



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
Universidad del Perú. Decana de América
Facultad de Ciencias Físicas
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos

**Cálculo, diseño y construcción de cuarto frigorífico de
20 ton para Carnicería Miguel**

INFORME PROFESIONAL

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

Luís Christian DÁVILA CANGALAYA

Lima, Perú

2023



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Dávila, L. (2023). *Cálculo, diseño y construcción de cuarto frigorífico de 20 ton para Carnicería Miguel*. [Informe profesional de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos]. Repositorio institucional Cybertesis UNMSM.

Metadatos complementarios

Datos de autor	
Nombres y apellidos	Luís Christian Dávila Cangalaya
Tipo de documento de identidad	DNI
Número de documento de identidad	44455319
URL de ORCID	https://orcid.org/0009-0001-4358-2499
Datos del jurado	
Presidente del jurado	
Nombres y apellidos	Miguel Angel Ormeño Valeriano
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	06532600
Miembro del jurado 1	
Nombres y apellidos	Eliseo Paez Apolinario
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	04998335
Miembro del jurado 2	
Nombres y apellidos	Henry Manuel Pala Reyes
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	15860791
Datos de investigación	
Línea de investigación	A.2.5.1. Energética
Grupo de investigación	No aplica

Agencia de financiamiento	PROPIA
Ubicación geográfica de la investigación	País: Perú Departamento: Lima Provincia: Lima Distrito: San Juan de Lurigancho
Año o rango de años en que se realizó la investigación	2022
URL de disciplinas OCDE	Ingeniería mecánica https://purl.org/pe-repo/ocde/ford#2.03.01



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
(Universidad del PERÚ, Decana de América)

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

ACTA DE SUSTENTACIÓN PRESENCIAL DEL INFORME PROFESIONAL PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS, MODALIDAD DE TITULACIÓN M-4 - POR EXPERIENCIA PROFESIONAL

Siendo las 12:00 horas del día jueves 12 de octubre de 2023, en el Auditorio de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos de la Facultad de Ciencias Físicas, bajo la presidencia del DR. ING. MIGUEL ANGEL ORMEÑO VALERIANO y con la asistencia de los miembros MG. ING. ELISEO PAEZ APOLINARIO y el MG. ING. HENRY MANUEL PALA REYES se dio inicio a la Sesión Pública Presencial de Sustentación del Informe Profesional para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos, mediante la Modalidad de Titulación M-4 Por Experiencia Profesional, del Bachiller:

LUÍS CHRISTIAN DÁVILA CANGALAYA

El Presidente del Jurado Examinador dio lectura del Resumen del Expediente, e invitó al Bachiller LUÍS CHRISTIAN DÁVILA CANGALAYA, a realizar la Exposición del Informe Profesional titulado "CÁLCULO, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE CUARTO FRIGORÍFICO DE 20 TON PARA CARNICERÍA MIGUEL".

Concluida la exposición del candidato y luego de las preguntas de rigor por parte del Jurado Examinador, el Presidente invitó al Bachiller abandonar momentáneamente la sala de sesión para dar paso a la deliberación y calificación por parte del Jurado.

Al término de la deliberación del Jurado, se invitó al candidato a regresar a la sala de sesión para dar lectura a la calificación final obtenida por el Bachiller, la misma que fue:

DIECISEIS 16

El Presidente del Jurado DR. ING. MIGUEL ANGEL ORMEÑO VALERIANO, a nombre de la Nación y de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, declaró al Bachiller LUÍS CHRISTIAN DÁVILA CANGALAYA Ingeniero Mecánico de Fluidos.

Siendo las ^{12:45} horas del mismo día, se levantó la sesión.

DR. ING. MIGUEL ANGEL ORMEÑO VALERIANO
PRESIDENTE DEL JURADO

MG. ING. ELISEO PAEZ APOLINARIO
MIEMBRO DEL JURADO

MG. ING. HENRY MANUEL PALA REYES
MIEMBRO DEL JURADO



Universidad Nacional Mayor de San Marcos

Universidad del Perú. Decana de América

Vicerrectorado de Investigación y Posgrado



CERTIFICADO DE SIMILITUD

Yo Dr. Douglas Donal Sarango Julca en mi condición de Director, revisor del informe profesional, titulado "CÁLCULO, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE CUARTO FRIGORÍFICO DE 20 TON PARA CARNICERÍA MIGUEL", presentado por el Bachiller Luis Christian Dávila Cangalaya, para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos para ser publicado en el Repositorio Cybertesis UNMSM.

CERTIFICO que se ha cumplido con lo establecido en la Directiva de Originalidad y de Similitud de Trabajos Académicos, de Investigación y Producción Intelectual. Según la revisión, evaluación y análisis mediante el software para la detección de similitud textual, el documento evaluado cuenta con el porcentaje de 7% de similitud, nivel **PERMITIDO**, para continuar con los trámites correspondientes y para su **publicación**.

Se emite el presente certificado con fines de continuar con los trámites respectivos para su publicación.



Firmado digitalmente por SARANGO
JULCA Douglas Donal FAU
20148092282 soft
Motivo: Soy el autor del documento
Fecha: 20.10.2023 06:20:35 -05:00

Firma del Director/Editor/revisor:

DNI: 07136313

Nombres y apellidos del Revisor:

DR. DOUGLAS DONAL SARANGO JULCA



DEDICATORIA

Dedico en especial esta monografía técnica a mis padres Luis y Lourdes, a mi esposa Ana Cecilia, a mis hijas Valery y Fernanda. Por ser el mi impulso y motivación en mi vida.

A toda mi hermosa familia como mis hermanos Vanessa y Gustavo, a mis tíos Carlos Dávila, Angélica Cangalaya y Claudio Cangalaya, que sin tener ninguna responsabilidad sobre mí, siempre estuvieron presente en mis días con sus apoyos incondicionales.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por salud, felicidad y protección, para mi familia.

A mis padres Luis y Lourdes por darme la vida, y tener el privilegio de ser su hijo.

A mis hermanos Vanessa Dávila y Gustavo Dávila por sus apoyos en mi etapa de estudiante y profesional.

A mis profesores y compañeros de la Escuela Profesional Ingeniería Mecánica de Fluidos, por las enseñanzas y experiencias compartidas.

Resumen

Una cámara frigorífica es un almacén en el que se genera artificialmente una temperatura específica. Suele estar diseñado para el almacenamiento de mercancías en un entorno de temperatura controlada. Frutas, verduras, marisco, carne y flores son productos que requieren refrigeración.

Desde finales del siglo XIX, las cámaras frigoríficas han sido una parte esencial de la industria marítima. Estas cámaras se encuentran en latitudes más cálidas, donde la comercialización de los productos y el tiempo desempeñan un papel importante en el crecimiento de industrias específicas que exigen estrictos parámetros de calidad.

Abstract

A cold store or cold room is a warehouse where a specific temperature is generated artificially. It is typically designed for the storage of goods in a temperature-controlled environment. Fruits, vegetables, seafood, meat, and flowers are products that require refrigeration.

Since the late 19th century, cold rooms have been an essential part of the maritime industry. These rooms are located in warmer latitudes, where product marketing and time play significant roles in the growth of specific industries that require stringent quality parameters.

Tabla de Abreviatura

Pf : Potencia frigorífica

Tk: Temperatura de condensación.

Pk: Presión de condensación

To: Temperatura de evaporación.

Po: Presión de evaporación

τ : Relación de compresión

HR: Humedad relativa

Tc: temperatura de cámara

Vb: Volúmen de barrido

qom: Producción frigorífica específica neta

\dot{m} : Flujo másico de refrigerante.

Va: Volumen aspirado de refrigerante

η_v : Eficiencia volumétrica

η_i : Eficiencia indicada

Pt: Potencia teórica

η_m : Eficiencia mecánica

η_e : Eficiencia eléctrica

E : Espesor

K : Conductividad Térmica

Q : Calor

Cp : Calor Especifico

ρ : Densidad

V : Volúmen

A : Área

t : Tiempo

v : Volumen específico

INDICE

1. CAPÍTULO I -INTRODUCCIÓN E INFORMACIÓN GENERAL	12
1.1. Generalidades	12
1.2. Planteamiento del problema y problemática	14
1.2.1. Planteamiento del problema.....	14
1.2.2. Problemática	14
1.3. Objetivo de la monografía.....	14
1.3.1. Objetivo general.....	14
1.3.2. Objetivos específicos	15
1.4. Limitaciones del Proyecto.....	15
2. CAPÍTULO II - MARCO TEÓRICO.....	12
2.1. Datos de Partida	12
2.1.1. Potencia frigorífica de la instalación.....	12
2.1.2. Refrigerante a aplicarse en la instalación.....	13
2.1.3. Lugar de instalación	13
2.1.4. Productos a conservar	13
2.1.5. Otros datos	14
2.2. Condiciones de operación de la instalación	14
2.2.1. Temperatura y presión de condensación (Tk y Pk)	15
2.2.2. Temperatura y presión de evaporación (To y Po).....	17

2.2.3.	Relación de compresión (τ)	22
2.2.4.	Ahorro energético y medio ambiente.....	24
2.3.	Trazado del ciclo frigorífico de la instalación.....	27
2.4.	Criterio de cálculo de compresor	28
2.4.1.	Volumen de barrido (Vb).....	29
2.4.2.	Rango de temperaturas.....	30
2.4.3.	Número de compresores	30
2.4.4.	Tipo de compresor	30
2.5.	Cálculo de variables.	31
2.5.1.	Cálculo del volumen barrido (Vb).....	31
2.5.2.	Producción frigorífica específica neta (qom)	31
2.5.3.	Caudal másico de refrigerante (m).....	32
2.5.4.	Volumen de refrigerante aspirado por el compresor (Va).....	32
2.5.5.	Datos Adicionales	35
3.	CAPÍTULO III – DESARROLLO DEL TEMA	12
3.1.	Condiciones iniciales.....	12
3.2.	Componentes del Sistema de Cuarto frigorífico	13
3.3.	Formulas a usar	14
3.3.1.	Formula de Cantidad de Calor	14
3.3.2.	Formula de Transferencia de calor por conducción.....	14

3.4. Cálculo para selección de sus componentes.....	15
3.4.1. Cálculo de carga térmica.....	16
3.4.2. Cálculo y selección de unidad condensadora.....	25
4. CONCLUSIONES	31
5. RECOMENDACIONES.....	32
6. Referencias.....	33
7. BIBLIOGRAFÍA	34
8. ANEXOS	35

Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

Anexos

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Temperatura de Condensación.....	16
Tabla 2 Tipos de Compresores.....	31
Tabla 3 Descripción del Proyecto	12
Tabla 4 Parámetros de almacenamiento.....	12
Tabla 5 Propiedades de productos	21
Tabla 6 Cálculo de Carga Térmica	24
Tabla 7 Datos de diagrama P-h R404	26

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Evolución H Rel/DT.....	21
Figura 3 Diagrama Presión-Entalpía.....	23
Figura 4 Diagrama Presión-Entalpía.....	24
Figura 5 Forma en que queda el trazado.....	28

CAPÍTULO I -INTRODUCCIÓN E INFORMACIÓN GENERAL

1.1. Generalidades

La Comercializadora “CARNICERIA MIGUEL” de productos cárnicos, cerdos y menudencias nacionales e importadas; en su calidad de distribuidora a los puestos de los mercados locales del distrito San Juan de Lurigancho, Lima. Procede a requerir la implementación de un cuarto frigorífico de 56 m³ con temperatura de trabajo de -20°C, en punto equidistante estratégico de la zona.

