia frigorífica; y, para arribar a ello, se tuvieron en cuenta los siguientes *Objetivos específicos*: (1) Realizar el balance de materia y energía para hallar capacidades y eficiencias iniciales y reales de los

componentes del sistema de enfriamiento frigorífico, (2) Establecer el gas refrigerante adecuado y los parámetros de operación para obtener mayor capacidad frigorífica, (3) Determinar las potencias útiles de enfriamiento y dimensionar las superficies necesarias de intercambio de calor, en condensación y en evaporador, (4) Dimensionar y seleccionar los instrumentos de medida y control de variables del proceso de enfriamiento frigorífico, (5), Análisis económico: determinar el presupuesto de inversión, beneficios brutos, costos de mantenimiento y de operación nuevos, beneficios netos y período de retorno de la inversión.

II. MARCO TEÓRICO

A continuación se presenta los trabajos previos ya que son elementos a considerar muy significativos y relevantes que apoyan en el estudio y desarrollo de la tesis.

Mendocilla en el año 2018 investigó sobre el mejoramiento del sistema de enfriamiento de tubos PVC, por agua a través del cambio de torre por chiller refrigerante (Mendocilla, 2018). El autor realizó el estudio del balance de masa y energía, obteniendo los parámetros de proceso. Determinó que se debe emplear un chiller de agua, ya que este dispositivo enfría el agua mucho más rápido que la torre de enfriamiento. También determina la necesidad de ablandar el agua para que no forme deposiciones calcáreas, instalando un ablandador de agua por intercambio iónico de 15 pie³ de resina sintética catiónica, con capacidad de ablandamiento de 30,000 granos de dureza, aplicando 15 libras de sal por pie³ de resina, en el proceso de regeneración de la resina.

El autor determina que la potencia de enfriamiento del chiller es de 80 kw, distribuyendo en paralelo a las 4 líneas, cada una de ellas de 20 kw de enfriamiento de tubos por agua, el tubo se enfrías desde 134 hasta 33°C, mientras que el agua que se utiliza es de 15°C y se calienta hasta 28°C, lo cual asegura la capacidad y calidad del producto, de 4 ton/h por cada línea y 33 °C de temperatura de enfriamiento. El investigador concluye que, la propuesta de sustituir la torre, por un chiller es beneficiosa, pues la inversión bordea los 90,000 USA \$, mientras que la utilidad neta anual, por aumento de capacidad de producción y mejora de calidad es de 65,000 USA% por año, operando 6500 horas/año, siendo el retorno de la inversión de 1.4 años.

López & Povella en el año 2015, realizó el diseño de un sistema para enfriar agua (Lopez, y otros, 2015), dentro del estudio los autores detallan el área de la Planta en Común, allí se ejecutó la mezcla de los diferentes componentes, y a través del proceso de extracción se consigue el caucho, este material cumple los parámetros necesarios para producir de llantas.

Los estudiosos determinaron que, para la capacidad de producción de 15 toneladas por hora, de tubos de PVC, es necesario utilizar 42 m³/h agua fría, a 20°C, la cual se calienta por contacto directo con los tubos calientes, hasta 35°C, siendo necesario un sistema de bombeo de 45 m³/h, ADT = 30 mca, de 3 kw, y un enfriador tubular de 75 kw de capacidad de intercambio de calor.

Según los autores, para una inversión correspondiente a 102,000 USA\$, y, debido a que se logra un incremento de la capacidad de producción de 7.5% en relación a la actual, de un tiempo de operación anual de 7600 h/año, al cabo de 9 meses se logra el retorno de la inversión, siendo de alta rentabilidad.

Jiménez y Otros en el año 2015, realizaron una investigación para la mejora de la eficiencia energética, en el proceso de extrusión de tuberías plásticas, donde presentó el diseño y desarrollo de una sofisticada herramienta, la cual contribuye con la eficiencia energética del proceso de extracción de tubos plásticos, utilizando el software Wolfram Mathematica 8.0 (jimenez, y otros, 2015).

Obteniendo como resultados iniciales: capacidad de producción de tubos plásticos: 20 Ton/h, operando 350 días por año, 16 horas por día. Sin embargo, debido al deficiente enfriamiento de los tubos al salir del extrusor, a 135°C y debiendo ser enfriado a 30°C, lo cual no se lograba en modo permanente y sostenido por falta de recurso hídrico y poca eficiencia energética, de solamente 80%, se plantea y aplica diversas mejoras: cambio del motor de accionamiento del chiller, del inicial de 40 kw y eficiencia estándar, de 90% por uno de 40 kw, de eficiencia Premium, de 95%

También cambiaron el enfriador de agua por aire, de 75 kw de coraza y tubos, por uno más eficiencia y mayor capacidad, de placas, de 88 kw y mayor capacidad de transferencia de calor unitaria, de 946 w/(m²*°C) del enfriador tubular, contra 3450 w/(m²*°C) del enfriador a placas. Con las mejores aplicadas, se logra obtener la temperatura deseada de 30°C para los tubos, ahorrando un 2% de agua y un 7 % de energía eléctrica, aumentando la capacidad de producción en 16 Ton de tubos de PVC/d, y se reduce la pérdida por mermas, de 4% a 0.5% de la producción total.

El autor, en su análisis económico, indica que la inversión asciende a 132,000 USA\$, debido a que se tuvo que implementar un sistema de control

automático continuo de temperatura, para asegurar la calidad del producto, sin deformaciones, el tiempo de retorno de la inversión es de 11 meses, para un beneficio neto de 12,000 USA \$ netos por mes (Jimenez, y otros, 2015).

Yáñez en el año 2007, realizó el mejoramiento del proceso productivo de fabricación de tuberías de PVC (Yanez, 2007), propone y aplica un plan de mejoras para disminuir los tiempos de producción de tubos, mediante el enfriamiento forzado, que era el cuello de botella.

El autor, al no poder enfriar el tubo hasta los 30°C, para evitar deformaciones, luego de salir del proceso de extrusión, la empresa se ve obligada a reducir la capacidad de producción de tubos de PVC, desde 25 Ton/h hasta 18 Ton/h, es decir en 28%, pues, de otro modo, las pérdidas por rechazos debido a deformaciones de tubos, son inadmisibles.

Luego de hacer el balance de masa y energía del sistema de enfriamiento de tubos. El autor determinó que es necesario enfriar el agua que sirve de agente de enfriamiento para los tubos, por contacto directo, implementando un sistema de enfriamiento evaporativo del agua por aire atmosférico, de 25 Toneladas torre, logrando enfriar el agua en 2°C, desde 35 hasta 33°C, con lo cual logra reducir la pérdida de capacidad de producción desde 28 hasta 10%, sin embargo, las pérdidas económicas aún son importantes. El problema fundamental de la torre de enfriamiento es que reduce su capacidad de enfriamiento en verano, debido a que el aire atmosférico alcanza temperaturas de 33 hasta 34°C, muy elevadas en comparación con el período invernal, de 18 a 21°C.

El investigador efectuó dos técnicas, en la primera cambió áreas de trabajo y del almacenamiento de las herramientas empleadas, obteniendo una mejora tanto en la organización, disposición y limpieza de la misma.

Gómez en el 2019 realizó un diseño de experimento virtual, para el enfriamiento de tuberías plásticas de cloruro de polivinilo (Gómez, 2019). El autor señala que, en este caso el diseño de experimento tiene como objetivo, conocer y corroborar el comportamiento que cada una de las variables en investigación, como el calor específico, densidad y conductividad térmica, tienen en el proceso de enfriamiento del proceso de extrusión para lograr mejores resultados en los procesos de producción y mejorar los indicadores de consumo. Para el diseño

experimental se empleó el Startgraphics Centurion XV, una potente herramienta de análisis de datos que combina procedimientos analíticos con gráficos interactivos, proporcionando un entorno integrado de análisis a ser aplicado en las fases del proyecto de enfriamiento.

Para el desarrollo del diseño de experimento factorial completo o multinivel, se utilizó el programa estadístico Statgraphics, que generó un diseño de 3 niveles a partir de los valores de entradas correspondientes a los 3 factores experimentales ρ , cp , k , (densidad, calor específico y conductividad térmica) utilizando como valores máximos y mínimos los correspondientes a las materias primas utilizadas comercialmente de PVC: ρ = densidad del material, kg/m³: 1348, K = conductividad térmica, W/m⁰ K: 0.21, C_p = calor específico, J/kg °C: 1,306. Con estos valores analizan el comportamiento de tubos de PVC con diámetro nominal de 3, 4 y 6", longitud de 6 m, y determina la carga térmica de enfriamiento respectivo resultando de 1.2, 1.4 y 1.8 kw por tubo, respectivamente, determinando la cantidad de agua necesaria a 20°C para enfriar un tubo, de 2 m³, 2.5 m³ y 3.2⁰ m³, para un tubo de 3,4 y 6 pulgadas, y enfriarlo hasta 30°C en forma permanente. El modelo ayudó a dimensionar un enfriador tubular de agua caliente por agua fría, de 90 kw, con superficie de intercambio de calor de 13 m³ y diferencia media logarítmica de temperatura de 7 °C. El autor recomienda evaluar la conveniencia de automatizar el control de temperatura.

Andrade en el 2010 realizó el cálculo de una red hidráulica para el circuito de enfriamiento de un proceso de inyección de plásticos (Andrade, 2010). El investigador, al observar el proceso de enfriamiento de las extrusoras de tubos de PVC por medio de contacto directo de agua de pozo, encuentra que el proceso es intermitente, sobre todo cuando se trabaja a plena carga, llegando a la conclusión que existe mucha pérdida de presión, por el aumento de la velocidad del agua por máxima carga, lo que reduce su capacidad de transporte, en 15% y del enfriamiento desde 20 kw por línea de producción de 4 ton de tubos PVC por hora, hasta solamente 17.2 kw por línea, lo que da como resultado el aumento de temperatura de los tubos en 1.2°C, es decir pasan desde 30 hasta 31.2 °C, lo que produce deformaciones y el rechazo del 5 a 7% de los tubos, pues además se producen espesores variables en la tubería.

El autor determina que es necesario redimensionar la tubería de transporte de agua, e implementar un ablandador por intercambio iónico, de 20 m³/h, del tipo de resina sintética, con salmuera, esto para eliminar la incrustación en el enfriador de agua caliente por agua de pozo. Además, la autora señala que fue necesario dimensionar e implementar mamparas con un paso de 25 cm, cuatro en total, para asegurar que el enfriador sea del tipo de flujos cruzados, y se obtenga mejores coeficientes de intercambio de calor, pasando de 800 a 1350 w/(m²*°C), con lo cual se logra reducir el consumo de agua en 2.5% del total.

En su análisis económico señala que la inversión es del orden de 37,600 USA\$ y el retorno de la inversión se realiza en 6 meses, lo cual es aceptable.

Guerra en el 2013, realizó un diseño y construcción de una tina de enfriamiento (Guerra, 2013), para el proceso de fabricación de mangueras, empleando como materia prima el pastico reciclado. El proceso de producción de mangueras se lleva a cabo en varias etapas, como es la preparación de la materia prima, el proceso de extrusión, seguido del sistema de enfriamiento, asimismo el sistema de tensado y finalmente la etapa de embobinado, dado como resultado un producto listo para su comercialización. En el transcurso del desarrollo de dichas etapas, se requiere la intervención de maquinarias especializadas para cada fin.

La tina de enfriamiento, resulta ser de capacidad de enfriamiento de 35 kw, siendo el agente de enfriamiento agua de pozo a 20°C, con lo cual se obtienen en modo seguro y permanente que el producto proveniente de la extrusora, a temperatura elevada, 142°C descienda hasta 30°C, consiguiendo que las mangueras mejoren su propiedad en cuanto a su dureza. Se diseñó, además, una máquina tensora que permite halar la manguera a una velocidad constante, lo que asegura que el grosor de la manguera no varíe. Para lograr controlar la velocidad de la máquina tensora se dispone de un variador de velocidad de 2 kw y U = 220 V monofásico.

El proceso de enfriamiento se realiza por contacto directo de las mangueras de plástico con el agua, siendo posible asegurar la capacidad nominal de la producción de la línea, de 15 Ton tubos/h.

Muñiz en el 2017 en su trabajo de investigación sobre enfriamiento de tubos de PVC por aire atmosférico, por contacto directo (Muñiz, 2017), señala que, para enfriar 10 Ton/h de tubos de PVC, de dn = 10 pulgadas y L = 6 m, en contacto directo con el aire inyectado a condiciones atmosféricas, establece que es necesaria una gran demanda de aire, del orden de 7.5 m³ por pieza de tubo de PVC.

El autor señala que el proceso de enfriamiento de tubos de PVC por contacto directo por aire, solamente es viable en el período de invierno, en el cual se obtienen temperaturas para el aire de 17°C a 22°C, con humedad relativa de 70 a 72%; y la temperatura del tubo se reduce desde 135 a 33°C. Sin embargo de acuerdo al autor, en invierno es imposible obtener el enfriamiento de los tubos de PVC, pues el aire alcanza temperaturas superiores a los 30°C y humedad relativa de 78 a 80%, el tubo no logra enfriarse hasta los 33 °C, siendo sus temperaturas superiores a los 35°C, siendo algo inadmisibles. El autor preparó un stand de pruebas en el mismo lugar de la planta, lo cual utilizó en los períodos de parada de planta. El investigador recomienda que se realice un pre enfriamiento del aire, hasta 20° en el verano, por medio de gas refrigerante, es decir, dimensionar un chiller de aire por gas refrigerante.

Ahora en este apartado se plasma la teoría que fortalece los conceptos y fundamentos que son de interés para el inicio de la presente investigación:

Definición de P.V.C.: estas son sus iniciales en inglés que significan “Polyvinyl Chloride”, designando a todos los derivados del Cloruro de Polivinilo. Este pertenece a la familia de resinas de tipos termoplásticas, reconocidas en el mercado por las ventajas que representan y sus características físico-químicas (Durman, 2013).

El P. V. C., es un material fuerte, liviano, no tóxico, resistente a la corrosión, presenta larga vida útil y mantiene sus propiedades dentro de un excelente rango de temperaturas. Además, este producto es barato y al no presentar dificultad para su mantenimiento y mucho menos para ser reemplazado, a diferencia de otros materiales industriales. Estas son algunas de las razones por las que es muy utilizado en la fabricación de tuberías.

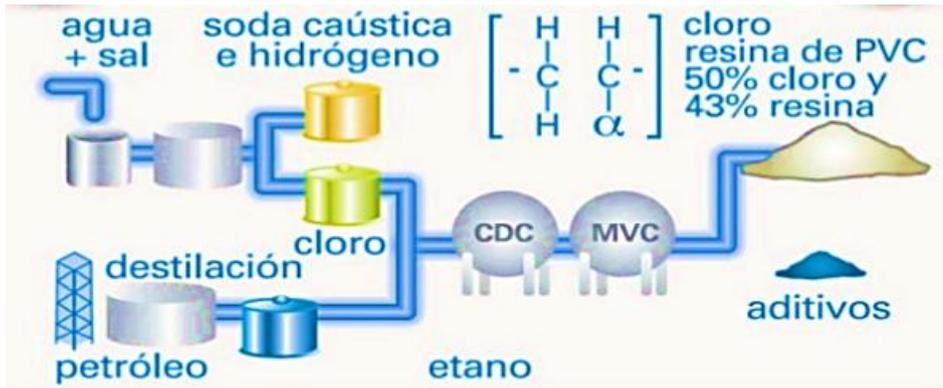


Figura N° 4: Proceso para obtención de resina de PVC

El etileno es un derivado del petróleo, a su vez es la materia fundamental dentro del proceso (Durman, 2013).

Métodos de Fabricación de Tubos, Perfiles y Accesorios.

El P.V.C. es una resina que al ser empleada sin incluir otros compuestos no brinda características ideales para la fabricación de productos de P.V.C., puesto que es sensible a la descomposición térmica, además, libera HCL al ser calentado en cada uno de los procesos productivos. Por lo que es necesario agregar aditivos adicionales, a fin de modificar su comportamiento con la variación de la temperatura, además contribuye con la mejora de su característica físico-químico. Después de ser mezclado los aditivos con la resina de P.V.C., esta mezcla es denominada "compuesto de P.V.C.".

Tubos de PVC

Estos materiales son fabricados en un proceso continuo mediante extrusoras, de uno o doble tornillo. Posterior a que el compuesto de PV.C entre a la tolva.

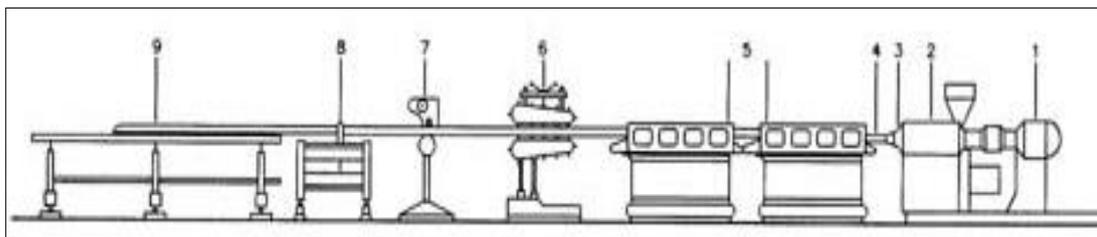


Figura N° 5: Línea completa de extrusión de tubos de PVC

En la figura N. 5: se muestra cada uno de sus componentes las cuales están designadas de manera numérica como; Unidad de calentamiento, estabilización de temperatura, Extrusor, Cabezal de Extrusión de tubería, Dado calibrador, Pila de enfriamiento, Haladora tipo caterpillar, Imprenta, Sierra, Mesa volteadora.

Línea de inyección de PVC

Es un proceso de inyección de polímero, a través de un orificio en el molde luego se enfría. Para luego ser retirado del moldeo.

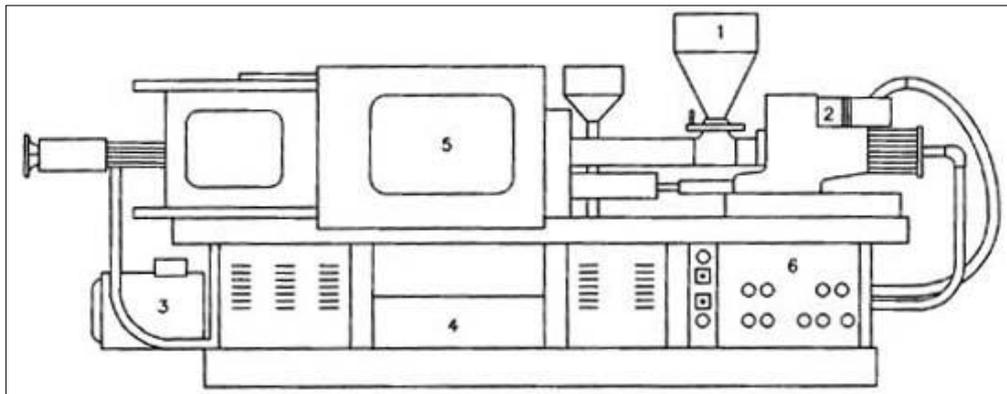


Figura N° 6: Extrusora de tubos de PVC.

En la figura Nr. 6 muestra las partes importantes que está compuesta la extrusora por inyección las cuales son; Tolva, Motor hidráulico del tornillo, Motor de las bombas, Cámara enfriamiento producto terminado, Porta moldes y los Controles manuales.

CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS TUBOS INDUSTRIALES DE P. V. C.

Por su conservación y durabilidad: son resistentes a la corrosión externa e interna, a efectos de abrasión y ataque electrolítico, además resistentes a microorganismos, bacterias, a la acción generada por las algas, y no son susceptibles a la acción de los roedores es decir presentar una larga vida útil. (A. Mendocilla, 2018)

Físicas y mecánicas: no son tóxicos, presentan superficies internas lisas, no genera sabores ni olores en el agua, a través del tiempo se mantiene estable y conserva sus dimensiones, así también tiene una amplia gama de espesores de pared (presiones diferentes de trabajo) y su calidad es uniforme.

Características químicas: material resistente a ataques de la mayoría de sustancias químicas, de composición química inerte, además tiene buenas propiedades dieléctricas.

Disponibilidad de tamaños y accesorios: son fabricados con diámetros nominales que varían entre 12 mm hasta 450 mm, cuenta con una línea variada y completa de accesorios, así también con accesorios de acople y uniones con otras tuberías, es decir diferentes métodos de acople.

Transporte e instalación: de características livianas lo que los hace fácil de transportar, asimismo son fáciles de cortar, realizar uniones e instalaciones.

Costos: son materiales que implican bajos costos en la adquisición, transporte, manejo, instalación y mantenimiento. (Marangoci, 2018)

REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA

El frío forzado (compresor) usa a la termodinámica como fuente combinada para poder transferir calor. Mientras que el refrigerante hace el intercambio de energía en su cambio de estado de líquido a vapor o viceversa.

Sus aplicaciones están presentes en la industria alimentaria, química, transportes, climatización y otras aplicaciones (Vintila, 2013).

TIPOS REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA:

Se separan en dos grandes

Sistemas de compresión simple

Este sistema suele ser el más utilizado, ya que es muy frecuente en el uso doméstico, además, la aplicación de estos se puede apreciar en equipos de aire acondicionado y en refrigeradores (denominadas compresoras de pistón).

Sistemas de compresión múltiple

Son ideales para ser empleados en temperaturas bajas, debido a altas relaciones de compresión ya que estos sistemas superan **Instalaciones frigoríficas con compresión termoquímica** (con funcionamiento continuo o periódico).

LOS AGENTES FRIGORÍFICOS

Productos químicos que son usados para transmitir calor de una maquina térmica y un aparato de refrigeración (refrigeradores y aire acondicionado).

Clasificación de los agentes frigoríficos: existen diferentes agentes frigoríficos las cuales son clasificados por las presiones de trabajo entre ellas tenemos.

- Presiones elevadas ($0^{\circ}\text{C} < t_v < +60^{\circ}\text{C}$).
- Presiones media ($-50^{\circ}\text{C} < t_v < 0^{\circ}\text{C}$).
- Presiones bajas ($-130^{\circ}\text{C} < -50^{\circ}\text{C}$) (Radcenko, 2001).

Condiciones de los agentes frigoríficos

La temperatura que existe debe de ser inferior a cualquier que existe en el sistema, para evitar congelaciones en el evaporador. La presión de condensación de los gases del agente debe ser lo más pequeña posible, para reducir el consumo de energía de la instalación, No deben presentar alta inflamabilidad, no debe ser toxico y corrosivo.(Cengel, 2003)

Ciclo real de instalaciones frigoríficas

El ciclo real de funcionamiento en una instalación frigorífica con compresión mecánica de vapores, con válvula de laminación, sub enfriamiento y separador de gotas se presenta en la figura 7 La compresión real $1 \rightarrow 2'$ es una adiabática irreversible durante la cual la entropía aumenta con el trabajo mecánico real demandado por el compresor l_r es mayor que el trabajo mecánico teórico l .

