

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE ENFRIAMIENTO Y CONGELACIÓN
PARA LÍNEAS DE PROCESAMIENTO DE TUBÉRCULOS COMO LA
PAPA Y OTROS ALIMENTOS**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Bachiller:
Abreu P. Raúl J.
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, junio de 2015

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE ENFRIAMIENTO Y CONGELACIÓN
PARA LÍNEAS DE PROCESAMIENTO DE TUBÉRCULOS COMO LA
PAPA Y OTROS ALIMENTOS**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Julio Segura

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Bachiller:
Abreu P. Raúl J.
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, junio de 2015



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA

Acta

Los abajo firmantes, miembros del jurado examinador designado por el consejo de escuela de Ingeniería Mecánica para evaluar el Trabajo Especial de Grado entregado por el bachiller:

Raúl J. Abreu P.

Titulado

“Diseño de un túnel de enfriamiento y congelación para líneas de procesamiento de tubérculos como la papa y otros alimentos”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al título de Ingeniero Mecánico.

Acta que se levanta en la ciudad de Caracas, a los 15 días del mes de Junio del año dos mil quince.

[Signature]
Prof. Franklin Baduy

Jurado



[Signature]
Prof. Pedro Lecue

Jurado

[Signature]
Prof. Julio Segura

Tutor

DEDICATORIA

A Dios y mi Señor Jesucristo por ser mis fuentes de bendición y mis fuerzas.

A toda mi familia por formar parte de este gran sueño realizado.

A mi ilustre Universidad por ser nuestra segunda casa y darme las más gratas experiencias durante estos años.

Raúl Abreu

AGRADECIMIENTOS

A Dios.

Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

A mi Esposa e hijita, por ser una gran bendición de Dios en mi vida, por ser ese apoyo en todo momento, ser parte de mí vida, en las buenas y en las malas, por su cariño y amor, sus valiosos consejos y ayuda en los momentos decisivos de este Trabajo de Grado.

A mi mamá y mi papá, por ser el pilar fundamental en todo lo que soy, en toda mi educación, tanto académica, como de la vida, por sus consejos, sus valores, la motivación constante que me han permitido ser una persona de bien y por su incondicional apoyo, pero más que nada, por su gran amor.

A mi hermano mis Tíos y primos, por los ejemplos de perseverancia y constancia que los caracterizan y que me ha infundado siempre, por su gran apoyo y motivación en todo momento y por el valor mostrado para salir adelante y por su amor.

A mi Tutor Profesor Julio Segura, quien me ayudó a la correcta realización de mi Trabajo de Grado, además de recibir de su parte una buena instrucción académica y consejos para mi desarrollo como futuro Ingeniero.

A la Profesora María Soledad Tapia, por su apoyo y valioso aporte en el desarrollo de este Trabajo de Grado.

Al personal de CORPIVENSA por el apoyo prestado para llevar a cabo el diseño de este proyecto y por la oportunidad prestada.

A todos ustedes Gracias.

Abreu P, Raúl J.

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE ENFRIAMIENTO Y CONGELACIÓN
PARA LÍNEAS DE PROCESAMIENTO DE TUBÉRCULOS COMO LA
PAPA Y OTROS ALIMENTOS**

**Tutor Académico: Prof. Julio Segura. Tesis. Caracas. U.C.V. Facultad de
Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica. 2015. 244 pág.**

**Palabras Clave: Enfriamiento, Hortalizas de hojas, Tubérculos, Diseño,
Máquina, Túnel de enfriamiento.**

RESUMEN

En el presente trabajo enmarcado dentro del área de procesamiento de alimentos se realizó un estudio de posibles soluciones a un problema planteado por **CORPIVENSA**, en el cual se diseñó un túnel de enfriamiento y congelación de alimento de origen vegetal para dar respuestas a las pequeñas y medianas empresas que se dedican a este rubro. Se presentaron las distintas opciones y se seleccionó la opción más factible para la solución del problema por medio de estrategias creativas en el diseño, tales como: Investigación, encuesta, tormenta de ideas y análisis morfológico, y así lograr establecer las características generales requeridas en el sistema. Una vez determinado el sistema, se procedió a diseñar o seleccionar cada uno de los componentes que conforman el equipo. A partir de esto, y con el conocimiento de los sistemas a emplearse, se planteó el mantenimiento del mismo, con el cual se deben regir los beneficiados de la misma.

	Pág.
ACTA	
RESUMEN	iii
LISTA DE FIGURAS	xiv
LISTA DE TABLAS	xviii
LISTA DE GRÁFICOS	xix
INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO I	3
1. FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN.	
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.1.1. Descripción de la situación y motivación	3
1.1.2. Formulación del problema	5
1.2. OBJETIVOS	5
1.2.1. Objetivo General	5
1.2.2. Objetivos Específicos	5
1.3. ALCANCES Y LIMITACIONES	6
CAPITULO II	8
2. MARCO TEÓRICO.	
2.1. ANTECEDENTES.	8
2.2. CORPIVENSA	10
2.2.1. Misión	10
2.2.2. Visión	10
2.2.3. Objetivo General Estratégico	11
2.3. ASPECTOS FUNDAMENTALES	11
2.3.1. Definición de Hortalizas	11
2.3.2. Tipo de Hortalizas	11

2.3.3. Composición de las Hortalizas	11
2.3.4. Hortaliza a procesar por el equipo	13
2.3.4.1. Papa	13
2.4. CONSERVACIÓN DE LOS ALIMENTOS POR FRIO	14
2.4.1. Refrigeración	14
2.4.2. Ultra congelación	14
2.4.3. Congelación	15
2.5. ASPECTOS FISICOS DE LA CONGELACIÓN	16
2.5.1. Formación de hielo	16
2.5.2. Cristalización del hielo	16
2.5.3. Cambios dimensionales	17
2.5.4. Conductividad Térmica	17
2.5.5. Calor desprendido en el curso de la congelación	17
2.5.6. Tiempos de congelación	18
2.5.7. Fin de la congelación	18
2.5.8. Cinética del proceso de congelación	18
2.6. METODO DE CONGELACIÓN Y ENFRIAMIENTO	21
2.6.1. Por inmersión	22
2.6.2. Congelamiento por contacto indirecto	22
2.6.3. Congelamiento por corriente de aire	22
2.6.4. Túnel de congelación	23
2.7. PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERIAS	24
2.8. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	25
2.8.1. Conducción	25
2.8.2. Convección	26

2.9. INTERCAMBIADORES DE CALOR	27
2.9.1. Flujo a través de un banco de tubos	28
2.9.2. Circulación de aire	33
2.10. CICLO DE REFRIGERACIÓN	34
2.10.1. Sistema básico de refrigeración por compresión	34
2.10.2. Descripción del ciclo	34
2.10.3. Balance energético del ciclo	35
2.10.3.1. Compresor	36
2.10.3.2. Condensador	36
2.10.3.3. Válvula de expansión	36
2.10.3.4. Evaporador	36
2.10.4. Descripción de los principales componentes del ciclo	37
2.10.4.1. Gas Refrigerante	37
2.10.4.2. Compresor	38
2.10.4.3. Condensador	39
2.10.4.4. Válvula de expansión termostática	39
2.10.4.5. Evaporador	40
2.10.4.6. Ventilador	40
2.11. DISEÑO	41
2.11.1. Propiedades térmicas del alimento	41
2.11.1.1. Calor Especifico (C_p)	41
2.11.1.2. Conductividad térmica (k)	42
2.11.1.3. Difusividad térmica (α)	42
2.11.2. Propiedades térmicas para los componentes del alimento	42
2.11.3. Factores dependientes del producto a congelar	44

2.11.3.1. Calor sensible del alimento no congelado	44
2.11.3.2. Calor latente de congelación de toda la mercadería	44
2.11.3.3. Calor sensible del alimento congelado	45
2.11.3.4. Carga total producida en función del producto a congelar	45
2.11.4. Calor independiente del producto a congelar	46
2.11.4.1. Calor referido a la transferencia de calor por conducción	46
2.11.4.1.1. Pared compuesta	46
2.11.5. Enfriamiento del aire por renovación e infiltraciones	47
2.11.6. Carga térmica total por factores externos o cargas independientes al producto a congelar.	48
2.11.7. Carga térmica total	48
2.11.8. Factor de seguridad	48
2.11.9. Cálculo del tonelaje	48
2.11.10. Cálculo del tiempo de congelación	49
2.12. AUTOMATIZACIÓN	50
2.12.1. Válvulas de control	50
2.12.2. Válvula de expansión termostática	50
2.12.3. Válvula de Solenoide	51
2.12.4. Válvula de alivio de presión	52
2.12.5. Presostatos	52
2.12.6. Termostatos	52
2.12.7. Sensores	52
CAPITULO III	54
3.MARCO METODOLÓGICO	54
3.1. METODOLOGÍA DE DISEÑO	54

3.2. TIPO DE INVESTIGACIÓN	54
3.2.1. Investigación documental	54
3.2.2. Investigación experimental	55
3.3. TECNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS	56
3.3.1. Visita técnica a plantas de procesamiento de alimentos	56
3.3.2. Encuesta	57
3.3.2.1. Encuesta para los operadores	58
3.3.2.2. Encuesta para los técnicos o ingenieros de la planta	58
3.4. CONSIDERACIONES DE DISEÑO	63
3.4.1. Propuesta 1. Túnel lineal continuo, enfriamiento con refrigerante	64
3.4.2. Propuesta 2. Sistema de enfriamiento con salmuera	64
3.4.3. Propuesta 3. Túnel en espiral	65
3.4.4. Propuesta 4. Túnel de lecho fluidizado.	65
3.4.5. Propuesta 5. Túnel de congelación ultra rápida	66
3.5. FASE CREATIVA	66
3.5.1. A quien interesa	67
3.5.2. A quien afecta	67
3.5.3. Grupo de personas relacionadas	67
3.5.4. Tormenta de ideas	68
3.6. ESTUDIO PRELIMINAR DE COSTOS	69
3.7. ANALISIS MORFOLÓGICO	70
3.7.1. Parámetros para la selección de las opciones	70
3.7.2. Matriz Morfológica	72
3.8. CONCLUSIONES DEL DISEÑO METODOLOGICO	74

CAPITULO IV	75
4.CÁLCULOS Y RESULTADOS	
4.1. CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMOFISICAS DEL ALIMENTO	75
4.2. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE CRISTALIZACIÓN	76
4.2.1. Propiedades termofísicas de alimentos a temperaturas de enfriamiento	76
4.3. FACTORES DEPENDIENTES AL PRODUCTO A CONGELAR	78
4.3.1. Cálculo del calor sensible del alimento no congelado	78
4.3.2. Cálculo del calor latente de congelación de toda la mercadería	78
4.3.3. Cálculo del calor sensible del alimento enfriado	79
4.3.4. Cálculo del calor por respiración del alimento	80
4.3.5. Carga térmica total producida en función del producto a congelar	83
4.4. CALOR INDEPENDIENTE DEL PRODUCTO A CONGELAR	83
4.4.1. Calor referido a la transferencia de calor por conducción	83
4.5. CALENTAMIENTO DEL AIRE POR RENOVACIÓN E INFILTRACIONES	87
4.6. CARGA TÉRMICA TOTAL POR FACTORES EXTERNOS O CARGAS INDEPENDIENTES AL PRODUCTO A CONGELAR	88
4.6.1. Carga térmica total	89
4.6.2. Factor de seguridad	89
4.6.3. Cálculo del tonelaje	89
4.7. CÁLCULO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN	90
4.7.1. Determinación de la temperatura de condensación	90
4.7.2. Determinación de la temperatura de evaporación	90

4.8. DESARROLLO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN SIN SUBENFRIAMIENTO	91
4.8.1. Principales parámetros del ciclo de refrigeración sin subenfriamiento	95
4.8.1.1. Calor absorbido por el sistema	95
4.8.1.2. Flujo másico del refrigerante	95
4.8.2. Potencia del compresor	95
4.8.3. Calor cedido por el sistema	96
4.8.4. Eficiencia del ciclo	96
4.9. DESARROLLO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON SUBENFRIAMIENTO	97
4.9.1. Principales parámetros del ciclo de refrigeración sin subenfriamiento	100
4.9.1.1. Calor absorbido por el sistema	100
4.9.1.2. Flujo másico del refrigerante	100
4.9.2. Potencia del compresor	101
4.9.3. Calor cedido por el sistema	101
4.9.4. Eficiencia del ciclo	101
4.10. INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL EVAPORADOR	102
4.10.1. Caída de presión en el evaporador	109
4.10.2. Selección de materiales para el intercambiador	110
4.10.3. Especificación para las dimensiones del evaporador	111
4.10.4. Selección del ventilador	112
4.11. INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL CONDENSADOR	114
4.11.1. Caída de presión en el condensador	119
4.11.2. Especificación para las dimensiones del condensador	120
4.11.3. Selección del ventilador	121
4.12. CÁLCULO DEL TANQUE RECEPTOR	123

