



UNIVERSIDAD NACIONAL

“PEDRO RUIZ GALLO”



Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

TESIS

Para Optar el Título Profesional de

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

**“Diseño de una cámara frigorífica para mangos con
capacidad de 30,000 kg, ubicada en el distrito de
Motupe”**

Presentado Por:

Bach. Bruno Renato Baca Obando

Asesor:

Ing. Tapia Asenjo Robinson

Lambayeque – Perú

2024



UNIVERSIDAD NACIONAL

“PEDRO RUIZ GALLO”



Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

TESIS

Para Optar el Título Profesional de

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

**“Diseño de una cámara frigorífica para mangos con
capacidad de 30,000 kg, ubicada en el distrito de
Motupe”**

Bach. Bruno Renato Baca Obando

Aprobado por el Jurado Examinador

PRESIDENTE: M.Sc. Jony Villalobos Cabrera

SECRETARIO: M.Sc. Carlos Yupanqui Rodríguez

MIEMBRO: Ing. Héctor Antonio Oviden Núñez

ASESOR: Ing. Robinson Tapia Asenjo

Lambayeque – Perú

2024



UNIVERSIDAD NACIONAL

“PEDRO RUIZ GALLO”



Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

TESIS

**“Diseño de una cámara frigorífica para mangos con capacidad de 30,000 kg,
ubicada en el distrito de Motupe”**

CONTENIDO

CAPÍTULO I: PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.

CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO.

CAPÍTULO IV: PROPUESTA DE LA INVESTIGACIÓN

CAPÍTULO V: ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

AUTOR: Bach. Bruno Renato Baca Obando

M.Sc. Jony Villalobos Cabrera

PRESIDENTE

M.Sc. Carlos Yupanqui Rodríguez

SECRETARIO

Ing. Héctor Antonio Oliden Núñez

MIEMBRO

Ing. Robinson Tapia Asenjo

ASESOR

Lambayeque – Perú

2024

DEDICATORIA

Dedico este resultado a mi familia en especial a mis padres y hermana que siempre me apoyaron en todo momento, y por inculcarme mis principios, valores y mi perseverancia.

A Dios por siempre iluminarme y acompañarme en todo momento de mi vida.

A los docentes de la facultad y a mi asesor de tesis, por sus conocimientos brindados y su compromiso.

A mis compañeros de trabajo y amigos especialistas, con los que tuve la oportunidad de compartir y adquirir nuevos conocimientos.

AGRADECIMIENTO

Le agradezco ante todo a dios por permitirme llegar donde me encuentro ahora, y darme la bendición día a día.

También quiero agradecer a mis padres, por darme la oportunidad de crecer profesionalmente, y darme su apoyo incondicional en todo momento para poder ser mejor persona.

A mis profesores y compañeros que tuve la oportunidad de conocer y compartir momentos especiales.

Así mismo darle las gracias a todas las personas que puedan leer esta tesis y que les sirva como una fuente de conocimientos.

RESUMEN

Actualmente el distrito de Motupe viene enfrentando una realidad problemática, más del 50% del mango producido por los agricultores no alcanza las temperaturas de exportación (10-12°C) requeridas por las grandes y pequeñas empresas de exportación, debido a que el mango es apilado en almacenes a temperatura ambiente o en cámaras frigoríficas que no alcanzan las temperaturas, y esto repercute de manera negativa en el desarrollo y crecimiento económico en el distrito, ya que el mango de exportación tiene mayor valor económico que el mango en el mercado nacional.

El problema general con el diseño de un sistema de cámara frigorífica con capacidad de 30,000 kg ubicada en el distrito de Motupe, permitirá cumplir los requerimientos de temperatura óptima del mango para su exportación.

La presente investigación tiene como metodología empleada el diseño no experimental, con una población de todas las cámaras frigoríficas, muestra la cámara frigorífica para conservación de mangos y utilizando la técnica de entrevista y observación a través de una ficha de recolección de datos, se obtuvieron resultados.

Se determinó los requisitos óptimos de temperatura y humedad para la exportación de mango, obteniendo como resultados 10°C de temperatura y 90% de humedad relativa. Se elaboró la matriz morfológica para comparar las 03 posibles soluciones y definir la mejor alternativa, obteniendo como resultado mediante la norma VDI 2225, la alternativa N°2 (Se utilizará una puerta frigorífica tipo corredera con hoja de poliuretano de espesor 80 mm, la cámara frigorífica de conservación utilizará panel frigorífico tipo poliuretano con buenas propiedades termoaislantes para mantener la temperatura del interior, el sistema frigorífico trabajará con un compresor tipo semi hermético con refrigerante ecológico R507a, para el almacenamiento de mango se utilizarán cajas de cartón).

A través de la cantidad máxima de producto de almacenamiento se logró dimensionar la cámara de conservación. (15m x 9.26m x 3.4m). Se hizo el cálculo de carga térmica teóricamente para la cámara de conservación teniendo como resultado 27.67 kW.

Se seleccionó un compresor Bitzer 4CES-9Y, de 9HP con una capacidad de 34.8 kW y 02 evaporadores cúbicos Mipal HD 0138 con capacidad de 16.02 kW, 01 condensador de aire forzado Intercal modelo CA3-505-215 de capacidad 53,634 Kcal/h y la evaluación financiera del proyecto resultó viable con un TIR de 16,90% y VAN de S/37,825.39, con un monto total de presupuesto por el proyecto de S/236,000.00.

Palabras claves: Cámara frigorífica, sistema de refrigeración, mango, procesos termodinámicos, ciclo de refrigeración.

ABSTRACT

Currently, the Motupe district is facing a problematic reality: more than 50% of the mango produced by farmers does not reach the export temperatures (10-12°C) required by large and small export companies, because the mango is stacked in warehouses at room temperature or in cold rooms that do not reach the temperatures, and this has a negative impact on the development and economic growth in the district, since the export mango has greater economic value than the mango in the national market.

The general problem with the design of a cold room system with a capacity of 30,000 kg located in the district of Motupe, will allow the optimal temperature requirements of the mango to be met for export.

The methodology used in this research is the non-experimental design, with a population of all the cold rooms, it shows the cold room for the conservation of mangoes and using the interview and observation technique through a data collection sheet, results were obtained. .

The optimal temperature and humidity requirements for mango export were determined, resulting in 10°C temperature and 90% relative humidity. The morphological matrix was prepared to compare the 03 possible solutions and define the best alternative, obtaining as a result, through the VDI 2225 standard, alternative N°2 (A sliding type refrigerator door with a 80 mm thick polyurethane sheet will be used, the chamber The conservation refrigerator will use a polyurethane-type refrigeration panel with good thermal insulation properties to maintain the interior temperature, the refrigeration system will work with a semi-hermetic type compressor with ecological refrigerant R507a, cardboard boxes will be used for mango storage).

Through the maximum amount of storage product, the conservation chamber was sized. (15m x 9.26m x 3.4m). The thermal load calculation was made theoretically for the conservation chamber, resulting in 27.67 kW.

A 9HP Bitzer 4CES-9Y compressor with a capacity of 34.8 kW and 02 Mipal HD 0138 cubic evaporators with a capacity of 16.02 kW, 01 Intercal forced air condenser model CA3-505-215 with a capacity of 53,634 Kcal/h and the evaluation were selected. Financial performance of the project was viable with an TIR of 16.90% and VAN of S/37,825.39, with a total budget amount for the project of S/236,000.00.

Keywords: Cold room, refrigeration system, mango, thermodynamic processes, refrigeration cycle.

ÍNDICE

DEDICATORIA	1
AGRADECIMIENTO	2
RESUMEN.....	3
ABSTRACT.....	5
ÍNDICE	7
ÍNDICE DE TABLAS	10
ÍNDICE DE GRÁFICAS	10
ÍNDICE DE FIGURAS.....	11
ÍNDICE DE FÓRMULAS.....	13
ÍNDICE DE ANEXOS.....	14
INTRODUCCIÓN	15
CAPITULO I: PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN	16
1.1 . Realidad Problemática	16
1.2 . Formulación del Problema	21
1.3 . Delimitación de la investigación	21
1.4 . Justificación e Importancia de la tesis	21
1.5 . Limitaciones de la Tesis	22
1.6 . Objetivos de la Tesis	23
1.6.1 Objetivo Principal	23
1.6.2 Objetivos Específicos.....	23
CAPITULO II: MARCO TEÓRICO	24
2.1 . Antecedentes de estudios	24
2.2 . Desarrollo de la temática correspondiente al tema desarrollado	26

2.2.1	Refrigeración:	26
2.2.2	Refrigerante:	26
2.2.3	Refrigeración por compresión mecánica de vapor	27
2.2.4	Compresor	31
2.2.5	Evaporador	43
2.2.6	Condensador	44
2.2.7	Válvula de expansión termostática.....	45
2.2.8	Elementos auxiliares o complementarios	48
2.2.9	Cálculo de carga térmica	56
2.2.10	Viabilidad económica.....	62
2.3	. Definición conceptual de la terminología empleada.....	64
CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO		71
3.1	. Diseño de contrastación de hipótesis	71
3.2	. Población y muestra.....	71
3.3	. Hipótesis	71
3.4	. Operacionalización de variables.....	72
3.5	. Métodos y técnicas de investigación	73
3.6	. Análisis Estadístico e interpretación de los datos	74
CAPITULO IV: PROPUESTA DE LA INVESTIGACIÓN.....		75
4.1	. Propósito de la cámara	75
4.2	. Matriz morfológica.....	75
4.3	. Características de pallets con producto.....	80
4.4	. Criterios para definir los equipos de la cámara de conservación	84
4.5	. Características de aislamiento para la cámara:	85

CAPITULO V: : ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS	88
5.1 . Requisitos óptimos de temperatura y humedad del mango para su exportación.	88
5.2 . Cálculo de Carga Térmica.....	91
5.3 . Selección de equipos de refrigeración.....	96
5.3.1. Temperatura de evaporación:	96
5.3.2. Temperatura de condensación:.....	97
5.3.3. Esquema del ciclo termodinámico:.....	98
5.3.4. Cálculo de Compresor y condensador	100
5.3.5. Cálculo de Evaporador	102
5.3.6. Cálculo de Válvula de expansión termostática.	103
5.3.7. Cálculo de Solenoide	104
5.3.8. Cálculo de tuberías	105
5.4 . Análisis Económico (Presupuesto)	110
CAPITULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	112
6.1. CONCLUSIONES	112
6.2. RECOMENDACIONES	113
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	114
ANEXOS.....	116

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N° 01: Operacionalización de variables	72
Tabla N° 02: Matriz morfológica.....	76
Tabla N° 03: Evaluación técnica	78
Tabla N° 04: Evaluación económica.....	79
Tabla N° 05: Característica del panel	85
Tabla N° 06: Espesores de panel.....	86
Tabla N° 07: Factor de corrección de T°	92
Tabla N° 08: Selección de válvula de expansión termostática.....	103
Tabla N° 09: Selección de válvula solenoide	104
Tabla N° 10: Selección de tubería de líquido.....	107
Tabla N° 11: Selección de tubería de líquido.....	107
Tabla N° 12: Selección de tubería de succión.....	109
Tabla N° 13: Selección de tubería de succión.....	109
Tabla N° 14: Presupuesto del proyecto.....	110
Tabla N° 15: Flujo de caja del proyecto.....	111

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica N° 01: Evaluación técnica - económica.....	79
Gráfica N° 03: Cuadro de máxima y mínima temperatura senamhi.....	89
Gráfica N° 04: Cuadro de máxima y mínima humedad senamhi.....	90
Gráfica N° 05: Diagrama de Mollier – Software Solkane.....	98

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 01: Dinámica de las exportaciones peruanos de mango 2023.....	18
Figura N° 02: Diagrama P-h del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor..	28
Figura N° 03: Diagrama P-h del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor..	30
Figura N° 04: Compresor hermético	31
Figura N° 05: Compresor Semihermético.....	32
Figura N° 06: Compresor abierto.....	32
Figura N° 07: Compresor tornillo.....	33
Figura N° 08: Compresor centrífugo.....	34
Figura N° 09: Compresor rotativo.....	35
Figura N° 10: Compresor scroll.....	36
Figura N° 11: Resistencia eléctrica del compresor.....	37
Figura N° 12: Visor de nivel de aceite.....	37
Figura N° 13: Cigüeñal del compresor.....	38
Figura N° 14: Pistón del compresor.....	38
Figura N° 15: Plato de válvulas.....	39
Figura N° 16: Aplicación del aceite según refrigerante.....	42
Figura N° 17: Evaporador de expansión seca.....	43
Figura N° 18: Condensador de aire forzado.....	44
Figura N° 19: Partes de una válvula de expansión termostática.....	45
Figura N° 20: Presiones de una válvula de expansión termostática.....	46
Figura N° 21: Recalentamiento.....	47
Figura N° 22: Recipiente líquido.....	48
Figura N° 23: Separador de aceite.....	49

Figura N° 24: Acumulador de succión.....	49
Figura N° 25: Filtro deshidratador.....	50
Figura N° 26: Válvula solenoide.....	51
Figura N° 27: Partes de una válvula solenoide.....	51
Figura N° 28: Visor de líquido.....	52
Figura N° 29: Presostato de alta automático.....	53
Figura N° 30: Presostato de alta manual.....	53
Figura N° 31: Presostato de baja.....	54
Figura N° 32: Antivibradores.....	55
Figura N° 33: Caja de cartón para mangos.....	80
Figura N° 34: Pallet americano.....	81
Figura N° 35: Distribución de cajas – vista de planta.....	81
Figura N° 36: Distribución de cajas – vista de lateral.....	82
Figura N° 37: Distribución de pallets – vista de planta.....	83
Figura N° 38: Panel PUR.....	86
Figura N° 39: Puerta corredera.....	87
Figura N° 40: Unidad condensadora.....	101
Figura N° 41: Esquema técnico.....	105
Figura N° 42: Línea de líquido.....	106
Figura N° 43: Línea de succión.....	108

ÍNDICE DE FÓRMULAS

Fórmula N° 01: Carga térmica por transmisión de paredes.....	56
Fórmula N° 02: Carga térmica por infiltración de aire.....	56
Fórmula N° 03: Carga por calor sensible sobre el congelamiento.....	57
Fórmula N° 04: Carga por calor latente de congelación.....	58
Fórmula N° 05: Carga por calor sensible por debajo del congelamiento.....	58
Fórmula N° 06: Carga por calor por respiración	59
Fórmula N° 07: Carga por alumbrado	59
Fórmula N° 08: Carga por personas.....	60
Fórmula N° 09: Carga por embalaje.....	60
Fórmula N° 10: Carga por motores eléctricos.....	61
Fórmula N° 11: Carga total.....	61
Fórmula N° 12: Valor actual neto.....	62
Fórmula N° 13: Tasa interna de retorno.....	63
Fórmula N° 14: Evaluación técnica.....	78
Fórmula N° 15: Evaluación económica.....	79

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo N° 01: Tabla de transmisión térmica del panel PUR.....	116
Anexo N° 02: Tabla de calor específico por embalaje.....	116
Anexo N° 03: Tabla de aire removido dentro del recinto.....	117
Anexo N° 04: Tabla de renovación de aire dentro del recinto.....	117
Anexo N° 05: Propiedades termodinámicas del mango.....	118
Anexo N° 06: Ficha técnica de la luminaria.....	119
Anexo N° 07: Tabla de calor generado por persona.....	120
Anexo N° 08: Temperatura de conservación y humedad relativa del mango.....	121
Anexo N° 09: Dt en el evaporador según la humedad relativa de cámara.....	122
Anexo N° 10: Ficha técnica de compresor.....	123
Anexo N° 11: Catálogo de evaporador cúbico.....	124
Anexo N° 12: Ficha técnica del evaporador HD 0138.....	125
Anexo N° 13: Catálogo de condensador enfriado por aire – Intercal.....	126
Anexo N° 14: Catálogo de características de condensador – Intercal.....	127
Anexo N° 15: Ubicación de cámara frigorífica en tiempo real.....	128

INTRODUCCIÓN

En los últimos años la población está creciendo de una manera acelerada, por lo tanto, los métodos de conservación naturales se ven arduamente superados por la cantidad de alimentos que se necesitan hoy en día.

La presente tesis nace debido a una necesidad de los pequeños y medianos productores, de cumplir con los requisitos de temperatura para la exportación.

Este proyecto se realiza en el distrito de Motupe, que forma parte del departamento de Lambayeque. Siendo junto con Piura los dos mayores exportadores que han posicionado a Perú como el tercer mayor exportador de mango en los últimos años. (En 2021-2022 las ventas lograron alcanzar las 232.683 toneladas).

En la cadena de producción del mango peruano, los pequeños y medianos agricultores producen el 70% del mango nacional.

El presente proyecto contiene 6 capítulos, El primer capítulo hablará de la realidad problemática, formulación del problema, delimitación, justificaciones, limitaciones y objetivos.

El segundo capítulo, el marco teórico: Antecedentes, desarrollo de la temática y definición conceptual. El tercer capítulo contiene el marco metodológico.

El cuarto capítulo nos da a conocer la propuesta de investigación, el quinto capítulo el cálculo, selección, análisis e interpretación de los resultados y por último el sexto capítulo conclusiones y recomendaciones.

CAPITULO I: PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Realidad Problemática

El mango, debido a su relevancia nutricional y amplia aceptación en los paladares a nivel mundial, es una de las frutas tropicales más consumidas. Con su atractivo sabor y contenido nutricional (incluyendo vitaminas, minerales, antioxidantes y fibra) juega un papel significativo en la dieta diaria de numerosos consumidores (Islam et al., 2020).

Además, la versatilidad en su uso, que abarca desde su consumo directo hasta su aplicación en diversas preparaciones culinarias, ha propiciado una demanda sólida y constante en los mercados internacionales (Jena et al., 2021).

El comercio de mango presenta una dinámica interesante. Se estima que se producen más de 46 millones de toneladas de mangos anualmente, de los cuales un considerable porcentaje se destina a la exportación (Food and Agriculture Organization of the United Nations., 2023).

Los países tropicales y subtropicales, principalmente India, Tailandia, México, Indonesia y Pakistán, dominan la producción y exportación de esta fruta, satisfaciendo las demandas de regiones como Norteamérica, Europa y Asia Oriental, donde el cultivo de mango no es viable a gran escala (International Trade Center, 2023).

Sin embargo, a pesar de su importancia y potencial, la cadena de exportación de mango se enfrenta a varios desafíos que limitan su eficiencia y sostenibilidad. Entre estos retos se encuentran problemas logísticos y de conservación (Today, 2020). Además, los pequeños productores, a menudo ubicados en regiones económicamente desfavorecidas, se enfrentan a dificultades en el acceso a mercados internacionales debido a la falta de infraestructura y conocimiento técnico sobre comercialización (Diop et al., 2021).

Desde el año pasado, la crisis local y mundial empezó a afectar al mercado agrícola, llegando a repercutir negativamente en las exportaciones de productos peruanos, siendo uno de los afectados el mango. Restricciones sanitarias en el mercado asiático, la guerra entre Rusia y Ucrania, y los conflictos sociales en el territorio nacional han sido los factores que impactaron negativamente en los precios para esta campaña 2022/2023.

Asimismo, la caída de los precios también se explicaría por la incorporación de nuevos competidores internacionales con variedades capaces de rivalizar directamente con la variedad de mango peruano más exportada, la Kent. Colombia sería uno de los principales nuevos competidores, especialmente en el mercado europeo, junto con su nueva variedad, Keitt. Durante 2022, este país llegó a incrementar sus exportaciones de mango en un 44%, y fue en ascenso de nuevo en este año.

Por otro lado, el aumento de la oferta del mango en el país norteamericano también llegó a influir directamente en los precios bajos para esta temporada, pues dicha acogida no existía en la pasada. Por ello, para la siguiente temporada se espera que la competencia en el mercado norteamericano sea mucho más reñida, ante la entrada de nueva oferta en esta plaza, así como la incorporación de nuevas variedades capaces de competir directamente con el producto peruano.

En ese sentido, los productores peruanos deberán ser un poco más estrictos con la calidad del mango conservándolo a las temperaturas óptimas, y así conseguir un mayor posicionamiento en el mercado mundial.

Hasta julio, el mango peruano llegó a 47 mercados, de los cuales tres de ellos concentraron el 62% de todos los envíos. Estados Unidos lideró con una participación de 31%; seguido de los Países Bajos, con 25%; y Canadá, con 6%. Con ello, se mostró una mejora en la desconcentración de los envíos, tomando mayores cuotas en mercados más pequeños. Ante la concentración de la oferta local, los productores trataron de no inundar mercados, sino diversificarse, con

relativo éxito. De no haberlo logrado, el efecto sobre el precio hubiera sido inclusive más perjudicial que el observado.

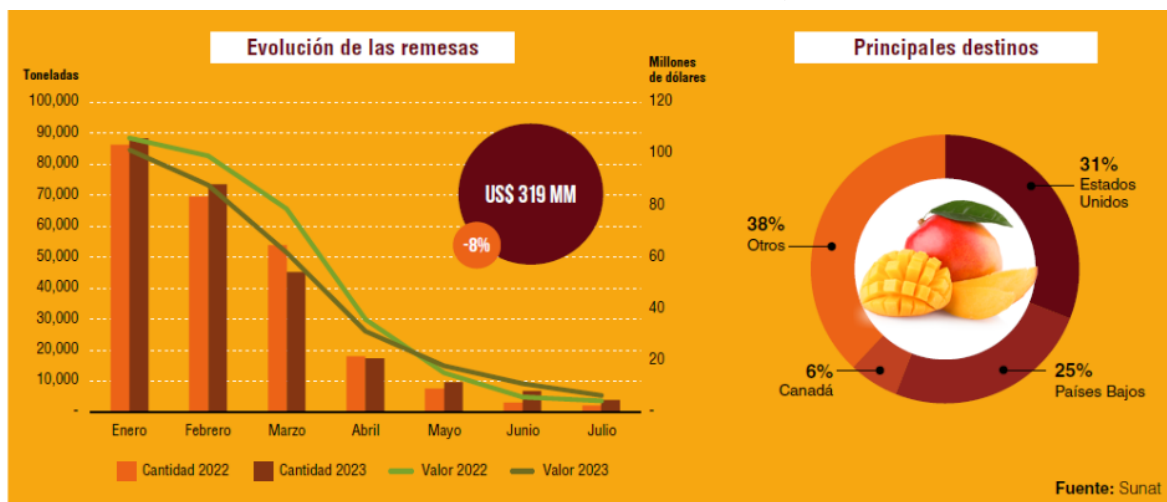
Hacia los Estados Unidos, las remesas sumaron 81,612 toneladas por US \$99 millones, lo cual representó un aumento del 8% en el volumen, pero con una caída del 8% en el valor. En esta plaza, el precio promedio al que se vendió el mango peruano fue de US \$1.22 por kilogramo, 15% menor.