El propósito de esta monografía es describir el procedimiento de cálculo, diseño y construcción del cuarto de refrigeración con el fin de brindar orientación y ayuda en los criterios de selección de los elementos más importantes que componen la instalación. “Del sistema de refrigeración, a saber, el evaporador, el compresor, el sistema de expansión y el condensador”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 5)

El objetivo es describir el proceso en base a cálculos, “con la finalidad de establecer una base sólida en los criterios que nos permitan utilizar varias tablas y ábacos de varios fabricantes, utilizar software para la selección de elementos”, (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 5), para su posterior evaluación y/o análisis de los resultados.

“Tomando como punto de partida las condiciones de operación, el refrigerante a utilizar y la capacidad frigorífica requerida (obtenida a partir de los cálculos de cargas térmicas)” (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 5), se puede seleccionar de las tablas proporcionadas por los fabricantes del compresor, evaporador, condensador, válvula de expansión y otros componentes (Cabe señalar que la unidad del compresor generalmente ya está ensamblada con su condensador, separador de aceite y otros componentes).

Los elementos a seleccionar deben tener potencia adecuada en los rangos de trabajo requeridos, la correcta selección del par compresor - evaporador es especialmente importante, si no crucial, para conseguir las condiciones de conservación adecuadas del producto.

Debido a la gran variedad de fabricantes de los cuales cada uno de ellos desarrollan tablas y métodos de selección y factores de corrección propios de sus componentes, cabe señalar que las tablas de selección que se incluyen en esta monografía están tomadas del fabricante con los que se viene trabajando, en este caso DORIN (unidad compresora) y LU-VE (unidad evaporadora). Con este caso real, el objetivo es comprender cómo seleccionar para utilizar las tablas y gráficos de selección y factor corrección del propio fabricante. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 6)

1.2. Planteamiento del problema y problemática

1.2.1. Planteamiento del problema

Se requiere almacenar productos cárnicos entre ellos el hígado congelado y otros de importación, por ello se nos requirió el diseño y posterior construcción de un cuarto frigorífico, teniendo una limitante de área disponible, por estar construido con material noble las divisiones internas del local, por ello se toma el de mayor área siendo 56 m³, con la capacidad de 20 Ton.

1.2.2. Problemática

La competitividad de los precios del mercado, hace que el comerciante busque la manera de reducir costos de compra, una forma es comprando en mayor volumen al importador, les reduce puntos considerables, es por ello que previa evaluación de costos ven lo conveniente en implementar cuartos frigoríficos en sus almacenes.

1.3. Objetivo de la monografía

1.3.1. Objetivo general

Realizar los cálculos de ingeniería para la construcción del cuarto frigorífico, que asegure la conservación de los productos en una temperatura y humedad relativa asignadas.

1.3.2. Objetivos específicos

- Determinar y seleccionar los componentes de la unidad del cuarto frigorífica. Para su óptimo funcionamiento en las condiciones dadas.
- Determinar los materiales de construcción como el espesor y tipo de densidad de los paneles termoaislantes.
- Determinar parámetros de funcionamiento.

1.4. Limitaciones del Proyecto

La presente monografía se limita al cálculo de la unidad compresora, evaporador y componentes del cuarto frigorífico de 20 ton.

CAPÍTULO II - MARCO TEÓRICO

2.1. Datos de Partida

Antes de iniciar el proceso de determinación de los componentes del sistema de refrigeración, es necesario recopilar todos los datos necesarios y pertinentes para los cálculos.

Entre los datos de partida más relevantes a considerar son:

2.1.1. Potencia frigorífica de la instalación

Dato importante en el criterio de diseño del cuarto frigorífico. “Este dato se obtiene a través del cálculo de cargas térmicas. Nos da un alcance de la cantidad de calor que se tiene que retirar, por el evaporador o evaporadores del equipo frigorífico teniendo en cuenta las horas de funcionamiento del equipo”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 8).

“En caso de las instalaciones con múltiples evaporadores y una central de compresores, es preciso tener en cuenta la carga térmica simultánea de toda la instalación”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 8).

2.1.2. Refrigerante a aplicarse en la instalación

“Esta información vital influirá en la selección de los componentes, especialmente del compresor. El R404A y el R507 se utilizan principalmente en sistemas de refrigeración de potencia media”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 8)

2.1.3. Ubicación de instalación

“Es igualmente crucial conocer la ubicación del sistema de refrigeración, ya que las circunstancias ambientales influyen considerablemente en la temperatura de condensación y la presión del refrigerante”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 8)

“En este caso, el elemento más significativo que hay que conocer sobre la ubicación de la instalación para una condensación por aire es la temperatura máxima seca de verano, que afecta directamente a la condensación”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 9)

2.1.4. Productos a conservar

El cálculo para la selección de los componentes del cuarto frigorífico, están sujetos al tipo de producto que debe conservarse en circunstancias ideales, es decir, por las condiciones del producto que se requiere para su almacenamiento. Entre los parámetros y/o datos más importantes que necesitan los productos se encuentran los siguientes: (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 9)

- Humedad relativa (HR)
- Temperatura de conservación o temperatura de cámara (Tc).
- Velocidad del aire dentro de la cámara o cuarto.

(De la Oliva Carmona, 2009, pág. 9)

Ambos conjuntos de información están disponibles en tablas elaboradas por instituciones reconocidas. Estas tablas esbozan las condiciones ideales de conservación para la mayoría de los diversos productos. Como veremos más adelante, las condiciones óptimas de conservación determinarán la selección de los componentes, siendo el evaporador el más importante. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 9)

2.1.5. Otros datos

“También es crucial conocer el recalentamiento útil, el recalentamiento total y el sub-enfriamiento del refrigerante, que son valores esenciales para el diagrama presión-entalpía del ciclo de refrigeración”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 9)

2.2. Condiciones de operación de la instalación

En esta parte se determinaría las condiciones en las que debe operar la instalación para que esta trabaje de forma óptima en el lugar donde va a estar ubicada, que el producto se conserve en el tiempo estimado manteniendo sus características y además se mantenga un óptimo rendimiento y ahorro de energía durante la vida útil del equipo. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 9)

Las condiciones de operación que se quiere precisar son:

- Temperatura – Presión de condensación (T_k , P_k)
- Temperatura – Presión de evaporación (T_o , P_o)
- Relación de compresión (τ)

(De la Oliva Carmona, 2009, pág. 10)

2.2.1. Temperatura y presión de condensación (T_k y P_k)

Se conoce que el condensador es para efectuar un intercambio de calor, es decir, es el componente donde a través de él se efectúa el intercambio de calor de dos fluidos sin necesidad de mezclarse. Para este caso su principal función disminuir la temperatura del refrigerante que circula por su interior haciéndole que condense (se convierta en líquido). Para que se lleve a cabo este proceso es necesario resaltar que el fluido enfriador (aire o agua, según sea la aplicación) que circula por el exterior del condensador, que sea el encargado de absorber el calor cedido por el gas refrigerante. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 10)

“Para que se produzca esta transferencia de calor, se debe dar que desde el interior al exterior es necesario que el gas refrigerante se encuentre a mayor temperatura que el agua o el aire (fluido enfriador)”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 10)

“Al momento de determinar la temperatura de condensación T_k es necesario tener en cuenta el denominado salto térmico en el condensador (ΔT),

diferencia entre la temperaturas de condensación (T_k)". (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 11)

En el caso de los condensadores por aire, para que la transferencia de calor sea rápida y este elemento tenga unas dimensiones promedias, la temperatura de condensación se encuentra en el rango de 10 – 20 °C más elevada que la temperatura del aire de entrada (T_{ae}). (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 11)

Aunque por razones prácticas se toma $\Delta T_T = 15$ °C.

Tabla 1

Temperatura de Condensación

Condensador	ΔT_T	T_k
Aire	10 – 20°C	$T_{ae} + 15$
Agua	10 – 17 °C	$T_{we} + (13 \text{ a } 15)$

T_{ae} : Temperatura del aire en la entrada del condensador

T_{we} : Temperatura del agua en la entrada del condensador

(De la Oliva Carmona, 2009, pág. 11)

2.2.2. *Temperatura y presión de evaporación (To y Po)*

“Entre los factores más importantes a tener en cuenta, se encuentra en los parámetros de evaporación, para determinar la temperatura de evaporación (To) es lo que se denomina salto térmico en el evaporador (DT)”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 11)

DT está definido como la diferencia entre las temperaturas del interior de cámara o cuarto (del aire frío) y del evaporador (refrigerante) (To). La temperatura del aire que circula por el evaporador se le considera como temperatura de cámara o de conservación (Tc), y la temperatura de evaporador (To), por lo que lo enunciaremos de la siguiente manera: (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 13)

$$DT = Tc - To$$

“Durante el proceso de cálculo de un evaporador, al momento de definir una temperatura de evaporación del sistema frigorífico, estamos definiendo la diferencia de temperatura con la que debe trabajar el evaporador, es decir, el DT”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 13)

“DT es un parámetro muy relevante y es imprescindible para tenerlo en cuenta en el diseño de una instalación frigorífica ya que influye de manera decisiva en dos factores de la instalación, que son”: (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 13)

- La humedad relativa que se da en el interior de la cámara frigorífica.
- El tamaño del evaporador o superficie del evaporador.