4.13. CÁLCULOS DE LA BANDA TRANSPORTADORA	125
4.14. CÁLCULOS DE ESFUERZOS EN LA ESTRUCTURA	140
4.14.1. Cálculos de esfuerzos en la estructura soporte inferior	140
4.14.1.1. Reacciones y momentos en los apoyos	142
4.14.1.2. Cálculo de la deflexión máxima producida en la viga	143
4.14.1.3. Teoría de la tensión tangencial máxima (criterio de tresca)	146
4.14.1.4. Cálculo de factor de seguridad estático	147
4.14.1.5. Verificación por fatiga	147
4.15. CALCULO DE LOS ESFUERZOS EN LA VIGA SOPORTE EVAPORADOR	152
4.15.1. Deflexión en el centro de la viga	154
4.15.2. Teoría de la tensión tangencial máxima (criterio de tresca)	156
4.16. DISEÑO DEL EJE	156
4.16.1. Cálculo de los diámetros del eje	156
4.16.2. Análisis de torsión en el eje de la banda transportadora	159
4.16.3. Teoría de la tensión tangencial máxima (criterio de tresca)	160
4.17. SOPORTE PRINCIPAL DEL EQUIPO	161
4.17.1. Cálculo de soportes para el equipo	163
4.18. DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERIAS DEL SISTEMA	164
4.18.1. Propiedades termofísicas del refrigerante R-404A	164
4.18.2. Cálculo del diámetro de las tuberías	166
4.18.3. Dimensionamiento de la tubería de descarga del compresor	166
4.18.4. Dimensionamiento de la tubería de descarga de liquido	168
4.18.5. Dimensionamiento de la tubería de descarga de succión	168
4.18.6. Cálculo de la perdida de carga	169

4.18.7. Tubería de succión A-B (estado vapor a baja presión)	170
4.18.8. Tubería de descarga (estado vapor a alta presión)	173
4.18.9. Tubería de líquido (estado líquido a alta presión)	175
4.18.10. Perdidas en ductería	177
4.19. INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL DE LA INSTALACIÓN DE REFRIGERACIÓN	180
4.19.1. Selección del distribuidor	180
4.19.1.1. Selección del tamaño del tubo distribuidor	181
4.19.2. Selección del modelo del distribuidor	183
4.19.3. Selección de la boquilla del distribuidor	184
4.19.4. Selección de la válvula de expansión	188
4.19.5. Selección de la válvula termostática	194
4.19.6. Control del compresor	202
4.19.6.1. Control de la capacidad del compresor	203
4.19.6.2. Control de la velocidad variable	203
4.19.6.3. Enfriamiento de aceite	203
4.19.7. Control del condensador	205
4.19.8. Control del nivel del líquido	207
4.19.8.1. Sistema de control de nivel de líquido de baja presión	207
4.19.9. Controles de evaporador	209
4.19.9.1. Descongelación por gas caliente para enfriadores a aire	210
4.19.10. Control de temperatura precisa	211
4.19.11. Sistemas de seguridad	212
4.19.11.1. Dispositivos de liberación de presión	212
4.19.11.2. Presión y dispositivos limitantes de temperatura	213
4.19.11.3. Dispositivos de nivel de líquido	214

4.19.11.4. Filtros deshidratadores en sistemas fluorados	215
4.19.11.5. Proceso de descarche	217
CAPITULO V	222
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
5.1. CONCLUSIONES	222
5.2. RECOMENDACIONES	224
Referencias Bibliográficas	225
Referencias Electrónicas	227
APÉNDICES	228

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Papa. (<i>Solanum Tuberosum</i>)	13
Figura 2. Secuencia de congelación de un alimento	19
Figura 3. Secuencia de congelación de alimento (zona sombreada indica congelación)	20
Figura 4. Descripción del proceso de congelación real	21
Figura 5. Intercambiador de calor de tubos concéntricos	27
Figura 6. Intercambiadores de calor de flujo cruzado	28
Figura 7. Esquema de un banco de tubos para flujo cruzado	29
Figura 8. Arreglos de tubos en un banco de tubos	29
Figura 9. Diagrama de un sistema de refrigeración típico	34
Figura 10. Ciclo de refrigeración	34
Figura 11. Transferencia de calor a través de una pared compuesta	46
Figura 12. Túnel lineal continuo, enfriamiento con refrigerante	64
Figura 13. Túnel de enfriamiento con salmuera	64
Figura 14. Túnel en espiral	65
Figura 15. Túnel continuo de lecho fluidizado	66
Figura 16. Túnel lineal de congelación ultra rápida	66
Figura 17. Transferencia de calor a través de una pared compuesta	84
Figura 18. Distribución de temperatura en la pared del túnel	87
Figura 19. Diagrama de Mollier para un ciclo de refrigeración ideal para el refrigerante R-404A, sin sobrecalentamiento ni subenfriamiento	94
Figura 20. Diagrama de Mollier para un ciclo de refrigeración ideal para el refrigerante R-404A, con sobrecalentamiento y subenfriamiento	99
Figura 21. Descripción del ciclo de refrigeración	101
Figura 22. Arreglo para el banco de tubos del evaporador	102
Figura 23. Factor de fricción f y factor de corrección x .	110

LISTA DE FIGURAS

Figura 24. Capacidades de ventiladores axiales	113
Figura 25. Factor de fricción f y factor de corrección x . arreglo de haces de tubos escalonados.	119
Figura 26. Capacidades de ventiladores axiales	122
Figura 27. Especificación técnica de tanques horizontales receptores para alta presión	123
Figura 28. Tipo de banda especial para cada aplicación	125
Figura 29. Tipo de articulación recomendada para bandas	126
Figura 30. Materiales estándar para bandas	127
Figura 31. Especificaciones de la banda según el material seleccionado	128
Figura 32. Materiales para las guías y guías de desgaste	129
Figura 33. Coeficiente de fricción entre la banda y el apoyo del deslizador (guías de desgaste), μ_G .	130
Figura 34. Coeficiente de fricción banda-producto, μ_p .	130
Figura 35. Factor de servicio, C_s .	131
Figura 36. Rango admisible de temperatura	132
Figura 37. Factor de temperatura C_t en función de la temperatura cerca del piñón motor, según el tipo de material estándar	132
Figura 38. Factor de velocidad C_v en función de la velocidad de la banda	133
Figura 39. Tamaño e inercia del eje	134
Figura 40. Especificaciones del piñón	135
Figura 41. Par motor máximo admisible	136
Figura 42. Especificación de los piñones según el tipo de banda	136
Figura 43. Dimensionamiento de la curva catenaria	137
Figura 44. Longitud de la curva catenaria	138
Figura 45. Configuración de cargas en la estructura soporte	141

LISTA DE FIGURAS

Figura 46. Diagrama de fuerza cortante (v) y momento flector (M) de la estructura soporte con cargas aplicadas	141
Figura 47. Consideración para el cálculo de las reacciones R_A , R_B , R_C , R_D .	143
Figura 48. Momento de inercia para los distintos espesores estudiados	144
Figura 49. Criterio de máxima deflexión permisible	144
Figura 50. Diagrama de fuerza cortante (v) y momento flector (M) de la estructura soporte sin cargas aplicadas	150
Figura 51. Configuración de cargas para la estructura soporte de la unidad evaporadora	152
Figura 52. Diagrama de fuerza cortante (v) y momento flector (M) con cargas aplicadas	153
Figura 53. Información de los tubos de sección rectangular	154
Figura 54. Configuración de cargas para la estructura soporte de la unidad evaporadora	157
Figura 55. Diagrama de deflexión para vigas simplemente apoyadas	158
Figura 56. Apoyo tubular redondo hueco de la estructura	161
Figura 57. Constante C de condición de extremos	162
Figura 58. Representación de los diferentes tramos de un ciclo de refrigeración	165
Figura 59. Tabla de diámetro externo de capilares para los refrigerantes 404A, 422A y 507	181
Figura 60. Factores de corrección para otras temperaturas del líquido de la boquilla y tubos	182
Figura 61. Caída de presión vs carga del distribuidor para diferentes tipos de refrigerantes	183
Figura 62. Cantidad de circuitos y tamaño de tubos disponibles según el tipo de distribuidor	184
Figura 63. Valor nominal de la boquilla	185

LISTA DE FIGURAS

Figura 64. Factores de corrección para otras temperaturas del líquido de la boquilla y tubos	186
Figura 65. Caída de presión vs carga del distribuidor para diferentes tipos de refrigerantes	187
Figura 66. Código del distribuidor	188
Figura 67. Factor de corrección por temperatura de líquido del refrigerante	189
Figura 68. Caída de presión en las líneas de salida del evaporador	191
Figura 69. Factor de corrección para diferentes caídas de presión.	192
Figura 70. Cargas termostáticas recomendadas para diferentes refrigerantes según la capacidad nominal	193
Figura 71. Factor de corrección según la temperatura del líquido a la entrada y el tipo de refrigerante	194
Figura 72. Nomenclatura para válvulas termostáticas	194
Figura 73. Especificación de la válvula de expansión	195
Figura 74. Válvula de expansión seleccionada	195
Figura 75. Termostato tipo KP-61	197
Figura 76. Presostato tipo KP-15	197
Figura 77. Filtro secador tipo DML	198
Figura 78. Visor de líquido tipo SGN	199
Figura 79. Separador de aceite OUB	199
Figura 80. Intercambiador de calor tipo HE	200
Figura 81. Válvula de solenoide EVR	201
Figura 82. Válvula de cierre manual tipo GBC	201
Figura 83. Transductor de nivel de líquido AKS-41	208
Figura 84. Controlador de nivel de líquido EKC-347	208
Figura 85. Interruptor de nivel AKS-38	208
Figura 86. Filtro secador DCR con núcleo intercambiable	216

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Ponderación de costos.	70
Tabla 2. Matriz morfológica	73
Tabla 3. Fracción molar de algunos componentes presentes en la papa	75
Tabla 4. Valores para el cálculo del calor desprendido durante la respiración en función de la temperatura	81
Tabla 5. Capacidad térmica de los equipos necesarios	101
Tabla 6. Propiedades térmicas del aire	104
Tabla 7. Especificaciones del ventilador FREDIVE modelo AFP10	113
Tabla 8. Propiedades térmicas del aire	114
Tabla 9. Especificaciones del ventilador FREDIVE modelo AFP10	122
Tabla 10. Propiedades termofísicas del refrigerante en los diferentes estados de la instalación	165
Tabla 11. Diámetro de tuberías para los diferentes tramos	169
Tabla 12. Condiciones del fluido refrigerante para el cálculo de pérdidas de presión en la línea de succión	171
Tabla 13. Condiciones del fluido refrigerante para el cálculo de pérdidas de presión en la línea de descarga	174
Tabla 14. Condiciones del fluido refrigerante para el cálculo de pérdidas de presión en la línea de liquido	176
Tabla 15. Pérdidas en la línea de succión	178
Tabla 16. Pérdidas en la línea de descarga	179
Tabla 17. Pérdidas en la línea de liquido	179

LISTA DE GRÁFICOS

	Pág.
Gráfico 1. Tipos de alimentos procesados por jornada	59
Gráfico 2. Traslado del alimento en el túnel	60
Gráfico 3. Presentación del alimento	60
Gráfico 4. Tiempo aproximado de procesamiento	61
Gráfico 5. Alternativas para el enfriamiento	61
Gráfico 6. Capacidad de procesamiento del túnel	62
Gráfico 7. Modo de transferencia de calor en el procesamiento del alimento	62
Gráfico 8. Agentes refrigerantes	63
Gráfico 9. Variación del calor metabólico desprendido por el alimento respecto a la temperatura	82

INTRODUCCIÓN

Es bien conocido que en la comercialización de productos como las hortalizas y frutas se producen pérdidas que oscilan entre el 10 y el 50%, según el producto, la zona geográfica de producción y el nivel de desarrollo industrial y social tanto de los países productores como de los consumidores.

Las medidas que se han venido tomando para compensar el desequilibrio producido en la disponibilidad de estos productos han sido: el desarrollo de nuevas variedades más productivas y resistentes a plagas, la puesta en regadío de grandes extensiones de terreno, una mejor fertilización y protección con plaguicidas.

Desde hace ya varios años se presta también particular atención a la manipulación y técnicas de conservación post-cosecha, estudiándose la forma de optimizarlas. En este sentido se considera al frío como un agente idóneo para inhibir o reducir las pérdidas ocasionadas por causas microbiológicas (microorganismos como hongos y bacterias), fisiológicas (cambios como consecuencia de la transpiración y respiración) y físicas (excesivo calor o frío, atmósfera inapropiada, condiciones de conservación inadecuadas).

Según la duración prevista para la conservación, la aplicación de bajas temperaturas puede hacerse en régimen de refrigeración o de congelación, enfriándose y manteniéndose los productos, en todos sus puntos, a una temperatura superior o inferior a la de congelación, respectivamente.

El objetivo primordial que se trata de alcanzar con el enfriamiento y conservación al estado refrigerado de productos alimenticios de origen vegetal es la prolongación de su vida, una vez recolectados, durante el mayor tiempo posible y sin afectar sus propiedades organolépticas.

En el enunciado de este objetivo se indica que los productos objeto de conservación son seres con vida y como tales presentan una individualidad característica y una complejidad orgánica, que se traduce en una anatomía

perfectamente definida y en una fisiología que comporta tres procesos fundamentales: transpiración, respiración y maduración que se manifiestan con distintas intensidades antes y después de la recolección.