Con respecto a los envíos hacia los Países Bajos, llegaron a obtener 78,806 toneladas por US \$87 millones, 5% menos en volumen y 9% menos en valor en relación al período anterior. El precio que se reembolsó en el mercado neerlandés por el mango peruano fue de US \$1.05 por kilogramo, 4% menos.

Por último, hacia Canadá se exportó un total de 14,399 toneladas por US \$20 millones, básicamente el mismo volumen por 12% menos valor que el año previo. Actualmente en este mercado, el precio promedio que se reembolsó fue de US \$1.36 por kilogramo, 12% menor a lo abonado en el mismo periodo del año previo.

Figura N°1

Dinámica de las exportaciones peruanas de mango en el 2023



Nota: La figura muestra la evolución de las remesas durante el año 2023.

Fuente: Sunat.

En el año 2022, la producción de mango de Perú logró alcanzar 474.000 toneladas, con 30.800 hectáreas de área instalada, según un reporte realizado por la Dirección de Estudios Económicos del Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego (MIDAGRI).

Resaltó que los departamentos con mayor área de mango en Perú en 2022 fueron Piura con 19.867 hectáreas (64.6% del total), Lambayeque con 4.311 hectáreas (14%), Áncash con 1.843 hectáreas (6%), Cajamarca con 1.160 hectáreas (4%).

De igual forma, Piura fue el principal departamento productor de mango en el año 2022, colaborando con el 63% (298.620 toneladas), seguida por Lambayeque con 14% (66.360 toneladas) y Áncash con 12.3% (58.302 toneladas). En conclusión, estos tres departamentos consolidan el 89.3% del total de mango producido (423.282 toneladas).

Los principales lugares de producción de mango en el departamento Lambayeque son: Motupe, Chóchope y Olmos.

El mango, el anhelado fruto que tiene una alta demanda en el mercado internacional, se ha logrado posicionar como el principal cultivo de los productores destinados a la agricultura familiar del departamento de Lambayeque. Aproximadamente más de 3,100 productores de la agricultura familiar y pequeños fundos comerciales que se localizan en las zonas de Motupe, Jayanca y Olmos se dedican al cultivo de mango orgánico con la ayuda del Servicio Nacional de Sanidad Agraria (SENASA).

La gran mayoría de los países en latino América basan su economía en la exportación de productos agrícolas y el Perú no es ajeno a esa realidad. El mango es un producto agrícola que ha ido en crecimiento en los últimos 10 años, siendo Motupe uno de los distritos en Lambayeque que más produce y exporta mango, pero gran parte de esta producción es usada para el consumo a nivel

nacional debido a que los pequeños y medianos productores no cumplen las exigencias de temperatura establecida por las grandes empresas exportadoras de mango.

La temperatura óptima para el almacenamiento refrigerado de mango es alrededor de 10-12°C, según las empresas exportadoras de mango.

Actualmente el distrito de Motupe viene enfrentando una realidad problemática, más del 50% del mango producido por los agricultores no alcanza las temperaturas de exportación (10-12°) requeridas por las grandes y pequeñas empresas de exportación, debido a que el mango es apilado en almacenes a temperatura ambiente o en cámaras frigoríficas que no alcanzan las temperaturas, y esto repercute de manera negativa en el desarrollo y crecimiento económico en el distrito, ya que el mango de exportación tiene mayor valor económico que el mango en el mercado nacional.

Según la "Asociación de productores y exportadores de mango ", en el año 2022, se registraron aproximadamente 15 cámaras frigoríficas de conservación para mangos en el distrito de Motupe, de los cuales el 30% cumplen con las temperaturas requeridas para la exportación, el 70% no alcanza la temperatura de exportación debido a muchos factores de diseño, como, por ejemplo:

- Mal selección de los compresores, evaporadores, tuberías o válvula de expansión termostática.
- Mal criterio de diseño para la ubicación de evaporadores.
- Mal cálculo de espesor de aislamiento térmico.

Todos estos factores influyen en un mal funcionamiento del sistema de refrigeración, de tal manera que las cámaras frigoríficas no llegan a las temperaturas de exportación.

En el año 2022, Perú exportó 304.034 toneladas de mango por US \$427.336.000, lo que significa el 64.14% de la producción nacional en dicho año,

quedando el 35.86% que equivale a 169,966 toneladas de mango para el mercado nacional.

La región Lambayeque produjo más de 66,000 toneladas de mango en el año 2022 de las cuales el 50% cumplió satisfactoriamente los requisitos de temperatura y fue exportado al mercado internacional, el otro 50% se quedó en Perú para el consumo nacional debido a que no cumplió con los requisitos de temperatura para su exportación.

1.2. Formulación del Problema

¿De qué manera el diseño de un sistema de cámara frigorífica con capacidad de 30,000 kg ubicada en el distrito de Motupe, permitirá cumplir los requerimientos de temperatura óptima del mango para su exportación?

1.3. Delimitación de la investigación

1.3.1 Delimitación espacial

El proyecto propuesto se encontrará ubicado en el departamento Lambayeque, distrito de Motupe.

1.3.2 Delimitación temporal

El estudio del proyecto tuvo un periodo de análisis de 4 meses (noviembre 2023 – febrero 2024).

1.4. Justificación e Importancia de la tesis

Esta investigación tiene como finalidad desarrollar el diseño de una cámara frigorífica con el objetivo de cumplir con los requisitos de temperatura de exportación del mango con una capacidad de 30,000 kg para el distrito de Motupe.

Justificación Social:

Promoverá el desarrollo de empleos, ya que no solo contará con mano de obra profesional, sino también mano de obra no calificada y técnica, es decir tendrá como resultado principal la generación de puestos de trabajo, activando gran parte de la economía de las familias que se encuentran localizadas cerca del proyecto.

Justificación Científica:

Este proyecto es significativo y original, porque es un estudio que no se realiza mucho a nivel local y esto nos permitirá como profesionales obtener experiencia en un sector que se está desarrollando en el Perú, y analizar las tendencias del mercado nacional e internacional.

Justificación Económica:

Permite aumentar los ingresos de las familias, también ayuda a mejorar el progreso del país incrementando el ingreso del PBI.

1.5. Limitaciones de la Tesis

- Falta de estudios previos de investigación sobre el tema, ya que la mayoría de tesis tienen muchos años de antigüedad.
- Dificultad para el acceso de recopilación de datos de temperatura y humedad en el distrito de Motupe.
- Dificultad para el acceso del lugar donde se ubican los agricultores y tienen sus hectáreas de mango.

1.6. Objetivos de la Tesis

1.6.1 Objetivo Principal

Diseñar una cámara frigorífica para la conservación de 30,000 kg de mangos ubicada en el distrito de Motupe.

1.6.2 Objetivos Específicos

- Determinar los requisitos óptimos de temperatura y humedad del mango para su exportación.
- Elaborar una matriz morfológica.
- Dimensionar la cámara frigorífica en base al área disponible y el volumen del producto a refrigerar.
- Calcular la carga de refrigeración necesaria para la cámara frigorífica tomando en cuenta las condiciones del producto.
- Seleccionar los equipos de Refrigeración necesarios (compresor, condensador, dispositivo de expansión, evaporador y componentes).
- Determinar el presupuesto que involucra el diseño de la cámara frigorífica.

CAPITULO II: MARCO TEÓRICO

2.1 . Antecedentes de estudios

Internacionales:

Esquivel (2021), en su tesis titulada: “Reacondicionamiento de las cámaras frigoríficas en el hotel de rio de luna y mares de Holguín”, se realizó un estudio debido al deterioro prematuro de las cámaras frigoríficas, las cuales generaban sobre calentamiento en la unidad condensadora y problemas de hermeticidad, todo esto generaba sobre consumos energéticos.

Salazar (2021), En su tesis titulada: “Diseño de una cámara de congelación para el almacenamiento de productos cárnicos en el hotel Baldi Hot Springs durante temporada alta”. esta investigación da a conocer el problema que tiene en su temporada alta, ya que la capacidad de almacenamiento de las cámaras no se abastece y la temperatura no es la correcta, a partir de estas condiciones mencionadas, se propone diseñar una cámara de congelación con la adecuada temperatura y capacidad de almacenamiento necesaria, para lograr preservar los productos durante la temporada alta. El diseño se basó en las normas ASHRAE, esta propuesta consiste en implementar un sistema mecánico de refrigeración por compresión y que utilice como refrigerante R507a.

Castro (2021), En su tesis titulada: “Propuesta de diseño de cuarto frio para el departamento de ingeniería en alimentos en el centro de innovación y tecnología de la Universidad del Valle de Guatemala”. El presente proyecto de investigación tuvo el propósito de implementar cuartos fríos en el nuevo edificio de la facultad, llamado Centro de tecnologías e innovación para el posterior uso académico de los estudiantes en los diferentes talleres. En esta investigación muy aparte del

cálculo de carga térmica, se realizaron los cálculos de los materiales y selección de equipos, cumpliendo con las normas de ASHRAE.

Nacionales:

Apaza y Nina (2022) en su tesis titulada “Diseño de una cámara frigorífica común para optimizar la conservación de pollo en el mercado central de Moquegua”, en este proyecto se realizó el estudio y diseño de una cámara frigorífica de conservación para carne de pollo ubicado en el mercado central del departamento de Moquegua, esta propuesta partió de la observación de los puestos de trabajos ubicados en la calle, esta investigación es del tipo tecnológica ya que tiene el objetivo de implementar conocimientos aplicados a la sociedad o campo de producción, además tiene un diseño no experimental transversal ya que la variable independiente no es manipulada.

Túllume (2022), En su tesis titulada: “Diseño de cámaras frigoríficas para el centro de entrenamiento de operaciones especiales (COES) de la Marina de guerra del Perú en la estación de San Lorenzo, Callao, Lima”. La investigación se realizó ya que las cámaras frigoríficas existentes se encontraban deterioradas y esto generaba pérdidas de producto, a partir de este problema surge el propósito global de diseñar un sistema frigorífico para las cámaras, en donde la metodología aplicada es el diseño no experimental, con una población de todas las cámaras frigoríficas y una muestra de 5 cámaras frigoríficas tales como antecámara, frutas verduras y hortalizas, lácteos, pescado y carnes.

Arispe y Muñoz (2022), En su tesis titulada: “Diseño del sistema de refrigeración para mejorar la capacidad de almacenamiento del arándano en cámaras de conservación Gourmet Perú”. La investigación parte por la necesidad de aumentar la capacidad de almacenamiento de arándanos en la cámara frigorífica de

conservación de Gourmet Perú, debido a una gran demanda de este producto, se propuso diseñar e implementar una cámara frigorífica de conservación, antecámara y despacho. La investigación es del tipo aplicada, ya que los resultados obtenidos de la investigación son aplicados, la población comprende todos los sistemas de refrigeración desarrollados en el Perú y la muestra es el sistema de refrigeración de la cámara de conservación de Gourmet Perú

2.2. Desarrollo de la temática correspondiente al tema desarrollado

2.2.1 Refrigeración:

El concepto de refrigeración se define como el proceso por el cual se consigue disminuir la temperatura de un cuerpo o fluido.

La refrigeración es un proceso importante en la aplicación de la industria alimentaria, ya que ayuda a ralentizar la proliferación de bacterias en los alimentos.

2.2.2 Refrigerante:

Son elementos que actúan como agente de enfriamiento, con propiedades especiales en su punto de congelación y condensación.

A través de cambios de temperatura y presiones estos pueden absorber calor de un lugar y disiparse en otro, mediante procesos de evaporación y condensación del propio refrigerante.

Características deseables de los refrigerantes:

- No son explosivos, ni inflamables, ni tóxicos. Además, tiene una baja conductividad eléctrica.
- El punto de congelación debe estar por debajo de cualquier temperatura que existe en el ciclo de refrigeración para evitar formación de hielo en el evaporador.

- Moderado volumen específico de vapor, para reducir al mínimo el tamaño del compresor.
- Bajos niveles de contaminación
- El valor del calor latente de evaporación tiene que ser lo más alto posible, cuanto mayor sea, mayor será el calor absorbido por kg de refrigerante.
- No corrosivo.
- Fácil localización de pérdidas y fácil detección.

2.2.3 Refrigeración por compresión mecánica de vapor

En breve se explican los ciclos de refrigeración por compresión de vapor ideal y real.

a. Ideal

Es el ciclo más utilizado para sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor. Lo forman cuatro procesos, los cuales se muestran en la figura:

- Proceso 1-2: Compresión isentrópica

En este ciclo, el refrigerante ingresa al compresor como vapor saturado y es comprimido isoentrópicamente hasta la presión de condensación. Durante el proceso de compresión, la temperatura del refrigerante aumenta por encima de la temperatura del medio.

- Proceso 2-3: Rechazo de calor a presión constante

El refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado y sale de éste como líquido saturado. La temperatura del refrigerante a la salida del condensador sigue por encima de la temperatura del medio.

- Proceso 3-4: Expansión isentrópica

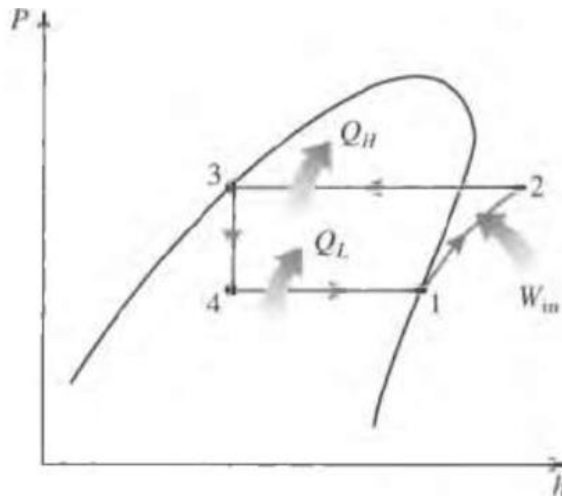
El refrigerante como líquido saturado es estrangulado hasta la presión de evaporación mediante el uso de una válvula de expansión o un tubo capilar. La temperatura del refrigerante cae por debajo de la temperatura del espacio refrigerado.

- Proceso 4-1: Absorción de calor a presión constante

El refrigerante entra al evaporador como una mezcla de líquido-vapor y se evapora en su totalidad mediante la absorción del calor del espacio refrigerado. Luego, sale del evaporador e ingresa nuevamente al compresor como vapor saturado, completando así el ciclo.

Figura N° 02

Diagrama P-h del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.



Nota: El ciclo ideal de refrigeración representado en el diagrama de Mollier, podemos ver los 04 procesos fundamentales. Fuente: “Cengel y Boles”.

b. Real

En la figura N°03 se puede apreciar un sistema de refrigeración real, en el punto A, se observa al refrigerante en fase líquida con un subenfriamiento a la salida del condensador, en el proceso A-B, podemos identificar el proceso de expansión, la presión de condensación cae hasta la presión de evaporación, el refrigerante se expande.

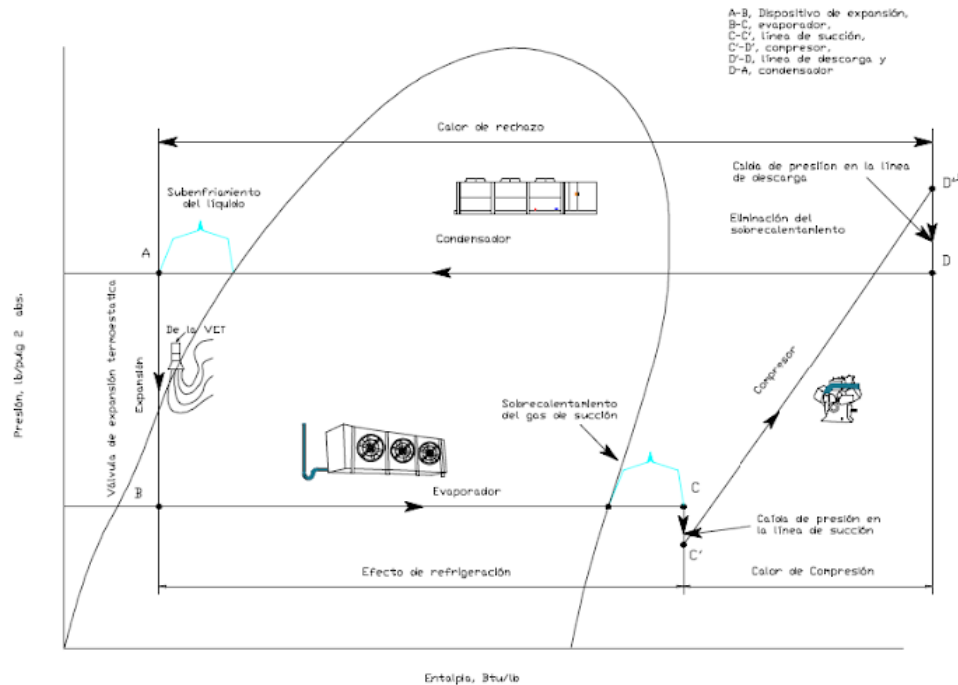
En el proceso B-C, el refrigerante absorbe todo el calor del ambiente, a través de la evaporación del refrigerante, pasando de estado líquido a vapor.

En el proceso C-C' identificamos caída de presión en la línea de aspiración, por el recalentamiento del refrigerante y el tramo del evaporador al compresor, adicional a este en el proceso C'-D' se genera una compresión producto del trabajo adicional que dicho compresor realiza, aumentando la presión y temperatura. En el proceso D'-D, tenemos una caída de presión.

En el proceso D-A, encontramos la condensación del refrigerante, el condensador disipa todo el calor ganado en el proceso de refrigeración hacia el medio ambiente, el refrigerante pasa de estado gaseoso a líquido.

Figura N° 03

Diagrama P-h del ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.



Nota: El ciclo real de refrigeración representado en el diagrama de Mollier, podemos ver los 04 procesos fundamentales.

2.2.4 Compresor

El compresor es el corazón del sistema de refrigeración. La función del compresor es elevar la presión de baja hasta la presión alta.

2.2.4.1. Tipos de compresores

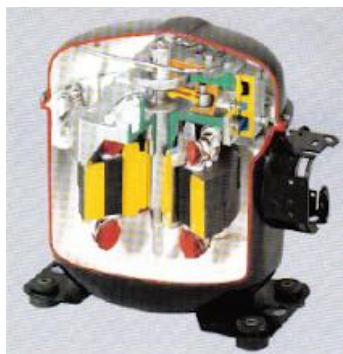
En la industria de la refrigeración se utilizan cinco tipos de compresores (*según su principio de funcionamiento*): reciprocantes, tornillos, giratorios, espirales y centrífugos. El compresor reciprocante es el más utilizado en los sistemas de refrigeración, el compresor tornillo se utiliza en los grandes sistemas industriales y comerciales.

Otra clasificación que se puede hacer es según su forma de estar contruidos y son:

- **Herméticos:** Estos compresores presentan una sola carcasa en donde se encuentra el compresor y el motor, son compresores de una sola vida ya que, ante alguna falla interna, se tiene que cortar la carcasa del compresor. Son utilizados para pequeñas potencias.

Figura N° 04

Compresor Hermético.

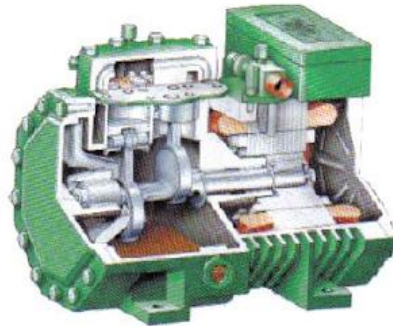


Nota: En la figuramos observamos la parte interna de un compresor hermético.

- **Semihermético:** Son utilizados para medias y grandes potencias. Son fáciles de reparar ante una avería. Tanto el motor como el compresor están dentro de la carcasa.

Figura N° 05

Compresor Semihermético



Nota: En la figura observamos la parte interna de un compresor Semihermético.

- **Abiertos:** Son compresores desarmables, el motor y compresor se encuentran separados. Son utilizados para grandes potencias.

Figura N° 06

Compresor abierto



Nota: En la figura observamos la configuración mecánica de compresor abierto.

Clasificación según su funcionamiento:

- **Compresor Alternativo**

Los compresores de desplazamiento positivo o también llamados compresores reciprocantes, en su interior tiene un pistón que se mueve mediante el accionamiento del cigüeñal, lo que hace que el pistón succione o comprima.

- **Compresor Tornillo**

Se encuentran formados por 02 rotores que giran en sentido contrario, estos rotores tienen una geometría diferente, uno denominado macho que encaja dentro del otro denominado hembra.

Figura N° 07

Compresor tornillo



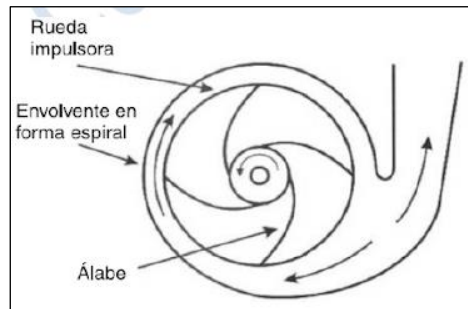
Nota: En la figuramos observamos la parte interna de un compresor tornillo.

- **Compresor Centrífugo**

Son compresores de tipo dinámico, no son de desplazamiento positivo como los equipos utilizados en los ciclos de compresión, está formado por ruedas impulsoras montadas sobre el eje y dentro de una carcasa.

Figura N° 08

Compresor centrífugo



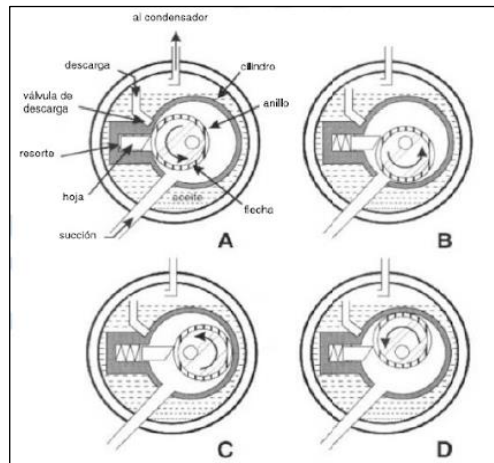
Nota: En la figuramos observamos las partes de un compresor centrífugo.

- **Compresor Rotativo**

Estos compresores utilizan un embolo giratorio para comprimir vapor, son utilizados en ambientes donde no se desea mucho ruido.

Figura N° 09

Compresor rotativo



Nota: En la figuramos observamos el principio de funcionamiento y partes de un compresor rotativo.

- **Compresor Scroll**

Estos compresores no presentan pistones, contienen 02 espirales, uno fijo y el otro móvil.