Si el rendimiento del compresor es η_c , entonces: $l_r = \frac{l}{\eta_c}$. El intercambio de calor en el vaporizador y en el condensador tiene lugar a diferencias finitas de temperatura., por consiguiente, aparecen pérdidas por irreversibilidad de los procesos de intercambio de calor.

La temperatura del agua de enfriamiento del condensador t es menor que la temperatura del agente frigorífico enfriado ($t < t'_4$); la temperatura del cuerpo enfriado t_0 es mayor que la temperatura de vaporización ($t_0 > t_v$) (Paredes, 2013).

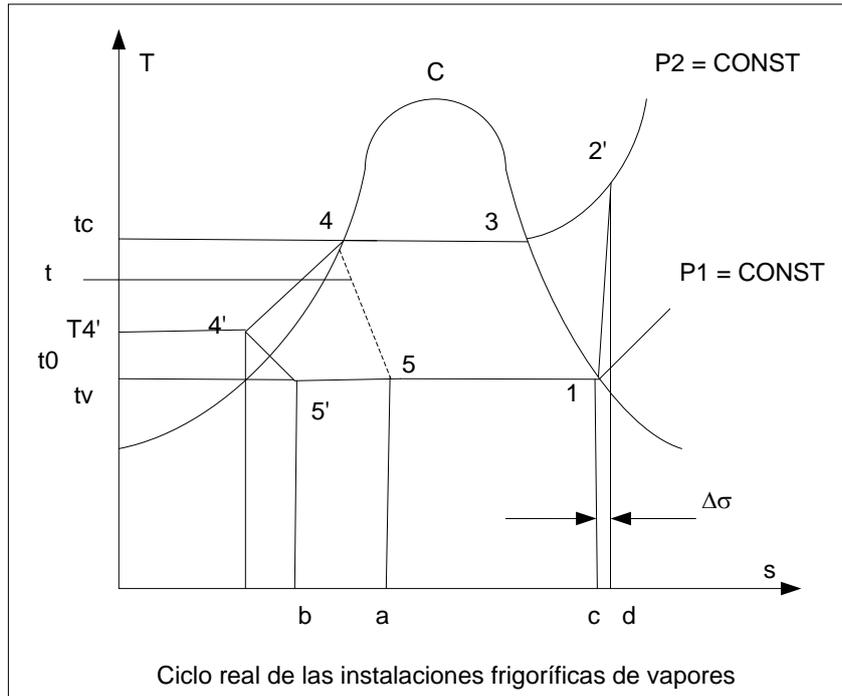


Figura N° 7: Diagrama T-s para refrigeración a compresión mecánica.

Magnitudes características del ciclo de refrigeración

En todo ciclo de refrigeración cuenta con etapas básicas los cuales son importantes para un ciclo infinito.

Calor unitario en evaporación:
$$q_0 = h_1 - h_5' \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (1)$$

Calor unitario en condensación:
$$|q| = h_2' - h_4' = h_2' - h_5' \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (2)$$

Trabajo unitario mecánico de compresión:
$$|w_v| = |q| - q_0 = h_2' - h_1 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (3)$$

Como:
$$|w_r| = \frac{w}{\eta_c} = \frac{h_2' - h_1}{\eta_c} \quad (4)$$

Igualando las relaciones (3) y (4) se obtiene:
$$h_2' = h_1 + \frac{(h_2' - h_1)}{\eta_c} \quad (5)$$

Resulta en la instalación la eficiencia de frío:
$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|w|} = \frac{h_1 - h_5'}{h_2' - h_1} \quad (6)$$

Capacidad frigorífica de la instalación Q_0

Representa el calor tomado por el agente frigorífico en la unidad de tiempo del cuerpo enfriado. Si el flujo de agente frigorífico en la instalación es

$\dot{m} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$ y $q \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$ es la capacidad frigorífica específica, es la misma de la capacidad frigorífica de la instalación es:

$$Q_0 = \frac{\dot{m}^* q_0}{3,600} * 10^{-3} = \frac{\dot{m}^* (h_1 - h_5')}{3.60} [\text{w}] \quad (7)$$

Si una instalación debe realizar una cierta capacidad frigorífica Q_0 entonces con la relación (7) se determina el flujo de agente frigorífico necesario (Paredes, 2013)

Potencia para accionar el compresor frigorífico

$$P = \frac{\dot{m}^* |w|}{3,600 * \eta_m * \eta_c} = \frac{\dot{m}^* (h_2' - h_1)}{3,600 * \eta_m * \eta_c} [\text{kw}] \quad (8)$$

En la cual $|w|$ es el Trabajo mecánico específico (kJ/kg), η_m el Rendimiento mecánico del compresor, \dot{m} el Flujo de agente térmico (kg/h), η_c es Rendimiento del compresor.

Flujo térmico cedido por el agente frigorífico al fluido de condensación

$$Q = \frac{\dot{m}^* |q|}{3,600} * 10^3 = \frac{\dot{m}^* (h_2 - h_5')}{3.6} [\text{w}] \quad (9)$$

Donde \dot{m} es flujo másico de gas refrigerante, h_2 la entalpía entrada del gas sobrecalentado, h_5' la entalpía de salida del gas, como líquido saturado.

Flujo de fluido de enfriamiento (agua o aire) del condensador

$$Q' = \frac{\dot{m}' c_p' * \Delta t}{3.6} * 10^3 \quad (10)$$

$Q = Q'$ Entonces:

$$\dot{m}' = \frac{\dot{m}^* (h_2 - h_5')}{c_p' * \Delta t} * 10^3 \quad (11)$$

En el cual \dot{m}' es el flujo del fluido de enfriamiento (kg/h), c_p' Es el calor específico a presión constante (kJ/kg*°C), Δt el Aumento de temperatura del fluido de enfriamiento en el condensador.

Eficiencia frigorífica, ε_f

Caracteriza los ciclos frigoríficos. Es la relación entre el calor ganado de la fuente fría q_0 (el frío obtenido, capacidad frigorífica específica) y el trabajo mecánico gastado en este fin w , tomado en valor absoluto.

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|w|} \quad (12)$$

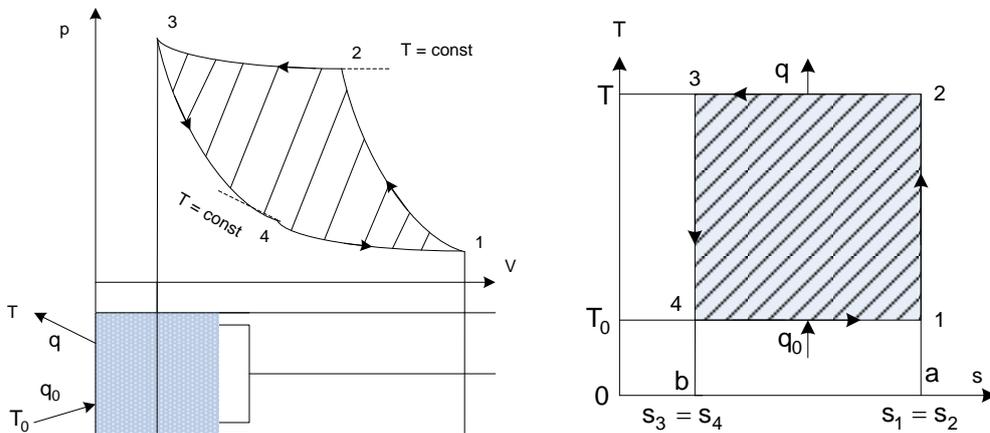


Figura N° 8: Ciclo Carnot Invertido.

$$\left. \begin{aligned} q_0 &= \text{area } 41ab = T_0 * (s_1 - s_4) \\ |w| &= \text{area } 1234 = (T - T_0) * (s_1 - s_4) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Introduciendo las relaciones (12) y (13) se obtiene para la eficiencia frigorífica del ciclo de Carnot invertido, la relación:

$$\varepsilon_f = \frac{T_0 * (s_1 - s_4)}{(T - T_0) * (s_1 - s_4)} = \frac{T_0}{T - T_0} = \frac{1}{\frac{T}{T_0} - 1} > 1 \quad (14)$$

Componentes del sistema de refrigeración

- (1) **Compresor:** Dispositivo eléctrico encargado de bombear y comprimir al refrigerante por todo el sistema de tuberías. (Mendocilla, 2018)
- (2) **Condensador:** Equipo de calor, el cual le quita calor al gas refrigerante comprimido cambiando a un estado líquido a alta presión. (Mendocilla, 2018)
- (3) **Válvula de expansión:** Esta asegura que la presión se mantenga constante independientemente de la magnitud de la carga. En la válvula se origina la caída de presión alta del condensador y la presión baja del evaporador. (Mendocilla, 2018)
- (4) **Evaporador:** intercambia calor de presión baja del sistema de refrigeración en el cual fluye el calor, también indeseable, este absorbe el calor del medio ambiente,

es también conocido como serpentín de enfriamiento, soplador, unidad de enfriamiento o hervidor. (Mendocilla, 2018)

(5) Separador y filtro de aceite: este separa el aceite del gas refrigerante devolviendo y manteniendo su nivel de aceite al compresor y permitiendo a su vez que el refrigerante continúe con su recorrido en su circuito. (Mendocilla, 2018)

Magnitudes características del ciclo.

$$\text{Calor unitario por ciclo: } q_0 = \text{area } 5'1'cd = h'_1 - h'_5 \quad (15)$$

$$\text{Área del ciclo: } |q| = \text{area } 2'34bc = h'_2 - h'_5 \quad (16)$$

Como: $h_4 = h'_5$, entonces.

Trabajo mecánico unitario por ciclo

$$|w| = |q| - q_0 = \text{area } 1'2'34bd5'1' = h'_2 - h'_1 \quad (17)$$

$$\text{Eficiencia frigorífica del ciclo: } \varepsilon_f = \frac{q_0}{|w|} = \frac{h'_1 - h'_5}{h'_2 - h'_1} \quad (18)$$

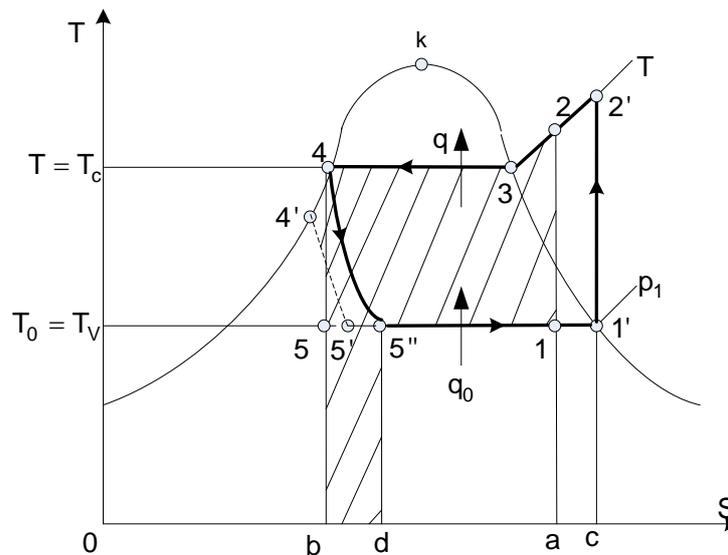


Figura N° 9: Diagrama T - s del ciclo frigorífico con compresión mecánica del gas (Mendocilla, 2018).

Mejora de la eficiencia frigorífica

Un método utilizado para mejorar la eficiencia frigorífica es del subenfriamiento del agente frigorífico por debajo de su temperatura de condensación según la curva isobárica 4-4' (Figura 9). Debido al subenfriamiento, el estado del agente a la salida de la válvula de laminación se desplaza desde el punto 5' hasta el 5'' y de esta manera aumenta la capacidad frigorífica q_0 ($h''_5 < h'_5$)

Un subenfriamiento de 2.4 °C se puede obtener en el condensador si su superficie de intercambio de calor se toma algo mayor que la necesaria. Para un mayor subenfriamiento en el esquema de la instalación se intercala un subenfriador antes de la válvula de laminación. (Paredes, 2013)

Capacidad frigorífica de la instalación (Q_0)

Está dada por el calor tomado por el agente frigorífico en la unidad de tiempo del cuerpo enfriado. Si el flujo de agente frigorífico de la instalación es $\dot{m} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$ y $q_0 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$ es la capacidad específica, entonces:

$$Q_0 = \frac{\dot{m}^* q_0}{3,600} = \frac{\dot{m}^* (h_1 - h'_5)}{3.6} [\text{kw}] \quad (19)$$

Si se impone que una instalación realice una cierta capacidad frigorífica Q_0 entonces de la relación (4.15) se determina el flujo de agente frigorífico necesario

Potencia teórica necesaria para accionar el compresor

$$P_{\text{teorica}} = \frac{\dot{m}^* |w|}{3,600 * \eta_c * \eta_m} = \frac{\dot{m}^* (h_2 - h_1)}{3,600 * \eta_c * \eta_m} [\text{kw}] \quad (20)$$

En la cual el trabajo mecánico específico $|w|$ se toma en kJ/kg, η_m es el rendimiento mecánico del compresor

Rendimiento isentrópico del compresor:

$$\eta_s = 0.86 - 0.038 * \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$$

Potencia real del compresor: $P_{\text{real}} = \frac{P_{\text{teorica}}}{\eta_s}$

Flujo calórico cedido por el agente frigorífico al fluido de enfriamiento del condensador

$$Q = \frac{\dot{m}^* |q|}{3,600} = \frac{\dot{m}^* (h_2 - h'_5)}{3,600} [\text{kw}] \quad (21)$$

Flujo de fluido de enfriamiento (agua o aire) del condensador, D'

$$Q' = \frac{D' \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * c_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * \Delta t (^\circ\text{C})}{3,600} [\text{kW}] \quad (22)$$

Despejando se obtiene el flujo de fluido de enfriamiento:

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}^* (h_2' - h_5')}{c_p * \Delta t} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (22)$$

Δt Es el aumento de temperatura del fluido de enfriamiento en el condensador

El diagrama presión – entalpía (p – h)

Para estudiar las instalaciones frigoríficas con vapores se usa el diagrama p – h. Las magnitudes características del ciclo, representadas en el diagrama T – s, por las áreas de unas superficies, se leen en el diagrama p – h con la ayuda de unos segmentos (diferencias de entalpías). En la figura 4.4 se transporta el ciclo de la figura 4.4 y se muestra la determinación de las magnitudes características.

Balance térmico de la instalación:

De la figura 12. $|q| = q_0 + |w_c|$ (4.20)

O, también: $h_2' - h_4' = h_1 - h_5' + h_2' - h_1$ (84.21)

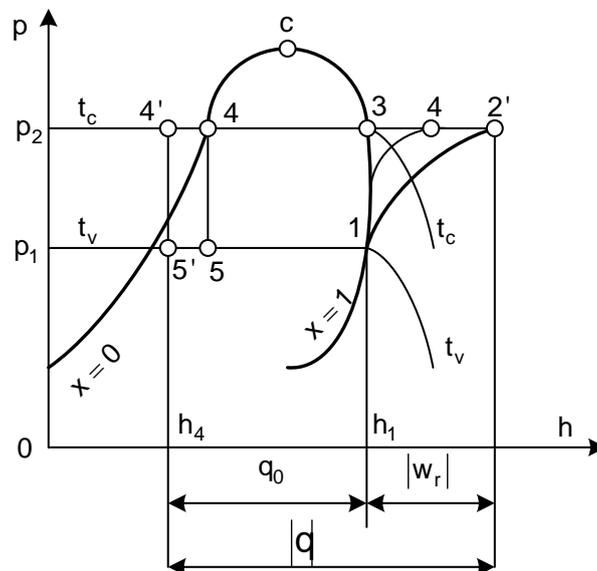


Figura N° 10: Ciclo real de la instalación con vapores en el diagrama p – h

Coeficiente de transferencia térmica global en intercambiadores de calor sin contacto directo

Es el calor transferido de un fluido caliente a un fluido frío por intermedio de una pared o área plana de un tubo se define mediante la ecuación:

$$q = K_G A (T_C - T_F)$$

$$K_G = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 R_i} = \frac{1}{\frac{1}{h_c A} + \frac{L}{k * A} + \frac{1}{h_F * A}} \quad (23)$$

Se nota también: $K_G = U$

Existen dos área de transferencia interna y externa.

$$\text{Interior: } A_i = 2 \pi * r_{int} * L$$

$$\text{Exterior: } A_e = 2 \pi * r_{ext} * L$$

$$\text{Formula general: } K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{cint} A_{int}} + \frac{\ln(r_{exterior} / r_{interior})}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{Fext} * A_{ext}}}$$

Formula general para superficie Externa:

$$K_{Gext} = \frac{1}{\frac{A_{ext}}{h_{cint} A_{int}} + \frac{A_{ext} \ln(r_{exterior} / r_{interior})}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{Fext} * A_{ext}}} = \frac{1}{\frac{r_{exterior}}{h_{cint} * r_{interior}} + \frac{r_{ext} \ln(r_{exterior} / r_{interior})}{k} + \frac{1}{h_{Fext}}}$$

Formula general para superficie interna:

$$K_{Gint} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cint}} + \frac{A_{int} \ln(r_{exterior} / r_{interior})}{2\pi k L} + \frac{A_{int}}{h_{Fext} * A_{ext}}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cint}} + \frac{r_{int} \ln(r_{exterior} / r_{interior})}{k} + \frac{1}{h_{Fext} * r_{ext}}} \quad (23)$$

(Cengel, 2011)

Factor de suciedad

Es provocado por las impurezas de los fluidos, la cual forman capas que hacen resistencia al intercambio de calor en las tuberías y perjudicando el intercambio de calor y disminuyendo la eficiencia de los IC.

La relación:

$$R_{sucio} = R_{func} - R_{limpio} = \frac{1}{U_{func}} - \frac{1}{U_{limpio}} \rightarrow U_{func} = \frac{1}{R_{sucio} + \frac{1}{U_{limpio}}} \quad (24)$$

Siendo: $R_{\text{sucio}} = R_e + R_i \frac{A_{\text{ext}}}{A_{\text{int}}}$;

$$U_{\text{limpio}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{cexterior}}} + R_{\text{equivalente}} + \frac{1}{h_{\text{cinterior}} * \frac{A_{\text{exterior}}}{A_{\text{interior}}}} \quad (25)$$

El coeficiente global a la sección exterior Ae es:

$$U_{\text{func}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{cext}}} + R_{\text{equiv}} + R_{\text{ext}} + \frac{R_{\text{int}} * A_{\text{ext}}}{A_{\text{int}}} + \frac{A_{\text{ext}}}{h_{\text{cint}} * A_{\text{int}}}} \quad (26)$$

CALCULO TÉRMICO.

Método de la (LMTD) de intercambiadores de calor.

Se usa para calcular el calor que se está transfiriendo entre dos sustancias ya sea líquido o vapor. El mejor ejemplo para entender es un intercambiador de calor ya que es necesario llevar a cabo el cálculo de la LMTD porque tenemos dos fluidos a diferentes temperaturas las cuales se tomará el valor medio de los fluidos de entrada y salida. (Lopez, y otros, 2015)

Tipos básicos de intercambiadores de calor

Por su forma de construcción: tubos concéntricos o doble tubo, de carcasa y tubos, de placas.

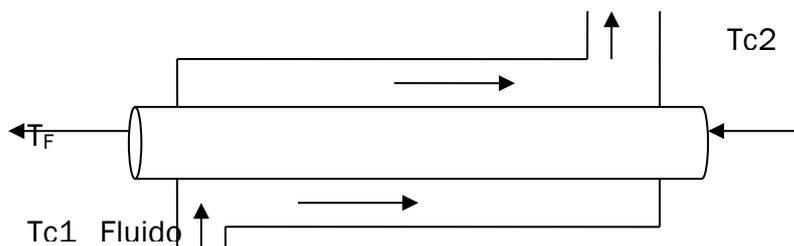


Figura N° 11: Intercambiador simple de tubos concéntricos.

Intercambiadores compactos: Son equipos térmicos para calentar / enfriar un fluido y mantener en equilibrio el sistema de transferencia de energía.

Clasificación de intercambiadores de calor:

- **con pared separadora (conducción + convección)**

Pre calentador de agua, Pre calentador de aire, Enfriadores de aceite, Destiladores, Vaporizadores, Condensadores, Radiadores, Regeneradores, etc.

- **Sin pared separadora (mezcla, intercambia masa y calor)**

Torres de enfriamiento, Scrubbers, Cámaras de pulverización

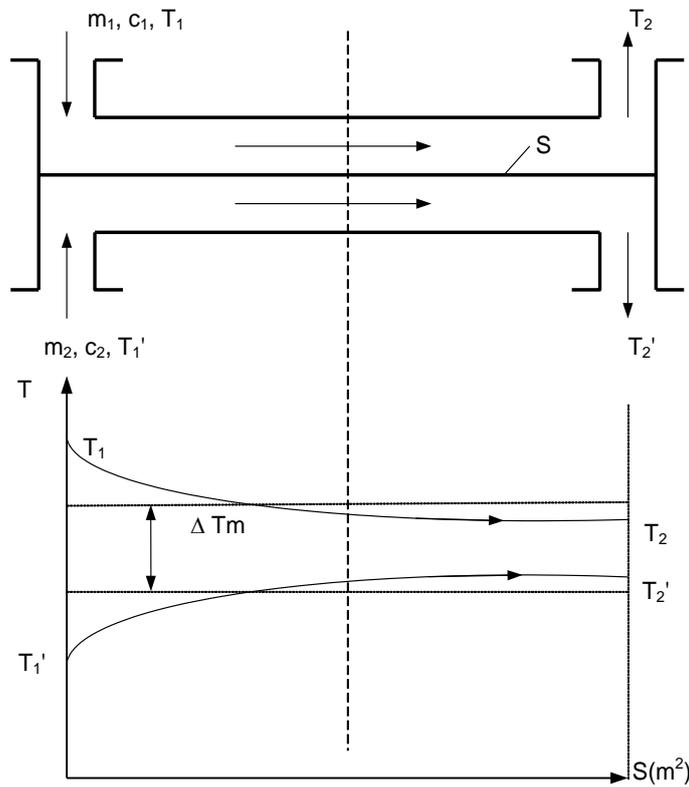


Figura N° 12: flujos en Intercambiador de Calor

Balance térmico

$$\dot{m}_1 * c_{p1}(T_1 - T_2) = \dot{m}_2 * c_{p2}(T_2' - T_1') [W] \tag{27}$$

También: $\dot{m} * (h_1 - h_2) = \dot{m}_2 * (h_2' - h_1') [W]$ (28)

Donde el h es entalpía correspondiente del fluido.

Rendimiento térmico de un intercambiador de calor:

$$\eta = \frac{\text{Calor util}}{\text{Calor total}} = \frac{\dot{m}_2 (h_2' - h_1')}{\dot{m}_2 (h_2' - h_1') + P.\text{térmicas}} \tag{29}$$

Pérdidas térmicas: Son debidas al deficiente aislamiento térmico. Deben ser, en modo normal, solamente 3% del calor total intercambiado en el aparato.

