

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



**“DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA CON
REFRIGERANTE R-404A PARA MANTENER LA CADENA DE
FRIO DE 5 TONELADAS DE VACUNAS COVID – 19. EMPRESA
J&R PERUVIAN S.A.C. – LIMA. 2021”**

TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGIA

RICARDO JOSÉ ROMERO HERNÁNDEZ
GABRIEL ALONSO GARCÍA LEÓN

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Juan Carlos Huamán Alfaro".

Juan Carlos Huamán Alfaro

DNI: 40607588

Asesor

Callao, 2021

PERÚ

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Ricardo José Romero Hernández".

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Ricardo José R.H.". Below the signature is a horizontal line.

(Resolución N° 019-2021-C.U. del 20 de enero de 2021)

**ACTA N° 033 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE TESIS PARA LA
OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN ENERGÍA**

**LIBRO 001 FOLIO N° 059 ACTA N° 033 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO EN ENERGÍA**

A los 16 días del mes setiembre, del año 2021, siendo las 14:00 horas, se reunieron, en la sala meet: <http://meet.google.com/npd-amoz-jcn>, el **JURADO DE SUSTENTACION DE TESIS** para la obtención del **TÍTULO** profesional de **Ingeniero en Energía** de la **Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la **Universidad Nacional del Callao**:

- Dr. Juan Manuel Palomino Correa : Presidente
- Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera : Secretario
- Mg. Vladimiro Contreras Tito : Miembro
- Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro : Asesor

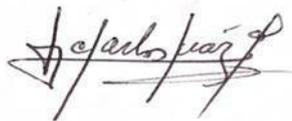
Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del Bachiller **ROMERO HERNÁNDEZ RICARDO JOSÉ**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero en Energía, sustenta la tesis titulada "**DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA CON REFRIGERANTE R-404A PARA MANTENER LA CADENA DE FRÍO DE 5 TONELADAS DE VACUNAS COVID-19. EMPRESA J&R PERUVIAN S.A.C. - LIMA.2021**", cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera no presencial a través de la Plataforma Virtual, en cumplimiento de la declaración de emergencia adoptada por el Poder Ejecutivo para afrontar la pandemia del Covid-19, a través del D.S. N° 044-2020-PCM y lo dispuesto en el DU N° 026-2020 y en concordancia con la Resolución del Consejo Directivo N° 039-2020-SUNEDU-CD y la Resolución Viceministerial N° 085-2020-MINEDU, que aprueba las "Orientaciones para la continuidad del servicio educativo superior universitario";

Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por **APROBADO** con la escala de calificación cualitativa **BUENO** y calificación cuantitativa **14 (catorce)**, la presente Tesis, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 245-2018- CU del 30 de Octubre del 2018.

Se dio por cerrada la Sesión a las 14:45 horas del día 16 del mes y año en curso.



Dr. Juan Manuel Palomino Correa
Presidente de Jurado



Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera
Secretario de Jurado



Mg. Vladimiro Contreras Tito
Miembro de Jurado



Ing. Juan Carlos Huamán Alfaro
Asesor

I N F O R M E

Visto el *Informe de Tesis* titulado "DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA CON REFRIGERANTE R-404A PARA MANTENER LA CADENA DE FRÍO DE 5 TONELADAS DE VACUNAS COVID-19. EMPRESA J&R PERUVIAN S.A.C. -LIMA.2021", presentado por el(la) Bachiller de Ingeniería en Energía ROMERO HERNÁNDEZ, Ricardo José.

A QUIEN CORRESPONDA:

El *Presidente del Jurado de Sustentación en las Exposiciones de los Informes de Trabajo de Tesis*, manifiesta que la sustentación de la Tesis se realizó el día jueves 16 de setiembre del 2021 a las 16:00 hrs, no habiendo observaciones ni correcciones que incluir, el mismo que en su oportunidad fue cuidadosamente evaluado por cada uno de los miembros del Jurado de Sustentación, no presentando ninguna observación en su estructura metodológica y contenido temático.

Se emite el presente informe favorable para los fines pertinentes.

Bellavista, 16 de setiembre del 2021.



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
I Ciclo Taller de Tesis 2021

Dr. JUAN MANUEL PALOMINO CORREA
Presidente de Jurado de Sustentación

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado en primer lugar a Dios quien me da la fuerza y valentía para seguir adelante, a mis padres Arturo Mariano García Merino e Idemia León Ramírez quienes con sus consejos y amor me guiaron hasta el día de hoy.

A todas las victimas que padecieron esta penosa enfermedad.

AGRADECIMIENTOS

A Dios en primer lugar por ser el guiador de mis pasos a mi padre Arturo Mariano García Merino quien me impulso a seguir adelante en todo momento y mi madre Idemia León Ramírez quien siempre estuvo a mi lado en los momentos más difíciles.

Agradezco de manera muy especial a Don Ricardo Ávila Agreda quien con su vocación de maestro y humildad me dio la oportunidad de desarrollarme profesionalmente en el mundo de la refrigeración, y con sus consejos de padre me alentó a seguir escalando y capacitándome profesionalmente.

INDICE

INDICE DE TABLAS DE CONTENIDO	5
INDICE DE FIGURAS	8
INDICE DE ANEXOS	12
I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	17
1.1 Descripción de la realidad problemática.....	17
1.2 Formulación del problema	18
1.2.1. Problema general.....	18
1.2.2. Problemas específicos	18
1.3 Objetivos	19
1.3.1. Objetivo general	19
1.3.2. Objetivos específicos	19
1.4 Limitantes de la investigación.....	19
1.4.1. Teórico	19
1.4.2. Temporal	20
1.4.3. Espacial.....	20
II MARCO TEORICO.....	21
2.1 Antecedentes	21
2.1.1. Nacionales	21
2.1.2. Internacionales.....	22
2.2 Bases teóricas	24
2.2.1. Calor.....	24
2.2.2. Temperatura.....	24
2.2.3. Temperatura de bulbo seco	24
2.2.4. Temperatura de bulbo húmedo.....	24
2.2.5. Humedad relativa	24
2.2.6. Presión	24
2.2.7. Termodinámica	25
2.2.8. Transferencia de calor	25
2.2.9. Coeficiente global de transferencia de calor (U).....	26
2.2.10. Refrigeración	27
2.2.11. Caudal másico	29
2.2.12. Equipos de refrigeración.....	30

2.2.13.	Elementos de control y regulación de capacidad	31
2.2.14.	Materiales aislantes y accesorios para panelera	36
2.2.15.	Parámetros de diseño.....	39
2.2.16.	Capacidad frigorífica	42
2.2.17.	Carga térmica	42
2.2.18.	Tiempo de operación	48
2.2.19.	Selección de equipos de refrigeración	48
2.2.20.	Diseño de red de distribución de refrigerante.....	53
2.3	Conceptual.....	57
2.3.1.	Diseño	57
2.3.2.	Cámara frigorífica.....	57
2.3.3.	Refrigerante	58
2.3.4.	R- 404A	59
2.3.5.	Cadena de frío.....	59
2.3.6.	Vacuna	59
2.3.7.	Covid-19.....	60
2.4	Definición de términos básicos.....	60
2.4.1.	Cuartos fríos.....	60
2.4.2.	Capacidad de almacenamiento	60
2.4.3.	Carga térmica.....	60
2.4.4.	Temperatura de evaporación.....	60
2.4.5.	Temperatura de condensación	60
2.4.6.	COP.....	61
2.4.7.	Zona de alta presión	61
2.4.8.	Zona de baja presión	61
2.4.9.	Presión en la línea de baja.....	61
2.4.10.	Presión en la línea de alta	61
2.4.11.	Subenfriamiento.....	61
2.4.12.	Sobrecalentamiento.....	62
2.4.13.	Vacuna Sinopharm	62
III	HIPÓTESIS Y VARIABLES.....	63
3.1	Hipótesis	63
3.1.1.	Hipótesis general	63
3.1.2.	Hipótesis específicas	63

3.2	Definición conceptual de variables	63
3.2.1.	Variable uno	63
3.3	Operacionalización de variable.....	64
IV	DISEÑO METODOLÓGICO	65
4.1	Tipo y diseño de investigación.....	65
4.1.1.	Tipo de investigación	65
4.1.2.	Diseño de la investigación	65
4.2	Método de investigación	65
4.3	Población y muestra	66
4.4	Lugar de estudio	66
4.5	Técnicas e instrumentos para la recolección de la información	67
4.6	Análisis y procesamiento de datos	69
4.6.1.	Parámetros de diseño	69
4.6.2.	Cálculo de carga térmica y capacidad frigorífica	77
4.6.3.	Selección de equipos de refrigeración	86
4.6.4.	Calculo de las presiones de trabajo del sistema.....	101
4.6.5.	Dimensionamiento de tuberías de refrigeración	103
V	RESULTADOS	125
5.1	Resultados descriptivos.....	125
5.1.1.	Parámetros de diseño y Carga térmica	125
5.1.2.	Comprobación de capacidad frigorífica.....	126
5.1.3.	Comparación de equipos de refrigeración seleccionados	128
5.1.4.	Comprobación de presiones de trabajo	130
5.1.5.	Comprobación del dimensionamiento de las tuberías de refrigeración.....	133
VI	DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	138
6.1	Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados	138
6.1.1.	Contrastación de la hipótesis general	138
6.1.2.	Contrastación de la hipótesis específicas	138
6.2	Contrastación de los resultados con otros estudios similares	140
6.2.1.	Contrastación de resultados con estudios nacionales	140
6.2.2.	Contrastación de resultados con estudios internacionales	141
6.3	Responsabilidad ética.....	142
	CONCLUSIONES	143

RECOMENDACIONES.....	145
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	147
ANEXOS	151

INDICE DE TABLAS DE CONTENIDO

Tabla 1. Número de renovaciones de aire diarias por aperturas de puertas e infiltraciones según el volumen de la cámara y su nivel de temperatura	44
Tabla 2. Calor emanado por personas a diferentes temperaturas de ambiente	47
Tabla 3. Diferencial de temperatura recomendados (DT) para productos.....	50
Tabla 4. Diseño de evaporador con DT (°F)	50
Tabla 5. Cambios de aire recomendados por hora.....	52
Tabla 6. Coeficientes de rugosidad absoluta.....	54
Tabla 7. Velocidades de circulación de los fluidos refrigerante	57
Tabla 8. Matriz de operacionalización de las variables	64
Tabla 9. Parámetros de diseño para cámara de conservación de vacunas.....	69
Tabla 10. Interpolación de renovaciones de aire al día para un volumen de 22.55 m ³	81
Tabla 11. Datos característicos de las vacunas.....	82
Tabla 12. Interpolación de calor emanado por persona dentro de un recinto a 2°C	84
Tabla 13. Datos para selección de unidad condensadora.....	88
Tabla 14. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad condensadora Elgin modelo FLEX150X6* a -7°C.....	89
Tabla 15. Interpolación de potencia eléctrica de unidad condensadora Elgin modelo FLEX150X6* a -7°C.....	89
Tabla 16. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad condensadora Tecumseh modelo CAJ4517Z a -7°C.....	91
Tabla 17. Interpolación de potencia eléctrica de unidad condensadora Tecumseh modelo CAJ4517Z a -7°C.....	91
Tabla 18. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad condensadora Danfoss modelo HCZ018 a -7°C	92
Tabla 19. Interpolación de potencia eléctrica de unidad condensadora Danfoss modelo HCZ018 a -7°C	93
Tabla 20. Capacidades frigoríficas de unidades condensadoras	94

Tabla 21. Capacidades frigoríficas de unidades evaporadoras requeridas a DT de catalogo	95
Tabla 22. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad evaporadora MIPAL a -7°C.....	98
Tabla 23. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad evaporadora TECUMSEH a -7°C	100
Tabla 24. Parámetros para obtención del flujo másico en el evaporador.....	103
Tabla 25. Interpolación de viscosidad dinámica de la línea de liquido	108
Tabla 26. Metrado de tubería y accesorios en la línea de liquido.....	110
Tabla 27. Longitud equivalente de accesorios en la línea de liquido.....	110
Tabla 28. Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria de filtro.	111
Tabla 29. Caída presión de la válvula solenoide	111
Tabla 30. Interpolación de la capacidad frigorífica de la válvula TES 2 Orificio N°2	113
Tabla 31. Interpolación de presión luego de la caída de presión en la línea de liquido	115
Tabla 32. Interpolación de viscosidad dinámica de la línea de succión	119
Tabla 33. Metrado de tubería y accesorios en la línea de succión.....	120
Tabla 34. Longitud equivalente de accesorios secundarios	121
Tabla 35. Interpolación de presión luego de la caída de presión en la línea de succión.....	122
Tabla 36. Reporte de cálculo de carga térmica para la cámara frigorífica de vacunas de la empresa J&R Peruvian SAC	125
Tabla 37. Cuadro de capacidad frigorífica calculada.....	126
Tabla 38. Comparativo entre capacidad frigorífica calculada manualmente y calculada mediante el software Seletor 1.0.....	127
Tabla 39. Comparativo entre eficiencias de unidades condensadoras	128
Tabla 40. Comparativo de Ahorro eléctrico entre unidades condensadoras ...	129
Tabla 41. Comparativo de Ahorro eléctrico entre unidades evaporadoras.....	129

Tabla 42. Comparativo de Ahorro eléctrico entre los sistemas integrales de refrigeración del equipamiento Elgin - Tecumseh - Danfoss&Mipal	130
Tabla 43. Temperatura y presión de trabajo en la línea de líquido halladas mediante el diagrama de Mollier	130
Tabla 44. Presión y temperatura de trabajo en la línea de succión.....	131
Tabla 45. Comparativo entre presiones de trabajo calculadas manualmente y mediante el software regla de refrigerantes de Danfoss	133
Tabla 46. Datos característicos de las tuberías de refrigeración.....	133
Tabla 47. Comparativo entre los resultados de dimensionamiento de la línea de líquido calculados manualmente y calculados mediante el software CoolSelector2	135
Tabla 48. Comparativo entre los parámetros de dimensionamiento de la línea de succión calculados manualmente y calculados mediante el software CoolSelector2.....	137

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de transferencia de calor. Tomado de “Concepto.de”, por Raffino. 2021. parr.1	25
Figura 2. Refrigeración mecánica por compresión de gases. Tomado de “Refrigeración desde casa” por Copeld. 2016	27
Figura 3. Refrigeración mecánica por compresión de gases. Tomado de “Refrigeración desde casa” por Copeld. 2016	28
Figura 4. Diagrama de Mollier con sub-enfriamiento y sobre-calentamiento. Tomado de “Quimobásicos” por Quimobásicos. 2014	28
Figura 5. Evaporador de aire forzado de alto perfil modelo HP. Tomado de “Evaporador de aire forzado de alto perfil” por Elgin. 2021	30
Figura 6. Condensador de aire forzado modelo US. Tomado de “ACR Latinoamérica” por Mejía. 2020	31
Figura 7. Válvulas de expansión funcionamiento y selección adecuada. Tomado de “Mundo HVACR” por Velásquez. 2020.....	31
Figura 8. Válvulas solenoide. Tomado de “CERO grados Celsius” por Danhaé. 2015.....	32
Figura 9. Presostato. Tomado de “AutoSolar” por Danhaé. 2015.....	33
Figura 10. Tanque recibidor de líquido. Tomado de “Intensity” por Mar 2018. 33	
Figura 11. Acumulador de succión. Tomado de “Intensity” por Víctor 2015.....	34
Figura 12. Separador de aceite. Tomado de “Intensity” por Sporlan 2002.....	34
Figura 13. Indicador de líquido y humedad. Tomado de “Mundo HVACR” por Ortega. 2010.....	35
Figura 14. Filtro secador. Tomado de “mailxmail” por Eraso. 2009	35
Figura 15. Termostatos inteligentes Tomado de “Mundo” por García. 2018	36
Figura 16. Paneles aislantes Tomado de “ACR Latinoamérica” por Agudelo. 2020.....	36
Figura 17. Perfil sanitario de PVC. Tomado de "Cool Castel" 2019	37
Figura 18. Esquinero interno de PVC. Tomado de "Cool Castel" 2019.....	38
Figura 19. Zócalo sanitario de PVC. Tomado de "Cool Castel" 2019.....	38
Figura 20. Unión de zócalo interno de PVC. Tomado de "Cool Castel" 2019 ...	38
Figura 21. Unión de zócalo externo de PVC. Tomado de "Cool Castel" 2019 ..	39

Figura 22. Perfiles metálicos exteriores. Tomado de "Cool Castel" 2019	39
Figura 23. Tipos de refrigerantes según su composición. Tomado de Giraldo Yañez.....	59
Figura 24. Almacenes J&R ubicado en Lima - Lima Breña Urb. Chacra Colorada Jr. Carhuaz nro. 381. Tomado de Google Maps.....	67
Figura 25. Diagrama de técnicas e instrumentación para la recolección de datos. Elaboración propia	68
Figura 26. Diagrama de temperaturas enero del 2021. Senamhi 2021.....	70
Figura 27. Diagrama de temperaturas febrero del 2021. Senamhi 2021.....	71
Figura 28. Diagrama de temperaturas marzo del 2021. Senamhi 2021	71
Figura 29. Espesores de paneles de poliuretano. Metecno.....	73
Figura 30. Panel de poliuretano con ancho útil de 1.00m. Tomado de "Ficha técnica Frigowall" de Metecno 2020, p. 2	73
Figura 31. Puerta corredera de poliuretano. Tomado de "Catálogo de productos" de Infracra 2020, p. 41	76
Figura 32. Cortina Lama. Tomado de "Catálogo de productos" de Infracra 2020, p. 50	77
Figura 33. Imagen de tabla de Humedades relativas. Tomado del Roy Dossat.	87
Figura 34. Ficha técnica de unidades condensadoras modelo FLEX. Tomado de la ficha técnica del fabricante Elgin	88
Figura 35. Ficha técnica de unidades condensadoras modelo CAJ4517Z. Tomado de la ficha técnica del fabricante Tecumseh	90
Figura 36. Ficha técnica de unidades condensadoras modelo HCZ/HGZ. Tomado de la ficha técnica del fabricante Danfoss.....	92
Figura 37. Capacidad frigorífica de evaporadoras modelos FBA. Tomado de la ficha técnica FBA evaporador de aire forzado de bajo perfil Elgin,2021, p. 4.....	96
Figura 38. Ficha técnica de unidades evaporadoras modelo FBA. Tomado como imagen de la ficha técnica del fabricante Elgin,2021, p. 4.	97

Figura 39. Capacidades frigoríficas de evaporadores modelo MI. Tomado de la ficha técnica de evaporadores de aire forzado de bajo perfil MI. Mipal,2019, p. 3	98
Figura 40. Parámetros eléctricos de evaporadores modelo MI. Tomado de la ficha técnica de evaporadores de aire forzado de bajo perfil MI. Mipal,2019, p. 4	99
Figura 41. Capacidad frigorífica de unidades evaporadoras modelo EV. Tomado de la ficha técnica del fabricante Tecumseh.....	100
Figura 42. Parámetros eléctricos de evaporadores modelo EV. Tomado de la ficha técnica de evaporadores líneas EV y ED. Tecumseh,2020, p. 7	101
Figura 43. Ubicación de las presiones de trabajo en el diagrama de Mollier del refrigerante R-404A. Tomado del ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30. Ashrae,2009, p. 30.28	102
Figura 44. Diagrama de Mollier del refrigerante R-404A. Tomado del ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30. Ashrae,2009, p. 30.28	104
Figura 45. Tabla de velocidades recomendadas en tuberías de refrigeración- Línea de líquido. Tomado como imagen del libro “Ingeniería del frío teoría y práctica” , Sánchez y Pineda,2001, p.322.....	105
Figura 46. Tabla de diámetros y presiones máximas permitidas de las tuberías tipo M-L-K. Tomado de la “Ficha técnica tuberías de Nacobre México”,2020, p.5	106
Figura 47. Elección de Válvulas solenoide EVR3. Tomado de Válvula solenoide Tipos EVR 2 - EVR 40 Versión 2, 2018, p.4	107
Figura 48. Tablas de las propiedades del refrigerante R-404A en el punto líquido y burbuja. Tomado de “ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30”, Ashrae,2009, p. 31.28.....	108
Figura 49. Elección de VET. Tomado de válvulas de expansión termostáticas tipo T2 y TE2 publicado por Danfoss	112
Figura 50. Tablas de las propiedades del refrigerante R-404A en el punto de burbuja. Tomado de “ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30”, Ashrae,2009, p. 31.28.....	114

Figura 51. Tabla de velocidades recomendadas en tuberías de refrigeración- Línea de succión. Tomado del libro “Ingeniería del frío teoría y práctica”, Sánchez y Pineda,2001, p.322.....	116
Figura 52. Tabla de diámetros y presiones máximas permitidas de las tuberías tipo M-L-K. Tomado de la “Ficha técnica tuberías de Nacobre México”,2020, p.5	117
Figura 53. Tablas de las propiedades del refrigerante R-404A en el punto líquido y burbuja. Tomado de “ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30”, Ashrae,2009, p. 31.28.....	118
Figura 54. Abaco de selección de espesor de aislante para línea de succión. Tomado de "Aeroflex closed cell elastomeric thermal insulation" por Aeroflex 2007, p. 10	123
Figura 55. Determinación de la capacidad frigorífica de la cámara de vacunas mediante el software SELETOR 1.0. Elaborado en baso a los parámetros de diseño de la empresa J&R Peruvian SAC	127
Figura 56. Resultado de la presión de trabajo en la línea de líquido. Tomado del "Software regla de refrigerantes" por el fabricante Danfoss.	131
Figura 57. Resultado de la presión de trabajo en la línea de succión. Tomado del "Software regla de refrigerantes" por el fabricante Danfoss.....	132
Figura 58. Resultado del dimensionamiento de la línea de líquido. Tomado del "Software CoolSelector2" por el fabricante Danfoss.	134
Figura 59. Resultado del dimensionamiento de la línea de succión. Tomado del "Software CoolSelector2" por el fabricante Danfoss.	136

INDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Matriz consistencia de “DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFRICA CON REFRIGERANTE R-404A PARA MANTENER LA CADENA DE FRIO DE 5 TONELADAS DE VACUNAS COVID - 19. EMPRESA J&R PERUVIAN S.A.C. - LIMA. 2021”	151
Anexo 2. Ficha para determinar los parámetros de diseño en una cámara frigorífica	152
Anexo 3. Plano de planta y corte de la cámara frigorífica para vacunas del Covid-19	153
Anexo 4. Plano de diagrana unifilar de fuerza y control del tablero electrico del sistema de refrigeración	154
Anexo 5. Carta Psicométrica del aire a condiciones de presión atmosférica..	155
Anexo 6. Ficha técnica de unidades condensadora marca ELGIN modelo FLEX	156
Anexo 7. Ficha técnica de unidades evaporadoras marca ELGIN modelo FBA	158
Anexo 8. Ficha técnica de válvulas de expansión termostáticas TE Y TE2	160
Anexo 9. Ficha técnica de válvulas solenoides marca Danfoss modelo EVR.	161
Anexo 10. Ficha técnica de tuberías marca Nacobre tipo L para refrigeración	162
Anexo 11. Abaco para selección del aislante en la línea de succión	164
Anexo 12. Presupuesto de suministro de equipamiento para construcción de cámara frigorífica	165

RESUMEN

El presente trabajo de investigación tuvo como objetivo principal el diseño de una cámara frigorífica con refrigerante R-404A para mantener la cadena de frío de 5 toneladas de vacunas Covid - 19 para la empresa J&R PERUVIAN S.A.C., tomando en cuenta ciertos requerimientos indicados por parte del usuario final. Para llevar a cabo este diseño fue preciso procesar información del tipo documental referido a temas de refrigeración, con la finalidad de realizar cálculos de carga térmica que permita seleccionar equipos de refrigeración de bajo consumo energético.

La investigación fue del tipo tecnológica debido ya que se está generando un diseño el cual se podrá llevar a una futura implementación que dará solución a la mantención de la cadena de frío de las vacunas Covid-19 que serán de beneficio para la sociedad. El método utilizado es el analítico - sintético ya que se estudió parte por parte cada sistema por el cual está compuesta la cámara frigorífica para luego unificar cada objeto estudiado dando como resultado el diseño final de la cámara frigorífica. El proyecto tuvo como punto de partida el identificar los parámetros de diseño de la cámara frigorífica, estos parámetros sirvieron como base sólida para realizar los cálculos de carga térmica que llevaron obtener la capacidad frigorífica la cual fue necesaria para seleccionar las unidades de refrigeración que operan con el refrigerante R-404, se prosiguió obteniendo las presiones de trabajo en el lado de alta presión y baja presión para concluir para concluir con el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración.

Palabras claves: Diseño, Refrigeración, cámara frigorífica, capacidad frigorífica, R-404A.

ABSTRACT

The main objective of this research work was to design a cold room with R-404A refrigerant to maintain the cold chain of 5 tons of the Covid-19 vaccine. J&R PERUVIAN SAC company, taking into account certain requirements indicated by the final user. To carry out this design, it was necessary to process information of the documentary type referring to refrigeration issues, in order to perform thermal load calculations that would allow us to select refrigeration equipment with low electrical consumption.

The type of research is of the technological type because it is focused on producing a good of great benefit to society since a design is being generated which can be carried out to a future implementation that will provide a solution to the maintenance of the cold chain of the Covid-19 vaccines that will be of benefit to society. The method used is analytical - synthetic, since each system by which the cold room is composed was studied part by part and then unify each object studied, resulting in the final design of the cold room. The design in question began by identifying the design parameters of the chamber, likewise these parameters served as a solid basis to perform the thermal load calculations that led to obtain the required cooling capacity, and with this data the refrigeration units were selected. that operate with R-404 refrigerant to finish calculating the working pressures and pipe sizing.

Keywords: Design, Refrigeration, cold room, refrigeration capacity, R-404A.

INTRODUCCION

A raíz del inicio de la pandemia mundial originado por el virus Covid-19 o SARS-CoV-2, y su llegada a territorio peruano en marzo de 2020. El Perú registro una cantidad de 272 fallecidos por día en promedio en el mes de junio del 2020, y un pico 5,504 fallecidos en febrero del 2021 siendo la cantidad más alta desde el inicio de la pandemia según el registro llevado por el Centro Nacional de Epidemiología, Prevención y Control de Enfermedades - MINSA. En febrero del año 2021 el gobierno peruano se ve en la necesidad de comprar las vacunas para combatir el Covid-19 y sus variantes firmando acuerdos por la compra de vacunas con empresas farmacéuticas como Sinopharm por dos millones de dosis, con Pfizer por 32 millones, con AstraZeneca por 14,04 millones y con el mecanismo de Covax Facility por 13.2 millones siendo las vacunas de Sinopharm, AstraZeneca.

Bajo las circunstancias mencionadas que se está atravesando nuestros centros de salud estatales y droguerías privadas no cuentan con cámaras frigoríficas que les permita almacenar las vacunas para el Covid - 19. Es por ello que en el presente informe final de tesis titulado “Diseño de una cámara frigorífica con refrigerante R-404A para mantener la cadena de frio de 5 toneladas de vacuna Covid - 19. droguería J&R PERUVIAM S.A.C. - lima. 2021” tuvo como propósito proyectar una cámara frigorífica especialmente diseñada para almacenar las vacunas para el covid-19, específicamente para la Sinopharm la cual necesita una condición de temperatura de 2 a 8°C para su conservación de acuerdo a la Organización mundial de la Salud, ya que si la vacuna no cuenta con estas condiciones de almacenamiento se perderían las propiedades fisicoquímicas de las vacunas. La investigación desarrollada cuenta con cinco capítulos. En el primero se detallan el planteamiento y formulación del problema de investigación. Luego, en el segundo capítulo se precisan los antecedentes históricos en sentido de la investigación y las bases teóricas del proyecto. El tercer capítulo consiste en la explicación de los lineamientos metodológicos el cual es del tipo tecnológica la cual está aplicada en la producción de este proyecto. En el cuarto capítulo expresa explícitamente el desarrollo de la investigación donde será necesario tener en cuenta los parámetros de diseño de

la cámara frigorífica con ayuda de los conceptos termodinámicos calcular la carga térmica producida y seleccionar las unidades de refrigeración que operen con el refrigerante R-404A como lo estipula la Norma Técnica de Salud N°136-2017 publicada por el MINSA y con la capacidad frigorífica suficiente para cubrir la demanda térmica. Y finalmente en el quinto capítulo se enuncia la discusión de resultados obtenidos y se presentan las conclusiones obtenidas en la investigación. El propósito más relevante de la investigación es contribuir de forma pragmática en la forma correcta de diseñar una cámara frigorífica para las vacunas del Covid-19 como la Sinopharm y cualquier otra que tenga un rango de conservación entre 2°C a 8°C y que sirva como guía para futura implementaciones.

I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

El 17 de noviembre del 2019 se confirma en China, provincia de Hubei en Wuhan el primer caso de Covid-19 o SARS-CoV-2 en el mundo, siendo el inicio de una pandemia que afectaría a nivel mundial; el 6 de marzo del 2020 el expresidente Martín Vizcarra anuncia en horas de la madrugada el primer caso de infección por Covid-19 en el Perú iniciando un declive económico nacional y revelación de un sistema de salud que ha venido trabajando desde muchos años en precarias condiciones. El 06 de enero del 2021 el presidente de la república Ernesto Sagasti firma el contrato con las farmacéuticas AstraZeneca procedente de Reino Unido y Sinopharm procedente de China, comprando así el primer lote de vacunas contra el coronavirus (covid-19) con el laboratorio chino Sinopharm y AstraZeneca.

Siendo así que luego de 11 meses de iniciada la pandemia en territorio peruano, el 7 de febrero del 2021 llegan al Perú el primer lote de vacunas Sinopharm (primero lote conformado por 300 mil vacunas) y el 13 de febrero del mismo año ingresa el segundo lote de vacunas Sinopharm (segundo lote conformado por 700 mil dosis), haciendo un total de 1'000,000 de dosis entregas en el mes de febrero. Así mismo se esperan 14 millones de vacunas más para el mes de septiembre del 2021 de la farmacéutica AstraZeneca (Plataforma digital única del estado peruano,2021).

Actualmente la Dirección General de Medicamentos, Insumos y drogas (DIGEMID) del Ministerio de Salud ha permitido la importación, comercialización, distribución y uso de las vacunas del Covid-19 a las instituciones del sector privado que cuenten con las condiciones para el almacenamiento y conservación de las vacunas según las condiciones autorizadas para su manejo. Y por esta razón la empresa J&R PERUVIAN SAC una droguería dedicada a la importación, exportación, almacenamiento, distribución, comercialización de fármacos y vacunas, tiene la proyección de distribuir las vacunas del Covid-19 y se encuentra con la problemática que no cuenta con una cámara especialmente diseñada para mantener la temperatura de la cadena de frío de 5 toneladas

vacunas del covid-19 como son la Sinopharm las que se distribuirá en el presente año 2021, del llegar las vacunas y no presentar una cámara frigorífica apropiada para mantenerlas a condiciones de conservación podría originar una ruptura en la cadena de frio generando pérdidas económicas y más aún de un producto vital que se necesita con suma urgencia para la salud pública.

Por lo tanto, se requiere se diseñar una cámara frigorífica para las vacunas del Covid-19 que sirva como punto de partida para una futura implementación de la misma.

1.2 Formulación del problema

1.2.1. Problema general

¿Cómo diseñar una cámara frigorífica con refrigerante R-404A para mantener la cadena de frio de 5 toneladas de vacunas Covid -19 en la empresa J&R PERUVIAN S.A.C.?

1.2.2. Problemas específicos

- ¿Cómo determinar los parámetros de diseño para calcular la carga térmica de la cámara frigorífica en la empresa J&R PERUVIAN S.A.C.?
- ¿Cómo calcular las cargas térmicas a fin de determinar la capacidad frigorífica?
- ¿Cómo seleccionar los equipos de refrigeración que operen con el refrigerante R-404A y con un bajo consumo eléctrico a fin de cubrir la capacidad frigorífica calculada y generar un ahorro energético?
- ¿Cómo determinar las presiones de trabajo del sistema de refrigeración de la cámara frigorífica a fin de asegurar su correcto funcionamiento?
- ¿Cómo dimensionar las tuberías de refrigeración a fin de evitar exceder la caída de presión máxima permisible en las líneas de líquido y succión?

1.3 Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Diseñar una cámara frigorífica con refrigerante R-404A para mantener la cadena de frío de 5 toneladas de vacunas Covid -19 en la empresa J&R PERUVIAN S.A.C.

1.3.2. Objetivos específicos

- Determinar los parámetros de diseño para calcular la carga de la cámara frigorífica en la empresa J&R PERUVIAN S.A.C.
- Realizar el cálculo de cargas térmicas para determinar la capacidad frigorífica.
- Seleccionar los equipos de refrigeración que operen con el refrigerante R-404A y con un bajo consumo eléctrico para cubrir la capacidad frigorífica calculada y generar un ahorro energético.
- Determinar las presiones de trabajo del sistema de refrigeración de la cámara frigorífica a fin de asegurar el correcto funcionamiento.
- Dimensionar las tuberías de refrigeración a fin de evitar exceder la caída de presión máxima permisible en las líneas de líquido y succión.

1.4 Limitantes de la investigación

1.4.1. Teórico

La presente investigación se limita teóricamente debido a la escasa información sobre la forma de calcular la carga térmica de un producto como las vacunas, ya que no hay un estudio a profundidad sobre el correcto diseño de una cámara frigorífica de conservación de vacunas en el rango de 2 a 8°C, sin embargo usamos como referencia el calor específico del agua por ser el producto más próximo con el que se cuenta y verifica con el software MIPAL 1.0 quien considera el calor específico de las vacunas igual al del agua.

1.4.2. Temporal

La presente investigación se recogió datos del año 2021, teniendo limitante temporal el permiso de ingreso al almacén debido al estricto protocolo de bio seguridad, prolongando los tiempos de inicio de análisis de la respectiva investigación.

1.4.3. Espacial

En la presente investigación se limita espacialmente en la cámara frigorífica a diseñar en los almacenes de la droguería J&R PERUVIAN ubicado en el Jr. Carhuaz 381 interior B, Breña. Por otro lado, la presente investigación es aplicable para otras cámaras de vacunas, tomando la particularidad de los parámetros de diseño-

II MARCO TEORICO

2.1 Antecedentes

2.1.1. Nacionales

Díaz y Zapata (2020), En su tesis titulada: “Diseño de cámara frigorífica para la refrigeración de 3 TN de pescado en el mercado zonal de Lambayeque. Pimentel – Perú 2020” para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico y electricista presentada en la Universidad Señor De Sipan de Pimentel – Perú. La cual tiene un diseño de investigación del tipo tecnológico con enfoque del tipo cuantitativo y de carácter descriptivo; la presente investigación tiene como fin el dimensionamiento de una cámara frigorífica tomando en cuenta parámetros, formulas y procedimientos para el correcto diseño, siendo que mediante una entrevista con el cliente final se obtiene la información del producto a refrigerar como el tamaño de jabas , peso promedio del pescado , cantidad de pescado por jaba y el espacio necesario para su almacenaje. Teniendo como conclusión final el correcto diseño de las instalaciones de refrigeración.

Este antecedente se relaciona con la investigación ya que son del tipo descriptivo y toma como técnica de recolección de datos la entrevista, así mismo se plantean las mismas capacidades de almacenamiento en la cámara de refrigeración.

Manchego y Vera (2020), En su tesis titulada: “Diseño de una cámara frigorífica para la conservación de medicinas en comunidades alejadas de la región Selva del Perú” para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico presentado en la Universidad Continental. La cual cuenta con un tipo de investigación tecnológica con un nivel de investigación aplicada; Teniendo como objetivo realizar un diseño de una cámara frigorífica usando los cálculos térmicos pertinentes, concluyendo en una capacidad de refrigeración que permita cubrir la demanda térmica.

Este antecedente se relaciona con la investigación ya que presenta la misma temperatura de conservación de la cámara frigorífica lo que nos ayuda a calcular la transferencia de calor por paredes a una temperatura de cámara igual a la del presente proyecto.

Vásquez (2018), En su tesis titulada: “Diseño de cámara frigorífica de 1500 toneladas de capacidad para conservar productos hidrobiológicos congelados a una temperatura de -20°C en la empresa ARCOPA S.A.-Paita” para optar el título profesional de Ingeniero Mecatrónica presentada en la Universidad Nacional de Piura - Perú. La cual presenta un enfoque mixto con un diseño no experimental; tiene como objetivo el diseñar una cámara frigorífica con una capacidad de 1,500 toneladas iniciando con la obtención de datos pertinentes para el dimensionamiento y capacidad de la cámara para posteriormente seguir con el cálculo de cargas térmicas de paredes , producto , luminarias , motores , personas y otros motivos diversos finalizando con la selección de los equipos con la suficiente capacidad frigorífica para cubrir la demanda de carga térmica. Teniendo como conclusión final el diseño de una cámara que asegurara el óptimo enfriamiento y conservación del producto hidrobiológico congelado.

El presente antecedente se relaciona con la investigación ya que determina los parámetros de diseño antes de realizar un cálculo previo, sirviendo como guía de a la investigación presentada.

2.1.2. Internacionales

Catucuago y Tipán (2018), En su tesis titulada: “*Diseño y construcción de una cámara frigorífica modular de 9.6m^3 para conservación de vacunas*” Tesis para la optar por el de Título de Ingeniero Mecánico presentada en la Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito - Ecuador. La cual presenta un nivel de investigación descriptivo con un diseño no experimental; La investigación tuvo como objetivo diseñar y construir un sistema de refrigeración por compresión para conservación físico-químicas de vacunas, teniendo en cuenta la capacidad de almacenamiento por la alta demanda de vacunas de Ecuador. Concluyendo en la elaboración y la selección de equipos, accesorios y materiales para el sistema de refrigeración conservando así las propiedades requeridas para las vacunas.

El antecedente se relaciona con la investigación debido a que el producto a conservar son vacunas el cual sirvió como guía para el cálculo de carga térmica por producto.

Sierra y Ramírez (2018), En su tesis titulada: “*Diseño de una cámara de refrigeración para el almacenamiento de pieles de becerro, en la Empresa Curtipiel en el barrio San Benito, Bogotá*” Tesis para la optar por el de Título de Ingeniero Mecánico presentada en la Universidad Los Libertadores en Bogotá – Colombia. La cual presenta un nivel de investigación descriptivo con un diseño no experimental; La investigación tuvo como objetivo el diseño para una futura construcción de una cámara de refrigeración para mantener la temperatura de conservación de las pieles de becerro, para esto se procedió a calcular las distintas cargas térmicas producidas dentro de la cámara para posteriormente seleccionar los equipos con la capacidad frigorífica necesaria para cubrir la demanda de calor generada, Concluyendo que los parámetros de diseño y formulas termodinámicas fueron necesarias para el diseño de la cámara frigorífica.

El presente antecedente se relaciona con la investigación ya que se calculó las caídas de presiones máximas permisible para evitar dimensionamientos erróneos de las tuberías de refrigeración

Ceballos (2017), En su tesis titulada: “*Diseño óptimo de una cámara frigorífica de conservación de producto congelados*” Tesis para optar el título profesional de Ingeniero De Tecnologías Industriales, Universidad De Sevilla – España. La presente tesis es de naturaleza aplicada y con enfoque cuantitativo; el objetivo fue el diseño de una cámara frigorífica para conservar productos congelados así mismo la investigación presenta de forma detallada el cálculo de cargas térmicas concluyendo en la selección de equipos ahorradores de energía eléctrica con un diseño económico que cubra las necesidades de una cámara de conservación de productos congelados.

El presente antecedente se relaciona con la investigación ya que selecciono equipos de refrigeración con un criterio de ahorro energético haciendo los comparativos respectivos de consumo energético.

2.2 Bases teóricas

2.2.1. Calor

Es la energía liberada producto de la vibración de los átomos de un cuerpo, así mismo el calor se caracteriza por transferirse de un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura (Fernández, 2013) .

2.2.2. Temperatura

La temperatura es un indicador del nivel de energía térmica y cinética la cual posee un cuerpo, medio ambiente u objeto en general. (Fernández, 2013)

Se puede presentar en diferentes unidades de medida como grados Celsius (°C), grados kelvin (K), graos Fahrenheit (°F) y grados rankine (R), la conversión entre los cuatro sistemas de temperaturas se presenta a continuación:

$$\frac{C}{5} = \frac{K - 273}{5} = \frac{F - 32}{9} = \frac{R - 492}{9} \quad \text{Ec. 1}$$

2.2.3. Temperatura de bulbo seco

Es la temperatura medida al aire, como lo indica un termómetro común y corriente sin hacerle alguna alteración. (Pita, 1994)

2.2.4. Temperatura de bulbo húmedo

Es la temperatura que marca un termómetro con el bulbo envuelto en una malla humedad hasta llegar a su evaporación (Pita, 1994).

2.2.5. Humedad relativa

Es la cantidad de vapor de agua expresada en porcentaje (%) que contiene una masa de aire, es también la relación existente de la presión del vapor de agua en el aire y la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado en su misma temperatura de dry bulb (Pita, 1994).

2.2.6. Presión

Es la fuerza de acción continúa ejercida sobre una superficie o área determinada, sus unidades de medida en el sistema internacional es pascales (Pa), bares (Bar)

y en el sistema ingles las libras por pulgadas cuadradas (Psi) y se expresa de la siguiente manera (Fernández, 2013):

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde:

P= presión (Lb-f)

A= Área (in²)

2.2.7. Termodinámica

Se refiere al estudio de la energía y sus transformaciones, y la manera en cómo se relaciona con la materia. (Howell, 1990)

2.2.8. Transferencia de calor

Se define como la transmisión de la energía de un cuerpo sea sólido , liquido o gaseoso a otro ; originado de diferencia de temperaturas entre ambos cuerpos (Kreith, 1968).



Figura 1. Tipos de transferencia de calor. Tomado de “Concepto.de”, por Raffino. 2021. parr.1.

Tenemos tres tipos de formas de cómo se origina la transferencia de calor:

- **Transferencia de calor por conducción:** Es la forma como cual se transmite el calor desde una región de temperatura alta a una región de temperatura más baja, dentro de un medio (sólido, líquido y gaseoso) , la

conducción es la única forma por la cual puede viajar el calor entre sólidos (Kreith, 1968).

- **Transferencia de calor por radiación:** Es la transmisión de calor entre dos cuerpos, dándose dicha transmisión del cuerpo de mayor temperatura al de menor temperatura, cuando estos están separados por un espacio que puede también ser el vacío, este calor transmitido recibe el nombre de calor radiante (Kreith, 1968).
- **Transferencia de calor por convección:** La transferencia de calor por convección se da entre un cuerpo sólido y un gas o líquido, la transferencia de calor por convección se clasifica de dos formas: Convección forzada y convección natural. La convección forzada se da originando con un elemento que origina el movimiento del aire hacia cuerpo sólidos mientras que la convección natural se da la transferencia de calor por el resulta de la diferencia de densidades originado por el gradiente de temperaturas (Kreith, 1968).

2.2.9. Coeficiente global de transferencia de calor (U)

Para Sánchez y Pineda (2001, p.358), “El coeficiente de transferencia de calor U, o su inverso R, la resistencia térmica, pueden ser determinados una vez conocidas las distintas resistencias a la transmisión de calor que presentan las diferentes capas que constituyen el cerramiento del recinto frigorífico”

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_e} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i} \quad \text{Ec.3}$$

Donde:

α_e : Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el aire a la pared en el sitio caliente $\left(\frac{Kcal}{m^2h^{\circ}C}\right)$

α_i : Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el aire a la pared en el sitio frío $\left(\frac{Kcal}{m^2h^{\circ}C}\right)$

λ_i : Coeficiente de conductividad térmica de cualquier capa de material sólido en la estructura $\left(\frac{Kcal}{mh^{\circ}C}\right)$

δ_i : Espesor de cualquier capa (m).

2.2.10. Refrigeración

Se define refrigeración como el proceso por el cual se extrae el calor de. La refrigeración estudia la reducción y mantención de temperatura de un espacio o producto por debajo de la temperatura ambiente en el que se encuentra (Sánchez y Pineda, 2001).

Tenemos dos sistemas principales de refrigeración:

- Sistema de refrigeración por compresión: Formado por el compresor, condensador, elemento de expansión y evaporador. Este sistema tiene como corazón al compresor el cual comprime el refrigerante desde la presión del evaporador hasta una alta presión que se da en el lado del condensador (Ramirez, 1996).

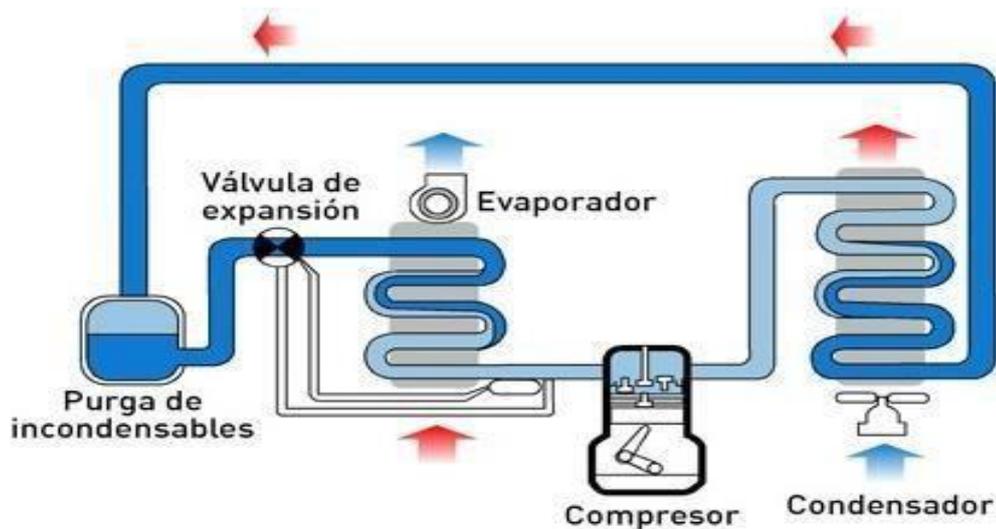


Figura 2. Refrigeración mecánica por compresión de gases. Tomado de "Refrigeración desde casa" por Copeld. 2016

- Sistema de refrigeración por absorción: Formado por un generador, aquí el aumento de presión es dado por el calor que emite un fluido caliente o vapor al circular por una serpentina (Ramirez, 1996).