Figura N° 10

Compresor scroll



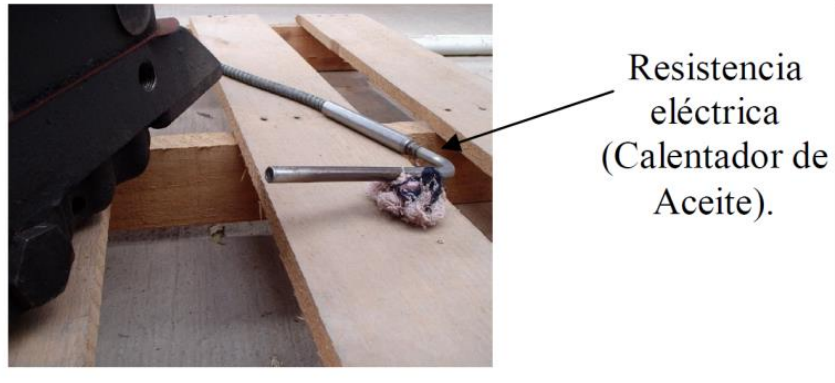
Nota: En la figura observamos las partes de un compresor scroll.

2.2.4.2. Descripción de las partes de un compresor reciprocante

- La resistencia del cárter tiene la función de mantener siempre el aceite a una temperatura más elevada en relación a la parte más fría del sistema, de esta manera cualquier pequeña cantidad de refrigerante que pudiera llegar y condensarse en el cárter se evaporara rápidamente retornando nuevamente al circuito por la línea de aspiración, este elemento se localiza en la parte inferior del compresor.

Figura N° 11

Resistencia eléctrica de un compresor



Nota: La resistencia eléctrica elemento fundamental para evitar los arranques con mezcla de aceite y refrigerante.

- El visor del nivel de aceite tiene la función de ver el nivel de aceite que contiene el sistema, y poder verificar si el sistema presenta un bajo nivel de aceite.

Figura N° 12

Visor de nivel de aceite

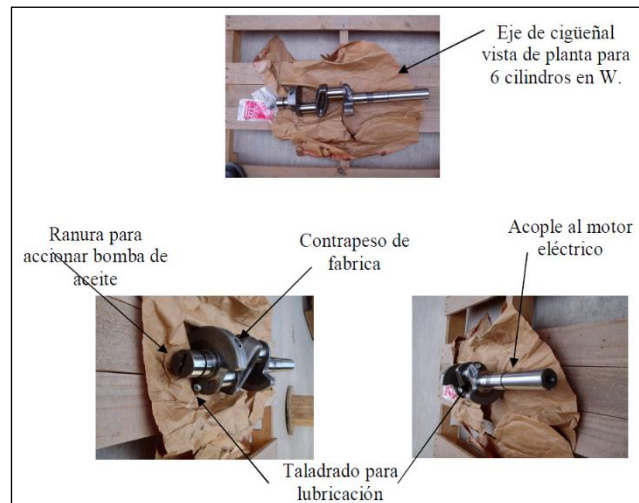


Nota: Componentes de un sistema de control de aceite en un compresor.

- Los ejes del cigüeñal, deben estar balanceados, para evitar vibraciones cuando el compresor está en marcha.

Figura N° 13

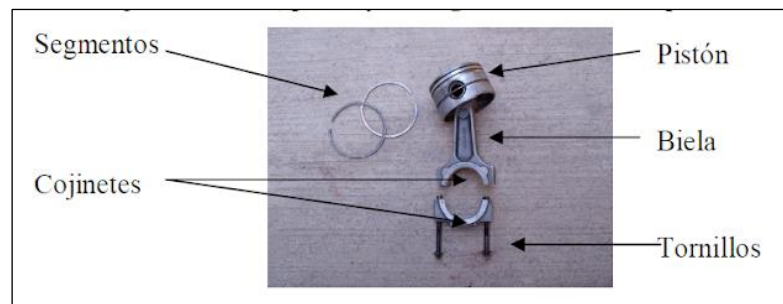
cigüeñal del compresor



Nota: Partes del cigüeñal de un compresor semi hermético.

Figura N° 14

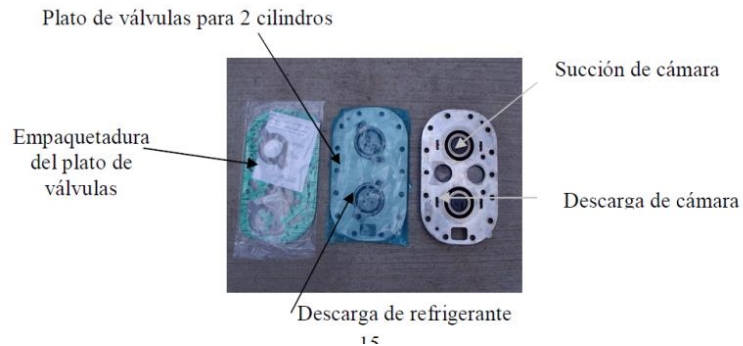
Pistones de un compresor



Nota: Partes del pistón de un compresor hermético.

Figura N° 15

Plato de válvulas



Nota: Partes de los platos de válvula de succión y descarga de un compresor.

2.2.4.3. Puesta en marcha

(1) La unidad condensadora está conformada por el compresor y accesorios como válvula solenoide, visor de líquido, filtro secador de líquido y succión, acumulador de succión, separador de aceite y elementos de protección. El compresor, accesorios y conexiones eléctricas, vienen instalados de fábrica como una sola unidad al vacío, condición muy importante para evitar el ingreso de humedad al sistema.

(2) Ya instalado el circuito de tuberías de cobre, se procede a cargar nitrógeno seco dentro de ellas a través de las válvulas de servicio del compresor, con lo que podemos empezar a detectar fugas tanto en el evaporador, tubería y condensador. Se recomienda que la presión de prueba con nitrógeno debe realizarse entre 250 a 300 psi ya que la presión máxima de prueba es 400 psi, por un tiempo de 24 horas con la finalidad de detectar fugas.

(3) Después de revisar el sistema y verificar que la presión se mantuvo durante el periodo determinado, se procede a sacar el nitrógeno, para ello se puede utilizar la misma válvula de servicio, de esta manera el nitrógeno ayuda a limpiar el sistema, barriendo todas aquellas partículas que el flujo pueda arrastrar hacia el exterior del sistema. De haberse encontrado fugas en el sistema, se deben de corregir y regresar al paso (1).

(4) Luego procedemos a realizar la prueba de vacío de todo el sistema frigorífico por medio de una bomba de vacío, por un periodo de 6 horas sin interrupción, lo cual será otro tipo de prueba de que el sistema no tenga fugas en su tubería. Si la presión no sube, entonces el sistema está listo para la carga de refrigerante, de no estarlo, quiere decir que tenemos una pequeña fuga y regresamos al paso (1) nuevamente.

(5) Si la prueba de vacío está conforme, abrimos las válvulas de servicio del compresor el cual puede estar al vacío o con nitrógeno seco siendo perjudicial para el sistema. El vacío no solo es una prueba para detectar fugas, sino que es necesaria para extraer la humedad del sistema debido a la entrada de aire en el momento de la instalación.

(6) Procedemos a la recarga de refrigerante, siempre por medio del juego de manómetros.

2.2.4.4. Aceites lubricantes para refrigeración

Existen muchos aceites lubricantes en el mercado de la refrigeración. Cada fabricante de compresores siempre especifica el tipo de aceite para cada modelo, uno de los errores más comunes mientras se realiza el servicio es no verificar que el aceite sea compatible con el compresor; eso podría provocar un daño al sistema debido a la no compatibilidad con el refrigerante y elementos del sistema.

La mayor cantidad de aceite lubricante permanece en el compresor, una pequeña cantidad circula hacia el circuito frigorífico, el aceite lubricante debe estar apto para resistir tanto una alta temperatura en la descarga del compresor y una baja temperatura en la válvula de expansión.

Debe ser lo suficientemente soluble con el refrigerante y así poder retornar al compresor, de manera que, con el tiempo, este no se quede sin su aceite lubricante, lo cual podría generar una falla en las piezas mecánicas.

2.2.4.4.1. Categorías

- **Aceite Mineral (MO)**
- **Aceite Alquilbenceno (AB):** Sintético
- **Aceite Polioléster (POE)**
- **Aceite Polialfaolefinas (PAO)**
- **Aceite Polialquilenglicol (PAG):** Automóvil

Figura N° 16

Aplicación de aceite según refrigerante.

Refrigerante	LUBRICANTE APROPIADO				
	Mineral (MO)	Alquilbenceno (AB)	Poliol éster (POE)	Poliálfaelfino (PAO)	Poli alquil glicol (PAG)
GFC -11	OK	X	L	L	X
GFC - 12	OK	OK	L	L	X
R - 502	OK	OK	L	L	X
HCFC - 22	OK	OK	L	L	X
HCFC - 123	OK	OK	L	L	X
HFC - 134a	X	X	OK	X	L
HFC - 404A	X	X	OK	X	L
HFC - 407C	X	X	OK	X	L
HFC -413A	X	X	OK	X	L
HFC - 507A	X	X	OK	X	L
HG - 600a	OK	L	OK	OK	L
HG - 290	OK	L	OK	OK	L
R - 717 (NH3)	OK	L	X	OK	L
R - 744 (CO2)	L	L	OK	OK	OK

OK: Buen rendimiento X: No aconsejable L: Aplicación con algunas limitaciones

Nota: La figura muestra la aplicación de cada aceite para su compatibilidad con cada refrigerante.

2.2.5 Evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor formado por un conjunto de tuberías en las que se evapora el fluido (Refrigerante), extrayendo calor del espacio que se desea refrigerar.

Figura N° 17

Evaporador de expansión seca.



Nota: La figura muestra el proceso de evaporación dentro del intercambiador de calor (Evaporador), donde ingresa líquido con un porcentaje mínimo de vapor al evaporador y sale 100% vapor.

2.2.5.1. Descongelamiento

2.2.5.1.1. Descongelamiento por aire

Este proceso de desescarche consiste en realizar un descongelamiento mediante los ventiladores del propio evaporador, es recomendable en aplicaciones de temperatura positiva.

2.2.5.1.2. Descongelamiento por resistencias eléctricas

Es un conjunto de resistencias eléctricas que se encuentran instaladas en el evaporador; luego de forma programada, funcionan con el fin de descongelar la superficie del evaporador.

2.2.5.1.3. Desescarche por gas caliente

El Desescarche por gas caliente es muy similar al desescarche por resistencias eléctricas, la única diferencia es que se envía gas caliente de la línea de descarga hacia los evaporadores con la finalidad de descongelar los evaporadores.

2.2.6 Condensador

El condensador es un intercambiador de calor, que tiene como objetivo disipar todo el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador y el añadido al vapor en la fase de compresión.

Figura N° 18

Condensador de aire forzado.



Nota: La figura muestra un condensador de aire forzado con tiro vertical con dos ventiladores.

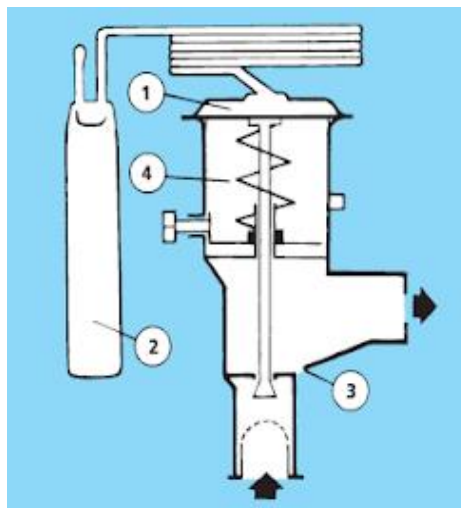
2.2.7 Válvula de expansión termostática

Es un elemento mecánico que regula el flujo de refrigerante que ingresa al evaporador, cuya función principal es abastecer al evaporador con la cantidad de refrigerante líquido correcto así proteger al compresor de retornos de líquido o recalentamiento excesivo.

Una válvula de expansión termostática contiene un elemento termostático (1) cuerpo de válvula (4) un bulbo (2) y un asiento de válvula (3).

Figura N° 19

Partes de una válvula de expansión termostática.



Nota: Es el dispositivo de expansión que separa el lado de alta presión con el de baja presión. Fuente: Manual Danfoss.

Presiones de la válvula de expansión termostática

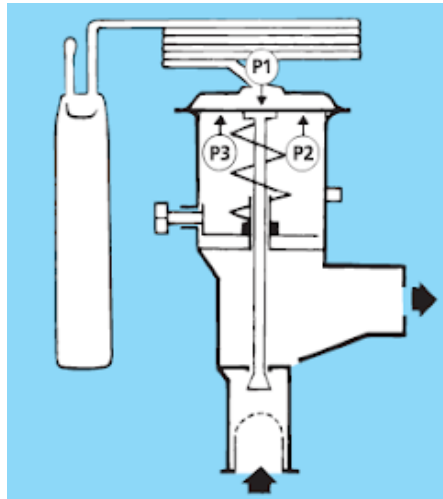
P1: Presión del bulbo, que actúa en la dirección de apertura de la válvula.

P2: Presión de evaporación, que actúa en la dirección de cierre de la válvula.

P3: Presión del muelle, que actúa en la dirección de cierre de la válvula.

Figura N° 20

Presiones de una válvula de expansión termostática.



Nota: Las presiones que actúan sobre la válvula de expansión permiten abrir o cerrar según la carga térmica del recinto frigorífico. Fuente: Manual Danfoss.

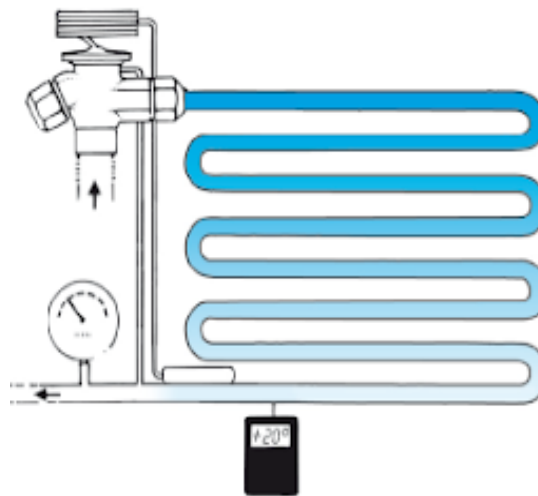
2.2.7.1. Recalentamiento:

El recalentamiento es el calor adicional ganado por el evaporador con la finalidad de asegurar que el refrigerante salga en estado de vapor al 100%.

El recalentamiento se mide en kelvin y sirve como una señal reguladora de inyección del líquido a través de la válvula de expansión.

Figura N° 21

Recalentamiento de una válvula de expansión termostática.



Nota: El recalentamiento en el evaporador es un parámetro fundamental para diagnosticar algún problema. Fuente: Manual Danfoss.

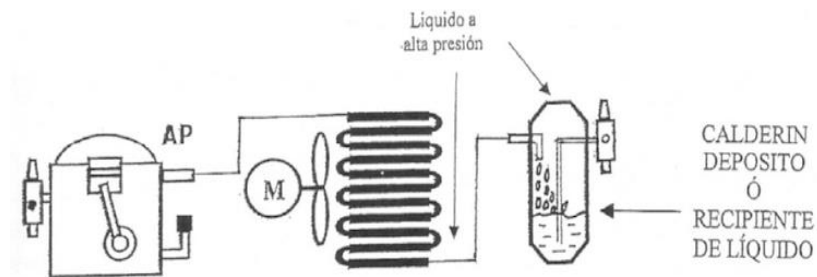
2.2.8 Elementos auxiliares o complementarios

2.2.8.1. Recipiente líquido

El recipiente líquido es instalado a la salida del condensador, la función principal de este recipiente es de almacenar el todo el refrigerante que viene del condensador.

Figura N° 22

Recipiente líquido.



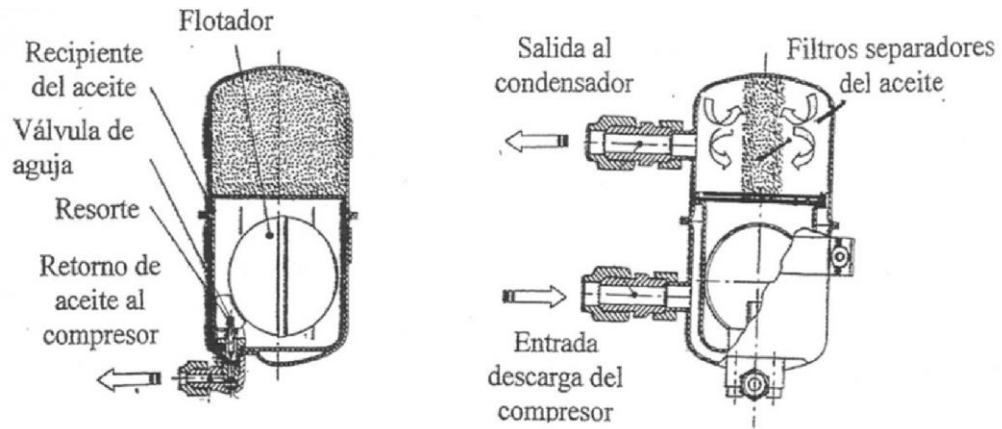
Nota: Son tanques horizontales o verticales cerrado a alta presión, llevan una válvula de seguridad por alguna sobrepresión.

2.2.8.2. Separador de aceite

Es un tanque que se instala a la salida del compresor, tiene como objetivo principal atrapar la mayor cantidad de aceite que sale del compresor y retornarlo al cárter del compresor.

Figura N° 23

Separador de aceite.



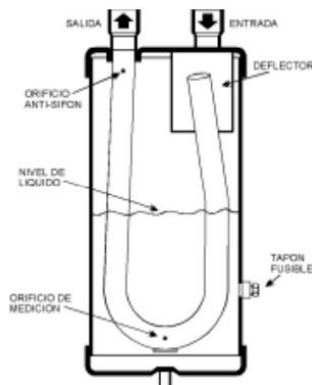
Nota: La figura muestra las partes internas del separador de aceite.

2.2.8.3. Acumulador de succión

Es un recipiente cerrado que tiene como objetivo proteger al compresor de retornos de refrigerante en estado líquido.

Figura N° 24

Acumulador de succión.



Nota: La figura muestra las partes internas del acumulador de succión.

2.2.8.4. Filtros Deshidratadores

Una de sus funciones es la eliminación de partículas sólidas que se encuentran en el sistema, las cuales pueden generar problemas como la caída de presión y pérdida de eficiencia.

Pero la función primordial es la remoción de humedad del refrigerante, esta humedad se genera por muchos factores.

Figura N° 25

Acumulador de succión.



Nota: La figura muestra dos tipos de filtro, los descartables o una vida y los de carcasa con filtros intercambiables.

2.2.8.5. Válvula Solenoide

La válvula solenoide es un dispositivo operado eléctricamente, abre y cierra mediante la acción de campos magnéticos generados en la bobina.

Figura N° 26

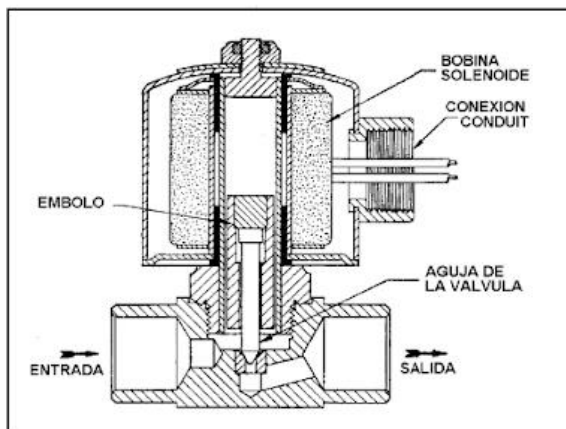
Válvula solenoide.



Nota: La figura muestra la válvula solenoide compuesta por el cuerpo de válvula y la bobina de 13w.

Figura N° 27

Partes de una válvula solenoide.



Nota: La figura muestra las partes internas del cuerpo de válvula y solenoide.

2.2.8.6. Indicadores de líquido

Es un dispositivo metálico con una mirilla de vidrio, que permite observar el estado del refrigerante. También tiene la capacidad de observar si el sistema presenta humedad a través de un juego de colores verde y amarillo.

Figura N° 28

Visor de líquido.



Nota: Si el visor se encuentra burbujeando es un indicador que falta refrigerante o regular la válvula de expansión termostática.

2.2.8.7. Presostato de alta presión

Es un dispositivo de protección mecánica, este se activa cuando la presión de alta supera la presión configurada en el dispositivo, haciendo que el compresor se apague.

- Ventiladores en mal estado o bloqueo de ventiladores.
- Carga excesiva de refrigerante.

Figura N° 29

Presostato de alta automático.



Nota: La figura muestra un presostato Kp5 Danfoss con reset automático.

Figura N° 30

Presostato de alta manual.



Nota: La figura muestra un presostato Kp5 Danfoss con reset manual.

2.2.8.8. Presostato de baja presión

Es un dispositivo de protección mecánica, este se activa cuando la presión de baja se encuentra por debajo de la presión configurada en el dispositivo.

Causas más frecuentes por las que puede actuar presostato de baja son:

- Mala regulación de la válvula de expansión.
- Ventiladores del evaporador averiados, o escarcha excesiva en el evaporador.
- La carga del refrigerante es baja.

Figura N° 31

Presostato de baja.



Nota: La figura muestra un presostato Kp1 Danfoss con reset automático.

2.2.8.9. Anti vibradores

Son dispositivos utilizados en la línea de aspiración y descarga, están diseñados para absorber la transmisión de las vibraciones que generan los motores (reciprocantes), con el fin de evitar daños a los tubos conectados y a las juntas soldadas.

Figura N° 32

Anti vibradores.



Nota: Los anti vibradores se seleccionan de acuerdo al diámetro de las tuberías de succión y descarga.

2.2.8.10. Válvulas de bola – GBC

Las válvulas de bola son válvulas de cierre manual y bidireccional de dos posiciones que se utilizan en tuberías de líquido, de aspiración y descarga y se utilizan para aislar tramos del equipo de refrigeración que se desea realizar un servicio o alguna reparación.

2.2.9 Cálculo de carga térmica

2.2.9.1. Carga térmica por transmisión de paredes

La fórmula aplicada es la siguiente:

$$Q_{trans} = S * K * (t_{ext} - t_{int}) \text{Ecuación 1}$$

Q_{trans} = Calor total por transmisión de paredes (w).

S= Superficie total de las paredes (m²).

T_{ext} = Temperatura en el exterior (°C).

T_{int} = Temperatura en el interior (°C).

K= Resistencia del material (w/m²c).

2.2.9.2. Carga térmica por infiltración de aire

$$Q_{inf} = V_{cámara} * f * n \text{Ecuación 2}$$

Q_{tinf} = Calor por infiltración (w).