Superficie de intercambio de calor

Se utiliza la ecuación: $Q = m_1 c_1 (t_1 - t_2) = K * S * \Delta t_m$, [W].

En la cual K es coeficiente global de intercambio de calor (de tablas) (W/m²*K), S es superficie de intercambio de calor (m²), Δt_m la diferencia media de temperatura entre los dos fluidos (K).

Exactamente, se determina con la fórmula de Grashoff la diferencia media

$$\text{logarítmica: } \Delta t_m = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} \quad (30) \quad \begin{array}{l} \Delta t_{\text{max}} \rightarrow t - t_1' \\ \Delta t_{\text{min}} \rightarrow t_2 - t_2' \end{array}$$

Modos de circulación de fluidos en intercambiador

IC equicorriente: los fluidos recorren en la misma dirección sin mezclarse por medio de las paredes de los tubos internos IC, haciendo el intercambio de energía como se observa en la fig. 13 .

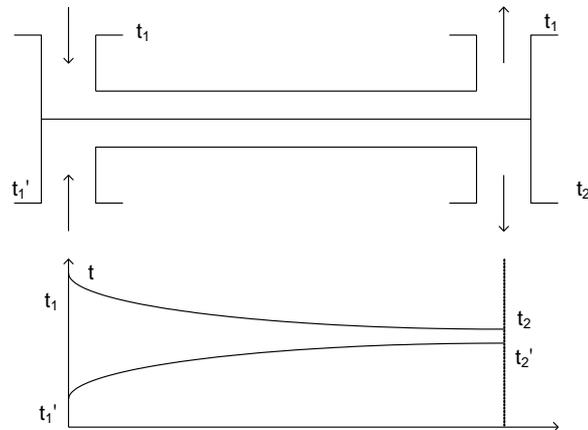


Figura N° 13:Flujos en IC equicorriente

En este caso: $\Delta T_{\text{máx}} = T_1 - T_1'$ (Cengel, 2011)
 $\Delta T_{\text{mín}} = T_2 - T_2'$

Intercambiador de paso simple (1-1): el fluido solo pasa una sola vez, haciendo el intercambio de energía si mezclarse ambos fluidos. 1-1, Fig. 14.

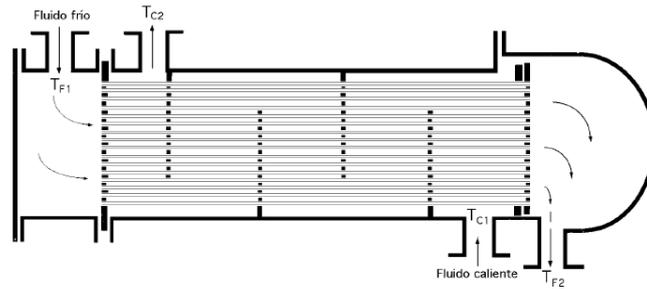


Figura N° 14: Intercambiador de carcasa y tubos (1 – 1)

Intercambiador de corrientes paralelas en contraflujo (1-2): en un fluido esta contracorriente, la temperatura final del fluido más frío no puede llegar a superar la temperatura de salida del fluido más caliente, puede llegar a estar por debajo de 5 grados de temperaturas favorable a todo lo largo del I.C.

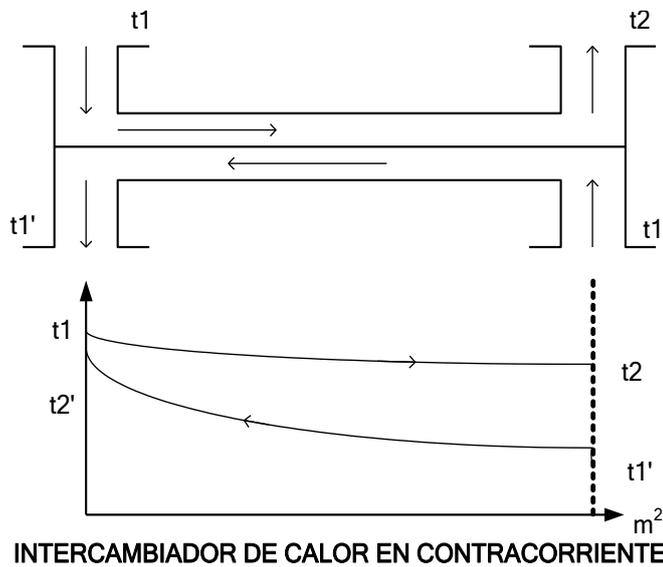


Figura N° 15: Intercambiador de calor en contracorriente.

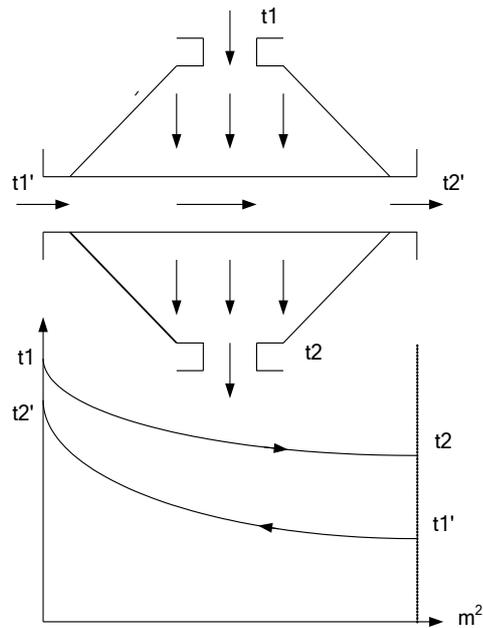
En este caso:

$$\Delta T_{\text{máx}} = T_2 - T_1'$$

$$\Delta T_{\text{mín}} = T_1 - T_2'$$

Intercambiador de flujos cruzados:

El flujo de un fluido pasa de vertical y el otro fluido en manera horizontal si mezclarse y pueden ser (líquido o gas) circula por el interior de los tubos, al otro fluido (gaseoso) está obligado a circular perpendicularmente al grupo de tubos .Se debe especificar si los fluidos están mezclando.



INTERCAMBIADOR DE CALOR EN CRUZ

Figura N° 16: IC en corriente en cruz.

Se tiene:
$$\Delta T_{m.cruz} = \frac{T}{\ln \frac{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} + T}{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} - T}}$$

En el cual:
$$T = \sqrt{(T_1 - T_2)^2 + (T_2' - T_1')^2} \quad (31)$$

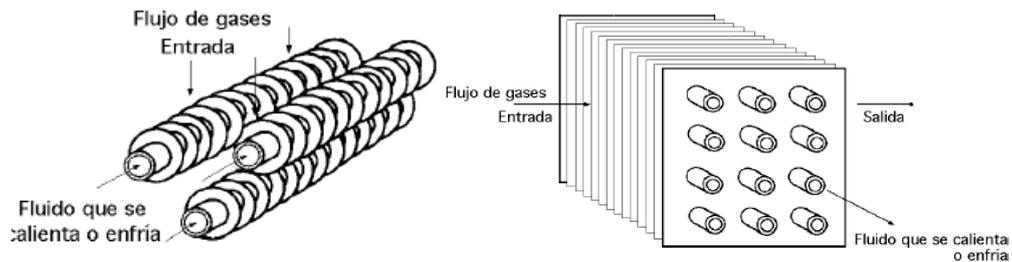


Figura N° 17: Intercambiadores de Flujos Cruzados Fuente: Incropera, 2018

Coeficiente de efectividad:
$$P = \frac{T_{F1} - T_{F2}}{T_{F1} - T_{C1}} \quad (32)$$

Relación de capacidades térmicas:
$$Z = \frac{m_F \cdot c_{pF}}{m_C \cdot c_{pC}} = \frac{C_F}{C_C} = \frac{T_{C1} - T_{C2}}{T_{F2} - T_{F1}} = \frac{1}{\phi} \quad (33)$$

Que permiten que la diferencia media de la temperatura (LMTD) como una función de F (P, Z).

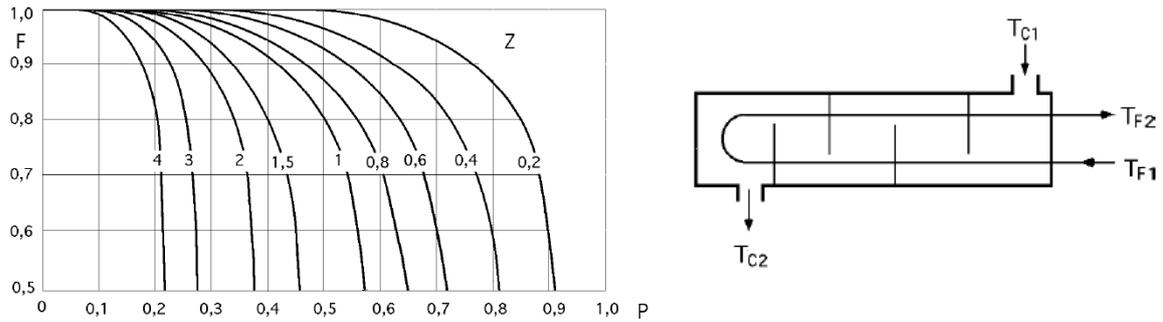


Figura N° 18: Factor de corrección de la LMTD

Sección de conductores eléctricos por caída de tensión

La línea monofásica o trifásica y su sección se calculan con la intensidad de corriente que circula por ella.

Calcular línea monofásica

$$S = \frac{2 * \rho * L * I * \cos\varphi}{\Delta U * U} \quad (34)$$

En la cual S es la Sección transversal de un cable trifásico, mm², ρ la Resistividad eléctrica del cobre: 0.0175 Ω*mm²/m, L la Longitud total del conductor (metro), I la Intensidad de corriente en conductor (Ampere), Cos φ factor de potencia en la carga, ΔU la Caída de tensión en bornes del cable (Voltaje), U Tensión de línea V.

Cálculo de cable trifásico

$$S = \frac{\sqrt{3} * \rho * L * I_L * \cos\varphi}{\Delta U * U} \quad (35)$$

Donde S es la Sección transversal de un cable trifásico (mm²), ρ la Resistividad eléctrica del cobre: 0.0175 Ω*mm²/m, L es la Longitud total del conductor (m), I es la intensidad de corriente en conductor (A), Cos φ el factor de potencia en la carga, ΔU es la Caída de tensión en bornes del cable (V).

Rendimiento de motores trifásicos

1.- Se halla la potencia absorbida por el motor eléctrico trifásico

$$P_{Abs} = \frac{\sqrt{3} * \overline{U}_L * \overline{I}_L * \overline{Cos\varphi}}{1000} \quad (36)$$

(Chapman, 2013)

Donde $\overline{P_{abs}}$ es Potencia promedio absorbida (kw), $\overline{U_L}$ la Tensión promedio de línea, $\overline{I_L}$ Intensidad promedio de línea, $\overline{\text{Cos}\varphi}$ el Factor de potencia promedio de la instalación.

$$\overline{U_L}[V] = \frac{U_{L1} + U_{L2} + U_{L3}}{3} \quad (37)$$

$$\overline{I_L}[A] = \frac{I_{L1} + I_{L2} + I_{L3}}{3} \quad (38)$$

$$\overline{\text{Cos}\varphi}[V] = \frac{\text{Cos}\varphi_1 + \text{Cos}\varphi_2 + \text{Cos}\varphi_3}{3} \quad (39)$$

1. Se halla el factor de carga del motor

Nota: se mide la velocidad de rotación del motor eléctrico con un taco generador:

$$\% \text{ Carga} = \frac{(n_s - n_m)}{(n_s - n_n) * \left(\frac{U_n}{U_L}\right)^2} * 100 \quad (40)$$

Donde n_s es velocidad de rotación de sincronismo, n_m la velocidad de rotación nominal (placa de motor eléctrico), n_n la velocidad de rotación nominal, V es tensión de línea promedio en bornes del motor (voltaje), U_n tensión de línea nominal.

3. Potencia útil entregada por el motor trifásico

$$P_u[\text{kw}] = \% \text{ Carga} * P_n \quad (41)$$

Donde P_n es potencia nominal del motor (kw).

4. Eficiencia del motor eléctrico trifásico

$$\eta_{\text{Motor}}[\%] = \frac{P_u}{P_{abs}} * 100 \quad (42)$$

III. METODOLOGÍA

3.1. Tipo y diseño de investigación.

El tipo de investigación es aplicada, pues se utilizan las teorías y conocimientos de ingeniería frigorífica, de transferencia de calor, ingeniería económica, para resolver un problema industrial, como es la discontinuidad del proceso de enfriamiento de tubos de PVC.

Una investigación aplicada o también denominada tecnológica, se enfoca principalmente en brindar soluciones en beneficio de la sociedad, por lo tanto, este tipo de investigación permite utilizar conocimientos científicos para resolver problemas de producción en la industria (Ortiz, 2008).

Dentro de la bibliografía general, se pueden tomar como referencia, respecto a la investigación cuantitativa, diversos diseños, entre ellos podemos encontrar el experimental y el no experimental, en lo que respecta al primero este puede subdividirse en pre experimentos, experimentos puros y cuasi experimento (Campbell y Stanley, 1966).

Para el presente estudio, se aplicará lo concerniente a pre experimentos, puesto que se están tomando como objetivo principal los valores de parámetros de un equipo para desempeñar un proceso específico de enfriamiento de tubos de PVC por medio de aire refrigerado que tienden a realizar el cambio de una de sus variables en el tiempo y obtener como resultado una proyección. También será correlacional, pues se determinará la dependencia entre dos parámetros, como la temperatura de tubos de PVC en función del flujo y temperatura del aire enfriado.

3.2. Variables y Operacionalización.

:

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variable Independiente: Flujo de gas refrigerante, kg/h	Cantidad de gas refrigerante, a ciertas condiciones por la sección transversal de un conducto en la unidad del tiempo (Jiménez, 2013)	Producto de la sección transversal del ducto por la densidad del gas y por la velocidad del fluido (Jiménez, 2013)	Flujo medio en sistema, kg/h	De Razón
Variable independiente: Flujo de aire frío, kg/h	Cantidad de aire, a condiciones de operación; por la sección transversal de un ducto en la unidad del tiempo (Rodríguez, 2014)	Producto de la densidad del gas (kg/m ³) por la sección transversal del ducto (m ²) por la velocidad del fluido (m/h) (Rodríguez, 2014)	Flujo promedio del aire de enfriamiento, kg/h	De razón
Variable dependiente: Temperatura final del tubo, °C	Magnitud termodinámica de estado, que refleja el grado de energía interna, en J, producto de su interacción con su medio ambiente; que tiene un cuerpo (C. Vintila, 2011)	Relación entre el calor perdido o ganado, en kJ y el producto del calor específico, en kJ/(kg*°C) por la masa del fluido, en °C (C. Vintila, 2011)	Temperatura media, °C	De razón
Variable dependiente: Beneficio económico neto, soles/mes	Valor monetario resultante de una inversión en mejora, en un proyecto, en un intervalo de tiempo	Diferencia del beneficio bruto menos la sumatoria de costos directos e indirectos, en un período de tiempo	Bn, soles/mes	De razón
Variable interviniente Variación de variables del aire medioambiental	Cambio de humedad relativa, absoluta y la temperatura del aire ambiente (H, Trover, 2009)	Cambio de la entalpía del aire húmedo por efectos meteorológicos (H. Trover, 2009)	Entalpía específica media, kJ/kg	Intervalo 100...155

3.2.1. Variables independientes.

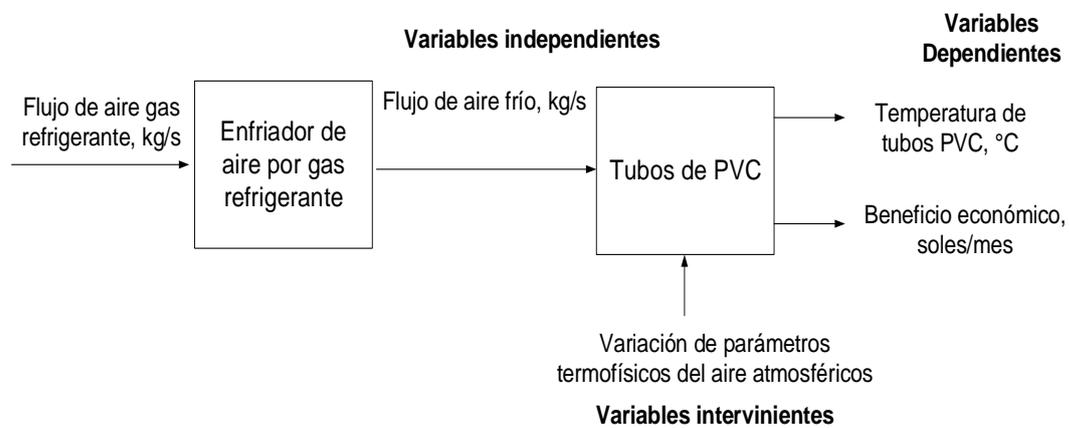
- Flujo de aire frío, kg/h
- Flujo de gas refrigerante, kg/s

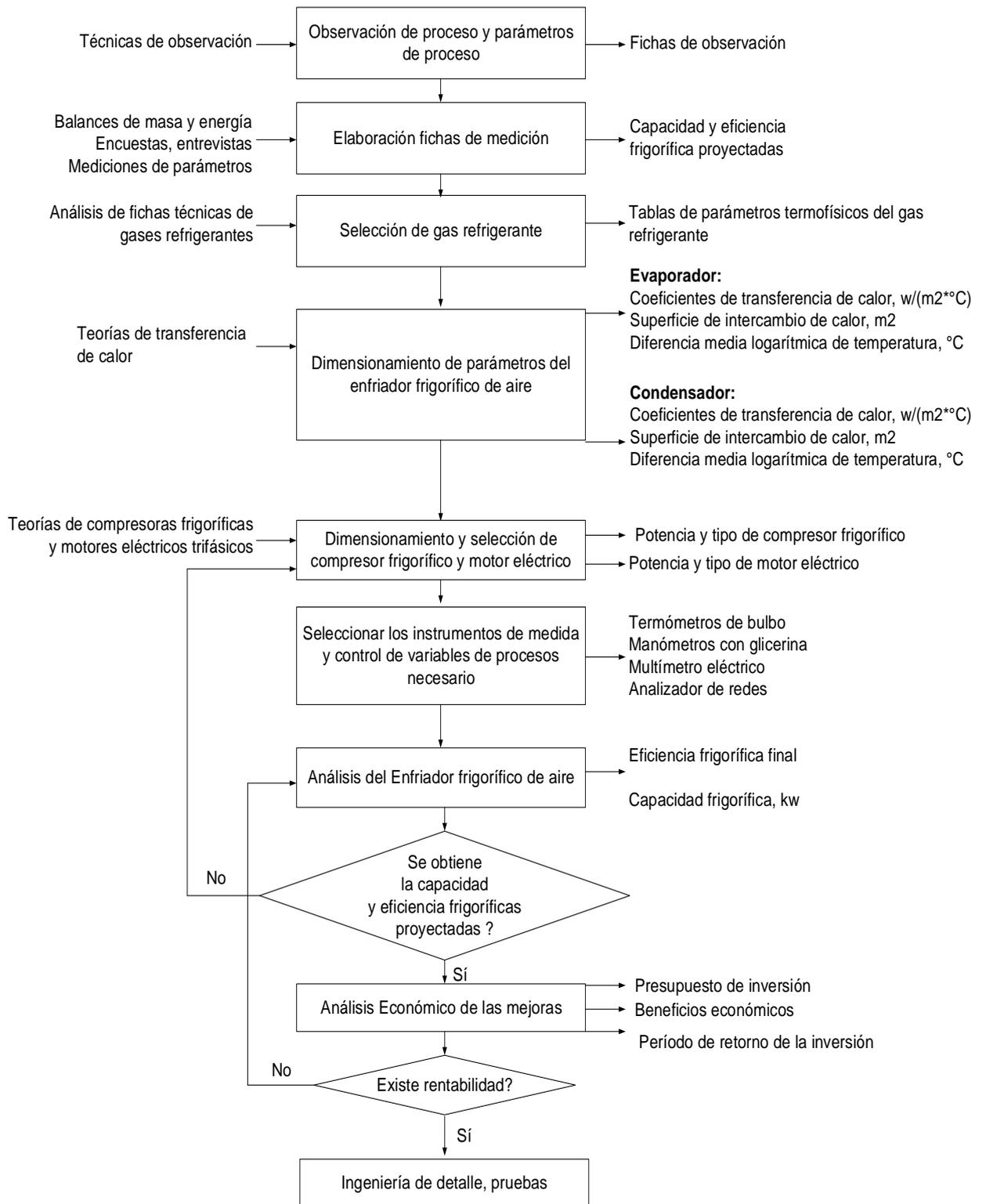
3.2.2. Variables dependientes.

- Temperatura final de tubo PVC, °C
- Beneficio económico, soles/mes

3.2.3. Variables intervinientes.

Variación de parámetros termo físico del aire atmosférico: humedad relativa, temperatura





3.3. Población ,muestra.

3.3.1. Población:

La población de la presente investigación está comprendida por los sistemas de enfriamiento industrial de tubos de PVC del Departamento de La Libertad; pues es sabido que la población está comprendida por el grupo de elementos de los cuales se puede extraer información relevante para la investigación, todos ellos guardando relación entre sí respecto al fenómeno estudiado (Quezada, 2010).

3.3.2. Muestra:

La muestra está conformada por las líneas de producción de la Planta de tubos de PVC de parque industrial de Trujillo.

3.3.3. Muestreo:

El muestreo ha sido premeditado, una vez que se obtuvo la muestra para el estudio y dado que la muestra es repetitiva (líneas de producción) en la población, no es necesario aplicar el método de muestreo alguno.

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

En este presente trabajo se formuló un cuestionario como instrumento y se elaboró una ficha de registro de datos. (VER ANEXO 1)

A su vez también los instrumentos validados por los expertos. (VER ANEXO 2)

Tabla de Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Técnica	Instrumento	Objeto	Objetivos
Observación	Fichas de observación	Sistema de enfriamiento actual de tubos de pvc	Conocer el sistema de enfriamiento, estableciendo la interrelación de los parámetros e indicadores de proceso
Entrevistas	Hoja de entrevista	Personal de operación y de mantenimiento de equipos de enfriamiento de	Conocer aspectos operacionales, de operación y mantenimiento, para analizar con detalle las características de diseño del sistema de

		tubos P.V.C.	enfriamiento de tubos de pvc por aire frío.
Encuestas	Hojas de encuestas	Personal ejecutivo de planta industrial	Definir prioridades en cuanto a métodos, tecnologías; capacidad, rendimientos, costos del rediseño del sistema de refrigeración.
Mediciones	Fichas de mediciones de variables de proceso	Instalaciones de equipos de enfriamiento de tubos pvc en planta industrial	Determinar los valores reales actuales de los parámetros de operación, actuales y proyectados para determinar la nueva capacidad y rendimiento del sistema de refrigeración.
Análisis registro de datos	Fichas de Registro de datos e incidencias	Sistema de enfriamiento de tubos pvc en planta industrial	Análisis de causas y variación de parámetros para la operación del sistema de enfriamiento de tubos de pvc.