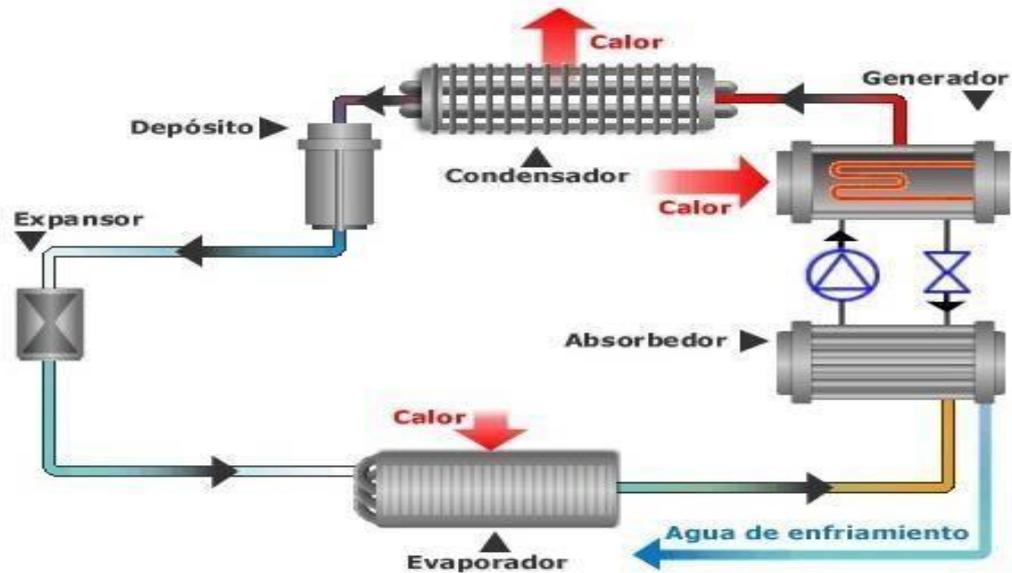


Figura 3. Refrigeración mecánica por compresión de gases. Tomado de "Refrigeración desde casa" por Copeld. 2016

- El ciclo de refrigeración puede comprenderse mejor con el diagrama presión - entalpia o también conocido como el diagrama de moliere.

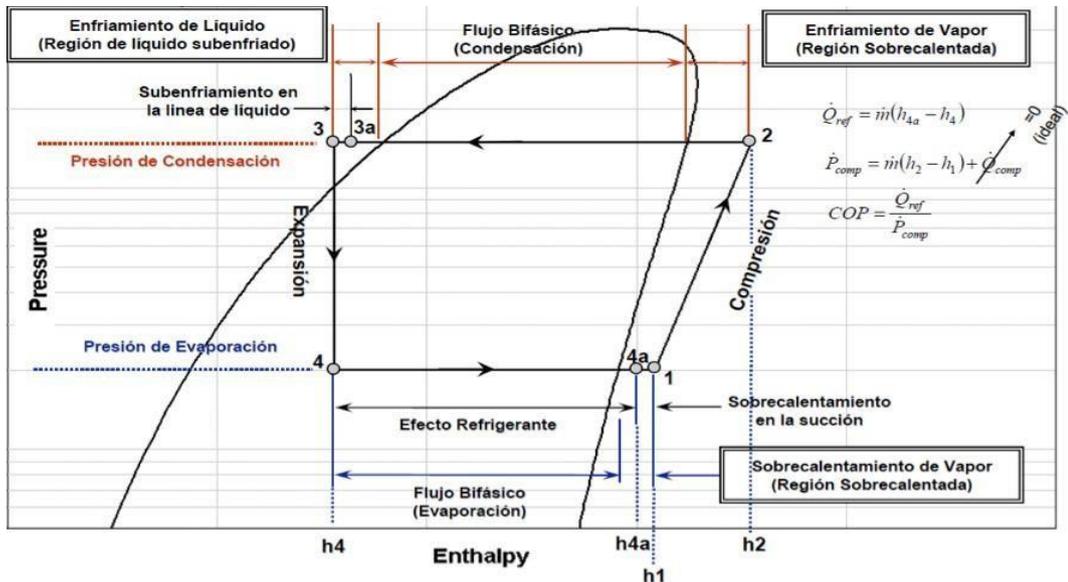


Figura 4. Diagrama de Mollier con sub-enfriamiento y sobre-calentamiento. Tomado de "Quimobásicos" por Quimobásicos. 2014

- En un ciclo real, siempre existirá un recalentamiento del refrigerante antes de que inicie la compresión ya que nada puede hacerse para evitarlo, esto es debido a las pérdidas de presión y por qué el refrigerante seguirá absorbiendo calor en el tramo de tubería de succión hasta llegar al

compresor, así como también podrá existir un sub enfriamiento en la línea de líquido ya que el refrigerante seguirá perdiendo calor en la línea hasta llegar al elemento de caída de presión, el ciclo de refrigeración puede describirse de la siguiente manera (Ramirez, 1996):

- Compresión: 1-2
 - Condensación: 2-3
 - Válvula de expansión: 3-4
 - Evaporación: 4-1
- Etapa de compresión: En esta etapa el refrigerante es comprimido isotrópicamente desde una baja presión y temperatura hasta una alta presión y temperatura en la descarga del compresor.
 - Etapa de condensación: Etapa en la cual el refrigerante va cediendo calor al medio ambiente en su paso por la serpentina hasta alcanzar el punto de rocío y condensarse en su totalidad.
 - Etapa de expansión: Etapa donde se produce una caída de presión y temperatura debido a una obstrucción en el dispositivo de expansión teniendo un refrigerante en estado de mezcla a la salida con un 75% de líquido y 25% de gas.
 - Etapa de evaporación: En esta etapa el refrigerante inicia absorber calor hasta evaporarse por completo y producir un efecto refrigerante.

2.2.11. Caudal másico

Para determinar el caudal másico que moverá el compresor, el cual generará una potencia frigorífica dada se definirá de la siguiente manera (Ramirez, 1996):

$$m \dot{=} \frac{Q}{\Delta h_{\text{evaporación}}} \quad \text{Ec. 4}$$

Donde:

$m \dot{}$: Caudal másico en Kg/s.

Q : Potencia frigorífica en Kcal/h siempre y cuando $\Delta h_{\text{evaporación}}$ se exprese en Kcal/kg o en KW si el $\Delta h_{\text{evaporación}}$ se expresa en KJ/kg.

$\Delta h_{\text{evaporación}}$: Es la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada del evaporador, en KJ/kg, o Kcal/kg si utilizamos la segunda forma.

Así mismo el flujo másico se define también como el volumen a través de una sección recta por unidad de tiempo se expresa como (Streeter, 1972):

$$m' = \rho * A * V \quad \text{Ec. 5}$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido en Kg/m³.

A : Área por donde circula el fluido en m².

V : Velocidad del fluido en m/s.

2.2.12. Equipos de refrigeración

• Evaporador

Para Sánchez y Pineda (2001, p.170), el “evaporador es cualquier intercambiador de calor en donde el fluido refrigerante se evapora a baja temperatura y presión. Usualmente superior a la atmosférica, con el fin de evitar entrada de gases, está ubicado entre la válvula de expansión y la tubería de aspiración del compresor”.



Figura 5. Evaporador de aire forzado de alto perfil modelo HP. Tomado de “Evaporador de aire forzado de alto perfil” por Elgin. 2021

• Unidad condensadora

Es el conjunto de elementos formados por el condensador y moto compresor el cual tiene como función comprimir los vapores refrigerantes provenientes del

evaporador y expulsar el calor absorbido por este retornándolo en estado de líquido sub enfriado o saturado hacia el evaporador (Creus, 2000)



Figura 6. Condensador de aire forzado modelo US. Tomado de “ACR Latinoamérica” por Mejía. 2020

2.2.13. Elementos de control y regulación de capacidad

- **Válvula de expansión termostática**

Su función es regular el flujo de refrigerante que ingresa desde la línea de líquido hacia el evaporador, dividir la zona de alta presión y baja presión del sistema de refrigeración. La válvula de expansión termostática opera manteniendo un grado de recalentamiento impidiendo así que salga el refrigerante en estado líquido al compresor y a su vez asegura que el serpentín del evaporador se mantenga lleno de refrigerante en su operación (Sánchez y Pineda, 2001).



Figura 7. Válvulas de expansión funcionamiento y selección adecuada. Tomado de “Mundo HVACR” por Velásquez. 2020

- **Válvula solenoide**

Es una válvula que funciona eléctricamente el cual está conformado por un bobinado y un núcleo de hierro los cuales están unidos por medio de un vástago el cual se abre cuando la bobina esta energizada y se cierra cuando la bobina esta desenergizada (Sánchez y Pineda, 2001).



Figura 8. Válvulas solenoide. Tomado de “CERO grados Celsius” por Danhaé. 2015

- **Presostatos**

Son elementos que son accionados por medio de la presión de alta y baja del sistema de refrigeración, ya que repone o interrumpe el circuito eléctrico cada vez que la presión controlada alcanza el valor seteado, actualmente en la industria se utilizan los presostatos de alta, baja, duales y de aceite. El presostato de baja es quien controla la presión de aspiración e interrumpe el circuito eléctrico cuando esta presión de aspiración disminuye por debajo de lo establecido por el técnico frigorista mientras que el presostato de alta es quien controla la presión de condensación que se produce en la línea de alta presión y abre el circuito cuando dicha presión se eleva por encima de lo establecido (Sánchez y Pineda, 2001).



Figura 9. Presostato. Tomado de “AutoSolar” por Danhaé. 2015

- **Tanque recibidor de líquido**

También conocido como depósito de líquido, su principal función es almacenar el refrigerante proveniente del condensador, se usa principalmente en instalaciones donde existirán largos periodos de parada o manipulación del sistema (Sánchez y Pineda, 2001)



Figura 10. Tanque recibidor de líquido. Tomado de “Intensity” por Mar. 2018.

- **Acumulador de succión**

Conocido también como separador de líquido o de partículas se ubicó entre el evaporador y antes de la succión del compresor, es un elemento de seguridad el cual impedirá que llegue partículas de refrigerante en estado líquido al compresor si se diera el caso, su uso es recomendable en bajas temperaturas, cuando se

tiene grandes recorridos de tubería y una diferencia de temperatura entre la cámara y de evaporación muy grande (Sánchez y Pineda, 2001).



Figura 11. Acumulador de succión. Tomado de “Intensity” por Víctor 2015.

- **Separador de aceite**

En cada descarga el aceite siempre será arrastrado por el refrigerante, para recuperar este aceite se instala el separador de aceite a la descarga del compresor con un pequeño bypass hacia la línea de aspiración para asegurar el retorno del aceite al compresor, dicho elemento es fundamental en los siguientes casos: cuando se utilizan refrigerantes no miscibles con el aceite, cuando se tengan grandes recorridos de tubería mayor a 5 metros, en las instalaciones de baja temperatura, en compresores que trabajen a velocidades elevadas (Sánchez y Pineda, 2001).



Figura 12. Separador de aceite. Tomado de “Intensity” por Sporlan 2002.

- **Visores de líquido**

Cumple la función de indicar el contenido de humedad del refrigerante, analiza el retorno de aceite desde el separador del aceite hasta el compresor y cuenta con un indicador el cual cambia de color según la humedad que tenga el sistema (Sánchez y Pineda, 2001).



Figura 13. Indicador de líquido y humedad. Tomado de “Mundo HVACR” por Ortega. 2010

- **Filtros secadores**

Se instalan en la tubería de líquido su función es absorber la humedad residual del sistema luego del vacío (Sánchez y Pineda, 2001, p. 315).



Figura 14. Filtro secador. Tomado de “mailxmail” por Eraso. 2009

- **Termostatos**

Son aparatos electrónicos o mecánicos que cumplen la función de controlar la temperatura de la cámara frigorífica y a su vez sirven como interruptores indirectos para controlar el funcionamiento del mismo, los termostatos

mecánicos constan de un bulbo para censar la temperatura mientras que los termostatos electrónicos constan de sensores de temperatura que actúan por medio de pulsos electrónicos (Sánchez y Pineda,2001, p. 317).



Figura 15. Termostatos inteligentes Tomado de “Mundo” por García. 2018

Tenemos dos tipos de termostatos de la marca Full gauge usados para cámaras frigoríficas el MT-512 generalmente usado para cámaras de conservación donde se usará el deshielo por aire y el TC-900 usado para cámaras de congelación o también de conservación donde se use deshielo por resistencia eléctrica.

2.2.14. Materiales aislantes y accesorios para panelera

Los aislantes térmicos cumplen la función de proteger las instalaciones frigoríficas de las ganancias de calor, los aislantes térmicos considerados como aislantes térmicos para su uso en la refrigeración se caracterizan por tener un bajo valor de conductividad térmica, estableciendo como valor límite una conductividad de 0.05 kcal/m*h*°C (Sánchez y Pineda, 2001).



Figura 16. Paneles aislantes Tomado de “ACR Latinoamérica” por Agudelo. 2020

Actualmente los materiales usados para fabricar los paneles aislantes destinados a la construcción de las cámaras frigoríficas son:

- Poliestireno expandido.
- Poliuretano.

Poliestireno expandido. - Las espumas rígidas de poliestireno fueron los primeros aislantes sintéticos usados en refrigeración se utiliza el poli estireno expandido de las siguientes características:

$$\rho_{poliestireno} = (18 \text{ a } 20) \text{ kg/m}^3$$
$$\lambda_{poliestireno} = 0.028 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^{\circ}\text{C}}$$

Poliuretano. - O también conocido como PUR Este es producto de la reacción química de combinar el polioli e isocianato, en refrigeración se usa el poliuretano de las siguientes características:

$$\rho_{poliestireno} = (35 \text{ a } 42) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$
$$\lambda_{poliestireno} = 0.018 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^{\circ}\text{C}}$$

• Perfiles sanitarios de PVC

Los perfiles sanitarios se instalan en las juntas laterales de los paneles frigoríficos.

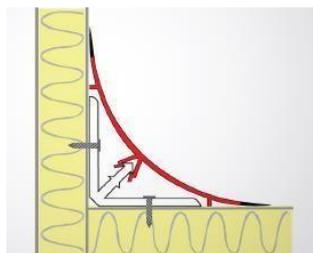


Figura 17. Perfil sanitario de PVC. Tomado de "Cool Castel" 2019.

• Esquineros internos de PVC

Los esquineros internos de PVC se instalan en el encuentro de tres perfiles sanitarios de PVC.



Figura 18. Esquinero interno de PVC. Tomado de "Cool Castel" 2019.

- **Zócalo sanitario de PVC**

Los zócalos sanitarios de PVC se instalan en la parte inferior de los paneles frigoríficos.

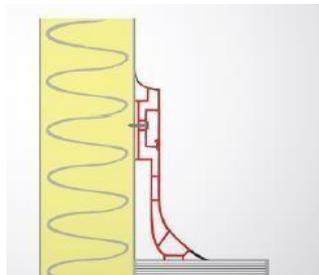


Figura 19. Zócalo sanitario de PVC. Tomado de "Cool Castel" 2019.

- **Unión de zócalo interno de PVC**

Se instalan en las esquinas interiores donde convergen dos zócalos sanitarios.



Figura 20. Unión de zócalo interno de PVC. Tomado de "Cool Castel" 2019.

- **Unión de zócalo externo de PVC**

Se instalan en las esquinas exteriores donde convergen dos zócalos sanitarios.



Figura 21. Unión de zócalo externo de PVC. Tomado de "Cool Castel" 2019.

- **Perfiles metálicos exteriores**

Se instalan en el exterior de los paneles frigoríficos para tapar los cantos del panel.



Figura 22. Perfiles metálicos exteriores. Tomado de "Cool Castel" 2019.

2.2.15. Parámetros de diseño

Son los parámetros o criterios iniciales a considerar para iniciar el cálculo y dimensionamiento de una cámara frigorífica, entre ellos tenemos (Bohm, 2005):

- **Ubicación geográfica**

Es la identificación de un espacio determinada dentro del planeta tierra, mediante el uso de herramientas como coordenadas o mapas.

- **Tipo cámara frigorífica**

Es el uso que se le dará al recinto frigorífico entre ellos tenemos los siguientes:

- Cámara de conservación: se considera una cámara de conservación la cual mantiene el producto por a una temperatura mayor a 0°C.
- Cámara de congelación: Es toda aquella cámara la cual mantiene el producto a temperaturas por debajo de 0°C.
- Túnel de congelamiento: Es toda aquella cámara frigorífica la cual congela el producto desde una temperatura ambiente o cercana a cero hasta una

temperatura de -18°C a -25°C en su centro, en un tiempo determinado donde se garantice la conservación de las propiedades organolépticas del producto.

- Túnel de enfriamiento: Es toda aquella cámara frigorífica la cual enfría el producto desde una temperatura ambiente o mayor a cero grados hasta una temperatura mayor a 0°C en un tiempo determinado.

- **Condiciones climáticas de diseño**

Son las condiciones de temperatura ambiente y humedad relativa a considerar en la temporada de verano del medio ambiente donde se montará la cámara frigorífica.

- **Capacidad de almacenamiento**

Es el espacio útil en el cual se dispone los equipos frigoríficos para el almacenamiento adecuado de los productos.

- **Rotación diaria del producto**

Es la cantidad de producto al día que se introducirá dentro de la cámara frigorífica. Al calcular la carga térmica no se debe considerar la carga total de producto almacenado, si no la carga rotativa diaria, de no conocerla se asumirá para cámaras de conservación un 30% de la capacidad de almacenamiento y para cámaras de congelación un 10% de la capacidad de almacenamiento.

- **Temperatura de cámara**

Es la temperatura a la cual se mantendrá el interior de la cámara frigorífica.

En el caso de las vacunas deben conservarse Según como lo indica la NTS N°136 (2017, p.109) “la cámara frigorífica de vacunas no debe presentar temperaturas menores a 2°C ni superiores a 8°C .”

- **Temperatura de ingreso del producto**

Es la temperatura a la cual el producto ingresa a la cámara frigorífica para posteriormente llegar a su temperatura de conservación.

- **Dimensiones de la cámara frigorífica**

Son las dimensiones externas e internas con las que las que contara la cámara frigorífica largo, ancho y alto lo cual se puede calcular de la siguiente manera:

- **Cálculo del volumen de la cámara**

Es el volumen interno con la que deberá contar la cámara frigorífica para albergar el producto, unidades evaporadoras y el espacio suficiente para la circulación de personas, partiendo en calcular la densidad del producto y posteriormente realizar la distribución del mismo según el espacio correspondiente, el volumen de la cámara se puede calcular con la siguiente formula (Escuela de refrigeración del Perú, 2020):

$$C.A. = V_{cámara} * \rho_{producto} * 70\% \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

C.A.: Capacidad de almacenamiento o carga del producto (Kg).

V_{cámara}: Volumen de la cámara (m³).

ρ_{producto}: Densidad del producto ($\frac{Kg}{m^3}$)

Con el volumen requerido para la cámara frigorífica podrá calcularse las medidas de la misma teniendo en cuenta el espacio puntual donde se montará la cámara frigorífica.

- **Cálculo del espesor del material de asilamiento**

Es el espesor optimo con el cual debe contar los paneles frigoríficos para facilitar la mantención de la temperatura dentro de la cámara frigorífica (Escuela de refrigeración del Perú, 2020).

En Sánchez y Pineda (2001, p.362), nos muestra la siguiente fórmula para calcular el espesor de aislamiento optimo:

$$\delta = \frac{(Tex - Tcam) * \lambda * 100}{CTE} \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

Tex : Temperatura exterior (°C)

Tcam : Temperatura cámara de refrigeración (°C)

λ : Conductividad térmica del material aislante ($\frac{Kcal}{hm^{\circ}C}$)

CTE :

- Para temperaturas de cámara mayores a 0°C ; $(8 - 9) \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}}$
- Para temperaturas de cámara menores a ; $(6 - 7) \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}}$

2.2.16. Capacidad frigorífica

Conocida también como potencia frigorífica es la capacidad que tiene el sistema para retirar el flujo de calor ganado y disminuir la temperatura del cuarto frío también se describe como la relación equivalente a la suma de cargas térmicas, las cuales se obtienen bajo un periodo de 24 horas, y el tiempo de operación del compresor o compresores, el cual se puede calcular de la siguiente manera (Sánchez y Pineda,2001):

$$\text{Capacidad frigorífica} = \frac{(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7)}{T_{op}} \quad \text{Ec. 8}$$

Donde:

Q_1 : Carga térmica por paredes (Kcal/día).

Q_2 : Carga térmica por renovación de aire(Kcal/día).

Q_3 : Carga térmica por producto (Kcal/día).

Q_4 : Carga térmica por motores del evaporador (Kcal/día).

Q_5 : Carga térmica por personas (Kcal/día).

Q_6 : Carga térmica por iluminación(Kcal/día).

Q_7 : Carga térmica por diversos motivos (Kcal/día).

T_{op} : Tiempo de operación (h).

2.2.17. Carga térmica

Es la cantidad de calor producido en un recinto durante un día, este calor puede ser producido por distintas fuentes las cuales se describen las principales a continuación (Sánchez y Pineda, 2001):

- **Cálculo de carga térmica por paredes (Q1)**

Es el flujo de calor que se transmite a través de los cerramientos de la cámara frigorífica como paredes, piso y techos, para calcular dicha ganancia de calor se emplea la siguiente expresión (Sánchez y Pineda,2001, p. 416).

$$Q_1 = U * S * \Delta T \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

Q_1 : Ganancia de calor por paredes o calor total que atraviesa el cerramiento por unidad de tiempo, en (Kcal/día).

U : Coeficiente global de transmisión de calor, función de los materiales utilizados en el cerramiento, en Kcal/m²h°C.

S : Superficie de cerramiento, en m².

ΔT : Diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, en °C.

- **Cálculo de carga térmica por renovación de aire (Q2)**

Es la ganancia de calor debido a las renovaciones de aire que teóricamente son apropiadas para la correcta conservación del producto, este número de renovaciones se calcula por medio de tablas o formulas empíricas que pueden suministrar diversos fabricantes de unidades frigoríficas, el calor ganado dentro del espacio refrigerado depende también de la diferencia de entalpias del aire exterior e interior de la cámara (Sánchez y Pineda,2001, p. 419).

$$Q_2 = V * N * \left(\frac{\rho_i + \rho_e}{2} \right) * \Delta h \quad \text{Ec. 10}$$

Donde:

Q_2 : Ganancia de calor por renovación de aire o calor total ganado debido a las renovaciones de aire necesarias, en (Kcal/día).

$\left(\frac{\rho_i + \rho_e}{2} \right)$: Densidad media del aire de las condiciones interiores y exteriores, en

$\left(\frac{kg}{m^3} \right)$

V : Volumen de la cámara frigorífica, en m³.

N : Numero de renovaciones de aire al día, en rev/día.

Δh : Diferencia de entalpias entre el aire exterior y el aire interior, en (Kcal/kg)

Tabla 1. Número de renovaciones de aire diarias por aperturas de puertas e infiltraciones según el volumen de la cámara y su nivel de temperatura

Volumen de la cámara (m³)	Renovaciones de aire diarias	
	T > 0°C	T < 0°C
2.5	70	52
3	63	47
4	53	40
5	47	35
7.5	38	28
10	32	24
15.0	28	19
20	22	16.5
25	19.5	14.5
30	17.5	13
40	15	11.5
50	13	10
60	12	9
80	10	7.7

Fuente: tomado de Sánchez y pineda,2001, p.426

• **Cálculo de carga térmica por producto (Q₃)**

Es el calor retirado a los productos en un tiempo determinado, estos se pueden dividir en tres (Sánchez y Pineda,2001, p. 424):

- Carga térmica debido a la refrigeración del producto.
- Carga térmica en el punto de congelación del producto
- Carga térmica de enfriamiento del producto desde la temperatura de congelación hasta la temperatura de conservación en estado congelado.

$$Q_3 = Q_{sapc} + Q_l + Q_{dapc} \quad \text{Ec. 11}$$

- Carga térmica debido a la refrigeración del producto

Es el calor que se retira al producto en un tiempo determinado hasta llegar a una temperatura superior a su punto de congelamiento, es decir cede un calor sensible al espacio refrigerado antes de llegar a su punto de congelación, dicha ganancia se calcula con la siguiente formula:

$$Q_{sapc} = m \cdot p * C_{e.a.p.c.} * \Delta T \quad \text{Ec. 12}$$

Q_{sapc}: Flujo de calor sensible antes del punto de congelación (Kcal/día)

mp : Masa del producto que ingresa al día (Kg/día).

$Ce_{a.p.c.}$: Calor específico del producto antes del punto de congelación (Kcal/kg*°C)

ΔT : Diferencia de la temperatura de entrada del producto hasta la temperatura de estado de conservación del producto (°C).

- Carga térmica en el punto de congelación del producto

Es el calor que se retira al producto en su punto de congelación, donde cede un calor latente al espacio refrigerado, dicha ganancia se calcula con la siguiente fórmula:

$$Q_l = m \cdot p * Cl \quad \text{Ec. 13}$$

Donde:

Q_l : Flujo de calor latente retirado en el punto de congelación (Kcal/día).

mp : Masa del producto que ingresa al día (Kg/día).

Cl : Calor latente del producto en el punto de congelación (Kcal/kg).

- Carga térmica de enfriamiento del producto desde la temperatura de congelación hasta la temperatura de conservación en estado congelado

Es el calor que se retira del producto en un tiempo determinado desde el punto de congelación hasta llegar a una temperatura de conservación del producto en estado congelado, es decir cede un calor sensible al espacio refrigerado luego de pasar su punto de congelación, dicha ganancia se calcula con la siguiente fórmula:

$$Q_{sdpc} = m \cdot p * Ce * \Delta T \quad \text{Ec. 14}$$

Donde:

Q_{sdpc} : Flujo de calor sensible después del punto de congelación (Kcal/día)

mp : Masa del producto que ingresa al día (Kg/día).

$Ce_{d.p.c.}$: Calor específico del producto después del punto de congelación (Kcal/kg*°C)

ΔT : Diferencia de la temperatura de congelación del producto hasta la temperatura de estado de conservación del producto congelado ($^{\circ}\text{C}$).

- Cálculo de carga térmica debido a los motores del evaporador

Existen diversas formas de estimar la ganancia de calor emitido por los motores del evaporador, autores como; Roy Dossat, Teresa Sánchez, Alarcón Creus, fabricantes como Bohm e institutos de investigación como Cool Project en España, proponen sus propios métodos de cálculo. Según Sánchez y Pineda (2001, p.431) “para determinar el calor desprendido por los evaporadores podemos tomar entre el 5 a 8% de la sumatoria de calor por paredes, renovación de aire y producto”

$$Q_4 = 0.05 \text{ a } 0.08 * (Q_1 + Q_2 + Q_3) \quad \text{Ec. 15}$$

Donde:

Q_4 : Ganancia debido a los motores del evaporador (Kcal/día).

Q_1 : Ganancia de calor por paredes (Kcal/día).

Q_2 : Ganancia de calor por renovación de aire (Kcal/día).

Q_3 : Ganancia de calor por producto (Kcal/día).

- Cálculo de carga térmica debido a las personas

Según Sánchez y Pineda (2001, p.431) “Es el flujo de calor emitido por una persona dentro de una cámara de refrigeración”.

$$Q_5 = n * C * N \quad \text{Ec. 16}$$

Donde:

Q_5 : Ganancia debido a las personas (Kcal/día).

n : Número de personas en el recinto frigorífico.

C : Calor emitido por cada operario (Kcal/h)

N : Tiempo de permanencia en el interior de la cámara (horas/día).

Tabla 2. Calor emanado por personas a diferentes temperaturas de ambiente

Temperatura del Recinto (°C)	Potencia calorífica liberada (Kcal/h)
15	154
10	180
5	206
0	232
-5	258
-10	283
-15	309
-20	325
-25	362

Fuente: Tomado de Sánchez y Pineda, 2001, p.432.

- Cálculo de la carga térmica debido a las necesidades de iluminación

Según Sánchez y Pineda (2001, p.432) el calor emitido por las luminarias se calcula de la siguiente manera:

$$Q_6 = 0.01 \text{ a } 0.02 * (Q_1 + Q_2 + Q_3) \quad \text{Ec. 17}$$

Donde:

Q_6 : Ganancia de calor por iluminación (Kcal/día).

Q_1 : Ganancia de calor por paredes (Kcal/día).

Q_2 : Ganancia de calor por renovación de aire (Kcal/día).

Q_3 : Ganancia de calor por producto (Kcal/día).

- Cálculo de carga térmica debido a motivos diversos

Es el factor de seguridad considerado en toda estimación de cargas térmicas se incluyen bajo este apartado una serie de cargas térmicas diversas de difícil cálculo como el descorche por evaporadores, cuadros eléctricos interiores, ventiladores de renovación de aire o la mejor o peor utilización de la cámara (Sánchez y Pineda, 2001, p. 433).

$$Q_7 = 0.1 \text{ a } 0.15 * (Q_1 + Q_2 + Q_3) \quad \text{Ec. 18}$$

Donde:

Q_7 : Ganancia de calor por diversos motivos (Kcal/día).

Q_1 : Ganancia de calor por paredes (Kcal/día).

Q_2 : Ganancia de calor por renovación de aire (Kcal/día).

Q_3 : Ganancia de calor por producto (Kcal/día).

2.2.18. Tiempo de operación

Es el tiempo de funcionamiento del motor compresor, en cámaras que presentaran un deshielo por aire se considera un tiempo de 16 h, mientras que en cámaras que presentan un deshielo por resistencia eléctrica se considera un tiempo de operación de 18 h (Dossat, 1980).

2.2.19. Selección de equipos de refrigeración

Cuando la capacidad frigorífica ha sido calculada, se puede proceder a seleccionar los equipos tomando en cuenta los criterios de diseño o información obtenida del trabajo de reconocimiento, los factores que determinan en la selección de equipos son (Bohm, 2005):

- **Balance del equipo**

El primer equipo a seleccionar debe ser la unidad condensadora, cuya capacidad frigorífica de la unidad condensadora deberá ser mayor a la capacidad frigorífica calculada, seguidamente deberá seleccionar la unidad evaporadora cuya capacidad frigorífica deberá estar balanceada con la unidad condensadora en un ratio de combinación de $\pm 11\%$. La unidad condensadora deberá ser seleccionada según la temperatura ambiente máxima en verano del lugar y la temperatura de evaporación a la cual se seleccionará la unidad evaporadora, la

unidad evaporadora deberá ser seleccionada según la temperatura de evaporación y el diferencial de temperatura entre la temperatura de evaporación y temperatura de la cámara frigorífica (Bohm, 2005).

$$\text{Ratio de combinación (RC)} = \frac{Q_{U.E-catalogo}}{Q_{U.C-Catalogo}} * 100\% \quad \text{Ec. 19}$$

Donde:

$$89\% \leq \text{Ratio de combinación} \leq 111\%$$

- **Diferencial de temperatura (DT)**

La naturaleza del producto a refrigerar requiere una H.R. determinada o en algunos es relevante la H.R. La humedad relativa deseada es elegida por el diferencial de temperatura (DT) aproximado entre la temperatura interior de la cámara y la temperatura de evaporación del refrigerante (Bohm, 2005).

Dossat (1980) hace referencia a un concepto similar sustentando que el factor más importante a tener en cuenta en la selección del evaporador es el DT del evaporador, el diferencial de temperatura del evaporador se calcula como la temperatura del aire que es absorbido por evaporador, tomada generalmente como la temperatura de la cámara o conocida como temperatura de diseño del espacio, y la temperatura de evaporación del refrigerante a la salida del evaporador, se define de la siguiente manera:

$$DT = T_{cámara} - T_{evaporación} \quad \text{Ec. 20}$$

Donde:

DT: Diferencial de temperatura teórico del evaporador, en $\Delta^{\circ}\text{C}$.

T_{cámara}: Temperatura del aire que es absorbido por evaporador, en $^{\circ}\text{C}$.

T_{evaporación}: Es la temperatura a la cual inicia la evaporación del refrigerante, esta temperatura es tomada a la salida del evaporador, en $^{\circ}\text{C}$.

Tabla 3. Diferencial de temperatura recomendados (DT) para productos

Clase	DT	H.R-aprox.	Descripción de las clases de los productos
1	7º-9ºF	90%	Resulta una cantidad mínima de evaporación de la humedad durante el almacenamiento, incluye vegetales, productos agrícolas, flores, hielo sin empaque y cuartos para enfriar.
2	10º-12ºF	80-85%	Incluye almacenamiento en general y refrigeradores de tiendas de conveniencia, comida y vegetales empacados, frutas y productos similares. Productos que requieren ligeramente menores niveles de humedad relativa que aquellos de clase 1.
3	12º-16ºF	65-80%	Incluye cerveza, vino, farmacéuticos, papas y cebollas, frutas de cascara dura como son melones y en termino corto productos empacados. Estos requieren solo humedades relativas moderadas.
4	17º-22ºF	50-65%	Incluye cámaras de preparación de corte, almacenes de cerveza. Estas aplicaciones solo necesitan bajas humedades relativas o aquellos productos que no son afectados por la humedad.

Fuente: Tomado de Bohm,2005, p.10.

Tabla 4. Diseño de evaporador con DT (ºF)

Humedad relativa %	Convección natural	Convección forzada
95-91	12-14	8-10
90-86	14-16	10-12
85-81	16-18	12-14
80-76	18-20	14-16
75-70	20-22	16-18

Fuente: Tomado de Dossat,1980, p.240.

Cada fabricante diseña sus unidades evaporadoras a distintos diferenciales de temperatura, un error muy común luego de obtener la capacidad frigorífica de la unidad condensadora es ir directamente al catálogo de unidades evaporadoras y seleccionar la capacidad frigorífica guiándose de la calculada por la unidad condensadora sin tener en cuenta el diferencial de temperatura del evaporador señalada en el catálogo. La capacidad frigorífica requerida correcta a seleccionar de la unidad evaporadora se hallará mediante la siguiente ecuación (Bohm, 2005):

$$Q_{U.E-requerida} = Q_{U.C-Catalogo} * \frac{DT_{catalogo-UE}}{DT_{Teorico-UE}} \quad \text{Ec. 21}$$

Donde:

$Q_{U.E-requerida}$: Capacidad frigorífica requerida, es la capacidad de refrigeración que deberá presentar el evaporador para balancearse térmicamente con la capacidad de refrigeración de la unidad condensadora.

$Q_{U.C-Catalogo}$: Capacidad frigorífica de la unidad condensadora a una temperatura de evaporación determinada.

$DT_{catalogo-UE}$: Diferencial de temperatura del catálogo del evaporador determinado por el fabricante.

$DT_{Teorico-UE}$: Diferencial de temperatura teórico del evaporador tomado de tablas para conseguir una humedad relativa determinada.

Esta capacidad frigorífica requerida será la cual seleccionaremos en el catálogo de unidades evaporadoras o por lo menos un valor cercano a este, el cual tendrá que estar balanceado térmicamente con la unidad condensadora, para finalmente tener el DT-real entre la temperatura de la cámara y temperatura de evaporación el cual podrá estimarse de la siguiente manera:

$$DT_{Real-UE} = DT_{catalogo-UE} * \frac{Q_{U.C-Catalogo}}{Q_{U.E-catalogo}} \quad \text{Ec. 22}$$

El DT_{Real} es el diferencial de temperatura del evaporador real que se obtendrá este diferencial de temperatura debe ser lo más próximo al diferencial de temperatura teórico.

- **Seguridad del producto**

En cámaras frigoríficas donde el motor compresor supera los 10 HP es recomendable dividir la carga entre el número de unidades para proporcionar al cliente un nivel de confiabilidad de la instalación en caso de falla (Bohm, 2005).

- **Flujo de aire**

Un factor importante en la selección del evaporador es el correcto caudal de aire y su distribución dentro de la cámara frigorífica, la siguiente tabla indica las cantidades mínimas y máximas de aire para cada tipo de aplicación de cámaras frigoríficas (Bohm, 2005):

Tabla 5. Cambios de aire recomendados por hora

Tipo de aplicación	Número de cambios de aire recomendado	
	Mínimo	Máximo
Conservación en congelación	40	80
Conservación en refrigeración	40	80
Cámaras de corte	20	30
Cámara de entriamiento de carne	80	120
Maduración de plátano	120	200
Almacenamiento de frutas y vegetales	30	60
Túneles de congelación rápida	150	300
Salas de proceso	20	30
Almacenamiento de carne sin empacar	30	60

Fuente: Tomado de Bohm, 2005, p.11.

Las renovaciones de aire se calculan de la siguiente manera:

$$N^{\circ}rev = \frac{\text{Caudal de aire}}{V_i} \quad \text{Ec. 23}$$

Donde:

Caudal de aire: Caudal de aire inyectado por el evaporador, en (m³/h).

V_i: Volumen interior del cuarto frío o cámara frigorífica, en (m³)

- **Ahorro energético en equipos de refrigeración**

Al momento de seleccionar un equipo de refrigeración es recomendable contrastar el consumo de potencia eléctrica consumida y potencia frigorífica producida en comparación con otros equipos para de esta manera seleccionar el que nos del mayor ahorro de energía, optimizando así la instalación frigorífica. (Elgin, 2020)

2.2.20. Diseño de red de distribución de refrigerante

- **Principios de diseño**

- *Ecuaciones fundamentales*

El flujo de refrigerante en una tubería se realiza bajo dos regímenes distintos: Laminar o turbulento. El parámetro para describir el flujo de refrigerante es el número de Reynolds el cual se define con la formula expuesta (Sánchez y Pineda, 2001):

$$Re = \frac{V * D_H * \rho}{\mu} \quad \text{Ec. 24}$$

Donde:

V: Velocidad del flujo, en m/s.

D_H: Diámetro hidráulico de la tubería, en m.

ρ: Densidad del fluido, en Kg/m³.

μ: Viscosidad dinámica, en Kg/m*s.

Si el número de Reynolds es mejor que 2300 será un flujo laminar y si es mayor a 4000 se considera flujo turbulento, si el número de Reynolds estuviera entre ambos valores se tendría un régimen en transición.

El factor de Moody es un coeficiente un adimensional de fricción que se encuentra en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa según el material de la tubería, este se puede calcular según la ecuación de Barr se la siguiente forma (Saldarriga, 1998):

$$f = \frac{0,25}{\text{Log} \left[\frac{1}{3,7 * \left(\frac{\epsilon_0}{D} \right)^{1/4}} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]^2} \quad \text{Ec. 25}$$

La rugosidad relativa puede tomar distintos valores según el tipo de material como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 6. Coeficientes de rugosidad absoluta

Material	Rugosidad absoluta (s – mm)
Concreto centrifugado nuevo**	0,16
Concreto centrifugado con protección	0,0015 a 0,125
Concreto de acabado liso**	0,025
Concreto alisado interiormente con cemento**	0,25
Concreto de acabado rugoso **	10,00
Acero bridado	0,91 a 9,10
Tubería de acero soldada	0,046
Acero comercial o hierro dulce	0,046
Hierro fundido asfaltado	0,120
Hierro fundido	0,260
Hierro fundido oxidado	1,0 a 1,5
Hierro galvanizado	0,15
Madera cepillada	0,18 a 0,90
Arcilla vitrificada*	0,15
Arcilla cemento nuevo**	0,025
Asbesto cemento con protección interior de asfalto**	0,0015
Vidrio, cobre, latón, madera bien cepillada, acero nuevo soldado y con una mano interior de pintura, tubos de acero precisión sin costura, serpentines industriales, plástico, hule.**	0,0015

Fuente: rugosidades relativas de distintos materiales. Tomado de Sotelo 1982, p. 258

La caída de presión en las tuberías de refrigeración se estableció de manera analítica mediante:

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \quad \text{Ec. 26}$$

La caída de presión ΔP_1 , se define de la siguiente manera:

$$\Delta P_1 = f * \frac{L * V^2}{2 * D} * \rho \quad \text{Ec. 27}$$

Donde:

ΔP_1 : Caída de presión, en metros de columna de refrigerante.

L: Longitud de la tubería, en m.

ρ : Densidad del fluido, en Kg/m³.

f: Factor de fricción.

D: Diámetro en, m.

V: Velocidad, en m/s.

De donde el factor de Moody depende del régimen de circulación del número de Reynolds y de la rugosidad de la tubería.

La caída de presión referida a ΔP_2 , viene dada por la diferencia de alturas existentes y por lo tanto por el peso equivalente de la columna de refrigerante.

$$\Delta P_2 = (Z_2 - Z_1) * \rho \quad \text{Ec. 28}$$

Donde:

ΔP_2 : Caída de presión por diferencia de alturas, en metros columna de refrigerante.

Z_2 : Cota final, en m.

Z_1 : Cota inicial, en m.

ρ : Densidad del fluido, en Kg/m³.

Finalmente, existe la caída de presión por accesorios, ΔP_3 :

$$\Delta P_3 = K * \frac{V^2}{2} * \rho \quad \text{Ec. 29}$$

Donde:

ΔP_3 : Caída de presión al atravesar el accesorio, en metros columna de refrigerante.

K : Coeficiente adimensional dependiente del accesorio, en m.

V : Velocidad del refrigerante, en m/s.

ρ : Densidad del fluido, en Kg/m³.

• **Diseño de tuberías**

Los materiales usados en el diseño de tuberías de refrigeración son: Acero, hierro, dulce, latón y cobre, siendo este último el más usado y recomendado por ASHRAE debido a su resistencia a las altas presiones, presentando una resistencia superior del doble a la presión del refrigerante a 40°C y a su fácil instalación en cuanto al método de soldadura, las tuberías de cobre usadas en refrigeración son del tipo L las cuales cuentan con el espesor necesario para aguantar las distintas presiones de trabajo del sistema de refrigeración (Sánchez y Pineda, 2001).

- *Tubería de aspiración o succión*

Es la tubería de refrigeración comprendida desde la salida del evaporador hasta la llegada del compresor, es importante el correcto dimensionamiento ya que una excesiva caída de presión ocasionaría una reducción en la capacidad frigorífica, la caída de presión no puede implicar un aumento de temperatura mayor a 1,1°C, así mismo la velocidad debe ser la adecuada para poder arrastrar el aceite por la línea (Sánchez y Pineda, 2001).

- *Tubería de líquido*

Es la tubería de refrigeración comprendida desde la salida del condensador hasta antes del elemento de caída de presión, el diseño de la tubería de líquido es menos crítico ya que esta línea admite un rango más amplio caída de presión,

la caída de presión admisible es como máximo de 1,1°C equivalente de temperatura, las velocidades no deben ser mayores a 1,25 m/s para evitar golpes de ariete en la válvula solenoide (Sánchez y Pineda, 2001).

Tabla 7. Velocidades de circulación de los fluidos refrigerante

Tubería	Velocidades
Línea de succión (Horizontal)	4,5 a 8 m/s
Línea de succión (Vertical)	8 a 15 m/s
Líquido	0,45 a 1,25 m/s

Fuente: Tomado de Sánchez y Pineda, 2001, p.322.

2.3 Conceptual

2.3.1. Diseño

Para Alcaide, Diego-Mas y Artacho Ramírez (2001) el diseño es comúnmente utilizado por arquitectos e ingenieros. pero también puede ser utilizado por cualquier industria. El diseño son los pasos previos para dar como resultado la creación de un nuevo producto, sea la construcción de una edificación, un dispositivo o un software, es propicio señalar la diferencia entre el concepto del término diseño desde la perspectiva hispanoparlante y anglosajona ya que en el castellano la palabra diseño se limita hacer referencias a las características externas que pueda presentar un producto como su forma, color, textura y etc. Por otro lado, el termino anglosajón “desing” señala como diseño a toda la actividad desarrollada para dar como resultado la idea de un producto, de forma que tiene una cercanía al concepto del castellano de “Proyecto”, el cual se define como la relación de planteamientos y actividades necesarias para llevar a cabo y realizar una idea fundamentada.

2.3.2. Cámara frigorífica

Esta constituido de un sistema de refrigeración y un cerramiento construido de material aislante, el sistema de refrigeración consta de 4 elementos principales compresor, condensador, elemento de caída de presión y evaporador interconectados por una red de tuberías generalmente de cobre. Mientras que el cerramiento está construido con un material aislante el cual debe presentar una conductividad menor a 0.05 Kcal/h*m*°C, dispuesto para la preservación de

alimentos o productos perecederos, estos recintos frigoríficos deben su producción de frío al funcionamiento interno del equipo electromecánico de refrigeración (Creus, 2000).

2.3.3. Refrigerante

Un refrigerante es aquella sustancia que al evaporarse produce un efecto de enfriamiento, absorbiendo la energía calorífica de una sustancia o cuerpo. Esta absorción de calor se da mediante la evaporación y compresión del vapor, por lo tanto, definimos al refrigerante como la sustancia que absorbe calor en el punto donde se da la evaporación del mismo a una baja presión y temperatura y expulsa este calor a una alta presión y temperatura. Cada refrigerante tiene diferentes propiedades por lo que trabajaran a un rango de presiones y temperaturas únicas cada uno. (Ramirez, 1996).

Clasificación de los refrigerantes según el número de sus componentes:

- Refrigerantes puros, Se caracterizan por presentar una variación de temperatura casi nula en los cambios de estado suscitados en el condensador y evaporador, como en los refrigerantes CFC-12, HCFC-22, HFC-143a.
- Refrigerantes tipo Mezcla azeotrópica, Están compuestos por dos o más gases puros cuentan con mismo punto de ebullición en resumidas palabras se comportan como un refrigerante puro, por ejemplo, el R-507.
- Refrigerantes tipo Mezcla Zeotrópica, Estos son refrigerantes compuestos por dos o más gases con temperatura de ebullición muy similar mas no igual, en una botella de refrigerante estará en dos estados líquido y gaseoso dentro de los refrigerantes Zeotropicos tenemos el R-410A, R-404A y cualquier otro refrigerante de la familia R-400.