Si a esto se añade que los alimentos de origen vegetal, hortalizas fundamentalmente, van a vivir después de ser cosechados, una larga temporada, la etapa de comercialización, fuera de su hábitat natural y, en el caso que nos ocupa, a una temperatura constante, inferior a la que tuvieron en la fase de su desarrollo, se pueden comprender fácilmente los variados problemas que se van a presentar y los numerosos factores que van a influir en el mantenimiento de sus funciones vitales y de sus características organolépticas principales: consistencia o textura, color, sabor y aroma.

Por otra parte la susceptibilidad de estos productos a las alteraciones fisiológicas y microbiológicas, una vez recolectados, supone un problema adicional muy a tener en cuenta, incluso cuando se utilizan bajas temperaturas para su conservación.

La problemática cambia cuando la temperatura de conservación es inferior al punto de congelación, pues entonces los productos vegetales mueren como consecuencia del cambio de estado del agua de constitución y de la desorganización de las estructuras celulares que dicho cambio conlleva.

Debido a lo anteriormente mencionado y a que actualmente en el País no se fabrican Túneles de Congelación, se propone el diseño de este equipo para las líneas de procesamiento. Dicha propuesta viene apoyada por la planimetría del equipo donde se especifican las medidas y formas de cada una de las piezas, así como también los materiales ideales en la fabricación del mismo, siguiendo para ello los lineamientos y/o especificaciones establecidas en las normativas referentes al procesamiento de alimentos.

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1.1 Descripción de la situación y motivación

Se denomina "**hortalizas**" a todas las plantas o partes de plantas dedicadas a la alimentación y cuyo cultivo se realiza en huertas.

Dentro de las hortalizas se distinguen las verduras cuya parte comestible está constituida por sus órganos verdes (hojas, tallos, flores), y las **legumbres verdes**, como los frutos y semillas no maduros de las hortalizas leguminosas.

Las hortalizas son un grupo de alimentos con un origen botánico muy variado, ya que la parte del vegetal que se emplea para la alimentación varía de una a otra. Por ejemplo:

- **Hojas:** espinacas, acelgas, lechuga.
- **Raíces:** zanahoria, remolacha, rábano o nabo.
- **Flores:** alcachofa, coliflor, brócoli.
- **Tallos:** apio y espárrago.
- **Tubérculos:** patatas.
- **Bulbos:** ajo, cebolla, puerro.

Los Tubérculos son sometidos a un proceso de congelación rápida, mientras que las Hortalizas de hojas son sometidas a un enfriamiento, ambos procesos se realizan para mantener y cuidar las propiedades Organolépticas del alimento. Estos procesos permiten la conservación de alimentos, uno por medio de la solidificación del agua contenida en los mismos (congelación) y otro a través del descenso de la temperatura sin llegar a la congelación (enfriamiento). El proceso de congelación debe realizarse en el menor tiempo y a la temperatura más baja posible, para que la calidad del producto no se vea afectada. Las temperaturas bajas retardan las reacciones químicas y la acción de las enzimas y retrasan o inhiben el crecimiento y actividad de los microorganismos que se encuentran en

los alimentos. Una temperatura suficientemente baja inhibirá el crecimiento de todos los microorganismos. Entre más tiempo pase entre el inicio de la congelación del alimento y el momento de su total congelación, más factible será que se destruya su tejido celular por efectos de la congelación misma y por la proliferación de microorganismos.

Otros factores a tener en cuenta en el proceso de congelación son el contenido de agua en el producto, la temperatura inicial y final del producto y la velocidad de enfriamiento.

Las líneas de procesamiento de hortalizas de hojas y tubérculos están conformadas por las siguientes etapas: recepción de materia prima, lavado en seco, lavado con agua, separación de conchas para ablandamiento, lavadora separadora de astillas, cortadora del alimento, precocido del alimento, congelación del alimento y empaquetado. Durante la etapa de enfriamiento, la cual se lleva a cabo en el túnel de enfriamiento, el producto pasa a través de una corriente de aire por convención forzada a una cierta velocidad y a temperaturas comprendidas entre -1 y -30 °C, dependiendo del alimento procesado.

Un país productivo que sea capaz de producir sus propios alimentos es un país cada vez más cerca de ser un país desarrollado y aún más cerca de erradicar el hambre en su territorio, así que el desarrollo de la industria alimenticia debe ser una de nuestras prioridades para ayudar al desarrollo de la nación.

La Corporación de Industrias Intermedias de Venezuela Sociedad Anónima (CORPIVENSA) a través de su proyecto de implantación y operación de “Fabricas de Equipos para el Procesamiento de Alimentos” plantea una ayuda al mediano y pequeño productor de Hortalizas de hojas y Tubérculos, al facilitar la adquisición de equipos destinados a las diversas líneas productivas de alimentos y así lograr su crecimiento.

Las Empresas ubicadas en el Territorio Nacional, dedicadas al procesamiento de alimentos, será beneficiadas con este proyecto ya que se plantea realizar el diseño de uno de los equipos que conforman la línea de producción de estas plantas, en este caso se trabajará con el túnel de congelación, lo cual permitirá mejorar la producción y calidad del alimento.

1.1.2 Formulación del problema

Hoy en día, debido a la creciente demanda en el consumo de hortalizas de hojas y Tubérculos y debido a que actualmente en el País no se fabrican Túneles de Congelación, **CORPIVENSA** contempla el diseño de estos equipos para las líneas de procesamiento, con la finalidad de dar respuestas a las pequeñas y medianas empresas que se dedican a este rubro.

Para ello, se deberá realizar un estudio detallado en el cual se contemple la búsqueda de información, normativas, requerimientos de diseño, propuestas de las posibles mejoras, partes a fabricar, planimetría, materiales entre otros aspectos.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un Túnel de Enfriamiento y Congelación para una línea de procesamiento de Tubérculos como la Papa y otros alimentos.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Realizar una investigación de campo para identificar los aspectos que promueven el diseño.
- Establecer los requerimientos necesarios para el diseño.

- Realizar un estudio de las máquinas ya existentes que operen bajo condiciones semejantes al túnel de congelación.
- Proponer un nuevo diseño del producto.
- Definir los detalles correspondientes al diseño del producto.
- Generar la planimetría detallada a las diversas partes del túnel de congelación especificando materiales.
- Creación de la memoria descriptiva del equipo, detallando todo su proceso.

1.3 ALCANCES Y LIMITACIONES

- Consultar manuales, libros y/o catálogos relacionados con refrigeración, ventilación y automatización.
- Partiendo de las referencias encontradas junto con el problema planteado, se describirán los componentes principales que rodean o circulan el equipo.
- La metodología de diseño estará conformada por el planteamiento de una necesidad, luego se establecen especificaciones de diseño, posteriormente una tormenta de ideas sin restricción alguna. Se aplican las especificaciones de diseño para descartar las que no cumplan con lo requerido, seguido de la combinación de dichas ideas dentro de un análisis morfológico, y por último la selección de la(s) mejor(es) por medio de una matriz de selección que contenga criterios razonables y fundamentados en las especificaciones de diseño.
- Los posibles procesos a ser establecidos, serán los reflejados comúnmente en los modelos existentes en el mercado o los planteados en trabajos anteriores referenciales.
- En el desarrollo de la propuesta final se incluirá el cálculo de la mayoría de los componentes (ductos, serpentines, resistencias, ventilador, etc.); se diseñará principalmente la ductería por la cual circulará el aire y se seleccionarán, por

catálogo, diversos componentes restantes (compresor, serpentines, automatización, ventilador, etc.).

- En el diseño se considerará que las dimensiones físicas del mismo, estarán sujetas a las del espacio disponible para su ubicación en un área determinada.
- Se proporcionarán planos donde se describa completamente el equipo, junto con la lista de materiales o componentes necesarios y cálculos métricos de cada sección.
- Una limitación importante es el traslado a las diferentes Empresas ubicadas en el interior del País, para establecer contacto durante el diseño del equipo.

2.1 ANTECEDENTES

“Los antecedentes reflejan los avances y el estado actual del conocimiento en un área determinada y sirven de modelo o ejemplo para futuras investigaciones.” (Arias, 2006).

El hombre siempre ha estado interesado en poder conservar sus alimentos. Desde hace miles de años ha utilizado el agua y el hielo para detener su descomposición y preservar su calidad (propiedades organolépticas).

Los alimentos se ven afectados por la acción de microorganismos, tales como las bacterias, quienes causan un deterioro a éste, por lo que no puede ser consumido, y para fines de una empresa que vende los alimentos, esto representaría una pérdida económica. Por lo cual, se han desarrollado a lo largo de la historia, muchas formas de preservar los alimentos entre ellas se encuentra el método de congelamiento.

El congelamiento, es una técnica de refrigeración desarrollada comercialmente por primera vez en 1842, pese a que la introducción de productos congelados masiva empezó en el período entre guerras (1919 –1939).

Básicamente, el congelamiento retrasa el deterioro de los alimentos al impedir que los microorganismos que realizan esta acción, no logren llevar a cabo la actividad enzimática que hace que los alimentos se descompongan

Fue en 1784 cuando Mr. William Cullen construyó el primer frigorífico que funcionaba con electricidad, y aunque congelar los alimentos comercialmente se hizo por primera vez en 1842, la Industria de congelados como la conocemos hoy tiene un origen más reciente que la de envasado, pero la conservación de alimentos a gran escala por congelación comenzó a finales del siglo XIX con la aparición de la refrigeración mecánica.

No fue sino hasta el año de 1927 cuando se fabricaron los primeros frigoríficos de uso doméstico (su fabricante fue Generic Electric). Sin embargo, hubo que esperar hasta los años treinta para asistir a la comercialización de los primeros alimentos congelados, que fue posible gracias al descubrimiento de un método de congelación rápida.

Se describen a continuación una lista de trabajos cuyo tema está vinculado al de la presente investigación y que cumpliendo con la definición descrita anteriormente, sirven de ejemplo para el desarrollo de este trabajo.

En Febrero de 2011, **CORPIVENSA** en su trabajo **Fabricas de Equipos para el Procesamiento de Alimentos**.

En 2011 el Ingeniero Químico **DAMIAN AQUILES VELEZ NAVIA** en su trabajo especial de grado **“DISEÑO DE UN TÚNEL DE CONGELAMIENTO DISCONTINUO PARA PESCADO EN LA EMPRESA EL DORADO EN EL CANTÓN ESMERALDAS”**. Se realizó el diseño de un túnel de congelación discontinuo para pescado, para la Empresa El Dorado de la ciudad de Esmeraldas. El diseño constó en un modelo matemático que consistió en la determinación de la carga térmica que el sistema debería suministrar para poder congelar el producto. Una vez desarrollados los cálculos se determinó capacidad de refrigeración del túnel de congelación, tipo de refrigerante con el cual operará, temperatura de congelación y tipos estimados de trabajo. A su vez, se determinó para la cámara de congelación, tipo de material de los paneles, espesor para paredes y el techo.

Proyecto “5aldía Venezuela” para mejorar la alimentación y salud del venezolano promoviendo el consumo de 5 raciones diarias de frutas y hortalizas. Años: 2007, 2008, 2009 y 2010. “5aldía” es el nombre que recibe internacionalmente la iniciativa que sobre los lineamientos de la Organización Mundial de la Salud (OMS) y la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO), y de la comunidad científica y médica

mundial, promueve el consumo de 400 g (5 raciones) diarios de frutas y hortalizas (F&H) para reducir la deficiencia de micronutrientes y prevenir enfermedades crónicas no transmisibles como el cáncer, la enfermedad coronaria, la diabetes, la obesidad, entre otras, que constituyen una epidemia mundial. El consumo insuficiente de F&H es el 5° factor de riesgo causante de la mortalidad global.

En Marzo del 2010 la Doctora María Soledad Tapia, publicación en la Revista Española de Nutrición comunitaria, en su trabajo “Experiencia venezolana en la promoción de salud con las frutas y hortalizas: un reto posible”. En este trabajo se presentan algunas estrategias seguidas para impulsar la campaña en el país, aprovechando importantes oportunidades ofrecidas por el marco legal vigente que han permitido acciones en el ámbito comunitario. Se han logrado igualmente apoyos desde el área de responsabilidad social con empresas sensibilizadas. Se continúan los esfuerzos dirigidos a divulgar el tema trabajando en el logro de un número grande de aliados de diversos sectores nacionales.

2.2 CORPIVENSA

2.2.1 Misión

Impulsar la soberanía industrial y productiva del país con independencia tecnológica, en el marco de la economía socialista a través del desarrollo y coordinación de las actividades industriales del Estado y de las Empresas Mixtas que operan en el sector manufacturero, no petrolero, para satisfacer las necesidades del pueblo y construir el nuevo aparato productivo socialista.

2.2.2 Visión

Ser una corporación estatal de empresas socialistas, que garanticen la soberanía industrial y su respectiva independencia tecnológica, capaz de satisfacer las necesidades del país y contribuir con el desarrollo de naciones hermanas, consolidando la integración productiva de los pueblos, particularmente en el marco de la Alternativa Bolivariana para los Pueblos de Nuestra América, ALBA.