(De la Oliva Carmona, 2009, pág. 13)

Referente a la humedad relativa, queda demostrado que acorde aumenta el DT, el evaporador absorbe más agua del ambiente de la cámara, desarrollándose humedades relativas bajas al interior de la cámara y así provocando la alta desecación de los productos a conservar, y por lo consecuente se tendría pérdidas económicas y baja calidad del producto. Caso contrario sucede si el DT es menor, el efecto sería inverso. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 14)

Cuanto MENOR sea el DT, la humedad en la cámara será MAYOR.

Cuanto MAYOR sea el DT, la humedad en la cámara será MENOR.

“En tanto al tamaño del evaporador, para ver el efecto del DT sobre el mismo, debemos fijarnos en la expresión que rige la transmisión global de calor en un evaporador”: (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 14)

$$Q = K \times S \times DT$$

S: Superficie del evaporador

K: Coeficiente global de transmisión de calor

DT: Salto térmico en el evaporador

Si de esta expresión despejamos la superficie. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 14)

$$S = \frac{Q}{K \times DT}$$

“De aquí se deduce que trabajando con un DT elevado, el evaporador que obtendremos será de menor superficie y por lo tanto más pequeño y barato”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 14)

Cuanto MENOR sea el DT, MAYOR tamaño tendrá el evaporador.

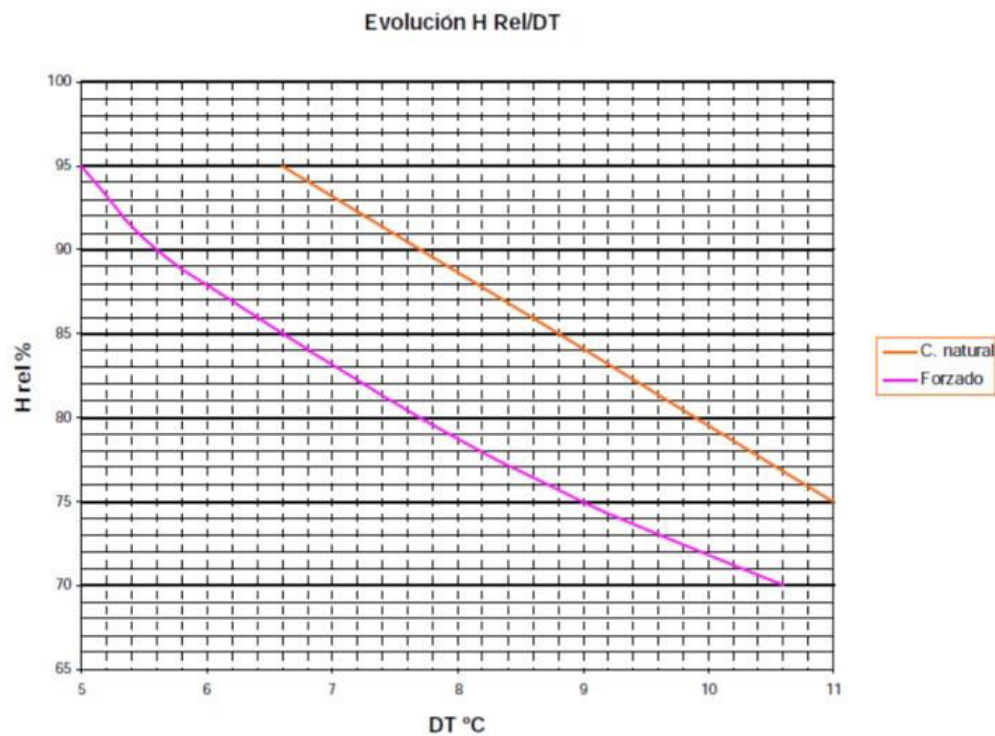
Cuanto MAYOR sea el DT, MENOR tamaño tendrá el evaporador

De lo visto en lo anterior se deduce que, en las instalaciones que se requieran trabajar con humedades relativas altas, entonces se requiere un DT elevado lo que se tendría evaporadores de mayor tamaño y por lo resultaría más costoso. Se hace necesario pues, encontrar en cada caso un DT de equilibrio que permita

conservar el producto adecuadamente pero con el que se obtengan evaporadores del menor tamaño posible. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 15)

En cuanto a las cámaras destinadas a almacenar productos muy sensibles a la desecación como frutas y verduras frescas, carnes frescas sin envasar, etc. irremediablemente necesitan trabajar con DT pequeño. Productos envasados, bebidas, latas, etc. que no tienen problema de desecación pueden trabajar con DT elevadas. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 15)

“Apoyándonos del gráfico de la figura 1 podemos seleccionar DT en función de la Humedad relativa que requiera el producto y del tipo de evaporador (convección natural o forzada)”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 15)

Figura 1*Evolución H Rel/DT*

“Una vez estimado el DT y con el dato de T° de conservación del producto, podemos determinar la temperatura de evaporación (To) de la instalación”:

(De la Oliva Carmona, 2009, pág. 16)

$$T_o = T_c - DT$$

To: T° de evaporación.

Tc: T° de conservación del producto o temperatura de la cámara.

DT: Salto térmico en el evaporador. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 16)

2.2.3. Relación de compresión (τ)

“Se puede definir como la relación entre la presión absoluta de condensación y la presión absoluta de evaporación”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 18)

$$\tau = \frac{P_k}{P_o}$$

Es un parámetro es muy relevante, sobre todo en compresores de tipo pistón, ya que a medida que aumenta la relación de compresión, el rendimiento volumétrico es cada vez más pequeño, por lo que se disminuye el caudal de gas refrigerante que es capaz de mover y con ello la potencia frigorífica. Además está muy estrechamente relacionado con el ahorro de energía en las instalaciones frigoríficas. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 18)

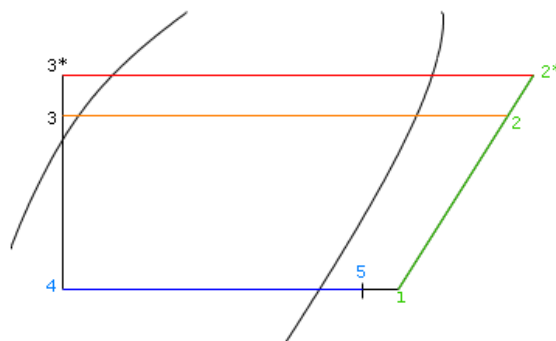
Sin profundizar mucho, vamos a hacer un pequeño caso que nos va a permitir entender cómo es que influye la presión de condensación, presión de evaporación y la relación de compresión en el consumo energético de la instalación frigorífica, de esa forma tendremos una visión más amplia del cómo es su comportamiento de la misma y tendremos los criterios para seleccionar el evaporador y condensador de forma óptima. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 18)

“Para visualizar la influencia de la presión de condensación en el funcionamiento del circuito frigorífico vamos a plantear diferentes situaciones sobre

un diagrama presión-entalpía de un refrigerante cualquiera”: (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 19)

Figura 2

Diagrama Presión-Entalpía



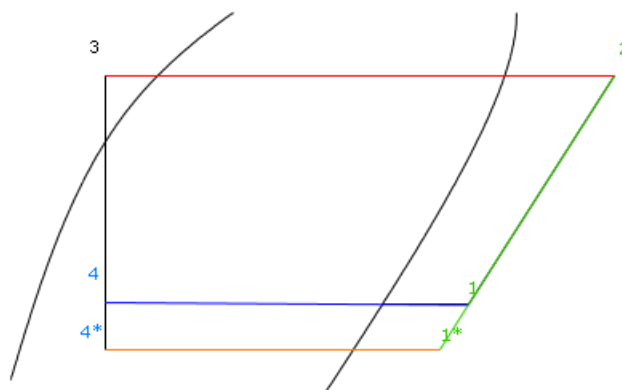
Observemos el diagrama de la figura 2, donde manteniendo constante la presión de aspiración (línea azul), si se aumenta la presión de condensación (de línea naranja hasta la línea roja), observaremos que la temperatura de descarga aumenta ($T_{2^*} > T_2$). Si nos centramos en la carrera de compresión (línea verde), vemos que la línea equivalente de trabajo del compresión aumenta, por lo que se entendería que: Aumentar la presión de condensación implica un aumento del consumo eléctrico. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 19)

“Al contrario ocurre con la presión de evaporación, si vemos los diagramas de la figura 3, a medida que disminuye esta (línea naranja), disminuye la producción

frigorífica específica y aumenta el trabajo de compresión y por lo tanto también el consumo eléctrico”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 19)

Figura 3

Diagrama Presión-Entalpía



Como observamos, la relación de compresión es el cociente entre P_k (Presión de condensación) y P_o (Presión de evaporación), con este criterio y considerando las reflexiones anteriores, concluimos que es imprescindible trabajar con relaciones de compresión menores posibles, asegurando de esta manera no solo la mejora del rendimiento volumétrico del compresor, sino también el ahorro energético, aumentando el COP de la instalación frigorífica. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 20)

2.2.4. Ahorro energético y medio ambiente

“Es un punto clave en el diseño de las instalaciones, en la actualidad no solo es fundamental que una instalación sea capaz de funcionar correctamente conservando los

productos sino que además debe hacerlo ahorrando energía”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 20)

Como hemos visto en el punto anterior manteniendo baja la relación de compresión podemos obtener un menor consumo de energía por parte del compresor y por este camino es por el que debe dirigirse el calculista, tratando de mantener baja la P_k y lo más elevada posible la P_o . (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 20)

2.2.4.1.Presión de condensación

En el apartado 2.2.1 de esta guía se ha explicado como determinar la presión – temperatura de condensación, pero además de lo indicado, para determinar estos parámetros, es preciso tener en cuenta el ahorro energético. Como sabemos cuánto más baja es la temperatura-presión de condensación, menor es la cantidad de energía que se necesita en la compresión y por lo tanto menor es el consumo de energía eléctrica. Para trabajar con presiones de condensación lo más bajas posibles es preciso que el salto térmico en el Condensador (ΔT_T) sea pequeño. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 21)

Trabajar con (ΔT_T) pequeños implica que, para disipar el mismo calor de condensación, el condensador tiene que tener mayor superficie (mayor tamaño) y por lo tanto el coste se eleva. Es necesario por lo tanto buscar un compromiso entre ahorro de energía a lo largo de toda la vida útil de la instalación e

inversión inicial, teniendo en cuenta que el precio de la energía eléctrica en estos últimos tiempos se está elevando de forma considerable. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 21)