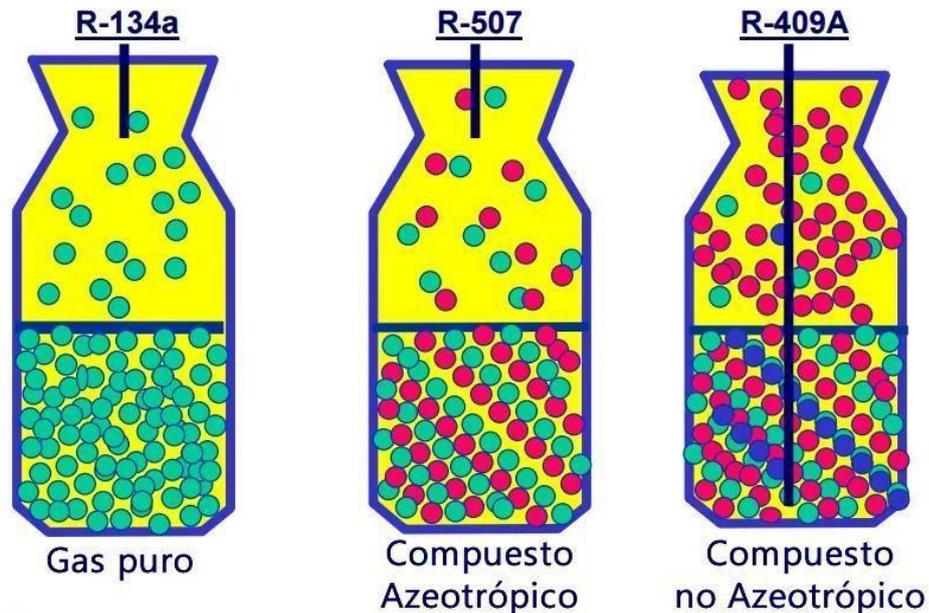


Figura 23. Tipos de refrigerantes según su composición. Tomado de Giraldo Yañez.

2.3.4. R- 404A

El R-404A es una mezcla de gases refrigerantes HFC R-125/143A/134A (44/52/4% en composición) casi azeotrópica, con cero agotamientos de la capa de ozono, utilizada en equipos nuevos de refrigeración de media y baja temperatura. Puede tener las siguientes aplicaciones: Enfriadoras de agua, almacenes frigoríficos, vitrinas frigoríficas, máquinas de helados/hielo, cámaras frigoríficas, túneles de congelados (Dossat, 1980).

El R-404A presenta presiones de trabajo en el lado de alta mayores a las del R-22, en torno al 18%.

2.3.5. Cadena de frío

Es la secuencia que comprende las fases o eventos de transporte del producto farmacéutico y dispositivo médico termo sensible desde su fabricación hasta su recepción por el usuario final, manteniendo la temperatura dentro de las especificaciones aprobadas (MINSa, 2017).

2.3.6. Vacuna

Sustancia compuesta por microorganismos atenuados que inyecta en el organismo para evitar y contrarrestar determinadas enfermedades, los cuales

estimulan a una formación de anticuerpos con lo que se tiene como fin inmunizar al receptor (MINSa, 2017).

2.3.7. Covid-19

El brote de la enfermedad conocido como coronavirus 2019, originado por el virus del síndrome respiratorio agudo severo del tipo-2 (SARS-CoV-2), la enfermedad del Covid-19 puede causar diversos síntomas como un resfriado común, fiebre, diarreas hasta severas complicaciones pulmonares (Castrillón y Montoya,2020).

2.4 Definición de términos básicos

2.4.1. Cuartos fríos

Espacio físico de almacenamiento con control interior de temperatura, que permita mantener las condiciones ambientales controladas (MINSa, 2017).

2.4.2. Capacidad de almacenamiento

Se define como el espacio útil con el que se dispondrá muy aparte de los equipos de refrigeración para el almacenamiento adecuado de las vacunas (MINSa, 2017).

2.4.3. Carga térmica

Es la sumatorio de flujo de calores que ingresan en un recinto y por consecuente debe ser retirada para disminuir la temperatura del mismo o refrigerarlo (Boast, 1997).

2.4.4. Temperatura de evaporación

Es la temperatura a la cual el refrigerante inicia a evaporarse dentro del serpentín del evaporador (Franco, 2012).

2.4.5. Temperatura de condensación

Es la temperatura a la cual el refrigerante inicia a condensarse dentro del serpentín del condensador (Franco, 2012).

$$T_{cond.} = T_{amb.} + DT$$

$$10^{\circ}C \leq DT \leq 11^{\circ}C$$

2.4.6. COP

Es un indicador de eficiencia energética como su nombre lo indica es un coeficiente de rendimiento se calcula mediante la relación entre la potencia frigorífica del equipo y el consumo de su potencia eléctrica. (Franco, 2012)

$$COP_{Real} = \frac{CAPACIDAD\ FRIGORIFRICA}{POTENCIA\ ELECTRICA\ CONSUMIDA}$$

Así mismo también tenemos el COP del ciclo de Carnot que es un COP teórico el cual se calcula de la siguiente manera (Elgin, 2020):

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{evap.}}{T_{cond.} - T_{evap}}$$

2.4.7. Zona de alta presión

Es la zona comprendida desde la descarga del compresor hasta la entrada del elemento de caída de presión, la presión en esta zona está sujeta a la correspondiente de la temperatura de condensación (Franco, 2012).

2.4.8. Zona de baja presión

Es la zona comprendida desde la salida del elemento de caída de presión hasta la succión del compresor, la presión en esta zona está sujeta a correspondiente de la temperatura de evaporación (Franco, 2012).

2.4.9. Presión en la línea de baja

Es la presión de saturación a la cual inicia la evaporación en el serpentín del evaporador, se da en la zona de baja presión del sistema frigorífico (Franco, 2012).

2.4.10. Presión en la línea de alta

Es la presión de saturación a la cual inicia la condensación del refrigerante en el serpentín del condensador, se da en la zona de alta presión del sistema frigorífico (Franco, 2012).

2.4.11. Subenfriamiento

El subenfriamiento en el sistema de refrigeración se define como los grados de temperatura que pierde el refrigerante al retirarle calor sensible, a partir de su

punto 100% saturado el cual da inicio en el condensador y concluye en antes de ingresar al elemento de caída de presión, se recomienda un subenfriamiento de 3°C a 5,5°C (Bohn, 2008).

Se conoce como subenfriamiento a los grados de temperatura que pierde el refrigerante en la línea de líquido, esto se dará inmediatamente al salir del serpentín del condensador. El subenfriamiento también puede no darse siempre y cuando la línea de líquido este ubicada en un ambiente con una temperatura mayor a la de condensación (Stoecker, 1986).

2.4.12. Sobrecalentamiento

El sobre calentamiento son los grados de temperatura adicionales que gana el refrigerante por encima de la temperatura de evaporación, para diferenciales de temperatura en el evaporador entre 4K a 6K se recomienda tener sobre calentamientos de 3°C a 5,5°C, para diferenciales de temperatura en el evaporador mayores a 6K se recomienda tener sobre calentamientos de 7K a 9K. (Bohn, 2008)

Son los grados de temperatura que adquiere el refrigerante luego de evaporarse por completo en el serpentín del evaporador, este sobre calentamiento es medido a 15 cm de la salida del evaporador (Boast, 1997).

2.4.13. Vacuna Sinopharm

La vacuna china Sinopharm creada para combatir la enfermedad del Covid-19, actualmente se prueban en el Perú y en otros 9 países, se caracteriza por presentar una temperatura de conservación para su almacenamiento entre 2°C a 8°C. (OMS, 2021)

III HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

3.1.1. Hipótesis general

Si se diseña una cámara frigorífica con refrigerante R-404A para su posterior construcción se mantendrá la cadena de frío de 5 toneladas de vacunas Covid - 19 en empresa J&R PERUVIAN S.A.C.

3.1.2. Hipótesis específicas

- Si se determinan los parámetros de diseño se calculará la carga térmica para la cámara frigorífica en la empresa J&R PERUVIAM S.A.C.
- Si se calcula las cargas térmicas se determinará la capacidad frigorífica requerida por los equipos.
- Si se selecciona los equipos de refrigeración que operen con el refrigerante R-404A y cuenten con un bajo consumo eléctrico se cubre la capacidad frigorífica calculada y alcanzar un ahorro energético.
- Si se determinan las presiones de trabajo en el sistema de refrigeración se asegura el correcto funcionamiento de la cámara frigorífica.
- Si se dimensionan las tuberías de refrigeración se evita exceder la caída de presión máxima permisible en las líneas de líquido y succión.

3.2 Definición conceptual de variables

3.2.1. Variable uno

- Cámara frigorífica con refrigerante R-404A

También conocido como cuarto frío, recinto construido con material aislante de conductividad menor a $0.05 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}$, equipado con un equipo frigorífico eléctrico operado con refrigerante ecológico R-404A donde se mantienen productos perecibles a determinadas temperaturas de conservación (MINSa, 2017).

3.3 Operacionalización de variable

Tabla 8. Matriz de operacionalización de las variables

Variables	Dimensiones	Indicadores	Índice	
V.1.: Diseño de cámara frigorífica con R-404A	Parámetros de diseño	Ubicación territorial	<ul style="list-style-type: none"> • País • Departamento • Ciudad • Cámara de conservación. • Cámara de congelación. • Túnel de congelamiento. • Túnel de enfriamiento. 	
		Tipo de cámara frigorífica.	<ul style="list-style-type: none"> • ° C , H.R. (%) • Ton • Ton/día • ° C • ° C 	
		Condiciones climáticas.		
		Capacidad de almacenamiento.		
		Rotación diaria de producto.		
		Temperatura de cámara.		
		Temperatura de ingreso del producto.		
		Dimensiones de la cámara.	<ul style="list-style-type: none"> • LxHxA (m) 	
		Carga térmica por paredes.		
		Carga térmica por producto.		
Capacidad frigorífica	Capacidad frigorífica	Carga térmica por renovación de aire.	<ul style="list-style-type: none"> • Kcal/día 	
		Carga térmica por personas.		
		Carga térmica por luminarias.		
		Carga térmica por motivos diversos.		
		Tiempo de operación	<ul style="list-style-type: none"> • h 	
		Balance de equipo	<ul style="list-style-type: none"> • % 	
		Selección de equipos de refrigeración	Diferencial de temperatura	<ul style="list-style-type: none"> • DT
			Flujo de aire	<ul style="list-style-type: none"> • Rev/h
		Presión de trabajo	Eficiencia energética	<ul style="list-style-type: none"> • KW , COP
			Presión	<ul style="list-style-type: none"> • Psi
Dimensionamiento de tuberías de refrigeración	Dimensionamiento de tuberías de refrigeración	Flujo másico de refrigerante.	<ul style="list-style-type: none"> • Kg/s 	
		Velocidades.	<ul style="list-style-type: none"> • m/s 	
		Diámetro.	<ul style="list-style-type: none"> • Pulg. 	
		Caída de presión	<ul style="list-style-type: none"> • Psi 	
		Caída de presión máxima permisible.	<ul style="list-style-type: none"> • Psi 	

IV DISEÑO METODOLÓGICO

4.1 Tipo y diseño de investigación

4.1.1. Tipo de investigación

Según Valderrama (2002, p.67) la investigación tecnológica es: “Este nivel de investigación está orientado a producir bienes y servicios de utilidad económica, a su vez es de gran importancia para la sociedad porque gracias a ella podemos resolver problemas de la vida cotidiana ahorrar esfuerzo para realizar un trabajo o simplemente optimizar ciertas actividades humanas”

La presente investigación es del tipo tecnológica debido a que está enfocada a producir un servicio de diseño el cual será de utilidad económica ya que el presente diseño servirá para una futura implementación que dará solución a la mantención de la cadena de frío de las vacunas del Covid-19 que serán de beneficio para la sociedad.

4.1.2. Diseño de la investigación

Para Valderrama (2002, p.179), El diseño transversal - descriptivo es: “Su objetivo es indagar los valores que se manifiestan en una o más variables. El procedimiento consiste realizar la medición de un objeto y proporcionar su descripción. Son, por lo tanto, estudios totalmente descriptivos y que establecen hipótesis que a su vez son descriptivas”.

La presente investigación contempla un diseño transversal - descriptivo ya indaga y recopila información de la variable a estudiar que es la cámara frigorífica a su vez describe los pasos para realizar el cálculo de carga térmica, plateándose hipótesis de índole descriptivo.

4.2 Método de investigación

Según Bernal (2010), “El método analítico - sintético estudia los hechos, iniciando de la descomposición del objeto a estudiar en cada una de sus partes para analizarlas una por una y posteriormente juntar esas esas partes para estudiarlas de manera integral” (p.76).

La investigación presenta una metodología analítica - sintética ya que estudiamos parte por parte cada sistema por el cual está compuesta la cámara frigorífica para luego unificar cada objeto estudiado dando como resultado el diseño final de la cámara frigorífica.

4.3 Población y muestra

Tamayo (2003, p.176) describe a la población como la “Totalidad de un fenómeno de estudio [...] la cual debe ser cuantificada para un determinado estudio integrado”

La muestra es extraída de la población, lo que indica que es representativa y presenta las características de la población. Se deduce que a partir de una población cuantificada se determinara la muestra, cuando no sea posible definir una población; la muestra, se considerara igual que la población (Tamayo ,2003).

Por lo tanto, de las premisas citadas y analizando los conceptos hacia la problemática de estudio planteada, la población hace referencia al lugar donde se montará la cámara frigorífica que en este caso está ubicada en el almacén de la empresa J&R PERUVIAN SAC y la muestra es puntualmente el mismo lugar donde se ubica la población teniendo como resultado una coincidencia entre población y muestra.

4.4 Lugar de estudio

El lugar de estudio de la presente investigación será en los **Almacenes de la droguería J&R PERUVIAN S.A.C.**, Lima - Lima - Breña Urb. Chacra Colorada Jr. Carhuaz nro. 381., donde se plantea el diseño de una cámara frigorífica para la conservación de vacunas del Covid-19, para una futura implementación.



Figura 24. Almacenes J&R ubicado en Lima - Lima - Breña Urb. Chacra Colorada Jr. Carhuaz nro. 381. Tomado de Google Maps.

4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de la información

Para Ciro (2010), La técnica documental nos permite la recolección de evidencias y datos para demostrar nuestras hipótesis propuestas en la investigación. Esta técnica cuenta con instrumentos de recolección de documentos distintos como: memorias, actas, revistas y cualquier documento de alguna institución o empresas que registren datos de funcionamiento.

La presente investigación presenta un tipo de técnica documental ya que usa como instrumentos de recolección de datos: Fichas técnicas de fabricantes, resoluciones ministeriales del estado peruano, entre otros documentos de instituciones los cuales se aplicarán en el diseño de la cámara frigorífica.

Para Ciro (2010), La técnica empírica nos permite la observación en contacto con el lugar de estudio, así como la recopilación de testimonios que nos permiten confrontar la parte teórica con la práctica, así mismo uno de sus instrumentos es la entrevista

Asu vez la investigación presenta también un tipo de técnica empírica ya que se tuvo realizar una visita técnica a los almacenes de J&R PERUVIAN para observar el lugar idóneo donde se ubicaría la cámara y realizar una entrevista al jefe de logística responsable del almacén formulando preguntas puntuales para determinar los parámetros de diseño de la cámara frigorífica de nuestro usuario final.

Acontuación presentamos en la figura 1 el diagrama de técnicas e instrumentos de recolección en el cual se pretende dar a conocer iniciando desde el lado izquierdo la sección de investigación, en la parte central los instrumentos utilizados para la recolección de información y por último en el lado derecho presentar la técnica de recolección de datos usada la cual englobara sus respectivos documentos basándonos en la bibliografía de Ciro (2010).

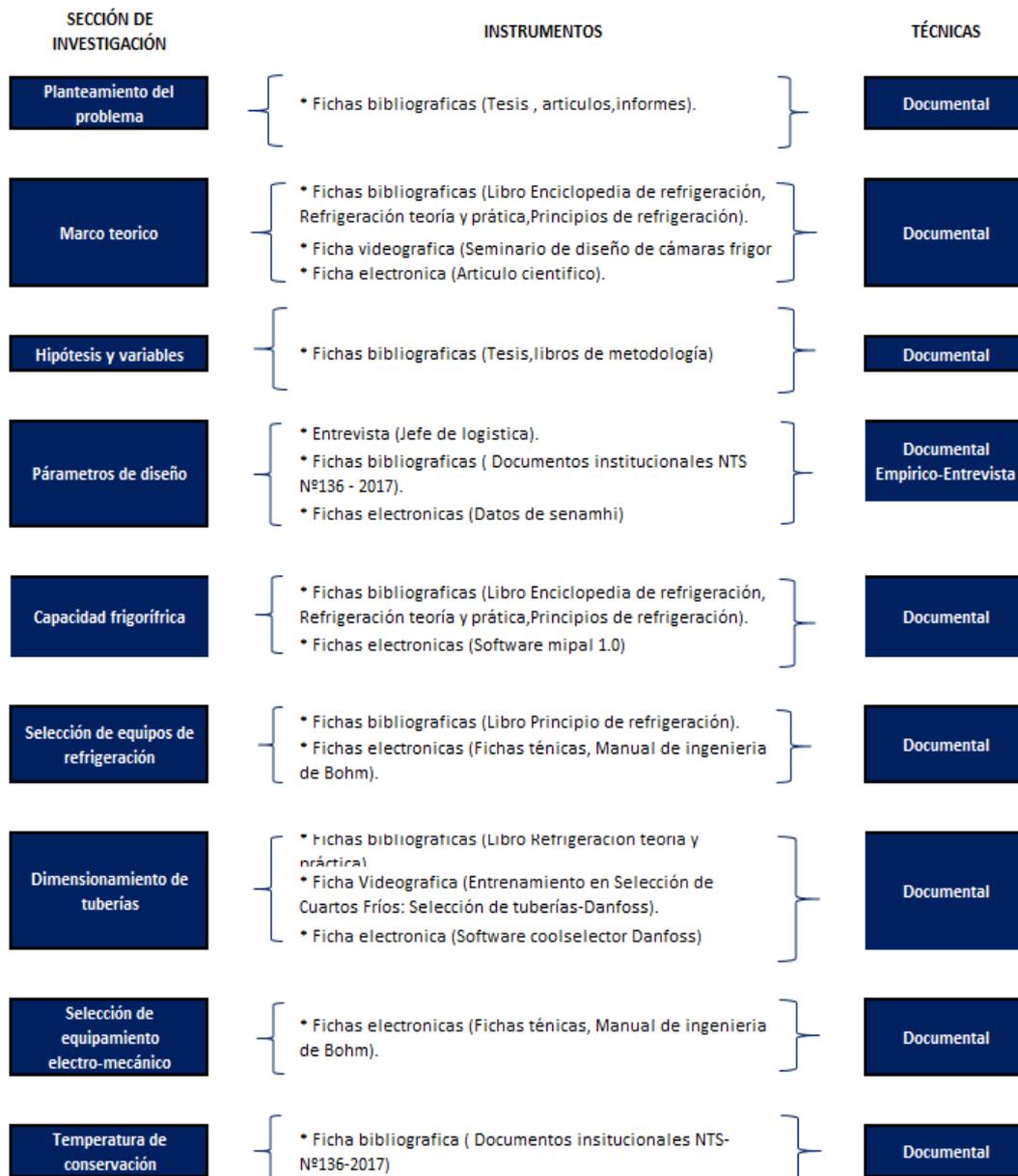


Figura 25. Diagrama de técnicas e instrumentación para la recolección de datos. Elaboración propia

4.6 Análisis y procesamiento de datos

La presente investigación por ser del tipo tecnológica con un diseño transversal-descriptivo, además de contar con una muestra que coincide puntualmente con la población no apremia el realizar un análisis estadístico, sino un análisis de los resultados por cada etapa según las dimensiones obtenidas de la variable independiente.

4.6.1. Parámetros de diseño

Para realizar el diseño fue necesario ordenar la información empírica y documental recopilada sobre los requerimientos de la empresa J&R PERUVIAN SAC, en la Tabla 9 se detallan los parámetros de diseño necesario con la finalidad de dar inicio con los cálculos pertinentes de la cámara frigorífica:

Tabla 9. Parámetros de diseño para cámara de conservación de vacunas

ítem	Datos de cámara
Ubicación	Lima - Lima - Breña Urb. Chacra Colorada Jr. Carhuaz nro. 381.
Condiciones climáticas en verano	30°C y 80 % de H.R.
Tipo de cámara	Conservación
Dimensiones de cámara	4,26m x 2,36m x 2,66m de alto
Tipo de producto	Vacunas
Temperatura cámara	2°C a 8°C
Humedad relativa de cámara	70% a 75%
Temperatura de ingreso del producto	7°C
Capacidad de almacenamiento	5 Ton.
Ingreso diario	1 a 3,5 Ton.
Cámara expuesta al sol	No
Cantidad de personas	Ninguna.
Material aislante	Poliuretano
Tipo de refrigerante	R-404A
Suministro eléctrico del local	220/3ph/60Hz
Tipo de puerta	Corredera
Dimensiones de puerta	0,90m x 2,00m de alto
Marca de unidad condensadora	Elgin/Tecumseh/Danfoss
Marca de unidad evaporadora	Elgin/Mipal/Tecumseh

Fuente: Datos recopilados de la entrevista realizada al jefe de almacén de la empresa J&R PERUVIAM SAC. Elaboración propia

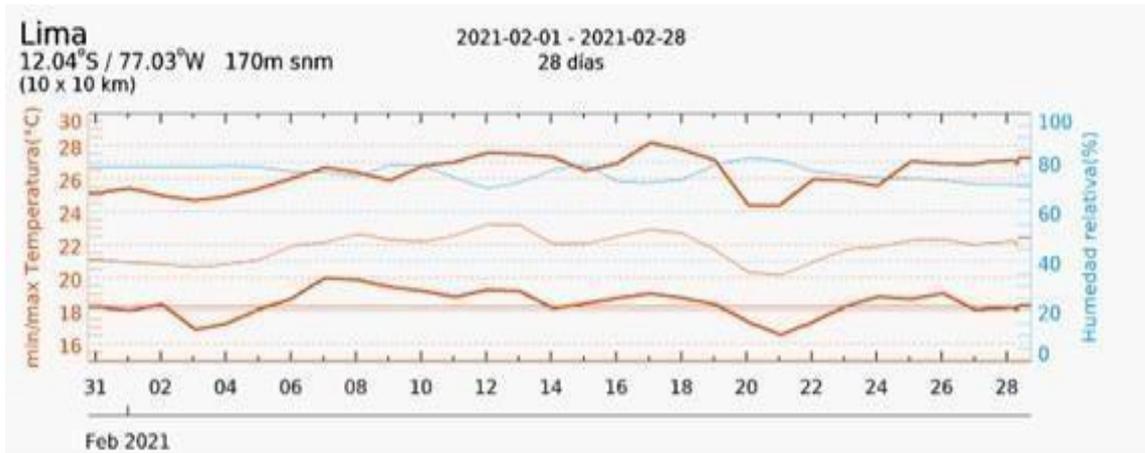


Figura 27. Diagrama de temperaturas febrero del 2021. Senamhi 2021

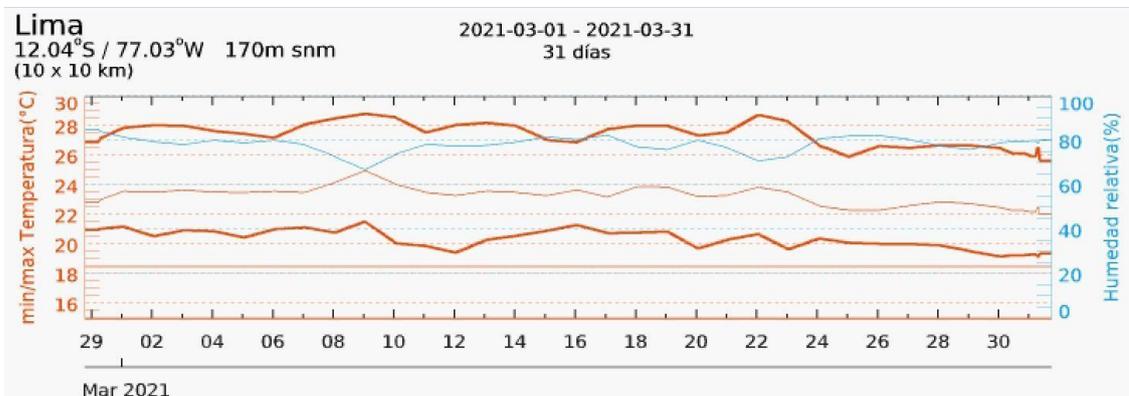


Figura 28. Diagrama de temperaturas marzo del 2021. Senamhi 2021

- **Temperatura de cámara**

En el caso de las vacunas deben conservarse Según como lo indica la NTS N°136 (2017, p.109) “la cámara frigorífica de vacunas no debe presentar temperaturas menores a 2°C ni superiores a 8°C.”

- **Material aislante**

Según la NTS N°136 (2017, p.109) “El aislante de toda cámara frigorífica de vacunas debe ser de poliuretano u otro material libre de clorofluorocarbono(CFC).”

- **Determinación del espesor del aislante**

Según lo especificado por la NTS N°136 el material aislante por el cual debe estar compuesto los paneles frigoríficos ha de ser libre de elementos clorofluorocarbono, por lo tanto, partiremos de usar paneles frigoríficos de

Poliuretano, para calcular el espesor del aislante usaremos la Ec. 7 como se muestra a continuación:

$$\delta = \frac{(T_{ex} - T_{cam}) * \lambda * 100}{CTE}$$

Así mismo de acuerdo a Sánchez y Pineda (2001). El poliuretano presenta las siguientes propiedades como aislante térmico:

$$\rho_{poliestireno} = 38 \frac{kg}{m^3}$$

$$\lambda_{poliestireno} = 0.018 \frac{Kcal}{hm^{\circ}C}$$

Evaluando con $CTE = 9 \frac{Kcal}{m^2h}$ y reemplazando en la Ec. 7 tenemos:

$$\delta_{(9)} = \frac{(30^{\circ}C - 2^{\circ}C) * 0.018 \frac{Kcal}{hm^{\circ}C} * 100}{9 \frac{Kcal}{m^2h}}$$

$$\delta_{(9)} = 5,6 \text{ cm}$$

$$\delta_{(9)} = 56 \text{ mm}$$

Evaluando con $CTE = 8 \frac{Kcal}{m^2h}$ y reemplazando en la Ec. 7 tenemos:

$$\delta_{(8)} = \frac{(30^{\circ}C - 2^{\circ}C) * 0.018 \frac{Kcal}{hm^{\circ}C} * 100}{8 \frac{Kcal}{m^2h}}$$

$$\delta_{(8)} = 6,3 \text{ cm}$$

$$\delta_{(8)} = 63 \text{ mm}$$

Obtenemos que el espesor puede estar entre los 56 mm y 63 mm, por no ser medidas comerciales seleccionaremos el inmediato superior según el fabricante de paneles de Poliuretano de la marca TUPEMESA, como se muestra en la siguiente imagen:

Espesor (mm)	Peso (kg/m ²)	Largo Máximo (m)
50	6,4	10
80	11,4	12
100	12,2	12
120	13,0	12
150	14,2	12

Figura 29. Espesores de paneles de poliuretano. Metecno

Por lo tanto, se seleccionará un panel frigorífico de poliuretano de espesor de 80 mm, como se indica señalado en tablas.

$$\delta = 80 \text{ mm}$$

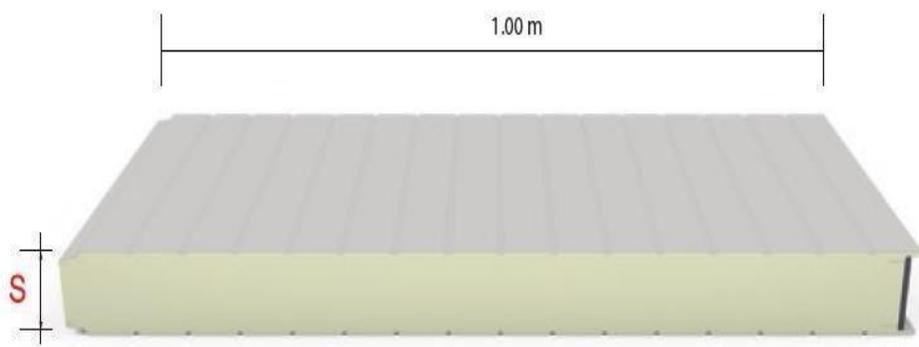


Figura 30. Panel de poliuretano con ancho útil de 1.00m. Tomado de "Ficha técnica Frigowall" de Metecno 2020, p. 2.

Metecno vende paneles de 1,00m de ancho útil por lo tanto se obtendrá una modulación de:

- Catorce (14) paneles de 1,00m x 2,55m para paredes.
- Cuatro (04) paneles de 1,00m x 2,36m de largo para techo.
- Cuatro (04) paneles de 1,00m x 2,36m de largo para piso.

Accesorios para armado de panelera tendremos el siguiente listado:

- Ocho (08) perfiles exteriores metálicos de 40mm x 110mm x 3m de largo.
- Ocho (08) perfiles sanitarios de PVC de 65mm x 65mm x 4m de largo.
- Cuatro (04) esquineros internos de PVC.
- Siete (07) zócalos sanitarios de PVC de 100mm x 4 m de largo

- Cuatro (04) uniones de zócalos internos de PVC.
- Cuatro (04) uniones de zócalos externos de PVC.

- **Tipo de refrigerante**

Según la NTS N°136 (2017, p.109) “El refrigerante a utilizado en sistema de refrigeración para cámaras de vacunas deberá ser únicamente el refrigerante ecológico R-404A señalado por el compresor, no se deben utilizar refrigerantes clasificados de riesgo explosivo”.

Al establecer un solo tipo de refrigerante para el sistema frigorífico la selección de equipos se hará en base al refrigerante R-404A prescindiéndose de cualquier análisis previo de elección de refrigerante.

- **Dimensiones de cámara**

Las dimensiones dadas por la empresa J&R PERUVIAN SAC son de 2.40m x 4.30m x 2.70m de alto, se requerirá verificar si en esas medidas impuestas por la empresa solicitante, serán suficientes para albergar 5 toneladas de vacunas, unidad evaporadora y se contara con un espacio suficiente para tránsito del personal.

- Comprobación de dimensiones de la cámara con capacidad de 5 Ton.

Para determinar las dimensiones de la cámara frigorífica debemos tener en cuenta el espacio con el que se cuenta para montar la cámara frigorífica, así como las dimensiones del producto y el peso del producto por unidad de volumen, que ocupara en el espacio refrigerado, a esto denominaremos como densidad del producto para ello procederemos tomando los datos de la caja de vacunas:

Dimensiones de cajas de vacunas: 0,53 m x 0,38m x 0,27m

Volumen de la caja de vacunas: 0,0543 m³

Peso de la caja de vacunas: 25,6 Kg

$$\text{Densidad del producto} = \frac{\text{Peso de caja de vacunas}}{\text{Volumen de caja de vacunas}}$$

$$\text{Densidad del producto} = \frac{25,6 \text{ Kg}}{0,0542 \text{ m}^3}$$

$$\text{Densidad del producto} = 471,45 \text{ Kg/m}^3$$

Sabemos que la capacidad de almacenamiento requerido en de 5 Toneladas por lo tanto reemplazando en la Ec. 6 se obtuvo el volumen de la cámara como se muestra a continuación:

$$C. A. = V_{\text{cámara}} * \rho_{\text{producto}} * 70\%.$$

$$V_{\text{cámara}} = \frac{C. A.}{\rho_{\text{producto}} * 70\%}$$

$$V_{\text{cámara}} = \frac{5,000 \text{ Kg}}{471,45 * 70\%}$$

$$V_{\text{cámara}} = 15,16 \text{ m}^3$$

Se obtuvo un volumen de cámara de 15.16 m³, para una altura interior del almacén de 3.00m.; para que la cámara no ocupe todo el espacio de volumen se propuso la altura interior **b** de la cámara de 2.50m y se calcula sus dimensiones a partir del volumen de la cámara hallada:

Sabemos que las medidas de la cámara serán: a x a x b

Donde:

$$V_{\text{cámara}} = a \times a \times b$$

$$V_{\text{cámara}} = a \times a \times 2.50 \text{ m}$$

$$15.16 \text{ m}^3 = a \times a \times 2.50 \text{ m}$$

$$a \times a = 6.06 \text{ m}^2$$

$$a = 2,46 \text{ m}$$

Donde **a** es el lado cuadrado del base propuesto.

Para una capacidad de almacenamiento de 5 Ton de vacunas se necesitará una cámara de dimensiones 2.46 m x 2.46 m x 2.50 m de alto como mínimo, más por el espacio indicado por la empresa J&R PERUVIAM SAC basándose en la NTS-Nº136 se construirá la cámara de las siguientes dimensiones interiores:

$$\text{Dimensiones interiores} = 4,10 \text{ m} \times 2,20 \text{ m} \times 2,50 \text{ m}$$

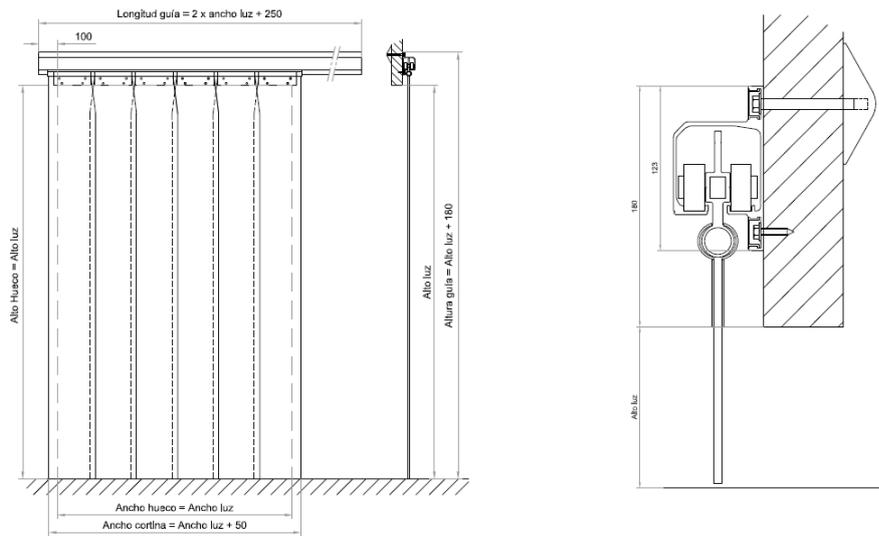


Figura 32. Cortina Lama. Tomado de “Catálogo de productos” de Infracra 2020, p. 50.

- **Controlador de temperatura**

Se instalará el controlador de temperatura digital MT-512 de la marca Full gauge quien tiene la funcionalidad de usar el deshielo por aire.

4.6.2. Cálculo de carga térmica y capacidad frigorífica

La capacidad frigorífica nos permitirá seleccionar el equipo idóneo para nuestra cámara de refrigeración, para llegar a este dato debemos calcular primero la carga térmica producida dentro de la cámara frigorífica:

- **Cálculo de carga térmica por paredes (Q1)**

Según como indica Sánchez y Pineda (2001) “Es el flujo de calor que se transmite a través de los cerramientos de un recinto frigorífico” aplicando la Ec. 9 tendremos:

$$Q_1 = U * S * \Delta T$$

Donde:

U: Coeficiente global de transmisión de calor, función de los materiales utilizados en el cerramiento, en Kcal/m²h°C.

Para el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor aplicaremos la Ec.3:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}$$

Según Sánchez y Pineda (2001,p.358) “ Los valores de α dependerán de la velocidad del aire. Para velocidades del aire de 5 m/s en el interior del almacén frigorífico, el coeficiente α_i variará entre 7 y 9 Kcal/m²h°C pero para fines de cálculo se recomienda tomar el valor de 8 Kcal/m²h°C. El valor de α_e para el aire exterior está en un rango de 20 y 29 Kcal/m²h°C para fines de cálculo se recomienda tomar el valor de 25 Kcal/m²h°C.”, Entonces reemplazando los datos en la fórmula:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{25 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}} + \frac{0,08\text{m}}{0,018 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}}} + \frac{1}{8 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}}$$

$$U = 0,216 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

S: Área o superficie exterior del cerramiento, en m².

Calculando el área de todas de las paredes de la cámara frigorífica:

$$S = 2 * (L * A) + 2 * (A * H) + 2 * (L * H)$$

$$S = 2 * (4,26\text{m} * 2,36\text{m}) + 2 * (2,36\text{m} * 2,66\text{m}) + 2 * (4,26\text{m} * 2,66\text{m})$$

$$S = 55,32 \text{ m}^2$$

ΔT : Diferencia de temperatura entre el exterior en condiciones de verano y el interior de la cámara refrigerada, en °C, entonces conociendo que:

$$T_{ext} = 30^\circ\text{C} \quad A \quad T_{int} = 2^\circ\text{C}$$

Reemplazando en la ecuación Ec. 9 obtendremos que:

$$Q_1 = 0,216 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}} * 55,32 \text{ m}^2 * (30^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C})$$

$$Q_1 = 334,57 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$Q_1 = 8029,80 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

- **Cálculo de carga térmica por renovación de aire (Q2)**

Se Utilizó la Ec. 10, que como indica Sánchez y Pineda (2001, p. 419) “Es la ganancia de calor debido a las renovaciones de aire dadas por apertura de puerta”, obtendremos que:

$$Q_2 = V * N * \left(\frac{\rho_i + \rho_e}{2} \right) * \Delta h$$

$(\rho_i - \rho_e)$ = Densidad media del aire de las condiciones interiores y exteriores, en $\left(\frac{kg}{m^3} \right)$

Calculando las densidades medias del aire por la ecuación de gases ideales:

$$P * V = R * T * m \quad \text{Ec. 30}$$

$$\rho = \frac{P}{R * T} \quad \text{Ec. 31}$$

Calculando la densidad para una presión de 101,325 Kpa y temperatura de 2°C tendremos que:

$$\rho_i = \frac{101.325 Kpa}{0.287 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K} * (2 + 273)}$$

$$\rho_i = 1,283 \frac{Kg}{m^3}$$

Calculando la densidad para una presión de 101.325 Kpa y temperatura de 30°C tendremos que:

$$\rho_e = \frac{101,325 Kpa}{0,287 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K} * (30 + 273)}$$

$$\rho_e = 1,165 \frac{Kg}{m^3}$$

Δh : Diferencia de entalpías entre el aire exterior y el aire interior, en (Kcal/kg)

Las entalpías serán obtenidas utilizando la carta psicométrica e interceptando las condiciones de temperatura y humedad relativa según las condiciones exteriores en temporada de verano en Lima y condiciones interiores de funcionamiento de la cámara frigorífica.

Condiciones ambientales en verano :

$$T_{\text{exte}} = 30^{\circ}\text{C} \text{ A.H.R.} = 80\% \rightarrow h_{\text{exte}} = 84,0 \text{ KJ/Kg} = 20,09 \text{ Kcal/Kg}$$

Condiciones interiores de cámara:

$$T_{\text{exte}} = 2^{\circ}\text{C} \text{ A.H.R.} = 80\% \rightarrow h_{\text{exte}} = 10,8 \text{ KJ/Kg} = 2,58 \text{ Kcal/Kg}$$

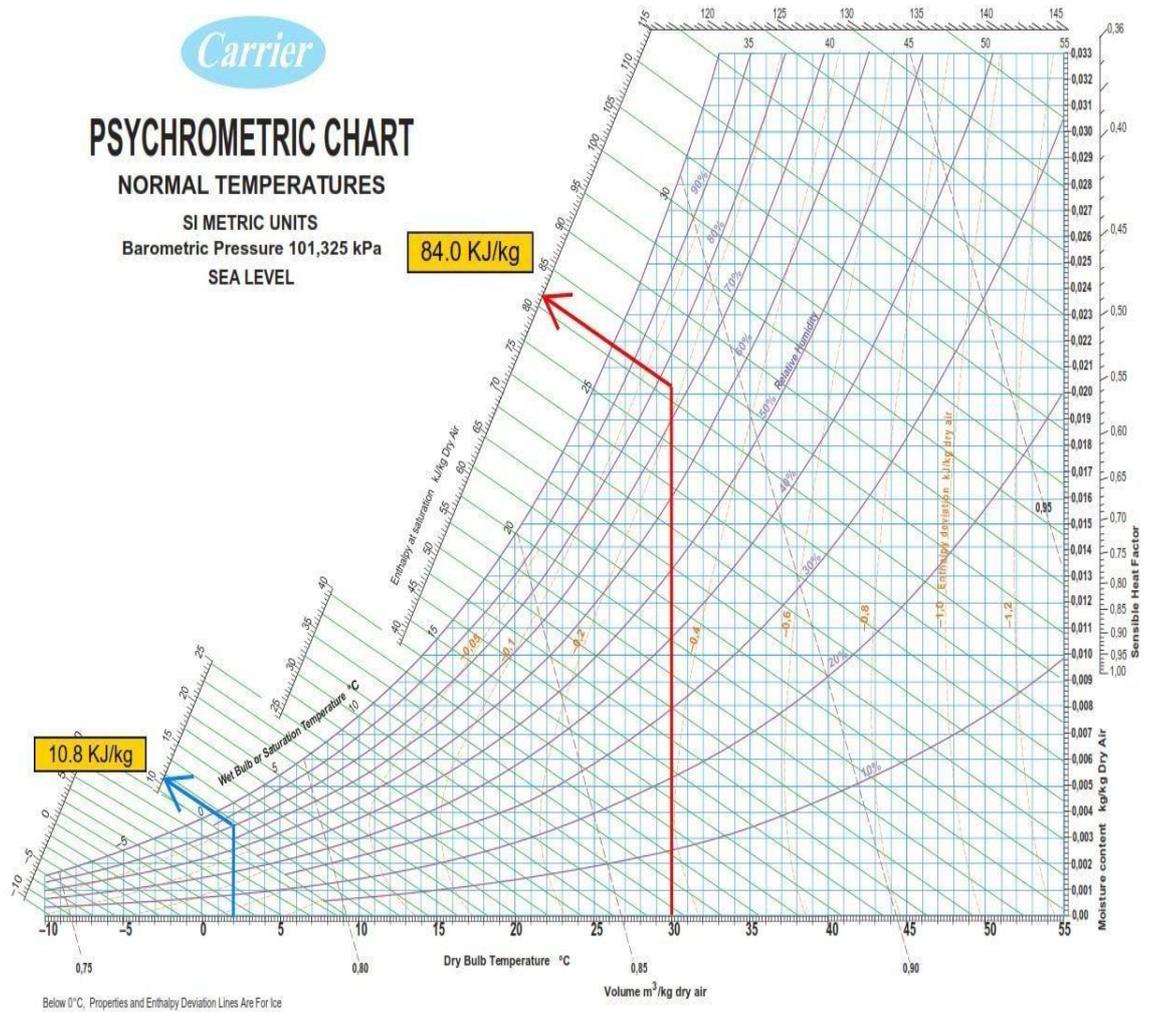


Figura 23. Diagrama Psicométrico. Carrier 1970

N : Numero de renovaciones de aire al día, en rev/día.

Según la tabla 1 ubicada en el capítulo dos de bases teóricas obtendremos el número de renovaciones diarias para un volumen de cámara de 22.55 m³:

Tabla 10. Interpolación de renovaciones de aire al día para un volumen de 22.55 m³

Volumen de la cámara (m ³)	Renovaciones de aire diarias T > 0°C (rev/día)
20	22
22.55	N
25	19.5

Fuente: Tomado de la carta psicométrica. Autoría propia.

Interpolando entre los valores de volúmenes de cámara de 20 y 25 m³ obtendremos que el valor de N para un volumen de cámara de 22.55 m³ será:

$$\frac{20 - 22.55}{20 - 25} = \frac{22 - N}{22 - 19.5}$$

$$N = 20,725 \text{ rev/día}$$

Reemplazando en la ecuación Ec. 10:

$$Q_2 = V * N * \frac{(\rho_i + \rho_e)}{2} * \Delta h$$

$$Q_2 = 22,5m^3 * 22,72 \frac{rev}{día} * \left(\frac{1,283 \frac{Kg}{m^3} + 1,265 \frac{Kg}{m^3}}{2} \right) * (20,09 \frac{Kcal}{Kg} - 2,58 \frac{Kcal}{Kg})$$

$$Q_2 = 11403,71 \text{ Kcal/día}$$

Sin embargo, de acuerdo a (Bohn, 2020) para definir de forma correcta la carga térmica por renovaciones de aire se aplicará el concepto de factor de uso:

- Factor de uso constante = 2
- Factor de uso moderado = 1
- Factor de uso leve = 0,6

Bajo esta premisa que se sustenta, tendremos un factor de uso leve por lo que la carga térmica debida a renovaciones de aire tendrá el siguiente valor final:

$$Q_2 = 11403,71 \frac{Kcal}{día} * 0,6$$

$$Q_2 = 6842,22 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

- **Cálculo de carga térmica por producto (Q3)**

Como se especifica en las bases teóricas se dio uso de la Ec. 11 para el cálculo de carga térmica por producto, como se muestra a continuación:

$$Q_3 = Q_{sapc} + Q_l + Q_{dapc}$$

Reemplazando la ecuación 2.9, 2.10 y 2.11 en la ecuación 2.8, se obtuvo que:

$$Q_3 = m \cdot p * C_{e.a.p.c.} * \Delta T + m \cdot p * Cl + m \cdot p * C_{e.d.p.c.} * \Delta T$$

Contemplando que las vacunas jamás pueden congelarse debido a que sufriría una alteración en sus propiedades fisicoquímicas como lo estipula la NTS-Nº136 2017 del MINSA, se prescindió de la ecuación Ec. 13 y Ec. 14, teniendo la Ec. 12 como la ecuación que dará el resultado a la carga térmica por producto:

$$Q_3 = m \cdot p * C_{e.a.p.c.} * \Delta T$$

Los datos característicos del producto como son las vacunas fueron tomados como si fuera el agua por ser un líquido que presenta de igual forma su punto de congelación a 0°C, como se indica en la tesis de Catucuyo y Tipán (2018, p. 48): “El calor específico antes del punto de congelamiento de las vacunas será tomado como al igual que el agua 4.18 KJ/Kg°C debido a ser un líquido que presenta un punto de congelación a 0°C.