3.5 Procedimientos.

Se recolectarán los principales datos de operación de las líneas de producción y enfriamiento de tubos de PVC, con las Fichas de Registro: Flujo másico de tubos, de agua, presión de servicio del agua, temperatura de entrada y salida del agua, temperatura y humedad relativa del aire.

Mediante balance materia y energía a cada línea de producción de tubos PVC, se determinará el calor útil del enfriador necesario, de aire por gas refrigerante.

Con los resultados del balance de masa y energía para enfriamiento de tubos de PVC por aire, se define el tipo de enfriador, con coraza y tubos; se dimensiona el chiller de aire por gas refrigerante, determinando el coeficiente de transferencia global de calor, la temperatura media logarítmica, la superficie de intercambio de calor.

Se realiza un análisis de la nueva capacidad de producción de tubos de PVC, en función de la eficacia de enfriamiento.

Con la nueva capacidad de producción, se determina la inversión económica necesaria, el beneficio neto y el tiempo de retorno de la inversión.

3.6. Método de análisis de datos.

Se harán análisis descriptivos y analíticos del sistema de enfriamiento de tubos de PVC en Planta industrial, se define las ecuaciones que explican el comportamiento de variables del proceso, estableciendo indicadores y los valores resultantes del diseño.

La hipótesis de estudio será verificada y validada con datos tomados, preparando matriz de datos, tablas, gráficos.

Con las fichas de medición se aplicará, para determinar los valores promedio de los parámetros medidos, los cuales servirán de base para el dimensionamiento y diseño de los componentes del sistema de enfriamiento de tubos.

Con las fichas de observación y los valores de medición procesados, se hará el análisis para diseñar el sistema de enfriamiento de aire por gas refrigerante.

En la ingeniería básica se utilizará:

Teoría de Enfriamiento por convección forzada. Determinar las potencias térmicas del proceso, en función de los flujos y las entalpías empleadas

Teoría de Intercambiadores de calor: La potencia de enfriamiento necesaria (LMTD).

Teoría económica: Para determinar los beneficios, presupuestos y rentabilidad de la inversión a realizar

Teoría de refrigeración por compresión: Hallar las entalpías del gas refrigerante a utilizar, en sus diferentes estados y parámetros de proceso.

Ingeniería eléctrica: Permitirá dimensionar y seleccionar los motores eléctricos trifásicos necesarios, así como sus accesorios.

3.7 Aspectos éticos.

La totalidad de datos, su procesamiento, la elaboración e interpretación completa del proyecto de tesis se realizarán por el autor del presente estudio, sin plagio.

IV. RESULTADOS.

4.1. Balance de materia y energía para hallar capacidades y eficiencias reales de los componentes del sistema de enfriamiento frigorífico,

4.1.1. Determinación de carga térmica en Planta industrial.

Se determina el calor útil para enfriar tubos de PVC, es decir el calor que se debe extraer a los tubos de PVC para alcanzar la temperatura requerida, con la siguiente ecuación:

$$Q_{u1}[\text{kw}] = \dot{m} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * c_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_f - t_i)(^\circ\text{C})$$

Dónde:

- Q_{u1} : Potencia térmica útil, kw
- \dot{m} : flujo másico de tubos de pvc, kg/s
- c_p : Calor específico del PVC, kJ/(kg*°C)
- t_f : Temperatura final, °C
- t_i : Temperatura inicial, °C

4.1.2. Calor útil a extraer a tubos de PVC en Línea 1.

- Flujo másico de PVC: 240 kg/h = 0.07 kg/s
- Calor específico del PVC: 1.172 kJ/(kg*°C)
- t_f : PVC: 158 °C
- t_i : PVC: 32 °C

Remplazando, se obtiene:

$$Q_{u1}[\text{kw}] = 0.07 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1.172 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (158 - 32)(^\circ\text{C}) = 10.34 \text{ kw}$$

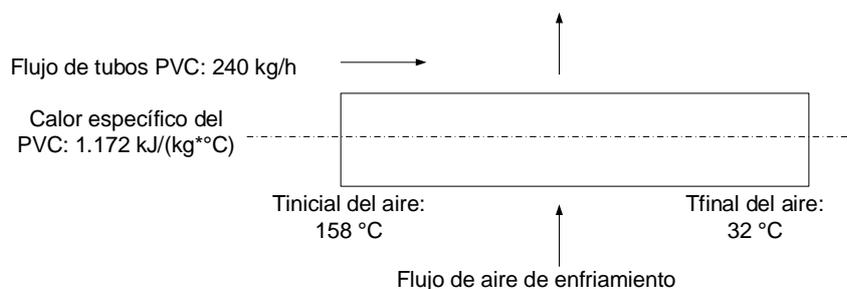


Figura N° 19: Esquema de cálculo del calor útil de enfriamiento de tubos PVC en Línea 1.

Calor total a ser extraído en tubos de línea N° 1:

$$Q_{t1} = \frac{Q_{u1}}{\eta_{t1}} = \frac{10.34}{0.94} = 11 \text{ kw}$$

Se observa en la figura 19, el rendimiento está en función de las pérdidas de calor, dependiendo de la temperatura del medio ambiente y la temperatura de la pared de los tubos de PVC, así como de la velocidad del viento, 4.5 m/s y de la superficie lateral de cada tubo, SL = 2.83 m² para un tubo de 6 m y d = 6''

4.1.3. Calor útil a extraer a tubos de PVC en Línea 2.

- Flujo másico de PVC: 240 kg/h= 0.07 kg/s
- Calor específico del PVC: 1.172 kJ/(kg*°C)
- t_f : PVC: 158 °C
- t_i : PVC: 32 °C

$$Q_{u2} [\text{kw}] = 0.07 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1.172 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (158 - 32)(^\circ\text{C}) = 10.34 \text{ kw}$$

Calor total a ser extraído en tubos de línea N° 2:

$$Q_{t2} = \frac{Q_{u2}}{\eta_{t2}} = \frac{10.34}{0.94} = 11 \text{ kw}$$

4.1.4. Calor útil a extraer a tubos de PVC en Línea 3.

- Flujo másico de PVC: 350 kg/h= 0.097 kg/s
- Calor específico del PVC: 1.172 kJ/(kg*°C)
- t_f : PVC: 158 °C
- t_i : PVC: 32 °C

$$Q_{u3} [\text{kw}] = 0.097 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1.172 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (158 - 32)(^\circ\text{C}) = 14.32 \text{ kw}$$

Calor total a ser extraído en tubos de línea N° 3:

$$Q_{t3} = \frac{Q_{u3}}{\eta_{t3}} = \frac{14.32}{0.94} = 15.23 \text{ kw}$$

4.1.5. Calor útil a extraer a tubos de PVC en Línea 4.

- Flujo másico de PVC: 450 kg/h = 0.125 kg/s
- Calor específico del PVC: 1.172 kJ/(kg*°C)
- t_f : PVC: 158 °C
- t_i : PVC: 32 °C

Potencia térmica necesaria útil, para extraer de tubos de PVC

$$Q_{u4} [\text{kw}] = 0.125 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1.172 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (158 - 32) (^\circ\text{C}) = 18.5 \text{ kw}$$

Calor total a ser extraído en tubos de línea N° 4:

$$Q_{t4} = \frac{Q_{u4}}{\eta_{t4}} = \frac{18.5}{0.94} = 19.68 \text{ kw}$$

4.1.6. Calor útil a extraer a tubos de PVC en Proceso 5: Mixer.

- Flujo másico de PVC: 1200 kg/h = 0.34 kg/s
- Calor específico del PVC: 1.172 kJ/(kg*°C)
- t_f : PVC: 114 °C
- t_i : PVC: 45 °C

$$Q_{u4} [\text{kw}] = 0.34 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1.172 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (114 - 45) (^\circ\text{C}) = 27.5 \text{ kw}$$

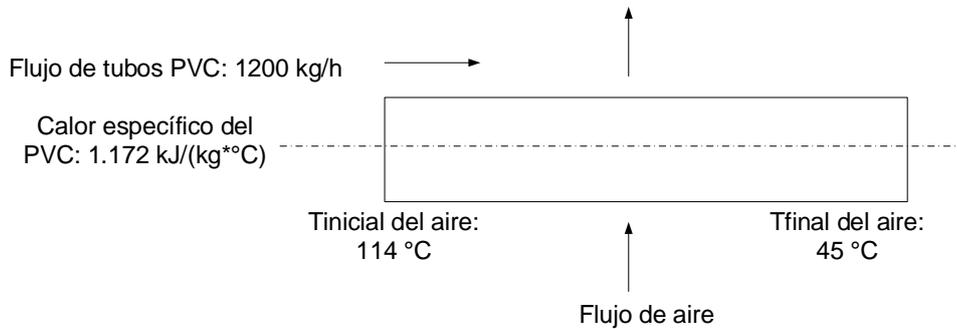


Figura N° 18: Esquema de cálculo del calor útil de enfriamiento de tubos PVC.

Se observa, en la figura 18, que la temperatura de enfriamiento es diferente a la de los tubos fabricados en las líneas de producción, 45°C contra 32°C, debido a que son tubos de gran diámetro, desde 10 a 12", que necesitan un enfriamiento por etapas, el enfriamiento final se realiza por convección natural con aire medioambiental.

Calor total a ser extraído en tubos de proceso N° 5: Mixer:

$$Q_{t5} = \frac{Q_{u5}}{\eta_{t5}} = \frac{27.5}{0.94} = 29.25 \text{ kw}$$

Total, calor a extraer para enfriar los tubos de PVC:

$$11 + 11 + 15.23 + 19.68 + 29.25 = \mathbf{86.16 \text{ kw}}$$

Se deberá utilizar chiller de enfriamiento de aire por gas refrigerante, individuales, es decir una para cada línea, pues muchas veces no trabajan todas las líneas juntas.

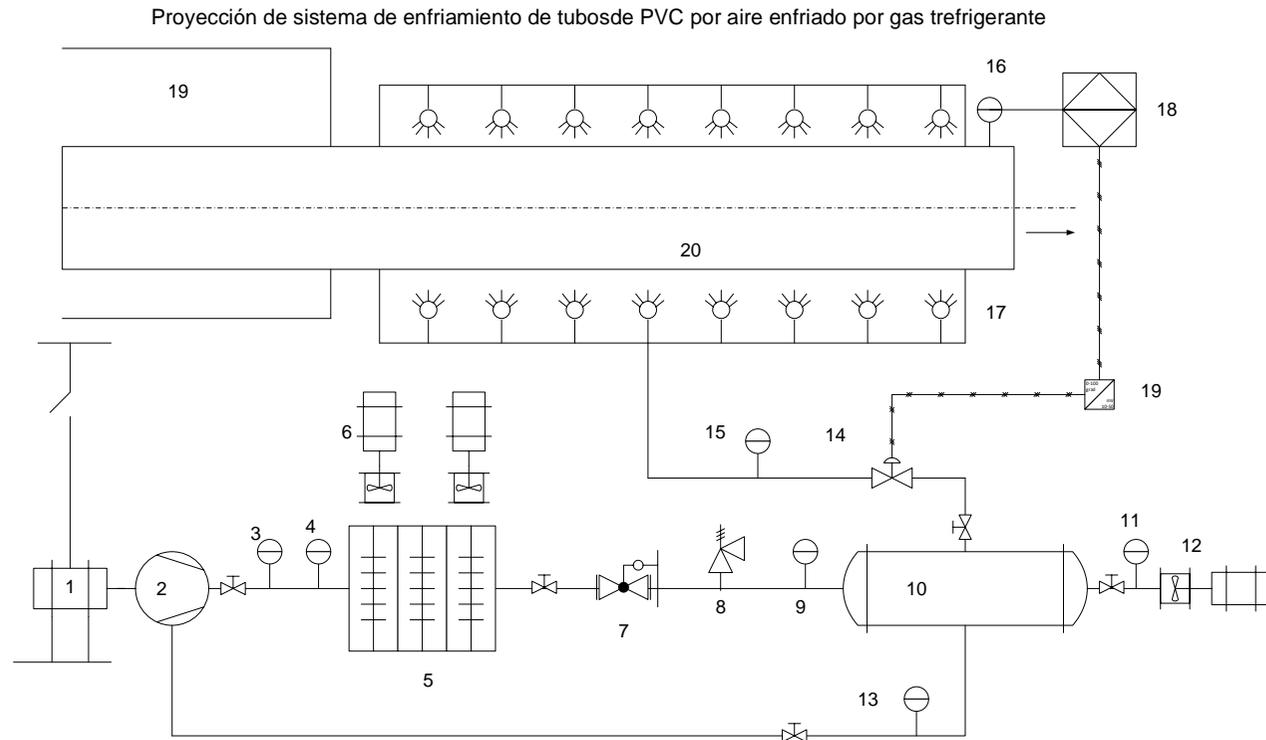


Figura N° 19: Sistema de enfriamiento individual para línea de producción de PVC.

1: Motor trifásico, 2: compresor frigorífico, 3: Termómetro, 4: manómetro para gas a alta presión, 5: Condensador frigorífico por aire, 6: electro ventiladores para condensación, 7: Válvula de expansión, 8: válvula de seguridad, 9: manómetro de baja presión, 10: Chiller de aire por gas, 11:termómetro, 12: electro ventilador para enfriamiento de tubos de pvc, 13:termómetro, 14: válvula automática proporcional, 15: termómetro, 16: sensor de temperatura, 17: toberas de inyección de aire frío, 18: PLC, 19: extrusor, 20: tubo PVC

4.1.7 Cálculo del flujo de aire para enfriar los tubos de PVC.

Se realizó un trabajo de campo en Planta industrial, para determinar las temperaturas de los fluidos con las que trabajará en el presente estudio:

Tabla N° 1:

Temperaturas promedio de tubos PVC, en cada línea de producción Planta industrial

Temperatura, °C tubos PVC Planta industrial. Fecha: 13/12/2019				
Nr. Medición	Línea 1	Línea 2	Línea 3	Línea 4
1	31.2	31.8	32.5	33.4
2	31.5	31.95	33.15	33.2
3	31.5	31.75	32.2	32.8
4	31.7	31.76	33.22	32.9
5	31.75	32.15	34.05	33.7
6	31.7	33.05	34	33.9
7	32.5	33.6	33	33.6
8	32.9	33.4	33.5	33.4
9	32.8	32.8	32.7	34.5
10	32.5	32.6	32.85	34.2
11	32.6	32.5	32.74	34.2
12	31.75	32.4	32.9	33.2
13	31.8	31.8	33.6	32.9
14	32.7	31.8	33.4	32.8
15	33	31.9	32.8	33.15
Temperatura promedio, °C:	32.13	32.35	33.11	33.46

Fuente: Data de operación de la Empresa.

Tabla N° 2:

Temperatura de aire y humedad relativa medioambiental en Planta industrial

Temperatura y Humedad relativa, % del Aire atmosférico Planta industrial. 13/12/2019		
Nr. Medición	t, °C	ϕ , %
1	32.5	68
2	30.5	70.5
3	32.4	71
4	32.6	75
5	34.2	70
6	33.5	67.5
7	32.7	70
8	33.5	75
9	31.6	70
10	31.8	75
11	32.4	72
12	33.5	73

13	34.1	71
14	34.3	75
15	34.2	70
Valores promedio:	32.92	71.53
Valores máximos:	34.30	75.00

Fuente: Data de operación de la Empresa.

El aire que enfriará, por contacto directo a los tubos de PVC, se tomará, con temperatura de 20 °C, a la salida del evaporador de cada sistema de enfriamiento, correspondiente a cada línea de producción.

Los valores de temperatura han sido tomados para las condiciones más críticas, de verano como se muestra en la tabla N° 3.

Flujo de aire para enfriar tubos de PVC de línea N° 1 (mediciones):

- Temperatura del aire: 32 °C
- Humedad relativa: 70%

De tablas, se toma la humedad absoluta correspondiente a estos valores, x_1 : 21.10 g agua/kg aire seco

Se determinan las entalpías del aire a la entrada y salida del contacto con el tubo de PVC: Teniendo en cuenta que la temperatura del tubo debe ser de 32°C, se asume, para obtener una adecuada transferencia de calor, entre el aire y la pared del tubo, igual a 5°C.

- Temperatura de salida del aire: $32 - 5 = 27$ °C
- Humedad relativa: 70 %, el aire sufrirá enfriamiento a humedad constante
- Humedad absoluta del aire salida de tubo PVC, x_2 : 15.70g agua/kg aire seco.

Tabla N° 3:

Valores de humedad absoluta del aire húmedo, en función de temperatura y humedad relativa.



Tablas de contenido de humedad

Temp. de bulbo seco en °C	Presión del vapor en Pa	Vol. específico de vapor en m³/kg	Vol. específico de aire en m³/kg	Humedad relativa (HR)																			
				5%	10%	15%	20%	25%	30%	35%	40%	45%	50%	55%	60%	65%	70%	75%	80%	85%	90%	95%	100%
				Humedad absoluta en g/kg																			
25	3 169,2	43,46	0,8444	0,97	1,95	2,93	3,92	4,90	5,89	6,88	7,88	8,88	9,88	10,90	11,90	12,90	13,90	14,90	16,00	17,00	18,00	19,00	20,10
26	3 363,1	41,10	0,8472	1,03	2,07	3,11	4,16	5,20	6,26	7,31	8,37	9,43	10,50	11,60	12,60	13,70	14,80	15,90	17,00	18,10	19,20	20,30	21,40
27	3 567,3	38,87	0,8501	1,10	2,20	3,30	4,41	5,52	6,64	7,76	8,88	10,00	11,10	12,30	13,40	14,60	15,70	16,90	18,00	19,20	20,40	21,50	22,70
28	3 782,2	36,79	0,8529	1,16	2,33	3,50	4,68	5,86	7,04	8,23	9,43	10,60	11,80	13,00	14,20	15,50	16,70	17,90	19,10	20,40	21,60	22,90	24,10
29	4 008,3	34,83	0,8558	1,23	2,47	3,71	4,96	6,21	7,47	8,73	10,00	11,30	12,60	13,80	15,10	16,40	17,70	19,00	20,30	21,60	23,00	24,30	25,60
30	4 246,0	32,99	0,8586	1,31	2,62	3,93	5,26	6,58	7,92	9,26	10,60	12,00	13,30	14,70	16,00	17,40	18,80	20,20	21,60	23,00	24,40	25,80	27,20
31	4 495,9	31,25	0,8614	1,38	2,77	4,17	5,57	6,98	8,39	9,81	11,20	12,70	14,10	15,60	17,00	18,50	19,90	21,40	22,90	24,40	25,90	27,40	28,90
32	4 758,5	29,63	0,8643	1,46	2,93	4,41	5,90	7,39	8,89	10,40	11,90	13,40	15,00	16,50	18,00	19,60	21,10	22,70	24,30	25,90	27,40	29,00	30,60
33	5 034,3	28,10	0,8671	1,55	3,11	4,67	6,24	7,82	9,41	11,00	12,60	14,20	15,80	17,50	19,10	20,80	22,40	24,10	25,70	27,40	29,10	30,80	32,50
34	5 323,9	26,65	0,8700	1,64	3,29	4,94	6,61	8,28	9,96	11,70	13,40	15,10	16,80	18,50	20,20	22,00	23,70	25,50	27,30	29,10	30,90	32,70	34,50
35	5 627,8	25,30	0,8728	1,73	3,47	5,23	6,99	8,76	10,50	12,30	14,10	15,90	17,80	19,60	21,40	23,30	25,20	27,00	28,90	30,80	32,70	34,60	36,60

Fuente: Devatec, 2013.

Entalpías del aire húmedo en el proceso de enfriamiento del tubo de PVC:

A la entrada al enfriador de PVC por aire:

$$\begin{aligned}
 h_{\text{aire1}} &= 1.005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} * 32 + 0.0211 \frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}} * (2510 + 1.882 * 32) \frac{\text{kJ}}{\text{kg agua}} \\
 &= 86.40 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

Al salir del enfriador de PVC por aire_

$$\begin{aligned}
 h_{\text{aire2}} &= 1.005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} * 27 + 0.0157 \frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}} * (2510 + 1.882 * 27) \frac{\text{kJ}}{\text{kg agua}} \\
 &= 67.34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

Flujo térmico total en Línea 1, para enfriar tubos de PVC:

$$Q_{t1} = 11 \text{ kw} = m_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * (h_{\text{aire1}} - h_{\text{aire2}}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Resulta el flujo másico de aire de enfriamiento necesario en línea N° 1:

$$m_{\text{aire}} = \frac{11 \text{ kw}}{(86.40 - 67.34) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.57 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2052 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Siendo la densidad del aire para condiciones atmosféricas y temperatura promedio del proceso:

- Presión absoluta medioambiental: 100,000 N/m²,
- Temperatura promedio $t = (32+27)/2 = 29.5 \text{ }^\circ\text{C}$,
- Temperatura absoluta = $29.5 + 273.15 = 302.65 \text{ K}$

Constante del aire:

Considerando participación másica del nitrógeno: 79% y del oxígeno: 21 %

Se tiene, masa molar del aire:

$$\mathcal{M}_{\text{aire}} = 0.79 * \mathcal{M}_{\text{N}_2} + 0.21 * \mathcal{M}_{\text{O}_2} = 0.79 * 28 + 0.21 * 32 = 28.84 \text{ kg/kmol}$$

$$\rightarrow R_{\text{aire}} = \frac{\mathcal{R}}{\mathcal{M}_{\text{aire}}} = \frac{8314 \frac{\text{J}}{\text{kmol} * \text{K}}}{28.84 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} = 288.28 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}$$

$$\mathcal{R} = \text{Constante universal de los gases} = 8314 \frac{\text{J}}{\text{kmol} * \text{K}}$$

$$\mathcal{M}_{\text{aire}} = \text{Masa molar del aire} = \sum_{i=1}^2 g_i * \mathcal{M}_i$$

g_i : Participación másica de componentes del aire, %

Resulta la densidad del aire atmosférico a utilizar en el proceso:

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{p_{\text{abs}} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)}{R_{\text{aire}} \left(\frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}} \right) * T_{\text{aire}} (\text{K})} = \frac{100,000}{288.28 * 302.65} = 1.15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Resulta el flujo volumétrico del aire para enfriamiento en línea N° 1:

$$V_{\text{aire}} = \frac{m_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{\rho_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} = \frac{0.57}{1.15} = 0.5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1800 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

4.2 Establecer el gas refrigerante adecuado y los parámetros de operación para obtener mayor capacidad frigorífica.

4.2.1. Selección del gas refrigerante

Por consideraciones técnicas (fácil de aplicar, trabaja con presiones medias, buenos valores de entalpías, adecuada temperatura de condensación), comerciales (alta disponibilidad en el mercado) y económicas (buen precio), se elige como gas refrigerante el R22, que tiene las siguientes propiedades:

Propiedades físicas y químicas del gas refrigerante R22

PARAMETRO	VALOR	UNIDADES
Estado físico (gas, líquido, sólido)	Gas	
Presión de vapor	136.1	psia
Densidad de vapor (Aire = 1)	3.0	Kg/m ³
Punto de evaporación	No disponible	
Punto de ebullición	-40.8	°C
Punto de congelación	-160	°C
pH	No Aplicable	
Masa Molecular	86.47	g/mol
Coefficiente de partición de aceite / agua	No disponible	
Solubilidad (H ₂ O)	Insignificante	
Umbral de olor	No Aplicable	
Olor y apariencia	Gas incoloro, con leve olor a éter	

Tabla N° 4: *Propiedades físicas y químicas del gas refrigerante R22.*
Fuente Indura, 2009.