Por otro lado es preciso indicar que la presión de condensación no se puede bajar por debajo de un límite, marcado por la válvula de expansión termostática. Si la presión es muy baja esta válvula deja de funcionar correctamente obteniéndose una falta de control en la inundación del evaporador. El límite de estas válvulas suele ser $T_k = 20^\circ\text{C}$. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 21)

Utilizando un salto térmico en el condensador $\Delta T = 15^\circ\text{C}$, estamos más o menos en el punto de equilibrio entre coste de instalación y gasto energético aunque para instalaciones grandes resulta interesante bajar este salto térmico unos grados, ya que aunque el condensador que obtengamos sea de mayor tamaño el menor consumo eléctrico a largo plazo lo compensa. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 21)

2.2.4.2. Presión de evaporación

De igual forma, a la hora de determinar la presión – temperatura de evaporación es preciso tener en cuenta el posible ahorro de energía, pero en el caso del evaporador es un poco más complejo que en condensador. Elevar unos grados la temperatura de evaporación para ahorrar energía no solo va a suponer un evaporador de mayor tamaño sino que también se va a elevar la

humedad de la cámara. Por lo tanto esto es factible siempre que nos movamos en el intervalo de temperaturas en el que las condiciones de conservación del producto sean adecuadas. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 22)

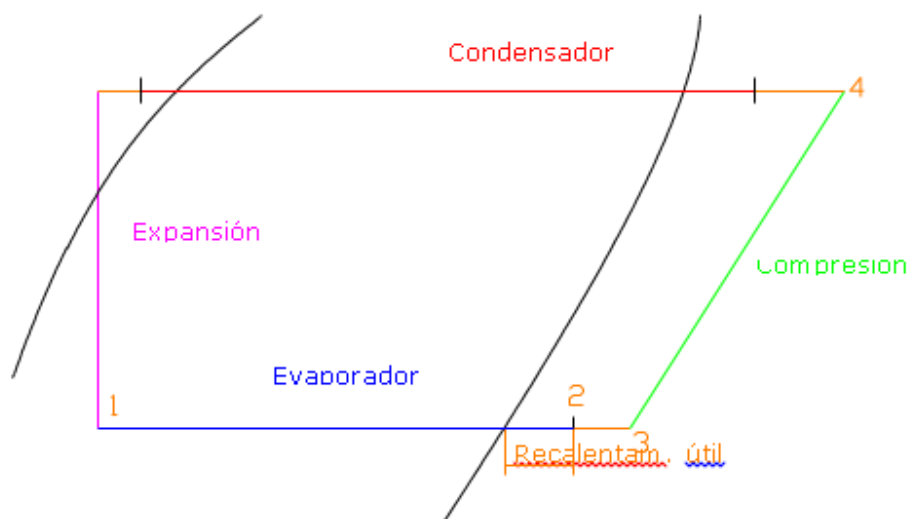
2.3. Trazado del ciclo frigorífico de la instalación

El siguiente paso, una vez conocida las condiciones de funcionamiento (T_k , T_o), consiste en trazar el ciclo frigorífico sobre el diagrama presión – entalpía del gas refrigerante que se quiera utilizar. El objetivo del trazado es obtener los datos de entalpía, temperatura, presión y en su caso de volumen específico de cada uno de los puntos característicos del diagrama, necesarios para acometer los cálculos. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 23)

El trazado se puede realizar de manera manual sobre un diagrama de Mollier impreso o haciendo uso de programas informáticos que permitan hacerlo de forma más rápida y precisa. Además de los datos de T_k y P_k , también se requiere conocer otros datos importantes del funcionamiento de la instalación frigorífica, los cuales serían: el recalentamiento útil, recalentamiento total, subenfriamiento total. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 23)

Figura 4

Formato de cómo queda el trazado



2.4. Criterio de cálculo de compresor

El compresor es el elemento más importante de una instalación frigorífica de compresión mecánica y es el primero que debe determinarse. El resto de los elementos de la instalación, especialmente el evaporador, se deben seleccionar en función de las características de este. Es imprescindible que se proceda de esta forma para evitar que la instalación quede descompensada y pueda dar problemas de funcionamiento. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 28)

Para este proceso de determinación de elementos es indispensable contar con unos buenos catálogos actualizados de los diferentes elementos frigoríficos que existen en el mercado. Normalmente un buen catálogo incorpora los datos más

importantes de cada aparato, las tablas o gráficas con los coeficientes de corrección, precios, etc.... (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 28)

“El compresor es el dispositivo encargado de hacer circular el refrigerante por la instalación con el caudal adecuado a la potencia frigorífica que se debe desarrollar y por lo tanto hay que determinarlo de forma correcta”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 28)

Es el elemento más laborioso de determinar y el que más cálculos requiere, y aunque muchos catálogos, de los que las casas comerciales editan hoy en día, reúnen los datos suficientes como para poder seleccionar el compresor sin necesidad de cálculos, aquí vamos a exponerlos. Es importante indicar que el cálculo que hacemos es aproximado ya que solo el fabricante dispone de los datos del rendimiento volumétrico, el rendimiento mecánico y eléctrico de sus compresores. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 29)

“En primer lugar hay que tener claro los datos que debemos conocer del compresor para posteriormente poder seleccionarlo de los catálogos. Los más importantes a tener en cuenta son”: (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 29)

2.4.1. Volumen de barrido (V_b)

“Uno de los datos más importantes a averiguar es el volumen de refrigerante que debe mover el nuestro compresor para que proporcione la potencia frigorífica

necesaria. A este volumen se le denomina volumen barrido”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 29)

2.4.2. Rango de temperaturas

“En el que va a trabajar en congelación o conservación), ya que hay compresores que están diseñados para trabajar a bajas temperaturas, otros a temperaturas medias y otros a altas”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 29)

2.4.3. Número de compresores

Es para la evaluación del diseño del cuarto frigorífico si va a operar con:

“Compresor individual, por una central de compresores en paralelo o compresión en varias etapas, buscando siempre el mayor ahorro de energía y la mejor adaptación de la producción frigorífica a las cargas térmicas en cada momento” (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 29)

2.4.4. Tipo de compresor

“Entre los tipos de compresores se tiene hermético, Semi-hermético, abierto, alternativo, rotativo, de tornillo, scroll, etc. según la aplicación prevista” (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 29)

En la siguiente tabla nos brinda una noción del compresor que podemos seleccionar para una aplicación dada:

Tabla 2*Tipos de Compresores*

Selección de compresores					
Baja temperatura			Media temperatura		
Pot	10 Cv	Pot > 10 Cv	Pot	20 Cv	Pot > 20 Cv
	Pistón	Tornillo	Rotativo/Pistón		Tornillo

2.5. Cálculo de variables.

2.5.1. Cálculo del volumen barrido (V_b)

“Para el cálculo del volumen barrido es necesario conocer: los valores de entalpía de los puntos característicos de la instalación, datos que hemos obtenido al trazar el ciclo frigorífico de la misma” (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 30)

“Así mismo el volumen específico del refrigerante R-404 en el punto de aspiración. Potencia frigorífica de la instalación (P_f)”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 30)

2.5.2. Producción frigorífica específica neta (q_{om})

Conocido también como el efecto refrigerante por unidad de masa. Esta se interpreta como la cantidad de calor que se absorbe en el evaporador por cada Kg de refrigerante que fluye por el evaporador. Se representa como la diferencia de entalpías de refrigerante R-404 de la entrada y salida del

evaporador, es decir, acorde al diagrama se toma los datos de los puntos 2 y 1.

(De la Oliva Carmona, 2009, pág. 30)

$$q_{om} = h_2 - h_1$$

2.5.3. Caudal másico de refrigerante (\dot{m})

Se refiere a la cantidad de refrigerante (Kg/hora) que debe fluir por la instalación frigorífica principalmente por el evaporador, así obteniendo la potencia frigorífica requerida. El compresor es el responsable de circular esta cantidad de refrigerante y para ello debe tener las características adecuadas. También es conocido como flujo másico \dot{m} y es el cociente entre la potencia frigorífica de la instalación (P_f), obtenida del cálculo de las cargas térmicas y la producción frigorífica específica neta (q_{om}). (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 32)

$$\dot{m} = \frac{P_f \left(\frac{KJ}{h}\right)}{q_{om} \left(\frac{KJ}{Kg}\right)} = \frac{P_f \left(\frac{KJ}{h}\right)}{h_2 \left(\frac{KJ}{Kg}\right) - h_1 \left(\frac{KJ}{Kg}\right)}$$

2.5.4. Volumen de refrigerante aspirado por el compresor (V_a)

“El compresor es una máquina volumétrica y por lo tanto para poder seleccionarlo, necesitamos conocer los m³/hora de refrigerante que deben mover en las condiciones de funcionamiento” (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 33)

El caudal volumétrico que aspira el compresor depende del volumen específico que tenga el gas en el punto de aspiración (punto 3 del diagrama). Cuanto mayor es el volumen específico del gas mucho peor para la instalación ya que el compresor debería tener más cilindrada para mover el mismo caudal másico de refrigerante. Uno de los fenómenos que más influye en el aumento del volumen específico es el recalentamiento. A medida que aumenta este, también lo hace el volumen específico del gas aspirado y esto implica que el compresor debe tener mayor cilindrada para poder generar la misma producción frigorífica. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 33)

Para hallar o calcular el volumen aspirado (V_a), se debe conocer el volumen específico del vapor, en el punto de aspiración (punto 3), tomado de la tabla.

$$V_a \left(\frac{m^3}{h} \right) = \dot{m} \left(\frac{Kg}{h} \right) \times v_3 \left(\frac{m^3}{Kg} \right)$$

C: cilindrada en dm^3

N: velocidad de giro del motor en r.p.m.