Tabla 11. Datos característicos de las vacunas

Datos	Valores
$C_{e.a.p.c.}$	1 Kcal/Kg °C
T ingreso	7°C
T final	2°C
$m \cdot p$	3,5 Ton.

Fuente: Autoría propia

$$Q_3 = 3500 \frac{\text{Kg}}{\text{día}} * 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * (7^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C})$$

$$Q_3 = 17500 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

- **Carga térmica debido a los motores del evaporador (Q4)**

De acuerdo con la Ec. 15 expuesta en el marco teórico, la carga térmica por motores del evaporador se calcula de la siguiente manera:

$$Q_4 = Cte * (Q_1 + Q_2 + Q_3)$$

$$5\% \leq Cte \leq 8\%$$

Donde Q_1 , Q_2 y Q_3 tendrán el valor de:

$$Q_1 = 8029,80 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

$$Q_2 = 6842,22 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

$$Q_3 = 5,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

Reemplazando en la ecuación Ec. 15 tomando un valor del 5% de la sumatoria de las tres primeras cargas se obtiene:

$$Q_4 = 5\% * (8,029.80 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}} + 6842,22 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}} + 5000 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}})$$

$$Q_4 = 993,60 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

- **Cálculo de carga térmica por personas (Q5)**

Mediante la Ec. 16 se tiene que:

$$Q_5 = n * C * N$$

Donde:

n : Número de personas en el recinto frigorífico.

$$n = 1 \text{ persona}$$

C : Calor emitido por cada operario (Kcal/h)

Tabla 12. Interpolación de calor emanado por persona dentro de un recinto a 2°C

Temperatura del Recinto (°C)	Potencia calorífica liberada (Kcal/h)
5	180
2	C
0	232

Fuente: Autoría propia

Interpolando entre los valores de temperatura entre 5°C y 0°C obtendremos que el valor de C para 2°C será:

$$\frac{5^{\circ}\text{C} - 2^{\circ}\text{C}}{5^{\circ}\text{C} - 0^{\circ}\text{C}} = \frac{180 \text{ Kcal/h} - C}{180 \text{ Kcal/h} - 232 \text{ Kcal/h}}$$

$$C = 211 \text{ Kcal/h}$$

N: Tiempo de permanencia en el interior de la cámara (horas/día).

$$N = 1 \frac{h}{\text{día}}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (2.13) tenemos que:

$$Q_5 = n * C * N$$

$$Q_5 = 1 * 211 \text{ Kcal/h} * 0,5 \frac{h}{\text{día}}$$

$$Q_5 = 105,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

• **Cálculo de carga térmica debido a las necesidades de iluminación(Q6)**

Para el cálculo de carga térmica emitido por luminarias tomamos la Ec. 17

$$Q_6 = Cte * (Q_1 + Q_2 + Q_3)$$

$$1\% \leq Cte \leq 2\%$$

Reemplazando Q_1 , Q_2 y Q_3 en la Ec. 17 tomando un valor del 1% de la sumatoria de las tres primeras cargas se obtiene:

$$Q_6 = 1 \% * (Q_1 + Q_2 + Q_3)$$

$$Q_6 = 1 \% * \left(8029,80 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}} + 6842,22 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}} + 17500 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}} \right)$$

$$Q_6 = 323,72 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

- **Cálculo de carga térmica debido a motivos diversos (Q7)**

Es el factor de seguridad considerado en toda estimación de cargas térmicas se incluyen bajo este apartado, para calcularlo tomaremos la Ec. 18 citada en nuestro marco teórico:

$$Q_7 = 0,1 \text{ a } 0,15 * (Q_1 + Q_2 + Q_3)$$

Reemplazando Q_1 , Q_2 y Q_3 en la ecuación (61) tomando un valor del 0.1 de la sumatoria de las tres primeras cargas se obtiene:

$$Q_7 = 0.1 * (Q_1 + Q_2 + Q_3)$$

$$Q_7 = 0.1 * \left(8029,80 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}} + 6842,22 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}} + 17500 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}} \right)$$

$$Q_7 = 1987,20 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}} \tag{63}$$

- **Cálculo de capacidad frigorífica.**

Citando la Ec. 8 tendremos que la capacidad frigorífica se expresa de la siguiente manera:

$$\text{Capacidad frigorífica} = \frac{(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7)}{T_{op}}$$

Tenemos que:

$$Q_1 = 8029,80 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

$$Q_2 = 6842,22 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

$$Q_3 = 17500 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

$$Q_4 = 993,60 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

$$Q_5 = 105,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

$$Q_6 = 323,72 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

$$Q_7 = 3237,20 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

Donde se reemplazó los valores de Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 , Q_5 , Q_6 y Q_7 en la Ec. 8 y tomando un valor de tiempo de operación de 18 h debido a que el evaporador tendrá un deshielo del tipo eléctrico debido al DT de evaporador será de 9K, evaporando a -7°C , siendo por ende una temperatura de evaporación menor a -4°C el tipo de deshielo a considerar será el eléctrico, se obtendrá la siguiente capacidad frigorífica:

Capacidad frigorífica

$$= (8029,80 + 6842,22 + 17500 + 1618,60 + 105,5 + 323,72 + 3237,20) \text{Kcal/día} / (18 \text{ h/día})$$

$$\text{Capacidad frigorífica} = 2092,05 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

4.6.3. Selección de equipos de refrigeración

Según como indica (Bohm, 2005), el primer equipo a seleccionar será la unidad condensadora cuya capacidad frigorífica debe ser mayor o igual a la calculada, para esto determinaremos la temperatura de evaporación y la forma correcta de calcularla es como lo indica la Ec. 20 la cual se cita en el marco teórico:

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

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

Según indica (Dossat, 1980) en la tabla 4 del marco teórico el DT se seleccionará según la H.R. que se desea obtener dentro de la cámara frigorífica:

Humedad relativa %	Convección natural	Convección forzada
95-91	12-14	8-10
90-86	14-16	10-12
85-81	16-18	12-14
80-76	18-20	14-16
75-70	20-22	16-18

Figura 33. Imagen de tabla de Humedades relativas. Tomado del Roy Dossat.

Para obtener una $H. R. = 75\%$ se trabajara con un $DT = 16^{\circ}F$, tomando como referencia la ecuación de conversión de diferenciales de temperatura señalada en (Howell, 1990):

$$1.8 * \Delta^{\circ}C = \Delta^{\circ}F$$

$$\Delta^{\circ}C = \frac{\Delta^{\circ}F}{1.8}$$

$$\Delta^{\circ}C = \frac{16^{\circ}F}{1.8}$$

$$\Delta^{\circ}C = 8,9\Delta^{\circ}C$$

$$\Delta^{\circ}C \approx 9\Delta^{\circ}C$$

$$DT = 9\Delta^{\circ}C$$

Teniendo como datos que la temperatura de trabajo de la cámara frigorífica de $2^{\circ}C$ y el $DT = 9\Delta^{\circ}C$, reemplazamos en la Ec. 20:

$$T_{evaporación} = T_{cámara} - DT$$

$$T_{evaporación} = 2^{\circ}C - 9\Delta^{\circ}C$$

$$T_{evaporación} = -7^{\circ}C$$

- **Selección de unidad condensadora**

Teniendo en cuenta a (Bohm, 2005) quien en el apartado 2.2.16 nos comenta que la selección de unidades debe realizarse teniendo en cuenta la eficiencia energética de los equipos de refrigeración, por esta razón se realizó la selección de unidades condensadoras mediante un comparativo de eficiencia energética

entre las tres marcas propuestas por J&R PERUVIAN SAC las cuales son: Elgin , Danfoss y Tecumseh.

Tabla 13. Datos para selección de unidad condensadora

Datos	Valores
Capacidad frigorífica calculada	1292,36 $\frac{Kcal}{h}$
Temperatura ambiente	30°C
Temperatura de evaporación	-7°C

Fuente: Autoría propia

Como indica Ciro (2010, p. 110) “La técnica documental permite la recopilación de evidencias [...] mediante documentos como fichas técnicas”, Teniendo los parámetros de selección de la unidad condensadora se procedió a entrar a las fichas técnicas de los fabricantes de las marcas mencionadas para proceder con la correcta selección de equipos, como se mostrará a continuación:

- Selección de unidad condensadora marca ELGIN

Con los datos de la tabla X. se buscará una capacidad frigorífica que cubra temperatura ambiente de 32°C y temperatura de evaporación de 7°C, en el catálogo de las unidades condensadoras de la gama caballo de batalla modelo FLEX

Dados de Capacidade - R404A
Datos de Capacidad - R404A

Modelo	Temp. Externa		Temp. de Evaporação / Temp de Evaporación						
			-1°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C
FLEX125X6*	32°C	Q	2250	2060	1750	1370	930	570	400
		P	1,04	0,99	0,91	0,78	0,60	0,43	0,38
	35°C	Q	2120	1940	1650	1290	870	540	380
		P	1,06	1,00	0,91	0,78	0,60	0,43	0,37
	38°C	Q	1990	1830	1550	1220	820	510	350
		P	1,07	1,01	0,91	0,79	0,60	0,42	0,36
	43°C	Q	1630	1510	1260	940	650	510	320
		P	1,09	1,01	0,89	0,73	0,59	0,45	0,37
FLEX150X6*	32°C	Q	2610	2360	2000	1630	1270	960	640
		P	1,21	1,14	1,04	0,93	0,82	0,72	0,60
	35°C	Q	2460	2220	1890	1540	1200	900	600
		P	1,23	1,15	1,04	0,94	0,82	0,71	0,58
	38°C	Q	2310	2090	1780	1450	1130	850	560
		P	1,24	1,16	1,05	0,94	0,83	0,70	0,58
	43°C	Q	1920	1740	1480	1200	890	640	480
		P	1,25	1,16	1,05	0,93	0,81	0,68	0,56

Figura 34. Ficha técnica de unidades condensadoras modelo FLEX. Tomado de la ficha técnica del fabricante Elgin.

Seleccionando el modelo FLEX150X6* de 1.5HP nominal se interpolará a una temperatura de evaporación de -7°C la capacidad frigorífica y potencia eléctrica para conocer los parámetros reales de operación.

Tabla 14. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad condensadora Elgin modelo FLEX150X6* a -7°C

Temperatura de evaporación (°C)	Capacidad frigorífica (Kcal/h)
-5	2360
-7	Capacidad _{UC-Elgin}
-10	2000

Fuente: Autoría propia

$$\frac{-5^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}}{-5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}} = \frac{2360 \text{ Kcal/h} - \text{Capacidad}_{UC-Elgin}}{2360 \text{ Kcal/h} - 2000 \text{ Kcal/h}}$$

$$\text{Capacidad}_{UC-Elgin} = 2216 \text{ Kcal/h}$$

Tabla 15. Interpolación de potencia eléctrica de unidad condensadora Elgin modelo FLEX150X6* a -7°C

Temperatura de evaporación (°C)	Potencia eléctrica (KW)
-5	1.14
-7	Potencia electrica _{UC-Elgin}
-10	1.04

Fuente: Autoría propia

$$\frac{-5^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}}{-5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}} = \frac{1.14 \text{ KW} - \text{Potencia electrica}_{UC-Elgin}}{1.14 \text{ KW} - 1.04 \text{ KW}}$$

$$\text{Potencia electrica}_{UC-Elgin} = 1,09\text{KW}$$

Calculando el COP de la unidad condensadora marca Elgin se obtuvo:

$$COP_{UC-Elgin} = \frac{\text{Capacidad}_{UC-Elgin}}{\text{Potencia eléctrica}_{UC-Elgin}}$$

$$COP_{UC-Elgin} = \frac{2216 \text{ Kcal/h}}{1.09 \text{ KW}}$$

$$COP_{UC-Elgin} = \frac{2216 \text{ Kcal/h}}{1.09 \text{ KW}} * \frac{3,516 \text{ KW}}{3023,94 \text{ Kcal/h}}$$

$$COP_{UC-Elgin} = 2.36$$

- **Selección de unidad condensadora marca TECUMSEH**

Con los datos de la tabla X. se buscará una capacidad frigorífica que cubra temperatura ambiente de 32°C y temperatura de evaporación de 7°C, en el catálogo de las unidades condensadoras de la gama BLACK UNIT modelo CAJ.

Figura 24. Ficha técnica de unidades condensadoras Tecumseh modelo CAJ4517Z

DADOS DE CAPACIDADE R-404A
 DATOS DE CAPACIDAD

Unidades Condensadoras **M/HBP** | Unidades Condensadoras **M/HBP**

Fluido Refrigerante Fluido Refrig.	Referência Comercial Ref. Com. (HP)	Modelo Modelo	Temperatura Ambiente Temperatura Ambiente	Capacidade Frigorífica - Temperatura de Evaporação Capacidad Frigorífica - Temperatura de Evaporación								
				-20 °C	-15 °C	-10 °C	-5 °C	0 °C	5 °C	10 °C	15 °C	
	1 1/3	CAJ9513Z	32 °C	(1)	1.290	1.599	1.914	2.234	2.558	2.887	3.220	3.559
				(2)	1,0	1,2	1,3	1,5	1,7	2,0	2,2	2,5
			43 °C	(1)	1.112	1.389	1.673	1.964	2.260	2.564	-	-
				(2)	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,1	-	-
	1 1/2	CAJ4517Z	32 °C	(1)	1.476	1.933	2.382	2.823	3.255	3.679	4.095	4.502
				(2)	1,2	1,3	1,4	1,6	1,7	1,9	2,1	2,3
43 °C	(1)	-	-	2.083	2.482	2.877	3.268	3.654	-			
	(2)	-	-	1,5	1,7	1,8	2,1	2,3	-			

Figura 35. Ficha técnica de unidades condensadoras modelo CAJ4517Z. Tomado de la ficha técnica del fabricante Tecumseh.

Seleccionando el modelo CAJ4517Z de 1.5HP nominal se interpolará a una temperatura de evaporación de -7°C la capacidad frigorífica y potencia eléctrica para conocer los parámetros reales de operación.

Tabla 16. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad condensadora Tecumseh modelo CAJ4517Z a -7°C

Temperatura de evaporación (°C)	Capacidad frigorífica (Kcal/h)
-5	2823
-7	Capacidad _{UC-Tecumseh}
-10	2382

Fuente: Autoría propia

$$\frac{-5^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}}{-5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}} = \frac{2,823 \text{ Kcal/h} - \text{Capacidad}_{UC-Tecumseh}}{2,823 \text{ Kcal/h} - 2,382 \text{ Kcal/h}}$$

$$\text{Capacidad}_{UC-Tecumseh} = 2646,60 \text{ Kcal/h}$$

Tabla 17. Interpolación de potencia eléctrica de unidad condensadora Tecumseh modelo CAJ4517Z a -7°C

Temperatura de evaporación (°C)	Potencia eléctrica (KW)
-5	1,60
-7	Potencia electrica _{UC-Tecumseh}
-10	1,40

Fuente: Autoría propia

$$\frac{-5^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}}{-5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}} = \frac{1,60 \text{ KW} - \text{Potencia electrica}_{UC-Tecumseh}}{1,60 \text{ KW} - ,40 \text{ KW}}$$

$$\text{Potencia electrica}_{UC-Tecumseh} = 1,52 \text{ KW}$$

Calculando el COP de la unidad condensadora marca Tecumseh se obtuvo:

$$COP_{UC-Tecumseh} = \frac{\text{Capacidad}_{UC-Tecumseh}}{\text{Potencia electrica}_{UC-Tecumseh}}$$

$$COP_{UC-Tecumseh} = \frac{2646,60 \text{ Kcal/h}}{1,52 \text{ KW}}$$

$$COP_{UC-Tecumseh} = \frac{2646,60 \text{ Kcal/h}}{1,52 \text{ KW}} * \frac{3,516 \text{ KW}}{3023,94 \text{ Kcal/h}}$$

$$COP_{UC-Tecumseh} = 2.02$$

- **Selección de unidad condensadora marca DANFOSS**

Con los datos de la tabla X. se buscará una capacidad frigorífica que cubra temperatura ambiente de 32°C y temperatura de evaporación de 7°C, en el catálogo de las unidades condensadoras de la gama MANEUROP modelo HCZ.

Datos de operación HCZ/HGZ R404A/R507 / 60 Hz

Modelos	TE	+10°C		+5°C		0°C		-5°C		-10°C		-15°C		-20°C		-25°C		-30°C		
		HP	TA	P.F.	P.A.	P.F.	P.A.	P.F.	P.A.	P.F.	P.A.	P.F.	P.A.	P.F.	P.A.	P.F.	P.A.	P.F.	P.A.	
HCZ018	1.5	32	17147	2.2	14894	2.0	12676	1.8	10546	1.7	8546	1.5	6727	1.4	5123	1.2	4109	1.0	2901	0.9
		38	14788	2.3	12819	2.1	10881	1.9	9014	1.7	7256	1.5	5638	1.4	4198	1.2	3157	1.1	2024	0.9
		43			11072	2.2	9416	1.9	7812	1.7	6287	1.5	4874	1.4	3594	1.2	2635	1.1	1590	0.9
		48							6655	1.7	5386	1.5	4198	1.3	3106	1.2	2235	1.0	1307	0.9

Figura 36. Ficha técnica de unidades condensadoras modelo HCZ/HGZ. Tomado de la ficha técnica del fabricante Danfoss.

Seleccionando el modelo HCZ018 de 1.5HP nominal se interpolará a una temperatura de evaporación de -7°C la capacidad frigorífica y potencia eléctrica para conocer los parámetros reales de operación.

Tabla 18. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad condensadora Danfoss modelo HCZ018 a -7°C

Temperatura de evaporación (°C)	Capacidad frigorífica (Kcal/h)
-5	2,657.53
-7	Capacidad _{UC-Danfoss}
-10	2,153.54

Fuente: Autoría propia.

$$\frac{-5^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}}{-5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}} = \frac{2,657.53 \text{ Kcal/h} - \text{Capacidad}_{UC-Danfoss}}{2,657.53 \text{ Kcal/h} - 2,153.54 \text{ Kcal/h}}$$

$$\text{Capacidad}_{UC-Danfoss} = 2455,93 \text{ Kcal/h}$$

Tabla 19. Interpolación de potencia eléctrica de unidad condensadora Danfoss modelo HCZ018 a -7°C

Temperatura de evaporación (°C)	Potencia eléctrica (KW)
-5	1.70
-7	Potencia electrica _{UC-Danfoss}
-10	1.50

Fuente: Autoría propia.

$$\frac{-5^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}}{-5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}} = \frac{1.70 \text{ KW} - \text{Potencia electrica}_{UC-Danfoss}}{1.70 \text{ KW} - 1.50 \text{ KW}}$$

$$\text{Potencia electrica}_{UC-Danfoss} = 1,62 \text{ KW}$$

Calculando el COP de la unidad condensadora marca Danfoss se obtuvo:

$$COP_{UC-Danfoss} = \frac{\text{Capacidad}_{UC-Danfoss}}{\text{Potencia electrica}_{UC-Danfoss}}$$

$$COP_{UC-Danfoss} = \frac{2455,93 \text{ Kcal/h}}{1.62 \text{ KW}}$$

$$COP_{UC-Danfoss} = \frac{2455,93 \text{ Kcal/h}}{1.62 \text{ KW}} * \frac{3,516 \text{ KW}}{3023,94 \text{ Kcal/h}}$$

$$COP_{UC-Danfoss} = 1,76$$

- **Selección de unidad evaporadora**

Teniendo en cuenta a (Bohm, 2005) quien nos comenta que la selección de unidades debe realizarse teniendo en cuenta la eficiencia energética de los equipos de refrigeración, por esta razón se realizó la selección de unidades evaporadoras mediante un comparativo de eficiencia energética entre las tres marcas propuestas por J&R PERUVIAN SAC las cuales son: Elgin y Mipal.

Tomando en cuenta la Ec. 21 enunciada por (Bohm, 2005) :

$$Q_{U.E-requerida} = Q_{U.C-Catalogo} * \frac{DT_{catalogo-UE}}{DT_{Teorico-UE}}$$

Donde:

$Q_{U.C-Catalogo}$: Es la capacidad de la unidad condensadora seleccionada a una temperatura ambiente y temperatura de evaporación determinada.

$DT_{catalogo-UE}$: Es el diferencial de temperatura de diseño dado por cada fabricante en las unidades evaporadoras, el cual se obtiene de las fichas técnicas del fabricante.

$DT_{Teorico-UE}$: Es el diferencial de temperatura seleccionado con cual se pretende alcanza la H.R dentro de la cámara.

Por conocimiento de las fichas técnicas el fabricante Elgin y Mipal manejan un $DT_{catalogo-UE}$ $8\Delta^{\circ}\text{C}$ y $6\Delta^{\circ}\text{C}$ respectivamente , por lo tanto tendremos que calcular la capacidad frigorífica del evaporador para cada unidad condensadora seleccionada, si sabemos que la capacidades frigoríficas calculadas son:

Tabla 20. Capacidades frigoríficas de unidades condensadoras

Marca	Modelo	CF de UC (Kcal/h)	DT catalogo-UE		DT teórico- UE
			Elgin	Mipal	
Elgin	FLEX150X6*	2216	8 $\Delta^{\circ}\text{C}$	6 $\Delta^{\circ}\text{C}$	9 $\Delta^{\circ}\text{C}$
Tecumseh	CAJ4517Z	2646,60	8 $\Delta^{\circ}\text{C}$	6 $\Delta^{\circ}\text{C}$	9 $\Delta^{\circ}\text{C}$
Danfoss	HCZ018	2455,93	8 $\Delta^{\circ}\text{C}$	6 $\Delta^{\circ}\text{C}$	9 $\Delta^{\circ}\text{C}$

Fuente: Autoría propia. CF= Capacidad frigorífica; UC = Unidad condensadora; UE = Unidad evaporadora. Elaborado en base a las fichas técnicas de los fabricantes de unidades condensadoras de las marcas mencionadas.

Para calcular la correcta capacidad frigorífica del evaporador para la unidad condensadora usaremos la Ec. 21 con esto se asegurará una correcta ratio de combinación.

Por lo tanto, calculando la capacidad del evaporador para la unidad condensadora de la marca Elgin se procederá de la siguiente manera:

$$Q_{U.E-requerida} = Q_{U.C-Catalogo} * \frac{DT_{catalogo-UE}}{DT_{Teorico-UE}}$$

$$Q_{U.E-requerida} = 2216 \text{ Kcal/h} * \frac{8 \Delta^{\circ}\text{C}}{9 \Delta^{\circ}\text{C}}$$

$$Q_{U.E-requerida} = 1969,77 \text{ Kcal/h}$$

De igual forma se procedió para calcular la capacidad del evaporador para la unidad condensadora de la marca Mipal se procederá de la siguiente manera:

$$Q_{U.E-requerida} = Q_{U.C-Catalogo} * \frac{DT_{catalogo-UE}}{DT_{Teorico-UE}}$$

$$Q_{U.E-requerida} = 2216 \text{ Kcal/h} * \frac{6 \Delta^{\circ}\text{C}}{9 \Delta^{\circ}\text{C}}$$

$$Q_{U.E-requerida} = 1477,33 \text{ Kcal/h}$$

Para el cálculo de la capacidad de frigorífica del evaporador para las unidades condensadoras modelo HCZ018 y CAJ4517Z, se procedió de igual manera, a continuación, se presentan los resultados en la tabla X.:

Tabla 21. Capacidades frigoríficas de unidades evaporadoras requeridas a DT de catalogo

Datos de unidad condensadora		Capacidad frigorífica requeridas a buscar en catalogo	
		(Kcal/h)	
Marca	Modelo	Elgin (T evap. = -7°C y DT=8Δ°C)	Mipal/Tecumseh (T evap. = -7°C y DT=6Δ°C)
Elgin	FLEX150X6*	1969,77	1477,33
Tecumseh	CAJ4517Z	2352,53	1764,40
Danfoss	HCZ018	2183,05	1637,29

Fuente: Autoría propia. Elaborado a base de las interpolaciones realizadas en los catálogos del fabricante.

- Selección de unidad evaporadora marca ELGIN para unidad condensadora FLEX150X6*

Se tomó el catálogo de las unidades evaporadoras de la gama de bajo perfil modelo FBA, y se buscó la capacidad frigorífica correspondiente como se muestra a continuación:

Modelo	Capacidade em kcal/h* / Capacidad conforme EN328											Dados dos Ventiladores Datos de los Ventiladores			
	Temperatura de Evaporação / Temperatura de Evaporación											Vazão Caudal (m³/h)	Ventiladores Fans	Diâm. / Diám. (mm)	Flecha de ar Tiro de Aire (m)
	10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	-40°C				
Modelos FBA's - 4 aletas por polegada / 4 aletas por pulgada															
FBA4030	1386	1246	1169	1142	1107	1063	1010	959	864	826	814	1135	1	254	13
FBA4050	1904	1820	1736	1624	1554	1526	1484	1428	1386	1344	1288	982	1	254	13
FBA4070	2423	2285	2156	2034	1919	1891	1847	1782	1692	1575	1431	2241	2	254	13
FBA4080	2954	2828	2688	2520	2408	2366	2296	2226	2156	2058	1974	2118	2	254	13
FBA4090	3360	3192	3038	2856	2716	2660	2604	2506	2422	2324	2240	1946	2	254	13

Figura 37. Capacidad frigorífica de evaporadoras modelos FBA. Tomado de la ficha técnica FBA evaporador de aire forzado de bajo perfil Elgin,2021, p. 4.

Se seleccionó el modelo FBA4070 el cual se interpola a una temperatura de evaporación de -7°C la capacidad frigorífica y potencia eléctrica para conocer los parámetros reales de operación.

Tabla 25. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad evaporadora Elgin a -7°C

Temperatura de evaporación (°C)	Capacidad frigorífica (Kcal/h)
-5	2034
-7	Capacidad _{UE-Requerida Elgin}
-10	1919

Fuente: Autoría propia.

$$\frac{-5^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}}{-5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}} = \frac{2034 \text{ Kcal/h} - \text{Capacidad}_{\text{UE-Requerida Elgin}}}{2034 \text{ Kcal/h} - 1919 \text{ Kcal/h}}$$

$$\text{Capacidad}_{\text{UE-Requerida Elgin}} = 1988 \text{ Kcal/h}$$

De la ficha técnica del fabricante de evaporadores ELGIN modelo FBA se toma los datos de potencia eléctrica del motor con un calor de 32W y resistencia eléctrica para deshielo con un valor de 1200W como se muestra en la figura (28):

Motores e resistências / Motores y resistencias

Modelo Modelo	Ventiladores Ventiladores	Motores 4 Eletrónico/ Electronico 1 Velocidade/ Velocidad		Motores 6 Eletrónico/ Electronico 2 Velocidades/ Velocidad		Resistências Resistencias				
		Potência Potencia Consumida (Watts)	Corrente(A) Corriente (A)	Potência Potencia Consumida (Watts)	Corrente(A) Corriente (A)	Potência Potencia Consumida (Watts)	Corrente(A) Corriente (A)	Quantidade Cantidad		
			220 - 1F		220 - 1F			Bandeja	Serpentina	
4 aletas por polegada / 4 aletas por pulgada										
FBA4030	1	16	0,145	34	0,32	680	3,1	1	1	
FBA4050	1	16	0,145	34	0,32	680	3,1	1	1	
FBA4070	2	32	0,29	68	0,64	1200	5,5	1	1	
FBA4080	2	32	0,29	68	0,64	1200	5,5	1	1	

Figura 38. Ficha técnica de unidades evaporadoras modelo FBA. Tomado como imagen de la ficha técnica del fabricante Elgin,2021, p. 4.

Se procedió calcular las renovaciones de aire, tomando en cuenta que el mínimo recomendado para una cámara de conservación es de 40 y el máximo es de 80, esto asegurar una correcta distribución del aire dentro de la cámara frigorífica:

$$N^{\circ}rev = \frac{\text{Caudal de aire}}{V_i}$$

$$N^{\circ}rev = \frac{2241 \text{ m}^3/h}{4,10 \text{ m} \times 2,20 \text{ m} \times 2,50 \text{ m}}$$

$$N^{\circ}rev_{VUE-Elgin} = 99,37 \text{ rev/h}$$

- Selección de unidad evaporadora marca MIPAL para unidad condensadora FLEX150X6*

Se tomó el catálogo de las unidades evaporadoras de la gama de bajo perfil modelo MI, y se buscó la capacidad frigorífica correspondiente como se muestra a continuación:

Modelo	Kcal/h								
	Temperaturas de Evaporación								
	-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
0013	946	983	1015	1047	1077	1107	1141	1231	1284
0015	1186	1232	1272	1312	1350	1387	1430	1543	1610
0018	1350	1403	1448	1494	1537	1579	1628	1757	1832
0025	1892	1966	2029	2093	2153	2213	2281	2462	2567
0031	2317	2407	2485	2562	2636	2710	2793	3014	3144
0038	2837	2947	3042	3138	3228	3318	3420	3691	3849
0046	3463	3598	3714	3830	3940	4051	4175	4505	4699
0051	3782	3930	4057	4184	4304	4424	4560	4921	5133
0062	4630	4810	4966	5121	5268	5416	5582	6024	6283
0078	5797	6023	6217	6412	6596	6781	6989	7542	7867
0094	6930	7200	7433	7665	7886	8106	8355	9016	9404
0110	8103	8419	8691	8962	9220	9478	9769	10542	10996
0125	9285	9647	9958	10270	10565	10860	11194	12080	12600

Figura 39. Capacidades frigoríficas de evaporadores modelo MI. Tomado de la ficha técnica de evaporadores de aire forzado de bajo perfil MI. Mipal,2019, p. 3

Se seleccionó el modelo MI0018 el cual se interpola a una temperatura de evaporación de -7°C la capacidad frigorífica y potencia eléctrica para conocer los parámetros reales de operación.

Tabla 22. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad evaporadora MIPAL a -7°C

Temperatura de evaporación (°C)	Capacidad frigorífica (Kcal/h)
-5	1628
-7	Capacidad _{UE-Requerida Mipal}
-10	1579

Fuente: Autoría propia.

$$\frac{-5^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}}{-5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}} = \frac{1628 \text{ Kcal/h} - \text{Capacidad}_{\text{UE-Requerida Mipal}}}{1628 \text{ Kcal/h} - 1579 \text{ Kcal/h}}$$

$$\text{Capacidad}_{\text{UE-Requerida Mipal}} = 1608,40 \text{ Kcal/h}$$

De la ficha técnica del fabricante de evaporadores MIPAL modelo MI se toma los datos de potencia eléctrica del motor con un calor de 140W y resistencia eléctrica para deshielo con un valor de 1200W como se muestra en la figura (30):

Características • Motoventiladores AC

Modelo	HP	V	Vazão	V	C	Motor AC			Resistências Elétricas				
						dm ³	Refr. Kg	dB(a)	1~ 220V		W	1~ 220V A	3~ 220V A
									W	A			
0013	1	1	1 x 1000 m ³ /h	1,6	0,33	44,3	70	0,6	2 x 600	5,5	5,5d		
0015	1 ¼	1	1 x 1000 m ³ /h	2,2	0,44	44,3	70	0,6	2 x 600	5,5	5,5d		
0018	1 ½	2	2 x 1000 m ³ /h	2,0	0,39	47,3	140	1,2	2 x 1200	10,9	10,9d		
0025	2	2	2 x 1000 m ³ /h	2,9	0,59	47,3	140	1,2	2 x 1200	10,9	10,9d		
0031	2 ½	2	2 x 1000 m ³ /h	3,9	0,78	47,5	140	1,2	2 x 1200	10,9	10,9d		
0038	3	3	3 x 1000 m ³ /h	4,2	0,85	49,3	210	1,8	3 x 1200	16,4	9,5		
0046	4	3	3 x 1000 m ³ /h	5,6	1,13	49,5	210	1,8	3 x 1200	16,4	9,5		
0051	5	4	4 x 1000 m ³ /h	5,5	1,11	50,3	280	2,4	3 x 1600	21,8	12,6		
0062	5 ½	4	4 x 1000 m ³ /h	7,4	1,47	50,5	280	2,4	3 x 1600	21,8	12,6		
0078	6 ½	5	5 x 1000 m ³ /h	9,1	1,82	51,5	350	3,0	3 x 2000	27,3	15,8		
0094	7 ½	6	6 x 1000 m ³ /h	10,8	2,16	52,5	420	3,0	3 x 2400	32,7	18,9		
0110	9	7	7 x 1000 m ³ /h	12,5	2,51	53,5	490	4,2	3 x 2800	38,2	22,1		
0125	10	8	8 x 1000 m ³ /h	14,3	2,85	54,5	560	4,8	3 x 3200	43,6	25,2		

Figura 40. Parámetros eléctricos de evaporadores modelo MI. Tomado de la ficha técnica de evaporadores de aire forzado de bajo perfil MI. Mipal,2019, p. 4

Se procedió calcular las renovaciones de aire, tomando en cuenta que el mínimo recomendado para una cámara de conservación es de 40 y el máximo es de 80, esto asegurar una correcta distribución del aire dentro de la cámara frigorífica:

$$N^{\circ}rev = \frac{\text{Caudal de aire}}{V_i}$$

$$N^{\circ}rev = \frac{2000 \text{ m}^3/h}{4,10 \text{ m} \times 2,20 \text{ m} \times 2,50 \text{ m}}$$

$$N^{\circ}rev_{UE-Mipal} = 88,69 \text{ rev/h}$$

- Selección de unidad evaporadora marca Tecumseh para unidad condensadora FLEX150X6*

Se tomó el catálogo de las unidades evaporadoras de la gama de bajo perfil modelo MEV, y se buscó la capacidad frigorífica correspondiente como se muestra a continuación:

DESEMPEÑO TÉRMICO - 6 ALETAS (PULGADAS)

Modelo	Flujo de Aire (m ³ /h)	Descarche	Capacidad Nominal (Kcal/h) Δt = 6°C Temperatura de Evaporación (°C)									
			+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35
EV254N612	970	Natural	1.630	1.582	1.536	1.492	1.448	1.398	1.346	1.293	1.229	1.153
EV254F612	970	Resistencia	1.630	1.582	1.536	1.492	1.448	1.398	1.346	1.293	1.229	1.153
EV254N622	2.000	Natural	2.506	2.433	2.362	2.293	2.227	2.163	2.101	2.033	1.953	1.866
EV254F622	2.000	Resistencia	2.506	2.433	2.362	2.293	2.227	2.163	2.101	2.033	1.953	1.866
EV254N623	1.940	Natural	3.127	3.036	2.948	2.862	2.779	2.683	2.584	2.481	2.359	2.251
EV254F623	1.940	Resistencia	3.127	3.036	2.948	2.862	2.779	2.683	2.584	2.481	2.359	2.251
EV254N631	2.910	Natural	4.045	3.923	3.806	3.694	3.587	3.473	3.354	3.221	3.062	2.923
EV254F631	2.910	Resistencia	4.045	3.923	3.806	3.694	3.587	3.473	3.354	3.221	3.062	2.923
EV254N632	2.910	Natural	4.691	4.554	4.421	4.293	4.168	4.025	3.875	3.719	3.536	3.376
EV254F632	2.910	Resistencia	4.691	4.554	4.421	4.293	4.168	4.025	3.875	3.719	3.536	3.376
EV254N641	3.880	Natural	5.562	5.399	5.241	5.089	4.941	4.771	4.594	4.410	4.192	4.003
EV254F641	3.880	Resistencia	5.562	5.399	5.241	5.089	4.941	4.771	4.594	4.410	4.192	4.003

Figura 41. Capacidad frigorífica de unidades evaporadoras modelo EV. Tomado de la ficha técnica del fabricante Tecumseh.

Se seleccionó el modelo EV254N612 el cual se interpolo a una temperatura de evaporación de -7°C la capacidad frigorífica y potencia eléctrica para conocer los parámetros reales de operación.

Tabla 23. Interpolación de capacidad frigorífica de unidad evaporadora TECUMSEH a -7°C

Temperatura de evaporación (°C)	Capacidad frigorífica (Kcal/h)
-5	1492
-7	Capacidad _{UE-Requerida Tecumseh}
-10	1448

Fuente: Autoría propia.

$$\frac{-5^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}}{-5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}} = \frac{1492 \text{ Kcal/h} - \text{Capacidad}_{\text{UE-Requerida Tecumseh}}}{1492 \text{ Kcal/h} - 1448 \text{ Kcal/h}}$$

$$\text{Capacidad}_{\text{UE-Requerida Tecumseh}} = 1474,4 \text{ Kcal/h}$$

De la ficha técnica del fabricante de evaporadores TECUMSEH modelo EV se toma los datos de potencia eléctrica del motor con un calor de 65W y resistencia eléctrica para deshielo con un valor de 1050W como se muestra en la sgt. figura):

DATOS ELÉCTRICOS

Modelo	Motoventiladores				Resistencias			
	Cantidad (254 mm)	Potencia (W)	Corriente A 220V-1F	Alcance del Aire (m)	Cantidad Serpentina	Cantidad Bandeja	Potencia (W)	Corriente A 220V-1F
EV 411 / 611	1	65	0,45	11	2	1	1.050	4,8
EV 421 / 621	2	130	0,9	11	2	1	2.100	9,6
EV 422 / 622	2	130	0,9	11	2	1	2.100	9,6
EV 431 / 631	3	195	1,4	11	2	1	3.300	15,0
EV 432 / 632	3	195	1,4	11	2	1	3.300	15,0
EV 441 / 641	4	260	1,8	11	2	1	4.200	19,1
EV 442 / 642	4	260	1,8	11	2	1	4.200	19,1
EV 451 / 651	5	325	2,3	11	2	1	5.400	24,5
EV 461 / 661	6	390	2,7	11	2	1	6.300	28,6
EV 471 / 671	7	455	3,2	11	2	1	7.500	34,1
EV 481 / 681	8	520	3,6	11	2	1	7.500	34,1

• Motoventiladores: 65W - 220V - 50/60 Hz - Monofásico
 • Resistencias: 220V - Monofásico

Figura 42. Parámetros eléctricos de evaporadores modelo EV. Tomado de la ficha técnica de evaporadores líneas EV y ED. Tecumseh,2020, p. 7

Se procedió calcular las renovaciones de aire, tomando en cuenta que el mínimo recomendado para una cámara de conservación es de 40 y el máximo es de 80, esto asegurar una correcta distribución del aire dentro de la cámara frigorífica:

$$N^{\circ}rev = \frac{\text{Caudal de aire}}{V_i}$$

$$N^{\circ}rev = \frac{970 \text{ m}^3/h}{4,10 \text{ m} \times 2,20 \text{ m} \times 2,50 \text{ m}}$$

$$N^{\circ}rev_{U\text{E}-\text{Tecumseh}} = 43,01 \text{ rev/h}$$

4.6.4. Calculo de las presiones de trabajo del sistema

El paso inicial para calcular las presiones de trabajo del sistema de refrigeración fue el de obtener las temperaturas de condensación y evaporación del sistema, con estas temperaturas se ingresó al diagrama de Mollier y ubico las respectivas presiones en la línea de alta presión y baja presión.

- Temperatura de condensación:

$$T_{cond.} = T_{amb.} + DT_{uc}$$

$$T_{cond.} = 30^{\circ}\text{C} + 11\Delta^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cond.} = 41^{\circ}\text{C}$$

- Temperatura de evaporación:

$$T_{evap.} = T_{cam.} - DT_{UE}$$

$$T_{evap.} = 2^{\circ}\text{C} - 9\Delta^{\circ}\text{C}$$

$$T_{evap.} = -7^{\circ}\text{C}$$

Obtenidas las temperaturas de condensación en la línea de alta presión y la de evaporación en la línea de baja presión, se ubicó las presiones correspondientes en el diagrama de Mollier del refrigerante R-404A, como se muestra en la siguiente figura:

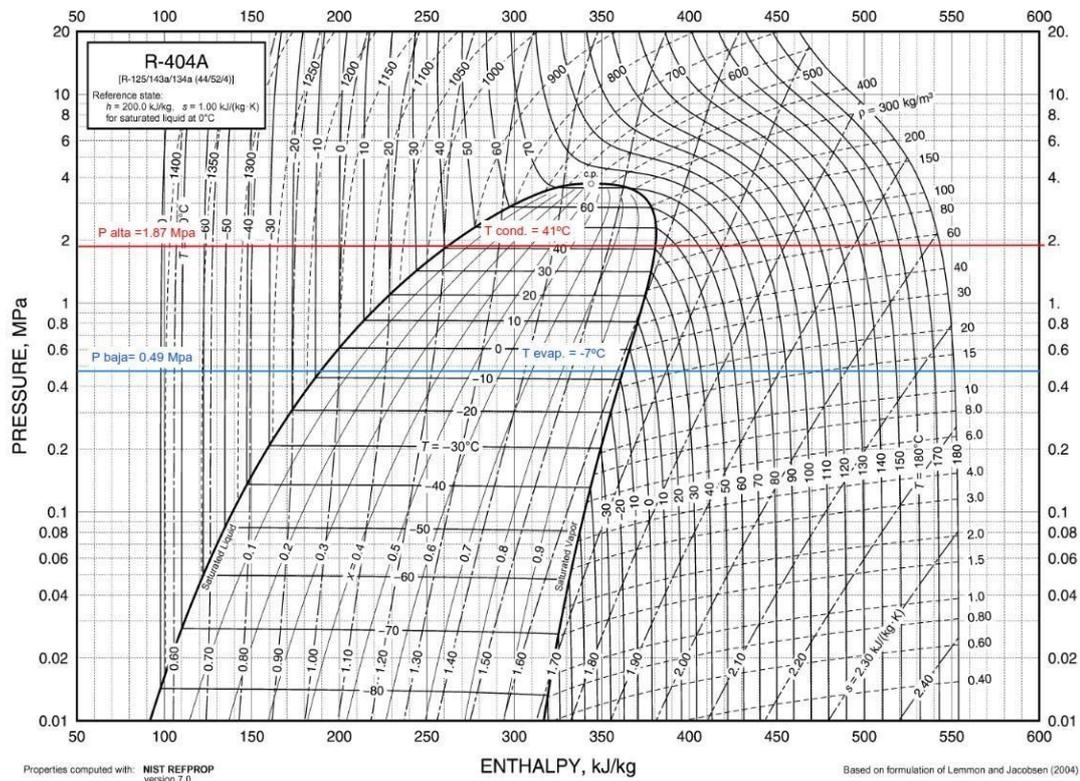


Figura 43. Ubicación de las presiones de trabajo en el diagrama de Mollier del refrigerante R-404A. Tomado del ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30. Ashrae,2009, p. 30.28

Teniendo como presiones absolutas finales:

$$P_{alta} (absoluta) = 1,87 \text{ Mpa}$$

$$P_{baja} (absoluta) = 0,49 \text{ Mpa}$$

Presiones manométricas finales:

$$P \text{ alta} = 1,77 \text{ Mpa}$$

$$P \text{ baja} = 0,38 \text{ Mpa}$$

Presiones manométricas finales:

$$P \text{ alta} = 256,78 \text{ Psi}$$

$$P \text{ baja} = 55,12 \text{ Psi}$$

4.6.5. Dimensionamiento de tuberías de refrigeración

Para dimensionar las tuberías de refrigeración se tiene en cuenta que el diámetro está en función de la velocidad del refrigerante y la caída de presión dentro de la tubería producida dentro de la tubería.