V= Volumen de cámara (m³).

f= Factor de aire removido.

n = Renovaciones de aire.

2.2.9.3. Carga térmica por producto

La carga térmica por producto se divide en: Carga por calor latente y la carga por calor sensible.

Nota: Para los vegetales y frutas se considera carga por respiración.

Carga por calor sensible sobre el congelamiento

Calor que se debe extraer del producto el cual genera un cambio en la temperatura del producto, sin cambiar de fase.

$$Q_{sensible-sobre} = \frac{C_{ss} * m * (t_{ext} - t_{int})}{Tiempo\ de\ enfriamiento} \dots \text{Ecuación 3}$$

$Q_{sensible-sobre}$ = Calor que debemos remover (w-h/24h).

m = Masa del producto (kg).

C_{ss} = Calor específico (kJ/Kg.C).

t_{ext} = Temperatura exterior (°C)

t_{int} = Temperatura interior (°C)

Nota: cuando se necesite enfriar el producto a una temperatura igual o por arriba del punto de congelación del producto se utiliza el calor sensible sobre el congelamiento, y cuando se necesite congelar el producto por debajo del punto de congelación se utilizan ambos calores.

Carga por calor latente de congelación

Calor que se debe extraer del producto el cual genera un cambio de fase en el producto sin que se presente un cambio en la temperatura del producto.

$$Q_{latente} = \frac{C_l * m}{Tiempo\ de\ enfriamiento} * 24h \dots \text{Ecuación 4}$$

$Q_{latente}$ = Calor que debemos remover (w-h/24h).

m = Masa del producto (kg).

C_l = Calor específico (kJ/Kg).

Carga por calor sensible por debajo del congelamiento

Calor que se debe extraer del producto el cual genera un cambio en la temperatura del producto, sin cambiar de fase.

$$Q_{sensible-debajo} = \frac{C_{sd} * m * (t_{ext} - t_{int})}{Tiempo\ de\ enfriamiento} * 24h \dots \text{Ecuación 5}$$

$Q_{sensible-debajo}$ = Calor que debemos remover (w-h/24h).

m = Masa del producto (kg).

C_{sd} = Calor específico (kJ/Kg.C).

t_{ext} = Temperatura exterior (°C)

t_{int} = Temperatura interior (°C)

Carga por calor de respiración

Los vegetales y las frutas continúan con vida aun después de su recolección y continúan sufriendo cambios mientras están almacenados.

$$Q_{respiracion} = \frac{C_r * m}{Tiempo\ de\ enfriamiento} * 24h \dots \text{Ecuación 6}$$

$Q_{respiracion}$ = Calor que debemos remover (w-h/24h).

m = Masa del producto (kg).

C_r = Calor específico (kJ/Kg).

En nuestro cálculo solo utilizaremos la carga de calor sensible sobre el congelamiento y calor por respiración.

$$Q_p = Q_{ss} + Q_r$$

2.2.9.4. Cargas suplementarias

Carga por alumbrado

$$Q_{lum} = P * \frac{Hrf}{24h} \dots \text{Ecuación 7}$$

Q_{lum} = Calor por las luminarias (w-h/24h).

P = Potencia total de las luminarias (w).

Hrf = Horas funcionando (Horas).

Carga por personas

$$Q_{pers} = n * P * \frac{Hrf}{24h} \dots \text{Ecuación 8}$$

Q_{pers} = Calor por las luminarias (w-h/24h).

P= Potencia por persona (w).

n= Número de personas.

Hrf= Cantidad de horas funcionando (Horas).

Carga por embalaje.

$$Q_{embalaje} = \frac{C_{em} * m_{emb} * (t_{emb} - t_{cámara})}{\text{Tiempo de enfriamiento}} \dots \text{Ecuación 9}$$

$Q_{embalaje}$ = Calor que debemos remover (w-h/24h).

M_{emb} = Masa del embalaje (kg).

C_{em} = Calor específico del embalaje (kJ/Kg.C).

t_{emb} = Temperatura de entrada del embalaje(°C)

t_{camara} = Temperatura de conservación del mango. (°C)

Carga por Motores eléctricos

Para este cálculo se considera el 10% de la carga acumulada (Carga por transmisión de paredes, infiltración de aire, producto, luminarias, personas).

Esta carga es generada por los moto ventiladores del evaporador, y debido que la selección del evaporador se realiza después del cálculo de carga térmica, este valor es estimado.

$$Q_{mot} = (Q_{amb} + Q_{inf} + Q_{prod} + Q_{ilum} + Q_{pers}) * 10\% \text{ ...Ecuación 10}$$

Carga total

El cálculo de carga térmica se realiza en base de 24 horas y la capacidad horaria del compresor se determina dividiendo la carga total entre 24 horas multiplicado por el número de horas de trabajo del compresor.

Agregamos un factor de seguridad adicional de 5% a 10% como una medida conservadora para asegurar que el equipo no sea subdimensionado.

$$Q_{total} = (Q_{amb} + Q_{inf} + Q_{prod} + Q_{ilum} + Q_{pers} + Q_{mot}) * 110\% \text{ ...Ecuación}$$

2.2.10 Viabilidad económica

Según Llauce (2016) “La evaluación de proyectos de inversión tiene como finalidad, analizar la conveniencia o inconveniencia en el uso de recursos destinados a la ejecución de un proyecto, dirigido a la solución de un problema o a la satisfacción de necesidades”.

El VAN y el TIR son instrumentos financieros que provienen de las matemáticas financieras que nos ayudan a evaluar la rentabilidad de un proyecto de inversión.

2.2.10.1. Valor actual Neto (VAN)

$$VAN = \sum_{t=1}^{t=n} \frac{BN_t}{(1+i)^t} - I_0 \text{ Ecuación 12}$$

Dónde:

VAN: Valor actual neto

BN_t : Flujo de caja

I_0 : Inversión Inicial, $t = 0$

$i = t_d$: tipo de interés o tasa de descuento

t : periodos de tiempo

n : números de periodos

- El proyecto es viable, genera ganancias si $VAN > 0$
- El proyecto no genera ganancias ni pérdidas si $VAN = 0$
- El proyecto no es viable, genera pérdidas si $VAN < 0$

2.2.10.2. Tasa interna de retorno (TIR)

$$0 = \sum_{t=1}^{t=n} \frac{BN_t}{(1+TIR)^t} - I_0 \dots\dots \text{Ecuación 13}$$

BN_t : Flujo de caja

t: periodos de tiempo

n: números de periodos

- TIR > i, se aceptará el proyecto de inversión.
- TIR = i, el proyecto deberá ser más competitivo y más rentable.
- TIR < i, se rechaza el proyecto de inversión.

2.3. Definición conceptual de la terminología empleada

2.3.1 Temperatura

Es aquella propiedad física que tiene como finalidad darnos alguna idea de cuanto calor o frío presenta una persona o un objeto en un determinado lugar o espacio.

2.3.2 Calor

Es el proceso por el cual se transfiere energía térmica entre dos cuerpos, que tienen temperaturas diferentes y se denomina por la letra "Q".

La unidad de medida en el S.I. es el Joule (J), que es la misma que la de energía y el trabajo, otras unidades son:

- Kilocalorías (kcal)
- British Thermal Unit (BTU)

$$1 \text{ BTU} = 778 \text{ Pie.lbf}$$

$$1 \text{ Cal} = 4.187 \text{ J}$$

$$1 \text{ BTU} = 252 \text{ Cal.} = 1055 \text{ J} = 1.055 \text{ kJ}$$

2.3.3 Calor Específico

Cantidad de calor que una sustancia o un sistema termodinámico es capaz de absorber antes de incrementar su temperatura en una unidad.

2.3.4 Calor Latente

Es el calor o energía térmica a la cual se produce un cambio de fase, sólido a líquido (calor de fusión) o de líquido a gaseoso (calor de vaporización), de una sustancia sin variación de temperatura.

2.3.5 Calor Sensible

El calor que puede sentirse o medirse se llama calor sensible, este es el calor que genera un cambio en la temperatura de una sustancia, pero no un cambio en el estado de la misma.

2.3.6 Presión

Es la fuerza ejercida por unidad de área, se puede escribir como una medida de intensidad de fuerza en un punto cualquiera sobre una superficie de contacto cuando esta fuerza está distribuida uniformemente sobre un área la presión será la misma para cualquier punto de la superficie, por lo que las unidades son $\text{Kgf/m}^2 = \text{N/m}^2$.

2.3.7 Presión Atmosférica

Se llama presión atmosférica a la presión generada por la atmósfera, debido a la masa del aire y la fuerza de gravedad se genera la presión sobre la superficie de la tierra.

Una atmósfera es igual a:

Sistema Internacional = 101.325 kPa

Sistema Métrico = 1.033 Kg/cm^2 = 760 mm Hg

Sistema Inglés = 14.696 psi = 29.92 in Hg

2.3.8 Presión Manométrica

Cuando se desea medir la presión dentro de un sistema cerrado, se utiliza un instrumento llamado manómetro, por eso se llama presión manométrica, puede ser mayor o menor que la atmósfera. A la presión mayor que la atmosférica, se le llama positiva; y al menor se le llama negativa o vacío.

2.3.9 Presión absoluta

La presión absoluta es la presión que se aplica sobre una superficie. Es la suma de la presión atmosférica más la presión manométrica. Si esta última es positiva, se suman y si es negativa se restan.

Presión absoluta = presión atmosférica + presión manométrica.

Presión absoluta = presión atmosférica – presión manométrica (Vacío).

2.3.10 Trabajo y Energía

El trabajo se define como la fuerza que se aplica a un cuerpo para desplazarse de un lugar a otro, su unidad de medida es el Joule (J).

La energía se define como la capacidad de un cuerpo para realizar trabajo, la unidad de medida que la representa es el Joule (J).

2.3.11 Termodinámica

Es una rama de la física que estudia la transferencia de calor, la conversión de la energía y la capacidad de los sistemas para la producción de trabajo.

2.3.12 Primera Ley de la Termodinámica

Primera ley de la termodinámica o también llamada ley de la conservación de la energía, esta ley nos resume lo siguiente: la energía no se crea ni se destruye solo se transforma.

2.3.13 Segunda Ley de la Termodinámica

Segunda ley de la termodinámica (entropía), esta ley nos dice que solo existe transferencia de calor en una dirección, de mayor a menor temperatura, y esto tiene lugar a través de los tres modos básicos de transferencia de calor (conducción, convección, y radiación).

2.3.14 Transferencia de calor

La transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas entre dos zonas determinadas, siempre que existe una diferencia de temperatura, la temperatura fluye del cuerpo más caliente hacia el cuerpo más frío.

2.3.15 Conducción

La transferencia de calor por conducción se da cuando la energía es transmitida por contacto directo entre las moléculas de un cuerpo simple o entre moléculas de dos o más cuerpos con un buen contacto térmico entre ambos.

2.3.16 Convección

La transmisión de calor por convección se da cuando el calor se desplaza de un lugar a otro mediante un medio que fluye. Estas corrientes se conocen como corrientes de convección y se producen debido al cambio de densidad produciéndose a través de la expansión de la porción calentada del fluido.

2.3.17 Radiación

La transferencia de calor por radiación es energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura dada, se produce desde la fuente interior hacia el exterior en todas las direcciones.

2.3.18 Entalpía

Se puede definir como la suma de la energía interna de un sistema termodinámico y el producto de su volumen multiplicado por la presión, y se simboliza por la letra “H” con la unidad de medida en el Sistema Internacional es el KJ/kg.

2.3.19 Entropía

Se puede definir que es una medida del desorden energético que posee un cuerpo, matemáticamente “la variación de entropía entre dos estados infinitamente próximos se define como la variación del calor respecto a la temperatura”, y se simboliza por la letra “S” con la unidad de medida en el Sistema Internacional es el J/K.

2.3.20 Procesos Termodinámicos

Cuando un sistema cambia de un estado a otro, está sujeto a un proceso termodinámico, que pueden ser reversibles o irreversibles. Termodinámicamente todos los procesos son irreversibles.

2.3.21 Proceso Isobárico

Es un proceso termodinámico mediante el cual la presión del refrigerante se mantiene constante, como ejemplo este proceso tenemos la operación del condensador, donde realiza la condensación del gas caliente proveniente del compresor a presión constante.

2.3.22 Proceso Isotérmico

Es un proceso termodinámico mediante el cual la temperatura se mantiene constante pero la presión y volumen varían, como ejemplo este proceso tenemos el cambio de estado del refrigerante al pasar de líquido a gaseoso a una temperatura constante.

2.3.23 Proceso Isoentálpico

Es un proceso termodinámico en el cual la entalpía del refrigerante permanece constante, como ejemplo de este proceso tenemos la expansión, en donde el refrigerante sufre una brusca caída de presión y temperatura, sin variar su calor contenido.

2.3.24 Proceso Isentrópico

Es un proceso termodinámico en el cual la entropía del refrigerante permanece constante, como ejemplo de este proceso tenemos la compresión del gas refrigerante.

2.3.25 Diagrama de Mollier

Es una representación gráfica proyectada en una carta semilogarítmica, suelen estudiar los diferentes sistemas de refrigeración por compresión, llamado también diagrama de Presión entalpía (p-h).

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

3.1 . Diseño de contrastación de hipótesis

La presente investigación es de tipo tecnológica, pues a partir de información recopilada, normas y procedimientos propuestos por investigaciones anteriores se busca conseguir una solución práctica a través de la utilización de instrumentos y máquinas.

En cuanto al enfoque, es del tipo cuantitativa, de carácter descriptiva – propositiva, no experimental, pues se pretende realizar un diseño factible y aplicable de una cámara frigorífica cuyo fin es mejorar la eficiencia y competitividad empresarial del lugar objetivo.

3.2. Población y muestra

La población para el presente trabajo de investigación son las cámaras frigoríficas de refrigeración.

La muestra es la cámara frigorífica para conservación de mangos.

3.3. Hipótesis

El diseño de una cámara frigorífica con capacidad de 30,000 kg permitirá cumplir los requisitos de temperatura óptima del mango para su exportación.

3.4. Operacionalización de variables

Tabla N° 1

Operacionalización de variables.

VARIABLE ÚNICA	DEFINICION CONCEPTUAL	DEFINICION OPERACIONAL	INDICADOR
Diseño de una cámara de refrigeración	Es un recinto aislado térmicamente, dentro del cual se contiene materia para extraer su energía térmica, esta es la conservación de productos perecederos por medio de la recirculación de aire frío (Moran y Shapiro, 2005, p ,643)	La función principal de una cámara frigorífica es la de almacenar y conservar productos perecederos, en condiciones óptimas, a través de observaciones, documentos, fórmulas y cálculos necesarios.	Temperatura de trabajo Consumo de energía Dimensiones de cámara

Nota: En la operacionalización encontramos una variable, Fuente: elaboración propia.

3.5. Métodos y técnicas de investigación

Técnicas:

En la recopilación de los datos se utilizan diferentes técnicas entre las cuales encontramos la observación, entrevista, revisión bibliográfica, etc. con la finalidad de elaborar el desarrollo del estudio y así adquirir los valores exactos y necesarios para el propósito del estudio.

Revisión bibliográfica.

Implica la selección y consulta de la bibliografía que es útil para el estudio, de toda esta información se selecciona la más relevante y necesaria relacionada a nuestro problema de investigación.

Instrumento: Ficha de revisión bibliográfica.

Observación

Esta es una técnica que se basa en observar de manera atenta el fenómeno, caso o hecho, tomando toda la información y registrándola para luego ser analizada. La observación es un elemento fundamental de un proceso de investigación, sirve para obtener la mayor cantidad de datos.

Instrumento: Ficha de observación

Entrevista

Es una técnica de investigación cualitativa que se basa en el diálogo o conversación entre el entrevistador y el entrevistado acerca del tema en estudio. Puede ser estructurada y no estructurada. En la estructurada se emplea como instrumento la guía de entrevista y el grabador. En la no estructurada se usa una libreta de notas y grabador.

Instrumento: Cuestionario, formatos para recopilación de parámetros.

3.6. Análisis Estadístico e interpretación de los datos

Una de las etapas importantes de toda la investigación es el análisis estadístico y la interpretación de los datos, porque aquí conseguimos las conclusiones, utilizando estadísticas descriptivas especialmente el promedio y valores extremos de temperaturas, humedad y cantidad de mango.

CAPITULO IV: PROPUESTA DE LA INVESTIGACIÓN

4.1 . Propósito de la cámara


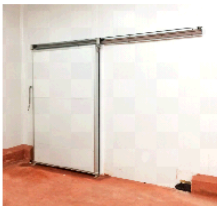
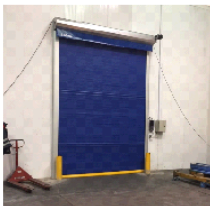










El propósito de la cámara será enfriar y mantener refrigerado la producción propia de mangos a una temperatura requerida (+10°C) para la exportación, esta es la temperatura óptima para que el mango conserve sus propiedades alimenticias. Las cajas con mango enfriadas serán enviadas en camiones refrigerados, a plantas externas, para su selección y empaque de exportación.

4.2. Matriz morfológica.

La matriz morfológica, tiene como objetivo, comparar las posibles soluciones planteadas y poder definir cuál de ellas es la mejor alternativa a usar, buscando opciones para cada proceso, a continuación, en la siguiente tabla se desarrolla el proceso de selección para las posibles alternativas.

Tabla N° 2

Matriz morfológica.

FUNCIONES	ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN		
	SOLUCIÓN 1	SOLUCIÓN 2	SOLUCIÓN 3
Apertura de puerta hermética	 Puerta pivotante	 Puerta corredera	 Puerta rápida
Tipo de aislamiento térmico	 Poliuretano	 Poliestireno	
Tipo de compresor	 Hermético	 Semi hermético	 Tornillo
Uso de refrigerante	 R507a	 R22	
Recepción de producto	 Jabas de plástico	 Cajas de cartón	 Estantería metálica

Nota: La matriz morfológica nos indica 3 posibles soluciones. Fuente: Elaboración propia

4.2.1. Posibles soluciones

Solución N°1

Para la solución 1, se utilizará una puerta frigorífica tipo pivotante con hoja de poliuretano de espesor 80 mm, la cámara frigorífica de conservación utilizará panel frigorífico tipo poliuretano con buenas propiedades termoaislantes para mantener la temperatura del interior, el sistema frigorífico trabajará con un compresor tipo hermético con refrigerante ecológico R507a, para el almacenamiento de mango se utilizarán estanterías metálicas de acero inoxidable.

Solución N°2

Para la solución 2, se utilizará una puerta frigorífica tipo corredera con hoja de poliuretano de espesor 80 mm, la cámara frigorífica de conservación utilizará panel frigorífico tipo poliuretano con buenas propiedades termoaislantes para mantener la temperatura del interior, el sistema frigorífico trabajará con un compresor tipo semi hermético con refrigerante ecológico R507a, para el almacenamiento de mango se utilizarán cajas de cartón.

Solución N°3

Para la solución 3, se utilizará una puerta frigorífica rápida con material de lona, la cámara frigorífica de conservación utilizará panel frigorífico tipo poliestireno con buenas propiedades termoaislantes para mantener la temperatura del interior, el sistema frigorífico trabajará con un compresor tipo tornillo con refrigerante ecológico R22, para el almacenamiento de mango se utilizarán jabas de plástico apiladas una encima de otra.

4.2.2. Análisis de la solución

Se utilizará la evaluación técnica y económica siguiendo el procedimiento de la norma VDI 225.

Tabla N° 3

Evaluación técnica.

EVALUACIÓN TÉCNICA (Xi)								
P= puntaje del 0 a 4 (escalas de valores según VDI 2225, 0= no satisface, 1= aceptable, 2= suficiente, 3= bien, 4= muy bien. g= es el peso ponderado								
CONCEPTO		"g"	S1		S2		S3	
N°	CRITERIO DE EVALUACIÓN	%	p	pg	p	pg	p	pg
1	Función	10	3	30	3	30	2	20
2	Geometría	10	1	10	2	20	1	10
3	Seguridad	10	2	20	2	20	2	20
4	Ergonomía	10	1	10	2	20	1	10
5	Fabricación	10	2	20	3	30	3	30
6	Montaje	15	2	30	2	30	2	30
7	Transporte	15	3	45	3	45	2	30
8	Mantenimiento	20	2	40	2	40	2	40
Puntaje máximo Σp o Σpg		100		205		235		190
Valor técnico Xi				0.68		0.78		0.63

Nota: Evaluación técnica para las 3 posibles soluciones. Fuente: Elaboración propia

$$x_i = \frac{p_1g_1+p_2g_2+p_3g_3+...+p_ng_n}{(g_1+g_2+g_3+...+g_n)+p_{max}} \leq 1 \dots\dots \text{Ecuación N°14}$$

Tabla N° 4

Evaluación económica.

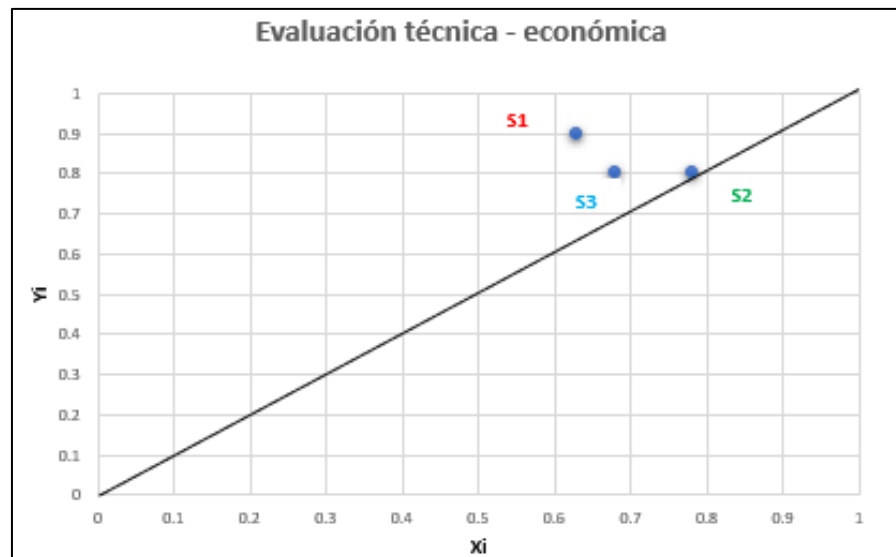
EVALUACIÓN ECONÓMICA (Yi)								
P= puntaje del 0 a 4 (escalas de valores según VDI 2225, 0= no satisface, 1= acceptable,								
CONCEPTO		"g"	S1		S2		S3	
N°	CRITERIO DE EVALUACIÓN	%	p	pg	p	pg	p	pg
1	Mantenimiento	30	3	90	3	90	2	60
2	Montaje	20	1	20	1	20	1	20
3	Fabricación	30	3	90	3	90	2	60
4	Vida util	20	2	40	2	40	2	40
Puntaje máximo Σp o Σpg		100		240		240		180
Valor económico Yi				0.80		0.80		0.90

Nota: Evaluación económica para las 3 posibles soluciones. Fuente:
Elaboración propia

$$y_i = \frac{p_1g_1+p_2g_2+p_3g_3+...+p_n g_n}{(g_1+g_2+g_3+...+g_n)+p_{max}} \leq 1 \dots\dots \text{Ecuación N°15}$$

Grafica N° 1

Evaluación técnica - económica.