“Sin embargo el rendimiento volumétrico (η_v) de los compresores no es del 100%, debido a ello, mueven menos volumen de refrigerante del que teóricamente podrían mover por la capacidad de sus cilindros”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 35)

Siempre se cumple: $V_b \geq V_a$

“Por lo tanto es necesario colocar un compresor de mayor tamaño, que aspire un volumen teórico V_b , para que en la realidad sea capaz de aspirar el volumen de refrigerante V_a que llega al punto de aspiración”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 35)

El rendimiento volumétrico viene dado por la expresión

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_b}$$

“El η_v está muy influenciado por la relación de compresión (τ), sobre todo en los compresores de pistón, de forma que a medida que aumenta (τ) disminuye el rendimiento volumétrico y por lo tanto es peor para la instalación”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 35)

“Existe una expresión que nos permite calcular de manera aproximada el rendimiento volumétrico, a partir de (τ)”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 35)

$$\eta_v = 1 - 0.05 \times \tau$$

τ : Relación de compresión;

$$\tau = \frac{P_k}{P_o}$$

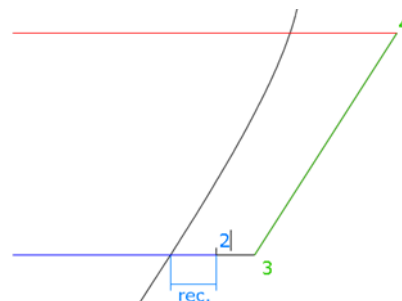
2.5.5. Datos Adicionales

En este ítem se va a evaluar las otras características del compresor, bajo el criterio de los datos deducidos del estudio del ciclo frigorífico de la instalación. Los cuales nos brinda un mejor criterio para su selección, no obstante como no se conocen los rendimientos indicado, mecánico y eléctrico de forma exacta, los datos obtenidos no son precisos por lo que se recomienda tomar los valores de los catálogos después de seleccionar el compresor requerido. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 36)

2.5.5.1. Potencia teórica para la compresión (P_t)

“Para poder determinarla debemos conocer el equivalente calórico del trabajo de compresión (q_{cm}), que se calcula por la diferencia de entalpías entre la descarga del compresor y la aspiración”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 36)

Figura 5



$$q_{cm} \left(\frac{Kj}{Kg} \right) = (h_4 - h_3) ,$$

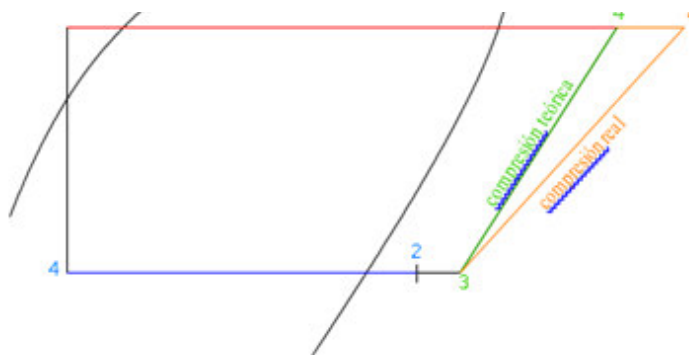
“Esto es por cada Kilogramo de refrigerante, como conocemos el flujo másico de refrigerante que circula por el circuito (\dot{m}), la potencia teórica que debe tener el compresor será” (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 37)

$$P_t \left(\frac{Kj}{Kg} \right) = q_{cm} \left(\frac{Kj}{Kg} \right) \times \dot{m} \left(\frac{Kg}{h} \right)$$

2.5.5.2.Potencia real para la compresión

“En teoría el proceso de compresión se produce a entropía constante, sin embargo en realidad no es así. Esto conduce a que la temperatura de descarga así como la potencia absorbida sean mayores”. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 37)

Figura 6



De lo observado podemos deducir que el rendimiento termodinámico del compresor, también conocido como rendimiento indicado (η_i), no llega al 100%. Así es como se recomienda que la potencia del

compresor debe ser mayor para que el real pueda realizar el trabajo sin inconveniente. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 38)

Rendimiento indicado:
$$i = \frac{(h_4' - h_3)}{(h_4 - h_3)}$$

Se puede considerar que el rendimiento indicado es bastante aproximado al rendimiento volumétrico. $\eta_i \approx \eta_v$, calculado anteriormente.

La potencia real para la compresión será:

$$Pr\left(\frac{Kj}{h}\right) = \frac{Pt}{\eta_i}$$

2.5.5.3. Potencia del motor eléctrico del compresor (P)

Característica relevante del motor eléctrico, para que este tenga la capacidad de arrastre al compresor proporcionando la potencia frigorífica requerida.

Si fuese el caso de seleccionar un motor eléctrico con la potencia teórica podría quedarnos cortos o quedarnos al límite, por lo que no se tendría un funcionamiento eficiente de la instalación frigorífica requerida. Esto es debido a que existen varias pérdidas, ocasionando que el rendimiento del motor no sea del 100%. Las pérdidas más importantes a considerar son: (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 39)

2.5.5.3.1. Pérdidas mecánicas

Sabemos que en todo compresor existen pérdidas mecánicas que son a causa de las fricciones y/o rozamientos internos entre sus elementos, transmisión y otros. Por consecuencia el rendimiento mecánico (η_m) no es el 100%. Por lo general este dato de rendimiento mecánico nos proporciona el fabricante y se encuentra en un promedio de 85-90%, es decir $\eta_m = 0,85 - 0,90$. (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 39)

2.5.5.3.2. Pérdidas eléctricas

Sabemos que todo motor eléctrico tiene pequeñas pérdidas, por lo consecuente su rendimiento eléctrico no es del 100%. El rendimiento del motor eléctrico (η_e) se encuentra en un promedio del 95 %, por lo que $\eta_e = 0,95$, sin embargo este dato siempre nos da el fabricante.

Considerando estas pérdidas se puede se puede calcular la potencia que debería tener el motor eléctrico para hacer girar el compresor: (De la Oliva Carmona, 2009, pág. 39)

$$P = \frac{Pr}{\eta_m \times \eta_e}$$

CAPÍTULO III – DESARROLLO DEL TEMA

3.1. Condiciones iniciales.

Se tiene como condición inicial los parámetros necesarios por los productos a almacenar en el cuarto frigorífico.

Tabla 3

Descripción del Proyecto

Ítem	Descripción	Longitud (m)	Ancho (m)	Alto (m)	Ubicación
1	Cuarto Frigorífico	7.60	2.90	2.90	Lima- San Juan de Lurigancho
2	Espacio Útil	7.40	2.70	2.80	
3	Puerta Corrediza	1.00	0.10	2.00	

Nota: Medidas definidas previo reconocimiento de área disponible

De acuerdo ha comentado por el cliente se recopila los siguientes datos de trabajo.

Tabla 4

Parámetros de almacenamiento

Ítem	Producto	T almacen. (°C)	Humedad relativa
1	Hígado congelado	-20 °C	90

Nota: Se toma como referencia este producto

3.2. Componentes del Sistema de Cuarto frigorífico

Los componentes más importantes de los cuartos frigoríficos son:

- Paneles termoaislantes de espuma de poliuretano.
- Evaporador
- Unidad Comprensora – condensadora.
- Tablero Eléctrico.



Figura 2 – Cuarto frigorífico

De los cuales calcularemos el criterio de selección de unidad compresora y unidad evaporadora.

3.3. Formulas a usar

3.3.1. *Formula de Cantidad de Calor*

Energía cedida o absorbida por un conjunto de masa cuando su temperatura varía en un determinado número de grados

$$Q = \dot{m} \times C_p \times (\Delta T)$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico

C_p = Calor específico

ΔT = Variación de temperatura

3.3.2. *Formula de Transferencia de calor por conducción*

Transferencia de calor por medio de la excitación molecular en el interior del material.

$$Q = \frac{A \times K \times (\Delta T)}{e}$$

Donde:

A = Area (m^2)

K = Conductividad térmica ($\frac{W}{m.K}$)

ΔT = Variación de temperatura

e = Espesor (m)

3.4. Cálculo para selección de sus componentes

De los datos de ingreso se tiene:

Cuarto Frigorífico de menudencia congelada

$T_c = -20^\circ\text{C}$

Lugar: Jicamarca Anexo 22 – San Juan de Lurigancho-Lima

Paneles de espuma de poliuretano: $E = 10\text{cm}$

$\rho = 40 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$; acero pre-pintado 0.5 mm

Tiempo de abatimiento: 14 horas = 50 400 s

Dimensiones externas:

Largo: 7.60m Ancho: 2.90m Alto : 2.90m

1 Puerta corrediza

Largo: 0.90m Ancho: 0.10m Alto : 2.00m

Desarrollo: Se trabajará con medidas internas, también conocido espacio útil.

Largo: 7.40m Ancho: 2.70m Alto : 2.70m

El piso es de losa hormigón de $E = 10\text{cm}$, acondicionado con un asilamiento

con de poli estireno expandido de $E = 10\text{cm}$, con una $\rho = 25 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$.

3.4.1. Cálculo de carga térmica

Para el cálculo de la carga térmica lo desarrollaremos por partes y por tipo de calor.

3.4.1.1. Características de Cuarto

Básicamente por el tipo de material construido el cuarto frigorífico, se aplica al inicio de puesta en marcha.

➤ Calculando el calor del aire en el cuarto

- Volumen total útil:

$$Vt = 7.40m \times 2.70m \times 2.70m = 55.94 m^3$$

- Masa de aire:

$$m = 1.2 \frac{Kg}{m^3} \times 55.94m^3 = 67.13 Kg$$

- Tiempo de abatimiento:

$$t = 14h \times \frac{3600 \text{ seg}}{1 h} = 50400 s$$

- Flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{67.13 Kg}{50400 s} = 0.001332 \frac{Kg}{s}$$

- Calor:

$$Q = 0.001332 \frac{Kg}{s} \times 1000 \frac{J}{kg \cdot K} \times (35^\circ C - (-0^\circ C)) = 46.62 \frac{J}{s}$$

$$Q = 46.62 \frac{J}{seg} \times \left(\frac{3.4128 \frac{BTU}{h}}{1 w} \right) = 159.29 \frac{BTU}{h}$$

Nota: Calor generado por el aire a temperatura de ambiente en el cuarto

➤ **Calculando el calor por paredes internas:**

- Volumen total útil: Paredes internas y techo interno

$$V1 = 7.40m \times 2.70m \times 0.0005m = 0.00999 m^3$$

$$V2 = (7.40m \times 2.80m \times 0.0005m) \times 2 = 0.02072 m^3$$

$$V3 = (2.70m \times 2.80m \times 0.0005m) \times 2 = 0.00756 m^3$$

$$Vt = V1 + V2 + V3 = 0.03827 m^3$$

- Masa de acero pre pintado (hierro):

$$m = 7870 \frac{Kg}{m^3} \times 0.03827m^3 = 301.1849 Kg$$

- Tiempo de abatimiento:

$$t = 14h \times \frac{3600 seg}{1 h} = 50400 s$$

- Flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{301.185Kg}{50400 s} = 0.00598 \frac{Kg}{s}$$

- Calor:

$$Q = 0.00598 \frac{Kg}{seg} \times 473 \frac{J}{kg.K} \times (35^\circ C - (0^\circ C)) = 98.93 \frac{J}{seg}$$

$$Q = 98.93 \frac{J}{seg} \times \left(\frac{3.4128 \frac{BTU}{h}}{1 w} \right) = 337.63 \frac{BTU}{h}$$