- **Calculo del flujo másico de refrigerante**

Para el del flujo másico que circula por el sistema de refrigeración se calcularon ciertos parámetros como se muestran a continuación:

Tabla 24. Parámetros para obtención del flujo másico en el evaporador

Descripción	Valores
Capacidad frigorífica	2237 Kcal/h
Temperatura de condensación	41°C
Temperatura de evaporación	-7°C
Temperatura de descarga	70°C
Sobre calentamiento útil	5Δ°C
Sobre calentamiento total	8Δ°C
Sub enfriamiento	3Δ°C

Fuente: Autoría propia

Con estos valores se procedió a ingresar al diagrama de Mollier del refrigerante R-404A, ubicando en el diagrama nuestros parámetros de obtención del flujo másico, dándonos como resultado otros datos relevantes para el cálculo:

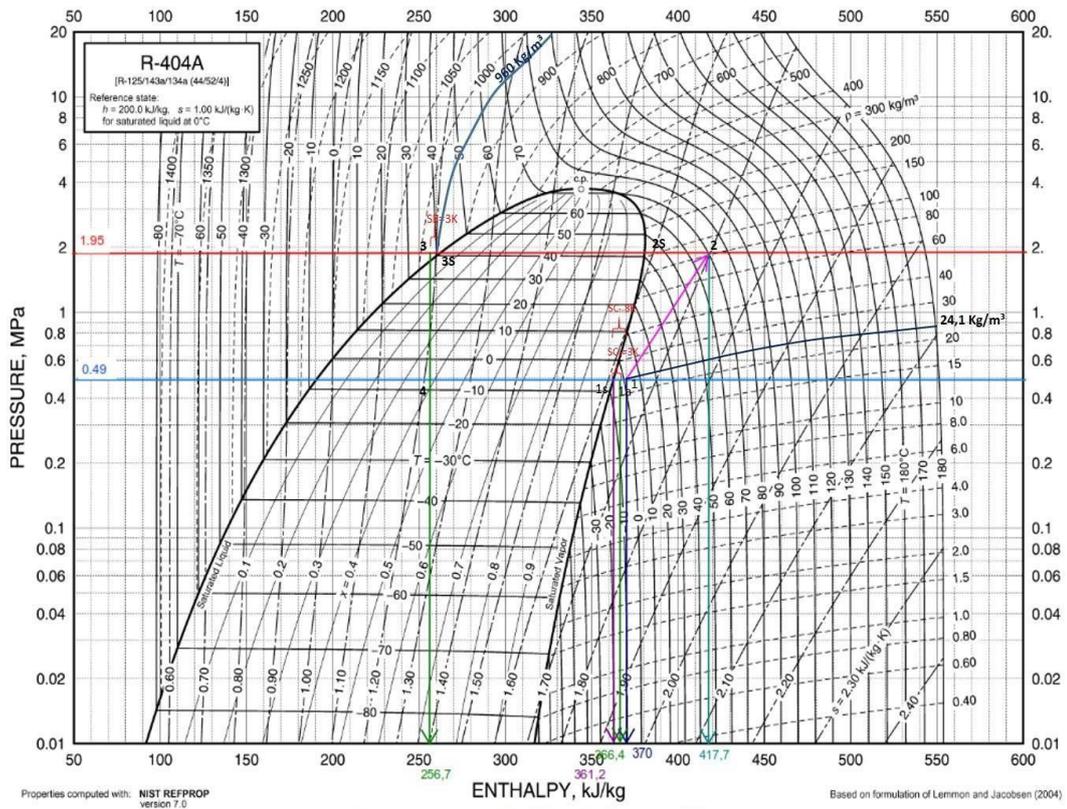


Fig. 12 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 404A

Figura 44. Diagrama de Mollier del refrigerante R-404A. Tomado del ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30. Ashrae, 2009, p. 30.28

Del diagrama de Mollier se obtiene que:

$$\dot{Q}' = \dot{m}' * (h_{1a} - h_4)$$

Donde:

$$\text{Capacidad frigorífica } (\dot{Q}') : 2237 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} * \frac{4.184 \text{ kJ}}{1 \text{ Kcal}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 2,5998 \text{ kJ/s}$$

h_{1a} :

$$366,4 \text{ kJ/kg}$$

h_4 :

$$256,7 \text{ kJ/kg}$$

Reemplazando en la ecuación tendremos que:

$$\dot{Q}' = \dot{m}' * (h_{1s} - h_4)$$

$$2.5998 \text{ kJ/s} = \dot{m}' * (366,4 \text{ kJ/kg} - 256,7 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{m}' = 0,02369 \text{ kg/s}$$

- **Dimensionamiento de la línea de líquido o alta presión**

- *Calculo del diámetro de la tubería de líquido*

Para iniciar los cálculos se tomó en cuenta la tabla de velocidades límites permisibles:

Tubería	Velocidades
Línea de succión (Horizontal)	4,5 a 8 m/s
Línea de succión (Vertical)	8 a 15 m/s
Líquido	0,45 a 1,25 m/s

Figura 45. Tabla de velocidades recomendadas en tuberías de refrigeración-Línea de líquido. Tomado como imagen del libro "Ingeniería del frío teoría y práctica" , Sánchez y Pineda,2001, p.322.

Se tomó en cuenta para el cálculo los siguientes datos:

Velocidad asumida en línea de líquido:	0.5 m/s
Densidad en la línea de líquido:	960 Kg/m ³
Flujo másico de refrigerante	0,02369 Kg/s

Remplazando en la ecuación de continuidad tenemos que:

$$m' = \rho * A * V$$

$$m' = \rho * \frac{\pi * D^2}{4} * V$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * m'}{\rho * \pi * V}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0,02369 \text{ Kg/s}}{960 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \pi * 0,5 \text{ m/s}}}$$

$$D = 7,927 \text{ mm}$$

Obtenemos que el diámetro interior deberá tener un valor de 7,927 mm, según el fabricante de tuberías de cobre de la marca Nacobre correspondería una tubería de diámetro exterior igual a 3/8", como se muestra en la siguiente imagen:

$$V_{real-l\acute{a}nea\ de\ l\acute{i}quido} = \frac{4 * 0,02369\ Kg/s}{960 \frac{Kg}{m^3} * \pi * (0,007899m)^2}$$

$$V_{real-l\acute{a}nea\ de\ l\acute{i}quido} = 0,50\ m/s$$

- Selección de válvula solenoide

Seleccionando la válvula solenoide del catálogo del fabricante Danfoss según la capacidad frigorífica calculada de 2237 Kcal/h que es igual a 2.60KW corresponde una válvula EVR-3 la cual cubre en capacidad y satisface nuestra capacidad frigorífica.



Folleto técnico | Válvula solenoide, Tipos EVR 2 - EVR 40 Versión 2

Capacidad nominal [kW]
Consulte la herramienta
Coolselector[®] 2 si desea
obtener información acerca
de otros refrigerantes

Tipo	R-22/R-407C	R-134a	R-404A/R-507	R-410A	R-32	R-290	R-600a
Líquido							
EVR 2	3,02	2,79	2,04	2,96	4,23	3,36	3,38
EVR 3	5,43	5,02	3,68	5,32	7,61	6,05	6,09
EVR 4	13,68	12,66	9,26	13,41	19,17	15,23	15,33
EVR 6	17,90	16,56	12,12	17,55	25,09	19,93	20,07
EVR 8	21,32	19,73	14,44	20,90	29,88	23,74	23,90
EVR 10	37,62	34,80	25,47	36,88	52,71	41,88	42,17
EVR 15	57,93	53,60	39,23	56,79	81,18	64,49	64,94
EVR 18	75,84	70,16	51,36	74,35	106,26	84,43	85,01
EVR 20	120,29	111,29	81,46	117,93	168,56	133,92	134,85
EVR 22	137,19	126,92	92,90	134,49	192,23	152,73	153,79
EVR 25	149,23	138,06	101,06	146,30	-	-	-
EVR 32	254,97	235,89	172,66	249,96	-	-	-
EVR 40	368,74	341,15	249,71	361,49	-	-	-

Figura 47. Elección de Válvulas solenoide EVR3. Tomado de Válvula solenoide Tipos EVR 2 - EVR 40 Versión 2, 2018, p.4

Tendremos como válvula seleccionada una válvula EVR3 de conexión soldable de 3/8".

- Cálculo de caída de presión en la línea de líquido

Calculando el número el número de Reynolds:

Se inició los cálculos de caída de presión calculando inicialmente el número Reynolds con la Ec. 24 mostrada a continuación:

$$Re = \frac{V * D_H * \rho}{\mu}$$

Para la obtención de la viscosidad dinámica en la línea de líquido se calculó a partir de las tablas termodinámicas del refrigerante R-404A a la presión de trabajo en la línea de alta como se mostrará a continuación:

Refrigerant 404A [R-125/143a/134a (44/52/4)] Properties of Liquid on Bubble Line and Vapor on Dew Line

Pres- sure, MPa	Temperature, ^o °C		Density, Volume, kg/m ³ m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		Velocity of Sound, m/s	Viscosity, μPa·s		Thermal Cond. κW/(m·K)		Pres- sure, MPa			
	Bubble	Dew	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor				
0.003	-93.70	-92.50	1447.1	3.05794	81.16	311.61	0.4716	1.7532	1.220	0.640	1.163	998	132.9	764.9	7.32	122.5	6.15	17.78	0.003
0.006	-91.48	-90.32	1440.6	2.57690	83.85	312.92	0.4865	1.7450	1.218	0.646	1.162	980	133.6	727.8	7.41	121.2	6.28	17.58	0.006
0.007	-89.56	-88.42	1434.9	2.22992	86.19	314.06	0.4993	1.7382	1.216	0.651	1.161	966	134.1	697.9	7.48	120.1	6.40	17.40	0.007
0.008	-87.86	-86.74	1429.9	1.96748	88.26	315.07	0.5106	1.7324	1.215	0.655	1.161	953	134.6	673.0	7.55	119.2	6.50	17.24	0.008
0.009	-86.32	-85.22	1425.4	1.76182	90.13	315.99	0.5206	1.7273	1.214	0.660	1.160	942	135.0	651.7	7.61	118.3	6.60	17.09	0.009
0.01	-84.93	-83.84	1421.3	1.59620	91.83	316.83	0.5296	1.7229	1.214	0.663	1.160	933	135.4	633.3	7.66	117.5	6.68	16.96	0.01
0.02	-75.05	-74.08	1392.4	0.83425	103.81	322.78	0.5917	1.6953	1.215	0.691	1.159	870	137.9	523.7	8.04	112.2	7.31	16.00	0.02
0.04	-63.85	-62.97	1359.4	0.43619	117.48	329.58	0.6587	1.6707	1.225	0.725	1.159	807	140.4	431.3	8.47	106.4	8.05	14.85	0.04
0.06	-56.57	-55.75	1337.7	0.29837	126.44	334.00	0.7007	1.6578	1.234	0.749	1.161	770	141.7	383.8	8.74	102.8	8.55	14.08	0.06
0.08	-51.03	-50.25	1321.0	0.22779	133.31	337.36	0.7320	1.6494	1.243	0.767	1.163	742	142.6	352.7	8.95	100.1	8.93	13.48	0.08
0.1	-46.50	-45.74	1307.1	0.18467	138.97	340.08	0.7571	1.6434	1.251	0.784	1.166	719	143.2	329.8	9.12	98.0	9.25	12.98	0.1
0.10132 ^a	-46.22	-45.47	1306.3	0.18240	139.31	340.25	0.7586	1.6430	1.252	0.785	1.166	718	143.2	328.5	9.13	97.8	9.27	12.95	0.10132
0.12	-42.63	-41.90	1295.1	0.15551	143.83	342.40	0.7783	1.6387	1.259	0.798	1.169	700	143.6	311.9	9.26	96.2	9.53	12.55	0.12
0.14	-39.24	-38.53	1284.5	0.13443	148.12	344.41	0.7967	1.6349	1.266	0.811	1.171	684	143.9	297.3	9.39	94.6	9.78	12.17	0.14
0.16	-36.20	-35.51	1275.0	0.11846	151.97	346.20	0.8130	1.6318	1.273	0.823	1.174	669	144.1	285.0	9.50	93.2	10.01	11.82	0.16
0.18	-33.45	-32.78	1266.2	0.10592	155.49	347.81	0.8277	1.6292	1.279	0.834	1.177	656	144.2	274.4	9.60	91.9	10.21	11.51	0.18
0.2	-30.93	-30.27	1258.0	0.09581	158.73	349.28	0.8411	1.6270	1.285	0.844	1.179	644	144.3	265.1	9.69	90.8	10.40	11.21	0.2
0.22	-28.59	-27.94	1250.4	0.08748	161.75	350.63	0.8534	1.6250	1.291	0.855	1.182	633	144.3	256.9	9.78	89.7	10.58	10.94	0.22
0.24	-26.42	-25.78	1243.3	0.08049	164.57	351.88	0.8649	1.6233	1.297	0.864	1.185	623	144.4	249.5	9.86	88.7	10.75	10.69	0.24
0.26	-24.37	-23.75	1236.5	0.07454	167.23	353.04	0.8755	1.6217	1.303	0.873	1.188	613	144.3	242.8	9.94	87.8	10.91	10.45	0.26
0.28	-22.45	-21.83	1230.1	0.06941	169.75	354.13	0.8855	1.6203	1.308	0.882	1.190	604	144.3	236.7	10.01	87.0	11.06	10.22	0.28
0.3	-20.62	-20.02	1223.9	0.06494	172.14	355.15	0.8950	1.6190	1.313	0.891	1.193	595	144.2	231.1	10.08	86.2	11.21	10.01	0.3
0.32	-18.89	-18.29	1218.0	0.06101	174.43	356.12	0.9039	1.6179	1.319	0.899	1.196	587	144.1	225.9	10.15	85.4	11.34	9.81	0.32
0.34	-17.24	-16.65	1212.4	0.05752	176.61	357.03	0.9125	1.6168	1.324	0.907	1.199	579	144.0	221.1	10.21	84.7	11.48	9.61	0.34
0.36	-15.66	-15.08	1206.9	0.05441	178.71	357.90	0.9206	1.6158	1.329	0.915	1.202	572	143.9	216.6	10.27	84.0	11.61	9.42	0.36
0.38	-14.15	-13.57	1201.6	0.05162	180.73	358.72	0.9283	1.6149	1.334	0.923	1.205	565	143.8	212.4	10.33	83.3	11.73	9.24	0.38
0.4	-12.69	-12.12	1196.5	0.04909	182.68	359.51	0.9358	1.6141	1.339	0.931	1.208	558	143.7	208.4	10.39	82.7	11.85	9.07	0.4
0.42	-11.29	-10.73	1191.6	0.04680	184.56	360.26	0.9429	1.6133	1.344	0.938	1.211	551	143.5	204.7	10.44	82.1	11.97	8.90	0.42
0.44	-9.94	-9.39	1186.7	0.04471	186.38	360.98	0.9498	1.6125	1.349	0.946	1.214	545	143.4	201.2	10.49	81.5	12.08	8.74	0.44
0.46	-8.64	-8.09	1182.0	0.04279	188.15	361.67	0.9564	1.6118	1.353	0.953	1.217	538	143.2	197.8	10.55	81.0	12.19	8.58	0.46
0.48	-7.37	-6.83	1177.5	0.04103	189.86	362.33	0.9628	1.6112	1.358	0.960	1.220	532	143.0	194.6	10.60	80.4	12.30	8.43	0.48
0.5	-6.15	-5.61	1173.0	0.03940	191.53	362.96	0.9690	1.6105	1.363	0.967	1.223	527	142.8	191.6	10.65	79.9	12.41	8.28	0.5
0.55	-3.24	-2.72	1162.3	0.03584	195.51	364.45	0.9837	1.6091	1.374	0.984	1.231	513	142.4	184.6	10.77	78.7	12.66	7.93	0.55
0.6	-0.53	-0.02	1152.0	0.03284	199.26	365.81	0.9973	1.6078	1.386	1.001	1.239	500	141.9	178.2	10.88	77.5	12.91	7.61	0.6
0.65	2.02	2.52	1142.3	0.03029	202.81	367.06	1.0101	1.6066	1.397	1.018	1.247	488	141.3	172.5	10.99	76.5	13.16	7.30	0.65
0.7	4.42	4.91	1132.9	0.02809	206.18	368.21	1.0222	1.6055	1.409	1.034	1.256	476	140.8	167.2	11.10	75.5	13.41	7.01	0.7
0.75	6.70	7.18	1123.8	0.02618	209.41	369.28	1.0336	1.6044	1.420	1.051	1.264	465	140.2	162.4	11.20	74.5	13.65	6.74	0.75
0.8	8.87	9.34	1115.1	0.02449	212.49	370.27	1.0444	1.6035	1.432	1.067	1.274	455	139.6	157.9	11.30	73.6	13.89	6.48	0.8
0.85	10.94	11.40	1106.5	0.02300	215.46	371.19	1.0547	1.6025	1.443	1.084	1.283	445	139.0	153.6	11.40	72.8	14.12	6.23	0.85
0.9	12.92	13.37	1098.2	0.02166	218.32	372.05	1.0646	1.6016	1.455	1.100	1.293	435	138.3	149.7	11.50	72.0	14.35	5.99	0.9
0.95	14.81	15.26	1090.2	0.02046	221.09	372.85	1.0741	1.6007	1.466	1.117	1.303	426	137.7	146.0	11.59	71.2	14.59	5.76	0.95
1.0	16.64	17.08	1082.2	0.01937	223.77	373.59	1.0832	1.5999	1.478	1.134	1.313	417	137.1	142.5	11.69	70.4	14.82	5.54	1.0
1.1	20.09	20.52	1066.9	0.01749	228.89	374.94	1.1005	1.5982	1.503	1.169	1.336	400	135.7	136.1	11.88	69.0	15.29	5.13	1.1
1.2	23.32	23.73	1052.0	0.01590	233.75	376.12	1.1166	1.5965	1.528	1.206	1.360	384	134.4	130.2	12.07	67.7	15.76	4.75	1.2
1.3	26.35	26.75	1037.5	0.01455	238.37	377.14	1.1318	1.5949	1.554	1.244	1.386	368	133.0	124.9	12.26	66.5	16.23	4.39	1.3
1.4	29.22	29.60	1023.4	0.01338	242.81	378.02	1.1462	1.5932	1.582	1.285	1.414	354	131.6	119.9	12.45	65.3	16.71	4.06	1.4
1.5	31.93	32.30	1009.5	0.01236	247.07	378.78	1.1599	1.5914	1.611	1.329	1.445	340	130.1	115.3	12.65	64.2	17.21	3.75	1.5
1.6	34.51	34.87	995.7	0.01146	251.19	379.42	1.1730	1.5896	1.643	1.376	1.478	327	128.7	111.0	12.84	63.1	17.72	3.45	1.6
1.7	36.97	37.32	982.1	0.01066	255.17	379.95	1.1856	1.5878	1.676	1.426	1.515	314	127.2	107.0	13.05	62.1	18.24	3.17	1.7
1.8	39.33	39.67	968.6	0.00994	259.05	380.38	1.1977	1.5858	1.712	1.481	1.556	301	125.7	103.2	13.25	61.2	18.80	2.91	1.8
1.9	41.58	41.91	955.1	0.00930	262.83	380.70	1.2095	1.5838	1.751	1.541	1.601	289	124.1	99.5	13.47	60.2	19.37	2.66	1.9
2.0	43.75	44.07	941.6	0.00871	266.52	380.92	1.2208	1.5817	1.794	1.607	1.652	277	122.6	96.1	13.70	59.3	19.98	2.43	2.0
2.1	45.84	46.15	928.1	0.00817	270.14	381.05	1.2319	1.5794	1.841	1.681	1.709	266	121.0	92.7	13.93	58.5	20.62	2.21	2.1

Figura 48. Tablas de las propiedades del refrigerante R-404A en el punto líquido y burbuja. Tomado de "ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30", Ashrae,2009, p. 31.28

Tabla 25. Interpolación de viscosidad dinámica de la línea de liquido

Presión absoluta (Mpa)	Viscosidad dinámica (Pa.s)
1,9	0,0000995
1,95	$\mu_{Liquido}$
2,0	0,0000961

Fuente: Elaborado en base a los datos del capitula 30 de Ashrae Handbook.

$$\frac{1,9Mpa - 1,95Mpa}{1,9Mpa - 2,0Mpa} = \frac{0,0000995 \text{ Pa. s} - \mu_{succión}}{0,0000995 \text{ Pa. s} - 0,0000961 \text{ Pa. s}}$$

$$\mu_{succión} = 0,0000978 \text{ Pa. s}$$

Entonces conociendo que:

V_{real} —línea de líquido:	0,50 m/s
ρ (Densidad del refrigerante en la línea de líquido):	960Kg/m ³
D_H (Diámetro hidráulico):	0,007899m
$\mu_{succión}$ (viscosidad dinámica):	0,0000978 Pa.s

Reemplazando en la ecuación obtendremos el número de Reynolds.

$$Re = \frac{0,50 \text{ m/s} * 0,007899\text{m} * 960\text{Kg/m}^3}{0,0000978 \text{ Pa.s}}$$

$$Re = 38768,09$$

Calculando el factor de Moody:

$$f = \frac{0,25}{\text{Log} \left[\frac{1}{3,7 * \left(\frac{D_H}{\epsilon_0} \right)} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]^2}$$

Conociendo que:

D_H (Diámetro hidráulico):	7,899mm
ϵ_0 (Rugosidad del cobre)	0,0015mm
Re (En la línea de líquido):	38768,09

Reemplazando en la ecuación obtendremos el número de Reynolds.

$$f = \frac{0,25}{\text{Log} \left[\frac{1}{3,7 * \left(\frac{7,899\text{mm}}{0,0015\text{mm}} \right)} + \frac{5,74}{(38768,09)^{0,9}} \right]^2}$$

$$f = 0,02266$$

La longitud total de tubería y accesorios en la línea de líquido se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 26. Metrado de tubería y accesorios en la línea de líquido

Descripción	Unidad	Cantidad
Longitud de tubería de 3/8"	m	1,66
Codos de 90° radio largo	und	6
Filtro de 3/8"	und	1
Visor de líquido 3/8"	und	1
Válvula solenoide de 3/8"	und	1

Fuente: Elaborado en base al plano diseñado de la cámara frigorífica de vacunas.

De la mostrada obtendremos la longitud equivalente de los accesorios por lo tanto tenemos que:

Tabla 27. Longitud equivalente de accesorios en la línea de líquido

Accesorio	Longitud equivalente (m)	Cantidad	Longitud equivalente total (m)
Codos de 90° radio largo	0,4	6	2.4
Visor de líquido 3/8"	1,8	1	1,8

Fuente: Autoría propia. Realizado en base a la tabla del Manual de Ingeniería de Bohn, 2005.

Entonces tendremos que la longitud total será:

$$L_{total} = 1,66 \text{ m} + 2,4 \text{ m} + 1,8 \text{ m} = 5,86 \text{ m}$$

Reemplazando en la ecuación:

$$\Delta P_{Tubería \text{ y } codos} = f * \frac{L * V^2}{2 * D} * \rho$$

$$\Delta P_{Tuberia\ y\ codos} = 0,02266 * \frac{5,86m * (0,5\ m/s)^2}{2 * 0,007899m} * 960Kg/m^3$$

$$\Delta P_{Tuberia\ y\ codos} = 2017,28\ Pa$$

$$P_{Tuberia\ y\ codos} = 0,28\ Psi$$

Calculo de caída de presión de accesorios secundarios:

Tabla 28. Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria de filtro.

Accesorio	K
Filtro de 3/8	5

Fuente: K=coeficiente adimensional de filtro de 3/8". Tomado de ELIMINATOR® Hermetic filter drier, 2019, p.3

$$\Delta P_{filtro} = K * \frac{V^2}{2} * \rho$$

$$\Delta P_{Filtro} = 5 * \frac{0,5^2}{2} * \frac{960Kg}{m^3}$$

$$\Delta P_{Filtro} = 600\ Pa$$

$$\Delta P_{Filtro} = 0,085\ Psi$$

Tabla 29. Caída presión de la válvula solenoide

Accesorio	DP (Bar)
Válvula solenoide de 3/8"	0,13

Fuente: DP = Drop Pressure. Tomado de Válvula solenoide Tipos EVR 2 - EVR 40 Versión 2, 2018, p.8

$$\Delta P_{Valvula\ solenoide} = 0,13\ bar * \frac{14,5\ Psi}{1\ bar}$$

$$\Delta P_{Valvula\ solenoide} = 1,885\ Psi$$

La suma de todas las caídas de presión nos dio la caída presión total en la línea de líquido como se muestra a continuación:

$$\Delta P_{Linea\ de\ liquido} = \Delta P_{Tuberia\ y\ codos} + \Delta P_{filtro} + \Delta P_{Valvula\ solenoide}$$

$$\Delta P_{Linea\ de\ liquido} = 0,27\ Psi + 0,1\ Psi + 1,885\ Psi$$

$$\Delta P_{\text{Linea de liquido}} = 2,25 \text{ Psi}$$

- Selección de la válvula de expansión termostática

Para seleccionar la VET necesitamos el valor de caída de presión del refrigerante al pasar la válvula, capacidad frigorífica y temperatura de evaporación.

$$\Delta P_{\text{a travez de la valvula}} = (P_{\text{alta}} - (P_{\text{baja}} + \Delta P_{\text{Linea de liquido}}))$$

$$\Delta P_{\text{a travez de la valvula}} = 256,78 \text{ Psi} - (55,12 + 2,25) \text{ Psi}$$

$$\Delta P_{\text{a travez de la valvula}} = 199,41 \text{ Psi}$$

$$\Delta P_{\text{a travez de la valvula}} = 13,56 \text{ Bar}$$

Tomando en cuenta que la capacidad frigorífica es 2237 Kcal/h (2,60KW), temperatura de evaporación -7°C y la caída de presión 13,56 Bar ingresaremos a las tablas del fabricante como se muestra a continuación:

Capacidad

R404A / R507

Capacidad en kW para la gama N: -40°C a +10°C

Tipo de válvula	Orificio	Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar								Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar							
		2	4	6	8	10	12	14	16	2	4	6	8	10	12	14	16
Temperatura de evaporación +10°C										Temperatura de evaporación 0°C							
TS 2/TES 2 - 0.11	0X	0.28	0.35	0.40	0.42	0.43	0.43	0.42	0.41	0.30	0.37	0.41	0.42	0.43	0.43	0.43	0.41
TS 2/TES 2 - 0.21	00	0.67	0.82	0.90	0.94	0.96	0.96	0.93	0.90	0.68	0.80	0.87	0.90	0.92	0.93	0.91	0.87
TS 2/TES 2 - 0.45	01	1.70	2.10	2.30	2.42	2.48	2.46	2.41	2.34	1.53	1.86	2.04	2.13	2.18	2.18	2.15	2.08
TS 2/TES 2 - 0.6	02	2.32	3.00	3.39	3.61	3.73	3.74	3.68	3.59	2.06	2.64	2.95	3.13	3.22	3.25	3.21	3.11
TS 2/TES 2 - 1.2	03	4.15	5.36	6.03	6.43	6.63	6.66	6.55	6.39	3.68	4.72	5.27	5.59	5.75	5.80	5.73	5.55
TS 2/TES 2 - 1.7	04	6.24	8.06	9.06	9.66	9.95	9.98	9.81	9.57	5.49	7.05	7.86	8.33	8.58	8.64	8.53	8.27
TS 2/TES 2 - 2.2	05	7.91	10.17	11.43	12.16	12.53	12.56	12.34	12.03	6.97	8.92	9.95	10.52	10.83	10.90	10.76	10.43
TS 2/TES 2 - 2.6	06	9.71	12.47	13.98	14.86	15.29	15.31	15.05	14.66	8.57	10.93	12.16	12.85	13.21	13.30	13.12	12.72
Temperatura de evaporación -10°C										Temperatura de evaporación -20°C							
TS 2/TES 2 - 0.11	0X	0.30	0.37	0.40	0.42	0.42	0.42	0.41	0.41		0.35	0.38	0.40	0.39	0.40	0.39	0.38
TS 2/TES 2 - 0.21	00	0.65	0.76	0.82	0.84	0.87	0.87	0.85	0.83		0.70	0.75	0.77	0.79	0.79	0.79	0.76
TS 2/TES 2 - 0.45	01	1.31	1.61	1.74	1.81	1.84	1.85	1.84	1.78		1.34	1.45	1.50	1.52	1.52	1.51	1.47
TS 2/TES 2 - 0.6	02	1.76	2.24	2.50	2.62	2.69	2.71	2.68	2.60		1.85	2.04	2.14	2.17	2.18	2.16	2.09
TS 2/TES 2 - 1.2	03	3.14	4.02	4.47	4.69	4.81	4.84	4.79	4.65		3.32	3.66	3.83	3.89	3.90	3.86	3.75
TS 2/TES 2 - 1.7	04	4.66	5.97	6.61	6.95	7.13	7.18	7.11	6.91		4.88	5.40	5.64	5.75	5.77	5.71	5.56
TS 2/TES 2 - 2.2	05	5.93	7.57	8.39	8.81	9.02	9.08	8.99	8.73		6.20	6.86	7.17	7.29	7.31	7.23	7.05
TS 2/TES 2 - 2.6	06	7.28	9.27	10.26	10.76	11.00	11.08	10.97	10.65		7.60	8.39	8.75	8.91	8.93	8.84	8.61
Temperatura de evaporación -30°C										Temperatura de evaporación -40°C							
TS 2/TES 2 - 0.11	0X			0.35	0.37	0.36	0.37	0.36	0.35			0.32	0.33	0.33	0.33	0.32	0.32
TS 2/TES 2 - 0.21	00			0.67	0.70	0.70	0.70	0.69	0.67			0.60	0.61	0.62	0.61	0.60	0.59
TS 2/TES 2 - 0.45	01			1.18	1.21	1.23	1.21	1.20	1.17			0.92	0.96	0.97	0.96	0.94	0.91
TS 2/TES 2 - 0.6	02			1.63	1.69	1.71	1.70	1.68	1.64			1.27	1.32	1.33	1.31	1.28	1.24
TS 2/TES 2 - 1.2	03			2.93	3.04	3.07	3.06	3.02	2.93			2.28	2.36	2.38	2.36	2.31	2.24
TS 2/TES 2 - 1.7	04			4.28	4.47	4.52	4.51	4.46	4.35			3.34	3.47	3.50	3.48	3.42	3.33
TS 2/TES 2 - 2.2	05			5.45	5.68	5.74	5.74	5.67	5.52			4.25	4.41	4.45	4.43	4.36	4.24
TS 2/TES 2 - 2.6	06			6.66	6.94	7.02	7.01	6.93	6.75			5.19	5.39	5.45	5.42	5.33	5.19

Figura 49. Elección de VET. Tomado de válvulas de expansión termostáticas tipo T2 y TE2 publicado por Danfoss

Tomando la caída de presión a 14 Bar y calculando la capacidad frigorífica de la VET TES-2 con Orificio N°2 a una temperatura de evaporación de -7°C obtenemos el valor de 2,84 KW lo que estaría cubriendo la capacidad frigorífica del sistema.

Tabla 30. Interpolación de la capacidad frigorífica de la válvula TES 2 - Orificio N°2

T evaporación	Capacidad
0	3,21
-7	X
-10	2,68

Fuente: Autoría propia.

$$\frac{0^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}}{0^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}} = \frac{3,21\text{KW} - \text{Capacidad}_{VET}}{3,21\text{KW} - 2,68\text{KW}}$$

$$\text{Capacidad}_{VET} = 2,84 \text{ KW}$$

La VET seleccionada será la TES-2 con Orificio N°2.

- *Caída de presión máxima permisible en la línea de líquido*

Se sabe que:

$$T_{cond.} = 41^{\circ}\text{C} \rightarrow P_{liquido} = 256.78 \text{ Psi}$$

La disminución máxima de la temperatura de saturación en la línea de líquido no debe superar el diferencial de 3 Δ°C que es equivalente al sub-enfriamiento de la línea.

Caída de temperatura equivalente = 41°C - 3 Δ°C

Caída de temperatura equivalente = 38°C

En las tablas P-T del refrigerante R-404A se procedió a calcular la presión correspondiente:

Refrigerant 404A [R-125/143a/134a (44/52/4)] Properties of Liquid on Bubble Line and Vapor on Dew Line

Pressure, MPa	Temperature, °C		Density, Volume, kg/m ³ m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		c _p /c _v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Pressure, MPa
	Bubble	Dew	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.005	-93.70	-92.50	1447.1	3.05794	81.16	311.61	0.4716	1.7532	1.220	0.640	1.163	998	132.9	764.9	7.32	122.5	6.15	17.78	0.005
0.006	-91.48	-90.32	1440.6	2.57690	83.85	312.92	0.4865	1.7450	1.218	0.646	1.162	980	133.6	727.8	7.41	121.2	6.28	17.58	0.006
0.007	-89.56	-88.42	1434.9	2.22992	86.19	314.06	0.4993	1.7382	1.216	0.651	1.161	966	134.1	697.9	7.48	120.1	6.40	17.40	0.007
0.008	-87.86	-86.74	1429.9	1.96748	88.26	315.07	0.5106	1.7324	1.215	0.655	1.161	953	134.6	673.0	7.55	119.2	6.50	17.24	0.008
0.009	-86.32	-85.22	1425.4	1.76182	90.13	315.99	0.5206	1.7273	1.214	0.660	1.160	942	135.0	651.7	7.61	118.3	6.60	17.09	0.009
0.01	-84.93	-83.84	1421.3	1.59620	91.83	316.83	0.5296	1.7229	1.214	0.663	1.160	933	135.4	633.3	7.66	117.5	6.68	16.96	0.01
0.02	-75.05	-74.08	1392.4	0.83425	103.81	322.78	0.5917	1.6953	1.215	0.691	1.159	870	137.9	523.7	8.04	112.2	7.31	16.00	0.02
0.04	-63.85	-62.97	1359.4	0.43619	117.48	329.58	0.6587	1.6707	1.225	0.725	1.159	807	140.4	431.3	8.47	106.4	8.05	14.85	0.04
0.06	-56.57	-55.75	1337.7	0.29837	126.44	334.00	0.7007	1.6578	1.234	0.749	1.161	770	141.7	383.8	8.74	102.8	8.55	14.08	0.06
0.08	-51.03	-50.25	1321.0	0.22779	133.31	337.36	0.7320	1.6494	1.243	0.767	1.163	742	142.6	352.7	8.95	100.1	8.93	13.48	0.08
0.1	-46.50	-45.74	1307.1	0.18467	138.97	340.08	0.7571	1.6434	1.251	0.784	1.166	719	143.2	329.8	9.12	98.0	9.25	12.98	0.1
0.10132 ^b	-46.22	-45.47	1306.3	0.18240	139.31	340.25	0.7586	1.6430	1.252	0.785	1.166	718	143.2	328.5	9.13	97.8	9.27	12.95	0.10132
0.12	-42.63	-41.90	1295.1	0.15551	143.83	342.40	0.7783	1.6387	1.259	0.798	1.169	700	143.6	311.9	9.26	96.2	9.53	12.55	0.12
0.14	-39.24	-38.53	1284.5	0.13443	148.12	344.41	0.7967	1.6349	1.266	0.811	1.171	684	143.9	297.3	9.39	94.6	9.78	12.17	0.14
0.16	-36.20	-35.51	1275.0	0.11846	151.97	346.20	0.8130	1.6318	1.273	0.823	1.174	669	144.1	285.0	9.50	93.2	10.01	11.82	0.16
0.18	-33.45	-32.78	1266.2	0.10592	155.49	347.81	0.8277	1.6292	1.279	0.834	1.177	656	144.2	274.4	9.60	91.9	10.21	11.51	0.18
0.2	-30.93	-30.27	1258.0	0.09581	158.73	349.28	0.8411	1.6270	1.285	0.844	1.179	644	144.3	265.1	9.69	90.8	10.40	11.21	0.2
0.22	-28.59	-27.94	1250.4	0.08748	161.75	350.63	0.8534	1.6250	1.291	0.855	1.182	633	144.3	256.9	9.78	89.7	10.58	10.94	0.22
0.24	-26.42	-25.78	1243.3	0.08049	164.57	351.88	0.8649	1.6233	1.297	0.864	1.185	623	144.4	249.5	9.86	88.7	10.75	10.69	0.24
0.26	-24.37	-23.75	1236.5	0.07454	167.23	353.04	0.8755	1.6217	1.303	0.873	1.188	613	144.3	242.8	9.94	87.8	10.91	10.45	0.26
0.28	-22.45	-21.83	1230.1	0.06941	169.75	354.13	0.8855	1.6203	1.308	0.882	1.190	604	144.3	236.7	10.01	87.0	11.06	10.22	0.28
0.3	-20.62	-20.02	1223.9	0.06494	172.14	355.15	0.8950	1.6190	1.313	0.891	1.193	595	144.2	231.1	10.08	86.2	11.21	10.01	0.3
0.32	-18.89	-18.29	1218.0	0.06101	174.43	356.12	0.9039	1.6179	1.319	0.899	1.196	587	144.1	225.9	10.15	85.4	11.34	9.81	0.32
0.34	-17.24	-16.65	1212.4	0.05752	176.61	357.03	0.9125	1.6168	1.324	0.907	1.199	579	144.0	221.1	10.21	84.7	11.48	9.61	0.34
0.36	-15.66	-15.08	1206.9	0.05441	178.71	357.90	0.9206	1.6158	1.329	0.915	1.202	572	143.9	216.6	10.27	84.0	11.61	9.42	0.36
0.38	-14.15	-13.57	1201.6	0.05162	180.73	358.72	0.9283	1.6149	1.334	0.923	1.205	565	143.8	212.4	10.33	83.3	11.73	9.24	0.38
0.4	-12.69	-12.12	1196.5	0.04909	182.68	359.51	0.9358	1.6141	1.339	0.931	1.208	558	143.7	208.4	10.39	82.7	11.85	9.07	0.4
0.42	-11.29	-10.73	1191.6	0.04680	184.56	360.26	0.9429	1.6133	1.344	0.938	1.211	551	143.5	204.7	10.44	82.1	11.97	8.90	0.42
0.44	-9.94	-9.39	1186.7	0.04471	186.38	360.98	0.9498	1.6125	1.349	0.946	1.214	545	143.4	201.2	10.49	81.5	12.08	8.74	0.44
0.46	-8.64	-8.09	1182.0	0.04279	188.15	361.67	0.9564	1.6118	1.353	0.953	1.217	538	143.2	197.8	10.55	81.0	12.19	8.58	0.46
0.48	-7.37	-6.83	1177.5	0.04103	189.86	362.33	0.9628	1.6112	1.358	0.960	1.220	532	143.0	194.6	10.60	80.4	12.30	8.43	0.48
0.5	-6.15	-5.61	1173.0	0.03940	191.53	362.96	0.9690	1.6105	1.363	0.967	1.223	527	142.8	191.6	10.65	79.9	12.41	8.28	0.5
0.55	-3.24	-2.72	1162.3	0.03584	195.51	364.45	0.9837	1.6091	1.374	0.984	1.231	513	142.4	184.6	10.77	78.7	12.66	7.93	0.55
0.6	-0.53	-0.02	1152.0	0.03284	199.26	365.81	0.9973	1.6078	1.386	1.001	1.239	500	141.9	178.2	10.88	77.5	12.91	7.61	0.6
0.65	2.02	2.52	1142.3	0.03029	202.81	367.06	1.0101	1.6066	1.397	1.018	1.247	488	141.3	172.5	10.99	76.5	13.16	7.30	0.65
0.7	4.42	4.91	1132.9	0.02809	206.18	368.21	1.0222	1.6055	1.409	1.034	1.256	476	140.8	167.2	11.10	75.5	13.41	7.01	0.7
0.75	6.70	7.18	1123.8	0.02618	209.41	369.28	1.0336	1.6044	1.420	1.051	1.264	465	140.2	162.4	11.20	74.5	13.65	6.74	0.75
0.8	8.87	9.34	1115.1	0.02449	212.49	370.27	1.0444	1.6035	1.432	1.067	1.274	455	139.6	157.9	11.30	73.6	13.89	6.48	0.8
0.85	10.94	11.40	1106.5	0.02300	215.46	371.19	1.0547	1.6025	1.443	1.084	1.283	445	139.0	153.6	11.40	72.8	14.12	6.23	0.85
0.9	12.92	13.37	1098.2	0.02166	218.32	372.05	1.0646	1.6016	1.455	1.100	1.293	435	138.3	149.7	11.50	72.0	14.35	5.99	0.9
0.95	14.81	15.26	1090.2	0.02046	221.09	372.85	1.0741	1.6007	1.466	1.117	1.303	426	137.7	146.0	11.59	71.2	14.59	5.76	0.95
1.0	16.64	17.08	1082.2	0.01937	223.77	373.59	1.0832	1.5999	1.478	1.134	1.313	417	137.1	142.5	11.69	70.4	14.82	5.54	1.0
1.1	20.09	20.52	1066.9	0.01749	228.89	374.94	1.1005	1.5982	1.503	1.169	1.336	400	135.7	136.1	11.88	69.0	15.29	5.13	1.1
1.2	23.32	23.73	1052.0	0.01590	233.75	376.12	1.1166	1.5965	1.528	1.206	1.360	384	134.4	130.2	12.07	67.7	15.76	4.75	1.2
1.3	26.35	26.75	1037.5	0.01455	238.37	377.14	1.1318	1.5949	1.554	1.244	1.386	368	133.0	124.9	12.26	66.5	16.23	4.39	1.3
1.4	29.22	29.60	1023.4	0.01338	242.81	378.02	1.1462	1.5932	1.582	1.285	1.414	354	131.6	119.9	12.45	65.3	16.71	4.06	1.4
1.5	31.93	32.30	1009.5	0.01236	247.07	378.78	1.1599	1.5914	1.611	1.329	1.445	340	130.1	115.3	12.65	64.2	17.21	3.75	1.5
1.6	34.51	34.87	995.7	0.01146	251.19	379.42	1.1730	1.5896	1.643	1.376	1.478	327	128.7	111.0	12.84	63.1	17.72	3.45	1.6
1.7	36.97	37.32	982.1	0.01066	255.17	379.95	1.1856	1.5878	1.676	1.426	1.515	314	127.2	107.0	13.05	62.1	18.24	3.17	1.7
1.8	39.33	39.67	968.6	0.00994	259.05	380.38	1.1977	1.5858	1.712	1.481	1.556	301	125.7	103.2	13.25	61.2	18.80	2.91	1.8

Figura 50. Tablas de las propiedades del refrigerante R-404A en el punto de burbuja. Tomado de "ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30", Ashrae,2009, p. 31.28

Tabla 31. Interpolación de presión luego de la caída de presión en la línea de líquido

Presión absoluta (Mpa)	Temperatura de saturación (°C)
1,7	36,97
$P_{equi-liquido}$	38
1,8	39,33

Fuente: Realizado en base Tablas de las propiedades del refrigerante R-404A en el punto de burbuja. Tomado de "ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30". Autoría propia.

$$\frac{1,7 \text{ Mpa} + P_{equi-liquido}}{1,7 \text{ Mpa} + 1,8 \text{ Mpa}} = \frac{36,97 \text{ }^{\circ}\text{C} - 38^{\circ}\text{C}}{36,97 \text{ }^{\circ}\text{C} - 39,33 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$P_{equi-liquido} = 1,74 \text{ Mpa}$$

Expresando el resultado en presión manométrica y unidades inglesas se tiene que:

$$P_{equi-liquido} = 1,64 \text{ Mpa}$$

$$P_{equi-liquido} = 237,92 \text{ Psi}$$

Se obtuvo la máxima caída de presión permisible con la diferencia de la presión de trabaja en la línea de alta y la presión equivalente en la línea de líquido como se mostrará a continuación:

$$DP_{maxima \text{ permisible en la linea de liquido}} = 256,78 \text{ Psi} - 237,92 \text{ Psi}$$

$$DP_{maxima \text{ permisible en la linea de liquido}} = 18,86 \text{ Psi}$$

- **Dimensionamiento de la línea de aspiración o baja presión**

- *Calculo del diámetro de la tubería de aspiración*

Para iniciar los cálculos recordemos las velocidades límites permisibles

Tubería	Velocidades
Línea de succión (Horizontal)	4,5 a 8 m/s
Línea de succión (Vertical)	8 a 15 m/s
Líquido	0,45 a 1,25 m/s

Figura 51. Tabla de velocidades recomendadas en tuberías de refrigeración- Línea de succión. Tomado del libro "Ingeniería del frío teoría y práctica", Sánchez y Pineda, 2001, p.322.