Nota: Finalmente, en la gráfica se observa que la solución N°2 coincide con la línea característica y se deduce que esta es la solución óptima de diseño.

4.3. Características de pallets con producto

- Los mangos serán almacenados en unas cajas de cartón con dimensiones 30 cm (A) x 40cm (L) x 25cm (H) **Figura 33**
- En cada caja se introducirán 10 mangos con un peso de 0.6kg / mango.
- Cada caja tendrá un peso de 6kg
- Los pallets que soportan a estas cajas de mango tendrán las dimensiones de 1.2m x 1.0m. **Figura 34**
- Las cajas de mango serán distribuidas en el pallet de la siguiente manera: 9 cajas por nivel, y 9 niveles por pallet
- Cada pallet llevará 81 cajas, con un peso total de 486 Kg por pallets
- Los 30,000 Kg almacenados en la cámara serán distribuidos en los 62 pallets.

Figura N° 33

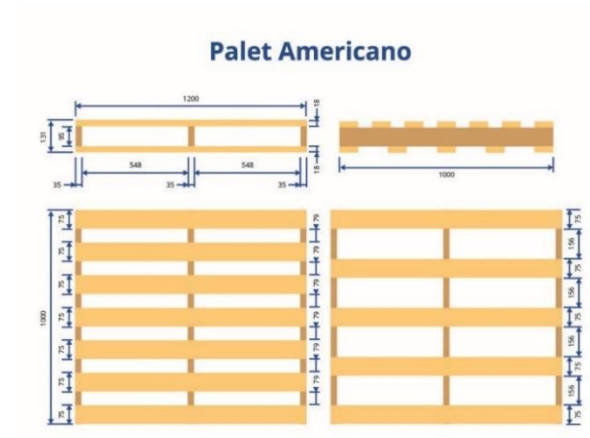
Cajas de cartón para mangos.



Nota: Cajas de cartón telescópicas auto armables. Fuente: Ingeniería en cartones y papeles SAC.

Figura N° 34

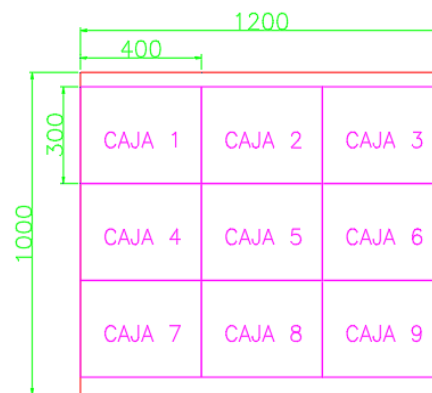
Pallet americano.



Nota: Dimensiones de un pallet de madera usado en el Perú.

Figura N° 35

Distribución de cajas – Vista de planta.



Nota: Elaboración propia.

Figura N° 36

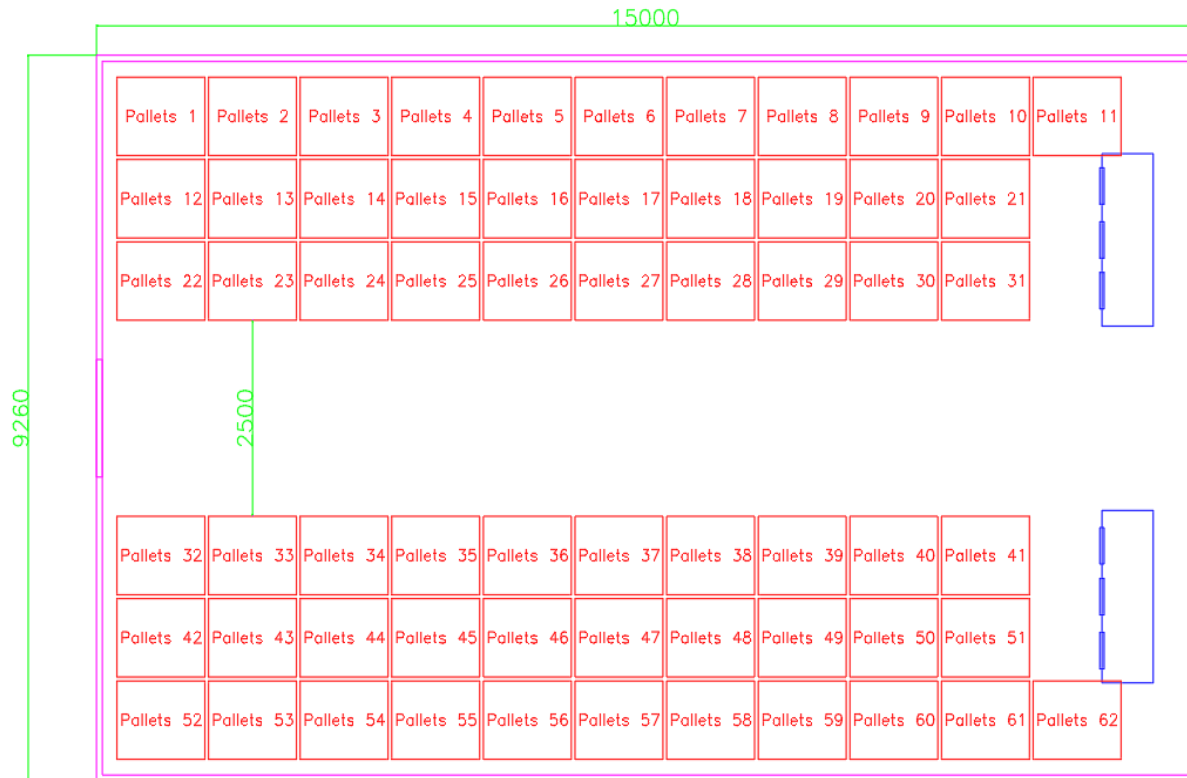
Distribución de cajas – Vista de lateral.

CAJA 25	CAJA 26	CAJA 27	2,381
CAJA 22	CAJA 23	CAJA 24	
CAJA 19	CAJA 20	CAJA 21	
CAJA 16	CAJA 17	CAJA 18	
CAJA 13	CAJA 14	CAJA 15	
CAJA 10	CAJA 11	CAJA 12	
CAJA 7	CAJA 8	CAJA 9	
CAJA 4	CAJA 5	CAJA 6	
CAJA 1	CAJA 2	CAJA 3	

Nota: Elaboración propia.

Figura N° 37

Distribución de pallets – Vista de planta



Nota: A partir del número de pallets calculado para la capacidad de almacenamiento máximo, tendremos las dimensiones de cámara: Largo, Ancho y altura. Fuente: Elaboración propia.

4.4. Criterios para definir los equipos de la cámara de conservación

4.4.1 Refrigerante:

En consideración a los acuerdos medioambientales, suscritos por Perú, especialmente el acuerdo de París, se considera para el proyecto circuitos individuales basados en R-507.

Nota: El refrigerante 507 es azeotrópico y el 404 no lo es; por lo tanto, ante una fuga, en el caso de R507a solo se requiere recargar sea por gas o por líquido; sin embargo, el 404 se descompone cuando se pierde refrigerante del sistema, lo que hace necesario cambiar todo el refrigerante. Por otra parte, el R404a solo se puede cargar por líquido.

4.4.2 Características del circuito frigorífico:

- Refrigerante: R507a
- Inyección de refrigerante: Expansión seca.
- Circuito de compresión: Una etapa.
- Compresores: Alternativos Semi herméticos.
- Condensadores: Serán de tubos aleteados con circulación forzada por aire.
- Evaporadores: De tubos aleteados con circulación forzada por aire.
- Deshielo: Por aire, ya que el sistema trabajará a +10°C
- Válvula de expansión: Termostática.

4.4.2.1. Válvula de expansión:

Es el elemento mecánico que se encarga de disminuir la presión del refrigerante pasando de un estado de alta presión a otro de baja presión.

4.5. Características de aislamiento para la cámara:

4.5.1. Paneles frigoríficos

Son elementos compuestos por un bloque de material aislante, protegidas en ambas caras con láminas de acero zincalum, para obtener mayor resistencia.

Se necesitan paredes aislamiento térmico para reducir las transferencias de calor hacia el medio ambiente, y mantener la hermeticidad del lugar que se desea enfriar.

Tabla N° 5

Característica de panel.

Características del Panel de Poliuretano (PUR)	
Material de la lámina de acero	Aluzinc prepintado / Galvanizado pre pintado
Espesor de la plancha (mm)	0.5
Espesor de núcleo (mm)	50,80,100,120,150,2 00
Material de núcleo	Poliuretano
Largo máximo (m)	11.80
Ancho (m)	1.10
Densidad (Kg/m ³)	40

Nota: Características de fabricación de los paneles de poliuretano.

Hoy en día existen muchos fabricantes de paneles frigoríficos a nivel mundial, de acuerdo a su trayectoria y experiencia ya han establecido la selección de espesores según el rango de temperatura de trabajo.

Tabla N° 6

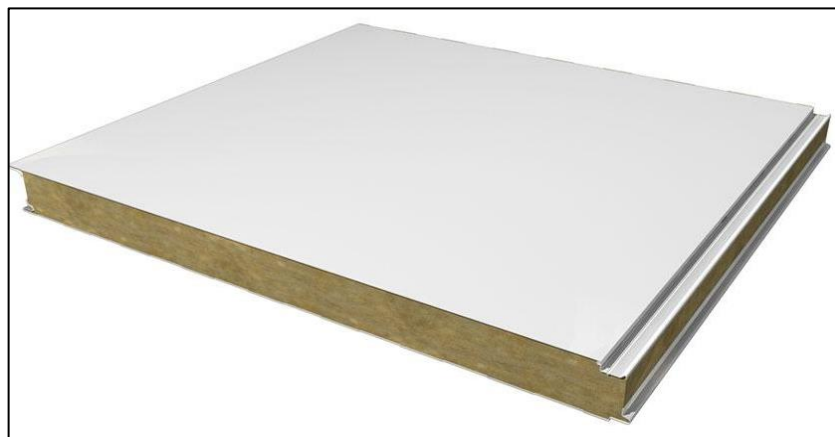
Espesores de panel.

PANELES POLIURETANO	
Espesor (mm)	Aplicación (°C)
50 mm	> +10°C
80mm	+10°C a 0°C
100mm	0°C a -18°C
120mm	-20°C a -25°C
150mm	-25°C a -30°C

Nota: Recomendaciones de los espesores de panel poliuretano según el rango de temperatura del recinto frigorífico.

Figura N° 38

Panel poliuretano.



Nota: Los paneles termo aislantes tiene machimbrado hembra y macho.

4.5.2. Puertas frigoríficas

Son puertas diseñadas para aplicación de media y baja temperatura, tienen como objetivo mantener constante la temperatura en el interior de la cámara frigorífica. La hoja de la puerta está fabricada con panel frigorífico del tipo poliuretano. Su apertura es corredera izquierda o derecha según el diseño del proyecto.

Figura N° 39

Puerta corredera de apertura manual



Nota: Las puertas frigoríficas correderas pueden ser apertura manual o apertura motorizada, según el requerimiento y la necesidad. Fuente: Infracá.

CAPITULO V: : ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

5.1. Requisitos óptimos de temperatura y humedad del mango para su exportación.

Los parámetros óptimos de la temperatura y humedad que forman como requisitos del mango para su exportación son seleccionados por las empresas exportadoras según las tablas de propiedades de los alimentos por la ASHRAE donde indica los rangos correspondientes para la correcta conservación del mango.

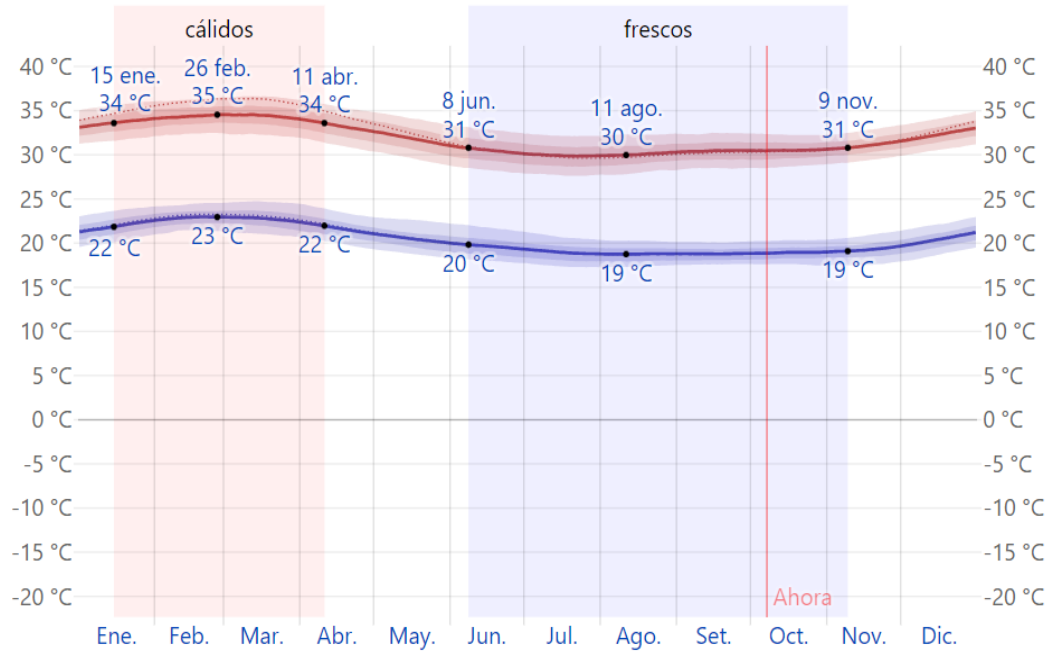
En esta sección determinaremos los parámetros de diseño.

Parámetros de diseño

- Temperatura exterior: +35°C
- Temperatura de la cámara: +10°C... Anexo N°08
- Humedad externa: 52%
- Dimensiones exteriores: 15m(L)x9.26m(A)x3.40m(H)
- Aislante: Paneles de Poliuretano
- Espesor: 80mm
- Producto: Mango
- Humedad del mango: 90%
- Cantidad de producto: 30,000kg
- Movimiento por día: 40%

Gráfico N° 2

Cuadro de máxima y mínima temperatura en Motupe.



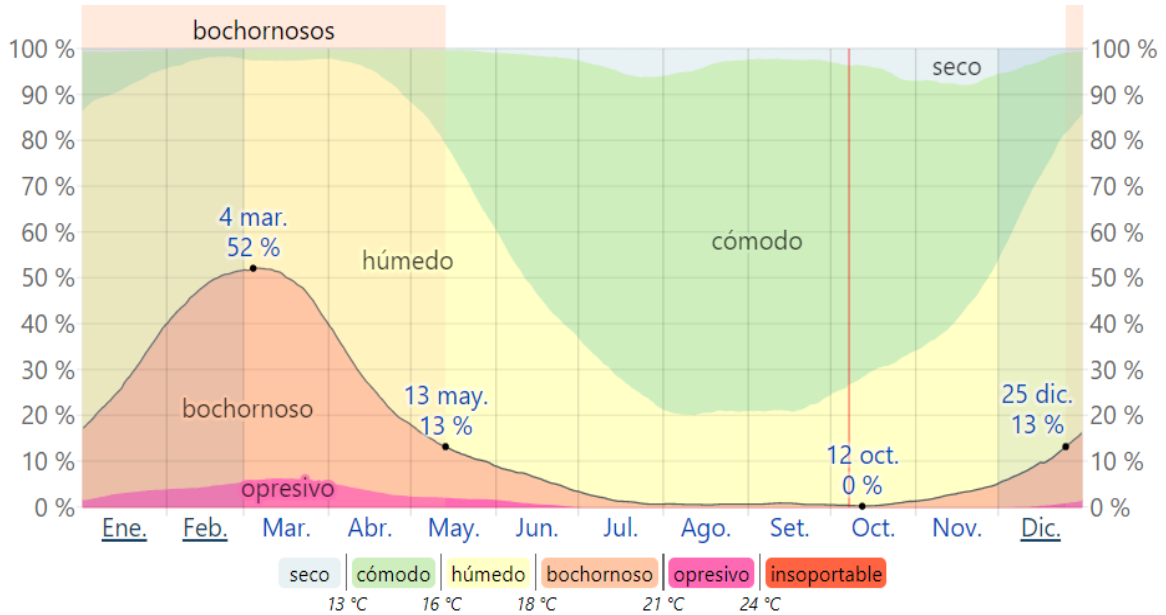
Nota: El registro de temperatura máxima se utilizará como parámetro para el cálculo de carga térmica. Fuente: SENAMHI.

En el gráfico N°02 podemos observar la temperatura máxima que llega a 35°C y temperatura mínima a 19°C durante el año en el distrito de Motupe.

Para el diseño del sistema de refrigeración tomaremos la temperatura máxima como parámetro crítico de diseño.

Gráfico N° 3

Cuadro de máxima y mínima humedad en Motupe.



Nota: El registro de humedad máxima se utilizará como parámetro para el cálculo de carga térmica. Fuente: SENAMHI.

En el gráfico N°03 podemos observar la máxima humedad relativa durante el año en el distrito de Motupe, con este dato se harán los cálculos para el diseño de carga térmica.

5.2. Cálculo de Carga Térmica

Se elabora el cálculo de carga térmica por paredes, infiltraciones de aire, productos, luminarias, personas y motores para la cámara.

Carga térmica debido a la transmisión de calor a través de paredes, techo y suelo

- Aislamiento térmico: Poliuretano
- Espesor: 80mm
- Resistencia equivalente del PUR: $0.27 \text{ w/m}^2 \text{ C}^\circ$ (**Anexo N°02**)
- Piso: Concreto
- Resistencia equivalente del piso: $0.85 \text{ w/m}^2 \text{ C}^\circ$

ÁREA DE LAS PAREDES.

$$A_{\text{norte}} = 3.40\text{m} \times 9.26\text{m} = 31.48\text{m}^2$$

$$A_{\text{sur}} = 3.40\text{m} \times 9.26\text{m} = 31.48\text{m}^2$$

$$A_{\text{este}} = 3.40\text{m} \times 15.0\text{m} = 51.0\text{m}^2$$

$$A_{\text{oeste}} = 3.40\text{m} \times 15.0\text{m} = 51.0\text{m}^2$$

$$A_{\text{techo}} = 9.26\text{m} \times 15.0\text{m} = 138.9\text{m}^2$$

$$A_{\text{piso}} = 9.26\text{m} \times 15.0\text{m} = 138.9\text{m}^2$$

DELTA DE TEMPERATURAS.

$$\Delta T^\circ_{\text{norte}} = 35 - 10 = 25^\circ\text{C}$$

$$\Delta T^\circ_{\text{sur}} = 35 - 10 = 25^\circ\text{C}$$

$$\Delta T^\circ_{\text{este}} = 35 - 10 = 25^\circ\text{C}$$

$$\Delta T^{\circ}_{\text{oeste}} = 35 - 10 = 25^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T^{\circ}_{\text{techo}} = 35 - 10 = 25^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T^{\circ}_{\text{piso}} = 30 - 10 = 20^{\circ}\text{C}$$

Corrección de temperatura por radiación solar.

Tabla N° 7

Factor de corrección de temperaturas.

TIPO DE SUPERFICIE	PARED ESTE	PARED SUR	PARED OESTE	TECHO
	INCREMENTO EN °C			
Superficie de color oscuro Pizarra, alquitran, asfalto, pintura negra	4.40	2.80	4.40	11.10
Superficie de color medio Ladrillo, bloque rojo, madera sin pintar, cemento oscuro, pintura roja, gris o verde	3.30	2.20	3.30	8.30
Superficie con colores claros Piedra blanca, cemento con color claro, pintura blanca	2.20	1.10	2.20	5.00

Nota: Según el color del panel vs la pared ubicada en el punto cardinal se añadirá un factor de corrección, usualmente el panel frigorífico es de color blanco. Fuente: ASHRAE.

La superficie del panel PUR es de color blanca.

$$\Delta T^{\circ}_{\text{norte}} = 35 - 10 = 25^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T^{\circ}_{\text{sur}} = 35 - 10 = 25 + 1.1 = 26.1^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T^{\circ}_{\text{este}} = 35 - 10 = 25 + 2.2 = 27.2^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T^{\circ}_{\text{oeste}} = 35 - 10 = 25 + 2.2 = 27.2^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T^{\circ}_{\text{techo}} = 35 - 10 = 25 + 5 = 30^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T^{\circ}_{\text{piso}} = 35 - 10 = 20^{\circ}\text{C}$$

Reemplazando los valores en la **ecuación 1**

$$Q_{norte} = 31.48m^2 * 0.27 \frac{W}{m^2C^{\circ}} * 25C^{\circ} = 212.49W$$

$$Q_{sur} = 31.48m^2 * 0.27 \frac{W}{m^2C^{\circ}} * 26.1C^{\circ} = 221.83W$$

$$Q_{este} = 51.0m^2 * 0.27 \frac{W}{m^2C^{\circ}} * 27.2C^{\circ} = 374.54W$$

$$Q_{oeste} = 51.0m^2 * 0.27 \frac{W}{m^2C^{\circ}} * 27.2C^{\circ} = 374.54W$$

$$Q_{techo} = 138.9m^2 * 0.27 \frac{W}{m^2C^{\circ}} * 30C^{\circ} = 1125.09W$$

$$Q_{piso} = 138.9m^2 * 0.85 \frac{W}{m^2C^{\circ}} * 20C^{\circ} = 2361.3W$$

Sumamos:

$$Q_{amb} = Q_{norte} + Q_{sur} + Q_{este} + Q_{oeste} + Q_{techo} + Q_{piso}$$

$$Q_{amb} = 4,670 W$$

Carga térmica por infiltración del aire

$$V_{cámara} = 3.40m * 9.26m * 15.0m = 472.26m^3$$

$$**Factor de aire removido = 70.1 \frac{kJ}{m^3} (Anexo N°03)**$$

$$**Renovación de aire = 3 (Anexo N°04)**$$

Reemplazar datos en la Ecuación 2

$$Q_{inf} = 472.26m^3 * 70100 \frac{J}{m^3} * 3 \frac{renov}{h} * \left(\frac{1h}{3600s}\right) * \left(\frac{4h}{24h}\right)$$

$$Q_{inf} = 4597.97 W$$

Carga térmica por producto

Debido a que el producto es una fruta se le considera calor de respiración.