➤ **Calculando el calor por el piso de concreto:** Hormigón; $e = 0.08m$

- Volumen total:

$$Vt = 7.40m \times 2.70m \times 0.08m = 1.598 m^3$$

- Masa de aire:

$$m = 2200 \frac{Kg}{m^3} \times 1.598 m^3 = 3516.48 Kg$$

- Tiempo de abatimiento:

$$t = 14h \times \frac{3600 s}{1 h} = 50400 s$$

- Flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{3516.48Kg}{50400 s} = 0.0698 \frac{Kg}{s}$$

- Calor:

$$Q = 0.0698 \frac{Kg}{seg} \times 837 \frac{J}{kg.K} \times (10^\circ C - (0^\circ C)) = 584.23 \frac{J}{seg}$$

$$Q = 584.23 \frac{J}{seg} \times \left(\frac{3.4128 \frac{BTU}{h}}{1 w} \right) = 1993.85 \frac{BTU}{h}$$

Entonces la carga térmica de total de las características de cámara sería:

$$Q_{ct} = 159.29 \frac{BTU}{h} + 337.63 \frac{BTU}{h} + 1993.85 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{ct} = 2490.77 \frac{BTU}{h}$$

3.4.1.2. Calor por Conducción

➤ **Calculando el calor por el piso de concreto:** Hormigón; $e = 0.08\text{m}$

- Área total:

$$A_t = 7.40\text{m} \times 2.70\text{m} = 19.98 \text{ m}^2$$

- Calor por transmisión:

$$Q = \frac{19.98 \text{ m}^2 \times 1.4 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \times (10^\circ\text{C} - (-20^\circ\text{C}))}{0.08 \text{ m}} = 10\,489.5 \text{ W}$$

- Calor en el tiempo de abatimiento:

$$Q = 10\,489.5 \text{ W} \times \left(\frac{14 \text{ h}}{24 \text{ h}}\right) = 6118.88 \text{ W}$$

- Calor convertido en $\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$

$$Q = 6118.88 \text{ W} \times \left(\frac{3.4128 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{1 \text{ W}}\right) = 20\,882.5 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

➤ **Calculando el calor por las placas de poliuretano:** Panel, $e = 0.1 \text{ m}$

- Área total:

$$A_1 = (7.40\text{m} \times 2.80\text{m}) \times 2 = 41.44 \text{ m}^2$$

$$A_2 = (2.70\text{m} \times 2.80\text{m}) \times 2 = 15.12 \text{ m}^2$$

$$A_3 = 7.40\text{m} \times 2.70\text{m} = 19.98 \text{ m}^2$$

$$A_t = 41.44 \text{ m}^2 + 15.12 \text{ m}^2 + 19.98 \text{ m}^2 = 76.54 \text{ m}^2$$

- Calor por transmisión:

$$Q = \frac{76.54 \text{ m}^2 \times 0.029 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \times (35^\circ\text{C} - (-20^\circ\text{C}))}{0.1 \text{ m}} = 1220.81 \text{ W}$$

- Calor en el tiempo de abatimiento:

$$Q = 1220.81 \text{ W} \times \left(\frac{14 \text{ h}}{24 \text{ h}} \right) = 712.14 \text{ W}$$

- Calor convertido en $\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$

$$Q = 712.14 \text{ W} \times \left(\frac{3.4128 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{1 \text{ W}} \right) = 2430.39 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Entonces la Energía Calorífica por transmisión total sería:

$$Qt = 20882.5 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} + 2430.39 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$Qt = 23312.89 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

3.4.1.3. Calor por Productos

Tabla 5

Propiedades de productos

Ítem	Descripción	Temp. Almac. (°C)	Humedad Relativa	Calor Especif congelación KJ/Kg.K	Tiempo Almacenamiento
1	Higado Congelado	-20	90%	1.7166	3 – 4 meses

- Calor específico:

$$Cp = 1716.6 \frac{J}{Kg.K}$$

- Masa :

El hígado congelado viene en cajas de: 0.60m x 0.15m x 0.35m = 0.0315

m³

$$\# \text{ de cajas} = \frac{55.94 \text{ m}^3}{0.0315 \text{ m}^3} = 1775.87$$

$$m = 12.5 \text{ Kg} \times 1775.87 = 22\,198.38 \text{ Kg}$$

Por razones de espacios restringidos por la libre circulación del aire frío, se trabajara con 20 Ton.

- Tiempo de abatimiento:

$$t = 14h \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 50400 \text{ s}$$

- Flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{20\,000 \text{ Kg}}{50400 \text{ s}} = 0.397 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- Calor:

$$Q = 0.397 \frac{Kg}{s} \times 1716.6 \frac{J}{kg.K} \times (-8^{\circ}C - (-20^{\circ}C)) = 8\,177.88 \frac{J}{seg}$$

$$Q = 8\,177.88 \frac{J}{s} \times \left(\frac{3.4128 \frac{BTU}{h}}{1 W} \right) = 27\,909.48 \frac{BTU}{h}$$

3.4.1.4. Calor por Personas

$$Q = 272 W - \left(6 \frac{W}{^{\circ}C} \times (-20^{\circ}C) \right) = 392 W$$

- Tiempo estimado de persona adentro

$$t = 2 h \times \frac{3600 s}{1 h} = 7\,200 s$$

- Calculando el calor

$$Q = 392 \frac{J}{s} \times (7200 s) = 2\,822\,400 J$$

- Se divide entre el tiempo de abatimiento

$$Q = \frac{2\,822\,400 J}{50\,400 s} = 56 W$$

$$Q = 56 \frac{J}{s} \times \left(\frac{3.4128 \frac{BTU}{h}}{1 W} \right) = 191.12 \frac{BTU}{h}$$

3.4.1.5. Calor por Iluminación

$$Q = 24 W \times 4 = 96 W$$

- Se multiplica por tiempo considerado de personas adentro del cuarto

$$Q = 96 W \times 7200 s = 691\,200 J$$

- Se divide entre el tiempo de abatimiento

$$Q = \frac{691\,200 J}{50\,400 s} = 13.71 W$$

$$Q = 13.71 \frac{J}{s} \times \left(\frac{3.4128 \frac{BTU}{h}}{1 W} \right) = 46.80 \frac{BTU}{h}$$

3.4.1.6. Calor por Infiltración

De los datos de entrada tenemos:

$$HR = 55 \%$$

$$\text{Temperatura de bulbo seco} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la Carta Psicométrica se tiene el volumen específico, $v = 0.90 \text{ m}^3/\text{Kg}$

- Hallando la masa del aire por cada apertura de puerta

$$m = \frac{V (m^3)}{v \left(\frac{m^3}{Kg} \right)} = \frac{55.94 m^3}{0.90 \frac{m^3}{Kg}} = 62.16 Kg$$

- Hallando la diferencia de entalpia de la carta psicométrica

$$\Delta h = 85\,500 \frac{J}{Kg} - \left(-6000 \frac{J}{Kg} \right) = 91\,500 J/kg$$

- Hallando el número de aperturas de puertas.

$$N = \frac{70}{\sqrt{55.94}} = 9.36$$

- Calculando la cantidad de calor

$$Q = 62.16 \text{ kg} \times 91\,500 \frac{\text{J}}{\text{Kg}} \times 9.36 = 53236310 \text{ J}$$

- Dividiendo entre el tiempo de abatimiento

$$Q = \frac{53236310 \text{ J}}{50\,400 \text{ s}} = 1\,056.276 \text{ J/s}$$

$$Q = 1\,056.276 \frac{\text{J}}{\text{s}} \times \left(\frac{3.4128 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{1 \text{ W}} \right) = 3604.86 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Tabla 6

Cálculo de Carga Térmica

Ítem	Descripción	BTU/h	Porcentaje
1	Cámara	2490.77	4.33%
2	Transmisión	23312.89	40.50%
3	Productos	27909.48	48.49%
4	Personas	191.12	0.33%
5	Iluminación	46.80	0.08%
6	Infiltración	3604.86	6.26%
Total		57555.92	100%

3.4.2. *Cálculo y selección de unidad condensadora*

De los datos obtenidos y asumidos por práctica y experiencia, se tiene lo siguiente:

- Producto: Corazón congelado
- Potencia Frigorífica (Pf): Carga térmica calculada
$$Pf = 57555.92 \text{ BTU/h} = 16.85 \text{ KW} = 60\,600 \text{ KJ/h}$$
- Condensado: Por aire
- Recalentamiento útil: 5 °C
- Recalentamiento total: 15 °C
- Sub enfriamiento: 7 °C
- Evaporador: Forzado
- Gas R-404

Procedimiento:

$T_{ae} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$: temperatura de ambiente , Jicamarca San Juan de Lurigancho

Temperatura de Condensado (T_k) :

$$T_k = T_{ae} + 15\text{ }^{\circ}\text{C} = 35\text{ }^{\circ}\text{C} + 15\text{ }^{\circ}\text{C} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Temperatura de evaporación (T_o)

Temperatura de cuarto (T_c): $T_c = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$

De la Tabla 3 – Propiedades del Producto

Humedad Relativa: $HR = 90\%$

Salto térmico en el evaporador (DT): $DT = 5$

$$DT = 5\text{ }^{\circ}\text{C} = T_c - T_o = -20\text{ }^{\circ}\text{C} - T_o$$

$$\text{Despejando: } T_o = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con los datos obtenidos con el diagrama de Mollier R404 (Diagrama P-h)

Tabla 7

Datos de diagrama P-h R404

Punto	P abs (bar)	T (°C)	h (KJ/Kg)	v
2	2.6	-20	357.14	0,08
3	2.6	-10	366.07	0.085
4	23	70	412.50	0.095
1	2.6	-25	264.29	0.04

De la tabla 4, tenemos:

Presión de evaporación: $P_o = 2.8\text{ bar}$

Presión de condensación: $P_k = 23\text{ bar}$

- Calculando el flujo másico de refrigerante. (\dot{m})

$$\dot{m} = \frac{P_f \left(\frac{KJ}{h}\right)}{q_{om} \left(\frac{KJ}{Kg}\right)} = \frac{P_f \left(\frac{KJ}{h}\right)}{h_2 \left(\frac{KJ}{Kg}\right) - h_1 \left(\frac{KJ}{Kg}\right)}$$

$$\dot{m} = \frac{60\,660 \left(\frac{KJ}{h}\right)}{357.14 \left(\frac{KJ}{Kg}\right) - 264.29 \left(\frac{KJ}{Kg}\right)} = 653.31 \frac{Kg}{h}$$