Se tomó en cuenta para el cálculo los siguientes datos:

Velocidad asumida en línea de succión: 6,5 m/s

Densidad en la línea de succión: 24,1 Kg/m³

Flujo másico de refrigerante 0,02369 Kg/s

Remplazando en la ecuación (x) tenemos que:

$$\dot{m} = \rho * A * V$$

$$\dot{m} = \rho * \frac{\pi * D^2}{4} * V$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}}{\rho * \pi * V}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0,02369 \text{ Kg/s}}{24,1 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \pi * 6,5 \text{ m/s}}}$$

$$D = 13,992 \text{ mm}$$

Obtenemos que el diámetro interior deberá tener un valor de 13,992 mm, según el fabricante de tuberías de cobre de la marca Nacobre correspondería una

tubería de diámetro nominal igual a 5/8", como se muestra en la siguiente imagen:

TIPO	DIÁMETRO		ESPESOR DE PARED		PESO POR ROLLO				
	NOMINAL	EXTERIOR							
L	1/4"	6.35mm	3/8"	0.375"	9.525mm	0.030"	0.762 mm	7.575 lb	3.439 kg
	3/8"	9.5mm	1/2"	0.500"	12.700mm	0.035"	0.889mm	11.907lb	5.406kg
	1/2"	12.7mm	5/8"	0.625"	15.875mm	0.040"	1.016mm	17.127lb	7.776kg
	5/8"	15.785mm	3/4"	0.750"	19.090mm	0.042"	1.067mm	21.760lb	9.879 kg
	3/4"	19mm	7/8"	0.875"	22.225mm	0.045"	1.143mm	27.337 lb	12.411kg
	1"	25mm	1/18"	1.125"	28.575mm	0.050"	1.270mm	39.341lb	17.861 kg
USOS GENERALES Y REFRIGERACIÓN	1/8"	3.175 mm	1/8"	0.125"		0.030"	0.762 mm	1.735 lb	0.788kg
	3/16"	4.762mm	3/16"	0.187"		0.030"	0.762 mm	2.870lb	1.303kg
	1/4"	6.350mm	1/4"	0.250"		0.030"	0.762 mm	4.022lb	1.826kg
	5/16"	7.937mm	5/16"	0.312"		0.032"	0.813mm	5.460lb	2.479kg
	3/8"	9.525mm	3/8"	0.375"		0.032"	0.813mm	6.665lb	3.023kg
	1/2"	12.700mm	1/2"	0.500"		0.032"	0.813mm	9.094lb	4.125 kg
	5/8"	15.875mm	5/8"	0.625"		0.035"	0.889mm	12.586lb	5.714kg
3/4"	19.00mm	3/4"	0.750"		0.035"	0.889mm	15.240lb	6.924kg	

Figura 52. Tabla de diámetros y presiones máximas permitidas de las tuberías tipo M-L-K. Tomado de la "Ficha técnica tuberías de Nacobre México", 2020, p.5

Se pudo apreciar que la tubería de 5/8" se aproxima al diámetro interior calculado siendo que al restar el espesor tenemos el diámetro interno aproximado calculado, como se muestra a continuación:

Diámetro externo efectivo: 5/8" (15,88 mm)

Espesor de pared: 0,889 mm

Entonces el diámetro interior de la tubería de 5/8" será:

Diámetro interior de la línea de succión = 15,88 mm - (2 * 0,889 mm)

Diámetro interior de la línea de succión = 14,102 mm

Calculando la velocidad real a la cual se trabajará en la línea de succión tendremos que:

$$m' = \rho * A * V$$

$$V_{real-l\acute{e}nea\ de\ aspiraci\acute{o}n} = \frac{4 * m'}{\rho * \pi * D^2}$$

$$V_{real-l\acute{e}nea\ de\ aspiraci\acute{o}n} = \frac{4 * 0,02369\ Kg/s}{24,1 \frac{Kg}{m^3} * \pi * (0,014102m)^2}$$

$$V_{real-l\acute{a}nea\ de\ aspiraci\acute{o}n} = 6,29\ m/s$$

- *Calculo de la caída de presión en la línea de succión*

Se inició los cálculos de caída de presión en la línea de succión calculando inicialmente el número Reynolds con la ecuación mostrada a continuación:

$$Re = \frac{V * D_H * \rho}{\mu}$$

Para la obtención de la viscosidad dinámica en la línea de aspiración

Refrigerant 404A [R-125/143a/134a (44/52/4)] Properties of Liquid on Bubble Line and Vapor on Dew Line

Pres- sure, MPa	Temperature, °C		Density, Volume, kg/m ³ m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		c _p /c _v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Pres- sure, MPa
	Bubble	Dew	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.005	-93.70	-92.50	1447.1	3.05794	81.16	311.61	0.4716	1.7532	1.220	0.640	1.163	998	132.9	764.9	7.32	122.5	6.15	17.78	0.005
0.006	-91.48	-90.32	1440.6	2.57690	83.85	312.92	0.4865	1.7450	1.218	0.646	1.162	980	133.6	727.8	7.41	121.2	6.28	17.58	0.006
0.007	-89.56	-88.42	1434.9	2.22992	86.19	314.06	0.4993	1.7382	1.216	0.651	1.161	966	134.1	697.9	7.48	120.1	6.40	17.40	0.007
0.008	-87.86	-86.74	1429.9	1.96748	88.26	315.07	0.5106	1.7324	1.215	0.655	1.161	953	134.6	673.0	7.55	119.2	6.50	17.24	0.008
0.009	-86.32	-85.22	1425.4	1.76182	90.13	315.99	0.5206	1.7273	1.214	0.660	1.160	942	135.0	651.7	7.61	118.3	6.60	17.09	0.009
0.01	-84.93	-83.84	1421.3	1.59620	91.83	316.83	0.5296	1.7229	1.214	0.663	1.160	933	135.4	633.3	7.66	117.5	6.68	16.96	0.01
0.02	-75.05	-74.08	1392.4	0.83425	103.81	322.78	0.5917	1.6953	1.215	0.691	1.159	870	137.9	523.7	8.04	112.2	7.31	16.00	0.02
0.04	-63.85	-62.97	1359.4	0.43619	117.48	329.58	0.6587	1.6707	1.225	0.725	1.159	807	140.4	431.3	8.47	106.4	8.05	14.85	0.04
0.06	-56.57	-55.75	1337.7	0.29837	126.44	334.00	0.7007	1.6578	1.234	0.749	1.161	770	141.7	383.8	8.74	102.8	8.55	14.08	0.06
0.08	-51.03	-50.25	1321.0	0.22779	133.31	337.36	0.7320	1.6494	1.243	0.767	1.163	742	142.6	352.7	8.95	100.1	8.93	13.48	0.08
0.1	-46.50	-45.74	1307.1	0.18467	138.97	340.08	0.7571	1.6434	1.251	0.784	1.166	719	143.2	329.8	9.12	98.0	9.25	12.98	0.1
0.10132 ^b	-46.22	-45.47	1306.3	0.18240	139.31	340.25	0.7586	1.6430	1.252	0.785	1.166	718	143.2	328.5	9.13	97.8	9.27	12.95	0.10132
0.12	-42.63	-41.90	1295.1	0.15551	143.83	342.40	0.7783	1.6387	1.259	0.798	1.169	700	143.6	311.9	9.26	96.2	9.53	12.55	0.12
0.14	-39.24	-38.53	1284.5	0.13443	148.12	344.41	0.7967	1.6349	1.266	0.811	1.171	684	143.9	297.3	9.39	94.6	9.78	12.17	0.14
0.16	-36.20	-35.51	1275.0	0.11846	151.97	346.20	0.8130	1.6318	1.273	0.823	1.174	669	144.1	285.0	9.50	93.2	10.01	11.82	0.16
0.18	-33.45	-32.78	1266.2	0.10592	155.49	347.81	0.8277	1.6292	1.279	0.834	1.177	656	144.2	274.4	9.60	91.9	10.21	11.51	0.18
0.2	-30.93	-30.27	1258.0	0.09581	158.73	349.28	0.8411	1.6270	1.285	0.844	1.179	644	144.3	265.1	9.69	90.8	10.40	11.21	0.2
0.22	-28.59	-27.94	1250.4	0.08748	161.75	350.63	0.8534	1.6250	1.291	0.855	1.182	633	144.3	256.9	9.78	89.7	10.58	10.94	0.22
0.24	-26.42	-25.78	1243.3	0.08049	164.57	351.88	0.8649	1.6233	1.297	0.864	1.185	623	144.4	249.5	9.86	88.7	10.75	10.69	0.24
0.26	-24.37	-23.75	1236.5	0.07454	167.23	353.04	0.8755	1.6217	1.303	0.873	1.188	613	144.3	242.8	9.94	87.8	10.91	10.45	0.26
0.28	-22.45	-21.83	1230.1	0.06941	169.75	354.13	0.8855	1.6203	1.308	0.882	1.190	604	144.3	236.7	10.01	87.0	11.06	10.22	0.28
0.3	-20.62	-20.02	1223.9	0.06494	172.14	355.15	0.8950	1.6190	1.313	0.891	1.193	595	144.2	231.1	10.08	86.2	11.21	10.01	0.3
0.32	-18.89	-18.29	1218.0	0.06101	174.43	356.12	0.9039	1.6179	1.319	0.899	1.196	587	144.1	225.9	10.15	85.4	11.34	9.81	0.32
0.34	-17.24	-16.65	1212.4	0.05752	176.61	357.03	0.9125	1.6168	1.324	0.907	1.199	579	144.0	221.1	10.21	84.7	11.48	9.61	0.34
0.36	-15.66	-15.08	1206.9	0.05441	178.71	357.90	0.9206	1.6158	1.329	0.915	1.202	572	143.9	216.6	10.27	84.0	11.61	9.42	0.36
0.38	-14.15	-13.57	1201.6	0.05162	180.73	358.72	0.9283	1.6149	1.334	0.923	1.205	565	143.8	212.4	10.33	83.3	11.73	9.24	0.38
0.4	-12.69	-12.12	1196.5	0.04909	182.68	359.51	0.9358	1.6141	1.339	0.931	1.208	558	143.7	208.4	10.39	82.7	11.85	9.07	0.4
0.42	-11.29	-10.73	1191.6	0.04680	184.56	360.26	0.9429	1.6133	1.344	0.938	1.211	551	143.5	204.7	10.44	82.1	11.97	8.90	0.42
0.44	-9.94	-9.39	1186.7	0.04471	186.38	360.98	0.9498	1.6125	1.349	0.946	1.214	545	143.4	201.2	10.49	81.5	12.08	8.74	0.44
0.46	-8.64	-8.09	1182.0	0.04279	188.15	361.67	0.9564	1.6118	1.353	0.953	1.217	538	143.2	197.8	10.55	81.0	12.19	8.58	0.46
0.48	-7.37	-6.83	1177.5	0.04103	189.86	362.33	0.9628	1.6112	1.358	0.960	1.220	532	143.0	194.6	10.60	80.4	12.30	8.43	0.48
0.5	-6.15	-5.61	1173.0	0.03940	191.53	362.96	0.9690	1.6105	1.363	0.967	1.223	527	142.8	191.6	10.65	79.9	12.41	8.28	0.5

Figura 53. Tablas de las propiedades del refrigerante R-404A en el punto líquido y burbuja. Tomado de "ASHRAE Handbook - Fundamentals Chapter 30", Ashrae,2009, p. 31.28

Tabla 32. Interpolación de viscosidad dinámica de la línea de succión

Presión absoluta (Mpa)	Viscosidad dinámica (Pa.s)
0,48	0,0000106
0,49	$\mu_{succión}$
0,5	0,00001065

Fuente: Elaborado en base a los datos del capitula 30 de Ashrae Handbook.

$$\frac{0,48Mpa + 0,49Mpa}{0,48Mpa + 0,5Mpa} = \frac{0,0000106 \text{ Pa. s} - \mu_{succión}}{0,0000106 \text{ Pa. s} - 0,00001065 \text{ Pa. s}}$$

$$\mu_{succión} = 0,000010625 \text{ Pa. s}$$

Entonces conociendo que:

$V_{real-línea \text{ de succión}}$:	6,29 m/s
ρ (Densidad del gas en la línea de succión):	24,1Kg/m ³
$D_{H-(Línea \text{ de succión})}$:	0,014102m
$\mu_{succión}$:	0,000010625 Pa. s

Reemplazando en la ecuación obtendremos el número de Reynolds.

$$Re = \frac{6,29 \text{ m/s} * 0,014102\text{m} * 24,1\text{Kg/m}^3}{0,000010625 \text{ Pa. s}}$$

$$Re = 201196,05$$

Calculando el factor de Moody:

$$f = \frac{0,25}{\text{Log} \left[\frac{1}{3,7 * \left(\frac{D}{\varepsilon_0} \right)} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]^2}$$

Conociendo que:

D_H (Diámetro hidráulico):	14,102mm
ε_0 (Rugosidad del cobre)	0,0015mm
Re (En la línea de succión):	201196,05

Reemplazando en la ecuación obtendremos el número de Reynolds.

$$f = \frac{0,25}{\text{Log} \left[\frac{1}{3,7 * \left(\frac{14,102\text{mm}}{0,0015\text{mm}} \right)} + \frac{5,74}{(201196,05)^{0,9}} \right]}^2$$

$$f = 0,01642$$

La longitud total de tubería y accesorios en la línea de líquido se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 33. Metrado de tubería y accesorios en la línea de succión

Descripción	Unidad	Cantidad
Longitud de tubería de 5/8"	m	2,32
Codos de 90° radio largo 5/8"	und	3
Sifón 7/8"	und	1
Reducción de 7/8" a 5/8"	und	1
Expansión de 5/8" a 3/4"	und	1

Fuente: Elaborado en base al plano diseñado de la cámara frigorífica de vacunas.

De la obtendremos la longitud equivalente de los accesorios por lo tanto tenemos que:

Tabla 34. Longitud equivalente de accesorios secundarios

Accesorio	Longitud equivalente (m)	Cantidad	Longitud equivalente total (m)
Codos de 90° radio largo 5/8"	0,55	3	1,65
Sifón 7/8"	1,40	1	1,40
Reducción de 7/8" a 5/8"	0,65	1	0,65
Expansión de 5/8" a 3/4"	0,60	1	0,50

Fuente: Longitud equivalente de los accesorios de la línea de aspiración. Realizado en base a la tabla del "Manual de Ingeniería de Bohn", 2005, p.30.

Entonces tendremos que la longitud total será:

$$L_{total} = 1,65 \text{ m} + 1,40 \text{ m} + 0,65 \text{ m} + 0,50 = 4,2 \text{ m}$$

Reemplazando en la ecuación:

$$\Delta P_{Tuberia \text{ y } codos} = f * \frac{L * V^2}{2 * D} * \rho$$

$$\Delta P_{Tuberia \text{ y } codos} = 0,01642 * \frac{(2,32\text{m} + 4,2\text{m}) * (6,29 \text{ m/s})^2}{2 * 0,014102\text{m}} * 24,1\text{Kg/m}^3$$

$$\Delta P_{Tuberia \text{ y } codos} = 3619,33 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{Tuberia \text{ y } codos} = 0,52 \text{ Psi}$$

La suma de todas las caídas de presión nos dio la caída presión total en la línea de líquido como se muestra a continuación:

$$\Delta P_{Linea \text{ de } succión} = \Delta P_{Tuberia \text{ y } codos}$$

$$\Delta P_{\text{Línea de succión}} = 0,52 \text{ Psi}$$

- Caída de presión máxima permisible en la línea de succión

Se sabe que:

$$T_{\text{evap.}} = -7^{\circ}\text{C} \rightarrow P_{\text{succión}} = 55,12 \text{ Psi}$$

La disminución máxima de la temperatura de saturación en la línea de succión no debe superar el diferencial de $1,1 \Delta^{\circ}\text{C}$

Caída de temperatura equivalente = $-7^{\circ}\text{C} - 1,1 \Delta^{\circ}\text{C}$

Caída de temperatura equivalente = $-8,8^{\circ}\text{C}$

En las tablas P-T del refrigerante R-404A se procedió a calcular la presión correspondiente:

Tabla 35. Interpolación de presión luego de la caída de presión en la línea de succión

Presión absoluta (Mpa)	Temperatura de saturación (°C)
0,44	-9,39
$P_{\text{equi-succión}}$	-8,8
0,46	-8,09

Fuente: Autoría propia

$$\frac{0,44 \text{ Mpa} - P_{\text{equi-succión}}}{0,46 \text{ Mpa} - 0,44 \text{ Mpa}} = \frac{-9,39 + 8,8}{-8,09 + 8,09}$$

$$P_{\text{equi-succión}} = 0,44 \text{ Mpa}$$

Expresando el resultado en presión manométrica y unidades inglesas se tiene que:

$$P_{\text{equi-succión}} = 0,34 \text{ Mpa}$$

$$P_{\text{equi-succión}} = 49,32 \text{ Psi}$$

Se obtuvo la máxima caída de presión permisible con la diferencia de la presión de trabajo en la línea de alta y la presión equivalente en la línea de líquido como se mostrará a continuación:

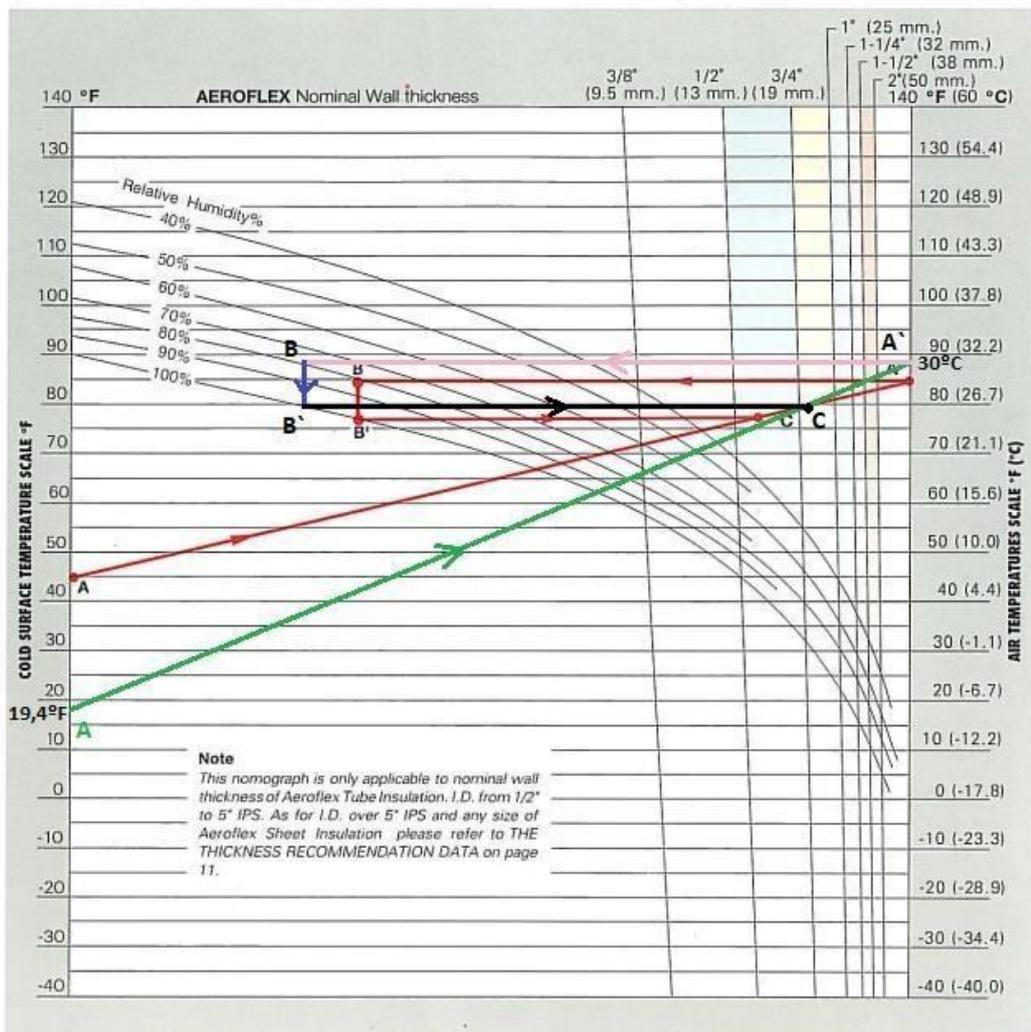
$$DP_{\text{máxima permisible en la línea de succión}} = 55,12 \text{ Psi} - 49,32 \text{ Psi}$$

$$DP_{\text{maxima permisible en la linea de succión}} = 5,8 \text{ Psi}$$

- Selección del espesor del aislamiento de la línea de succión

Mediante el Abaco de selección de espesor del aislante de la marca AEROFLEX, seleccionaremos el espesor del aislante de la línea de succión como se muestra a continuación:

CONDENSATION CONTROL NOMOGRAPH



Calculate the thickness of Aeroflex insulation by using computer programme is also available, please contact your nearest distributor.

Figura 54. Abaco de selección de espesor de aislante para línea de succión. Tomado de "Aeroflex closed cell elastomeric thermal insulation" por Aeroflex 2007, p. 10.

Siguiendo los pasos de selección del manual del fabricante que son ubicar la temperatura de evaporación en el eje de COL SURFACE TEMPERATURE

SCALE (A) trazamos una recta de color verde hasta el eje paralelo de AIR TEMPERATURE SCALE (A') que es la temperatura ambiente a 30°C, luego trazamos una recta rosa hasta la humedad relativa ambiente (B) , paso seguido trazamos un vertical hacia abajo hasta llegar a la humedad de 100% (B`) para finalizar trazando una línea horizontal hasta interceptarlo con la diagonal de color verde trazada en un inicio el punto de intercepción designara el espesor del aislante, lo que nos da como resultado que para la línea de succión le corresponde una manguera aislante de material de espuma elastómera de 3/4".

V RESULTADOS

En este capítulo mencionamos los resultados de los cálculos mencionados en el sub capítulo 4.6 de ingeniería de detalle.

5.1 Resultados descriptivos

5.1.1. Parámetros de diseño y Carga térmica

Se determinó la carga térmica de la cámara frigorífica calculándose en las condiciones de verano en base a los parámetros de diseño pertinentes dados por la empresa J&R Peruvian SAC, como resultado se obtuvo la siguiente tabla donde se puede apreciar la carga térmica de las principales fuentes de calor y el total de carga térmica producida en las 24 horas del día:

Tabla 36. Reporte de cálculo de carga térmica para la cámara frigorífica de vacunas de la empresa J&R Peruvian SAC

NOMBRE DEL PROYECTO: CÁMARA DE VACUNAS J&R PERUVIAN SAC						
DIRECCION: URB. CHACRA COLORADA JR. CARHUAZ NRO. 381. LIMA – LIMA - BREÑA						
REALIZADO POR: GABRIEL ALONSO GARCÍA LEÓN						
CARACTERISTICAS DEL PRODUCTO						
Producto	Capacidad de almacenamiento	Ingreso diario	Temperatura de ingreso	Ce a.p.c		
Vacunas	5 Ton.	3 Ton.	7°C	1 Kcal/kg. °C		
UBICACIÓN			CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO			
Departamento	Provincia	Ciudad	T exterior	30 °C	H.R exterior	80%
Lima	Lima	Lima	T cámara	2 °C	H.R interior	75%
DIMENSIONES DE LA CÁMARA		AISLAMIENTO Y APLICACIÓN				
Largo	4,26 m	Tipo de cámara	Cámara de conservación	Espesor Max.	63 mm	
Ancho	2,36 m	Material	PUR	Espesor Min.	56 mm	
Alto	2,66 m	Conductividad	0.018 Kcal/h.m.°C	Espesor de panel	80 mm	
CARACTERISTICAS DE LA PUERTA						
Tipo	Corredera		Dimensiones	0.90 m x 2.00 m de alto		
CARGA TERMICA						
Descripción de cargas						Valor
						(Kcal/día)
Carga térmica por paredes (Q1)						8209,80
Carga térmica por renovación de aire (Q2)						6842,22
Carga térmica por producto (Q3)						17500
Carga térmica por motores (Q4)						1618,60
Carga térmica por personas (Q5)						105,5
Carga térmica por luminarias (Q6)						323,72
Carga térmica por motivos diversos (Q7)						3237,20
Carga térmica total (QT)						37837,04

Fuente: Elaborado en base a los parámetros de diseño y los cálculos obtenidos de carga térmica. Autoría propia.

De la Tabla se puede apreciar que la carga térmica total o ganancia de calor total durante las 24 horas del día será de 37837,04 Kcal, siendo esta carga la que se debe que retirar para obtener las condiciones de interiores de cámara de 2°C, se debe tener en cuenta que este valor no es capacidad frigorífica como se explica en las bases teóricas, si no que para determinar la capacidad frigorífica tendrá que dividirse por un tiempo de operación determinado el cual toma el valor de 18 horas al día como se muestran en el análisis y procesamiento de datos.

5.1.2. Comprobación de capacidad frigorífica

Al haber calculado la carga térmica con los parámetros de diseño establecidos se obtuvo la capacidad frigorífica luego de haber considerado un tiempo de operación de 18 horas, como se muestra en la tabla (30):

Tabla 37. Cuadro de capacidad frigorífica calculada

Carga térmica	37837,04 Kcal/día
Tiempo de operación	18 h.
Capacidad frigorífica calculada	2092,05 Kcal/h

Fuente: Autoría propia

Este procedimiento de cálculo se realizó con el software SELETOR 1.0 del fabricante de evaporadores MIPAL, como se puede apreciar en la figura 28. se observan tres recuadros de diferente color siendo así que el recuadro morado indica el producto ingresado que son “vacunas”, el recuadro rojo indica la capacidad frigorífica de la cámara frigorífica dando como resultado un valor de 1982 Kcal/h y para finalizar como indica en el cuadro de color verde obtendremos la temperatura de evaporación recomendada por el software de -6,40°C para obtener una H.R. de 75% dentro de la cámara frigorífica cuando opere a 2°C.

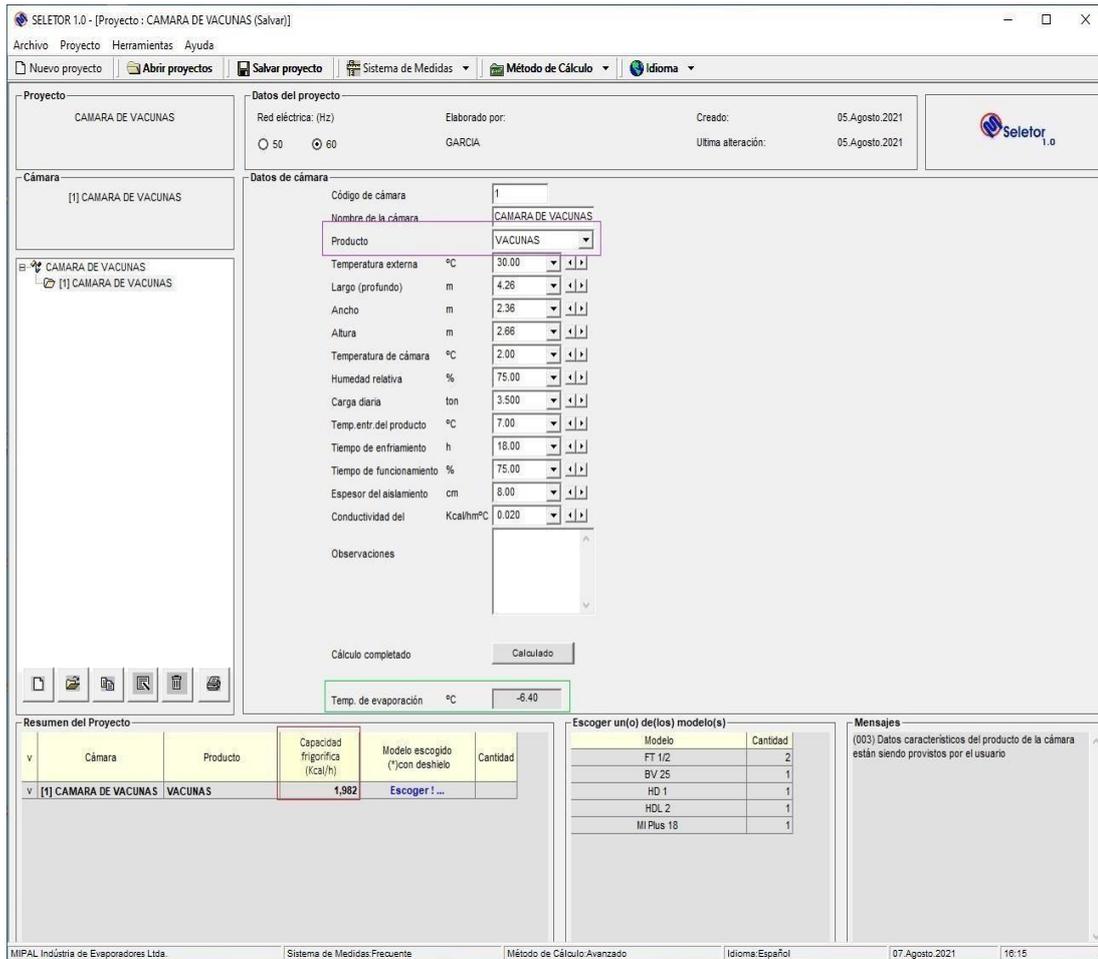


Figura 55. Determinación de la capacidad frigorífica de la cámara de vacunas mediante el software SELETOR 1.0. Elaborado en base a los parámetros de diseño de la empresa J&R Peruvian SAC.

Se observó que la capacidad frigorífica calculada manualmente y por el software SELETOR 1.0 difiere solamente de 110,05 Kcal/h, obtenido un porcentaje de presentando una variación 5,25%. Menos que la calculada manualmente, siendo nuestro calculo manual seguro ya que estamos cubriendo la capacidad recomendada por el software.

Tabla 38. Comparativo entre capacidad frigorífica calculada manualmente y calculada mediante el software Seletor 1.0

Calculo Manual (Kcal/h)	Calculo por software SELETOR 1.0 (Kcal/h)
2092,05	1982

Fuente: Autoría propia

5.1.3. Comparación de equipos de refrigeración seleccionados

- **Selección de unidad condensadora:** Se analizó tres unidades condensadoras de la marca Elgin, Tecumseh y Danfoss, teniendo como la más eficiente la unidad condensadora de la marca Elgin modelo FLEX150X6* en un contraste de 17% más eficiente que la unidad condensadora marca Tecumseh y un 34% más eficiente que la unidad condensadora marca Danfoss, como se muestra en la Tabla 39:

Tabla 39. Comparativo entre eficiencias de unidades condensadoras

Tipo	Hermético Copeland	Hermético Tecumseh	Hermético Danfoss
Modelo	FLEX150X6*	CAJ4517Z	HCZ018
HP-nominal	1,5 HP	1,5 HP	1,5 HP
Capacidad	2216 Kcal/h	2646,60 Kcal/h	2455,93 Kcal/h
Potencia	1,09 KW	1,52 KW	1,62 KW
COP	2,36	2,02	1,76
Eficiencia	17%	x	-
Eficiencia	34 %	-	x

Fuente: Autoría propia

De igual forma se analizó el ahorro en el consumo eléctrico que pueden ofrecer cada una de las unidades condensadoras de la marca Elgin, Tecumseh y Danfoss, teniendo como la que genera un mayor ahorro en el consumo eléctrico a la unidad condensadora de la marca Elgin modelo FLEX150X6* generando un 39,25% de ahorro con respecto a la unidad condensadora marca Tecumseh y un 43% ahorro con respecto a la unidad condensadora marca Danfoss, como se muestra en la Tabla 40:

Tabla 40. Comparativo de Ahorro eléctrico entre unidades condensadoras

Tipo	Hermético Copeland	Hermético Tecumseh	Hermético Danfoss
Modelo	FLEX150X6*	CAJ4517Z	HCZ018
HP-nominal	1,5 HP	1,5 HP	1,5 HP
Capacidad	2216 Kcal/h	2646,60 Kcal/h	2455,93 Kcal/h
Potencia	1,09 KW	1,52 KW	1,62 KW
Tiempo de funcionamiento	18 h	18 h	18 h
Consumo total	16,62 KW-h	27,36 KW-h	29,16 KW-h
Ahorro del consumo de energía	39,25 %	x	-
Ahorro del consumo de energía	43 %	-	x

Fuente: Autoría propia

- **Selección de unidad evaporadora:** Se analizó 3 unidades evaporadoras de la marca Elgin, Mipal y Tecumseh, de las cuales se seleccionó la unidad Elgin modelo FBA4070 la cual genera un 30,5% de ahorro en consumo eléctrico en comparación a la unidad Mipal y un 5,25% de ahorro en comparación con la unidad Tecumseh.

Tabla 41. Comparativo de Ahorro eléctrico entre unidades evaporadoras

Tipo	Bajo Perfil	Bajo Perfil	Bajo Perfil
Modelo	FBA4070	MI0018	EV 411
Capacidad	2236,50 Kcal/h	2412,60 Kcal/h	2211,60 Kcal/h
Renovaciones de aire	99,37	88,69	43,01
Potencia de Motor	16 W	140 W	65 W
Tiempo de funcionamiento de motores	18 h	18 h	18 h
Consumo de motores	288 W-h	2520 W-h	1170 W-h
Potencia de Resistencias	1200W	1200W	1050 W
Tiempo de funcionamiento de resistencias	4 h	4 h	4 h
Consumo de resistencias	4800 W-h	4800 W-h	4200 W-h
Consumo total	5088 W-h	7320 W-h	5370 W-h
Ahorro del consumo de energía	30.5%	x	
Ahorro del consumo de energía	5.25%		x

Fuente: Autoría propia

- **Ahorro energético del sistema de refrigeración de la cámara frigorífica:** Se analizó el global de los tres sistemas según el conjunto comercial respectivo equipamiento Elgin, equipamiento Tecumseh y equipamiento Danfoss y Mipal.

Tabla 42. Comparativo de Ahorro eléctrico entre los sistemas integrales de refrigeración del equipamiento Elgin – Tecumseh – Danfoss&Mipal

Tipo	Bajo Perfil	Bajo Perfil	Bajo Perfil
Modelo de UC	FLEX150X6*	CAJ4517Z	HCZ018
Consumo de UC	16,62 KW-h	27,36 KW-h	29,16 KW-h
Modelo de UE	FBA4070	EV 411	MI0018
Consumo de UE	5,088 KW-h	5,370 KW-h	7,320 KW-h
Consumo total	21,708 KW-h	32,73 KW-h	36,48 KW-h
Ahorro del consumo de energía	33,67%	x	-
Ahorro del consumo de energía	40,49%	-	x

Fuente: Autoría propia

5.1.4. Comprobación de presiones de trabajo

Al haber calculado las temperaturas de condensación y evaporación del sistema se obtuvo las presiones de trabajo mediante el diagrama de Mollier las cuales corroboraremos con el software de cálculo de presiones de trabajo del fabricante de unidades de refrigeración de la marca Danfoss:

- **Presión en la zona de alta:** Como se muestra a continuación para la respectiva temperatura de condensación de 41°C se obtuvo una presión de trabajo.

Tabla 43. Temperatura y presión de trabajo en la línea de líquido halladas mediante el diagrama de Mollier

Temperatura de condensación	Presión de trabajo en la zona de alta
41°C	256,78 Psi

Fuente: Autoría propia

Para validar la presión de trabajo en la línea de líquido se procedió a realizarlo mediante el software regla de refrigerantes del fabricante Danfoss, donde se ingresó el valor de la temperatura de condensación y nos da como resultado una presión de trabajo en la línea de líquido de 257,1 Psi.

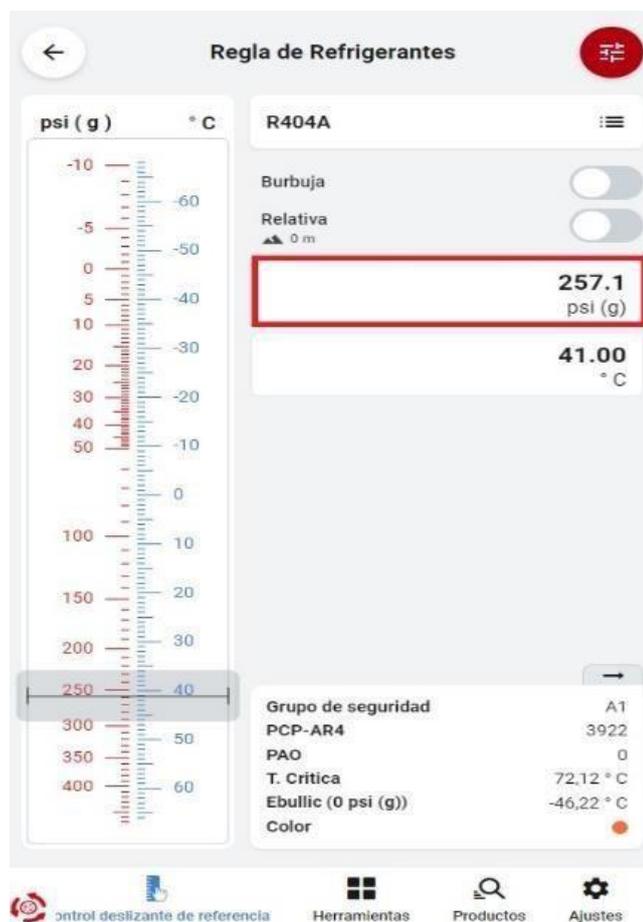


Figura 56. Resultado de la presión de trabajo en la línea de líquido. Tomado del "Software regla de refrigerantes" por el fabricante Danfoss.

- **Presión de trabajo en la zona de baja:** Como se muestra a continuación para la respectiva temperatura de evaporación de -7°C se obtuvo una presión de trabajo.

Tabla 44. Presión y temperatura de trabajo en la línea de succión

Temperatura de evaporación	Presión de trabajo en la zona de baja
-7°C	55,12 Psi

Fuente: Autoría propia

El procedimiento para calcular la presión de trabajo en la línea de succión se realizó a través del software regla de refrigerante del fabricante Danfoss, donde se ingresa el valor de la temperatura de condensación y nos da como resultado una presión de trabajo en la línea de líquido de 55,80 Psi.



Figura 57. Resultado de la presión de trabajo en la línea de succión. Tomado del "Software regla de refrigerantes" por el fabricante Danfoss.

Obtenemos que las presiones de trabajo en la línea de alta calculadas por medio del diagrama de Mollier es 0,12% menos con respecto a la obtenida mediante el software regla de refrigerantes de Danfoss, así mismo la presión calculada mediante el diagrama de Mollier en la línea de succión es un 1,23% menor que la obtenida mediante el software, como se muestra a continuación:

Tabla 45. Comparativo entre presiones de trabajo calculadas manualmente y mediante el software regla de refrigerantes de Danfoss

ZONA	Presión calculada mediante diagrama de Mollier (Psi)	Presión calculada mediante software de Danfoss (Psi)
Alta presión	256,78	257,1
Baja presión	55,12	55,80

Fuente: Autoría propia

5.1.5. Comprobación del dimensionamiento de las tuberías de refrigeración

Las tuberías de refrigeración dimensionadas en el capítulo 4.6 presentan las siguientes características como se muestra en el cuadro a continuación:

Tabla 46. Datos característicos de las tuberías de refrigeración

Descripción	Línea de líquido	Línea de succión
Flujo másico	0,02369 Kg/s	0,02369 Kg/s
Diámetro	3/8"	5/8"
Espesor	0,813 mm	0,889 mm
Velocidad	0,50 m/s	6,29 m/s
Caída de presión	2,25 Psi	0,52 Psi
Caída máxima permisible	18,86 Psi	5,8 Psi
Espesor de aislamiento	-	3/4"

Fuente: Autoría propia.

- **Tubería de líquido**

Como se muestra en la Tabla 46 la caída de presión en la línea de líquido como resultado el valor de 1,99 Psi , siendo inferior a la caída de presión máxima recomendada de 0,35 Kg/cm² lo que es igual a 4,98 Psi , citado en las bases teóricas.

$$1,99 \text{ Psi} < 4,98 \text{ Psi}$$

Los cálculos realizados referido al dimensionamiento de la tubería de líquido se validaron mediante el software CoolSelector2 de Danfoss, donde podremos apreciar una contrastación de los resultados obtenidos manualmente como se muestra a continuación:

Condiciones de funcionamiento

Capacidad:	Evaporación:	Condensación:	Adicional:
Capacidad de refrigerar: 2237 kcal/h	Temperatura de punto de ∇: -7.0 °C	Temperatura de punto de burb ∇: 41.0 °C	<input checked="" type="checkbox"/> Temperatura de descarga: 70.0 °C
Caudal máxico en la línea: 0.02371 kg/s	Recalentamiento útil: 5.0 K	Subenfriamiento: 3.0 K	
Capacidad de calefacción: 3282 kcal/h	Recalentamiento adicional: 3.0 K	Subenfriamiento adicional: 0 K	

Conexión:
 Tamaño ajustado de la conexión: ANSI 3/8" (9.53) Velocidad: 0.49 m/s

	X	X	X	X	Evaporador
Condensador	DCL 033/033e	SGP 10e	Tubería de cobre ANSI 3/8 NS 10	EVR 3 v2 NS 10	
DP de distribución:	4%	2%	13%	81%	Total
Longitud [m]:			5.86		
Ángulo [°]:			0		
DP [psi]:	0.10	0.03	0.30	1.82	2.25
DT_sat [K]:	0.0	0.0	0.0	0.3	0.3
Velocidad, entrada [m/s]:	0.48	0.48	0.49	1.93	
Estado de la válvula:	Abierta	-	-	Abierta	
Conexión:	Aceptar	Aceptar	Aceptar	Aceptar	
Resultado:	<input checked="" type="checkbox"/>				

Adicional:

Longitud [m]	= 5.86
Ángulo [deg]	= 0.0
Tamaño nominal [mm]	= 9.53
Tamaño nominal [inch]	= 0.38
Díametro interior [in]	= 0.3113
Díametro exterior [in]	= 0.3753
Conexiones disponibles:	
Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 3/8"	
Conexión sugerida:	
Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 3/8"	

Datos de rendimiento

Diagrama del sistema	
Sistema:	
Capacidad de refrigeración [kcal/h] = 2237	
Capacidad de refrigeración específica [kJ/kg] = 109.7	
Capacidad de calefacción [kcal/h] = 3282	
Capacidad de calefacción específica [kJ/kg] = 161	
Detalles del sistema	
DCL 033/033e	Caudal máxico del compresor [kg/s] = 0.02371
SGP 10e	Caudal máxico del evaporador [kg/s] = 0.02371
Evaporación	
Tubería de cobre ANSI 3/8	Temperatura de evaporación [°C] = -7.0
EVR 3 v2	Temperatura de evaporación, punto de rocío [°C] = -7.0
	Temperatura de evaporación, punto de burbuja [°C] = -7.6
	Presión de evaporación [psi] = 69.76
	Recalentamiento útil [K] = 5.0
	Recalentamiento adicional [K] = 3.0
Descarga del compresor	
	Temperatura de descarga [°C] = 70.0
Condensación	
	Temperatura de condensación [°C] = 41.0
	Temperatura de condensación, punto de rocío [°C] = 41.4
	Temperatura de condensación, punto de burbuja [°C] = 41.0
	Presión de condensación [psi] = 272.3
	Subenfriamiento [K] = 3.0
	Subenfriamiento adicional [K] = 0
Adicional	
	Caída de presión máx. en la línea de líquido (antes de expansión) [psi] = 18.91

Figura 58. Resultado del dimensionamiento de la línea de líquido. Tomado del "Software CoolSelector2" por el fabricante Danfoss.

Se obtuvo los resultados del dimensionamiento de la línea de líquido mediante el software siendo muy aproximados a los calculados.

Tabla 47. Comparativo entre los resultados de dimensionamiento de la línea de líquido calculados manualmente y calculados mediante el software CoolSelector2

Descripción	Resultados mediante cálculos manuales	Resultados mediante software CoolSelector 2
Diámetro	3/8"	3/8"
Espesor	0,813 mm	0,813 mm
Velocidad	0,5 m/s	0,49 m/s
Caída de presión	2,25 Psi	2,25 Psi
Caída máxima permisible	18,86 Psi	18,91 Psi

Fuente: Autoría propia.

Como se visualiza en la Tabla 47 tanto el diámetro y espesor seleccionados mediante cálculos coinciden con los obtenidos mediante el software deduciendo que el software dimensiona con tuberías tipo L las cuales son recomendadas para el uso en refrigeración validando nuestra selección de las tuberías en la línea de líquido.

Con respecto a la velocidad calculada manualmente es un 2% superior a la obtenida mediante el software, la caída de presión calculada manualmente coincide con los resultados obtenidos mediante el software, lo que respecta a la caída de presión máxima permisible calculada manualmente es un 0,26% inferior a la obtenida mediante el software.

- **Tubería de succión**

Como se muestra en la Tabla 46 los resultados del cálculo manual respecto al dimensionamiento en la línea de succión el cual se corrobora mediante el uso del software CoolSelector2 del fabricante Danfoss, como se muestra a continuación:

CoolSelector2 - CALCULO DE TUBERIAS TESTS_2.cspj

Archivo Opciones Herramientas Ayuda Acerca de **Selecciones** Informe Lista de materiales

Linea de líquido **Linea de succión** X + Nuevo

Seca - Linea de aspiración

Refrigerante: R404A
 Conexiones: Soldadura cobre ANSI

Válvulas de control y...
 Válvulas de solenoides
 Válvulas de retención
 Válvulas de cierre y...
 DP constante

Filtros
 Filtros antiácidos
 Visores de líquido
 Tuberías
 Estación de válvulas ICF

Familias de productos:

- Tubería de cobre ANSI
- Codo de cobre 45 ANSI
- Codo de cobre 90 ANSI
- Reductor de cobre ANSI
- Expansor de cobre ANSI
- Tubería de cobre ANSI K65
- Codo de cobre 45 ANSI K65
- Codo de cobre 90 ANSI K65
- Reductor de cobre ANSI K65
- Expansor de cobre ANSI K65
- Tubería de cobre ANSI XHP 90
- Tubería de cobre ANSI XHP 130
- Codo de cobre 45 ANSI XHP
- Codo de cobre 90 ANSI XHP
- Reductor de cobre ANSI XHP
- Expansor de cobre ANSI XHP
- Junction

Condiciones de funcionamiento:

Capacidad:	Evaporación:	Condensación:	Adicional:
Capacidad de refrigera: 2237 kcal/h	Temperatura de punto de ev: -7.0 °C	Temperatura de punto de burb: 41.0 °C	<input checked="" type="checkbox"/> Temperatura de descarga: 70.0 °C
Caudal máxico en la línea: 0.02371 kg/s	Recalentamiento útil: 5.0 K	Subenfriamiento: 3.0 K	
Capacidad de calefacción: 3282 kcal/h	Recalentamiento adicional: 3.0 K	Subenfriamiento adicional: 0 K	

Conexión:
 Tamaño ajustado de la conexión: ANSI 5/8" (15.88) Velocidad: 6.52 m/s

Evaporador	Compresor
Tubería de cobre ANSI 5/8 NS 16	
DP de distribución: 100%	Total
Longitud [m]: 6.52	
Ángulo [°]: 0	
DP [psi]: 0.55	0.55
DT_sat [K]: 0.2	0.2
Velocidad, entrada [m/s]: 6.52	
Estado de la válvula: -	
Conexión: Aceptar	
Resultado: <input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

Adicional:

Longitud [m] = 6.52

Ángulo [deg] = 0.0

Tamaño nominal [mm] ... = 15.88

Tamaño nominal [inch] . = 0.63

Díámetro interior [in] . = 0.6562

Díámetro exterior [in] = 0.6352

Conexiones disponibles:

Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 5/8"

Conexión sugerida:

Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 5/8"

Curva de rendimiento **Datos de rendimiento** Notas

Diagrama del sistema	Sistema:
	Capacidad de refrigeración [kcal/h] = 2237
	Capacidad de refrigeración específica [kJ/kg] = 109.7
	Capacidad de calefacción [kcal/h] = 3282
	Capacidad de calefacción específica [kJ/kg] = 161
	Caudal máxico del compresor [kg/s] = 0.02371
	Caudal máxico del evaporador [kg/s] = 0.02371
	Evaporación
	Temperatura de evaporación (°C) = -7.0
	Temperatura de evaporación, punto de rocío (°C) = -7.0
	Temperatura de evaporación, punto de burbuja (°C) = -7.6
	Presión de evaporación [psi] = 69.75
	Recalentamiento útil [K] = 5.0
	Recalentamiento adicional [K] = 3.0
	Descarga del compresor
	Temperatura de descarga (°C) = 70.0
	Condensación
	Temperatura de condensación (°C) = 41.0
	Temperatura de condensación, punto de rocío (°C) = 41.4
	Temperatura de condensación, punto de burbuja (°C) = 41.0
	Presión de condensación [psi] = 272.3
	Subenfriamiento [K] = 3.0
	Subenfriamiento adicional [K] = 0
	Adicional:
	Caída de presión máx. en la línea de aspiración (antes de compresor) [psi] = 5.75

Figura 59. Resultado del dimensionamiento de la línea de succión. Tomado del "Software CoolSelector2" por el fabricante Danfoss.

Se obtuvo los resultados del dimensionamiento de la línea de succión mediante el software siendo muy aproximados a los calculados.

Tabla 48. Comparativo entre los parámetros de dimensionamiento de la línea de succión calculados manualmente y calculados mediante el software CoolSelector2

Descripción	Resultados mediante cálculos manuales	Resultados mediante software CoolSelector 2
Diámetro	5/8"	5/8"
Espesor	0,889 mm	0,889 mm
Velocidad	6,29 m/s	6,52 m/s
Caída de presión	0,52 Psi	0,55 Psi
Caída máxima permisible	5,8 Psi	5,75 Psi

Fuente: Autoría propia.