2.2.3 Objetivo general estratégico

Impulsar como Corporación Estatal de empresas, el desarrollo de nuevas industrias destinadas a la producción y distribución de bienes manufacturados, dirigidos a satisfacer las necesidades del pueblo, y contribuir a alcanzar la seguridad y soberanía económica de la nación, así mismo podrá comercializar los distintos bienes, manufacturados por sus empresas, filiales, asociadas y/o asociados.

2.3 ASPECTOS FUNDAMENTALES

2.3.1 Definición de Hortalizas

Se denomina **hortalizas** a todas las plantas o partes de plantas dedicadas a la alimentación y cuyo cultivo se realiza en huertas.

2.3.2 TIPO DE HORTALIZAS

“Las hortalizas son un grupo de alimentos con un origen botánico muy variado, ya que la parte del vegetal que se emplea para la alimentación varía de una a otra. Por ejemplo:

- **Hojas:** espinacas, acelgas, lechuga.
- **Raíces:** zanahoria, remolacha, rábano o nabo.
- **Flores:** alcachofa, coliflor, brécol.
- **Tallos:** apio y espárrago.
- **Tubérculos:** papas.
- **Bulbos:** ajo, cebolla.

2.3.3 Composición de las Hortalizas

- **Agua:** estas contienen una gran cantidad de agua, aproximadamente un 80 % de su peso.

- **Glúcidos:** Según el tipo de hortalizas la proporción de hidratos de carbono es variable, siendo en su mayoría de absorción lenta. Según la cantidad de glúcidos las hortalizas pertenecen a distintos grupos:
 1. **Grupo A:** Contienen menos de un 5 por ciento de hidratos de carbono. Pertenecen a este grupo la acelga, el apio, la espinaca, la berenjena, el coliflor, la lechuga, el pimiento, el rábano, entre todas las demás son un conjunto de plantas en este caso verduras que ayudan a que crezcan más rápido y sin usar ningún químico.
 2. **Grupo B:** Contienen de un 5 a un 10 por ciento de hidratos de carbono (alcachofa, guisante, cebolla, nabo, puerro, zanahoria, remolacha).
 3. **Grupo C:** Contienen más del 10 por ciento de hidratos de carbono (patata, mandioca).
- **Vitaminas y minerales:** La mayor parte de las hortalizas contienen gran cantidad de vitaminas y minerales y pertenecen al grupo de **alimentos reguladores** en la rueda de los alimentos, al igual que las frutas. La vitamina A está presente en la mayoría de las hortalizas en forma de provitamina. Especialmente en zanahorias, espinacas y perejil. También son ricas en vitamina C especialmente pimiento, perejil, coles de bruselas y brócoli. Encontramos vitamina E y vitamina K pero en mucha menos cantidad en guisantes y espinacas. Como representante de las vitaminas del grupo B tenemos el ácido fólico que se encuentra en las hojas de las hortalizas verdes. El potasio abunda en la remolacha y la coliflor; el magnesio en espinacas y acelgas; el calcio y el hierro está presente en cantidades pequeñas y se absorben con dificultad en nuestro tubo digestivo; el sodio en el apio.
- **Sustancias volátiles:** La cebolla contiene disulfuro dipropilo, que es la sustancia que hace llorar.
- **Lípidos y proteínas:** Presentan un contenido bajo de estos macronutrientes.

- **Valor calórico:** La mayor parte de las hortalizas son hipocalóricas. Por ejemplo 100 gramos de acelgas solo contienen 15 calorías. La mayoría no superan las 50 calorías por 100 gramos excepto las alcachofas y las patatas. Debido a este bajo valor calórico las hortalizas deberían estar presentes en un gran porcentaje en una dieta contra la obesidad.
- **Fibra dietética:** Del 2 al 10 parte del peso de las hortalizas es fibra alimentaria. La fibra dietética es pectina y celulosa, que suele ser menos digerible que en la fruta por lo que es preciso la cocción de las hortalizas para su consumo en la mayor parte de las ocasiones. La mayoría de las hortalizas son ricas en fibra (berenjena, coliflor, judías verdes, brócoli, escarola, guisante).

Todas estas propiedades hacen que sea recomendable consumirlas con bastante frecuencia al día, recomendándose una ración en cada comida y de la forma más variada posible. Por eso las hortalizas ocupan el segundo piso, junto con las frutas, en la pirámide de los alimentos.

2.3.4 Hortaliza a procesar por el Equipo

2.3.4.1 Papa:



Figura 1. Papa (Solanum tuberosum).

Fuente: <http://propiedadesde.net/propiedades-de-las-papas/>

La papa (*Solanum tuberosum*) constituye el cuarto alimento de mayor consumo en el mundo y su producción, a nivel mundial, es de unos 320 millones de toneladas por año. Esta cantidad tiende a aumentar mientras que la de los otros tres alimentos más consumidos, maíz, trigo y arroz, va decreciendo. Su cultivo se encuentra presente en más de cien países. Entre ellos, los de América del Norte y Europa vienen siendo de los mayores productores, aunque en las últimas décadas

hubo un crecimiento extraordinario de estas plantaciones en Asia, África y América Latina.

La planta de papa es una herbácea de un metro de altura de la que se consume el tubérculo, que es el lugar de reserva de nutrientes. La papa tiene alto contenido de carbohidratos lo que la posiciona como un alimento de alto valor energético. Además, aunque en menor medida, aporta proteínas en cantidad similar a los cereales y en mayor proporción que otros tubérculos. La papa se cultiva por multiplicación vegetativa, esto significa que se plantan los tubérculos. Este tipo de propagación implica poca variabilidad genética comparada con el uso de la semilla y debido a esto ofrece mayores riesgos frente a una posible enfermedad que ataque al cultivo. También pueden utilizarse las semillas con el fin de obtener nuevas variedades, ya que originan producciones de papas muy heterogéneas.

2.4 CONSERVACIÓN DE LOS ALIMENTOS POR FRÍO

2.4.1 Refrigeración: gracias al descenso de la temperatura se reduce la velocidad de las reacciones químicas y disminuye la actividad de los microorganismos. El objetivo primordial que se trata de alcanzar con el enfriamiento y conservación al estado refrigerado de productos alimenticios de origen vegetal es la prolongación de su vida, una vez recolectados, durante el mayor tiempo posible y sin afectar sus propiedades organolépticas.

2.4.2 Ultra congelación: cuando se desciende rápidamente la temperatura del alimento mediante aire frío, contacto con placas frías, inmersión en líquidos a muy baja temperatura, etc. La congelación y ultra congelación son los métodos de conservación que menos alteraciones provocan en el producto, sin embargo estos métodos no son recomendables para el procesamiento de algunas hortalizas que sufren daños al congelarse.

2.4.3 Congelación: cuando se aplican temperaturas inferiores a 0 grados y parte del agua del alimento se convierte en hielo. Cuando el producto se descongela, los gérmenes pueden volver a reproducirse, por ello conviene una manipulación higiénica y un consumo rápido del alimento. Es importante efectuar la congelación en el menor tiempo y a la temperatura más baja posible, para que la calidad del producto no se vea afectada. La temperatura óptima de conservación de los productos congelados en casa es de -18 grados o inferior.

Existen muchas técnicas para la conservación de alimentos, una de las más utilizadas es la Congelación, el fundamento de esta se basa en la solidificación del agua durante el Proceso, generando una alta concentración de sólidos solubles lo que provoca una baja en la cantidad de agua libre.

La congelación es un medio excelente para mantener casi inalteradas durante un tiempo prolongado las características originales de alimentos perecederos. Este tipo de conservación radica en la disminución de la temperatura, generalmente entre -20 °C a - 30 °C, lo cual permite que las reacciones bioquímicas sean más lentas y además inhibe la actividad microbiana, generando el estado de latencia de esta, lo que no significa que los microorganismos estén muertos. Durante el proceso se produce la solidificación del agua libre presente en el alimento, es decir, el agua contenida es transformada en hielo a una temperatura habitual de -18°C, disminuyendo así la actividad de agua del sustrato.

El agua es el principal componente de los alimentos. Una parte de esta agua está ligada en diversos grados, a los complejos coloidales macromoleculares, por sus estructuras gelificantes o fibrosas en el interior de las células y en los hidratos. En el proceso de congelación, la formación y el crecimiento de los cristales de hielo producen modificaciones en el producto. Los componentes celulares solubles pueden causar la saturación y precipitar; modificaciones del pH pueden afectar los complejos coloidales; cambios muy marcados en la presión osmótica pueden romper las membranas semi-permeables.

Para obtener el efecto conservador deseado, reducir reacciones no deseables y mantener en este estado el producto durante el almacenamiento, de manera que se reduzca lo más posible las modificaciones físicas, químicas y microbiológicas, es indispensable determinar con exactitud los tratamientos anteriores a la congelación, la velocidad optima de congelación, el tipo de embalaje, la temperatura de almacenamiento y la velocidad de descongelación.

2.5 ASPECTOS FÍSICOS DE LA CONGELACIÓN

2.5.1 Formación de hielo

En alimentos que son enfriados bajo los 0 °C, se comienza a formar hielo a la "Temperatura crioscópica" (comienzo de la congelación), que es también la temperatura característica de fusión, es decir, temperatura a la cual se funde el ultimo cristal de hielo en una descongelación suficientemente lenta. El comienzo de la congelación depende en gran medida de la concentración de las sustancias disueltas y no de su contenido en agua. En general, los alimentos son grupos heterogéneos tanto del punto de vista físico y químico; por lo que la congelación está dada por la existencia de la temperatura a la que aparecen los primeros cristales de hielo y de un intervalo de temperatura para que el hielo se forme. Si el hielo permanece en el exterior de las células, no hay peligro en que se produzca una lesión grave o irreversible.

2.5.2 Cristalización del hielo

Una vez que el agua ha comenzado a congelarse, la cristalización es función de la velocidad de enfriamiento, al mismo tiempo que a la difusión del agua a partir de las disoluciones o geles que bañan la superficie de los cristales de hielo. Si la velocidad de congelación es lenta, los núcleos de cristalización serán muy pocos por lo que los cristales de hielo crecen ampliamente, los que pueden provocar un rompimiento de las células, ya que estas están sometidas a una presión osmótica y pierden agua por difusión a través de las membranas

plasmáticas ; en consecuencia, colapsan ya sea parcial o totalmente. Mientras que si la velocidad de congelación es mayor, el número de cristales aumenta y su tamaño disminuye, evitando de esta manera el gran daño en el producto.

En resumen una congelación muy lenta puede llevar a un excesivo exudado en la descongelación, mientras que una congelación rápida permite preservar la textura de ciertos productos.

2.5.3 Cambios dimensionales

La congelación del agua se ve acompañada de un aumento de volumen, el que en alimentos es de un 6% aproximadamente, ya que únicamente se congela una parte del agua y también porque ciertos alimentos contienen aire. En el diseño de equipos se debe considerar esta dilatación.

2.5.4 Conductividad térmica

La conductividad térmica del hielo es cuatro veces mayor que la del agua. Este factor juega un papel importante en la rapidez de congelación. La conductividad térmica varía mucho según los productos y según la temperatura; dependiendo de la orientación estructural de los tejidos.

2.5.5 Calor desprendido en el curso de la congelación

En la congelación de alimentos la cantidad de calor eliminado depende mayormente del agua congelable. Esta cantidad depende de tres factores:

-Variación de entalpía correspondiente al enfriamiento de la temperatura inicial al punto de congelación.

-Calor latente de congelación.

-Variación de entalpía correspondiente al enfriamiento del punto de congelación a la temperatura final.

2.5.6 Tiempos de congelación

El tiempo real que dura el proceso de congelación va a depender de diferentes factores, ya sean relativos al producto como al equipo utilizado:

- Temperaturas inicial y final.
- Temperatura del refrigerante.
- Coeficiente de transferencia del producto.
- Variación de entalpía.
- Conductividad térmica del producto.

2.5.7 Fin de la congelación

El término de la congelación es cuando la mayor parte del agua congelable se transforma en hielo en el centro térmico del producto; en la mayoría de los alimentos la temperatura del centro térmico coincide con la temperatura de almacenamiento.

2.5.8 Cinética del proceso de congelación

“La curva de congelación representa gráficamente el curso típico del proceso de congelación de alimentos. El diagrama varía según la influencia de los siguientes factores: método de congelación, tamaño, forma, composición química y propiedades físicas del producto, y tipo de envasado (o ausencia de este). De la curva de congelación del agua pura pueden determinarse tres etapas o fases.