4.2.2. Parámetros de operación para obtener mayor capacidad frigorífica.

Se considera determinante asegurar que en todo el tiempo del año el sistema de enfriamiento trabaje en régimen de líquido saturado, es decir, que el condensador trabaje a carga adecuada siempre y pueda condensar el gas refrigerante sobrecalentado, así se tenga aire caliente de verano.

Se toman las temperaturas del aire para condiciones de verano, en que alcanza el valor de 32°C, para lo cual se necesita que el gas refrigerante tenga una alta temperatura de condensación, con una adecuada diferencia de temperatura, para el caso de 6°C (48°C para el gas como líquido saturado y 32° a la entrada y 38°C a la salida del condensador).

Es decir, para que el sistema de enfriamiento de aire por gas refrigerante mantenga su elevada capacidad de enfriamiento, debe asegurarse que el

sistema trabaje en régimen de líquido saturado, a condensación total y los cálculos de dimensionamiento deben hacerse para condiciones de verano, la operación en las demás estaciones del año será más ligera.

Parámetros del aire:

- Temperatura inicial: 32°C (entrada al evaporador)
- Temperatura final: 20 °C (salida del evaporador)

Parámetros del gas refrigerante:

En el Condensador:

- Temperatura de entrada al condensador: 90°C
- Temperatura de salida del Condensador: 48°C
- Presión en condensador:

En Evaporador:

- Temperatura de saturación: 0°C
- Presión del gas: 497.59 kPa absolutos

4.3. Determinar las potencias útiles mecánica y de enfriamiento.

4.3.1. Dimensionamiento del sistema de refrigeración por compresión mecánica, para enfriar el aire necesario en línea nr. 1.

Se utiliza la ecuación de dimensionamiento para un intercambiador de calor tubular:

$$Q_{t-\text{Evaporador frigorífico}} = \frac{K_G \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * S_{IC} (m^2) * \Delta T_m (^\circ C)}{1000} \text{ (kw)}$$

Dónde:

K_G = Coeficiente global de transferencia de calor, w/(m²*°C)

S_{IC} = Superficie de intercambio de calor, m²

ΔT_m = Diferencia media logarítmica de temperaturas, °C

a) Coeficiente global de intercambio de calor en el evaporador, K_G para gas refrigerante: 220...290 w/(m²*°C) (según S. Petrescu, 1996, p. 195)

Se asume en modo conservador, $K_G = 220$ w/(m²*°C)

B) Diferencia media logarítmica de temperatura en evaporador:

Las temperaturas del aire son: entrada: 32°C, salida del evaporador: 20°C

La temperatura del R22, en el evaporador, en estado de saturación será de: $20 - 20 = 0^{\circ}\text{C}$, lo que, de acuerdo a tablas, corresponde a una presión absoluta de $497.59 \text{ kPa} = 4.97 \text{ bar}$ (Tabla N° 6)

Tabla N° 5:

Propiedades del gas refrigerante R22 para estados de líquido saturado y vapor saturado seco.

R-22, CHClF₂, Clorodifluorometano

t (°C)	P (kPa)	v _l (dm ³ /kg)	v _g (m ³ /kg)	h _l (kJ/kg)	h _g (kJ/kg)	s _l (kJ/kg·K)	s _g (kJ/kg·K)
-10	354.3	0.7587	0.06535	188.42	401.56	0.9572	1.7672
-8	380.06	0.7625	0.0611	190.71	402.35	0.9658	1.764
-6	407.23	0.7663	0.05719	193.02	403.12	0.9744	1.7609
-4	435.84	0.7703	0.05357	195.33	403.88	0.983	1.7578
-2	465.94	0.7742	0.05023	197.66	404.63	0.9915	1.7548
0	497.59	0.7783	0.04714	200	405.37	1	1.7519
2	530.83	0.7825	0.04427	202.35	406.09	1.0085	1.749
4	565.71	0.7867	0.04162	204.72	406.8	1.0169	1.7461
6	602.28	0.791	0.03915	207.09	407.5	1.0254	1.7433
8	640.59	0.7955	0.03685	209.48	408.18	1.0338	1.7405
10	680.7	0.8	0.03472	211.88	408.84	1.0422	1.7378

Fuente Indura, 2009.

A continuación se muestra las temperaturas de trabajo, de los fluidos que hacen la transferencia de calor en el evaporador.

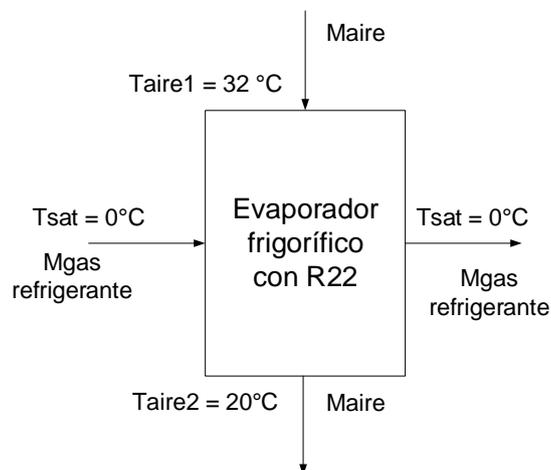


Figura 22: Temperaturas de entrada y salida en evaporador frigorífico con R22

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 22 se muestra las temperaturas de trabajo del evaporador, donde el refrigerante trabaja por debajo de la $T_{\text{sat}} = 0^{\circ}\text{C}$ y donde $T_{\text{aire1}} = 32^{\circ}\text{C}$ que es el aire tomado del medio ambiente y es enfriado a $T_{\text{aire2}} = 20^{\circ}\text{C}$. Para ser enviado al sistema de refrigeración.

A continuación se muestra el flujo equicorriente del sistema de enfriamiento en el evaporador.

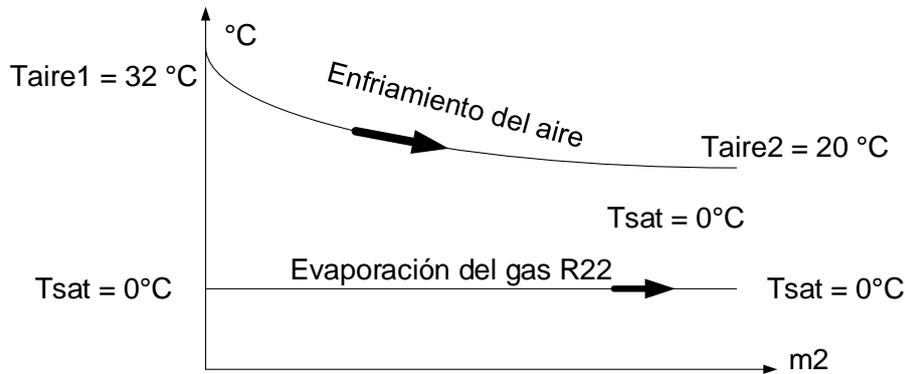


Figura N° 20: Sistema de enfriamiento individual para línea de producción de PVC
Fuente: Elaboración propia

En la figura 20 se muestra las diferentes temperaturas y el sentido equicorriente en cruz de los fluidos que realizan la transferencia de energía el evaporador.

Diferencias de temperatura en evaporador:

- Máxima, ΔT_M : $32 - 0 = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Mínima, ΔT_m : $20 - 0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$

Diferencia media cuadrática de temperatura, para un evaporador del tipo tubular en corriente en cruz:

$$T = \sqrt{(32 - 20)^2 + (0 - 0)^2} = 12^\circ\text{C}$$

4.3.2. Diferencia media logarítmica de temperatura en evaporador frigorífico.

Se utiliza la ecuación de Grasshoff para enfriador tubular en corriente en cruz:

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln \frac{\Delta T_M + \Delta T_m + T}{\Delta T_M + \Delta T_m - T}} = \frac{12}{\ln \frac{32 + 20 + 12}{32 + 20 - 12}} = 25.53^\circ\text{C}$$

Superficie de intercambio de calor, S_t :

$$S_{\text{evap-frig}} = \frac{Q_T(w)}{K_G \left(\frac{w}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right) * \Delta T_m (^\circ\text{C})} = \frac{11,000}{220 * 25.53} = 1.96 \text{ m}^2$$

4.3.3. Flujo de gas refrigerante en evaporador frigorífico.

- Entalpía del gas a 18.54 bar, en estado de líquido saturado, salida del condensador, a 48°C = 260.49 kJ/kg (de tablas).
- Entalpía del gas a 18.54 bar, como vapor saturado seco y 4.97 bar: 405.37 kJ/kg (de tablas).

$$m_{R22} = \frac{11 \text{ kw}}{(405.37 - 260.49) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.076 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Con este flujo del gas refrigerante, se dimensionarán todos los componentes del sistema de refrigeración.

4.3.4. Potencia mecánica del compresor de gas refrigerante.

A continuación se muestra el proceso de compresión mecánica (figura N° 21), el cual se desarrolla en la fase 1-2 donde el gas entra en estado de vapor saturado seco al compresor frigorífico y sale del mismo, en estado de sobrecalentamiento a una presión 3 a 4 veces mayor que al ingreso.

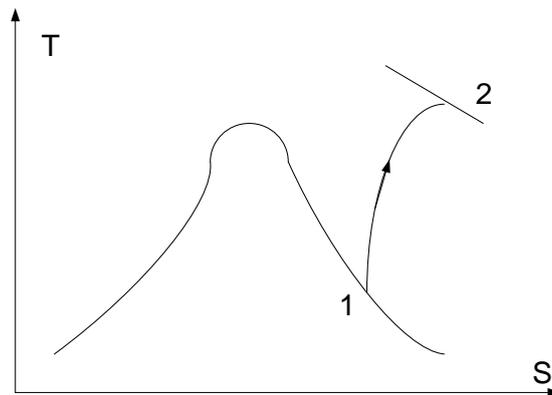


Figura N° 21: Fase de compresión mecánica del gas por el compresor frigorífico.

Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto, podemos establecer como Potencia teórica demandada por el compresor frigorífico, a lo estipulado por la siguiente expresión:

$$P_{\text{teor-CF}}(\text{kw}) = m_{\text{gr}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * (h_{\text{gr2}} - h_{\text{gr1}}) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

Dónde:

m_{gr} : flujo másico de gas refrigerante en la instalación: 0.076 kg/s

hgr1: entalpía del gas refrigerante al entrar al compresor, como vapor saturado seco, a baja presión: 405.37 kJ/kg (del balance de energía en el evaporador).

hgr2: entalpía del gas refrigerante al salir del compresor, en estado de sobrecalentamiento a alta presión: 457 kJ/kg (del balance de energía en el condensador).

Reemplazando y procesando:

$$P_{\text{teor-CF}}(\text{kw}) = 0.076 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * (457 - 405.37) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 3.92 \text{ kw}$$

Rendimiento isentrópico de la compresión mecánica:

$$\eta_{is} = 1 - 0.0385 * \frac{p_2}{p_1} = 1 - 0.0385 * \frac{18.54}{4.97} = 0.86$$

4.3.5. Potencia mecánica real demandada por compresor frigorífico:

Debemos de calcular la cantidad de energía que necesita una maquina electrica, dentro de un sistema para realizar un trabajo en un determinado tiempo.

$$P_{\text{real-CF}} = \frac{P_{\text{teor-CF}}}{\eta_{is}} = \frac{3.92}{0.86} = 4.56 \text{ kw}$$

4.3.5.1. Potencia nominal del motor eléctrico.- Para dimensionar correctamente la potencia nominal debemos aumentar la potencia de la máquina eléctrica, para esto debemos de considerar el FS.

Factor de servicio, FS = 1.3

$$P_{n-ME} = F.S.* P_{\text{real-CF}} = 1.3 * 4.56 = 5.93 \text{ kw} = 7.94 \text{ HP}$$

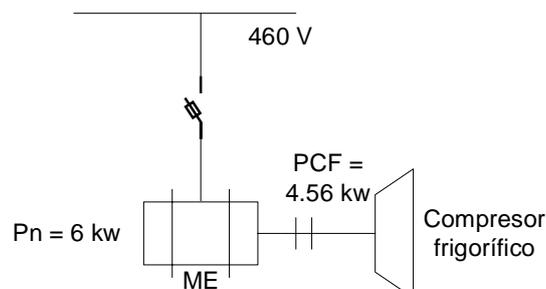


Figura 22: Potencias en compresor frigorífico y motor eléctrico.

Fuente: Elaboración propia.

4.3.6. Dimensionamiento del condensador frigorífico de gas R22 por aire.

Teniendo en consideración que, en verano la temperatura del aire aumenta considerablemente, hasta 30...32 °C, se considera que en el condensador, la condensación se realizará a 48°C, es decir a una presión de 1854 kPa = 18.54 bar.

A continuación se muestra el flujo equicorriente en cruz del sistema de enfriamiento en el condensador.

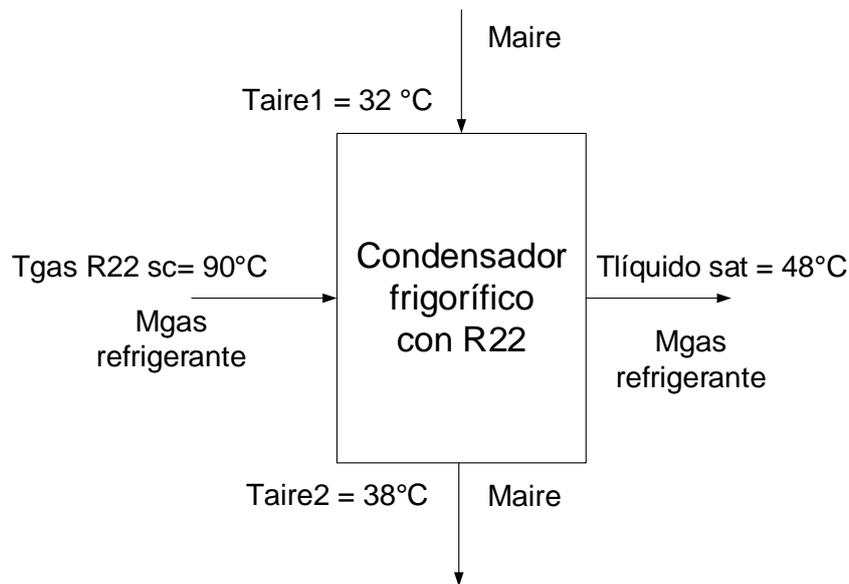


Figura N° 223: Temperaturas de entrada y salida en condensador frigorífico de R22 por aire atmosférico.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 23 se muestra las temperaturas de trabajo del evaporador, donde el refrigerante trabaja por debajo de la $T_{\text{gas R22}} = 90^{\circ}\text{C}$ y donde $T_{\text{gas R22}} = 48^{\circ}\text{C}$ que es el aire tomado del medio ambiente a $T_{\text{aire2}} = 32^{\circ}\text{C}$ y es enfriado a $T_{\text{aire2}} = 38^{\circ}\text{C}$, para ser enviado al sistema de refrigeración.

Para el trabajo con mayor seguridad del condensador, se considera una diferencia de temperatura entre el aire frío y el líquido saturado de 10°C

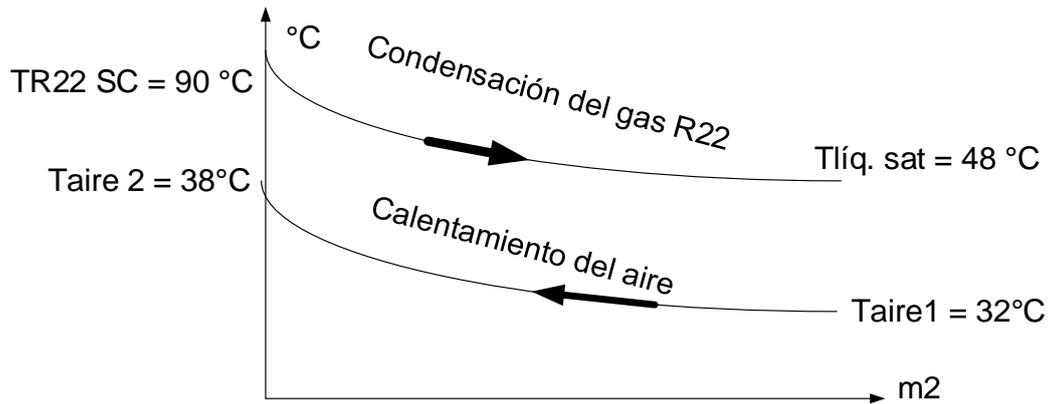


Figura N° 234: Diagrama de temperaturas del R22 y aire en condensador frigorífico.
Fuente: Elaboración propia.

En la figura 24 se muestra las diferentes temperaturas y el sentido equicorriente en cruz de los fluidos que realizan la transferencia de energía en el condensador.

4.3.6.1. Cálculo de la potencia de enfriamiento en condensador.

Potencia de enfriamiento útil:

$$Q_{u-\text{cond}}(\text{kW}) = m_{\text{R22}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * (h_{18.54 \text{ bar}, 90^\circ\text{C}} - h'_{18.54 \text{ bar}}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Donde:

- $h_{18.54 \text{ bar}, 90^\circ\text{C}} = \text{Entalpía del gas R22 en estado sobrecalentado} = 457 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$.
- $h'_{18.54 \text{ bar}} = \text{Entalpía del gas R22 como líquido saturado} = 260.49 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$.

$$Q_{u-\text{cond}}(\text{kW}) = 0.076 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (457 - 260.49) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 14.93 \text{ kW}$$

4.3.7. Dimensionamiento del condensador de R22 por aire.

Ecuación de dimensionamiento para un intercambiador de calor tubular:

$$Q_{t-\text{Condensador frigorífico}} = \frac{K_{G-\text{CF}} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} \right) * S_{\text{CF}}(\text{m}^2) * \Delta T_m(^{\circ}\text{C})}{1000} (\text{kW})$$

Dónde:

a) Coeficiente global de intercambio de calor en el condensador, K_G para gas refrigerante: 200...290 w/(m²*°C) (según S. Petrescu, 1996, p. 195)

Se asume en modo conservador, $K_G = 200$ w/(m²*°C)

b) Diferencia media logarítmica de temperatura en condensador:

Las temperaturas del aire son: entrada: 32°C, salida del evaporador: 38°C

La temperatura del R22, al ingresar al condensador, en estado de sobrecalentamiento será de 90°C, al salir del condensador, 48°C.

4.3.8. Diferencias de temperatura en CONDENSADOR.

Máxima, ΔT_M : 90 – 38 = 52 °C; Mínima, ΔT_m : 48-32 = 16 °C

Diferencia media cuadrática de temperatura, en condensador:

$$T = \sqrt{(90 - 48)^2 + (38 - 32)^2} = 42.43^\circ\text{C}$$

Se utiliza la **Ecuación de Grasshoff** para enfriador tubular en corriente en cruz:

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln \frac{\Delta T_M + \Delta T_m + T}{\Delta T_M + \Delta T_m - T}} = \frac{42.43}{\ln \frac{52 + 16 + 42.43}{52 + 16 - 42.43}} = 29^\circ\text{C}$$

c) Superficie de intercambio de calor, S_t :

$$S_{\text{CONDES-frig}} = \frac{Q_T(\text{w})}{K_G \left(\frac{\text{w}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} \right) * \Delta T_m(^{\circ}\text{C})} = \frac{14,930}{200 * 29} = 2.57 \text{ m}^2$$

Tabla 6:

Hoja de cálculo con parámetros de operación y dimensionamiento de componentes del sistema de enfriamiento de aire por gas refrigerante.

PARÁMETROS DE OPERACIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE ENFRIADORES FRIGORÍFICOS EN TUBPLAST							
Item	Denominación	UM	Línea de Producción				
			Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 4	Mixer
Ingreso de datos							
1	Calor útil	kw	10.24	10.34	14.32	18.5	27.5
2	Eficiencia térmica	%	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94
3	Temperaturas en condensador						
4	Aire entrada	°C	32	32	32	32	32
5	Aire salida	°C	38	38	38	38	38
6	Gas R22 entrada	°C	90	90	90	90	90
7	Gas R22 salida	°C	48	48	48	48	48
8	Temperaturas en evaporador						
9	Aire entrada	°C	32	32	32	32	32
10	Aire salida	°C	20	20	20	20	20
11	Gas R22 entrada	°C	0	0	0	0	0
12	Gas R22 salida	°C	0	0	0	0	0
13	Entalpías del gas:						
14	Entrada a condensador	kJ/kg	457	457	457	457	457
15	Salida del condensador	kJ/kg	260.49	260.49	260.49	260.49	260.49
16	Entrada a Evaporador	kJ/kg	260.5	260.5	260.5	260.5	260.5
17	Salida de Evaporador	kJ/kg	405.37	405.37	405.37	405.37	405.37
18	Factor de servicio para ME	-	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
19	Rendimiento isentrópico de compresión	%	85%	85%	85%	85%	85%
20	Coeficiente Global de transferencia de calor, KG						
21	En Condensador	w/(m2*°C)	200	200	200	200	200
22	En Evaporador	w/(m2*°C)	220	220	220	220	220
Resultados							
1	Calor total en evaporador	kw	10.89	11	15.23	19.68	29.26
2	Flujo de gas refrigerante	kg/s	0.075	0.076	0.105	0.136	0.202
3	Calor útil en condensador	kw	14.776	14.92	20.66	26.69	39.68
4	Potencia teórica en compresor frigorífico	kw	3.882	3.92	5.43	7.01	10.43
5	Potencia real en compresor frigorífico	kw	4.57	4.61	6.39	8.25	12.27
6	Potencia nominal de Motor eléctrico	kw	5.94	6.00	8.30	10.73	15.95
7	Temperatura media cuadrática en condensador	°C	42.43	42.43	42.43	42.43	42.43
8	Diferencia máx de T en Condensador	°C	52	52	52	52	52
9	Diferencia Mín de T en Condensador	°C	16	16	16	16	16
10	Diferencia media logarítmica en Condensador	°C	29.00	29.00	29.00	29.00	29.00
11	Superficie de IC en Condensador frigorífico	m2	2.55	2.57	3.56	4.60	6.84
12	Temperatura media cuadrática en Evaporador	°C	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00
13	Diferencia máx de T en Evaporador	°C	32	32	32	32	32
14	Diferencia Mín de T en Evaporador	°C	20	20	20	20	20
15	Diferencia media logarítmica en Evaporador	°C	25.53	25.53	25.53	25.53	25.53
16	Del Evaporador frigorífico	m2	1.94	1.96	2.71	3.50	5.21
17	Eficiencia frigorífica	-	2.39	2.39	2.39	2.39	2.39

Fuente: Data de operaciones de la empresa.