- $T^{\circ}_{\text{entrada}} = 32^{\circ}\text{C}$
- $T^{\circ}_{\text{salida}} = 10^{\circ}\text{C}$
- $T^{\circ}_{\text{cámara}} = 10^{\circ}\text{C}$
- Calor espec. antes de congelac. = $3.77 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}-\text{C}^{\circ}}$ (**Anexo N°05**)
- Calor de respiración = $2.9 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}-\text{dia}}$ (**Anexo N°05**)
- Cantidad de producto diario = $12,000 \frac{\text{kg}}{\text{dia}}$
- Duración del proceso = 24hrs

$$Q_{\text{sensible}} = \frac{3770 \frac{\text{J}}{\text{kg}-\text{C}^{\circ}} * 12,000 \text{ kg} * (32 - 10)\text{C}^{\circ}}{24\text{h}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$Q_{\text{sensible}} = 11519.44 \text{ w}$$

$$Q_{\text{respiración}} = \frac{2900 \frac{\text{J}}{\text{kg}-\text{C}^{\circ}} * 12,000 \text{ kg}}{24\text{hrs}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$Q_{\text{respiración}} = 402.77 \text{ w}$$

$$Q_{\text{producto}} = Q_{\text{respiración}} + Q_{\text{sensible}} = 11992.21 \text{ w}$$

Carga térmica por iluminación

Se consideran 20 luminarias led diseñadas especialmente para cámaras frigoríficas cada luminaria de 36 w (**Anexo N°06**)

$$Q_{\text{lum}} = 36\text{w} * 20 * \frac{10\text{h}}{24\text{h}}$$

$$Q_{\text{lum}} = 300 \text{ w}$$

Carga térmica por persona

Se consideran 02 personas trabajando 8 horas, tener en cuenta la temperatura de trabajo de la cámara **(Anexo N°07)**

$$Q_{per} = 210w * 2 * \frac{8h}{24h}$$

$$Q_{per} = 140 w$$

Carga térmica por embalaje

Pallets de madera:

Se utilizaron 62 pallets de madera para el almacenamiento de mangos con un peso promedio de 25 kg por pallets. **(Anexo N°03)**

$$Q_{embalaje\ 1} = \frac{\frac{2721 J}{Kg^{\circ}C} * 1550 kg * (25^{\circ}C - 10^{\circ}C)}{24 h} * \frac{1 h}{3600s}$$

$$Q_{embalaje\ 1} = 732 w$$

Caja de cartón:

Se utilizaron 81 cajas de cartón por pallets para el almacenamiento de mangos con un peso promedio de 0.3kg por pallet. **(Anexo N°03)**

$$Q_{embalaje\ 2} = \frac{\frac{1675 J}{Kg^{\circ}C} * 1506.6 kg * (25^{\circ}C - 10^{\circ}C)}{24 h} * \frac{1 h}{3600s}$$

$$Q_{embalaje\ 2} = 438 w$$

$$Q_{embalaje\ 1+2} = 1170 w$$

Carga térmica por motores

Para esta carga se considera el 10% de la carga por dispersiones ambientales, infiltraciones de aire, productos, personas e iluminación.

$$Q_{mot} = (4670 + 4597.9 + 11992.21 + 300 + 140 + 1170) * 0.1$$

$$Q_{mot} = 2287 \text{ w}$$

Sumatoria de cargas

Le agregaremos un 10% por un factor de seguridad.

$$Q_{Total} = (Q_{amb} + Q_{inf} + Q_{prod} + Q_{ilum} + Q_{pers} + Q_{emb} + Q_{motores}) * 1.10$$

$$Q_{total} = (4670 + 4597.9 + 11992.21 + 300 + 140 + 1170 + 2287) * 1.10$$

$$Q_{total} = 27670 \text{ w} = 27.67 \text{ kW}$$

5.3. Selección de equipos de refrigeración

5.3.1. Temperatura de evaporación:

$$T_{\text{evaporación}} = T_{\text{cámara}} - DT$$

Seleccionamos un DT con valor de 7K (**Ver anexo N°09**)

$$T_{\text{evaporación}} = 10^{\circ}\text{C} - 7^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evaporación}} = +3^{\circ}\text{C}$$

De tablas termodinámicas

$$P_{\text{evaporación}} = 7 \text{ bar}$$

5.3.2. Temperatura de condensación:

$$T_{\text{condensación}} = T_{\text{ambiente}} + DT$$

Seleccionamos un DT con valor de 10K **(Según la norma ENV 327)**.

$$T_{\text{condensación}} = 35^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{condensación}} = +45^{\circ}\text{C}$$

De tablas termodinámicas

$$P_{\text{condensación}} = 21 \text{ bar}$$

Recalentamiento total: 10k

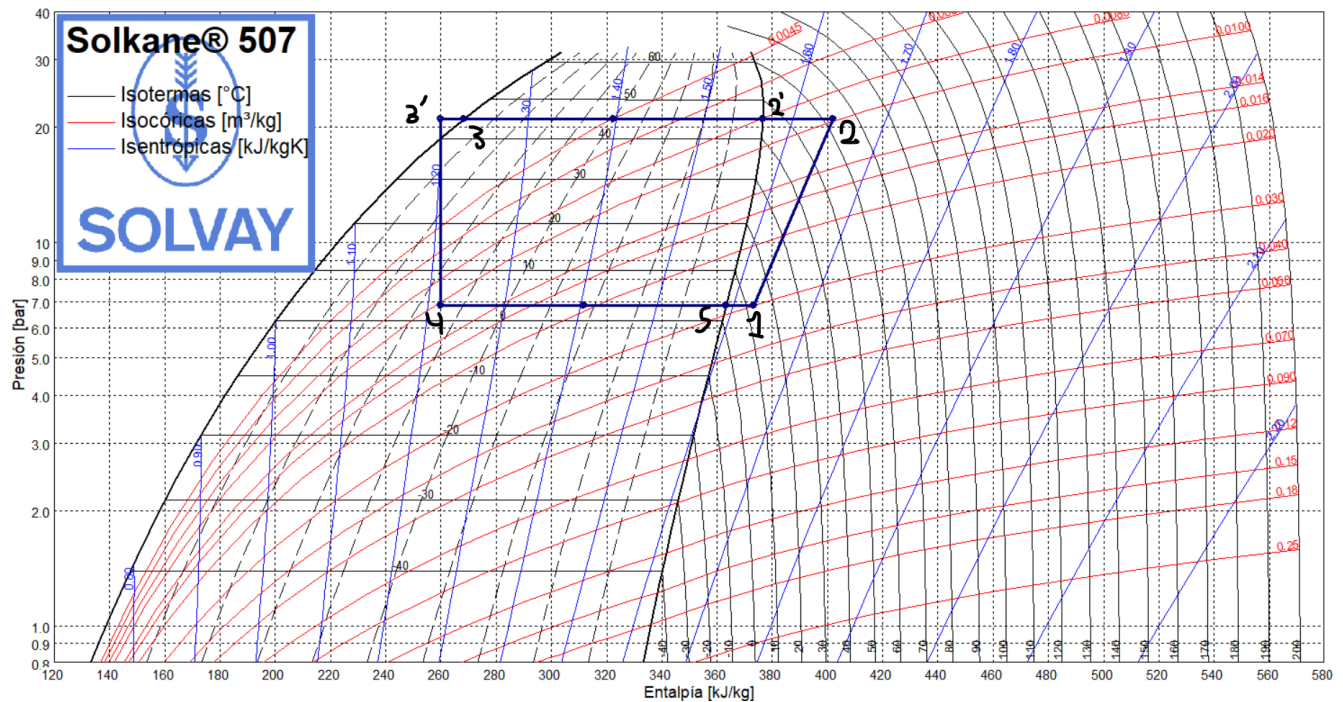
Subenfriamiento: 3k

5.3.3. Esquema del ciclo termodinámico:

Para la representación del ciclo termodinámico de refrigeración, se utilizó el software Solkane, ya que este software es muy didáctico para representar diagramas de Mollier.

Gráfico N° 4

Circuito frigorífico en diagrama de Mollier.



Nota: El circuito frigorífico es representado en un diagrama de Mollier mediante el software Solkane. Fuente: Elaboración propia

Proceso 1-2 (compresión – Compresor)

$$h_1 = 373.37 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 402.03 \text{ kJ/kg}$$

$$v_{e1} = 0.030 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Proceso 2- 3' (condensación – Condensador)

$$h_{3'} = 259.74 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 402.03 \text{ kJ/kg}$$

Proceso 3'-4 (Expansión – Válvula de expansión)

$$h_{3'} = 259.74 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 259.74 \text{ kJ/kg}$$

Proceso 4-1' (Evaporación – Evaporador)

$$h_1 = 259.74 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 373.37 \text{ kJ/kg}$$

Cálculo de variables

- **Producción Frigorífica específica (q)**

$$q = h_{1'} - h_4 = 373.37 - 259.74 = 113.63 \text{ kJ/kg}$$

- **Caudal másico (m)**

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{q} = \frac{27.67}{113.63} = 0.24 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- **Volumen real aspirado (V_a)**

$$V_a = \dot{m} * V_e = 0.24 * 0.03 = 25.92 \text{ m}^3/\text{h}$$

- **Relación de compresión (t)**

$$\tau = \frac{P_{alta}}{P_{baja}} = \frac{21.03}{6.85} = 3.07$$

- **Rendimiento volumétrico (μ_v)**

$$\mu_v = 1 - 0.05\tau = 0.846 = 84.6\%$$

- **Desplazamiento volumétrico (V_d)**

$$v_d = \frac{v_d}{\mu_v} = \frac{25.92}{0.846} = 30.64 \text{ m}^3/h$$

- **Potencia teórica de compresión (P_t)**

$$P_t = \dot{m} * (h_2 - h_1) = 0.24 * (402.03 - 373.37) = 6.87 \text{ kW}$$

- **Potencia real de compresión (P_r)**

$$P_r = \frac{P_t}{\mu_v} = \frac{6.87}{0.80} = 8.58 \text{ kW}$$

5.3.4. Cálculo de Compresor y condensador

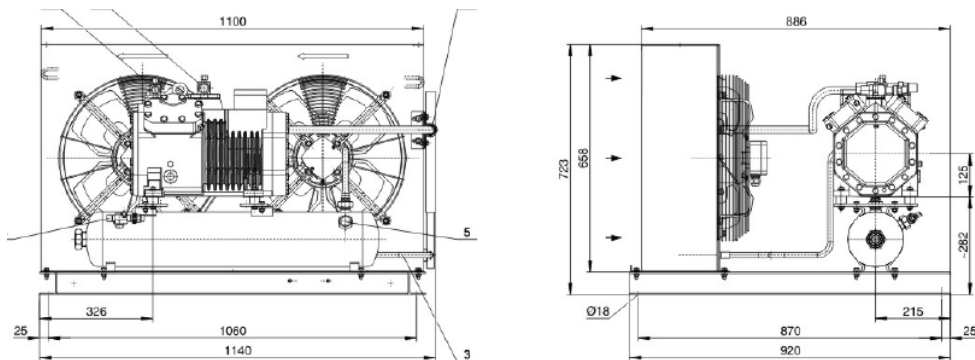
Para la selección de compresor se utiliza el software BITZER, en donde se introducirán los siguientes datos de trabajo.

- | | |
|--------------------------------|-----------------------|
| • Capacidad frigorífica: | 27.67kW |
| • Temperatura de evaporación: | +3°C |
| • Temperatura de condensación: | +45°C |
| • Recalentamiento total: | 10k |
| • Subenfriamiento: | 3k |
| • Refrigerante: | R-507 ^a |
| • Tipo de compresor: | Pistón semi hermético |
| • Alimentación eléctrica: | 380v/3Ph/60Hz |

El compresor seleccionado por el software es 4CES-9Y con una potencia frigorífica de 34.8 kW, con lo cual cubre la capacidad que necesita nuestra cámara para llegar a la temperatura deseada. **(Anexo N°10).**

Figura N° 40

Unidad condensadora Bitzer.



Nota: La unidad condensadora esta conformada por el condensador y compresor.

Para la selección del condensador lo haremos mediante la siguiente fórmula:

$$P_{\text{cond}} = P_t + P_{\text{cons comp.}}$$

P_{cond} : Potencia del condensador.

P_t : Potencia frigorífica del compresor

$P_{\text{cons comp.}}$: Potencia consumida por el compresor.

$$P_{\text{cond}} = 34.8 + 10.8 \text{ kW}$$

$$P_{\text{cond}} = 45.6 \text{ kW}$$

Consideramos un factor de seguridad del 10% y un factor de suciedad del 15%, con un total de 25% sobre la potencia calculada.

$$P_{\text{real-cond}} = 45.6 \times 1.25 = 57 \text{ kW} = 49,020 \text{ Kcal/h}$$

De acuerdo a la ficha técnica de Intercal (**Anexo N°13**), seleccionamos el condensador por aire forzado con una capacidad de 53,634 Kcal/h, modelo CA3-505-215.

5.3.5. Cálculo de Evaporador

Una vez seleccionada la unidad condensadora podemos elegir el evaporador, para la cámara se elegirán dos evaporadores cúbicos que cumpla los siguientes parámetros:

- Potencia frigorífica: 13.835kW c/evaporador (02)
- T° cámara: +10°C
- Dt: 7
- T° evaporación: +3°C
- Tiro de aire: 16m
- Refrigerante: R507a

Utilizaremos los evaporadores marca Mipal, la potencia de los equipos está expresada en kW

- Potencia frigorífica por evaporador: 16.02 kW

En la tabla cruzamos los parámetros elegidos para que trabaje a las condiciones deseadas, debemos de tener en cuenta que el valor sea superior a la potencia frigorífica. (**Anexo N° 11**)

5.3.6. Cálculo de Válvula de expansión termostática.

La válvula de expansión es un elemento muy importante en el ciclo frigorífico ya que se encargará de regular el flujo de refrigerante que ingresa al evaporador mediante el recalentamiento programado

Para la selección de este elemento se utilizará el software COOL SELECTOR de DANFOSS, es un programa muy utilizado a nivel internacional en este sector y completo, cuenta con muchas aplicaciones industriales al igual que los softwares utilizados anteriormente ingresamos los parámetros de funcionamiento del sistema:

- Capacidad por evaporador: 16.02 kW
- T evaporación: +3°C
- T condensación: +45°C
- Refrigerante: R507a
- Recalentamiento: 10k
- Subenfriamiento: 3k
- ΔP evaporador: 1 bar
- Tipo de conexión: Cobre ANSI

Tabla N° 8

Selección de válvula de expansión termostática.

Selección: TE 5 - 2										
Seleccionado	Tipo	NS	Rango	Capacidad nominal [kW]	Capacidad mínima [kW]	Carga [%]	DP [bar]	Velocidad, entrada [m/s]	Resultado	
<input type="radio"/>	TE 5 - 0.5	16	N	7.982	1.996	201	14.16	0.99		
<input type="radio"/>	TE 5 - 1	16	N	14.64	3.660	109	14.16	0.99		
<input checked="" type="radio"/>	TE 5 - 2	16	N	20.24	5.060	79	14.16	0.99		
<input type="radio"/>	TE 5 - 3	16	N	25.73	6.433	62	14.16	0.99		
<input type="radio"/>	TE 5 - 4	16	N	35.11	8.778	46	14.16	0.99		
<input type="radio"/>	TE 12 - 5	22	N	47.82	11.96	33	14.16	0.49		
<input type="radio"/>	TE 12 - 6	22	N	60.34	15.08	27	14.16	0.49		
<input type="radio"/>	TE 12 - 7	22	N	73.51	18.38	22	14.16	0.49		
<input type="radio"/>	TE 55 - 98	28	N	82.65	20.66	19	14.16	0.31		
<input type="radio"/>	TE 20 - 8	22	N	83.12	20.78	19	14.16	0.49		

Nota: La válvula de expansión termostática siempre se selecciona con un porcentaje de carga parcial entre 85-70%. La válvula seleccionada a través del software es la TE-5 con orificio N°02. Fuente: Coolselector.

5.3.7. Cálculo de Solenoide

Es una electroválvula on-off, esto quiere decir que abre totalmente o se mantiene cerrada, todo dependerá de un sensor de temperatura que se encuentra en el interior de la cámara y cuando la cámara llegue a la temperatura seteada mandará la señal a un termostato y automáticamente activará la bobina y la solenoide cerrará y no dejará pasar refrigerante al evaporador.

Para la selección de este elemento se utilizará el software COOL SELECTOR de DANFOSS, este programa fue descrito en líneas anteriores, y se ingresarán los parámetros de trabajo.

- Capacidad por evaporador: 16.02 kW
- Tevaporación: +3°C
- Tcondensación: +45°C
- Refrigerante: R507a
- Tipo de conexión: Cobre ANSI

Tabla N° 9

Selección de válvula solenoide.

Selección: EVR 40 v2. Advertencia: La caída de presión (0.076 bar) es menor que la caída de presión mínima (0.088 bar) de la válvula (funcionamiento inestable de la válvula)														
Seleccionado	Tipo	NS	Kv [m³/h]	DP_100 [bar]	DP_min [bar]	Kv_calc [m³/h]	DP [bar]	DT_sat [K]	Grado de apertura [%]	Carga [%]	Carga parcial posible [%]	Velocidad, entrada [m/s]	Estado de la válvula	Resultado
<input type="radio"/>	EVR 2 v2	6	0.15	0	0	0.15	14.11	42.4	-	-	-	12.78	Abierta	⚠
<input type="radio"/>	EVR 3 v2	6	0.26	0	0	0.26	4.697	10.6	-	-	-	12.78	Abierta	⚠
<input type="radio"/>	EVR 4 v2	10	0.7	0.030	0.030	0.7	0.648	1.4	-	-	-	3.20	Abierta	✓
<input type="radio"/>	EVR 6 man v2	10	0.8	0.030	0.030	0.8	0.496	1.0	-	-	-	3.20	Abierta	✓
<input type="radio"/>	EVR 6 v2	10	1	0.030	0.030	1	0.318	0.7	-	-	-	3.20	Abierta	✓
<input type="radio"/>	EVR 8 man v2	10	1	0.030	0.030	1	0.318	0.7	-	-	-	3.20	Abierta	✓
<input type="radio"/>	EVR 8 v2	10	1.15	0.030	0.030	1.15	0.240	0.5	-	-	-	3.20	Abierta	✓
<input type="radio"/>	EVR 10 man v2	12	2.1	0.030	0.030	2.1	0.072	0.1	-	-	-	2.52	Abierta	✓
<input checked="" type="radio"/>	EVR 10 v2	12	2.2	0.030	0.030	2.2	0.081	0.2	-	-	-	2.52	Abierta	✓
<input type="radio"/>	EVR 15 v2	16	3.3	0.030	0.030	3.3	0.029	0.1	-	-	-	1.21	Cerrada	⚠
<input type="radio"/>	EVR 18 v2	22	3.9	0.030	0.030	3.9	0.021	0.0	-	-	-	0.57	Cerrada	⚠
<input type="radio"/>	EVR 20 v2	22	6	0.030	0.030	6	0.009	0.0	-	-	-	0.57	Cerrada	⚠

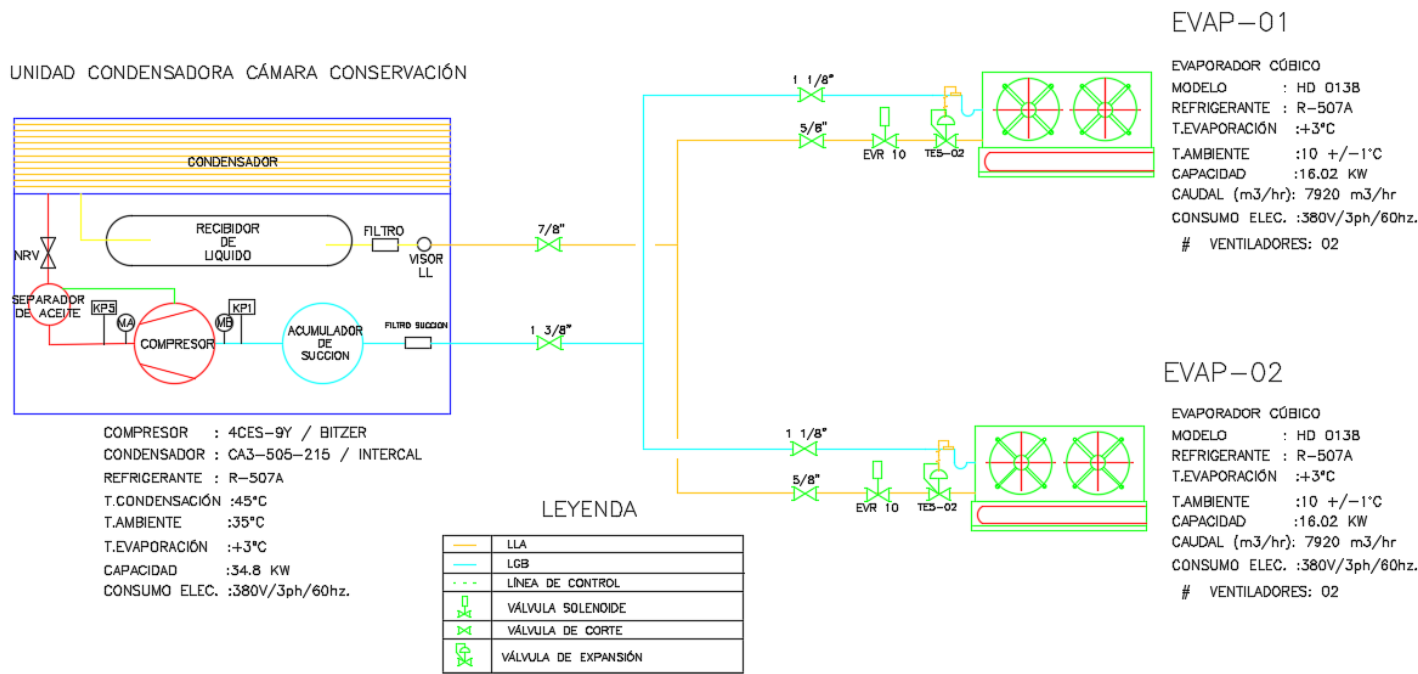
Nota: La válvula solenoide seleccionada es una EVR 10, diámetro de 5/8" esta válvula es accionada por una bobina de 13w. Fuente: Coolselector.

5.3.8. Cálculo de tuberías estas se dimensionan en base a la caída de presión y velocidad del fluido.

Para los cálculos se usarán tuberías cobre ANSI y se usará el software COOL SELECTOR ya que este software es muy didáctico para el cálculo de componentes y diámetros de tuberías.