Como se visualiza en la tabla tanto el diámetro y espesor seleccionados mediante cálculos coinciden con los obtenidos mediante el software deduciendo que el software dimensiona con tuberías tipo L las cuales son recomendadas para el uso en refrigeración validando nuestra selección de las tuberías en la línea de succión.

Con respecto a la velocidad calculada manualmente es un 3,5% inferior a la obtenida mediante el software, la caída de presión calculada manualmente es inferior en un 5,7% con respecto a la obtenida mediante el software, la caída de presión máxima permisible calculada manualmente es un 0,86% superior a la obtenida mediante el software.

VI DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados

6.1.1. Contrastación de la hipótesis general

Se planteó que: “Si se diseña una cámara frigorífica con refrigerante R-404A para su posterior construcción se podrá mantener la cadena de frío de 5 toneladas de vacunas Covid -19 en empresa J&R PERUVIAN S.A.C.”.

Se comprobó luego de determinar los parámetros de diseño, capacidad frigorífica, selección de equipos de refrigeración, obtener las presiones de trabajo y dimensionar las tuberías los cuales dieron como resultado global el diseño de la cámara frigorífica para las vacunas del Covid-19 con un sistema de refrigeración que opera con el refrigerante R-404A, con el que se mantendrá en el interior de la cámara a unas condiciones climáticas de 2 a 8°C de temperatura según como lo indica la OMS y 75% de humedad relativa, condiciones de temperatura idónea para su conservación con las cuales se garantiza mantener la cadena de frío de 5 Toneladas de vacunas del Covid-19.

Por lo que la hipótesis general formulada se acepta.

6.1.2. Contrastación de la hipótesis específicas

- H.1: Si se determinan los parámetros de diseño se podrá calcular la carga térmica para la cámara frigorífica en la empresa J&R PERUVIAM S.A.C.

Se comprobó que para obtener la carga térmica de 37837,04 Kcal/día de la cámara frigorífica fue fundamental determinar correctamente los parámetros de diseño ya que son la base fundamental del diseño e inicio de cálculos y sin ellos no podría iniciarse ningún cálculo, estos parámetros fueron obtenidos en la Tabla 9.

Por lo que la hipótesis formulada se acepta.

- H.2: Si se realiza el cálculo de cargas térmicas se podrá determinar la capacidad frigorífica requerida por los equipos.

Se comprobó que a partir de calcular la carga térmica de la cámara frigorífica de vacunas con un valor de 37837,04 Kcal/día como se muestra en la Tabla

37 se pudo determinar la capacidad frigorífica requerida por los equipos de refrigeración el cual presento un valor de 2092,05 Kcal/h, cuyo valor que fue contrastado y comprobado mediante el software Seletor 1.0.

Por lo que la hipótesis formulada se acepta.

- H.3: Si se selecciona los equipos de refrigeración que operen con el refrigerante R-404A y cuenten con un bajo consumo eléctrico se podrá cubrir la capacidad frigorífica calculada y alcanzar un ahorro energético.

Se comprobó que al seleccionar los equipos de refrigeración tanta unidad condensadora modelo FLEX150X6* y evaporadora modelo FBA4070 los cuales tienen una capacidad frigorífica de 2216 Kcal/h y 2236,50 kcal/h respectivamente, capacidades que son mayor a la capacidad frigorífica requerida, se está garantizando cubrir la demanda térmica producida dentro de la cámara frigorífica. Así mismo se comprobó que al seleccionar la unidad condensadora de marca ELGIN modelo FLEX150X6* y unidad evaporadora marca Elgin modelo FBA4070 en base al bajo consumo eléctrico que ofrecen y al compararlas con las otras marcas propuestas por J&R PERUVIAN SAC, se logró alcanzar un ahorro energético del 33,67% con respecto al equipamiento de marca Tecumseh y un ahorro de 40,49% con respecto al equipamiento de Danfoss & Mipal.

Por lo que la hipótesis formulada se acepta.

- H.4: Si se determinan las presiones de trabajo en el sistema de refrigeración se podrá asegurar el correcto funcionamiento de la cámara frigorífica.

Se comprobó que al determinar las presiones de trabajo dentro del diagrama Mollier, como se muestra en la Tabla 45, estas están condicionadas a las temperaturas de evaporación y condensación. Las cuales deben mantenerse estables para que no se vea afectado el funcionamiento del sistema de refrigeración como se muestra en el diagrama de Mollier, ya que en la zona de alta presión debe cumplirse que la temperatura de condensación debe darse a 41°C para asegurar de forma correcta la transferencia de calor de la

unidad condensadora hacia el ambiente, calor que fue absorbido en el evaporador. En la zona de baja la presión debe mantenerse estable, para obtener una temperatura de evaporación de -7°C dentro del evaporador y así obtener una temperatura de cámara de 2°C con humedad relativa del 75%, de variar esta presión afectará directamente a las condiciones internas de la cámara, por lo tanto, al determinar las presiones de trabajo se está asegurando el correcto funcionamiento de la cámara frigorífica.

Por lo que la hipótesis formulada se acepta.

- H.5: Si se dimensionan las tuberías de refrigeración se podrá evitar exceder la caída de presión máxima permisible en las líneas de líquido y succión.

Se comprobó que al dimensionar las tuberías de refrigeración tomando en consideración las velocidades recomendadas se obtuvo las caídas de presión en las líneas, estas líneas no superan las caídas de presión máximas permisibles como se muestra en la Tabla 46. Los resultados de caída de presión para ambas líneas son inferiores a los límites máximos permisibles.

Por lo que la hipótesis formulada se acepta.

6.2 Contrastación de los resultados con otros estudios similares

6.2.1. Contrastación de resultados con estudios nacionales

- La presente investigación concuerda con lo mencionado por Manchego y vera, (2020) en su tesis titulada: “Diseño de cámara frigorífica para la refrigeración de 3 TN de pescado en el mercado zonal de Lambayeque. Pimentel - Perú 2020” ya que para la presente investigación fue necesario determinar los parámetros de diseño para iniciar el diseño de la cámara frigorífica.
- La presente investigación concuerda con lo mencionado por Díaz y Zapata, (2020) en su tesis titulada: “Diseño de una cámara frigorífica para la conservación de medicinas en comunidades alejadas de la región Selva del Perú” en que se logró obtener la capacidad de refrigeración o potencia frigorífica a partir del cálculo de carga térmica por paredes, renovaciones

de aire, producto, luminarias, motores y personas, coincidiendo con el procedimiento usado de la presente investigación.

- La presente investigación concuerda con lo mencionado por Vásquez, (2018) en su tesis titulada: “Diseño de cámara frigorífica de 1500 toneladas de capacidad para conservar productos hidrobiológicos congelados a una temperatura de -20°C en la empresa ARCOPA S.A.- Paita” en que se realizó el balance térmico para calcular las pérdidas de frío es decir el cálculo de carga térmica por paredes, luminarias, producto, motores y personas con la sumatoria de estos calores posteriormente se obtuvo la producción de frío.

6.2.2. Contratación de resultados con estudios internacionales

- La presente investigación está acorde por lo mencionado por Catucuago y Tipán (2018) en su tesis titulada: “Diseño y construcción de una cámara frigorífica modular de 9.6m^3 para conservación de vacunas” concuerda en que el calor específico tomado para el cálculo de las vacunas fue el del valor del agua $1\text{ Kcal/kg}^{\circ}\text{C}$, asu vez concuerda con el DT del condensador tomado como un valor de 11°C para obtener la temperatura de condensación , los equipos también fueron seleccionados con el refrigerante R-404A por considerarse ecológico , al igual que la presente investigación como primer paso se calculó la carga térmica para posteriormente obtener la capacidad frigorífica requerida.
- La presente investigación concuerda con lo mencionado por Mendoza (2018) en su tesis titulada: “Diseño de una cámara de refrigeración para el almacenamiento de pieles de becerro, en la Empresa Curtipiel en el barrio San Benito, Bogotá” ya que para iniciar los cálculos de carga térmica fue necesario identificar los parámetros de diseño de la cámara frigorífica como ubicación, condiciones climáticas, dimensiones de la cámara, material aislante, cálculo de espesor y capacidad de almacenamiento.
- La presente investigación concuerda con lo mencionado por Ceballos, (2017) en su tesis titulada: “Diseño óptimo de una cámara frigorífica de

conservación de producto congelados” en que se logró obtener la potencia frigorífica a partir de la sumatoria de cálculo de carga térmica por paredes, renovaciones de aire, producto, luminarias, motores y personas, coincidiendo con el procedimiento usado de la presente investigación.

6.3 Responsabilidad ética

El bachiller autor del presente informe final de tesis titulado: “DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA CON REFRIGERANTE R-404A PARA MANTENER LA CADENA DE FRIO DE 5 TONELADAS DE LAS VACUNAS COVID - 19. EMPRESA J&R PERUVIAN S.A.C. - LIMA. 2021” asume toda responsabilidad respecto a la información plasmada en la presente investigación y se pone a disposición de las normas y reglamentos vigentes de la Universidad Nacional del Callao.

CONCLUSIONES

- a) Se logró diseñar una cámara frigorífica con refrigerante R-404A para mantener la cadena de frío de 5 toneladas de vacunas Covid-19 en la empresa J&R PERUVIAN S.A.C. mediante los parámetros de diseño información relevante y necesaria que sirvió para dar inicio a los cálculos respectivos de carga térmica y capacidad frigorífica dando como resultado la selección de los equipos de refrigeración, obtención de las presiones de trabajo y dimensionamiento de las tuberías de garantizando de esta forma un diseño adecuado que permitirá mantener la temperatura de conservación de la cadena de frío de las vacunas en las condiciones de 2°C a 8 °C.
- b) Se determinó los parámetros de diseño de la cámara frigorífica para vacunas del Covid-19, como su ubicación, condiciones climáticas de operación, dimensiones, tipo de producto, capacidad de almacenamiento, temperatura de ingreso, tipo de aislamiento y su espesor, información relevante que fue la base para dar inicio a los cálculos de carga térmica.
- c) Se logró realizar el cálculo de cargas térmicas de la cámara frigorífica por paredes, producto, renovación de aire, luminarias, motores del evaporador y personas dando como resultado un total de 37837,04 Kcal/día a partir de este resultado se obtuvo la capacidad frigorífica requerida dando como resultado 2092,05 Kcal/h.
- d) Se logró seleccionar los equipos de refrigeración que operan con el refrigerante R-404A de la marca ELGIN, los cuales al presentar una capacidad frigorífica superior a la calculada cumplen con cubrir la demanda térmica generada dentro la cámara frigorífica. Así mismo de las tres marcas presentadas por la empresa J&R PERUVIAM S.A.C. las cuales fueron Elgin, Tecumseh, Danfoss & Mipal uno de los factores importantes que primo para la selección fue que la marca Elgin presento un ahorro de consumo de energía de 33,67% con respecto a la marca Tecumseh y 40,49% con respecto al conjunto Danfoss & Mipal, siendo las unidades de la marca ELGIN las que generan un mayor ahorro del consumo del de energía , a esto añadimos que

la unidad condensadora FLEX150X6* presento un COP superior en comparación a las otras marcas de unidades condensadoras propuestas por J&R PERUVIAN SAC siendo en un 17% más eficiente que Tecumseh y un 34% más eficiente que Danfoss concluyendo de esta manera que las unidades de la marca Elgin nos proporcionan el mayor ahorro energético.

- e) Se determinó las presiones de trabajo, obteniendo que en el lado de alta presión para que el refrigerante inicie la condensación a 41°C este deberá trabajar a una presión de 256,78 Psi (g), mientras que en el lado de baja presión para que el refrigerante evapore a una temperatura de -7°C este deberá presentar una presión de 55,12 Psi(g). Recordemos que la temperatura de evaporación calculada obedece a un DT en el evaporador el cual está sujeto a la temperatura de cámara y es inversamente proporcional a la humedad relativa en el interior de la cámara, por lo tanto si el sistema de refrigeración de la cámara no trabaja a las presiones indicadas se vería afectada las condiciones internas de la cámara frigorífica, por ello fue importante el determinar las presiones de trabajo tanto en la zona de alta y zona de baja, de esta forma se está garantizando un correcto funcionamiento de la cámara frigorífica. Las presiones de trabajo fueron validadas mediante el software regla de refrigerantes de Danfoss.
- f) Se dimensiono las tuberías de refrigeración tanto de líquido y succión obteniendo el valor de la caída de presión siendo estos valores inferiores a las caídas de presión máximas permisibles que se calcularon, los cálculos de dimensionamiento fueron validados mediante el software CoolSelector2 de Danfoss.

RECOMENDACIONES

- a) Se recomienda para el diseño de una cámara frigorífica de vacunas tomar el calor específico de las vacunas como el valor del agua debido a que los dos son líquidos que presentan un punto de congelamiento a 0°C, basándonos en otros autores de tesis como Catucuago y Tipán (2018), que asumen el mismo concepto para el cálculo de carga térmica por producto, así mismo se sabe que las vacunas ingresan a la cámara frigorífica a una temperatura de 2°C como lo indica la NTS-Nº136-2017 más para efectos de cálculo se recomienda asumir la temperatura más crítica de 7°C como temperatura de ingreso tal como lo recomienda Catucuago y Tipán (2018).
- b) Se recomienda antes de iniciar todo diseño de una cámara frigorífica realizar una lista detallada elaborada en base a los requerimientos solicitados por el usuario final de la cámara, ya que estos requerimientos o parámetros impactaran notablemente en el diseño, los requerimientos a solicitar básicos son ubicación , condiciones climáticas del lugar en temporada de verano, producto a refrigerar , tipo de cámara , capacidad de almacenamiento, temperatura de ingreso del producto, tipo de cámara , suministro eléctrico , preferencia de panel aislante , suministro eléctrico , marca de preferencia del equipamiento y refrigerante en uso. Aunque parezca un poco tácito se recomienda preguntar detalles del material aislante ya que existen entidades que tienen políticas medio ambientales y prohíben el uso del poliestireno de igual forma con el refrigerante existen entidades las cuales no permiten el uso de algunos refrigerantes como el R-22 y R-422D entre otros y solo aceptan los ecológicos como en el caso de cámaras de vacunas según la NTS-Nº136-2017 las cámaras de vacunas solo pueden funcionar con el refrigerante R-404A.
- c) Se recomienda al realizar los cálculos de carga térmica guiarse del método del libro (Sánchez y Pineda, 2001) el cual presenta una metodología práctica y sencilla para ello , de igual forma para el cálculo de la capacidad frigorífica se recomienda corroborarla con algún software

en este caso podría usarse el Seletor 1.0 el cual es amigable al usuario y tiene una gran variedad de herramientas de uso.

- d) Se recomienda usar el software en línea o el aplicativo móvil Regla de refrigerante de Danfoss para hallar de forma rápida las presiones de trabajo en un sistema de refrigeración, esto ahorraría tiempo y esfuerzo en ubicarlo en el diagrama de Mollier como se hace habitualmente.
- e) Se recomienda en toda instalación frigorífica básicamente en las tuberías de líquido y succión tener cuenta las velocidades del refrigerante, así como el cálculo de la caída de presión, el cual siempre se tendrá que verificar que no sobrepase el límite máximo permisible para evitar problemas de sobrecalentamientos excesivos en las líneas, así mismo se recomienda el uso del Software CoolSelector2 del fabricante Danfoss, para el dimensionamiento rápido de las tuberías de refrigeración.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- A., ANDRADE. 2021.** *Evaporador de aire forzado de alto perfil.* Sao Paulo : ELGIN, 2021.
- AGUDELO, DUVÁN CHAVERRA. 2020.** *acrlatinoamerica. acrlatinoamerica.* [en línea] 24 de septiembre de 2020. [Citado el: 29 de Julio de 2021.] <https://www.acrlatinoamerica.com/201809248369/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/paneles-aislantes-en-cadena-de-frio.html>.
- ALCAIRE,J.,DIEGO,J., Y ARTACHO M. 2001.** *Diseño de producto el proceso del diseño.* s.l. : UPV, 2001.
- ANGEL, ANA MARÍA MEJÍA. 2020.** *Unidad condensadora.* [En línea] 20 de Octubre de 2020. [Citado el: 27 de Julio de 2021.] <https://www.acrlatinoamerica.com/202010209541/productos/aire- acondicionado-y-ventilacion/unidad-condensadora-elgin.html>.
- AUTOSOLAR. 2017.** *AutoSolar. AutoSolar.* [En línea] 20 de Febrero de 2017. [Citado el: 27 de Julio de 27.] <https://autosolar.es/blog/aspectos- tecnicos/que-es-un-presostato>.
- BOAST, M. Y J. BELTRÁN. 1997.** *Refrigeración: libro de bolsillo.* s.l. : Acribia, 1997.
- BOHM. 2005.** *Manual de ingeniería frigus bohn. manual de ingeniería.* México, México : frigus bohn s.a. de c.v., Septiembre de 2005.
- BOHN. 2008.** *Boletín 29 las fallas más comunes de sus sistema de refrigeración y su solución en campo.* México : FRIGUS BOHN S.A. DE C.V., 2008.
- BOHN. 2008.** *Boletín 36 - importancia del subenfriamiento en los sistemas de refrgeración.* México : FRIGUS BOHN S.A. DE C.V., 2008.
- BOHN. 2020.** *Cálculo de carga térmica y selección de unidades condensadoras y evaporadores.* [int.] Guillermo Brandenstein. 2020.
- CLAUDIO MANCHEGO Y JUAN VERA. 2020.** *Diseño de una cámara frigorífica para la conservación de medicinas en comunidades alejadas de la región selva del Perú.* Arequipa, Arequipa, Perú : s.n., 2020.
- COPELD. 2016.** *Refrigeración desde casa. refrigeración desde casa.* [En línea] 07 de Junio de 2016. [Citado el: 26 de Julio de 2021.] <https://refrigeraciondesdecasa.blogspot.com/2016/06/refrigeracion-mecanica-por-compresion.html>.
- CREUS, JOSÉ ALARCÓN. 2000.** *Tratado práctico de refrigeración automática.* Barcelona : Alfaomega, 2000.

- DANAHE.** 2015. Cero gradoscelsius. *cero gradoscelsius*. [En línea] 9 de Julio de 2015. [Citado el: 07 de Julio de 2021.] <https://0grados.com.mx/valvula-solenoid/>.
- DENNIS ARIAS CHÁVEZ.** 2019. *Manual para citar y referenciar fuentes en textos de ingeniería*. Huancayo : s.n., 2019.
- DOSSAT, J.** 1980. *Principios de refrigeración*. Monterey : Continental S.A. de C.V., 1980.
- EARTH, GOOGLE.** 2001. Google earth. *Google earth*. [En línea] 11 de junio de 2001. [Citado el: 25 de Julio de 2021.] <https://www.google.com/intl/es/earth/>.
- EDUARDO PITA.** 2000. *Acondicionamiento de Aire*. Technical College The City University of New York, Mexico : 2000.
- ELGIN.** 2020. *Buenas practicas en refrigeración*. Sao Paulo, Brasil : ELGIN, 03 de Julio de 2020. Vol. III.
- ERAZO, GUILLERMO.** 2009. mailxmail. *mailxmail*. [En línea] 11 de Agosto de 2009. [Citado el: 29 de Julio de 2021.] <http://www.mailxmail.com/curso-refrigeracion-domestica-manual-tecnico/filtro-secador-funcion-sistema-refrigeracion>.
- ESCUELA DE REFRIGERACIÓN DEL PERÚ.** 2020. *Seminario de calculo de cámaras frígorigas*. [prod.] Luis Boca Negra Ortiz. Lima, Lima, Perú : Escuela De Refrigeración Del Perú, 2020.
- FERNÁNDEZ, JOSÉ LUIS.** 2013. fisicalab.com. *fisicalab.com*. [En línea] Abril de 2013. [Citado el: 10 de Julio de 2021.] <https://www.fisicalab.com/apartado/temperatura>.
- FRANCO, J.** 2012. *Manual de refrigeración*. Barcelona : REVERTÉ, S.A., 2012.
- GARCÍA, REBECA CRUZ.** 2018. Mundohvacr. [En línea] 2018. [Citado el: 29 de Julio de 2021.] <https://www.mundohvacr.com.mx/2017/02/termostatos-inteligentes/>.
- HOWELL, JOHN R. Y RICHARD O. BUCKIUS.** 1990. *Principios de termodinámica para ingenieros*. México D.F. : McGRAW-HILL, 1990.
- JESÚS CEBALLOS.** 2017. Diseño óptimo de una cámara de conservación de productos congelados. Sevilla, España : s.n., 2017.
- KREITH, FRANK.** 1968. *Principios de transferencia de calor*. México D.F. : Textbook Company, 1968.
- MAR, JAVIER.** 2018. Blog intensity. *Blog intensity*. [En línea] 14 de Agosto de 2018. [Citado el: 28 de Julio de 2017.]

<https://intensity.mx/es/blog/principales-elementos-de-un-sistema-de-refrigeracion>.

- MARIN, BRANDON. 1992.** *Tecnologías de gases*. Lima : Cubana, 1992.
- MIGUEL DÍAZ Y JUAN ZAPATA. 2020.** Diseño de una cámara frigorífica para la refrigeración de 3 tn de pescado en el mercado zonal de Lambayeque. Pimentel, Perú : s.n., 2020.
- MINSA. 2017.** NTS N°136-MINSA/2017/DGIESP. *Norma técnica de salud para el manejo de la cadena de frío en las inmunizaciones*. Lima, Lima, Perú : s.n., 2017.
- MONTOYA, J. Y CASTRILLÓN D. 2020.** *SARS-CoV-2/COVID-19: el virus, la enfermedad y la pandemia. Medicina&Laboratorio*. 2020, Vol. 24, 3.
- NELSON CATUCUAGO Y LUIS TIPÁN. 2018.** *Diseño y construcción de una cámara de frigorífica modular de 9.6m³ para conservación de vacunas*. Quito, Ecuador : s.n., 2018.
- OMS. 2021.** *Vacuna contra la covid-19 (vero cell), Inactividad (SINOPHARM)*. 2021.
- ORTEGA. 2010.** Mundohvacr. [En línea] 2010. [Citado el: 29 de Julio de 2021.] <https://www.mundohvacr.com.mx/2006/01/indicadores-de-liquido-y-humedad/>.
- PABLO SIERRA Y CRISTIAN RAMÍREZ. 2018.** Diseño de una cámara de refrigeración para el almacenamiento de pieles de becerro en la empresa Curtipiel en el barrio San Benito, Bogotá. Bogotá, Bogotá, Colombia : s.n., 2018.
- PITA, EDWARD G. 1994.** *Aire acondicionado principios y sistemas*. México D.F. : Limusa, 1994.
- QUIMOBÁSICOS. 2014.** Quimobásicos. *Quimobásicos*. [En línea] Cydsa, 20 de Agosto de 2014. [Citado el: 27 de Julio de 2021.] <https://blogquimobasicos.com/2014/08/20/superheat/>.
- RAFFINO, MARÍA ESTELA. 2021.** *Concepto de. Concepto de*. [En línea] etecé, 16 de julio de 2021. [Citado el: 26 de julio de 2021.] <https://concepto.de/transferencia-de-calor/>.
- RAMIREZ, JUAN. 1996.** *enciclopedia de la climatización refrigeración*. Barcelona : Ceac SA, 1996.
- SALDARRIGA, JUAN G. 1998.** *Hidráulica de tuberías*. Bogotá : McGraw-Hill, 1998.
- SÁNCHEZ Y PINEDA. 2001.** *Práctica, ingeniería del frío teoría y práctica*. Córdoba : Mundi prensa, 2001.

- SENAMHI. 2021.** [ed.] *Comercio. Senamhi: 31.9°C, la temperatura más alta registrada en Lima en lo que va del verano.* 24 de Febrero de 2021.
- SPORLAN. 2002.** *Administración de aceite en compresores paralelos en supermercados.* [En línea] Septiembre de 2002. [Citado el: 28 de Julio de 2021.] https://sporlanonline.com/literature/international/s1/110-136_S1_092002.pdf.
- STOECKER, W. 1986.** *Refrigeración y aire acondicionado.* Mexico : McGRAW-HILL, 1986.
- STREETER, VICTOR L. 1972.** *Mecánica de los fluidos.* Mexico : McGRAW-HILL, 1972.
- VÁSQUEZ, DAVID. 2018.** *Diseño de cámara frigorífica de 1500 toneladas de capacidad para conservar productos hidrobiológicos congelados a una temperatura de -20°C en la empresa arcopsa s.a - Paíta. Piura, Piura, Perú : s.n., 2018.*
- VELÁSQUEZ. 2020.** *Mundohvacr.* [En línea] 2020. [Citado el: 27 de Julio de 2021.] <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/02/valvulas-de-expansion-funcionamiento-y-seleccion-de-la-adecuada/#comments>.
- YAÑEZ, GIRALDO. 2013.** *Gases refrigerantes.* México : BOHN, 2013.

ANEXOS

Anexo 1. Matriz consistencia de “DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFRICA CON REFRIGERANTE R-404A PARA MANTENER VACUNAS COVID – 19. EMPRESA J&R PERUVIAN S.A.C. – LIMA. 2021”

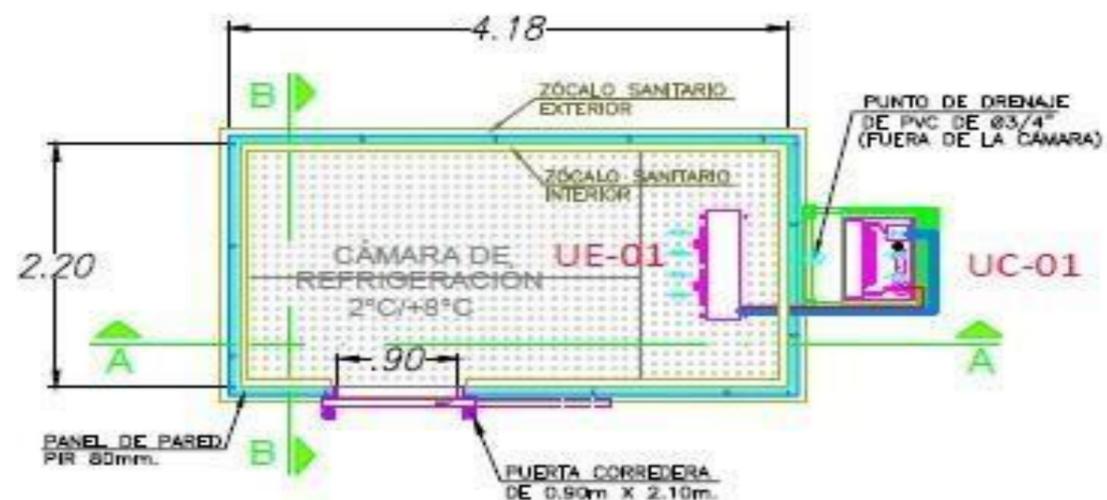
Problema	Objetivo	Hipótesis	V Di V
Problema principal	Objetivo principal	Hipótesis principal	
¿Cómo diseñar una cámara frigorífica con refrigerante R-404A para mantener la cadena de frío de 5 toneladas de vacunas Covid-19 en la empresa J&R PERUVIAN S.A.C.?	Diseñar una cámara frigorífica con refrigerante R-404A para mantener la cadena de frío de 5 toneladas de vacunas Covid-19 en empresa de 5 toneladas de vacunas Covid-19 en S.A.C. J&R PERUVIAN S.A.C.	Si se diseña una cámara frigorífica con refrigerante R-404A para su posterior construcción se mantendrá la cadena de frío de 5 toneladas de vacunas Covid-19 en S.A.C. empresa J&R PERUVIAN S.A.C.?	X: Cámara frigorífica D
Problemas específicos	Objetivos específicos	Hipótesis específicas	
¿Cómo determinar los parámetros de diseño para calcular la carga térmica de la cámara frigorífica en la empresa J&R PERUVIAN S.A.C.?	Determinar los parámetros de diseño para calcular la carga de la cámara frigorífica en la empresa J&R PERUVIAN S.A.C.	Si se determinan los parámetros de diseño se podrá calcular la carga térmica para la cámara frigorífica en la empresa J&R PERUVIAN S.A.C.	X1: Parámetros de diseño. X2: Carga térmica X3: Selección de equipos de refrigeración X5: Presión de trabajo X5: Dimensiones de tubería
¿Cómo calcular las cargas térmicas a fin de determinar la capacidad frigorífica?	Calcular de cargas térmicas para determinar la capacidad frigorífica.	Si se calcula de cargas térmicas se podrá determinar la capacidad frigorífica requerida por los equipos.	
¿Cómo seleccionar los equipos de refrigeración que operen con el refrigerante R-404A y con un bajo consumo eléctrico a fin de cubrir la capacidad frigorífica calculada y generar un ahorro energético?	Seleccionar los equipos de refrigeración que operen con el refrigerante R-404A y con un bajo consumo eléctrico para cubrir la capacidad frigorífica calculada y generar un ahorro energético.	Si se selecciona los equipos de refrigeración que operen con el refrigerante R-404A y cuenten con un bajo consumo eléctrico se podrá cubrir la capacidad frigorífica calculada y alcanzar un ahorro energético.	
¿Cómo determinar las presiones de trabajo del sistema de refrigeración de la cámara frigorífica a fin de asegurar su correcto funcionamiento?	Determinar las presiones de trabajo del sistema de refrigeración de la cámara frigorífica a fin de asegurar el correcto funcionamiento.	Si se determinan las presiones de trabajo en el sistema de refrigeración se podrá asegurar el correcto funcionamiento de la cámara frigorífica.	

Anexo 2. Ficha para determinar los parámetros de diseño en una cámara frigorífica

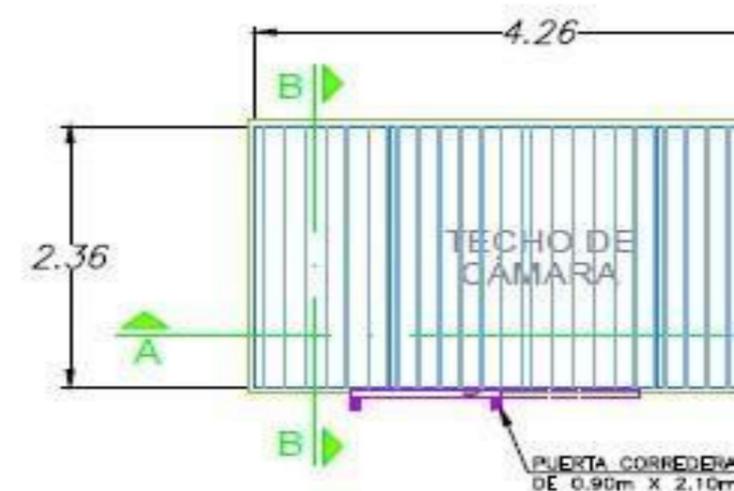
ítem	Datos de cámara
Ubicación	
Condiciones climáticas en verano	
Tipo de cámara	
Dimensiones de cámara	
Tipo de producto	
Temperatura cámara	
Humedad relativa de cámara	
Temperatura de ingreso del producto	
Capacidad de almacenamiento	
Ingreso diario	
Cámara expuesta al sol	
Cantidad de personas	
Material aislante	
Tipo de refrigerante	
Suministro eléctrico del local	
Tipo de puerta	
Dimensiones de la puerta	
Marca de unidad condensadora	
Marca de unidad evaporadora	

Fuente: Adaptado de comercial refriPERU S.A.C.

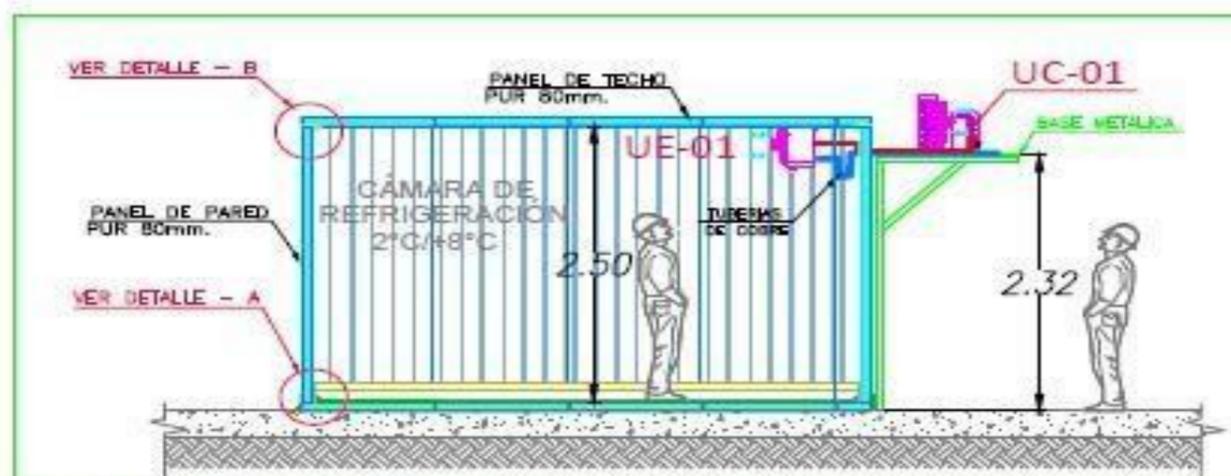
Anexo 3. Plano de planta y corte de la cámara frigorífica para vacunas del Covid-19



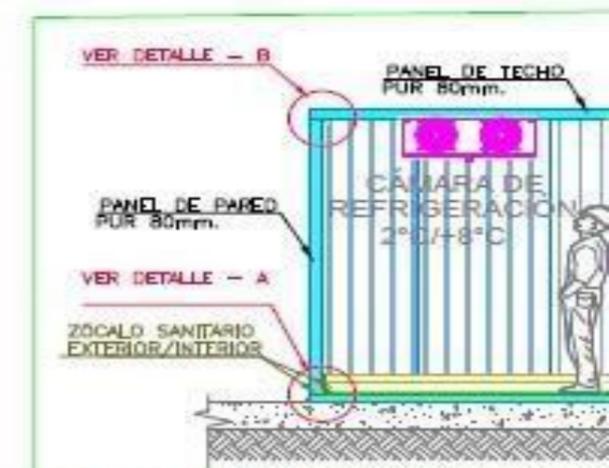
PISO 1
ESCALA 1:50



TECHO
ESCALA 1:50



CORTE A-A
ESCALA 1:50

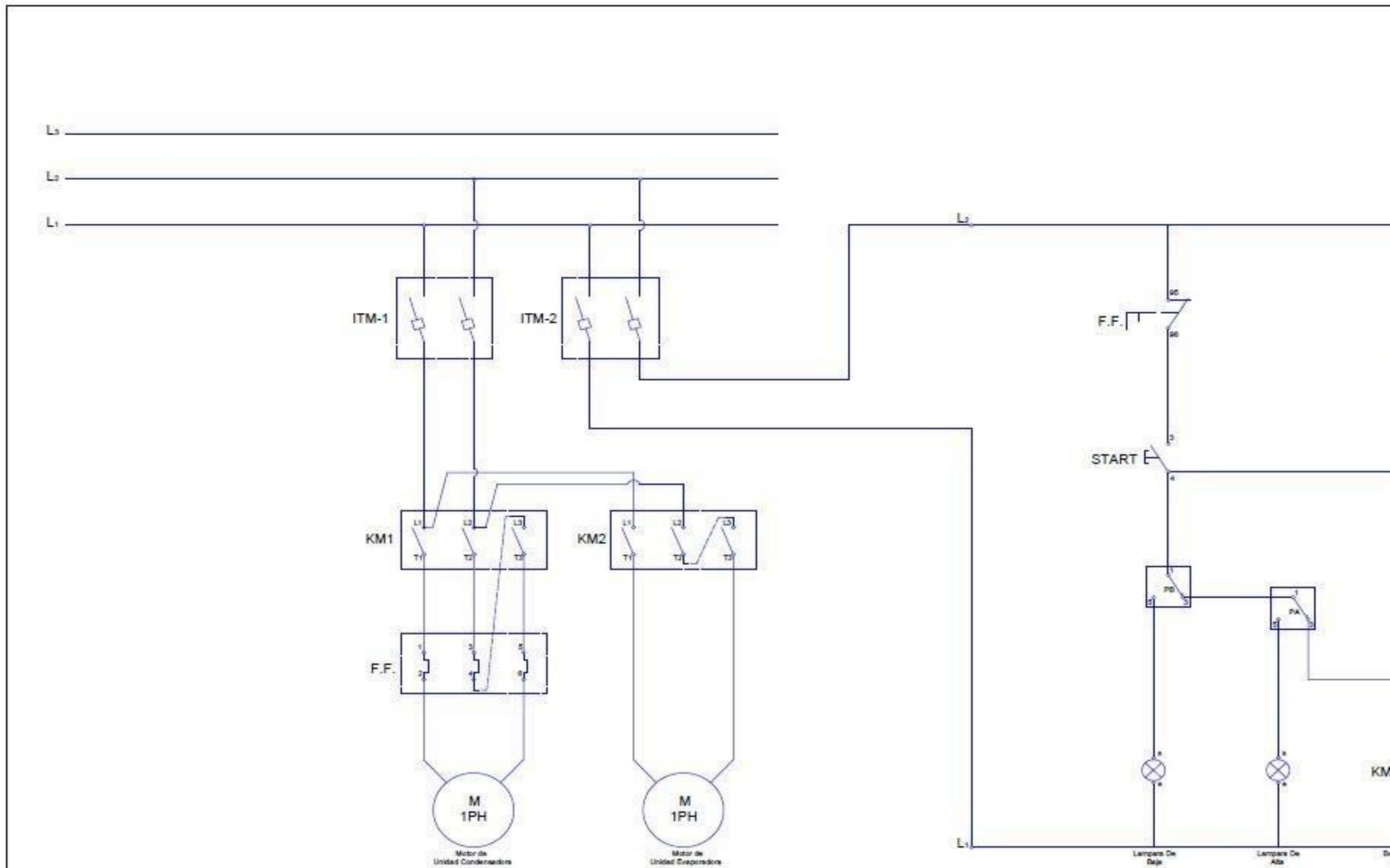


CORTE B-B
ESCALA 1:50

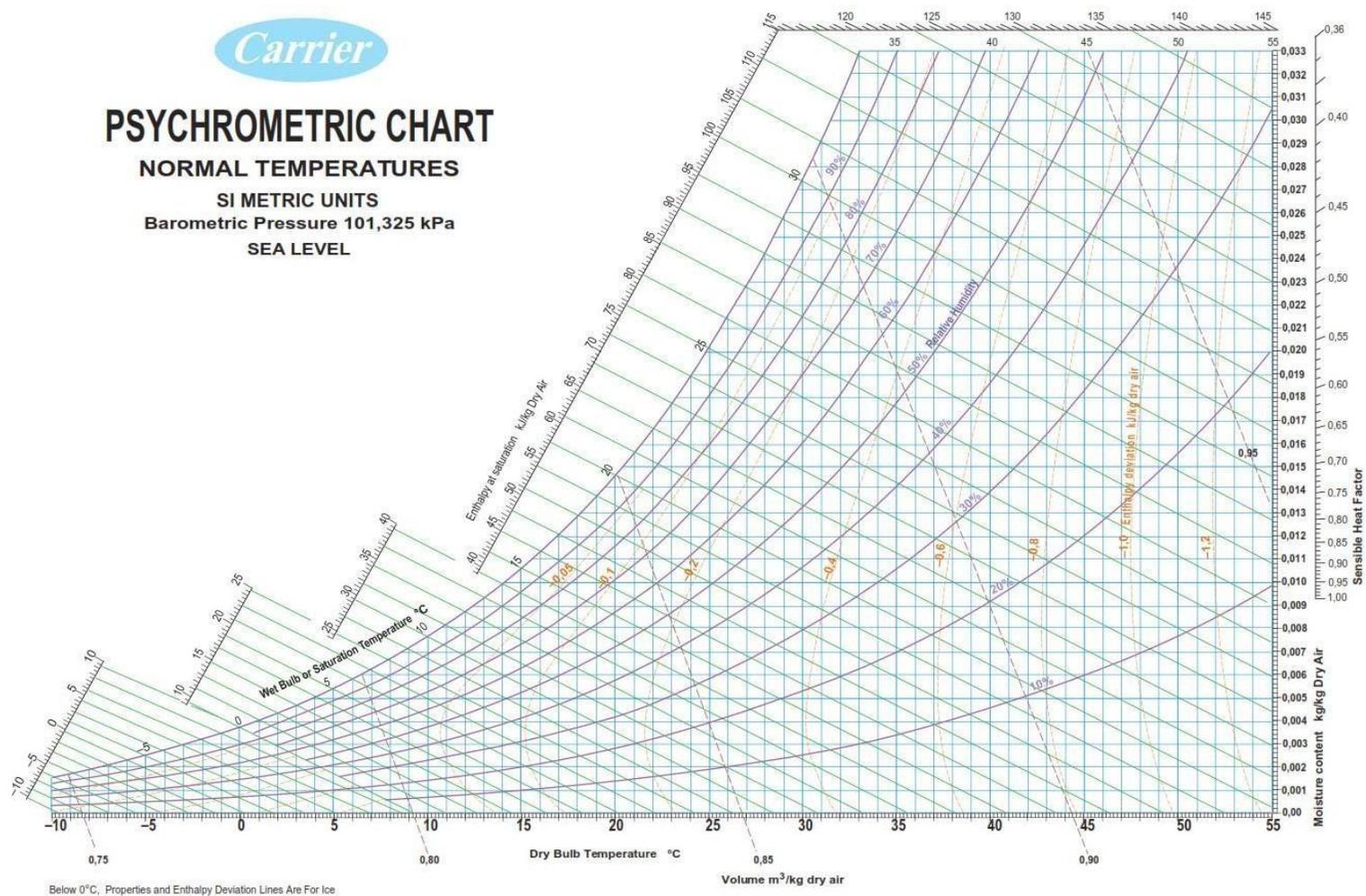
PANEL DE TECHO
PUR 80mm

ZÓCALO SANITARIO
EXTERIOR DE LA CÁMARA

Anexo 4. Plano de diagrapha unifilar de fuerza y control del tablero electrico del sistema de refrigeración.

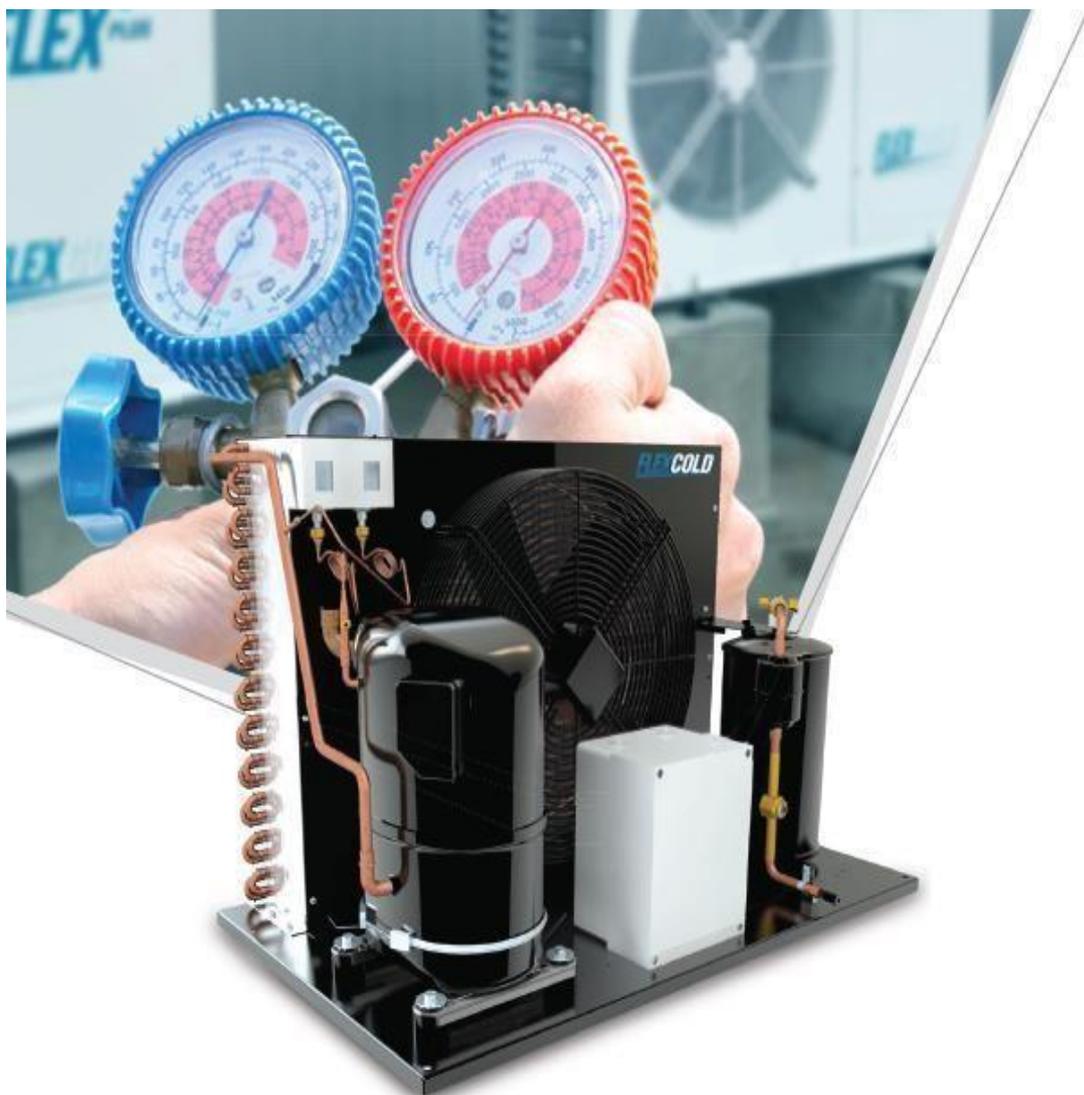


Anexo 5. Carta Psicrométrica del aire a condiciones de presión atmosférica



Fuente: Tomado del "Manual de Aire Acondicionado" por Carrier Air Conditioning Co.