Se presenta una hoja de cálculos con resultados de dimensionamiento del compresor, condensador y evaporador para enfriar el aire que, a su vez, enfriará los tubos de PVC en planta industrial.

4.4. Dimensionar y seleccionar los instrumentos de medida y control.

4.4.1. Válvula de expansión termostática, para evaporador con amoníaco

Función de válvula de expansión termostática.

Debe generar la caída de presión necesaria entre el gas del condensador y el del evaporador en el sistema.



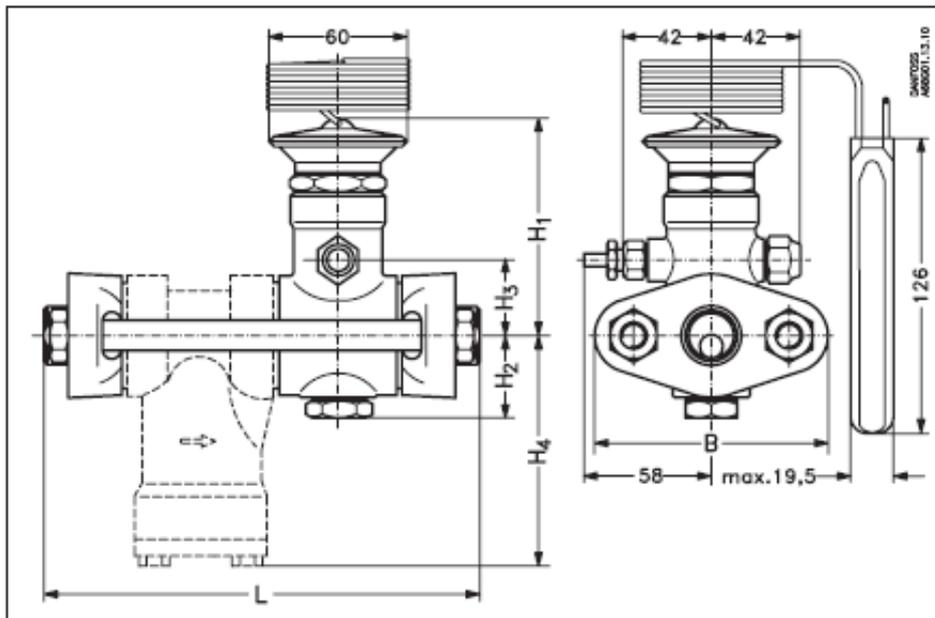
*Figura N° 245: Válvula de expansión termostática.
Fuente: Danfoss, 2019.*

Características

- Rango de trabajo: -50 to +30°C
- Del tipo de orificio intercambiable
- Cuenta con un elemento termostático intercambiable
- Con capacidades nominales desde 3 a 300 kW
- Cuenta con Ajuste de recalentamiento externo
- Con ajuste en todos los evaporadores para optimizar su utilización.
- Cuenta con bulbo de doble contacto
- De Montaje rápido. Buena transferencia de temperatura del tubo al bulbo.

Materiales

- Cuerpo: acero tipo GGG40.3
- Juntas no contienen asbestos



Tipo	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	L		B	Peso	
	mm	mm	mm	mm	Sin filtro mm	Con filtro mm		Sin filtro kg	Con filtro kg
TEA 20	94	38	25	96	110	164	80	2.1	3.0
TEA 85	104	37	35	106	125	199	95	3.0	4.5

Figura N° 26: Dimensiones y pesos de válvula termostática para amoníaco.

Fuente: Danfoss, 2019.

4.4.2. Manifold de manómetros para NH₃. Rango: 0...30 bar.



Figura 27: Manifold de manómetros para amoníaco.

Fuente: Climas, 2019

4.5. Análisis económico.

4.5.1. Inversiones en activos fijos (soles)

Evaporador de gas R22, Qu = 85 kw.....	45,000
Condensador frigorífico de R22 por aire, Qu = 90 kw.....	47,500
Ventilador de aire, 5 piezas de 5 kw.....	12,200
Motor eléctrico accionamiento ventilador, 5 piezas de 4 kw.....	8,300
ME para compresor, 5 piezas de 8 kw c/u.....	24,500
Válvula de expansión para R22, 0.4 kg/s.....	4,230
Manifold de manómetros para R22 5 piezas de 0...30 bar.....	1,425
Accesorios eléctricos para motor.....	2,515
Sub total 1:	S/ 145,670

4.5.2 Mano de obra, M.O., soles.

Instalación y puesta en servicio de evaporador con R22.....	7,500
Instalación y puesta en servicio de condensador de R22.....,	7,100
Instalación y puesta en servicio de motor eléctrico.....	4,600
Pruebas iniciales y ajustes.....	2,500
Elaboración de planos.....	1,500
Sub total 2:	S/ 23,200

4.5.3. Insumos directos e indirectos, soles.

Gas refrigerante, amoniaco.....	2,750
Para soldadura proceso TIG.....	1,500
Ferretería eléctrica.....	1,800
Sub total 3:	S/ 2050

4.5.4 Gastos generales, soles.

Alimentación.....	3,000
Transporte.....	2,600
Seguros de vida y salud.....	1,500
Sub total 4:	S/ 7,100

Inversión total para implementación de enfriamiento de tubos PVC: **S/ 179,020**

4.5.5. Beneficio económico.

Aumento de capacidad de producción de tubos PVC:

95 kg tubos PVC/h = 1,140 h/día = 29,640 kg tubos PVC/mes

Precio de venta de tubos PVC: 1860 Soles/TM

Utilidad neta promedio: 26 % sobre precio de venta

Beneficio bruto por implementar enfriamiento de tubos PVC por aire:

$$B_{\text{bruto}} \left(\frac{\text{Soles}}{\text{mes}} \right) = m_{\text{Tubos PVC}} \left(\frac{\text{Ton}}{\text{mes}} \right) * P_{\text{venta}} \left(\frac{\text{Soles}}{\text{TM}} \right) * \text{Utilidad}_{\text{neto}}$$
$$B_{\text{bruto}} = 29.64 \frac{\text{Ton}}{\text{mes}} * 1860 \frac{\text{soles}}{\text{TM}} * 0.26 = 14,333.90 \frac{\text{soles}}{\text{mes}}$$

Costo estimado de operación, CO:

Sería el sueldo de un operario por turno, que vigilaría la operación de los sistemas de enfriamiento de tubos PVC por aire de las cuatro líneas de operación:

1200 soles/mes

Costo estimado de mantenimiento, CM:

Representa el costo en mano de obra, repuesto e insumos indirectos para mantenimiento del sistema frigorífico de enfriamiento de tubos PVC

CM: 725 soles/mes

Beneficio neto estimado:

BN = (BB – CO - CM) * Utilidad (Soles/mes)

14,333.9 – 1200 – 725 = 12,408.904 soles/mes

Tiempo estimado de retorno sobre la inversión, ROI (Return over investment)

$$R. O. I. = \frac{\text{Inversion (soles)}}{\text{beneficios} \left(\frac{\text{soles}}{\text{mes}} \right)} = \frac{179,020}{12,408.904} = 14.43 \text{ meses}$$

Resulta que el tiempo de retorno de la inversión del sistema de enfriamiento de tubos PVC será de 14.43 meses, siendo razonable.

V. DISCUSIÓN.

5.1. Balance de materia y energía para hallar capacidades y eficiencias reales de los componentes del sistema de enfriamiento frigorífico.

- Para el balance de masa y energía se tomaron en cuenta conceptos de psicrometría, es decir, se tiene en cuenta que se trabaja con aire húmedo y no con aire seco; así, para el cálculo de la entalpía del aire no se utilizó sólo el calor específico del aire seco de $1.0054 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, con lo cual la entalpía del aire sería de $h = c_p (\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) * t \text{ } ^\circ\text{C}$. Al utilizar la ecuación de la entalpía para el aire húmedo, el resultado varía sensiblemente, que lleva a desviaciones importantes de los balances de energía, por ejemplo, para un flujo de 0.5 kg/s , y calor específico de $1.0054 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, que se calentaría desde 27 hasta 32°C , la entalpía del aire inicial sería de $1.0056 * 27 = 27.1512 \text{ kJ/kg}$, y al salir, de $1.0056 * 32 = 32.1792$, con lo cual la diferencia de entalpía sería de $\Delta h = 32.1792 - 27.1512 = 5.028 \text{ kJ/kg}$.
- Se consideró que la diferencia de temperatura entre el aire de salida y la temperatura final del tubo será de 1 a $2 \text{ } ^\circ\text{C}$, como medida de seguridad, en la práctica esta diferencia deberá ser mayor, entre 10 a 15°C , por el tiempo de contacto entre el tubo y el aire, sobre todo en las primeras etapas del tubo, en que está a 158°C , que es la temperatura a la que sale el tubo de la extrusora, ya en la parte final del proceso de enfriamiento, la diferencia se acortará, llegando a ser de 1 a $2 \text{ } ^\circ\text{C}$.
- Al determinar las entalpías del aire con el método de aire húmedo, con $h_{a_h} = [1.0054 * t + x * (2510 + 18889 * t)]$, el cual incluye la humedad absoluta del aire en función de la temperatura de bulbo seco y del calor latente de vaporización a condiciones medioambientales, 2510 kJ/kg ; además del calor específico del aire en condiciones de sobrecalentamiento, de 1.886 , se obtienen valores muy diferentes de la entalpía y de la diferencia entálpica.

- Al realizar el análisis de las variables intervinientes se consideró entrada del aire: 27°C, humedad relativa: 70%, siendo su humedad absoluta de 0.0157 kg agua/kg aire seco, siendo su entalpía de 67.34 kJ/kg
- Se dispone que a la salida del enfriador: 32°C, humedad relativa = 70%, su humedad absoluta es de 0.0211 kg agua/kg aire seco, siendo su entalpía de 86.40 kJ/kg, en estas condiciones la diferencia de entalpías es de $86.40 - 67.34 = 19.06$ kJ/g.
- Se consideró las entalpías del aire para aire húmedo, se tendría la siguiente demanda de aire para enfriamiento de los tubos de PVC: $\dot{m}_{a2} = 11 \text{ kW} / 19.06 \text{ kJ/kg} = 0.577 \text{ kg/s} = 2077.2 \text{ kg/s}$, menor en 73.53 % que el flujo determinado considerando el aire como seco, lo cual no es real, se optó por trabajar en condiciones de aire húmedo en condición real.
- Contrastando con nuestro primer antecedente (Mendocilla, 2018) en el que también se realizó el correspondiente balance de masa y energía para determinar el reemplazo de una torre de enfriamiento por el chiller de agua, las conclusiones son concordantes puesto que se coincide en que la utilización de un chiller es beneficiosa tanto en el aspecto técnico como económico, pues en su caso utilizando la potencia de enfriamiento del chiller de 80 kW, para 4 líneas de producción logra el enfriamiento desde 134 hasta 33 °C del agua por tubos y el calentamiento de 15 á 28 °C del agua de refrigeración, muy diferentes a los obtenidos con la torre tradicional, coincidiendo con nuestra propuesta de utilizar igualmente un sistema de refrigeración con chiller.

5.2. Establecer el gas refrigerante adecuado y los parámetros de operación para obtener mayor capacidad frigorífica.

- En el caso de calcular los condensadores frigoríficos, se ha considerado que el sistema de refrigeración trabajará en condiciones de líquido saturado, es decir, que existirá totalmente condensación plena del gas frigorífico, que ingresa al condensador en estado de sobrecalentamiento,

entre 85 a 90°C. sin embargo, esta situación no se cumple a plenitud, sobre todo en condiciones de verano, en la cual el aire pasa de tener temperaturas de 17..23 °C en invierno, 23...26°C en primavera, de 24...26°C en otoño, a 23...34°C en verano, con lo cual el proceso de condensación del gas refrigerante, ya no se cumpliría, trayendo como consecuencia la reducción de la capacidad de enfriamiento del chiller, es decir, ya no se cumpliría el enfriamiento de los tubos de PVC en verano. Ante esta situación, que constituye el típico problema y cuellos de botellas de un sistema frigorífico, se ha considerado una temperatura media del aire de 27°C, y una válvula de expansión de alto rango, que permita reducir la presión del gas hasta un valor de -2 a -3 °C para seguir obteniendo el aire a 20°C como se previó para que haga su trabajo adecuadamente. se consideró el gas R22 justamente por tener una alta temperatura de condensación, para valores normales de presión, en este caso de 46 a 47 ° C, correspondiente a presiones de 2.5. a 3.2 bar, para el R22.

- En comparación con la investigación de (Jimenez y otros, 2015), en la cual realizar el estudio de mejora de eficiencia energética para un proceso de extrusión de tuberías plásticas, a la par que utilizaron una herramienta informática, sus resultados no fueron los esperados, puesto que la performance de tubos al salir del extrusor a 135°C y debiendo ser enfriado a 30°C no se lograba en modo permanente ya que no se mejoraron los recursos hídricos, por lo que tuvieron que mudar hacia la actuación de un chiller y sistema de enfriamiento de agua por aire en un sistema coraza y tubos; similar al que se contempla en la presente investigación, pero con el adicional de un gas refrigerante. El período de recuperación de la inversión, también es similar hacia 12 meses y con beneficios netos que bordean los 12,000 US\$/mes.

5.3. Determinar las potencias útiles de enfriamiento y dimensionar las superficies necesarias de intercambio de calor, en condensación y en evaporador para obtener las capacidades de refrigeración necesarias.

- Para el cálculo de la potencia del compresor frigorífico, se determina con

el salto entálpico en el diagrama p-V, de acuerdo a la literatura normal de especialidad, que es la mayoría, sin embargo, esta es una potencia ideal, en la cual se considera que la distensión es isoentrópica, es decir son procesos con entropía constante, adiabáticos, lo cual no existe en la práctica, y se usan como modelamientos simplificadorios, para procesos de desarrollo rápido. Para el caso del compresor frigorífico de la línea nr. 1 se obtiene una potencia teórica de: $0.075 \text{ kg/s gas refrigerante} \cdot (457 - 405.37) \text{ kJ/kg} = 3.87 \text{ kw}$.

- Considerando el rendimiento isentrópico, el cual se calcula con la expresión $\eta_{is} = 1 - 0.0385 p_1/p_2 = 1 - 0.0385 \cdot 18.54/4.97 = 0.85 = 85\%$, con lo cual, la potencia real demandada por el compresor frigorífico será de $P_{r-CF} = P_t/\eta_{is} = 3.87 \text{ kw}/0.85 = 4.55 \text{ kw}$, siendo una diferencia de $4.55 - 3.87 = 0.68 \text{ kw}$ mayor en relación al valor obtenido de la potencia teórica.
- Los valores de los coeficientes de intercambio de calor, son relativamente bajos, debido al bajo valor del número de Reynolds, siendo las velocidades del gas refrigerante solamente moderadas, de 6.2 m/s , y por tener una viscosidad considerable, el régimen no es muy turbulento, se sitúan en $200 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ para el caso del condensador, y de $220 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ en evaporadores. Se debe tener en cuenta que, en varios casos, como en el condensador y en el evaporador se tiene flujo bifásico, es decir, de vapor sobrecalentado y saturado húmedo y líquido saturado en el condensador, y de vapor saturado húmedo con vapor saturado seco, a baja presión, en el evaporador.
- La eficiencia frigorífica no es muy elevada, es de solamente 2.39, es decir se extraen 2.39 kw de frío por cada kw mecánico que se consumen como energía mecánica en el compresor, en el caso del amoníaco la eficiencia puede alcanzar valores de 4 a 7, pero su alta toxicidad lo hace aplicable solamente para casos específicos, como fabricar hielo, y tomando especiales medidas de seguridad. En este caso se justifica el uso de gas R22, por su baja toxicidad, economía, alta temperatura de

condensación y alta disponibilidad en el mercado.

- Para el presente objetivo, contrastamos nuestros resultados con nuestro antecedente (Andrade, 2010) en el que se hizo un cálculo de una red hidráulica para circuito de enfriamiento de un proceso de inyección de plásticos, en el cual se realizaron mejoras respecto al redimensionamiento de tubería de transporte de agua e implementación de intercambio iónico, así como inclusión de un enfriador del tipo flujos cruzados; de esta manera se redujo la capacidad de transporte en 15% y de enfriamiento desde 20 kW por línea de producción de 4 ton de tubos PVC por hora, hasta 17.2 kW por línea; mientras que en el presente estudio, se plasman mejoras en los rendimientos que, sin ser muy elevados, justifican por el uso de gas R22, de baja toxicidad, economía, alta temperatura de condensación y alta disponibilidad en el mercado.

5.4. Dimensionar y seleccionar los instrumentos de medida y control de variables del proceso de enfriamiento frigorífico.

- Debido a la caída de presión que necesita entre el gas del condensador y el evaporador la válvula de expansión tendrá un rango de temperatura de -50 to $+30^{\circ}\text{C}$, con capacidad nominal de 3 a 300 kw y cuenta con doble bulbo de contacto.
- Se determina que para los instrumentos de medida se usará manómetros para NH₃. Rango: 0...30 bar.
- En la investigación de (Gómez, 2019) considerado en los antecedentes, se ha realizado un diseño de experimento virtual para el enfriamiento de tuberías plásticas, para conocer las diferentes mediciones y control de variables del proceso, utilizando una potente herramienta informática, lo cual debería ser considerado en la presente investigación para tener una mejor y exacta ponderación de los parámetros y rangos de temperatura, capacidades, calores específicos, etc. importantes en la operación de planta.

5.5. Análisis económico: determinar el presupuesto de inversión, beneficios brutos, costos de mantenimiento, beneficios netos y período de retorno de la inversión.

- Se realizó el análisis económico donde el monto de inversión asciende a 179,020 soles, para las cinco líneas de producción de PVC y el beneficio económico neto, descontando del beneficio bruto el costo de operación y el del mantenimiento y teniendo en cuenta el porcentaje de utilidad de 26%, se tiene una utilidad neta estimada de 12,408.9 soles/mes y el tiempo de retorno de la inversión resulta de 14.43 meses.
- Finalmente, en el aspecto económico, las mejoras obedecen fundamentalmente al incremento de producción y utilidad neta obtenidos. Así, en el trabajo presentado en los antecedentes (López y Povella, 2015), luego del diseño de un sistema para enfriamiento de agua y extracción de caucho para producción de llantas, realiza una inversión de 102,000 US\$, su producción incrementa en 7.5% y su retorno de inversión lo logra en 9 meses; en el presente estudio, la inversión asciende a 179,020 soles, utilidad neta del 26%, pero el retorno de la inversión se logra en 14.43 meses. Ello básicamente, está en función de la envergadura del negocio, pues la fabricación de llantas pertenece a un rubro muy sensible y de gran consumo masivo.

VI. CONCLUSIONES

- Se determinaron las capacidades y eficiencias reales de los componentes del sistema de refrigeración, siendo la potencia útil de cada evaporador, en kw:
 - En línea 1: 11,
 - en línea 2: 11,
 - en línea 3: 16 kw,
 - en línea 4; 20 kw,
 - en línea 5: 30 kw.
- Se determinó la potencia del condensador en cada unidad de enfriamiento frigorífico, correspondiente a cada línea de producción, en kw:
 - En línea 1: 14.77,
 - en línea 2: 14.92,
 - en línea 3: 20.66,
 - en línea 4: 26.69,
 - en línea 5: 39.68

También la potencia real de cada compresor frigorífico, en kw:

En línea 1: 4.57,

- línea 2: 4.61,
- línea 3: 6.39,
- línea 4: 8.25,
- línea 5: 12.27

Las superficies de intercambio de calor para los condensadores son, m2:

- Línea 1: 2.55,
- línea 2: 2.57,
- línea 3: 3.56,
- línea 4: 4.60,
- línea 5: 6.84

Las superficies de intercambio de calor para los evaporadores son, m2:

- Línea 1: 1.94,
- línea 2: 1.96,
- línea 3: 2.71,
- línea 4: 3.50,
- línea 5: 5.21

- Se determinaron los nuevos parámetros de operación para obtener mayor eficiencia frigorífica: El enfriador de aire por NH₃, trabajará con gas a la entrada, de 44°C y a la salida, de -10°C; el aire entrará a 25 °C

y saldría a 30 °C.

- Los valores de los coeficientes de intercambio de calor, son relativamente bajos, debido al bajo valor del número de Reynolds, se sitúan en 200 w/(m²*°C para el caso del condensador, y de 220 w/(m²*°C) en evaporadores.
- Se seleccionaron los instrumentos de medida y control de variables de procesos necesario con Capacidades nominales desde 5 a 290 kW, 1 a 85 toneladas de refrigeración.
- Se determinaron Datos técnicos del Refrigerante: R22
 - Rango de temperatura de evaporación
 - D: - 50 a 0°C
 - P: - 20 a +30°C
 - Longitud de tubo capilar: 5 m
 - Temperatura máxima del bulbo: 100°C
 - Máx. Presión de trabajo: PS/MWP = 19 bar
 - Máx. Presión admisible: 28.5 bar

VII. RECOMENDACIONES

- Se recomienda implementar el estudio de enfriamiento de tubos PVC por aire enfriado por gas refrigerante en la planta industrial, pues se logra el objetivo técnico, de aumentar la capacidad de enfriamiento y temperatura del proceso, también el objetivo económico, de tener rentabilidad pues se procesan más tubos de PVC, obteniendo mayores ingresos que aseguran el retorno de la inversión en un plazo razonable, de un catorce meses.
- Aplicar un plan de capacitación a los trabajadores de operación y mantenimiento en seguridad industrial, en procesos de refrigeración, y mantenimiento de los nuevos equipos del sistema nuevo.
- Analizar la posibilidad de instalar un variador de velocidad para el accionamiento del motor del compresor frigorífico para lograr mayor flexibilidad operacional, con ahorro de energía eléctrica.
- Invertir en implementar un sistema Scada para control de tipo supervisión en tiempo real y continuo, que asegure la capacidad y eficiencia de enfriamiento.
- Hacer un estudio de investigación sobre la factibilidad de utilizar sistemas frigoríficos de enfriamiento con gases refrigerantes ecológicos y energía renovable

REFERENCIAS.

Alonso Aballe, Miguel. 2005. Dimensionado de sistemas fotovoltaico. Introduccion al diseño y dimensionado de instalacion de energia solar fotovoltaica. Madrid : S.A.P.T. Publicaciones Técnicas, 2005, p. 3.

Cengel, Yunus. 2011. Transferencia de calor y masa Fundamentos y Aplicaciones. mexico : F.T.S.A de C.V, 2011.

CENGEL, YUNUS. 2004. Transferncia de calor. segunda edicion. MEXICO : McGraw-HILL/INTERAMERICANA EDITORES.S.A DE C.V, 2004.

Dossat, R. 1980. Principios de Refrigeracion. Segunda Edicion. Mexico : Continental, 1980.

Holman, J.P. 1998. Transferencia de calor. DECIMA EDICION. España : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA S.A DE C.V, 1998.

Incropera, F.P and Dewitt, DP. 1999. Fundamentos de Transferencia de calor. cuarta edicion. Mexico : Prentice Hall, 1999.