Figura N°41

Esquema técnico de la cámara frigorífica.



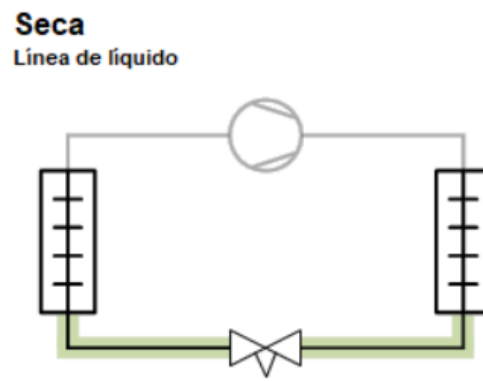
Nota: Elaboración propia.

5.3.8.1. Línea Líquido

La línea líquida es aquella que arrastra el refrigerante líquido desde la salida del condensador hacia el evaporador y su velocidad promedio según la ASHRAE es de 1-1.5m/s.

Figura N°42

Línea Líquido.



Nota: Es la tubería que sale del condensador y llega hasta la entrada del evaporador. Fuente: Coolselector.

Para el tramo “1”:

Tabla N°10

Selección de tubería de líquido.

Selección: Tubería de cobre ANSI 5/8								
Seleccionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidad, entrada [m/s]	Velocidad, salida [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 5/16	7.92	4.446	9.9	0.992	5.16	9.99	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 3/8	9.53	1.060	2.2	0.221	3.27	3.34	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1/2	12.7	0.201	0.4	0.041	1.67	1.67	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 5/8	15.88	0.062	0.1	0.013	1.03	1.03	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3/4	19.05	0.023	0.0	0.005	0.69	0.69	✓
<input type="radio"/>	ANSI 7/8	22.23	0.012	0.0	0.002	0.51	0.51	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 1/8	28.58	0.003	0.0	0.001	0.30	0.30	✓

Nota: La tubería para cada evaporador seleccionada por el software es de diámetro 5/8” con una caída de presión de 0.062bar, está en el rango de operación según parámetros. Fuente: Coolselector.

Para el tramo “2”:

Tabla N°11

Selección de tubería de líquido.

Selección: Tubería de cobre ANSI 7/8								
Seleccionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidad, entrada [m/s]	Velocidad, salida [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 3/8	9.53	5.775	13.3	1.328	6.55	15.88	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1/2	12.7	0.731	1.5	0.151	3.33	3.33	✓
<input type="radio"/>	ANSI 5/8	15.88	0.222	0.5	0.045	2.06	2.06	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3/4	19.05	0.082	0.2	0.017	1.37	1.37	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 7/8	22.23	0.041	0.1	0.008	1.03	1.03	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 1/8	28.58	0.011	0.0	0.002	0.60	0.60	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34.93	0.004	0.0	0.001	0.40	0.40	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41.28	0.002	0.0	0.000	0.28	0.28	✓

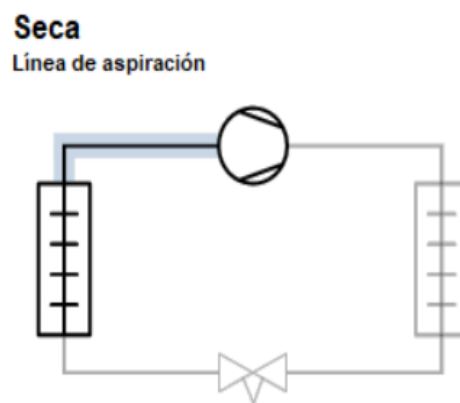
Nota: La tubería seleccionada para la troncal por el software es de diámetro 7/8” con una caída de presión de 0.041bar, está en el rango de operación según parámetros.

5.3.8.2. Línea de succión

La línea de succión es la tubería aquella que transporta el refrigerante en estado de vapor desde el evaporador hasta el compresor, y su velocidad promedio según ASHRAE es de 8-12 m/s.

Figura N°43

Línea succión.



Nota: Es la tubería que sale del evaporador y llega hasta la entrada del compresor. Fuente: Coolselector.

Para el tramo “1”:

Tabla N°12

Selección de tubería de succión.

Selección: Tubería de cobre ANSI 1 1/8								
Seleccionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidad, entrada [m/s]	Velocidad, salida [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 5/8	15.88	1.473	7.6	0.758	28.58	37.18	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3/4	19.05	0.494	2.4	0.239	19.05	20.68	✓
<input type="radio"/>	ANSI 7/8	22.23	0.236	1.1	0.113	14.28	14.84	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 1 1/8	28.58	0.062	0.3	0.029	8.38	8.47	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34.93	0.022	0.1	0.010	5.51	5.53	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41.28	0.009	0.0	0.004	3.89	3.89	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 1/8	53.98	0.002	0.0	0.001	2.24	2.24	✓

Nota: La tubería para cada evaporador seleccionada por el software es de diámetro 1 1/8” con una caída de presión de 0.062bar, está en el rango de operación según parámetros. Fuente: Coolselector.

Para el tramo “2”:

Tabla N°13

Selección de tubería de succión.

Selección: Tubería de cobre ANSI 1 3/8								
Seleccionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidad, entrada [m/s]	Velocidad, salida [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 3/4	19.05	2.124	11.4	1.143	38.11	56.88	✓
<input type="radio"/>	ANSI 7/8	22.23	0.934	4.6	0.465	28.56	33.52	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 1/8	28.58	0.233	1.1	0.111	16.77	17.42	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34.93	0.081	0.4	0.038	11.01	11.16	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41.28	0.034	0.2	0.016	7.77	7.82	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 1/8	53.98	0.009	0.0	0.004	4.47	4.48	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 5/8	66.68	0.003	0.0	0.001	2.90	2.90	✓

Nota: La tubería seleccionada por el software es de diámetro 1 3/8” con una caída de presión de 0.081bar, está en el rango de operación según parámetros. Fuente: Coolselector.

Para la línea de succión será forrada de un aislamiento llamado armaflex con la finalidad de evitar el intercambio de calor con el medio ambiente y no perder eficiencia, tendrá las medidas de 1 1/8"x3/4" y 1 3/8"x4".

5.4. Análisis Económico (Presupuesto)

Tabla N°14

Presupuesto del proyecto

DESCRIPCION		UNIDAD	CANT	COSTOS S/.
1. AISLAMIENTO TERMICO				88,792.98
1.1 Mano de obra				9,634.45
1.1.1	Ayudante	und.	2.0	3,279.92
1.1.2	Oficial paneles	und.	2.0	4,427.64
1.1.3	Ingeniero supervisor mecánico	und.	1.0	1,926.89
1.2 Suministros				78,169.52
1.2.1	Puertas corredera de 1.50x2.50m para media temperatura (anchoxalto)	und.	1.0	8,571.43
1.2.2	Accesorios de acabados de paneles zincalum.	glb.	1.0	8,830.69
1.2.3	Paneles PUR 80	m2	301.7	60,767.40
1.3 Movilización y desmovilización de suministros				989.01
2. REFRIGERACIÓN				90,512.17
2.1 Mano de obra				9,983.05
2.1.1	Ayudante	und.	2.0	3,279.92
2.1.2	Técnico frigorista	und.	1.0	2,562.42
2.1.3	Oficial electricista	und.	1.0	2,213.82
2.1.4	Ingeniero supervisor mecánico	und.	1.0	1,926.89
2.2 Suministros				77,825.82
2.2.1	Unidad condensadora con compresor BITZER para refrigerante R-507 en 380V/3ph/60Hz. Incluye acumulador de succión, separador de aceite y válvula check	und.	1.0	17,142.86
2.2.2	Evaporador cúbico MIPAL para refrigerante R-507 en 380V/3ph/60Hz.	und.	2.0	16,457.14
2.2.3	Tuberías, válvulas, accesorios, aislamiento térmico, gases para pruebas de presión y puesta en marcha.	glb.	1.0	12,857.14
2.2.4	Luminarias herméticas de 40W - LED para cámara conservación	und.	20.0	2,857.20
2.2.5	Tablero eléctrico de fuerza y control para evaporadores sistema de climatización	und.	1.0	15,654.34
2.2.6	Cables y entubado para fuerza, control, luminarias.	glb.	1.0	12,857.14
2.3 Movilización y desmovilización de suministros				2,703.30
3. Gastos Generales				20,694.85
3.1	Gastos administrativos	glb.	1.0	20,694.85
TOTAL SIN IGV S/.				200,000.00
TOTAL INCLUIDO IGV S/.				236,000.00

Nota: El monto está representado en soles. Fuente: Elaboración propia.

Se realizó un presupuesto económico de acuerdo a los costos actuales de los equipos, paneles, materiales y accesorios que fueron cotizados con diferentes proveedores.

Estas cotizaciones se realizaron en base a las especificaciones técnicas.

Se realizó la evaluación económica considerando una proyección de un préstamo bancario, en el Banco de Crédito y en el Banco de la Nación, obteniendo una tasa de interés en el Banco de Crédito de 12,0%, mientras que en el Banco de la Nación la tasa es de 17,92%. Por lo que decide trabajar con el préstamo bancario del Banco de Crédito.

Tabla N°15

Flujo de caja del proyecto.

AÑOS	FLUJO BENEFICIO S/. (+)	FLUJO DE COSTO S/. (-)	FLUJO NETO S/.
0	S/0.00		S/236,000.00
1	S/70,000.00	S/10,000.00	S/60,000.00
2	S/70,000.00	S/10,000.00	S/60,000.00
3	S/70,000.00	S/10,000.00	S/60,000.00
4	S/70,000.00	S/10,000.00	S/60,000.00
5	S/70,000.00	S/10,000.00	S/60,000.00
6	S/70,000.00	S/10,000.00	S/60,000.00
7	S/70,000.00	S/10,000.00	S/60,000.00

TASA 12%
VAN S/37,825.39
TIR 16.90%

Nota: Los instrumentos financieros VAN y TIR dieron como resultados valores > 0, eso significa que el proyecto es rentable.

CAPITULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1.CONCLUSIONES

- Se determinó los requisitos óptimos de temperatura y humedad para la exportación de mango, obteniendo como resultados 10°C de temperatura y 90% de humedad relativa.
- Se elaboró la matriz morfológica para comparar las 03 posibles soluciones y definir la mejor alternativa, obteniendo como resultado mediante la norma VDI 2225, la alternativa N°2 (Se utilizará una puerta frigorífica tipo corredera con hoja de poliuretano de espesor 80 mm, la cámara frigorífica de conservación utilizará panel frigorífico tipo poliuretano con buenas propiedades termoaislantes para mantener la temperatura del interior, el sistema frigorífico trabajará con un compresor tipo semi hermético con refrigerante ecológico R507a, para el almacenamiento de mango se utilizarán cajas de cartón).
- A través de la cantidad máxima de producto de almacenamiento se logró dimensionar la cámara de conservación. (15m x 9.26m x 3.4m).
- Se calculó la carga térmica teóricamente para la cámara de conservación teniendo como resultado 27.67 kW.
- Se calculó un compresor Bitzer 4CES-9Y, de 9HP con una capacidad de 34.8 kW y 02 evaporadores cúbicos Mipal HD 0138 con capacidad de 16.02 kW, 01 condensador de aire forzado Intercal modelo CA3-505-215 de capacidad 53,634 Kcal/h.
- La evaluación financiera del proyecto resultó viable con un TIR de 16,90% y VAN de S/37,825.39, y con un monto total de presupuesto por el proyecto de S/236,000.00.

6.2.RECOMENDACIONES

- Es fundamental realizar seguimientos y planes de control para el diseño de las cámaras frigoríficas con la finalidad de aumentar las exportaciones del mango y sus derivados.
- Realizar el diseño del sistema de refrigeración de una cámara frigorífica para mangos con la finalidad de cumplir con los requisitos de temperatura para su exportación.
- El presente estudio de investigación servirá como antecedente para posteriores estudios en este campo y para optimizar la exportación de los productos en el mercado, así como impulsar la utilización de refrigerantes eco amigables.
- Elaborar más investigaciones con respecto a este campo y para profundizar sobre el mismo y permitir a contribuir de base para que se realicen avances significativos en el diseño de cámaras frigoríficas de cualquier producto.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Cervantes, J. (1999). Ciclos Termodinámicos de Potencia y Refrigeración. México: Limusa

Aguiló, R. R. (01 de 08 de 1998). Refrigeración y Aire Acondicionado, su importancia e impacto en el Medio Ambiente. Recuperado el 05 de 01 de 2020, de www.termosistemas.com.ar:

Dossat, R. J. (1997). Principios de Refrigeración. México: Editorial Continental.

Gonzales, C. (2012). Refrigeración Industrial (Montaje y Mantenimiento de Instalaciones Frigoríficas). España: Ceysa.

Juvasa. (11 de marzo de 2010). métodos de conservación. Obtenido de técnicas de conservación: <https://www.juvasa.com/es/blog/metodos-de-conservacion>

Vejarano Valqui, F. R. (2018). Diseño de un sistema de refrigeración para conservar pescado, en una cámara frigorífica. Lima: Universidad Nacional Mayor de San Marcos

CENGEL (2002). Yunus A.; BOLES, Michael A. Termodinámica. (Quinta edición). McGraw-Hill.

Fernández, F. J. (2005). Teoría y práctica del mantenimiento industrial avanzado. Fundación Confemetal. Madrid.

Conesa, J. (2011). Sistema de refrigeración por compresión. Obtenido de <https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>.

FAO. (1996). Manual de prácticas de manejo postcosecha de los productos hortofrutícolas a pequeña escala. Retrieved from <http://www.fao.org/Wairdocs/X5403S/x5403s00.htm#Contents>

ANEXOS

Anexo N°01

Tabla de transmisión térmica del panel PUR

PESO		TRANSMISIÓN TÉRMICA	
Espesor (mm)	Masa aprox. (Kg/m ²) en función del espesor de las caras metálicas 0,5/0,5	Espesor nominal (mm)	U (W/m ² K)
40	10,10	40	0,52
60	11,00	60	0,35
80	11,90	80	0,27
100	12,80	100	0,21
120	13,40	120	0,18
150	14,70	150	0,14
180	16,00	180	0,12
200	16,80	200	0,11

Nota: Según el espesor de panel poliuretano nos arroja un coeficiente de transmisión térmica. Fuente: Frigopack.

Anexo N°02

Tabla de calor específico por embalaje.

MATERIAL	CALOR ESPECIFICO
	BTU/lb.°F
Madera	0.5 a 0.65
Cartón	0.3 a 0.4
Caucho	0.46
Papel	0.33
Vidrio	0.21

Nota: Para nuestros cálculos utilizaremos el calor específico de la madera y cartón. Fuente: Manual de refrigeración industrial.

Anexo N°03

Tabla de aire removido dentro del recinto.

t_e	+5 °C		+10 °C		+15 °C		+20 °C		+25 °C		+30 °C		+35 °C		+40 °C	
	70% H.R	80% H.R	70% H.R	80% H.R	70% H.R	80% H.R	50% H.R	60% H.R	50% H.R	60% H.R	50% H.R	60% H.R	50% H.R	60% H.R	50% H.R	60% H.R
15 °C	—	—	—	—	—	—	2,77	7,0	16,8	23,3	34,5	42,7	56,4	66,4	81,4	96,5
10 °C	—	—	—	—	105,5	13,8	16,6	20,9	30,9	37,5	48,8	57,2	70,1	81,3	96,5	112
5 °C	—	—	9,6	12,0	22,8	26,2	29,0	33,5	43,7	50,5	62,1	70,6	83,9	95,4	111	127
0 °C	9,1	10,9	20,8	23,3	34,4	37,9	40,8	45,4	55,9	62,9	74,9	83,7	97,4	109	125	141
-5 °C	19,2	20,9	31,0	33,5	44,6	48,2	51,2	55,8	66,4	73,5	85,5	94,4	108	120	136	153
-10 °C	28,7	30,5	40,8	43,4	54,8	58,4	61,4	66,1	77,0	84,2	96,6	106	120	132	148	165
-15 °C	37,8	39,7	50,2	52,8	64,5	68,2	71,3	76,1	87,2	94,6	107	116	131	143	160	177
-20 °C	46,1	48,0	58,8	61,5	73,4	77,1	80,4	85,3	96,6	104	117	127	141	154	171	189
-25 °C	55,1	57,1	68,0	70,8	82,9	86,8	90,1	95,1	107	114	127	137	152	165	183	201
-30 °C	64,2	66,2	77,5	80,1	92,6	96,5	99,8	105	117	125	138	148	163	177	195	215
-35 °C	73,3	75,3	86,7	89,6	102	106	110	115	127	135	149	159	174	188	207	225
-40 °C	83,3	85,4	97,1	100	113	117	121	126	138	147	161	171	187	201	220	231

Nota: Calor del aire en (kJ/m³) para el aire exterior que penetra en la cámara fría.

Fuente: ASHRAE

Anexo N°04

Tabla de renovación de aire dentro del recinto.

TABLA 4. Renovación del aire diario por las aberturas de puertas para las condiciones normales de explotación «cámaras negativas» y «cámaras por encima de 0 °C».

Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d	
	-	+		-	+		+	-		-	+
2,5	52	70	20	16,5	22	100	6,8	9	600	2,5	3,2
3,0	47	63	25	14,5	19,5	150	5,4	7	800	2,1	2,8
4,0	40	53	30	13,0	17,5	200	4,6	6	1.000	1,9	2,4
5,0	35	47	40	11,5	15,0	250	4,1	5,3	1.500	1,5	1,95
7,5	28	38	50	10,0	13,0	300	3,7	4,8	2.000	1,3	1,65
10,0	24	32	60	9,0	12,0	400	3,1	4,1	2.500	1,1	1,45
15,0	19	26	80	7,7	10,0	500	2,8	3,6	3.000	1,05	1,30

Nota: Renovación del aire diario por las aperturas de puertas para las condiciones normales “cámaras negativas” y “cámaras por encima de 0°C”. Fuente: ASHRAE.

Anexo N°05

Propiedades termodinámicas del mango

Leche	87.5	-0.6	-	3.890	2.050	-	-	288.400	-	-
3.7% grasa	-	-	-	-	-	-	0.5296	-	-	-
concentrada 2.5% grasa	-	-	-	-	-	20	0.5054	-	-	-
condensada	-	-	-	-	-	78.2	0.6404	-	-	-
90 % agua	-	-	-	-	-	24.2	0.5711	-	-	-
50 % agua	-	-	-	-	-	26	0.3288	-	-	-
80 % agua	-	-	-	-	-	78.4	0.3635	-	-	-
seca sin grasa	4.2	-	-	-	-	26.7	0.5365	-	-	-
polvo	4.2	-	-	-	-	39.1	0.4188	-	-	-
evaporada 25 % grasa	-	-	-	-	-	20	0.5573	-	-	-
agriã	87.5	-	-	-	-	50	0.5919	-	-	-
nata	91	-	-	-	-	80	0.6196	-	-	-
	91	-	-	0-100	3.850	-	-	-	-	-
	91	-	-	0-100	3.980	-	-	-	-	-
	91	-	-	-	4.020	-	-	-	-	-
Lechuga	94.8	-0.4	-	3.980	2.510	-	-	-	-	-
Lentejas	12	-	-	4.020	2.010	-	-	316.300	-	-
Levadura	70.9	-	-	1.640	-	-	-	-	-	-
Limas	86	-1.7	-	3.220	1.720	-	-	-	-	-
peladas	-	-	-	3.730	1.930	-	-	283.800	-	-
Limones	89.3	-2.2	-	-	-	-	0.4900	-	15.6	3.450
Linón (eureka)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Maíz seco	10.5	-	-	3.850	1.930	-	-	295.400	4.4	942
verde	73.9	-1.7	-	3.740	-	-	1.817	-	-	-
dulce	-	-	-	1.170	963	-	-	34.890	-	-
diente amarillo	-	-	-	3.310	1.760	-	-	246.600	0	8.370
Maíz curagua	13.5	-	-	-	-	-	-	-	-	13.100
Macaroni	12.3-13.5	-	-	3.320	1.770	-	-	-	4.4	12.300-15.40
Mangos	93	0	-	-	-	-	0.1405	-	-	-
				1.300	1.010	-	-	-	-	-
				1.840	1.880	-	-	-	-	-
				3.770	1.930	-	-	311.700	-	-

Nota: La figura nos muestra todas las propiedades termodinámicas de los productos en general. Fuente: Propiedades térmicas de los alimentos-Eduardo Castro.

Anexo N°06

Ficha técnica de la luminaria.



Nota: La ficha técnica nos muestra las partes y dimensiones de las luminarias para cámaras frigoríficas. Fuente: Philips.

Anexo N°07

Tabla de calor generado por persona.

Temperatura de la cámara (°C)	Potencia liberada por persona (W)
10	210
5	240
-5	270
-10	300
-15	360
-20	390
-25	420

Nota: La tabla nos muestra el calor que genera una persona según la temperatura de la cámara. Fuente: ASHRAE.

Anexo N°08

Temperatura de conservación y humedad relativa del mango.

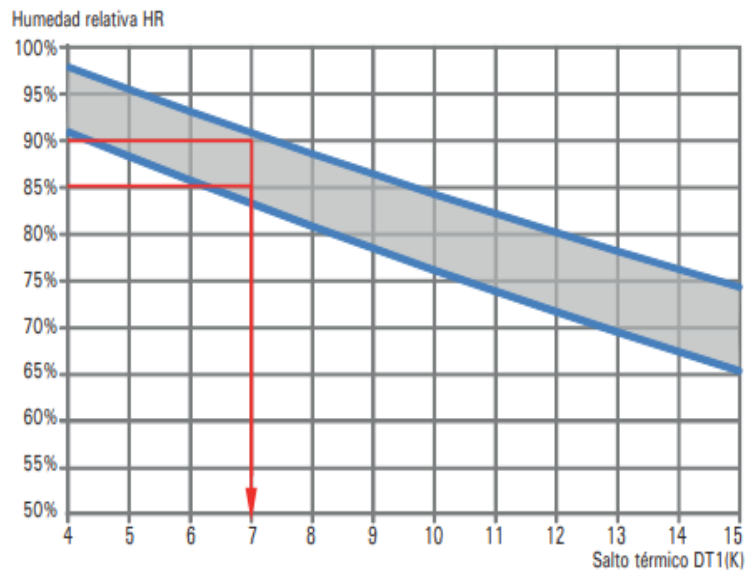
Producto	Temperatura (°C)	Humedad Relativa (%)	Vida Aproximada de almacenamiento
Guayaba	8 a 10	90	2 a 3 meses
Lima	8.5 a 10	85 - 90	1 a 4 meses
Limón verde en general	10 a 14	85 - 90	2 a 3 semanas
Limón coloreado en general	0 a 4.5	85 - 90	2 a 6 meses
Limón verde Europeo	11 a 14	85 - 90	1 a 4 meses
Limón Europeo amarillo	0 a 10	85 - 90	3 a 6 semanas
Limón Mexicano	8 a 10	85 - 90	3 a 8 semanas
Mango	7 a 12	90	3 a 6 semanas
Mandarina	4	90 - 95	2 a 4 semanas
Melón	7 a 10	85 - 90	3 a 7 semanas
Naranja	3 a 9	85 - 90	3 a 12 semanas
Aguacate	7 a 12	85 - 90	1 a 2 semanas

Nota: La tabla nos muestra las temperaturas de conservación y humedad relativas de los alimentos. Fuente: ASHRAE.