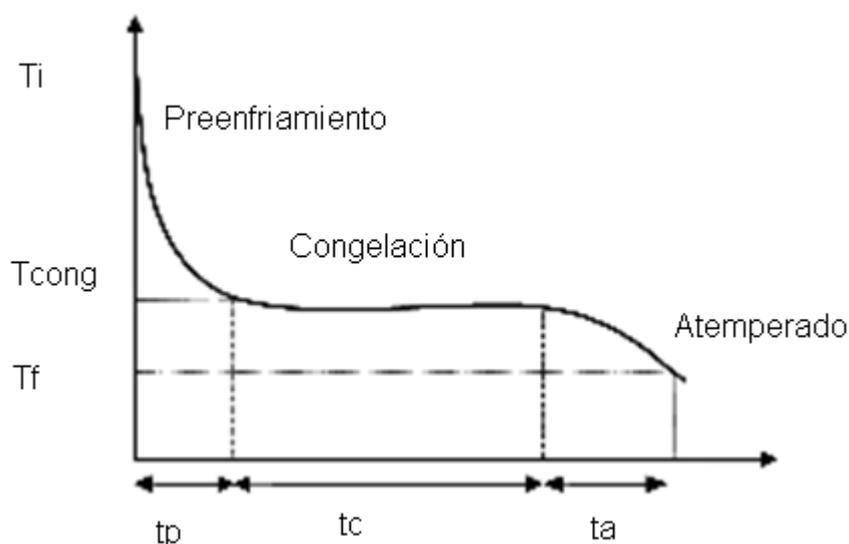


Figura 2. Secuencia de congelación de un alimento. (El Autor)

Primera fase: en este se produce la refrigeración del producto a congelar la temperatura desciende en forma rápida hasta la temperatura crioscópica o temperatura de congelación, no existe cambio de estado. Se conoce esta fase con el nombre de zona de pre-enfriamiento.

Pre-enfriamiento: es la etapa que va desde la T_i (temperatura inicial) hasta la T_c , siendo t_p el tiempo que tarda el alimento en pasar desde T_i a T_c .

Segunda fase: es el periodo de cambio de fase. Una vez que se alcanza el punto de congelación no se observa variación de temperatura retirándose gradualmente el calor latente de solidificación, es decir, se produce gradualmente un cambio de estado. La curva adquiere una condición isotérmica. El término t_c es el tiempo en el que tiene lugar el cambio de fase con lo que varían las propiedades físicas del alimento durante el transcurso del proceso.

Congelación propiamente dicha, el tiempo permanece a T_c constante el alimento en su centro térmica. Siendo t_c el tiempo en el que tiene lugar el cambio de fase con lo que varían las propiedades físicas del alimento durante el transcurso del proceso.

Tercera fase: se denomina periodo de templado, una vez alcanzada la conversión total de agua en hielo nuevamente se inicia un gradual y permanente descenso de la temperatura. En alimentos, este comportamiento es claro, ya que la conversión de parte del agua en hielo implica un incremento en la concentración de diversas sales en el agua líquida remanente, consecuentemente se produce un descenso en el punto de congelación.

Atemperado o enfriamiento: desde T_c hasta T_a . Siendo t_a el tiempo necesario para que la temperatura del alimento pase desde T_c a T_a .

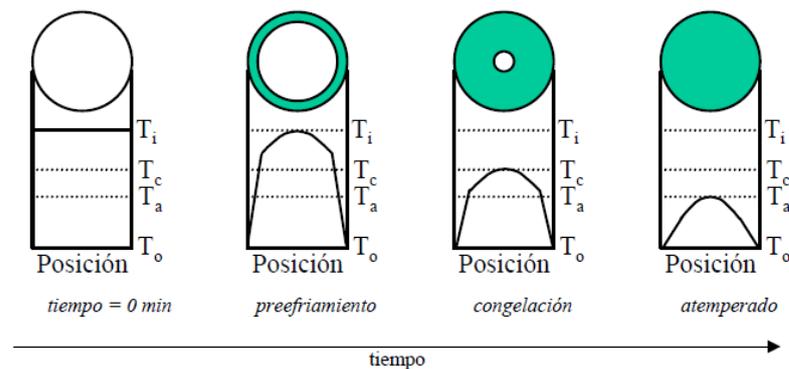
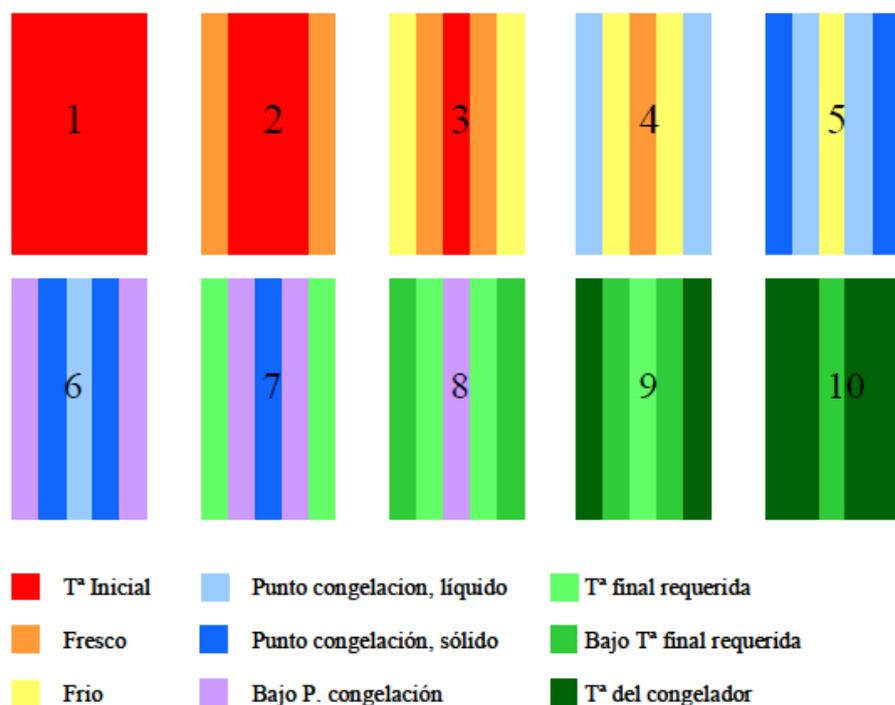


Figura 3. Secuencia de congelación de un alimento (zona sombreada indica congelación).

Fuente: Tecnología de los Alimentos. Dpto. Ingeniería Química UAL

Habitualmente todos estos cambios se refieren a lo que pasa en el centro del alimento. El fenómeno de congelación es muy complejo, a menudo se usa una descripción simplificada: suponer que lo que ocurre en el centro es lo que está ocurriendo en todo alimento. La situación real y la simplificación habitualmente aceptada se muestran en el siguiente esquema.



Proceso de congelación simplificado

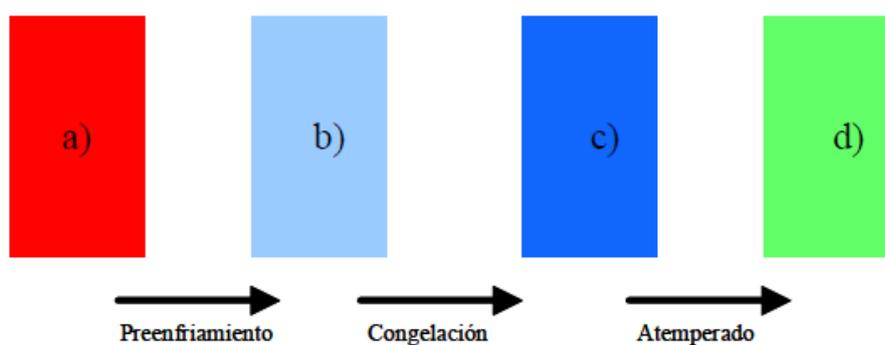


Figura 4. Descripción del proceso de congelación real.

Fuente: Tecnología de los Alimentos. Dpto. Ingeniería Química UAL

2.6 MÉTODOS DE CONGELACIÓN O ENFRIAMIENTO

Existen métodos de congelación rápidos y lentos. En el método lento se coloca el producto a bajas temperaturas y se deja congelar, el rango de temperatura es entre 0 °F a -40 °F; como la circulación del aire es por lo general mediante convección natural, el tiempo de congelación dependerá del volumen de producto y condiciones del congelador.

El método de congelamiento se obtiene por los siguientes tres métodos o una combinación de estos:

- Inmersión
- Contacto indirecto
- Corrientes de aire

2.6.1 Por Inmersión

Se introduce el producto en una solución de salmuera a bajas temperaturas (puede usarse NaCl o azúcar). Esta solución es un buen conductor, hace contacto con todo el producto, provocando una transferencia de calor rápida y el producto es congelado totalmente en corto tiempo (se congela en unidades individuales en vez de forma masiva).

Una desventaja importante es la extracción de los jugos del producto por diferencia de concentración. También puede existir una penetración excesiva de sal en el producto, provocando cambio de sabor (si usamos concentración de azúcar en frutas, es favorable).

2.6.2 Congelamiento por contacto indirecto

Por lo general son congeladores de puerta en donde el producto se coloca encima de placas metálicas a través de las cuales circula un refrigerante. La transferencia de calor es principalmente por conducción debido a lo cual la eficiencia del congelador depende de la cantidad de superficie de contacto. Este método es muy útil en la congelación de pequeñas cantidades.

2.6.3 Congelamiento por corrientes de aire

Se usa el efecto combinado de temperaturas bajas y velocidad del aire alta, lo que produce una alta transferencia de calor del producto. En general se

debe tener la consideración que el aire pueda circular libremente alrededor de todas las partes del producto.

Los productos de congelación rápida son de mejor calidad que los de congelación lenta por los siguientes motivos: los cristales de hielo formados en la congelación rápida son más pequeños por lo que causan menos danos a las células de los tejidos del producto congelado. A su vez, como el periodo de congelación es más corto, hay menor tiempo para difusión de sales y separación del agua en forma de hielo.

El producto es fácilmente enfriado bajo la temperatura a la cual las bacterias, mohos y levaduras no crecen, con lo cual se evita la descomposición durante el congelamiento.

2.6.4 Túnel de congelación

Consiste en una cámara térmicamente aislada, en el cual se lleva hasta el congelamiento los productos en ella introducida durante un periodo de tiempo.

El gas a utilizar puede ser aire o nitrógeno, siendo el aire el de mayor empleo. El producto pasa a través de un chorro de aire por convención forzada a una velocidad entre 5 – 15 m/s a temperaturas comprendidas entre -25 y -45 °C, por esta razón también se llaman congeladores de ráfaga.

La contaminación del alimento es escasa pero hay que evitar transferencia de materia desde el alimento al gas refrigerado, que suele consistir en la evaporación de agua del alimento. El tratamiento del producto es homogéneo, son equipos relativamente más baratos aunque tienen mayor precio. Estos sistemas se pueden emplear para trabajar en continuo o discontinuo:

-Continuo: existen vagonetas o cintas sinfín apiladas que transportan el producto a través de un túnel aislante donde se produce la congelación.

- **Discontinuo:** los alimentos se disponen de tal manera que ocupen bien el espacio (en armarios o bandejas apiladas) hay que intentar que al congelar estén llenos para evitar que el aire circule por los huecos, se pierda energía y para que las condiciones de congelación sean las mismas en toda la partida que está congelando.

2.7 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS

La ecuación de Darcy-Weisbach es ampliamente usada para el cálculo de la pérdida de carga debida a la fricción dentro una tubería. Es aplicable para un flujo con cualquier valor de número de Reynolds y se expresa en la ecuación 2.4.

2.8 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Siempre que existe una diferencia de temperatura, la energía se transfiere de la región de mayor a la de menor temperatura. De acuerdo con los conceptos termodinámicos la energía que se transfiere como resultado de una diferencia de temperatura, es el calor, sin embargo, aunque las leyes de la termodinámica tratan de la transferencia de energía, sólo se aplican a sistemas que están en equilibrio; pueden utilizarse para predecir la cantidad de energía requerida para modificar un sistema de un estado de equilibrio a otro, pero no sirven para predecir la rapidez (tiempo) con que puedan producirse estos cambios; la fenomenología que estudia la transferencia de calor complementa los principios termodinámicos, proporcionando unos métodos de análisis que permiten predecir esta velocidad de transferencia térmica (Fernández, 2002).

La transferencia de calor ocurre por medio de tres mecanismos distintos: conducción, convección y radiación. La transferencia de energía térmica entre dos cuerpos diferentes, por conducción o convección, requieren el contacto directo de las moléculas de diferentes cuerpos y se diferencian en que en la primera no existe movimiento macroscópico de materia, mientras que en la segunda sí hay movimiento macroscópico. Para la materia ordinaria la conducción y la convección son los mecanismos principales, ya que la transferencia de energía térmica por radiación sólo representa una parte minúscula de la energía transferida. El intercambio de energía térmica por radiación aumenta con la cuarta potencia de la temperatura, siendo sólo significativa a partir de temperaturas superiores a varios miles de Kelvin.

2.8.1 Conducción

Es la transferencia de calor que ocurre entre dos superficies sólidas. Cuando existe un gradiente de temperatura en un cuerpo, hay una transferencia de energía de la región de alta temperatura a la de baja temperatura. Decimos que la energía es transferida por conducción y que la rapidez de transferencia de energía

por unidad de área es proporcional al gradiente normal de temperatura (Incropera, F. 1996):

$$\frac{q}{A} \propto \frac{\partial T}{\partial x}$$

Cuando se inserta la constante de proporcionalidad,

2.9 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Dispositivo o elemento que se utiliza para extraer o introducir calor a un fluido (fluido de trabajo), con ayuda de otro que se encuentra a una temperatura diferente.

Los intercambiadores de calor se clasifican de acuerdo al recorrido de los fluidos que circulen dentro de éste.