Jimenez, Antonio, et al. 2015. Mejoramiento de la eficiencia energética en los procesos de extrusión de tuberías plásticas. 02 Ingeniería Energética. 2015. Vol. 36.

Kern, donald. 2006. Procesos de transferencia de Calor. SEPTIMA EDICION. Mexico : Compañia Editorial Continental S.A, 2006.

Lopez, Luis and Povella, Marcelo. 2015. DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO PARA LA LINEA DE EXTRUCCION DE CAUCHO TRIPLEX DE LA COMPAÑIA CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A. Universidad Politecnica Salesiana Cede Cuenca, Cuenca : 2015.

Mendocilla, alberto. 2018. MEJORA DEL ENFRIAMIENTO DE TUBOS PVC POR AGUA MEDIANTE EL CAMBIO DE TORRE POR CHILLER REFRIGERANTE EN EMPRESA TUPLAST TRUJILLO PARA SATISFACER LA DEMANDA TERMICA. niversidad Cesar Vallejo, trujillo : 2018.

Paredes, Raul. 2013. Termodinamica Para Ingenieria Industrial. TRUJILLO : UPN, 2013.

Yanez, Jorge. 2007. Mejoras en el proceso de fabricacion de tuberias de PVC en la empresa TUBRICA. Sartenejas : 2007.

- *RAMÍREZ J., Enciclopedia de la Climatización, v1 Refrigeración, Ceac, Barcelona, España, 1994*

ANEXOS

Anexos N° 1: Instrumentos de evaluación de datos.

INSTRUMENTO DE EVALUACIÓN N°1: CUESTIONARIO

Objetivo del instrumento: A continuación, se presenta el siguiente instrumento de evaluación, esta nos permitirá medir el estado en la que se encuentra el sistema actual de enfriamiento de tubos pvc en planta industrial.

N° de ítems

Este instrumento consta de 9 preguntas debidamente enumeradas.

Dirigido a:

Jefe de Mantenimiento Cámaras frigoríficas.

Operador de equipo frigorífico

Instrumento de evaluación N° 1: Encuesta

Apellidos y nombres:

Fecha:

Escuela de Mecánica eléctrica, facultad de Ingeniería

1; Considera que en la planta industrial se realiza un buen proceso de enfriamiento de los tubos de pvc?

- a) Sí b) No
Explicar la razón

2. Considera que es viable aumentar la capacidad de enfriamiento de los tubos de pvc por agua en planta industrial?

- a) Sí b) No

Explicar la razón

3. Considera que es posible repotenciar el sistema de enfriamiento de tubos de pvc por agua en planta industrial?

- a) Sí, b) No

4. Conoce los componentes del sistema de enfriamiento de tubos de pvc por agua?

- Sí No

5) ¿Ha recibido capacitación en sistemas de enfriamiento de tubos de pvc?

- Sí No

6) Cuáles considera que son los parámetros limitantes de la capacidad de enfriamiento de tubos de pvc por aire?

- Sí No

7) Considera que el mantenimiento preventivo de los equipos del sistema de enfriamiento de tubos de pvc por aire se realiza adecuadamente?

- Sí No

8) Considera viable el enfriamiento de tubos de pvc por aire refrigerado?

- Sí No

9) Considera conveniente que se automatice el proceso de enfriamiento de tubos de pvc en planta industrial

Encuestados:

Jefe de Mantenimiento Cámaras frigoríficas. Operador de equipo frigorífico

INSTRUMENTO DE EVALUACIÓN N° 2:

Ficha de registro de temperatura de enfriamiento de tubos pvc en planta industrial

Objetivo del instrumento: A continuación, se presenta el siguiente instrumento de evaluación, este permitirá registrar y llevar un control de la temperatura de enfriamiento de tubos pvc en planta industrial.

N° de ítems

Este instrumento será aplicado a cada una de las líneas de producción de tubos de pvc (4 líneas).

Dirigido a:

Jefe de Mantenimiento Cámaras frigoríficas.

Operador de equipo frigorífico

Instrumentos de evaluación nr.2:				
Proceso:	Enfriamiento de tubos PVC			
Empresa:	Planta industrial de tubos PVC			
Responsable:	Mejía Neyra Hansel.			
Ítem	Temperatura inicial y final de tubos de PVC		Fecha	Observaciones
	Entrada	Salida		
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				
22				
23				
24				
Parámetros estadísticos descriptivos				
Media aritmética				
Mediana				
Moda				
Rango				
Varianza				
Variación Pearson				
Desviación estándar				

Anexos N° 2: Certificado de validez del contenido del instrumento.

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		
	Sí	No	Sí	No	Sí	No	
1	X		X		X		
2							
3							
4							
5							
6							
7							
Aspectos Generales					Sí	No	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					X		
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					X		
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					X		
VALIDEZ							
APLICABLE				X	NO APLICABLE		
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

¹**Pertinencia:** El ítem corresponde al concepto teórico formulado de la variable y/o dimensión.

²**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable.

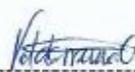
³**Claridad:** Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: *Valderrama Campos, EDWIN RONALD*

Profesión: *Ingeniero Mecánico*

Especialidad: *Circuitos Térmicos*


 CIP: 109077
Firma del Experto

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)	
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³			
	Sí	No	Sí	No	Sí	No		
1	X		X		X			
2								
3								
4								
5								
6								
7								
Aspectos Generales					Sí	No		
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					X			
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					X			
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					X			
VALIDEZ								
APLICABLE				X	NO APLICABLE			
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES								

¹**Pertinencia:** El ítem corresponde al concepto teórico formulado de la variable y/o dimensión.

²**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable.

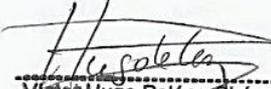
³**Claridad:** Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: *Peláez Chávez, Víctor Hugo*

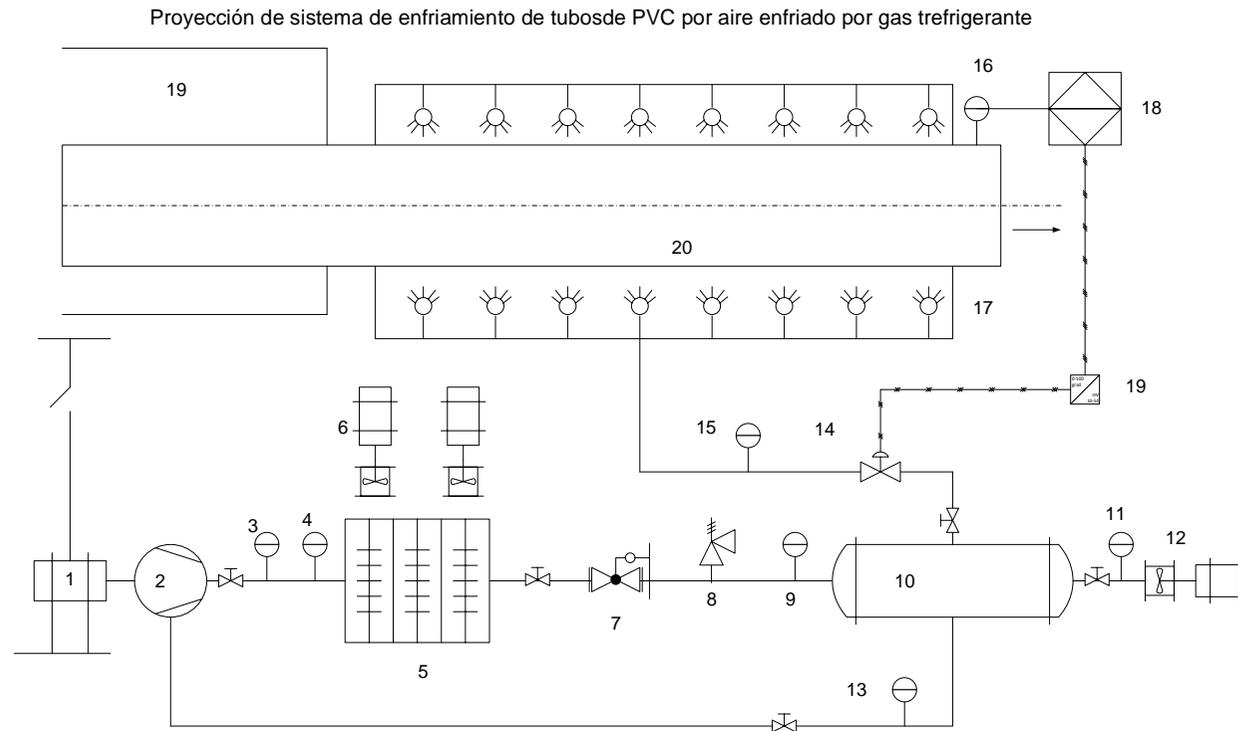
Profesión: *Ingeniero Mecánico*

Especialidad: *Ciencia de los Materiales*


 Víctor Hugo Peláez Chávez
 ING. MECÁNICO
 R. CIP. N° 197130

Firma del Experto

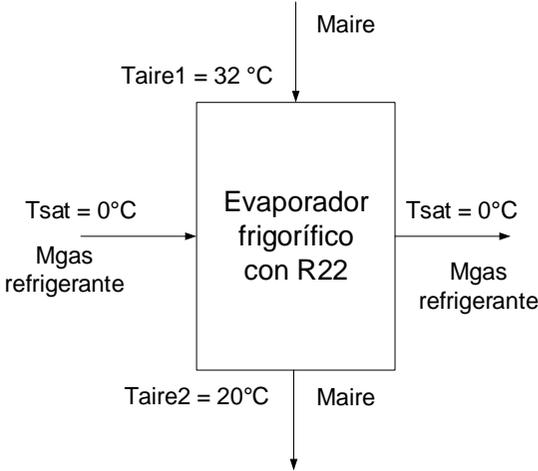
Anexos 3: Diagramas y planos del diseño.



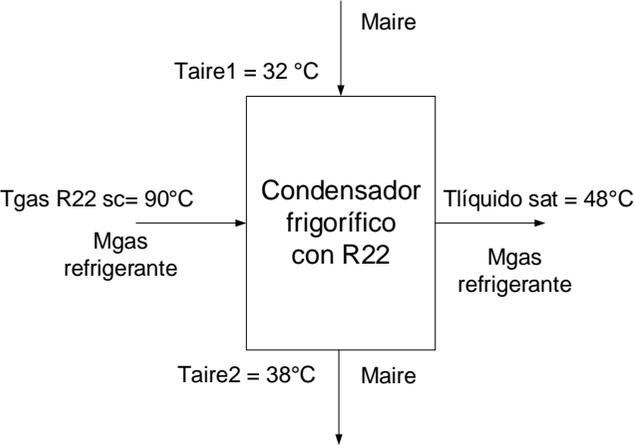
Sistema de enfriamiento individual para línea de producción de PVC.

1: Motor trifásico, 2: compresor frigorífico, 3: Termómetro, 4: manómetro para gas a alta presión, 5: Condensador frigorífico por aire, 6: electro ventiladores para condensación, 7: Válvula de expansión, 8: válvula de seguridad, 9: manómetro de baja presión, 10: Chiller de aire por gas, 11: termómetro, 12: electro ventilador para enfriamiento de tubos de pvc, 13: termómetro, 14: válvula automática proporcional, 15: termómetro, 16: sensor de temperatura, 17: toberas de inyección de aire frío, 18: PLC, 19: extrusor, 20: tubo PVC.

Evaporador Frigorífico y Condensador Frigorífico de R22

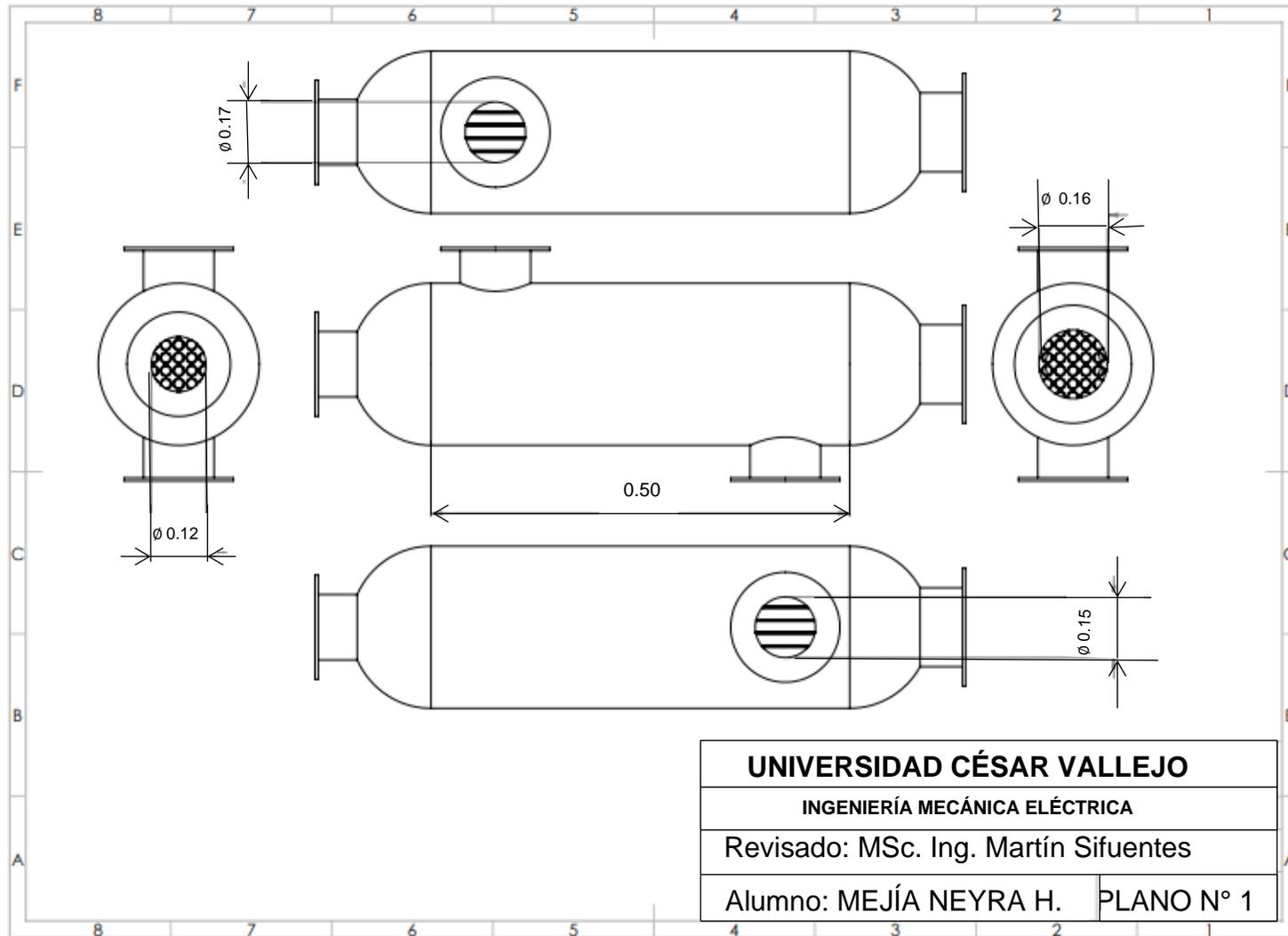


Evaporador frigorífico con R22

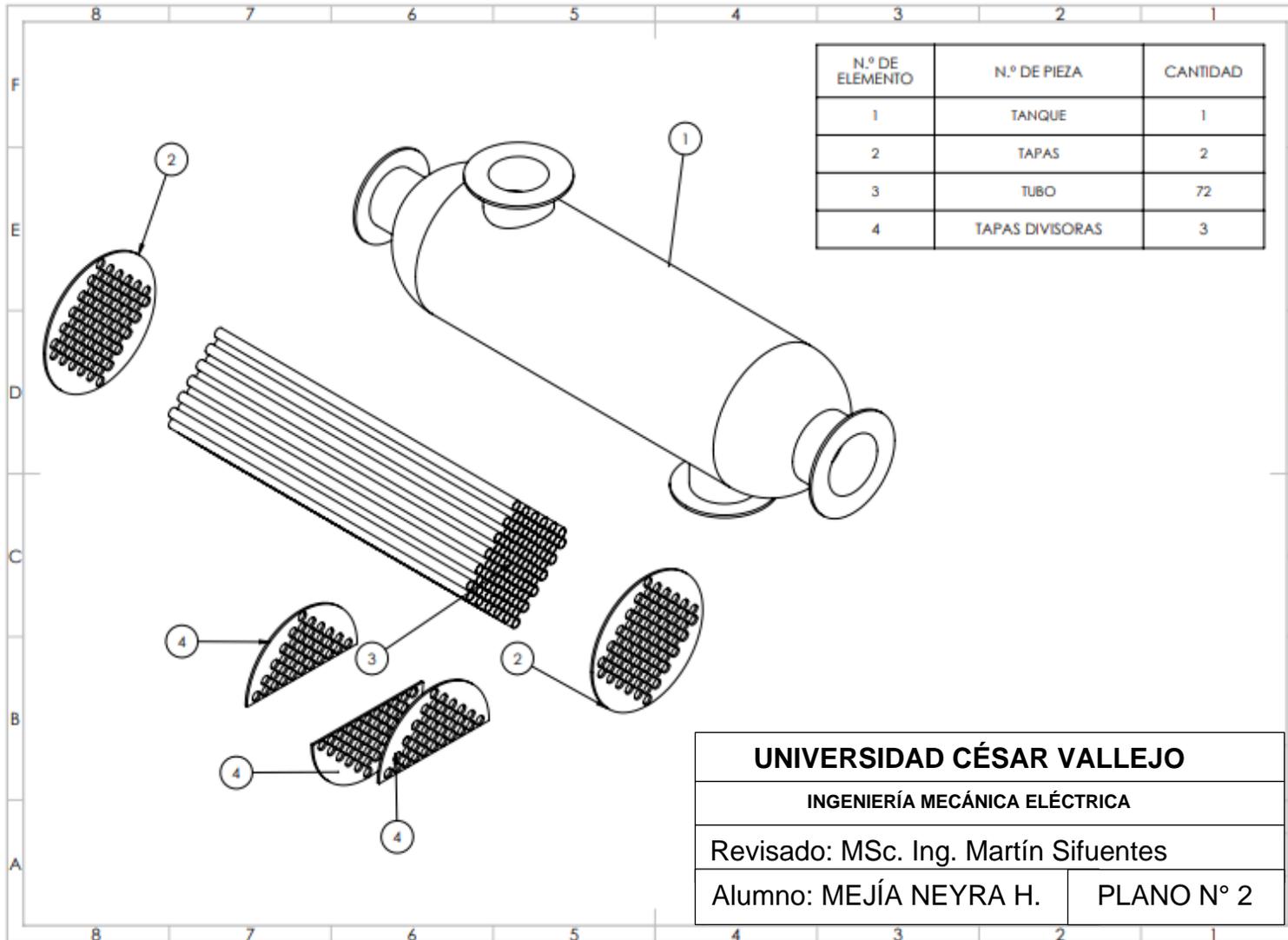


Condensador frigorífico de R22 por aire atmosférico

CHILLER DE AIRE POR GAS:



PLANO DEL CHILLER:



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	TANQUE	1
2	TAPAS	2
3	TUBO	72
4	TAPAS DIVISORAS	3

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO	
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA	
Revisado: MSc. Ing. Martín Sifuentes	
Alumno: MEJÍA NEYRA H.	PLANO N° 2

Anexos N° 4: Propiedades del gas refrigerante R22

Tabla 2.1: Propiedades del líquido y vapor saturados para el R-22

R-22, CHClF₂, Clorodifluormetano

t (°C)	P (kPa)	v _l (dm ³ /kg)	v _g (m ³ /kg)	h _l (kJ/kg)	h _g (kJ/kg)	s _l (kJ/kg·K)	s _g (kJ/kg·K)
-50	64.39	0.6952	0.32461	144.94	383.93	0.7791	1.8501
-48	71.28	0.698	0.29526	147.01	384.88	0.7883	1.8448
-46	78.75	0.7008	0.26907	149.09	385.82	0.7975	1.8397
-44	86.82	0.7036	0.24564	151.19	386.76	0.8066	1.8347
-42	95.55	0.7064	0.22464	153.29	387.69	0.8157	1.8298
-40	104.95	0.7093	0.20578	155.4	388.62	0.8248	1.8251
-38	115.07	0.7123	0.18881	157.52	389.54	0.8339	1.8205
-36	125.94	0.7153	0.17351	159.66	390.45	0.8429	1.8161
-34	137.61	0.7183	0.15969	161.8	391.36	0.8518	1.8117
-32	150.11	0.7214	0.14719	163.96	392.26	0.8608	1.8075
-30	163.48	0.7245	0.13586	166.13	393.15	0.8697	1.8034
-28	177.76	0.7277	0.12558	168.31	394.03	0.8786	1.7993
-26	192.99	0.7309	0.11623	170.5	394.91	0.8874	1.7954
-24	209.22	0.7342	0.10772	172.7	395.77	0.8963	1.7916
-22	226.48	0.7375	0.09995	174.91	396.63	0.905	1.7879
-20	244.83	0.7409	0.09286	177.13	397.48	0.9138	1.7842
-18	264.29	0.7443	0.08637	179.37	398.31	0.9226	1.7807
-16	284.93	0.7478	0.08042	181.61	399.14	0.9313	1.7772
-14	306.78	0.7514	0.07497	183.87	399.96	0.9399	1.7738
-12	329.89	0.755	0.06996	186.14	400.77	0.9486	1.7705
-10	354.3	0.7587	0.06535	188.42	401.56	0.9572	1.7672
-8	380.06	0.7625	0.0611	190.71	402.35	0.9658	1.764
-6	407.23	0.7663	0.05719	193.02	403.12	0.9744	1.7609
-4	435.84	0.7703	0.05357	195.33	403.88	0.983	1.7578
-2	465.94	0.7742	0.05023	197.66	404.63	0.9915	1.7548
0	497.59	0.7783	0.04714	200	405.37	1	1.7519
2	530.83	0.7825	0.04427	202.35	406.09	1.0085	1.749
4	565.71	0.7867	0.04162	204.72	406.8	1.0169	1.7461
6	602.28	0.791	0.03915	207.09	407.5	1.0254	1.7433
8	640.59	0.7955	0.03685	209.48	408.18	1.0338	1.7405
10	680.7	0.8	0.03472	211.88	408.84	1.0422	1.7378
12	722.65	0.8046	0.03273	214.3	409.49	1.0506	1.7351
14	766.5	0.8094	0.03087	216.7	410.13	1.0589	1.7325
16	812.29	0.8142	0.02914	219.15	410.75	1.0672	1.7299
18	860.08	0.8192	0.02752	221.6	411.35	1.0756	1.7273
20	909.93	0.8243	0.02601	224.07	411.93	1.0839	1.7247
22	961.89	0.8295	0.02459	226.56	412.49	1.0922	1.7221
24	1016.01	0.8349	0.02326	229.05	413.03	1.1005	1.7196
26	1072.34	0.8404	0.02201	231.57	413.56	1.1087	1.7171
28	1130.95	0.8461	0.02084	234.1	414.06	1.117	1.7146
30	1191.88	0.8519	0.01974	236.65	414.54	1.1253	1.7121
32	1255.2	0.8579	0.01871	239.22	415	1.1335	1.7096
34	1320.97	0.8641	0.01774	241.8	415.43	1.1418	1.7071
36	1389.24	0.8705	0.01682	244.41	415.84	1.15	1.7046
38	1460.06	0.8771	0.01595	247.03	416.22	1.1583	1.7021
40	1533.52	0.8839	0.01514	249.67	416.57	1.1666	1.6995
42	1609.65	0.8909	0.01437	252.34	416.89	1.1748	1.697
44	1688.53	0.8983	0.01364	255.03	417.18	1.1831	1.6944
46	1770.23	0.9058	0.01295	257.74	417.44	1.1914	1.6918
48	1854.8	0.9137	0.01229	260.49	417.66	1.1998	1.6892
50	1942.31	0.9219	0.01167	263.25	417.85	1.2081	1.6865
52	2032.84	0.9304	0.01108	266.05	417.99	1.2165	1.6838
54	2126.46	0.9394	0.01052	268.88	418.09	1.2249	1.681
56	2223.23	0.9487	0.00999	271.74	418.15	1.2333	1.6781
58	2323.24	0.9585	0.00948	274.64	418.15	1.2418	1.6752
60	2426.57	0.9687	0.009	277.58	418.1	1.2504	1.6722
62	2533.29	0.9796	0.00854	280.57	417.99	1.259	1.669
64	2643.49	0.991	0.0081	283.6	417.81	1.2677	1.6658
66	2757.26	1.0031	0.00768	286.68	417.56	1.2765	1.6624
68	2874.7	1.0161	0.00728	289.82	417.24	1.2854	1.6588
70	2995.9	1.0298	0.00689	293.03	416.82	1.2944	1.6551

Fuente: R.C.Downing, ASHRAE Transactions 1974, Paper No. 2313.