- Calculando el volumen aspirado por el compresor (V_a)

$$V_a \left(\frac{m^3}{h}\right) = \dot{m} \left(\frac{Kg}{h}\right) \times v_3 \left(\frac{m^3}{Kg}\right)$$

$$V_a \left(\frac{m^3}{h}\right) = 653.31 \left(\frac{Kg}{h}\right) \times 0.085 \left(\frac{m^3}{Kg}\right) = 55.53 \frac{m^3}{h}$$

- Calculando el volumen de barrido

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_b}$$

También se tiene

$$\eta_v = 1 - 0.05 \times \tau$$

Además

$$\tau = \frac{P_k}{P_o}$$

Remplazando datos

$$V_b = \frac{V_a}{\eta_v} = \frac{55.53 \frac{m^3}{h}}{(1 - 0.05 \times \frac{23}{2.8})} = 94.28 \frac{m^3}{h}$$

- Calculando la potencia teórica para la compresión: $P_t \left(\frac{Kj}{Kg} \right)$

$$P_t \left(\frac{Kj}{Kg} \right) = q_{cm} \left(\frac{Kj}{Kg} \right) \times \dot{m} \left(\frac{Kg}{h} \right)$$

$$P_t \left(\frac{Kj}{Kg} \right) = (h_4 \left(\frac{Kj}{Kg} \right) - h_3 \left(\frac{Kj}{Kg} \right)) \times \dot{m} \left(\frac{Kg}{h} \right)$$

$$\begin{aligned} P_t \left(\frac{Kj}{Kg} \right) &= \left(412.5 \left(\frac{Kj}{Kg} \right) - 366.07 \left(\frac{Kj}{Kg} \right) \right) \times 653.31 \left(\frac{Kg}{h} \right) \\ &= 30\,333.18 \frac{Kj}{h} \end{aligned}$$

$$P_t \left(\frac{Kj}{Kg} \right) = 30\,333.18 \frac{Kj}{h} = 8.43 \text{ KW}$$

- Calculando la potencia real para la compresión:

$$Pr \left(\frac{Kj}{h} \right) = \frac{P_t}{\eta_i}$$

Se considera

$$\eta_i \approx \eta_v = 0.589$$

Reemplazando

$$Pr \left(\frac{Kj}{h} \right) = \frac{8.43 \text{ KW}}{0.589} = 14.312 \text{ KW}$$

Por tanto acorde al catálogo de compresores Dorin.

Unidades condensadoras. Serie H41

MODELO	COMPRESOR	C.V	M3/H 50hz	REFRIGERANTE	RENDIMIENTO EN W T.DE EVAPORACIÓN						PRECIO
					+5°C	0°	-5°C	-10°C	-25°C	-35°C	
AU2-H851CS	H 851CS	8,5	42,81	R-134 a R404 A	25660	21470	17700	14350	13110	8030	6.250,00
AU2-H1201CC	H1001CC	10	42,81	R-134 a R404 A	27370	22670	18510	14880	13570	8170	7.105,00
AU2-H1201CS	H 1001CS	10	48,82	R-134 a R404 A	29000	24390	20210	16500	14850	9270	6.496,00
AU2-H1501CC	H1501CC	15	48,82	R-134 a R404 A	30690	25510	20910	16890	15520	9540	7.279,00
AU2-H1501CS	H1501CS	15	56,87	R-134 a R404 A	32180	27220	22700	18640	16630	10440	7.012,00
AU2-H2001CC	H2001CC	20	56,87	R-134 a R404 A	34990	29130	23890	19280	17640	10880	7.856,00
AU2-H1601CS	H1601CS	20	63,76	R-134 a R404 A	37980	31880	26380	21490	19240	11940	8.170,00
AU2-H2201CC	H2201CC	22	63,76	R-134 a R404 A	39980	33210	27210	21970	20110	12320	9.972,00

UNIDADES CONDENSADORAS TROPICALIZADAS DORIN

Seleccionando el compresor H1001CS, por cumplir:

- A To = - 25°C entrega un rendimiento de 14850 W cubriendo la expectativa del sistema de 14312 W.

Por tanto acorde al catálogo de evaporadores LU-VE

DATOS TECNICOS. MODELOS F35HC-6 (Ø VENTILADORES 350 mm). PASO DE ALETAS 6,0 mm.										
MODELO	F35HC	59-6	84-6	117-6	174-6	218-6	261-6	290-6	348-6	
Potencia	T ^o cám:+10°C. t ^a evap: 0°C .At 10	4860	6370	9940	12960	17400	19440	23220	25920	
	T ^o cám: 0°C. t ^a evap: -8°C . At 8	3300	4350	6800	8850	11850	13250	15850	16650	
	T ^a cám:-20°C. t ^a evap:-26°C.At 6	2.100	2750	4290	5590	7500	8400	10020	11180	
Wattios										
Caudal de aire	m ³ /h	2650	2500	5300	5000	7700	7500	10300	10000	
Flecha de aire	m	20,0	18,5	23,5	22,5	26,5	25,5	30,5	29,5	
Superficie	Externa	m ²	10,1	15,1	20,2	30,2	37,9	45,3	50,5	60,4
	Interna	m ²	1,3	1,9	2,6	3,8	4,8	5,7	6,4	7,6
Peso	Kg	26	31	42	49	62	67	82	88	

Fuente :Tomado de: <https://anfrigal.com/wp-content/uploads/2021/07/SECCION-5->

EVAPORADORES-Y-CONDENSADORES1.pdf (ANFRIGAL, s.f.)

Seleccionando el evaporador LU-VE F35HC 261 E 6, por cumplir:

- A To = - 25°C entrega un rendimiento de 8400 W cubriendo la expectativa del sistema de 8430 W

CONCLUSIONES

Entre las conclusiones más importantes se puede citar:

1. Que acorde a la carga térmica calculada por partes, se obtiene que el mayor porcentaje se obtiene de calor por productos y transmisión, por lo que se debería poner énfasis en el tipo y características del material a construir, y productos a almacenar.
2. Existen varios criterios de cálculo que nos acercan a lo requerido, estos criterios van acorde a los datos de entrada, mucho influye el lugar de instalación.
3. Que los cálculos realizados no da un mejor criterio al momento de hacer uso de un software del sistema.
4. Es importante realizar el cálculo con la atención requerida, ya que un mal cálculo sub dimensionado o sobredimensionado encarece el proyecto.

RECOMENDACIONES

Entre las recomendaciones de este trabajo se citan:

1. Se recomienda usar diversos software de sistemas de refrigeración para la confirmación de estos cálculos, así mismo establecerse un procedimiento para sus cálculos generales.
2. Se recomienda siempre hacer las mediciones en campo, para validar valores asumidos por experiencia.
3. Se recomienda el monitoreo de parámetros de funcionamiento, para asegurar el correcto funcionamiento del equipo.
4. Se recomienda establecer una capacitación al personal operativo, ya que un mal empleo del equipo ocasiona problemas como: bloqueo de evaporador, falsa lecturas de temperatura ocasionando trabajos forzados en el sistema.

Referencias

ANFRIGAL. (s.f.). *Evaporadores, resistencias y condensadores*. Obtenido de

<https://anfrigal.com/wp-content/uploads/2021/07/SECCION-5->

[EVAPORADORES-Y-CONDENSADORES1.pdf](#)

De la Oliva Carmona, J. F. (2009). Selección de los elementos de una instalación

Frigorífica. Sevilla: Sector de enseñanza de CSIF.

Dossat, R. J. (1980). *Pincipios de Refrigeración* . CECSA.

BIBLIOGRAFÍA

- Ingeniería del Frío : Teoría y Práctica
Sanchez Pineda de los Infantes M^oT (2001)
- Principios de Refrigeración
Roy Dossat (1980) CECSA
- Selección de los elementos de una instalación frigorífica
José Fundo de la Oliva Carmona (Julio 2009)
- Tecnología de Refrigeración y Aire Acondicionado
William C. Whitman – William M. Johnson
- Refrigeración Comercial - Tecsup