- Flujo paralelo: Cuando los fluidos se mueven en la misma dirección y sentido. (Figura 5a)
- Contra flujo: Cuando se mueven en la misma dirección pero en sentido contrario. (Figura 5b)
- Flujo cruzado: Cuando se mueven de manera perpendicular entre sí.

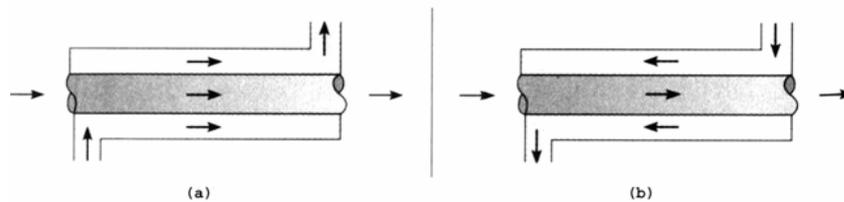


Figura 5. Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.

Fuente: Incropera, F. 1996

Los intercambiadores de calor de flujo cruzado pueden ser con aletas o sin aletas como se muestra en la figura 6. En el intercambiador *con aletas* el fluido que se mueve sobre los tubos no se mezcla, en el sentido de que dichas aletas impiden el movimiento en la dirección transversal a la dirección del flujo principal. En este caso la temperatura del fluido varía con la dirección del flujo y en la dirección transversal. Al contrario, en el intercambiador sin aletas, es posible el movimiento del fluido en la dirección transversal, por lo que éste se mezcla, y las variaciones de la temperatura se producen, en principio, en la dirección del flujo principal. La naturaleza de la condición de mezcla puede influir de manera significativa en el funcionamiento del intercambiador de calor (Incropera, F. 1996).

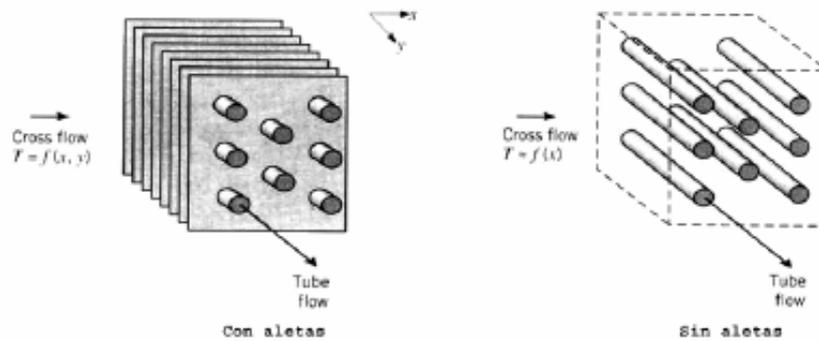


Figura 6. Intercambiadores de calor de flujo cruzado.

Fuente: Incropera, F. 1996

2.9.1 Flujo a través de un banco de tubos

El arreglo geométrico se muestra de forma esquemática en la figura 6. Normalmente un fluido se mueve sobre los tubos, mientras que un segundo fluido a una temperatura diferente circula por los tubos (Incropera, F. 1996).

Las filas de tubos de un banco están escalonadas o alineadas en la dirección de la velocidad del fluido V (figura 7). La configuración se caracteriza por el diámetro del tubo D y por la separación transversal ST y la separación longitudinal SL . Las condiciones del flujo dentro del banco están dominadas por los efectos de separación de la capa límite y por las interacciones de estelas, que a su vez influyen en la transferencia de calor por convección (Incropera, F. 1996).

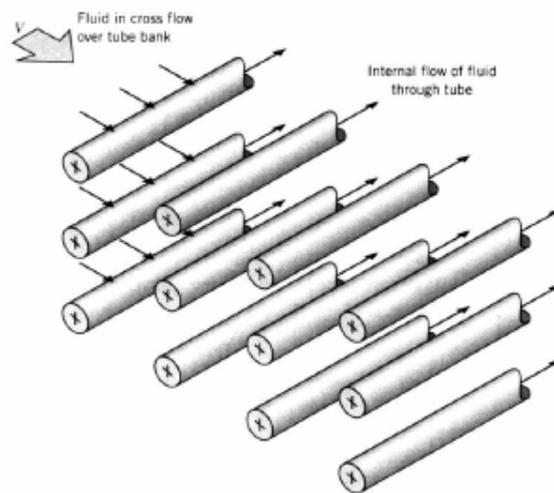


Figura 7. Esquema de un banco de tubos para flujo cruzado.

Fuente: Incropera, F. 1996

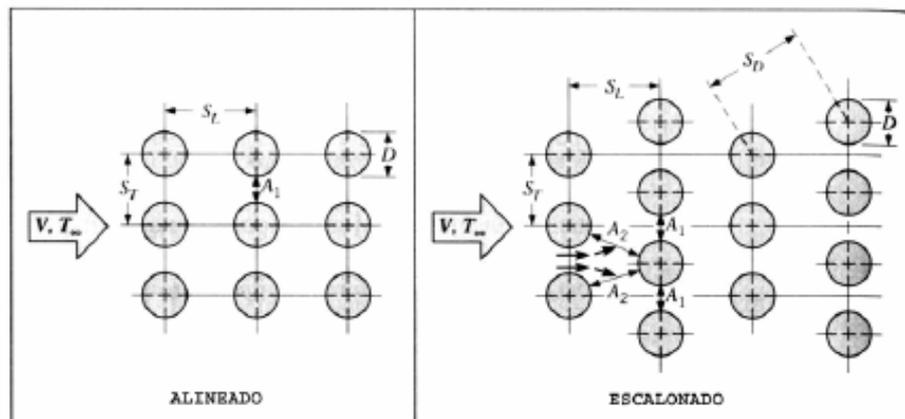


Figura 8. Arreglo de tubos en un banco de tubos.

Fuente: Incropera, F. 1996

El coeficiente de transferencia de calor para un tubo en la primera línea es aproximadamente igual al de un solo tubo en flujo cruzado, mientras que los coeficientes mayores están asociados con tubos en las líneas internas. Los tubos en las primeras líneas generan turbulencia en el flujo a medida que avanza por el conjunto, aumentando el coeficiente de transferencia de calor para los tubos en las líneas siguientes (Incropera, F. 1996).

En general, se desea conocer el coeficiente promedio de transferencia de calor para todo el haz de tubos. Para un flujo de aire a través de haces de tubos

compuestos de 20 o más líneas (NL) ($NL \geq 20$), se utiliza una correlación de la forma:

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,máx}^m \times Pr_s^{0.36} \left(\frac{Pr_s}{Pr_s} \right)^{1/4} \left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 1000 < Re_{D,máx} < 2 \times 10^6 \\ 0,7 < Pr < 500 \end{array} \right] \quad (Ec. 2.4)$$

Donde todas las propiedades excepto el N° de Prandalt (Pr_s) se evalúan en la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida del fluido, y las constantes C y m son factores que se presentan en la tabla del Apéndice 1 y:

$$Re_{D,máx} \equiv \frac{\rho V_{máx} D}{\mu} \quad (Ec. 2.5)$$

Donde:

D : diámetro del tubo

ρ : densidad del aire que circula alrededor de los tubos

μ : viscosidad

Si $NL < 20$, se aplica un factor de corrección tal que:

$$\overline{Nu}_D \Big|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu}_D \Big|_{(N_L \geq 20)} \quad (Ec. 2.6)$$

Donde C_2 es un factor que está dado en la tabla del Apéndice 2.

El número de Reynolds para las correlaciones anteriores se basa en la velocidad máxima del fluido que ocurre dentro del banco de tubos (Incropera, F. 1996). Para el arreglo alineado, $V_{máx}$ ocurre en el plano $A1$ de la figura 8, así:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde:

D: diámetro del tubo

V: velocidad del fluido antes de entrar en el banco de tubos

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{(S_T - D)} V$$

preferida del flujo en un arreglo alineado es en bandas entre los tubos y gran parte de la superficie del tubo no se expone al flujo principal. Por esta razón, la operación de los bancos de tubos alineados con $ST/SL < 7$ es inconveniente (Incropera, F. 1996).

Para el arreglo escalonado la trayectoria del flujo principal es más tortuosa, y una gran parte del área superficial de los tubos corriente abajo permanece en esta trayectoria. *En general, el aumento de la transferencia de calor es favorecido por el flujo más tortuoso de un arreglo escalonado, en particular, para números de Reynolds pequeños ($ReD < 100$)* (Incropera, F. 1996).

La forma apropiada para expresar el gran cambio de temperatura en el flujo, a medida que circula por el banco de tubos, es a través de una diferencia media logarítmica (Incropera, F. 1996).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_S - T_i) - (T_S - T_o)}{\ln\left(\frac{T_S - T_i}{T_S - T_o}\right)} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde T_i y T_o son las temperaturas del fluido a medida que entra y sale del banco, respectivamente. La temperatura de salida, que se necesita para determinar ΔT_{ml} , se estima de:

$$\frac{T_S - T_o}{T_S - T_i} = \exp\left(-\frac{\pi DN \bar{h}}{\rho V N_T S_T c_p}\right) \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Donde:

D: diámetro del tubo

V: velocidad del fluido antes de entrar en el banco de tubos

Donde N es el número total de tubos en el banco y NT es el número de tubos en el plano transversal. Una vez conocido ΔT_{ml} , la transferencia de calor por unidad de longitud de los tubos se calcula de (Incropera, F. 1996):

$$q' = N(\bar{h} \pi D \Delta T_{ml}) \quad (\text{Ec. 2.12})$$

2.9.2 CIRCULACIÓN DE AIRE

El aire circula dentro del túnel con el fin de enfriar los alimentos y eliminar la humedad del mismo. Esta circulación se logra por diversos métodos, donde los más importantes son:

- *Circulación forzada*: El aire es movido por un ventilador que consume energía mecánica o eléctrica.
- *Circulación por convección natural*: El aire es movido por las diferencias de temperatura entre las distintas partes del equipo, que promueven la convección térmica del aire. No se necesita energía externa. El uso de chimeneas constituye un caso particular de convección natural.

La circulación forzada facilita el diseño en el caso de los equipos de mayor tamaño. Este tipo de circulación también facilita el control del proceso de enfriamiento. La circulación forzada permite mayor libertad en la colocación de los diversos elementos que integran el equipo.

Usando este tipo de circulación se pueden obtener velocidades de circulación de aire entre 0.5 a 10 m/s y no hay problemas de circulación de aire para equipos de tamaño mayor.

La principal desventaja de la circulación forzada es el hecho de que se debe disponer de una fuente de energía eléctrica, en la mayoría de los casos.

2.10 CICLO DE REFRIGERACION

2.10.1 Sistema básico de refrigeración por compresión

Cualquier sistema de refrigeración tiene como objetivo enfriar determinado espacio, es decir, quitar calor.

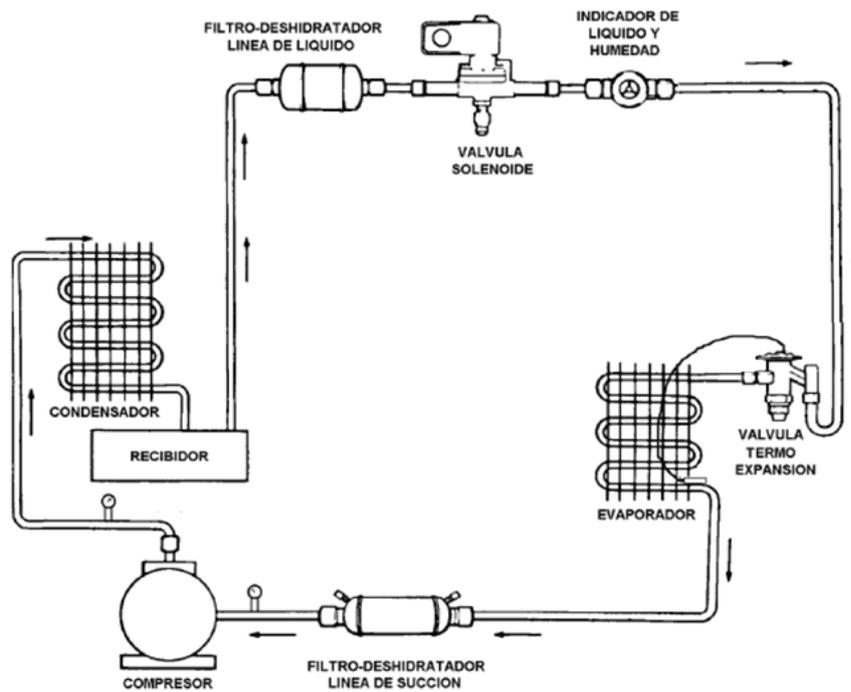


Figura 9. Diagrama de un sistema de refrigeración típico.