Anexo 6. Ficha técnica de unidades condensadora marca ELGIN modelo FLEX



FLEXCOLD

UNIDADE CONDENSADORA - HERMÉTICA

UNIDAD CONDENSADORA - HERMÉTICO

CONDENSING UNIT - HERMETIC

ELGIN

Fuente: Tomado "Ficha técnica de unidades condensadoras modelo FLEXCOL" por Elgin.

Dados de Capacidade - R404A
Datos de Capacidad - R404A

Modelo	Temp. Externa		Temp. de Evaporação / Temp. de Expansión							
			-5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C
FLEX12506	32°C	Q	2,678	2,377	2,060	1,750	1,370	930	570	400
		P	1,18	1,09	0,99	0,91	0,78	0,60	0,43	0,38
	35°C	Q	2,523	2,239	1,940	1,650	1,290	870	540	380
		P	1,19	1,10	1,00	0,91	0,78	0,60	0,43	0,37
	38°C	Q	2,380	2,113	1,830	1,550	1,220	820	510	350
		P	1,21	1,11	1,01	0,91	0,79	0,60	0,42	0,36
43°C	Q	1,949	1,737	1,510	1,260	940	660	510	320	
	P	1,21	1,11	1,01	0,89	0,73	0,59	0,45	0,37	
FLEX15006	32°C	Q	3,101	2,739	2,360	2,000	1,630	1,270	960	640
		P	1,27	1,20	1,14	1,04	0,93	0,82	0,72	0,60
	35°C	Q	2,921	2,579	2,220	1,890	1,540	1,200	900	600
		P	1,29	1,22	1,15	1,04	0,94	0,82	0,71	0,58
	38°C	Q	2,753	2,430	2,090	1,790	1,450	1,130	850	560
		P	1,31	1,23	1,16	1,05	0,94	0,83	0,70	0,58
43°C	Q	2,280	2,018	1,740	1,490	1,200	890	640	480	
	P	1,34	1,25	1,16	1,05	0,93	0,81	0,68	0,56	
FLEX20006	32°C	Q	5,083	4,282	3,590	2,970	2,330	1,670	1,150	790
		P	1,72	1,58	1,45	1,33	1,19	1,04	0,88	0,72
	35°C	Q	4,814	4,049	3,390	2,800	2,200	1,580	1,080	740
		P	1,76	1,61	1,47	1,35	1,19	1,03	0,87	0,71
	38°C	Q	4,544	3,815	3,190	2,630	2,060	1,480	1,020	700
		P	1,81	1,64	1,49	1,35	1,19	1,02	0,85	0,70
43°C	Q	4,048	3,409	2,860	2,320	1,760	1,200	770	580	
	P	1,87	1,69	1,51	1,36	1,19	0,98	0,82	0,67	
FLEX25006	32°C	Q	5,638	4,793	4,090	3,370	2,680	1,990	1,440	940
		P	1,99	1,84	1,69	1,51	1,35	1,17	1,00	0,80
	35°C	Q	5,324	4,524	3,860	3,180	2,510	1,880	1,350	890
		P	2,04	1,87	1,71	1,53	1,36	1,17	0,99	0,79
	38°C	Q	5,008	4,253	3,630	2,990	2,360	1,770	1,270	840
		P	2,10	1,91	1,72	1,54	1,36	1,16	0,97	0,78
43°C	Q	4,513	3,855	3,210	2,680	2,070	1,490	1,050	790	
	P	2,19	1,97	1,75	1,55	1,35	1,15	0,94	0,75	
FLEX30006	32°C	Q	-	5,289	4,490	3,830	3,150	2,450	1,880	1,430
		P	-	2,23	2,00	1,82	1,61	1,41	1,22	1,02
	35°C	Q	-	5,002	4,240	3,620	2,970	2,310	1,780	1,350
		P	-	2,30	2,05	1,83	1,62	1,42	1,21	1,02
	38°C	Q	-	4,702	3,980	3,400	2,790	2,170	1,670	1,270
		P	-	2,33	2,06	1,85	1,63	1,41	1,21	1,02
43°C	Q	-	4,253	3,700	3,110	2,520	1,940	1,470	1,110	
	P	-	2,38	2,07	1,86	1,64	1,41	1,19	1,01	
FLEX35006	32°C	Q	6,873	5,856	5,040	4,596	3,906	3,118	2,469	1,980
		P	2,57	2,40	2,19	1,99	1,79	1,60	1,43	1,22
	35°C	Q	6,548	5,577	5,051	4,346	3,688	2,950	2,355	1,881
		P	2,75	2,55	2,27	2,02	1,81	1,62	1,42	1,23
	38°C	Q	6,145	5,232	4,749	4,094	3,471	2,782	2,228	1,782
		P	2,94	2,61	2,30	2,05	1,84	1,62	1,42	1,22
43°C	Q	5,698	4,872	4,406	3,722	3,129	2,492	1,978	1,568	
	P	2,95	2,69	2,35	2,08	1,86	1,64	1,41	1,22	

• Capacidade em kcal/h das Unidades de Baixa em 60Hz
 (para 50Hz multiplicar por 0,833)

• Capacidade em kcal/h de las Unidades de Baja en 60Hz
 (para 50Hz multiplicar por 0,833)

Notas:
 Q = Capacidade (kcal/h) e P = Potência consumida (kW)
 As capacidades são baseadas nas seguintes condições:
 - Temperatura de sucção: 18,3°C
 - Sub-resfriamento: 3,2°C

Notas:
 Q = Capacidad (kcal/h) y P = Potencia consumida (kW)
 Las capacidades son basadas en las siguientes condiciones:
 - Temperatura de succión: 18,3 °C
 - Subenfriamiento: 3,2 °C

* Modelos com condensador 100% em alumínio
 * Modelos con condensador 100% en aluminio

Fuente: Tomado "Ficha técnica de unidades condensadoras modelo FLEXCOL" por Elgin.

Anexo 7. Ficha técnica de unidades evaporadoras marca ELGIN modelo FBA



FBA
EVAPORADOR DE AR FORÇADO BAIXO PERFIL
EVAPORADOR DE AIRE FORZADO DE BAJO PERFIL
LOW PROFILE FORCED AIR EVAPORATOR

ELGIN

Fuente: Tomado "Ficha técnica de unidades evaporadoras modelo FBA" por Elgin.

Capacidade 60Hz / Capacidad 60Hz

Para 50Hz multiplicar por 0,87

Modelo	Capacidade em kcal/h* / Capacidad em kcal/h* - DTI - 6°C											Dados dos Ventiladores Datos de los Ventiladores			
	Temperatura de Evaporação / Temperatura de Evaporación											Vazão Caudal (m³/h)	Ventiladores Fans	Diâm. / Diám. (mm)	Fluxo de ar Tiro de Aire (m)
	10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	-40°C				
Modelos FBA's - 4 Aletas por polegada / 4 aletas por pulgada															
FBA4030	1153	1145	1129	1102	1098	1095	1090	1075	1067	1059	1044	1135	1	254	13
FBA4050	1539	1529	1508	1472	1466	1462	1456	1435	1425	1414	1394	982	1	254	13
FBA4070	2046	2027	2016	1998	1973	1963	1955	1944	1923	1882	1829	2304	2	254	13
FBA4080	2392	2371	2330	2284	2271	2267	2257	2236	2215	2174	2132	2118	2	254	13
FBA4090	2725	2673	2631	2590	2558	2550	2547	2517	2496	2454	2423	1946	2	254	13
FBA4110	3401	3349	3276	3224	3193	3203	3150	3141	3110	3068	3047	3048	3	254	13
FBA4140	4493	4420	4316	4233	4202	4191	4160	4118	4087	4006	4014	2928	3	254	13
FBA4160	5158	5075	4982	4878	4867	4836	4867	4794	4753	4670	4597	4071	4	254	13
FBA4180	5824	5741	5637	5512	5481	5470	5429	5387	5346	5273	5200	3911	4	254	13
FBA4210	6666	6552	6417	6302	6261	6240	6198	6146	6094	6022	5938	5092	5	254	13
FBA4240	7540	7426	7270	7051	6843	6822	6770	6729	6666	6583	6500	4893	5	254	13
FBA4320	8441	8291	8109	7979	7905	7894	7850	7786	7614	7565	7518	6111	6	254	13
FBA4370	9558	9407	9193	8872	8479	8447	8383	8340	8233	8157	8060	5875	6	254	13
Modelo FBA - 6 Aletas por polegada / 6 aletas por pulgada															
FBA6060	1724	1712	1689	1648	1642	1638	1631	1607	1596	1584	1561	949	1	254	13
FBA6090	2679	2656	2609	2558	2544	2539	2528	2504	2481	2434	2388	2045	2	254	13
FBA6100	3052	2994	2947	2900	2865	2856	2853	2819	2796	2749	2714	1892	2	254	13
FBA6130	3809	3751	3669	3611	3576	3555	3528	3518	3483	3436	3413	3239	3	254	13
FBA6170	5032	4950	4834	4741	4706	4694	4659	4613	4578	4496	4366	2828	3	254	13
FBA6190	5777	5684	5579	5463	5451	5416	5395	5370	5323	5230	5148	3932	4	254	13
FBA6220	6523	6430	6313	6173	6138	6127	6080	6034	5987	5906	5824	3777	4	254	13
FBA6250	7466	7338	7187	7059	7012	6989	6942	6884	6826	6744	6651	4918	5	254	13
FBA6280	8445	8317	8142	7897	7864	7841	7583	7536	7455	7373	7280	4726	5	254	13
FBA6370	9454	9286	9082	8937	8853	8841	8792	8720	8528	8473	8420	5902	6	254	13
FBA6430	10705	10536	10296	9937	9497	9461	9389	9340	9221	9136	9027	5675	6	254	13
Modelo	Capacidade em kcal/h* / Capacidad conforme EN328											Dados dos Ventiladores Datos de los Ventiladores			
	Temperatura de Evaporação / Temperatura de Evaporación											Vazão Caudal (m³/h)	Ventiladores Fans	Diâm. / Diám. (mm)	Fluxo de ar Tiro de Aire (m)
	10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	-40°C				
Modelos FBA's - 4 Aletas por polegada / 4 aletas por pulgada															
FBA4030	1386	1246	1169	1142	1107	1063	1010	959	864	826	814	1135	1	254	13
FBA4050	1904	1820	1736	1624	1554	1526	1484	1428	1386	1344	1288	982	1	254	13
FBA4070	2423	2285	2156	2034	1919	1891	1847	1782	1692	1575	1431	2241	2	254	13
FBA4080	2954	2828	2688	2520	2408	2366	2296	2226	2156	2058	1974	2118	2	254	13
FBA4090	3360	3192	3038	2836	2716	2660	2604	2506	2422	2324	2240	1946	2	254	13
FBA4110	4200	3990	3780	3556	3388	3332	3206	3122	3024	2912	2814	3048	3	254	13
FBA4140	5544	5264	4970	4676	4452	4354	4242	4102	3976	3836	3710	2928	3	254	13
FBA4160	6370	6048	5740	5390	5152	5026	4886	4732	4578	4424	4242	4071	4	254	13
FBA4180	7196	6846	6496	6090	5810	5684	5530	5362	5194	4998	4802	3911	4	254	13
FBA4210	8232	7812	7392	6958	6636	6482	6314	6118	5922	5712	5488	5092	5	254	13
FBA4240	9310	8848	8386	7784	7252	7084	6902	6692	6468	6244	6006	4893	5	254	13
FBA4320	10423	9888	9340	8804	8385	8197	7995	7749	7503	7228	6954	6111	6	254	13
FBA4370	11796	11204	10611	9789	8984	8767	8550	8290	8001	7740	7450	5875	6	254	13
Modelo FBA - 6 Aletas por polegada / 6 aletas por pulgada															
FBA6060	2254	2142	2044	1932	1834	1792	1750	1694	1652	1584	1561	949	1	254	13
FBA6090	3500	3346	3178	3051	2929	2786	2716	2632	2534	2434	2388	2045	2	254	13
FBA6100	3934	3752	3556	3332	3192	3122	3038	2940	2842	2749	2714	1892	2	254	13
FBA6130	4928	4676	4424	4158	3976	3878	3780	3654	3528	3436	3413	3239	3	254	13
FBA6170	6496	6160	5824	5474	5222	5096	4970	4816	4662	4496	4366	2828	3	254	13
FBA6190	7308	6944	6580	6188	5908	5768	5614	5446	5264	5230	5148	3932	4	254	13
FBA6220	8610	8176	7742	7266	6944	6776	6608	6398	6202	5906	5824	3777	4	254	13
FBA6250	9632	9142	8652	8162	7756	7574	7392	7154	6930	6744	6651	4918	5	254	13
FBA6280	10878	10346	9814	9114	8484	8288	8092	7826	7574	7373	7280	4726	5	254	13
FBA6370	12341	11706	11070	10462	9914	9683	9466	9148	8873	8528	8420	5902	6	254	13
FBA6430	13681	12930	12279	11327	10363	10132	9900	9567	9240	9136	9027	5675	6	254	13

Fuente: Tomado "Ficha técnica de unidades evaporadoras modelo FBA" por Elgin.

Anexo 8. Ficha técnica de válvulas de expansión termostáticas TE Y TE2



Folleto técnico Válvulas de expansión termostática, tipos T y TE 2

Capacidad

R404A / R507

Capacidad en kW para la gama N: -40°C a +10°C

Tipo de válvula	Orificio	Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar								Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar							
		2	4	6	8	10	12	14	16	2	4	6	8	10	12	14	16
Temperatura de evaporación +10°C																	
TS 2/TE2 2 - 0.11	0X	0.28	0.35	0.40	0.42	0.43	0.43	0.42	0.41	0.30	0.37	0.41	0.42	0.43	0.43	0.43	0.41
TS 2/TE2 2 - 0.21	00	0.67	0.82	0.90	0.94	0.96	0.96	0.93	0.90	0.68	0.80	0.87	0.90	0.92	0.93	0.91	0.87
TS 2/TE2 2 - 0.45	01	1.70	2.10	2.30	2.42	2.48	2.46	2.41	2.34	1.53	1.86	2.04	2.13	2.18	2.15	2.08	
TS 2/TE2 2 - 0.6	02	2.32	3.00	3.39	3.61	3.73	3.74	3.68	3.59	2.06	2.64	2.95	3.13	3.22	3.25	3.21	
TS 2/TE2 2 - 1.2	03	4.15	5.36	6.03	6.43	6.63	6.66	6.55	6.39	3.68	4.72	5.27	5.59	5.75	5.80	5.73	
TS 2/TE2 2 - 1.7	04	6.24	8.06	9.06	9.66	9.95	9.98	9.81	9.57	5.49	7.05	7.86	8.33	8.58	8.64	8.53	
TS 2/TE2 2 - 2.2	05	7.91	10.17	11.43	12.16	12.53	12.56	12.34	12.03	6.97	8.92	9.95	10.52	10.83	10.90	10.76	
TS 2/TE2 2 - 2.6	06	9.71	12.47	13.98	14.86	15.29	15.31	15.05	14.66	8.57	10.93	12.16	12.85	13.21	13.30	13.12	
Temperatura de evaporación 0°C																	
TS 2/TE2 2 - 0.11	0X	0.30	0.37	0.40	0.42	0.42	0.42	0.41	0.41	0.35	0.38	0.40	0.39	0.40	0.39	0.38	
TS 2/TE2 2 - 0.21	00	0.65	0.76	0.82	0.84	0.87	0.87	0.85	0.83	0.70	0.75	0.77	0.79	0.79	0.79	0.76	
TS 2/TE2 2 - 0.45	01	1.31	1.61	1.74	1.81	1.84	1.85	1.84	1.78	1.34	1.45	1.50	1.52	1.52	1.51	1.47	
TS 2/TE2 2 - 0.6	02	1.76	2.24	2.50	2.62	2.69	2.71	2.68	2.60	1.85	2.04	2.14	2.17	2.18	2.16	2.09	
TS 2/TE2 2 - 1.2	03	3.14	4.02	4.47	4.69	4.81	4.84	4.79	4.65	3.32	3.66	3.83	3.89	3.90	3.86	3.75	
TS 2/TE2 2 - 1.7	04	4.66	5.97	6.61	6.95	7.13	7.18	7.11	6.91	4.88	5.40	5.64	5.75	5.77	5.71	5.56	
TS 2/TE2 2 - 2.2	05	5.93	7.57	8.39	8.81	9.02	9.08	8.99	8.73	6.20	6.86	7.17	7.29	7.31	7.23	7.05	
TS 2/TE2 2 - 2.6	06	7.28	9.27	10.26	10.76	11.00	11.08	10.97	10.65	7.60	8.39	8.75	8.91	8.93	8.84	8.61	
Temperatura de evaporación -10°C																	
TS 2/TE2 2 - 0.11	0X	0.30	0.37	0.40	0.42	0.42	0.42	0.41	0.41	0.35	0.38	0.40	0.39	0.40	0.39	0.38	
TS 2/TE2 2 - 0.21	00	0.65	0.76	0.82	0.84	0.87	0.87	0.85	0.83	0.70	0.75	0.77	0.79	0.79	0.79	0.76	
TS 2/TE2 2 - 0.45	01	1.31	1.61	1.74	1.81	1.84	1.85	1.84	1.78	1.34	1.45	1.50	1.52	1.52	1.51	1.47	
TS 2/TE2 2 - 0.6	02	1.76	2.24	2.50	2.62	2.69	2.71	2.68	2.60	1.85	2.04	2.14	2.17	2.18	2.16	2.09	
TS 2/TE2 2 - 1.2	03	3.14	4.02	4.47	4.69	4.81	4.84	4.79	4.65	3.32	3.66	3.83	3.89	3.90	3.86	3.75	
TS 2/TE2 2 - 1.7	04	4.66	5.97	6.61	6.95	7.13	7.18	7.11	6.91	4.88	5.40	5.64	5.75	5.77	5.71	5.56	
TS 2/TE2 2 - 2.2	05	5.93	7.57	8.39	8.81	9.02	9.08	8.99	8.73	6.20	6.86	7.17	7.29	7.31	7.23	7.05	
TS 2/TE2 2 - 2.6	06	7.28	9.27	10.26	10.76	11.00	11.08	10.97	10.65	7.60	8.39	8.75	8.91	8.93	8.84	8.61	
Temperatura de evaporación -20°C																	
TS 2/TE2 2 - 0.11	0X	0.32	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.32	0.32	0.33	0.33	0.33	0.33	0.32	0.32	
TS 2/TE2 2 - 0.21	00	0.67	0.70	0.70	0.70	0.69	0.67	0.67	0.67	0.60	0.61	0.62	0.61	0.61	0.60	0.59	
TS 2/TE2 2 - 0.45	01	1.18	1.21	1.23	1.21	1.20	1.17	1.17	1.17	0.92	0.96	0.97	0.96	0.94	0.94	0.91	
TS 2/TE2 2 - 0.6	02	1.63	1.69	1.71	1.70	1.68	1.64	1.64	1.64	1.27	1.32	1.33	1.31	1.28	1.24	1.24	
TS 2/TE2 2 - 1.2	03	2.93	3.04	3.07	3.06	3.02	2.93	2.93	2.93	2.28	2.36	2.38	2.36	2.31	2.24	2.24	
TS 2/TE2 2 - 1.7	04	4.28	4.47	4.52	4.51	4.46	4.35	4.35	4.35	3.34	3.47	3.50	3.48	3.42	3.33	3.33	
TS 2/TE2 2 - 2.2	05	5.45	5.68	5.74	5.74	5.67	5.52	5.52	5.52	4.25	4.41	4.45	4.43	4.36	4.24	4.24	
TS 2/TE2 2 - 2.6	06	6.66	6.94	7.02	7.01	6.93	6.75	6.75	6.75	5.19	5.39	5.45	5.42	5.33	5.19	5.19	

Capacidad en kW para la gama B: -60°C a -25°C

Tipo de válvula	Orificio	Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar								Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar							
		2	4	6	8	10	12	14	16	2	4	6	8	10	12	14	16
Temperatura de evaporación -25°C																	
TS 2/TE2 2 - 0.21	00	0.57	0.67	0.72	0.73	0.74	0.85	0.74	0.71	0.53	0.64	0.67	0.70	0.70	0.69	0.67	
TS 2/TE2 2 - 0.45	01	0.98	1.20	1.31	1.36	1.37	1.37	1.35	1.31	0.88	1.07	1.18	1.21	1.23	1.21	1.17	
TS 2/TE2 2 - 0.6	02	1.31	1.65	1.83	1.91	1.93	1.93	1.90	1.85	1.18	1.47	1.62	1.69	1.71	1.70	1.68	
TS 2/TE2 2 - 1.0	03	2.35	2.97	3.28	3.42	3.47	3.46	3.42	3.32	2.12	2.65	2.93	3.04	3.07	3.06	3.02	
TS 2/TE2 2 - 1.4	04	3.45	4.37	4.82	5.04	5.11	5.12	5.06	4.93	3.09	3.88	4.28	4.47	4.52	4.51	4.46	
TS 2/TE2 2 - 1.7	05	4.40	5.56	6.14	6.40	6.49	6.49	6.42	6.26	3.94	4.94	5.45	5.68	5.74	5.74	5.67	
TS 2/TE2 2 - 1.9	06	5.40	6.80	7.49	7.81	7.93	7.93	7.85	7.64	4.83	6.06	6.66	6.94	7.02	7.01	6.93	
Temperatura de evaporación -30°C																	
TS 2/TE2 2 - 0.21	00	0.56	0.60	0.61	0.62	0.61	0.60	0.59	0.59	0.49	0.53	0.54	0.54	0.53	0.52	0.50	
TS 2/TE2 2 - 0.45	01	0.65	0.72	0.75	0.77	0.77	0.77	0.75	0.75	0.51	0.57	0.60	0.60	0.60	0.60	0.59	
TS 2/TE2 2 - 0.6	02	1.17	1.27	1.32	1.33	1.31	1.28	1.24	1.24	0.91	0.99	1.02	1.02	1.01	0.98	0.95	
TS 2/TE2 2 - 1.0	03	2.09	2.28	2.36	2.38	2.36	2.31	2.24	2.24	1.63	1.78	1.84	1.84	1.81	1.78	1.72	
TS 2/TE2 2 - 1.4	04	3.03	3.34	3.47	3.50	3.48	3.42	3.33	3.33	2.36	2.60	2.69	2.71	2.68	2.63	2.56	
TS 2/TE2 2 - 1.7	05	3.87	4.25	4.41	4.45	4.43	4.36	4.24	4.24	3.02	3.30	3.43	3.45	3.42	3.35	3.26	
TS 2/TE2 2 - 1.9	06	4.73	5.19	5.39	5.45	5.47	5.33	5.19	5.19	3.69	4.04	4.20	4.22	4.18	4.12	4.00	
Temperatura de evaporación -40°C																	
TS 2/TE2 2 - 0.21	00	0.46	0.48	0.47	0.45	0.45	0.43	0.43	0.43								
TS 2/TE2 2 - 0.45	01	0.58	0.60	0.60	0.58	0.56	0.54	0.54	0.54								
TS 2/TE2 2 - 0.6	02	0.78	0.80	0.80	0.78	0.75	0.72	0.72	0.72								
TS 2/TE2 2 - 1.0	03	1.40	1.44	1.43	1.40	1.36	1.30	1.30	1.30								
TS 2/TE2 2 - 1.4	04	2.04	2.11	2.11	2.07	2.03	1.96	1.96	1.96								
TS 2/TE2 2 - 1.7	05	2.59	2.69	2.68	2.65	2.59	2.50	2.50	2.50								
TS 2/TE2 2 - 1.9	06	3.16	3.28	3.30	3.25	3.18	3.07	3.07	3.07								
Temperatura de evaporación -50°C																	
TS 2/TE2 2 - 0.21	00	0.46	0.48	0.47	0.45	0.45	0.43	0.43	0.43								
TS 2/TE2 2 - 0.45	01	0.58	0.60	0.60	0.58	0.56	0.54	0.54	0.54								
TS 2/TE2 2 - 0.6	02	0.78	0.80	0.80	0.78	0.75	0.72	0.72	0.72								
TS 2/TE2 2 - 1.0	03	1.40	1.44	1.43	1.40	1.36	1.30	1.30	1.30								
TS 2/TE2 2 - 1.4	04	2.04	2.11	2.11	2.07	2.03	1.96	1.96	1.96								
TS 2/TE2 2 - 1.7	05	2.59	2.69	2.68	2.65	2.59	2.50	2.50	2.50								
TS 2/TE2 2 - 1.9	06	3.16	3.28	3.30	3.25	3.18	3.07	3.07	3.07								
Temperatura de evaporación -60°C																	
TS 2/TE2 2 - 0.21	00	0.46	0.48	0.47	0.45	0.45	0.43	0.43	0.43								
TS 2/TE2 2 - 0.45	01	0.58	0.60	0.60	0.58	0.56	0.54	0.54	0.54								
TS 2/TE2 2 - 0.6	02	0.78	0.80	0.80	0.78	0.75	0.72	0.72	0.72								
TS 2/TE2 2 - 1.0	03	1.40	1.44	1.43	1.40	1.36	1.30	1.30	1.30								
TS 2/TE2 2 - 1.4	04	2.04	2.11	2.11	2.07	2.03	1.96	1.96	1.96								
TS 2/TE2 2 - 1.7	05	2.59	2.69	2.68	2.65	2.59	2.50	2.50	2.50								
TS 2/TE2 2 - 1.9	06	3.16	3.28	3.30	3.25	3.18	3.07	3.07	3.07								

Corrección por subenfriamiento
Δt_{sub}

Las capacidades del evaporador utilizadas tienen que corregirse si el subenfriamiento es distinto de 4 K. La capacidad corregida puede obtenerse dividiendo la capacidad del evaporador requerida

por el factor de corrección siguiente. Podrá entonces hacerse la selección con las tablas anteriores.

Nota:
Un subenfriamiento insuficiente puede producir evaporación instantánea.

Δt _{sub}	4 K	10 K	15 K	20 K	25 K	30 K	35 K	40 K	45 K	50 K
Factor de corrección	1.00	1.1	1.2	1.29	1.37	1.46	1.54	1.63	1.7	1.78

Anexo 9. Ficha técnica de válvulas solenoides marca Danfoss modelo EVR



Folleto técnico | Válvula solenoide, Tipos EVR 2 - EVR 40 Versión 2

Capacidad nominal [kW]
Consulte la herramienta
Coolselector*2 si desea
obtener información acerca
de otros refrigerantes

Tipo	R-22/R-407C	R-134a	R-404A/R-507	R-410A	R-32	R-290	R-600a
Líquido							
EVR 2	3,02	2,79	2,04	2,96	4,23	3,36	3,38
EVR 3	5,43	5,02	3,68	5,32	7,61	6,05	6,09
EVR 4	13,68	12,66	9,26	13,41	19,17	15,23	15,33
EVR 6	17,90	16,56	12,12	17,55	25,09	19,93	20,07
EVR 8	21,32	19,73	14,44	20,90	29,88	23,74	23,90
EVR 10	37,62	34,80	25,47	36,88	52,71	41,88	42,17
EVR 15	57,93	53,60	39,23	56,79	81,18	64,49	64,94
EVR 18	75,84	70,16	51,36	74,35	106,26	84,43	85,01
EVR 20	120,29	111,29	81,46	117,93	168,56	133,92	134,85
EVR 22	137,19	126,92	92,90	134,49	192,23	152,73	153,79
EVR 25	149,23	138,06	101,06	146,30	-	-	-
EVR 32	254,97	235,89	172,66	249,96	-	-	-
EVR 40	368,74	341,15	249,71	361,49	-	-	-
Vapor de aspiración							
EVR 2	0,33	0,24	0,29	0,42	0,54	0,41	0,23
EVR 3	0,60	0,44	0,52	0,75	0,96	0,73	0,41
EVR 4	1,51	1,10	1,32	1,90	2,43	1,85	1,03
EVR 6	1,98	1,44	1,72	2,48	3,18	2,42	1,35
EVR 8	2,35	1,71	2,05	2,96	3,78	2,88	1,60
EVR 10	4,15	3,02	3,62	5,22	6,67	5,09	2,83
EVR 15	6,40	4,65	5,57	8,03	10,28	7,83	4,36
EVR 18	8,37	6,09	7,30	10,52	13,45	10,26	5,70
EVR 20	13,28	9,66	11,57	16,68	21,34	16,27	9,04
EVR 22	15,15	11,02	13,20	19,02	24,34	18,55	10,31
EVR 25	16,33	11,79	14,25	20,58	-	-	-
EVR 32	27,90	20,14	24,35	35,16	-	-	-
EVR 40	40,35	29,12	35,21	50,85	-	-	-
Gas caliente							
EVR 2	1,35	1,04	1,10	1,65	2,18	1,54	0,94
EVR 3	2,42	1,87	1,99	2,98	3,92	2,76	1,70
EVR 4	6,10	4,70	5,01	7,50	9,86	6,96	4,28
EVR 6	7,99	6,16	6,56	9,81	12,91	9,11	5,61
EVR 8	9,51	7,33	7,81	11,68	15,37	10,85	6,68
EVR 10	16,78	12,94	13,78	20,61	27,12	19,14	11,78
EVR 15	25,85	19,93	21,22	31,74	41,77	29,48	18,14
EVR 18	33,84	26,08	27,77	41,55	54,67	38,59	23,75
EVR 20	53,68	41,37	44,05	65,91	86,72	61,21	37,67
EVR 22	61,22	47,18	50,24	75,17	98,91	69,81	42,96
EVR 25	87,87	67,73	72,12	107,91	-	-	-
EVR 32	150,17	115,75	123,24	184,40	-	-	-
EVR 40	217,22	167,43	178,27	266,74	-	-	-

La capacidad nominal de líquido y vapor de aspiración se basa en una temperatura de evaporación $t_e = -10\text{ °C}$, una temperatura del líquido antes de la válvula $t_l = 25\text{ °C}$ y una caída de presión en la válvula $\Delta p = 0,15\text{ bar}$.

La capacidad nominal de gas caliente se basa en una temperatura de condensación $t_c = 40\text{ °C}$, una caída de presión a través de la válvula $\Delta p = 0,8\text{ bar}$, una temperatura del gas caliente $t_h = 65\text{ °C}$ y un subenfriamiento del refrigerante $\Delta t_{\text{sub}} = 4\text{ K}$.

Anexo 10. Ficha técnica de tuberías marca Nacobre tipo L para refrigeración



TIPO	DIÁMETRO		ESPESOR DE PARED	PESO POR ROLLO	LARGITUD DE ROLLO	USOS Y APLICACIONES					
	NÓMINAL	EXTERIOR									
L	1/4"	6.35mm	3/8"	0.375"	9.525mm	0.030"	0.762 mm	7.575 lb	3.439 kg	18.30 m	<ul style="list-style-type: none"> - Tomas domiciliarias de agua potable, gas L P y natural - Aire acondicionado - Refrigeración
	3/8"	9.5mm	1/2"	0.500"	12.700mm	0.035"	0.889mm	11.907lb	5.406kg		
	1/2"	12.7mm	5/8"	0.625"	15.875mm	0.040"	1.016mm	17.127lb	7.776kg		
	5/8"	15.785mm	3/4"	0.750"	19.090mm	0.042"	1.067mm	21.760lb	9.879 kg		
	3/4"	19mm	7/8"	0.875"	22.225mm	0.045"	1.143mm	27.337 lb	12.411kg		
	1"	25mm	1 1/8"	1.125"	28.575mm	0.050"	1.270mm	39.341lb	17.861 kg		
	1/8"	3.175 mm	1/8"	0.125"		0.030"	0.762 mm	1.735 lb	0.788kg		
3/16"	4.762mm	3/16"	0.187"		0.030"	0.762 mm	2.870lb	1.303kg			
1/4"	6.350mm	1/4"	0.250"		0.030"	0.762 mm	4.022lb	1.826kg			
5/16"	7.937mm	5/16"	0.312"		0.032"	0.813mm	5.460lb	2.479kg			
3/8"	9.525mm	3/8"	0.375"		0.032"	0.813mm	6.665lb	3.023kg			
1/2"	12.700mm	1/2"	0.500"		0.032"	0.813mm	9.094lb	4.125 kg			
5/8"	15.875mm	5/8"	0.625"		0.035"	0.889mm	12.586lb	5.714kg			
3/4"	19.00mm	3/4"	0.750"		0.035"	0.889mm	15.240lb	6.924kg			

Tuberías	Norma NMX	Norma ASTM
M, L y K	NMX-W-018-SCFI	B-88
L Flexibles Gas	NMX-W-018-SCFI	B-88
Usos Generales	NMX-W-018-SCFI	B-68
Refrigeración	NMX-W-018-SCFI	B-280

6

Fuente: Tomado "Ficha técnica de tuberías marca Nacobre" por Nacobre



TUBERÍA RÍGIDA

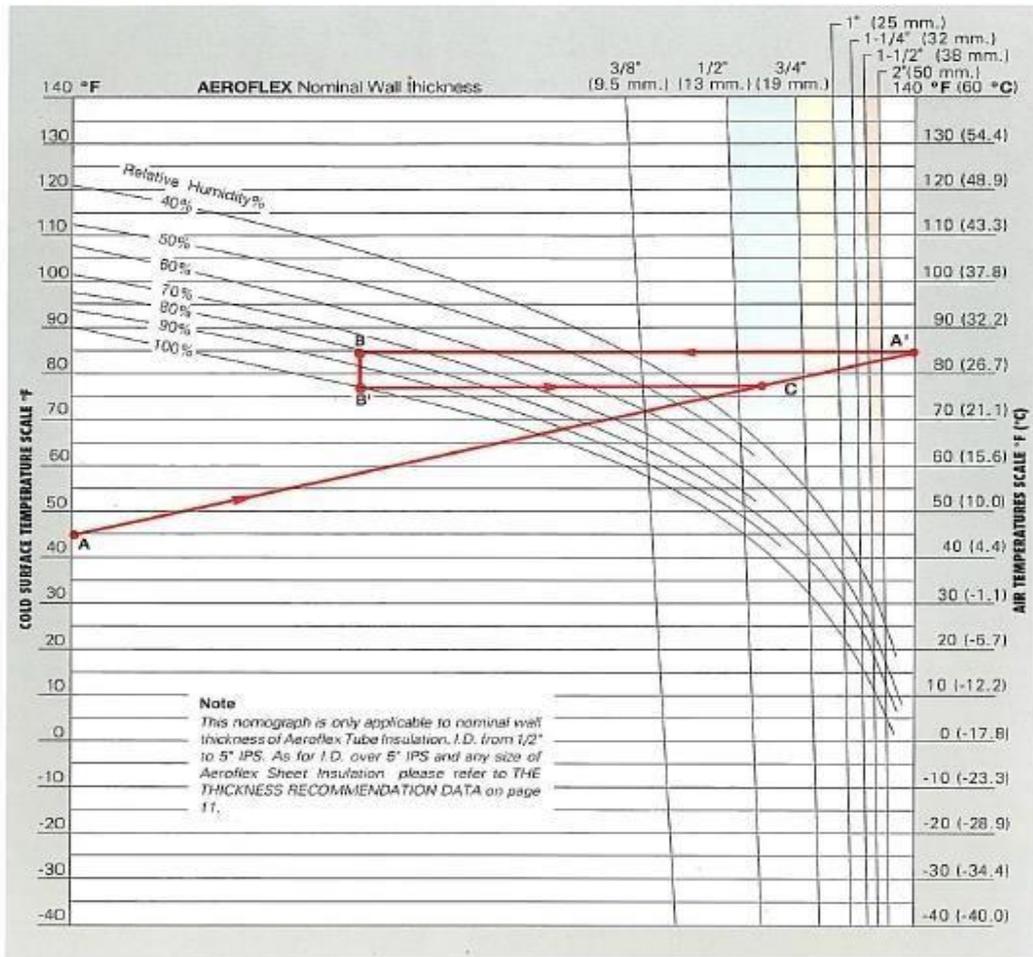


Medida Nominal	Diámetro Exterior	Espesor de Pared		
		M	L	K
1/4"	0.375"	0.025"	0.030"	
6.35 mm	9.525 mm	0.635 mm	0.762 mm	
3/8"	0.500"	0.025"	0.035"	0.040"
9.50 mm	12.700 mm	0.635 mm	0.889 mm	1.245 mm
1/2"	0.625"	0.025"	0.040"	0.040"
12.7 mm	15.875 mm	0.711 mm	1.016 mm	1.245 mm
3/4"	0.750"	0.032"	0.045"	0.065"
19 mm	22.225 mm	0.812 mm	1.143 mm	1.651 mm
1"	1.125"	0.035"	0.050"	0.065"
25 mm	28.575 mm	0.889 mm	1.270 mm	1.651 mm
1 1/4"	1.375"	0.042"	0.055"	0.065"
32 mm	34.925 mm	1.067 mm	1.397 mm	1.651 mm
1 1/2"	1.625"	0.040"	0.060"	0.072"
38 mm	41.275 mm	1.245 mm	1.524 mm	1.829 mm
2"	2.125"	0.050"	0.070"	0.083"
51 mm	53.975 mm	1.473 mm	1.770 mm	2.108 mm
2 1/2"	2.625"	0.065"	0.090"	
64 mm	66.675 mm	1.651 mm	2.032 mm	
3"	3.125"	0.072"	0.090"	
76 mm	79.375 mm	1.829 mm	2.286 mm	
4"	4.125"	0.095"	0.110"	
102 mm	104.775 mm	2.413 mm	2.794 mm	

Medida Nominal	Peso por tramo			Presión Máxima		
	M	L	K	M	L	K
1/4"	2.132 lb	2.524 lb		6.133 lb/pulg"	7.200 lb/pulg"	
6.35 mm	0.968 kg	1.146 kg		431.15 kg/cm²	506.16 kg/cm²	
3/8"	2.903 lb	3.966 lb	5.385 lb	4.500 lb/pulg"	6.300 lb/pulg"	8.320 lb/pulg"
9.50 mm	1.310 kg	1.800 kg	2.445 kg	316.35 kg/cm²	442.89 kg/cm²	620.04 kg/cm²
1/2"	4.083 lb	5.705 lb	6.800 lb	4.032 lb/pulg"	5.700 lb/pulg"	7.056 lb/pulg"
12.7 mm	1.854 kg	2.590 kg	3.128 kg	283.46 kg/cm²	404.92 kg/cm²	496.03 kg/cm²
3/4"	6.566 lb	9.110 lb	12.813 lb	3.291 lb/pulg"	4.632 lb/pulg"	6.606 lb/pulg"
19 mm	2.981 kg	4.136 kg	5.817 kg	231.35 kg/cm²	325.62 kg/cm²	469.95 kg/cm²
1"	9.310 lb	13.114 lb	16.790 lb	2.800 lb/pulg"	4.000 lb/pulg"	5.200 lb/pulg"
25 mm	4.227 kg	5.954 kg	7.627 kg	196.84 kg/cm²	281.20 kg/cm²	390.00 kg/cm²
1 1/4"	13.656 lb	17.700 lb	20.824 lb	2.749 lb/pulg"	3.600 lb/pulg"	4.260 lb/pulg"
32 mm	6.200 kg	8.036 kg	9.454 kg	193.25 kg/cm²	253.08 kg/cm²	299.47 kg/cm²
1 1/2"	18.021 lb	22.626 lb	27.231 lb	2.713 lb/pulg"	3.323 lb/pulg"	3.930 lb/pulg"
38 mm	8.545 kg	10.363 kg	12.363 kg	190.72 kg/cm²	233.60 kg/cm²	280.35 kg/cm²
2"	25.233 lb	35.042 lb	41.249 lb	2.470 lb/pulg"	2.966 lb/pulg"	3.515 lb/pulg"
51 mm	13.272 kg	15.909 kg	18.727 kg	173.65 kg/cm²	208.49 kg/cm²	247.10 kg/cm²
2 1/2"	40.647 lb	49.658 lb		2.228 lb/pulg"	2.742 lb/pulg"	
64 mm	18.454 kg	22.545 kg		156.62 kg/cm²	192.76 kg/cm²	
3"	53.668 lb	66.645 lb		2.073 lb/pulg"	2.592 lb/pulg"	
76 mm	24.363 kg	30.257 kg		145.73 kg/cm²	182.21 kg/cm²	
4"	93.310 lb	107.729 lb		2.072 lb/pulg"	2.400 lb/pulg"	
102 mm	42.363 kg	48.909 kg		145.65 kg/cm²	168.72 kg/cm²	

Anexo 11. Abaco para selección del aislante en la línea de succión.

CONDENSATION CONTROL NOMOGRAPH



Calculate the thickness of Aeroflex insulation by using computer programme is also available, please contact your nearest distributor.

Directions

This nomograph is for your convenience in determining the required thickness of Aeroflex Closed Cell Insulation for cold pipes of airconditioning systems, when cold pipe temperature, room temperature, and relative humidity are already known.

How to determine the required thickness of Aeroflex insulation

EXAMPLE: Cold Pipe Surface Temp. 45°F (7.2°C)
 Room Temperature 85°F (29.4°C)
 Relative Humidity 80%

1. Connect 45°F (point A) on Cold Surface Temperature Scale, and 85°F (point A') on Air Temperature Scale with a straightedge, forming straight line between A and A'.

2. From point A': follow the horizontal line up to the relative humidity 80% curve. From this intersection (point B), draw a straight vertical line to the relative humidity 100% curve (point B' -saturation curve). Point B' (78.2°F, 25.7°C) shows DEW POINT value of the above mentioned atmosphere (air temp. 85°F, relative humidity 80%).
3. From point B': draw a backward straight line, until it intersects the line A-A' (point C). Point C shows the proper thickness of Aeroflex Closed Cell Insulation (Vertical lines 3/8", 1/2", 3/4", 1", 1-1/4", 1-1/2" and 2"). To avoid any condensation problem, the 3/4" nominal wall thickness should be used in the situation indicated above.

10

Fuente: Tomado de "Aeroflex closed cell elastomeric thermal insulation" por Aeroflex 2007, p. 10.

Anexo 12. Presupuesto de suministro de equipamiento para construcción de cámara frigorífica.

DESCRIPCIÓN DE MATERIALES	UND	CANT	P. UNT	P. TOTAL
SUMINISTRO DE EDIFICIO FRIGORIFICO				
SUMINISTRO DE PANELES DE POLIURETANO Ancho útil: 1,00m *Suministro de catorce (14) paneles de 1,00m x 2,55m para paredes. *Suministro de cuatro (04) paneles de 1,00m x 2,36m de largo para techo. *Suministro de cuatro (04) paneles de 1,00m x 2,36m de largo para piso.	M2	87,98	41	3607,18
SUMINISTRO DE ACCESORIO PARA PANELERIA *Ocho (08) perfiles exteriores metálicos de 40mm x 110mm x 3m de largo. *Ocho (08) perfiles sanitarios de PVC de 65mm x 65mm x 4m de largo. *Cuatro (04) esquineros internos de PVC. *Siete (07) zócalos sanitarios de PVC de 100mm x 4 m de largo *Cuatro (04) uniones de zócalos internos de PVC. *Cuatro (04) uniones de zócalos externos de PVC.	GLB	1	600	600
SUMINISTRO DE PUERTA FRIGORIFICA – PUR Espesor: 80 mm Tipo: Corredera	UND	1	1500	1500
EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN				
UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE Marca: ELGIN Modelo: FLEX150 (Con motor COPELAND) C. Eléctricas: 1.5HP-220V/1Ø/60Hz Refrigerante: R-404A Descripción: *Incluye :Presostato dual de reset manual. *Línea de líquido incluye: filtro intercambiable + visor. *Incluye Cuadro eléctrico completo.	UND	1	850	850
UNIDAD EVAPORADORA DE BAJO PERFIL Marca: ELGIN Modelo: FBA4070 C. Eléctricas: 220V/1Ø/60Hz Descripción: * Cuadro eléctrico completo	UND	1	700	700
ELEMENTOS DE TABLERO ELECTRICO				
TABLERO METALICO 400X300X200MM (E=1.2MM) C/PM MODELO:101251 ARES, CERTIFICACIÓN: UL_IP66	UND	1	36.11	36.11
LLAVE IC60N , In=16A , PODER DE CORTE 20KA ,REFERENCIA: A9F74216	UND	1	68.73	68.73
LLAVE IC60N , In=32A , PODER DE CORTE 20KA ,REFERENCIA: A9F74232	UND	1	68.73	68.73
CONTACTOR 220VAC , 9AC3-25AC1 , 1NA+1NC , LC1D09M7	UND	1	27.00	27.00
CONTACTOR 220VAC , 9AC3-25AC1 , 1NA+1NC , LC1D09M7	UND	1	27.00	27.00
RELE (5.5-8)A , REFERENCIA: LRD12	UND	1	38.59	38.59
LAMPARA PILOTO VERDE	UND	1	12.89	12.89
LAMPARA PILOTO AZUL	UND	1	12.89	12.89
LAMPARA PILOTO ROJO	UND	1	12.89	12.89
PULSADOR SIMPLE DE PLASTICO DE COLOR VERDE CHINT , 2NA	UND	1	1.50	1.50
SUMINISTRO DE ACCESORIOS DE CONTROL				
Suministro de válvula de expansión termostática TS-2	UND	1	50	50
Suministro de controlador de temperatura MT-512	UND	1	45	45
SUMINISTRO DE TUBERIAS DE COBRE				
* Suministro de 6m de tubería de cobre tipo L de 3/8" * Suministro de 6m tubería de cobre tipo L de 5/8" * Suministro de codos de 3/8" , codos de 5/8" , sifón de 5/8" y reducciones de cobre tipo L * Suministro de 10 varillas de soldar al 5% * Suministro de 03 mangueras de espuma elastómera de 5/8" x 3/4" de espesor.	GLB	1	140	140
			SUB TOTAL 1 US\$ (NO INC. IGV)	4191.33

Fuente: Tabla de costos realizada en base a los precios dados por refriPERU.