Anexo N°09

Dt en el evaporador según la humedad relativa de cámara.

Elección del salto
térmico (DT1)



Nota: La grafica nos determina el Dt del evaporador según la humedad relativa de la cámara. Fuente: INTARCON.

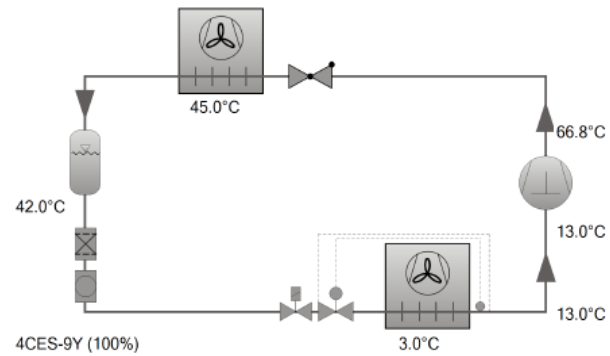
Anexo N°10

Ficha técnica de compresor.

Selección: Compresores de Pistones Semi-herméticos

Valores de entrada

Modelo de compresor	4CES-9Y
Modo	Refrigeración y Aire acondicionado
Refrigerante	R507A
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Temp. de evaporación	3.00 °C
Temp. de condensación	45.0 °C
Líquido subenfriado (después condensador)	3.00 K
Recalentamiento de gas aspirado	10.00 K
Modo de funcionamiento	Auto
Alimentación eléctrica	460V-3-60Hz
Regulador de capacidad	100%
Recalentamiento útil	100%



Resultado

Compresor	4CES-9Y-40S
Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	34.8 kW
Potencia frigorífica *	34.2 kW
Potencia en el evap.	34.8 kW
Potencia absorbida	10.80 kW
Corriente (460V)	15.15 A
Gama de tensiones	440-480V
Capacidad del condensador	45.6 kW
COP/EER	3.22
COP/EER *	3.17
Caudal másico	1141 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar
Temp. Gas de descarga no enfriado	66.8 °C

Nota: En la ficha técnica del compresor, encontramos los valores de entrada y los resultados. Fuente: SOFTWARE BITZER.

Anexo N°11

Catálogo de evaporador cúbico.

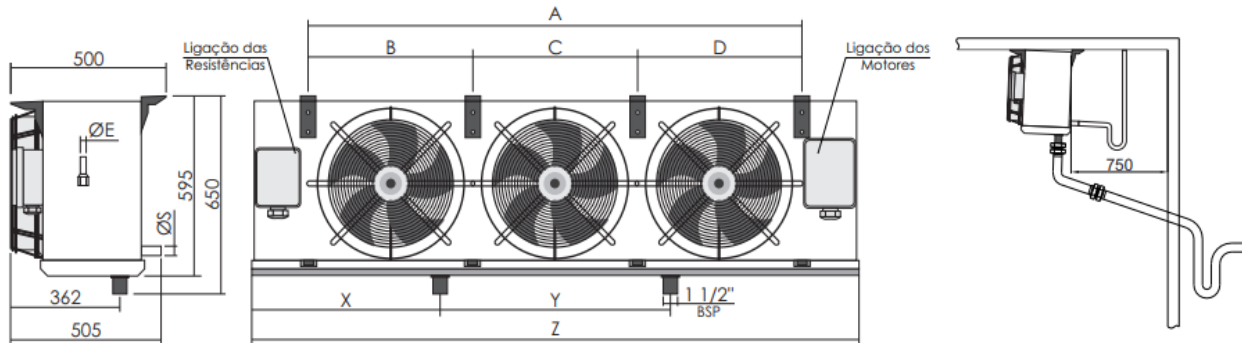
Hd	Kcal/h									Watts								
	Temperaturas de Evaporação									Temperaturas de Evaporação								
	-31 °F -35 °C	-22 °F -30 °C	-13 °F -25 °C	-4 °F -20 °C	5 °F -15 °C	14 °F -10 °C	23 °F -5 °C	32 °F 0 °C	41 °F 5 °C	-31 °F -35 °C	-22 °F -30 °C	-13 °F -25 °C	-4 °F -20 °C	5 °F -15 °C	14 °F -10 °C	23 °F -5 °C	32 °F 0 °C	41 °F 5 °C
Modelo																		
0042	2389	2670	2975	3256	3511	3730	3938	4129	4305	2777	3105	3460	3786	4083	4337	4579	4802	5005
0050	2856	3193	3558	3893	4199	4460	4708	4938	5147	3321	3713	4137	4527	4882	5186	5475	5741	5985
0064	3657	4088	4555	4985	5375	5710	6028	6322	6590	4252	4753	5296	5796	6250	6640	7009	7351	7662
0077	4380	4897	5456	5971	6439	6840	7221	7573	7894	5093	5694	6345	6943	7487	7953	8396	8805	9179
0086	4918	5498	6126	6704	7230	7680	8108	8503	8863	5719	6393	7124	7796	8407	8930	9428	9887	10306
0103	5892	6586	7339	8031	8661	9200	9712	10185	10617	6851	7659	8534	9339	10071	10698	11293	11843	12346
0115	6516	7284	8117	8882	9579	10175	10742	11265	11742	7577	8470	9438	10328	11138	11831	12490	13099	13654
0138	7803	8723	9720	10637	11471	12185	12864	13490	14062	9073	10143	11303	12369	13338	14169	14958	15686	16351
0173	9684	10826	12063	13201	14236	15122	15964	16742	17451	11260	12588	14027	15350	16553	17584	18563	19467	20292
0208	11631	13003	14488	15855	17098	18162	19174	20107	20960	13524	15119	16847	18436	19881	21119	22295	23381	24372
0265	14819	16566	18459	20201	21784	23140	24429	25618	26705	17231	19263	21464	23489	25330	26907	28406	29789	31052
0318	17846	19950	22230	24327	26234	27867	29419	30852	32160	20751	23198	25849	28287	30504	32403	34208	35874	37395
Capacidades (DT=10,8°F / DT1=6°K)																		

(*) As capacidades acima são para 60Hz - para 50Hz multiplicar os valores por 0,92. Outros refrigerantes, NH₃ ou CO₂, contate-nos.
 DT1: Diferença entre a temperatura de entrada do ar no evaporador e a temperatura de evaporação do refrigerante. °K=Graus Kelvin °F=Graus Fahrenheit
 A temperatura de entrada do ar no evaporador é considerada a temperatura da câmara aproximadamente.

Nota: A medida que baja la temperatura de evaporación la capacidad del evaporador disminuye. Fuente: EVAPORADORES MIPAL.

Anexo N°12

Ficha técnica del evaporador HD 0138



Hd	Hdl		mm					Ø		mm		Pesos Hd		Pesos Hdl	
			A	B	C	D	Z	E	S	X	Y	Líquido	Bruto	Líquido	Bruto
0042	0031	1	530	-	-	-	897	1/2"	5/8"	450	-	29	35	26	31
0050	0038	1	530	-	-	-	897	1/2"	1 1/8"	450	-	35	42	31	37
0064	0048	1	800	-	-	-	1167	1/2"	1 1/8"	585	-	37	44	34	41
0077	0058	1	800	-	-	-	1167	1/2"	1 1/8"	585	-	42	50	40	48
0086	0064	2	1060	530	-	530	1427	1/2"	1 1/8"	715	-	53	64	44	53
0103	0077	2	1060	530	-	530	1427	1/2"	1 1/4"	715	-	61	73	47	56
0115	0086	2	1400	700	-	700	1767	5/8"	1 1/4"	885	-	70	84	62	74
0138	0103	2	1400	700	-	700	1767	5/8"	1 1/2"	885	-	75	90	66	79
0173	0129	3	2100	700	700	700	2467	5/8"	1 1/2"	635	1200	91	109	88	106
0208	0155	3	2100	700	700	700	2467	5/8"	2"	635	1200	97	116	95	114
0265	0198	4	3200	800	800 (2x)	800	3567	7/8"	2"	785	2000	130	156	115	138
0318	0238	4	3200	800	800 (2x)	800	3567	7/8"	2"	785	2000	142	170	126	151

Conector à prova de variações de temperatura, vibração e choque. A tecnologia de conexão a mola reduz o tempo das instalações elétricas, sem a necessidade de ferramentas especiais.

Nota: En la ficha técnica observamos la cantidad de ventiladores, dimensiones y peso del evaporador seleccionado. Fuente: EVAPORADORES MIPAL.

Anexo N°13

Catálogo de condensador enfriado por aire - Intercal

Modelo	Rendimiento de cada modelo con diferentes DT° [Kcal/h] (*)							
	DT≈8	DT≈9	DT≈10	DT≈11	DT≈12	DT≈13	DT≈14	DT≈15
CA3-502-86 Y - H (V)	17.163	19.308	21.454	23.599	25.230	26.774	28.233	29.606
CA3-503-129 Y - H (V)	25.744	28.963	32.181	35.399	37.844	40.161	42.350	44.409
CA3-504-172 Y - H (V)	34.326	38.617	42.907	47.198	50.459	53.549	56.466	59.212
CA3-505-215 Y - H (V)	42.907	48.271	53.634	58.998	63.074	66.936	70.583	74.015
CA3-506-257 Y - V (H)	51.489	57.925	64.361	70.797	75.689	80.323	84.699	88.818
CA3-508-343 Y - V (H)	68.652	77.233	85.815	94.396	100.918	107.097	112.932	118.425
CA3-632-112 Y - H (V)	22.417	25.219	28.021	30.823	32.953	34.970	36.876	38.669
CA3-633-168 Y - H (V)	33.625	37.829	42.032	46.235	49.429	52.456	55.314	58.004
CA3-634-224 Y - H (V)	44.834	50.438	56.042	61.647	65.906	69.941	73.752	77.338
CA3-635-280 Y - H (V)	56.042	63.048	70.053	77.058	82.382	87.426	92.190	96.673
CA3-636-336 Y - V (H)	67.251	75.657	84.064	92.470	98.859	104.911	110.628	116.008
CA3-638-448 Y - V (H)	89.668	100.876	112.085	123.293	131.812	139.882	147.504	154.677
CA3-6310-525 Y - V (H)	105.079	118.214	131.349	144.484	154.467	163.924	172.856	181.262
CA3-6310-560 Y - V (H)	112.085	126.095	140.106	154.117	164.765	174.852	184.379	193.346
CA3-6312-630 Y - V (H)	126.095	141.857	157.619	173.381	185.360	196.709	207.427	217.515
CA3-6312-673 Y - V (H)	134.502	151.314	168.127	184.940	197.718	209.823	221.255	232.015
CA3-802-212 Y - H (V)	42.382	47.680	52.978	58.275	62.302	66.116	69.718	73.109
CA3-803-318 Y - H (V)	63.573	71.520	79.466	87.413	93.452	99.174	104.578	109.664
CA3-804-424 Y - H (V)	84.764	95.360	105.955	116.551	124.603	132.232	139.437	146.218
CA3-805-530 Y - H (V)	105.955	119.200	132.444	145.688	155.754	165.290	174.296	182.773
CA3-806-636 Y - V (H)	127.146	143.039	158.933	174.826	186.905	198.348	209.155	219.327
CA3-808-848 Y - V (H)	169.528	190.719	211.910	233.101	249.206	264.464	278.874	292.436
CA3-8010-963 Y - V (H)	192.646	216.726	240.807	264.888	283.189	300.527	316.902	332.314
CA3-8010-1060 Y - V (H)	211.910	238.399	264.888	291.377	311.508	330.580	348.592	365.545
CA3-8012-1156 Y - V (H)	231.175	260.072	288.969	317.865	339.827	360.633	380.283	398.777
CA3-8012-1271 Y - V (H)	254.292	286.079	317.865	349.652	373.810	396.696	418.311	438.654

Nota: Cuadro de rendimiento de condensadores para distintas condiciones de trabajo. Fuente: INTERCAL.

Anexo N°14

Catálogo de características de condensador – Intercal

Condensadores con tubos $\varnothing = 3/8"$, separación de aletas 2,1 mm. nivel sonoro bajo.

MODELO	CAPACIDAD DT° 15°C (*) Kcal/h	SUPERF. INTERCAM. m2	DIMENSIONES					N°	TIPO <small>Ver cuadro Ventiladores</small>	CAUDAL AIRE m3/Hr	CONEXIONES		NIVEL SONORO dB a 5 m	PESO APROX. Kg.
			A	B	C	D	E				Ø ENT. Pulg.	Ø SAL. Pulg.		
CA3-502-86 Y - H (V)	29.606	85,8	1.530	1.460	720	390	1.400	2	500/50/400Y	11.700	1x 1 3/8"	1x 1 1/8"	46	69
CA3-503-129 Y - H (V)	44.409	128,7	2.230	2.160	720	390	1.050	3	500/50/400Y	17.550	1x 1 3/8"	1x 1 1/8"	47	103
CA3-504-172 Y - H (V)	59.212	171,6	2.930	2.860	720	390	1.400	4	500/50/400Y	23.400	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	48	137
CA3-505-215 Y - H (V)	74.015	214,5	3.630	3.560	720	390	1.400	5	500/50/400Y	29.250	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	49	170
CA3-506-257 Y - V (H)	88.818	257,4	2.230	2.160	1.420	390	1.400	6	500/50/400Y	35.100	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	49	195
CA3-508-343 Y - V (H)	118.425	343,3	2.930	2.860	1.420	390	1.400	8	500/50/400Y	46.800	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	51	258
CA3-632-112 Y - H (V)	38.669	112,1	1.730	1.660	820	440	1.600	2	630/50/400Y	11.400	1x 1 3/8"	1x 1 1/8"	47	88
CA3-633-168 Y - H (V)	58.004	168,1	2.530	2.460	820	440	1.200	3	630/50/400Y	17.100	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	49	130
CA3-634-224 Y - H (V)	77.338	224,2	3.330	3.260	820	440	1.600	4	630/50/400Y	22.800	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	50	173
CA3-635-280 Y - H (V)	96.673	280,2	4.130	4.060	820	440	1.600	5	630/50/400Y	28.500	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	51	215
CA3-636-336 Y - V (H)	116.008	336,3	2.530	2.460	1.620	440	1.600	6	630/50/400Y	34.200	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	52	246
CA3-638-448 Y - V (H)	154.677	448,3	3.330	3.260	1.620	440	1.600	8	630/50/400Y	45.600	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	53	326
CA3-6310-525 Y - V (H)	181.262	525,4	3.880	3.810	1.620	440	1.500	10	630/50/400Y	57.000	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	55	388
CA3-6310-560 Y - V (H)	193.346	560,4	4.130	4.060	1.620	440	1.600	10	630/50/400Y	57.000	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	55	407
CA3-6312-630 Y - V (H)	217.515	630,5	4.630	4.560	1.620	440	1.500	12	630/50/400Y	68.400	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	55	465
CA3-6312-673 Y - V (H)	232.015	672,5	4.930	4.860	1.620	440	1.600	12	630/50/400Y	68.400	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	55	488
CA3-802-212 Y - H (V)	73.109	211,9	2.330	2.260	1.120	440	2.200	2	800/50/400Y	29.700	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	53	162
CA3-803-318 Y - H (V)	109.664	317,9	3.430	3.360	1.120	440	1.650	3	800/50/400Y	44.550	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	55	241
CA3-804-424 Y - H (V)	146.218	423,8	4.530	4.460	1.120	440	2.200	4	800/50/400Y	59.400	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	56	321
CA3-805-530 Y - H (V)	182.773	529,8	5.630	5.560	1.120	440	2.200	5	800/50/400Y	74.250	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	57	400
CA3-806-636 Y - V (H)	219.327	635,7	3.430	3.360	2.220	440	2.200	6	800/50/400Y	89.100	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	58	463
CA3-808-848 Y - V (H)	292.436	847,6	4.530	4.460	2.220	440	2.200	8	800/50/400Y	118.800	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	59	615
CA3-8010-963 Y - V (H)	332.314	963,2	5.130	5.060	2.220	440	2.000	10	800/50/400Y	148.500	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	61	717
CA3-8010-1060 Y - V (H)	365.545	1.059,6	5.630	5.560	2.220	440	2.200	10	800/50/400Y	148.500	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	61	767
CA3-8012-1156 Y - V (H)	398.777	1.155,9	6.130	6.060	2.220	440	2.000	12	800/50/400Y	178.200	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	61	859
CA3-8012-1271 Y - V (H)	438.654	1.271,5	6.730	6.660	2.220	440	2.200	12	800/50/400Y	178.200	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	61	920

Nota: En la ficha técnica observamos la cantidad de ventiladores, dimensiones y peso del condensador seleccionado. Fuente: INTERCAL.

Anexo N°15

Ubicación de cámara frigorífica en tiempo real.



Nota: Ubicación geográfica del proyecto (Motupe). Fuente: Google Maps.



UNIVERSIDAD NACIONAL PEDRO RUIZ GALLO
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DECANATO



ACTA DE SUSTENTACION N°046-2024-FIME



En la ciudad de Lambayeque, siendo las 11:00 a.m. del día Lunes 03 de junio 2024. Se reunieron los miembros del jurado, designados mediante Resolución N°111-2024-D-VIRTUAL-FIME, de fecha 22 de mayo 2024, con la finalidad de Evaluar y Calificar la sustentación del Tesis ordinaria, conformado por los siguientes catedráticos:

M.Sc. Ing. JONY VILLALOBOS CABRERA
M.Sc. Ing. CARLOS YUPANQUI RODRIGUEZ
ING. HÉCTOR ANTONIO OLIDEN NÚÑEZ
ING. ROBINSON TAPIA ASENJO

PRESIDENTE
SECRETARIO
MIEMBRO
ASESOR

Se recibió la Tesis ordinaria titulada:

"DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA PARA MANGOS CON CAPACIDAD DE 30,000 KG, UBICADA EN EL DISTRITO DE MOTUPE"

Presentada y sustentada por su autor, Bachiller: **BACA OBANDO BRUNO RENATO.**

Finalizada la sustentación de la Tesis ordinaria, el sustentante respondió las preguntas y observaciones de los miembros del jurado examinador, quienes procedieron a deliberar y acordaron otorgar el calificativo de **APROBADO**, Nota (✓6) en la escala vigesimal, mención **DIECISEIS. BUENO**

Quedando el sustentante apto para obtener el Título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista, de acuerdo a la Ley Universitaria 30220 y la normatividad vigente, de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica y la Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo.

Siendo las _____ del mismo día se da por concluido el acto académico, firmando la presente acta el jurado respectivo:

M.Sc. Ing. JONY VILLALOBOS CABRERA
PRESIDENTE

M.Sc. ING. CARLOS YUPANQUI RODRIGUEZ
SECRETARIO

ING. HÉCTOR ANTONIO OLIDEN NÚÑEZ
MIEMBRO

ING. ROBINSON TAPIA ASENJO
ASESOR

UNIVERSIDAD NACIONAL PEDRO RUIZ GALLO
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Dr. Ing. AMADO AGUINAGA PAZ
Decano

ANEXO 01

CONSTANCIA DE VERIFICACIÓN DE ORIGINALIDAD

Yo, **Ing. Robinson Tapia Asenjo**, usuario revisor del documento titulado: **“Diseño de una cámara Frigorífica para Mangos con capacidad de 30 000 kg ubicada en el distrito de Motupe”**

Cuyo autor es, **Baca Obando Bruno Renato**, identificado con documento de identidad **N° 76877259**, declaro que la evaluación realizada por el Programa informático, ha arrojado un porcentaje de similitud de **19%**, verificable en el Resumen de Reporte automatizado de similitudes que se acompaña.

El suscrito analizó dicho reporte y concluyó que cada una de las coincidencias detectadas dentro del porcentaje de similitud permitido no constituyen plagio y que el documento cumple con la integridad científica y con las normas para el uso de citas y referencias establecidas en los protocolos respectivos.

Se cumple con adjuntar el Recibo Digital a efectos de la trazabilidad respectiva del proceso.

Lambayeque 14 de junio del 2024



.....
Ing. Robinson Tapia Asenjo
DNI: 16742683

ASESOR

Se adjunta:

*Resumen del Reporte automático de similitudes

*Recibo Digital

Diseño de una camara Frigorifica para Mangos con capacidad de 30 000 kg ubicada en el distrito de Motupe

ORIGINALITY REPORT

19%

SIMILARITY INDEX

19%

INTERNET SOURCES

3%

PUBLICATIONS

3%

STUDENT PAPERS

PRIMARY SOURCES

1

www.administracion.usmp.edu.pe

Internet Source

2%

2

www.senamhi.gob.pe

Internet Source

2%

3

agraria.pe

Internet Source

2%

4

Submitted to Hogeschool Rotterdam

Student Paper

1%

5

documents.mx

Internet Source

1%



Ing. Robinson Tapia Asenjo
ASESOR

6

repositorio.ucv.edu.pe

Internet Source

1%

7

pirhua.udep.edu.pe

Internet Source

1%

8

piuraempresarial.com

Internet Source

1%

9

es.scribd.com

Internet Source

1%



Digital Receipt

This receipt acknowledges that **Turnitin** received your paper. Below you will find the receipt information regarding your submission.

The first page of your submissions is displayed below.

Submission author: Bruno Renato Baca Obando
Assignment title: Avance de Tesis
Submission title: Diseño de una camara Frigorifica para Mangos con capacida...
File name: TESIS-BrunoBacaOBando-_Final.docx
File size: 21.8M
Page count: 131
Word count: 14,373
Character count: 80,203
Submission date: 06-May-2024 11:26AM (UTC-0500)
Submission ID: 2296388709



UNIVERSIDAD NACIONAL

"PEDRO RUIZ GALLO"



Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

TESIS

Para Optar el Título Profesional de

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

**"DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA PARA
MANGOS CON CAPACIDAD DE 30,000 KG, UBICADA
EN EL DISTRITO DE MOTUPE"**

Presentado Por:

Bach. BRUNO RENATO BACA OBANDO

Asesor:

Ing. TAPIA ASENJO ROBINSON

LAMBAYEQUE – PERÚ

2024

Ing. Robinson Tapia Asenjo
ASESOR