ANEXOS

Carta Psicometrica : Condiciones del aire

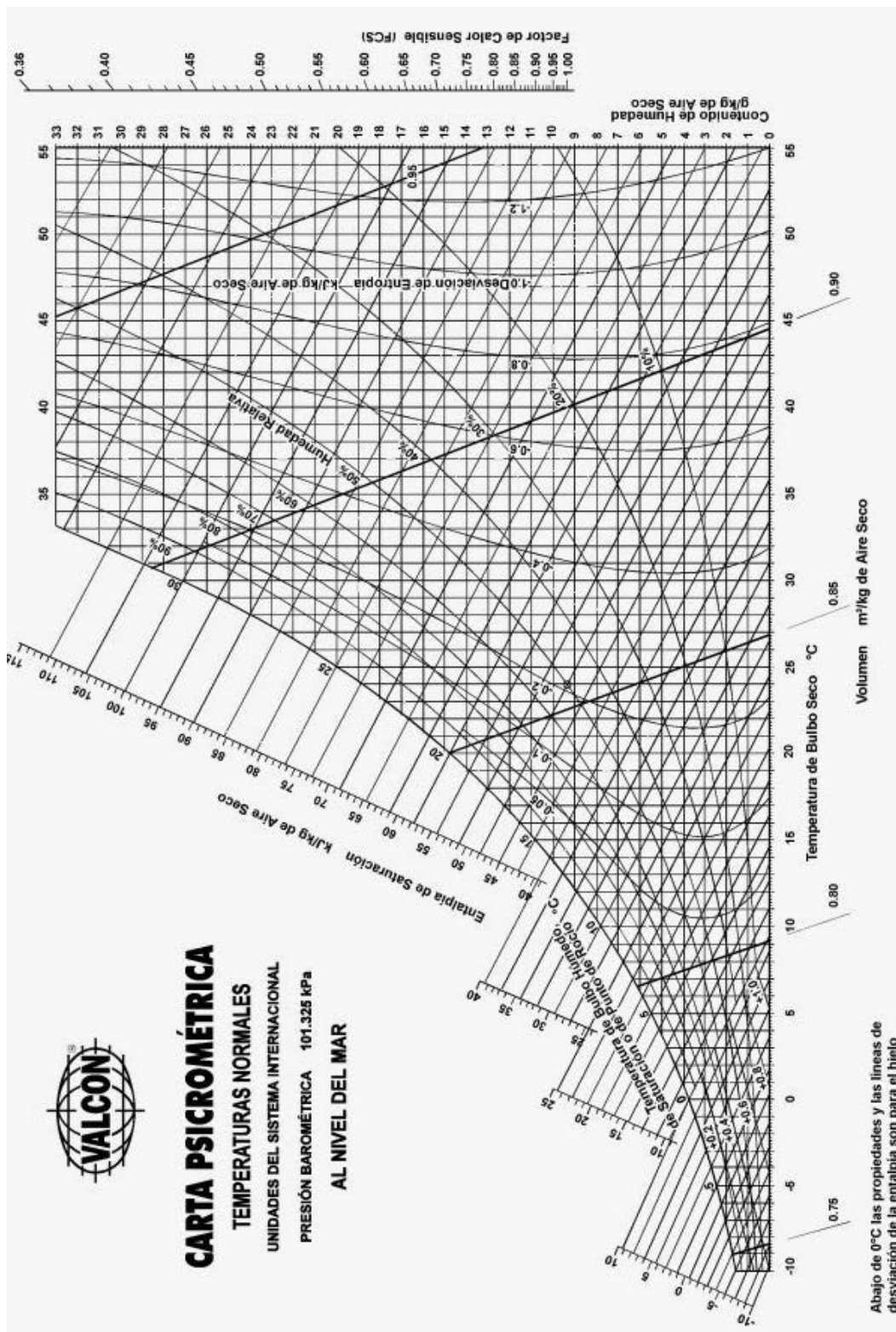
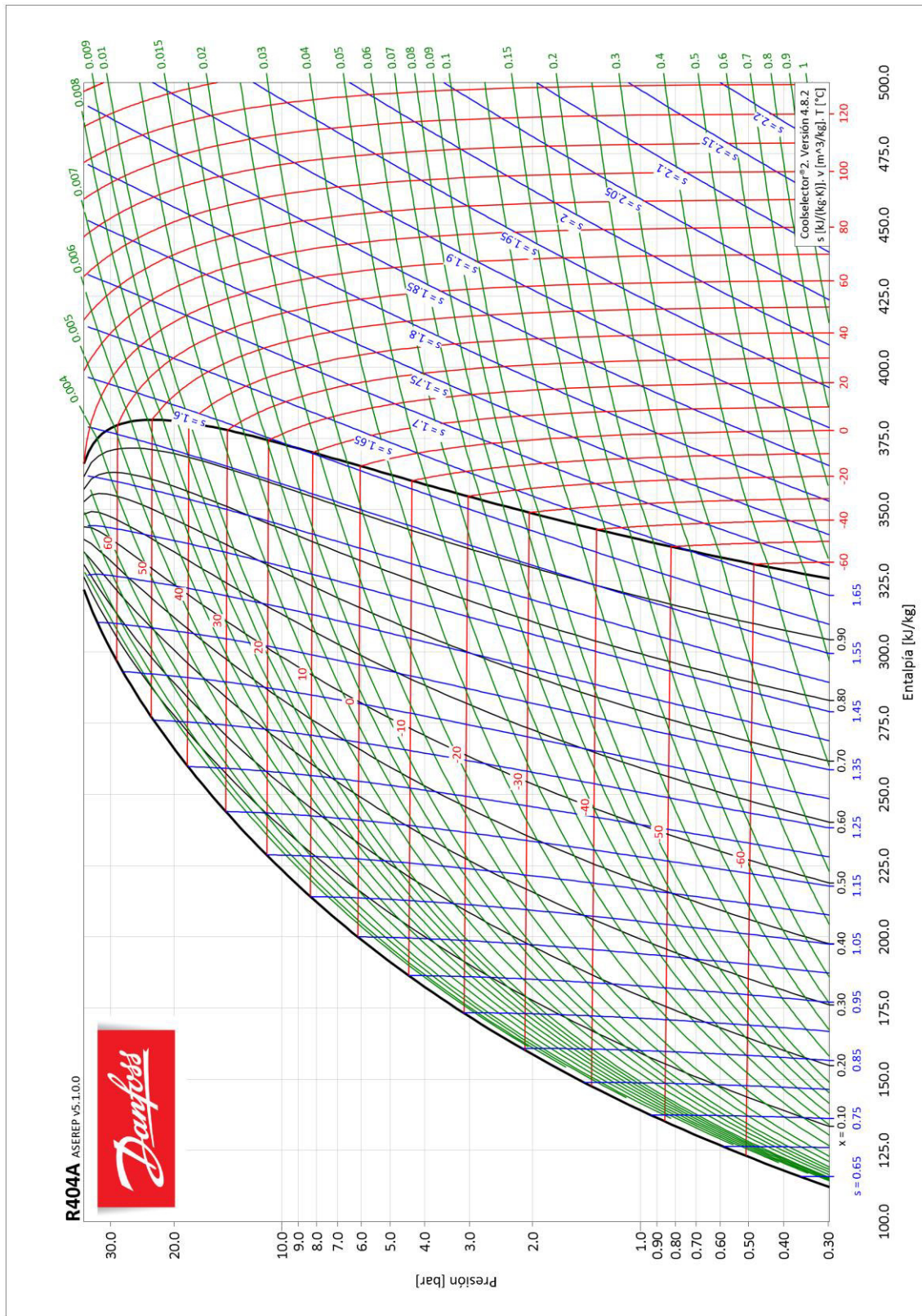


Diagrama P – h R404 :



Gráfica A01 : Imagen de la unidad compresora instalada



Gráfica A02 y 03 : Imagen de la unidad compresora instalada



Gráfica A04 : Carta de garantia de evaporador Instalado

44-109 Gliwice, Poland
ul. Wyczółkowskiego 30
44-109 Gliwice, Poland Production Plant 2
ul. Einsteina 22

Tel. +48 (0)32 3304050
Fax +48 (0)32 3304030
www.sest.it - www.luvegroup.com
<http://www.luve.it>

SEST-LUVE-POLSKA sp. z o.o.

DEKLARACJA ZGODNOŚCI CE DLA URZĄDZENIA

DICHARAZIONE CE di CONFORMITA' MACCHINA - DECLARATION OF CONFORMITY - HERSTELLERERKLÄRUNG - DECLARATION DE CONFORMITE - DECLARACIÓN DE CONFORMIDAD

Producent deklaruje, iż komponent oznaczony poniższym kodem i numerem seryjnym jest zgodny z. Dyrektywą 2006/42/CE, 2014/68/UE, 2014/35/UE, 2014/30/UE.
Opiekunem dokumentacji technicznej jest inż. Stefano Filippini.

Il fabbricante dichiara che il componente qui identificato dal codice e numero di matricola è conforme alle Direttive 2006/42/CE; 2014/68/UE; 2014/35/UE; 2014/30/UE
Il custode del fascicolo tecnico è l'ing. Stefano Filippini.

The manufacturer declares that the component hereby identified by code and part number is in accordance to the conditions of the Directives 2006/42/CE; 2014/68/UE; 2014/35/UE; 2014/30/UE
The technical file depository is: Stefano Filippini.

Der Hersteller erklärt, dass dieser hier mit Typ und Seriennummer gekennzeichnete Bestandteil konform mit den Bestimmungen der Richtlinien 2006/42/CE; 2014/68/UE; 2014/35/UE; 2014/30/UE ist.
Depositar der technischen documentation: Stefano Filippini.

Le fabricant déclare que le composant ici identifié par son code et numéro de série est conforme aux dispositions des Directives 2006/42/CE; 2014/68/UE; 20014/35/UE; 2014/30/UE
Dépositaire dossier technique: Stefano Filippini.

El fabricante declara que el componente aquí identificado por el código y número de matricola sea conforme a las indicaciones de las Normas 2006/42/CE; 2014/68/UE; 2014/35/UE; 2014/30/UE.
Depositario dossier técnico: Stefano Filippini.

CERTYFIKAT KONTROLI SZCZELNOŚCI

TEST CERTIFICATE - ABNAHMEZEUGNIS - ATTESTATION D'ESSAIS - CERTIFICADO DE CONFORMIDAD DEL ENSAYO - ATTESTATO DI COLLAUDO

Producent deklaruje, iż komponent oznaczony poniższym kodem i numerem seryjnym, przeszedł pomyślnie testy kontroli szczelności i bezpieczeństwa elektrycznego, zgodnie z procedurami LU-VE.

Il fabbricante dichiara che il componente qui identificato dal codice e numero di matricola ha superato con esito positivo i collaudi funzionali e di sicurezza elettrica secondo le procedure LU-VE.

The manufacturer attests that the component hereby identified by code and part number has passed operating and safety tests according to LU-VE procedures.

Der Hersteller erklärt, dass dieser hier mit Typ und Seriennummer gekennzeichnete Bestandteil dem funktionsgerechten Abnahmeverfahren sowie dem LU-VE Verfahren zur elektrischen Sicherheit unterzogen wurde und diesen Anforderungen entspricht.

Le fabricant déclare que le composant ici identifié par son code et numéro de série a passé avec succès les essais fonctionnels et de sécurité électrique selon le procédure LU-VE.

El fabricante declara que el componente aquí identificado por el código y número de matricola ha superado las pruebas funcionales y de seguridad eléctrica según el procedimiento LU-VE.

MADE IN POLAND	CE	EN1	DEFROSTING 230 1150W 720	N° 6 1150W 720	N° 1	VENTILATION Nr. Motors 3 Tens. 230V 50Hz 175W 0,8A	Max Pres 2,4MPa Ts: -40°C +55°C VOLUME 8,70dm³ R407C-R404A-R507 Fluid: R22-R134A-R407F PED CAT ART 4.3	S/N: 5610195/2019 CODE: 10054843	F35HC 261 E 6 HEAT EXCHANGER Elett. Electromagnetic/Termica	SEST-LUVE POLSKA	SEST-LUVE POLSKA
-------------------	----	-----	-----------------------------------	----------------------	------	---	---	-------------------------------------	---	---------------------	---------------------

Autoryzowany podpis
Quality Dept.
A. Fityka
authorized signatory
autorisierte unterzeichnetung
signature autorisée
podpis osoby upoważnionej
firma autorizada

SEST-LUVE-POLSKA sp. z o.o. Kapsiarał sakiadowy: 16.000.000,00 zł NIP: 526-25-04-342 REGON: 017102210 BDO: 900022747 KRS: 0000058067 Sąd Rejonowy w Gliwicach

QUALITY COMPONENTS FOR THE REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING INDUSTRY