Anexos N° 5: Coeficientes de transferencia de calor

TABLA 2 COEFICIENTES DE TRANSMISION DE CALOR.

MATERIAL.	DENSIDAD (libras/pie)	TEMPERATURA MEDIA. (°F)	CONDUCTIVIDAD. (k)	CONDUCTANCLIA. (C)	RESISTENCIA (R)	
					Plg.	Total
MATERIALES DE CONSTRUCCION.						
Concreto, arena y grava.	140		12.0			0.08
Ladrillo común	120	75	5.0			0.20
Ladrillo de fachada	130	75	9.0			0.11
Ladrillo hueco de 2 celdas, 6"		75		0.66		1.52
Bloque de concreto, arena y grava, 8"		75		0.90		1.11
Bloque de concreto, cenizas, 8"		75		0.58		1.72
Yeso para estucar, arena	105	75	5.6			0.18
Uretano expandido, R-11						
Poli estireno expandido	0.5	75	0.32			3.12
Placa de lana mineral	0.5	75	0.32			3.12
Placa de corcho	6.5 - 8.0	0	0.25			4.0
Placa de fibra de vidrio	9.5 - 11.0	- 16	0.21			4.76
		0	0.17			5.88
	1.0	0	0.24			4.17
	15.0	0	0.25			4.0
Cubierta de techo aislante de 2"		75		0.18		5.56
Relleno suelto de lana mineral	2.0 - 5.0	0	0.23			4.35
Perlita expandida	5.0 - 8.0	0	0.32			3.12
TECHOS						
Techos de asbesto - cemento	120	75		4.76		0.21
Asfalto en rollo para techos	70	75		6.50		0.15
Techo prefabricado 3.8 "	70	75		3.0		0.33
Tejas de madera		75		1.06		0.94
MATERIALES PARA PISOS						
Alfombra - con bajo alfombra de fibra		75		0.48		2.08
Alfombra - con bajo alfombra de hule espuma		75		0.81		1.23
Losa de corcho de 1/8 "		75		3.60		0.28
Loseta asfáltica de vinilo o linoleum		75	6.50	20.0		0.05
Terrazgo, 1"		75		12.50		0.08
Subsuelo de madera de 25/32 "				1.02		0.98
Suelo de madera de 3/4 "				1.47		0.68

Anexos N° 6: Cambios de aire cada 24 horas en cuartos fríos

**TABLA 4 CAMBIOS DE AIRE CADA 24 HORAS EN CUARTOS FRIOS
DEBIDOS A LA APERTURA DE PUERTAS E INFILTRACIONES.**

<i>VOLUMEN METROS CÚBICOS</i>	<i>VOLUMEN PIES CÚBICOS</i>	<i>CAMBIOS DE AIRE CADA 24 HORAS</i>
6	200	44.0
8	300	34.5
11	400	29.5
14	500	26.0
17	600	23.0
23	800	20.0
28	1,000	17.5
42	1,500	14.0
57	2,000	12.0
85	3,000	9.5
113	4,000	8.2
142	5,000	7.2
170	6,000	6.5
226	8,000	5.5
283	10,000	4.9
425	15,000	3.9
566	20,000	3.5
708	25,000	3.0
750	30,000	2.7
1133	40,000	2.3
1416	50,000	2.0
2124	75,000	1.6
2832	100,000	1.4

Anexos N° 7: Calor disipado ppr personas dentro del espacio refrigerado

**TABLA 5 CALOR DISIPADO POR PERSONAS
DENTRO DEL ESPACIO REFRIGERADO.**

<i>TEMPERATURA DEL ESPACIO (°F)</i>	<i>CALOR DISIPADO / PERSONA BTU / HORA</i>
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

Anexos N° 8: Cantidad de calor disipado por personas (Btu/h)

<i>TIPO DE ACTIVIDAD</i>	<i>H_S</i>	<i>H_L</i>	<i>H_T (BTU/hr)</i>
Para personas sentadas en reposo	195	155	350
Para personas sentadas con trabajo ligero	195	205	400
Personas paradas con trabajo ligero	200	250	450
Personas caminando en intervalos	200	300	500
Personas con trabajo ligero	220	530	750
Personas con trabajo medio	300	700	1000
Personas con trabajo pesado	465	985	1450
Personas con trabajo muy pesado	500	1500	2000

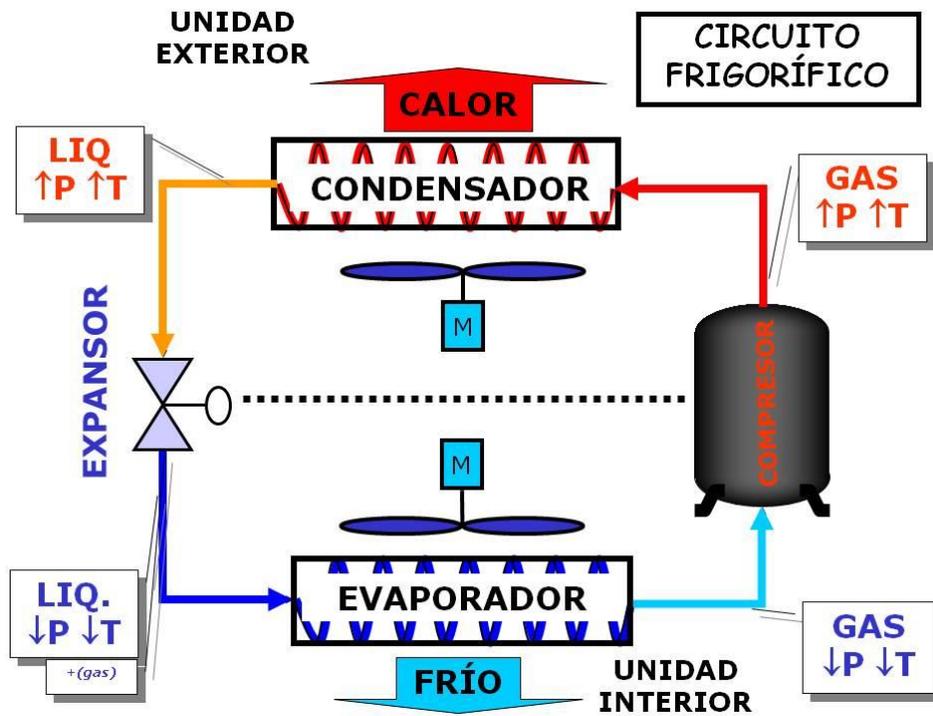
Anexos N° 9: Corrección de temperatura por efecto solar

<i>TIPO DE SUPERFICIE</i>	<i>Pared este</i>	<i>Pared sur</i>	<i>Pared oeste</i>	<i>Techo plano</i>
(°F que se añaden a la diferencia de temperatura normal en los cálculos de transmisión de calor para compensar el efecto solar)				
SUPERFICIE DE CALOR OSCURO:	8	5	8	20
Techo de arcilla negra				
Techo de chapopote				
Pintura negra				
SUPERFICIE DE CALOR MEDIO OSCURO:	6	4	6	15
Madera sin pintar				
Ladrillo				
Loza roja				
Cemento oscuro				
Pintura roja, gris o verde				
SUPERFICIE DE CALOR CLARO:	4	2	4	9
Piedra blanca				
Cemento de calor claro				
Pintura blanca				

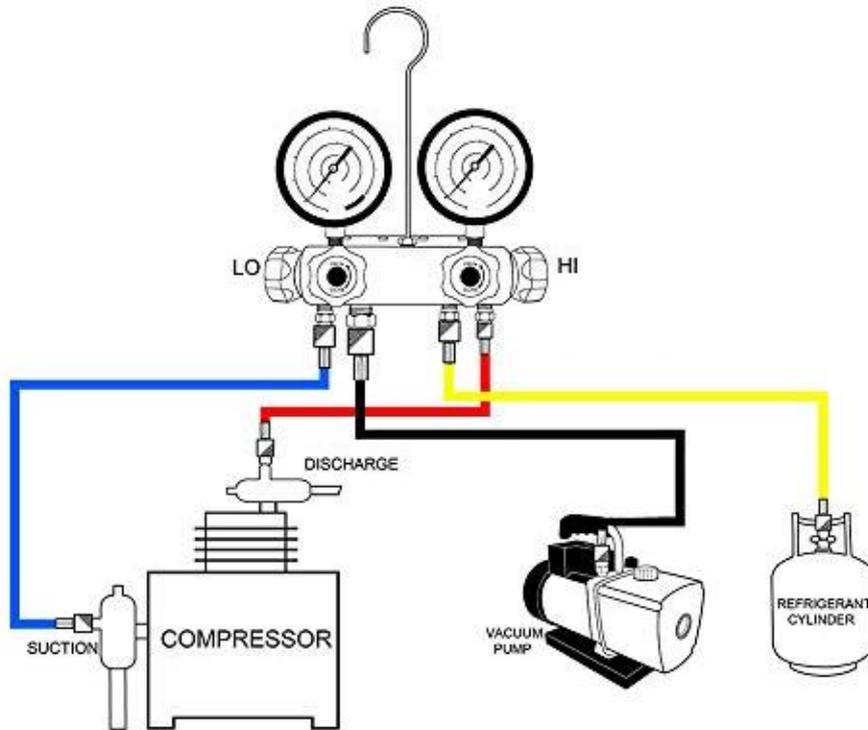
Anexos N° 10: Tanque de gas refrigerante R22.



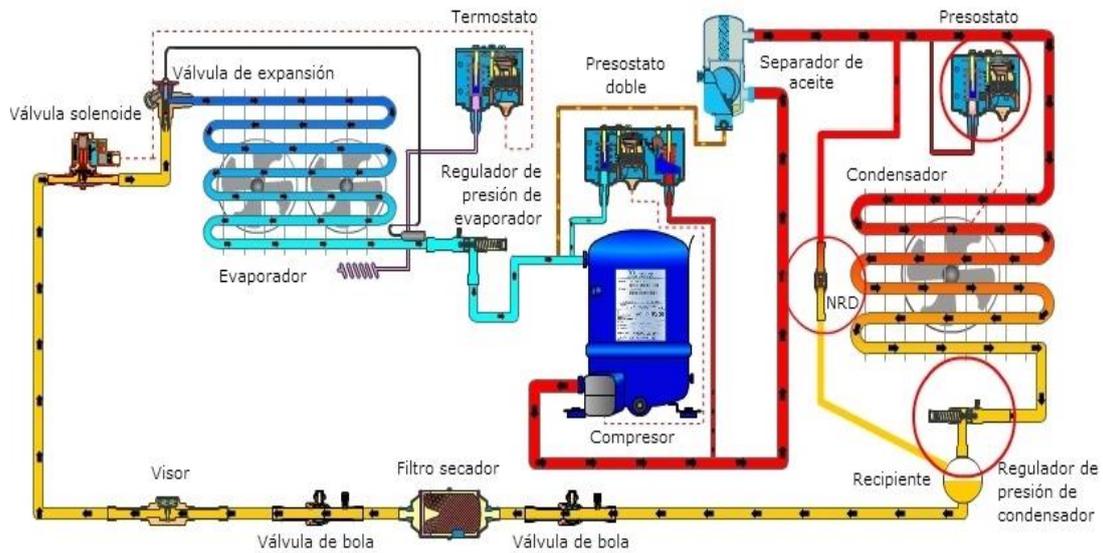
Anexos N° 3: Ciclo de refrigeración por compresión mecánica

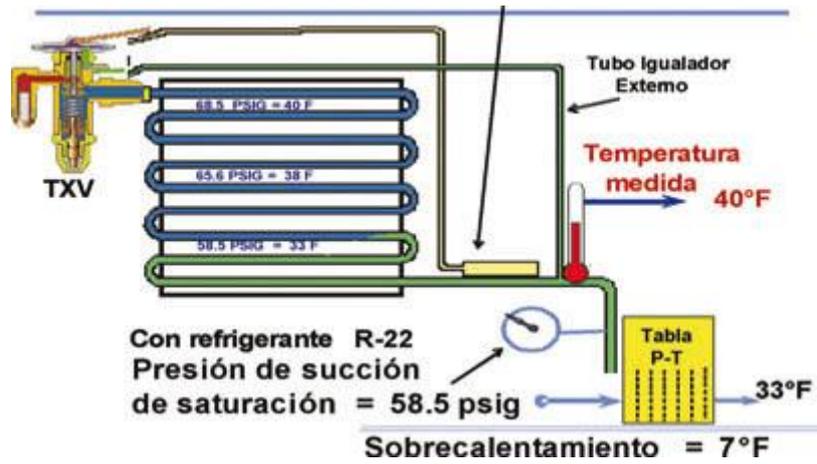


Anexos N° 4: Juego de manómetro de CA 4 vías R134a, R410a, R22

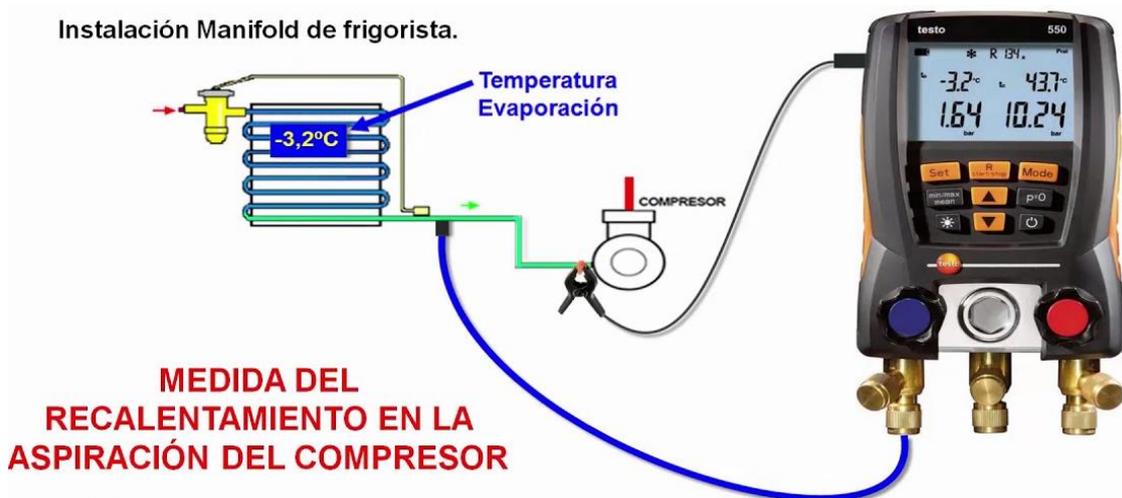


Anexos N° 5: Circuito de refrigeración





Anexos N° 6: Medición del recalentamiento en la aspiración del compresor



Anexos N° 7: Características del R22

INDURA

HOJA DE DATOS DE SEGURIDAD
NCh 2245 Of. 2003



Edición:	Fecha:	Emi: W. Pérez	Rev.: C. Díaz / L. Díaz	Apr.: R. Keller
DA-SSO-R22HDS-00	20/08/2009			

NOMBRE DEL PRODUCTO: GAS REFRIGERANTE R-22

1. PRODUCTO QUÍMICO E IDENTIFICACIÓN DE LA COMPAÑÍA

INDURA S.A.
Las Américas 585
Cod. Postal 9230117
Cerrillos, Santiago.

NUMERO DE TELEFONO
56-2-5303000

NUMERO DE TELEFONO LAS 24 HORAS, PARA EMERGENCIA
800-800 505

NOMBRE DEL PRODUCTO: Gas Refrigerante R-22

NOMBRE QUÍMICO: Clorodifluorometano

NOMBRES COMUNES / SINÓNIMOS: Refrigerante 22; Propelente 22

CLASIFICACION NU: 2.2

2. COMPOSICIÓN, INFORMACIÓN SOBRE LOS INGREDIENTES

INGREDIENTE	VOLUMEN %	PEL-OSHA	TLV-ACGIH	LD ₅₀ o LC ₅₀ Ruta / especie
Gas Refrigerante R-22 FORMULA: CHClF ₂ CAS: 75-45-6	100	No disponible	1000 ppm	No disponible

Anexos N° 8: Efectos del R22 en el ser humano

NOMBRE DEL PRODUCTO: GAS REFRIGERANTE R-22

3. IDENTIFICACIÓN DE PELIGROS

Resumen de Emergencias

Gas licuado, con leve olor a éter e incoloro. Si es inhalado en altas concentraciones puede ser fatal, debido al desplazamiento del aire. Se debe evitar el contacto con ojos, piel y ropas en general.

RUTA DE ENTRADA:

Contacto con la Piel	Absorción por la Piel	Contacto con los Ojos	Inhalación	Ingestión
Sí	No	Sí	Sí	No

EFFECTOS SOBRE LA SALUD:

Limites de Exposición No	Irritante Sí	Sensibilización No
Teratógeno No	Peligro Reproductivo No	Mutágeno No
Efectos Sinérgicos Ninguno Reportado		

EFFECTOS EN LOS OJOS:

El contacto de líquido sobre los ojos causa congelamiento.

EFFECTOS SOBRE LA PIEL:

El contacto del líquido o de la neblina sobre la piel puede causar congelación, la cual se manifiesta por palidez o enrojecimiento, pérdida de sensación e hinchazón.

EFFECTOS DE INGESTION:

No aplicable.

EFFECTOS DE INHALACION:

Este material es bajo en niveles de toxicidad a concentraciones tan altas como 4%(40000 ppm). Cuando se reducen los niveles de oxígeno en el aire a 12-14 %, se presentan síntomas de asfixia: pérdida de coordinación, aumento en el pulso cardiaco y respiración más profunda. Se han observado efectos narcóticos a niveles de 200000 ppm.

Anexos N° 9: Hoja de seguridad del R22

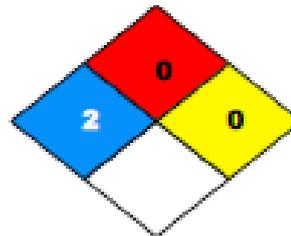
NOMBRE DEL PRODUCTO: GAS REFRIGERANTE R-22

CLASIFICACIÓN DE RIESGOS DEL PRODUCTO SEGÚN NCH 1411/4

- Salud
- Inflamable
- Reactividad
- Riesgos Especiales

Riesgo

- 0 Insignificante
- 1 Ligero-Suave
- 2 Moderado-Medio
- 3 Alto-Severo
- 4 Muy Alto-Extremo



4. MEDIDAS DE PRIMEROS AUXILIOS

OJOS:

Enjuague inmediatamente los ojos con abundante agua, por lo menos por 15 minutos. Trasladar a centro asistencial de salud.

PIEL:

Enjuague rápidamente la zona afectada con abundante agua hasta que se elimine todo el producto. Si existe evidencia de congelación, lave (tratando de no frotar demasiado su piel) con agua tibia (no caliente), en ausencia de agua cubra su piel con apósitos suaves y limpios. Traslado a centro asistencial de salud, para pronta y oportuna atención.

INGESTION:

No aplicable.

INHALACION:

LA PRONTA ATENCION MEDICA ES OBLIGATORIA EN TODOS LOS CASOS DE SOBRE-EXPOSICION. EL PERSONAL DE RESCATE DEBERIA ESTAR EQUIPADO CON EQUIPOS DE RESPIRACION AUTONOMOS. Las víctimas deberían ser removidas a un área no contaminada e inhalar aire fresco. La rápida remoción del área contaminada es de la mayor importancia. Si la respiración se ha detenido, debe dárseles resucitación artificial y oxígeno suplementario. Tratamiento adicional debería ser sintomático y de apoyo.

Anexos N° 10: Propiedades físicas del R22

NOMBRE DEL PRODUCTO: GAS REFRIGERANTE R-22

PROTECCION RESPIRATORIA:

Equipos de respiración autónoma o línea de aire comprimido para situaciones de emergencia en lugares confinados.

PROTECCION GENERAL / OTRA:

Zapatos de seguridad u otro calzado apropiado para el trabajo.

9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

PARAMETRO	VALOR	UNIDADES
Estado físico (gas, líquido, sólido)	Gas	
Presión de vapor	136.1	psia
Densidad de vapor (Aire = 1)	3.0	Kg/m ³
Punto de evaporación	No disponible	
Punto de ebullición	-40.8	°C
Punto de congelación	-160	°C
pH	No Aplicable	
Masa Molecular	86.47	g/mol
Coefficiente de partición de aceite / agua	No disponible	
Solubilidad (H ₂ O)	Insignificante	
Umbral de olor	No Aplicable	
Olor y apariencia	Gas incoloro, con leve olor a éter	

10. ESTABILIDAD Y REACTIVIDAD

ESTABILIDAD:

Estable.

MATERIALES INCOMPATIBLES:

Los oxidantes fuertes, incluyendo el oxígeno, aumentan de manera muy considerable el riesgo de incendio o explosión en caso de que las condiciones favorezcan.

POLIMERIZACION PELIGROSA:

No aplicable

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo, **MEJÍA NEYRA HANSEL**, con DNI N° 45536105, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica-Eléctrica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en el presente Proyecto de Tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, diciembre del 2021

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Hansel Mejía', is written over a horizontal line. The signature is enclosed in a large, loopy oval shape.

Mejía Neyra Hansel
DNI N° 45536105