Fuente: El Autor

2.10.2 Descripción del ciclo

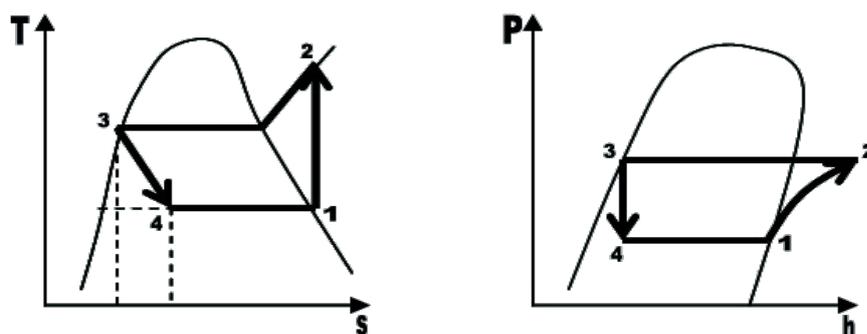


Figura 10. Ciclo de refrigeración.

Fuente: http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F_DE_T-152.htm.

1– 2: compresión isentrópica en un compresor.

El líquido de trabajo (líquido refrigerante), es comprimido de manera que aumenta su temperatura.

2– 3: rechazo del calor a presión constante, en el condensador.

El ciclo entrega calor, enfriándose el líquido refrigerante. La parte del sistema mediante la cual se cede calor al exterior se denomina condensador

3– 4: estrangulamiento en un dispositivo de expansión.

En este proceso el líquido refrigerante se expande con el afán de bajar su temperatura hasta la que se requiere enfriar.

4– 1: absorción de calor a presión constante en un evaporador.

El ciclo absorbe calor del medio a enfriar, logrando así su objetivo. La parte del sistema mediante la cual se absorbe calor se denomina evaporador.

En la figura 10 el área bajo la curva 2 – 3 representa el calor rechazado en el condensador y el área bajo la curva 4 – 1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador.

2.10.3 Balance energético del ciclo

Realizando un balance energético en cada uno de los dispositivos suponiendo un flujo permanente, llegamos a obtener el COP (Coeficiente de desempeño del Ciclo) con respecto al cambio de entalpía.

$$Q - W = \Delta U + \Delta PV + \Delta E_C + \Delta E_P$$

Pero tanto la energía cinética como la energía potencial son despreciables quedándonos:

$$Q - W = \Delta H \quad (\text{Ec. 2.13})$$

2.10.3.1 Compresor

$$\begin{aligned} Q - W &= h_2 - h_1 \\ Q &= 0 \\ -W_C &= h_2 - h_1 \end{aligned}$$

Pero como se realiza trabajo sobre el sistema

$$\begin{aligned} -(-W_C) &= h_2 - h_1 \\ W_C &= h_2 - h_1 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

2.10.3.2 Condensador

$$\begin{aligned} Q_1 - W &= h_3 - h_2 \\ W &= 0 \\ Q_1 &= h_3 - h_2 \end{aligned}$$

Hay pérdida o rechazo de calor

$$\begin{aligned} -Q_1 &= h_3 - h_2 \\ Q_1 &= h_2 - h_3 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

2.10.3.3 Válvula de expansión

Aquí no se realiza trabajo, ni tampoco hay transferencia de calor

2.10.3.4 Evaporador

$$\begin{aligned} Q_2 - W &= h_1 - h_4 \\ W &= 0 \\ Q_2 &= h_1 - h_4 \end{aligned}$$

(Ec. 2.16)

$$COP_R = \frac{Q_2}{W_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

2.10.4 Descripción de los principales componentes del ciclo

2.10.4.1 Gas refrigerante

El gas refrigerante es el fluido utilizado para transmitir calor en los sistemas frigoríficos; se debe absorber calor de un ambiente a baja temperatura y presión, y cederlo a un ambiente con temperatura y presión más elevada. La refrigeración se logra en el proceso de condensación y evaporación del refrigerante, esto es, el cambio de estado del fluido refrigerante; en la evaporación se absorbe el calor del medio a refrigerar, en la condensación se cede ese calor al medio externo.

Un refrigerante debe cumplir con dos requisitos fundamentales:

- Absorber el calor rápidamente a la temperatura requerida por la carga del producto.
- El sistema debe usar el mismo refrigerante constantemente por razones de economía y para lograr un enfriamiento continuo.

No existe el refrigerante perfecto, y hay una gran variedad de opiniones acerca de cuál es más apropiado para aplicaciones específicas. Por otra parte, la mayoría de los refrigerantes poseen el inconveniente de dañar la capa de ozono y de contribuir al efecto de invernadero.

El cloro presente en algunos refrigerantes, es responsable de contribuir al agotamiento de la capa de ozono. Los CFC (Clorofluorocarbonos) poseen el potencial de agotamiento más alto, y actualmente están siendo eliminados progresivamente (R11, R12, R13, R502).

Los Hidroclorofluorocarbonos (HCFC) tiene menos cloro, siendo su potencial de agotamiento del ozono mucho menor (R22, R123, R124). Estos tenderán a ser reemplazados por los Hidrofluorocarbonos (HFC), o también

llamados ecológicos, como el R134a y el R404A, que al no poseer cloro no dañan la capa de ozono, además de tener un menor potencial de calentamiento global.

2.10.4.2 Compresor

De los sistemas de refrigeración mecánica existentes, el más utilizado es el de refrigeración por compresión, donde el compresor cumple con dos funciones principales:

- Primero succiona el refrigerante vaporizado (línea de succión), reduciendo la presión en el evaporador hasta un punto en el que puede mantenerse la temperatura de evaporación deseada.
- Segundo, el compresor comprime ese refrigerante vaporizado, descargándolo a una presión lo suficientemente alta (línea de descarga) para que la temperatura de saturación sea más alta que la temperatura del ambiente a refrigerar, de modo que se produzca la condensación fácilmente. La refrigeración se consigue cuando el refrigerante en estado líquido se transforma en gas en el evaporador. Consiguiendo así absorber calor del ambiente a enfriar.

Existen tres tipos genéricos de compresores: recíprocos, rotativos y centrífugos. La gran mayoría de los compresores utilizados para aplicaciones comerciales, industriales y domésticas son del tipo recíproco. Los compresores recíprocos efectúan la compresión mediante pistones que realizan carreras alternas de succión y descarga en un cilindro provisto de válvulas de admisión y escape. Entre sus ventajas destaca que es muy eficaz para presiones de condensación elevadas y altas relaciones de compresión, su adaptabilidad a diferentes refrigerantes, su durabilidad, su relativa sencillez mecánica y su bajo costo.

Los compresores recíprocos a su vez, pueden ser divididos en dos tipos principalmente: los herméticos y los semi – herméticos.

Los compresores herméticos poseen una carcasa metálica sellada y por lo tanto, no es posible realizar reparaciones en ellos. Han sido desarrollados para reducir el tamaño y costo del compresor. Son utilizados ampliamente en aplicaciones de baja potencia.

En los compresores semi – herméticos, en cambio, las tapas laterales (estator y cigüeñal), las de los cabezales y la tapa de fondo son desmontables, lo que permite realizar reparaciones en el caso en que se requiera.

2.10.4.3 Condensador

El condensador es básicamente un intercambiador de calor, en donde el calor absorbido por el refrigerante en el proceso de evaporación es cedido al medio de condensación (al aire en este caso). A medida que el calor es cedido por el vapor de alta temperatura y presión, desciende su temperatura hasta el punto de saturación, condensándose el vapor y convirtiéndose en líquido, por eso el nombre Condensador.

El tipo de condensador más comúnmente usado es el de tubo con aletas en su exterior, que disipan calor al aire ambiente. La transferencia de calor se lleva a cabo de modo eficaz mediante la utilización de ventiladores con aspas de succión que permiten establecer un flujo de aire uniforme.

2.10.4.4 Válvula de expansión termostática

La válvula de expansión termostáticas o válvula de termo expansión, es un dispositivo de medición diseñado para regular el flujo de refrigerante líquido hacia el evaporador, en la misma proporción en que el refrigerante líquido dentro del evaporador se va evaporando.

Esto lo logra manteniendo un sobrecalentamiento predeterminado a la salida del evaporador (línea de succión), lo que asegura que todo el refrigerante

líquido se evapora dentro del evaporador, y que solamente regrese al compresor refrigerante en estado gaseoso. La cantidad de gas refrigerante que sale del evaporador puede regularse, puesto que la termo válvula responde a:

- a) La temperatura del gas que sale del evaporador y,
- b) La presión del evaporador.

En conclusión, las principales funciones de una válvula de termo expansión son: reducir la presión y la temperatura del líquido refrigerante, alimentar líquido a baja presión hacia el evaporador, según la demanda de la carga, y mantener un sobrecalentamiento constante a la salida del evaporador.

2.10.4.5 Evaporador

El evaporador es la parte del lado de baja presión del sistema de refrigeración en la que el refrigerante hierve o se evapora, absorbiendo calor a medida que cambia de estado. Con ello se logra el objetivo del sistema, la refrigeración.

El tipo más común del evaporador es el de serpentín o de convección forzada, en el que el refrigerante se evapora al interior de tubos recubiertos por aletas difusoras, extrayendo el calor del aire que es forzado a pasar a través del serpentín mediante uno o más ventiladores.

2.10.4.6 Ventilador

Debido a la resistencia, originada por la fricción, al flujo de aire que pasa por un ducto, se tiene que suministrar energía al sistema, en forma de presión. Esto se logra mediante la implementación de un ventilador adecuado en un sistema. Los ventiladores se diseñan tal que aumenten la presión del aire justo para vencer las pérdidas en el trayecto del flujo, ya que es la única carga energética a vencer (al trabajar con aire se desprecian las diferencias de altura

potencial, velocidad y presión). Los ventiladores son turbomáquinas generadoras (ceden energía), hidráulicas (no cambia la densidad del fluido significativamente).

2.11 DISEÑO

2.11.1 Propiedades térmicas del alimento

Los alimentos son sistemas complejos, siendo de origen biológico están sujetos a una gran variabilidad en su composición y estructura (Toledo, 1991); sumado a lo anterior existen cambios en la composición que ocurren durante los procesos típicos de la industria alimentaria, tales como, congelación, evaporación, deshidratación, etc; esto hace que se dificulte el conocer su comportamiento y sus propiedades físicas.

Entre las propiedades de alimentos más recurrentes, están las propiedades térmicas, íntimamente ligadas a los procesos térmicos. Las propiedades térmicas involucradas en los distintos procesos térmicos son: conductividad térmica, calor específico y difusividad térmica.

Aunque en la literatura se puede encontrar cierta información experimental sobre las propiedades térmicas de algunos alimentos comunes, la inmensa cantidad de productos alimenticios, sus diferentes composiciones, y las diferentes temperaturas a que se llevan a cabo los procesos, hacen que las posibilidades de encontrar un valor adecuado sean reducidas.

Las propiedades térmicas de los alimentos se definen como:

2.11.1.1 Calor específico (C_p): Es la medida de la cantidad de energía que acompaña al cambio de una unidad de temperatura por unidad de masa. Sus unidades son (kJ/kg°C).

2.11.1.2 Conductividad térmica (k): Es igual al flujo de calor de un área cuando se incrementa la temperatura en una unidad y la distancia en una unidad de longitud. Sus unidades son (W/m°C).

2.11.1.3 Difusividad térmica (α): Es la relación entre la conductividad térmica y el calor específico por su densidad. Sus unidades son (m²/s).

2.11.2 Propiedades térmicas para los componentes del alimento.

Choi y Okos (1987) estudiaron el efecto de la variación de la composición en las propiedades térmicas llegando a obtener correlaciones para los siguientes componentes: humedad, proteínas, lípidos, carbohidratos, fibras y cenizas. Estas correlaciones están función únicamente de la temperatura a que está expuesto el alimento.

Las correlaciones encontradas para evaluar el calor específico en (kJ/kg°C), densidad (kg/m³) y conductividad térmica (W/m °C) de los distintos componentes son los siguientes:

Calor Específico: Cp (kJ/kg °C) (Ec. 2.18)

Proteína	$C_p = 2.0082 + 1.2089 \times 10^{-3} T - 1.3129 \times 10^{-6} T^2$
Grasa	$C_p = 1.9842 + 1.4733 \times 10^{-3} T - 4.8006 \times 10^{-6} T^2$
Carbohidrato	$C_p = 1.5488 + 1.9625 \times 10^{-3} T - 5.9399 \times 10^{-6} T^2$
Fibra	$C_p = 1.8459 + 1.8306 \times 10^{-3} T - 4.6509 \times 10^{-6} T^2$
Ceniza	$C_p = 1.0926 + 1.8896 \times 10^{-3} T - 3.6817 \times 10^{-6} T^2$
Agua ^a	$C_p = 4.0817 - 5.3062 \times 10^{-3} T + 9.9516 \times 10^{-4} T^2$
Agua ^b	$C_p = 4.1762 - 9.0864 \times 10^{-5} T + 5.4731 \times 10^{-6} T^2$
Hielo	$C_p = 2.0623 + 6.0769 \times 10^{-3} T$

^a Rango de Temperatura entre -40 °C hasta 0 °C.

^b Rango de Temperatura entre 0 °C hasta 150 °C.

Conductividad Térmica: k (W/m °C) *(Ec. 2.19)*

Proteína	$k = 1.7881 \times 10^{-1} + 1.1958 \times 10^{-3} T - 2.7178 \times 10^{-6} T^2$
Grasa	$k = 1.8071 \times 10^{-1} - 2.7064 \times 10^{-3} T - 1.7749 \times 10^{-7} T^2$
Carbohidrato	$k = 2.0141 \times 10^{-1} + 1.3874 \times 10^{-3} T - 4.3312 \times 10^{-6} T^2$
Fibra	$k = 1.8331 \times 10^{-1} + 1.2497 \times 10^{-3} T - 3.1683 \times 10^{-6} T^2$
Ceniza	$k = 3.2962 \times 10^{-1} + 1.4011 \times 10^{-3} T - 2.9069 \times 10^{-6} T^2$
Agua	$k = 5.7109 \times 10^{-1} + 1.7625 \times 10^{-3} T - 6.7063 \times 10^{-6} T^2$
Hielo	$k = 2.2196 \times 10^{-1} - 6.2459 \times 10^{-3} T + 1.0154 \times 10^{-4} T^2$

Densidad: ρ (kg/m³) *(Ec. 2.20)*

Proteína	$\rho = 1.3299 \times 10^3 - 5.1840 \times 10^{-1} T$
Grasa	$\rho = 9.2559 \times 10^2 - 4.1757 \times 10^{-1} T$
Carbohidrato	$\rho = 1.5991 \times 10^3 - 3.1046 \times 10^{-1} T$
Fibra	$\rho = 1.3115 \times 10^3 - 3.6589 \times 10^{-1} T$
Ceniza	$\rho = 2.4238 \times 10^3 - 2.8063 \times 10^{-1} T$
Agua	$\rho = 9.9718 \times 10^2 + 3.1439 \times 10^{-3} T - 3.7574 \times 10^{-3} T^2$
Hielo	$\rho = 9.1689 \times 10^2 - 1.3070 \times 10^{-1} T$

Por otro lado, el cálculo de la carga térmica del túnel es fundamental para posteriormente elegir correctamente la capacidad de la maquinaria necesaria. Por tanto este cálculo debe ser especialmente preciso, con motivo de ajustar la instalación a las necesidades, sin caer en el error de realizar un sobre dimensionamiento excesivo.

Para encontrar la carga térmica se emplea un sistema de cálculo por partidas. Este sistema consta de calcular todas las cargas que genera o aportan calor al lugar a refrigerar.

Para efectuar este cálculo se utilizan las siguientes partidas:

- En función del producto a congelar
- Cargas independiente al producto a congelar

2.11.3 Factores dependientes al producto a congelar

2.11.3.1 Calor sensible del alimento no congelado

Establece el calor sensible que debe extraerse a la mercadería para bajar su temperatura, sin que ocurra cambio de fase, desde la inicial (T_i) a la de congelación (T_{cong}).

$$Q_s = \rho V C_p (T_i - T_{cong}) \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Donde:

Q_s : calor sensible del alimento sin congelado (J/s)

ρ : Densidad del agua sin congelar (Kg/m^3)

V : Volumen de agua sin congelar (m^3)

C_p : calor específico del producto sin congelar ($\text{KJ/kg}^\circ\text{C}$)

T_i : temperatura inicial del alimento ($^\circ\text{C}$)

T_{cong} : temperatura de congelación del alimento o temperatura que inicia la congelación ($^\circ\text{C}$).

2.11.3.2 Calor latente de congelación de toda la mercadería

Se obtiene el calor latente empleado en la congelación de la mercancía (cambio de estado).

$$Q_L = \rho V (h_f - h_o) = \rho V h_{fi} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Donde:

Q_L : calor Latente del alimento (J/s)

ρ : Densidad del alimento (Kg/m³)

V : Volumen del agua (m³)

h_{fi} : Calor latente de fusión del agua (J)

2.11.3.3 Calor sensible del alimento congelado

Establece el calor sensible que debe extraerse a la mercancía para bajar su temperatura, desde la congelación ($T_{cong.}$) hasta la temperatura deseada (T_d).

$$Q_{SC} = \rho V C_p (T_{cong} - T_f) \quad (\text{Ec. 2.23})$$

Donde:

Q_{sc} : calor sensible del alimento congelado (J/s)

ρ : Densidad del agua congelada (Kg/m³)

V : Volumen de agua congelada (m³)

C_p : calor específico del producto congelado (KJ/kg°C)

T_f : temperatura final o temperatura a la que se desea congelar el alimento (°C)

$T_{cong.}$: temperatura de congelación del alimento o temperatura que inicia la congelación (°C)

2.11.3.4 Carga total producida en función del producto a congelar

$$Q_I = Q_S + Q_L + Q_{SC} \quad (\text{Ec. 2.24})$$

Donde:

Q_I : carga térmica en función del producto a congelar (J/s)

Q_S : calor sensible del alimento no congelado (J/s)

Q_L : calor latente de congelación (J/s)

Q_{sc} : calor sensible del alimento congelado (J/s)

2.11.4 Calor independiente del producto a congelar

2.11.4.1 Calor referido a la transferencia de calor por conducción

2.11.4.1.1 Pared compuesta

Considere la pared compuesta de la figura 13. La transferencia unidimensional de calor para este sistema se expresa como:

$$q_x = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\Sigma R_t} \quad (\text{Ec. 2.25})$$

Donde el término del numerador es la diferencia total de temperatura y el denominador representa la suma de todas las resistencias térmicas. Por tanto:

$$q_x = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\left[\frac{1}{h_1 A} + \frac{L_A}{k_A A} + \frac{L_B}{k_B A} + \frac{L_C}{k_C A} + \frac{1}{h_4 A} \right]} \quad (\text{Ec. 2.26})$$

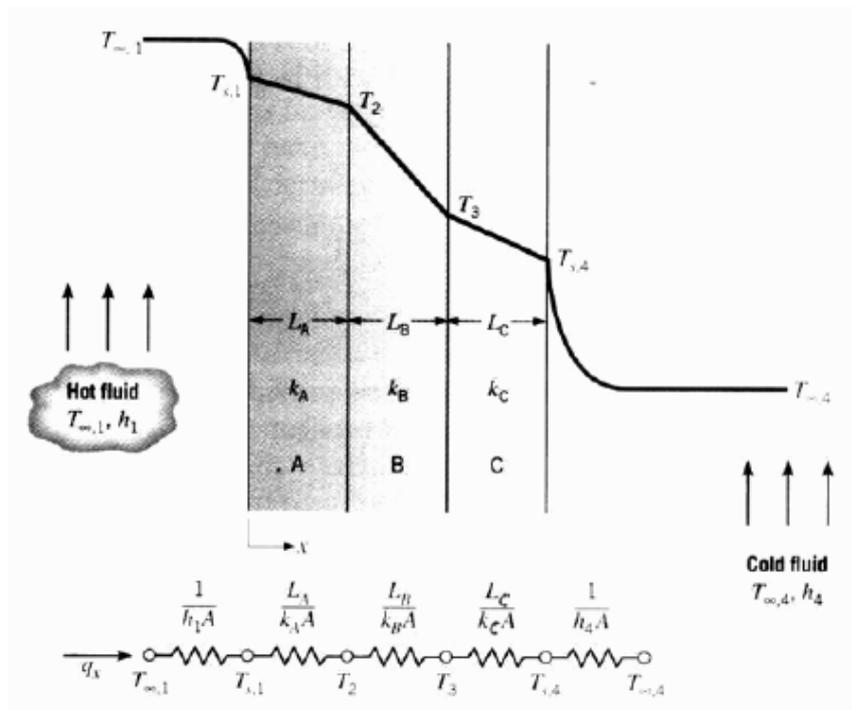


Figura 11. Transferencia de calor a través de una pared compuesta.

Fuente: Incropera, F. 1996.

2.11.5 Enfriamiento del aire por renovación e infiltraciones

Siempre que las entradas y salidas del túnel estén abiertas, cierta cantidad del aire caliente del exterior entrará al Túnel. Este aire deberá ser enfriado a la temperatura del Túnel, resultando una considerable fuente de ganancia de calor. Esta carga es algunas veces llamada carga de infiltración.

La carga térmica puede ser sustancial y cualquier medio debe considerarse para reducir la cantidad de infiltración entrando a la cámara. Algunos medios efectivos para reducir esta carga son:

- Cierre automático de las puertas del túnel
- Vestíbulos o antecámaras refrigeradas
- Cortinas de aire
- Cortinas de plástico en tiras.

Para estimar la cantidad de calor que ingresa se emplea la siguiente ecuación:

$$Q_R = n * m_a * \Delta h \quad (\text{Ec. 2.27})$$

Donde:

Q_R : calor por renovación de aire (J/s)

n : número de renovaciones de aire al día

m_a : masa de aire que entra a la cámara (kg)

Δh : diferencia de entalpía entre aire externo e interno (kJ)

$$m_a = \frac{V}{V^*} \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Donde:

V : volumen interno del túnel (m^3)

V^* : volumen específico aire que entra al túnel (m^3/kg)

2.11.6 Carga térmica total por factores externos o cargas independientes al producto a congelar

$$Q_{II} = Q_R + Q_C \quad (\text{Ec. 2.29})$$

Donde:

Q_{II} : carga total por factores externos o cargas independientes al producto a congelar (J/s)

Q_C : calor de transmisión por conducción (J/s)

Q_R : calor por renovación de aire (J/s)

2.11.7 Carga térmica total

$$Q_T = Q_I + Q_{II} \quad (\text{Ec. 2.30})$$

Donde:

Q_T : carga térmica total (J/s)

Q_I : carga total por factores internos o dependientes del producto a congelar (J/s)

Q_{II} : carga total por factores externos o cargas independientes al producto a congelar (J/s)

2.11.8 Factor de seguridad

“Cuando todas las fuentes de calor principales son calculadas, un factor de seguridad del 10% es agregado a la carga total de refrigeración, para considerar la mínima omisión o inexactitud (seguridad adicional o reserva que puede estar desde el funcionamiento del compresor y la carga promedio”

$$Q^*_T = Q_T * 1.10 \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Donde:

Q^*_T : carga térmica total corregida (J/s)

Q_T : carga térmica total (J/s)

2.11.9. Cálculo del tonelaje

$$Tr = \frac{Q^*_T}{12000} \quad (\text{Ec. 2.32})$$

Donde:

Tr: toneladas de refrigeración

Q^*_T : carga térmica total corregida (KJ/H)

2.11.10 Cálculo de tiempo de congelación

El tiempo de enfriamiento o congelación, junto con la selección de un adecuado sistema de congelación, es un factor crítico para asegurar la óptima calidad del producto. El tiempo de enfriamiento o congelación requerido para un producto establece la capacidad del sistema, además de influir de forma directa en la calidad del mismo. El método utilizado para calcular los tiempos de congelación es decisivo a la hora de seleccionar el sistema de congelación más adecuado para cada producto.

Cálculo del volumen por

Por tanto, el tiempo necesario para procesar una determinada cantidad de alimento viene dada por:

2.12.3 Válvulas de solenoide

En la mayoría de las aplicaciones de refrigeración es necesario abrir o detener el flujo, en un circuito de refrigerante, para poder controlar automáticamente el flujo de fluidos en el sistema. Para este propósito, generalmente se utiliza una válvula de solenoide operada eléctricamente. Su función básica es la misma que una válvula de paso operada manualmente; pero, siendo accionada eléctricamente, se puede instalar en lugares remotos y puede ser controlada convenientemente por interruptores eléctricos simples. Las válvulas de solenoide pueden ser operadas por interruptores termostáticos, de flotador, de baja presión, de alta presión, por reloj, o cualquier otro dispositivo que abra o cierre un circuito eléctrico, siendo el interruptor termostático el dispositivo más común utilizado en sistemas de refrigeración.

La válvula de solenoide es un dispositivo operado eléctricamente, y es utilizado para controlar el flujo de líquidos o gases en posición completamente abierta o completamente cerrada. A diferencia de las válvulas motorizadas, las cuales son diseñadas para operar en posición moduladora, la válvula de solenoide no regula el flujo aunque puede estar siempre completamente abierta o completamente cerrada. La válvula de solenoide puede usarse para controlar el flujo de muchos fluidos diferentes, dándole la debida consideración a las presiones y temperaturas involucradas, la viscosidad del fluido y la adaptabilidad de los materiales usados en la construcción de la válvula.

Una válvula de solenoide consiste de dos partes accionantes distintas, pero integrales: un solenoide (bobina eléctrica) y el cuerpo de la válvula. Un electroimán es un imán en el cual las líneas de fuerza son producidas por una corriente eléctrica. Este tipo de imanes es importante para el diseño de controles automáticos, porque el campo magnético puede ser creado o eliminado al activar o desactivar una corriente eléctrica.

2.12.4 Válvulas de alivio de presión

Las válvulas de alivio de presión, también llamadas válvulas de seguridad o válvulas de alivio, están diseñadas para liberar un fluido cuando la presión interna de un sistema que lo contiene supere el límite establecido. Su misión es evitar una explosión, el fallo de un equipo o tubería por un exceso de presión. Existen también las válvulas de alivio que liberan el fluido cuando la temperatura supera un límite establecido. Estas válvulas son llamadas válvulas de alivio de presión y temperatura.

2.12.5 Presostatos

El presostato también es conocido como interruptor de presión. Es un aparato que cierra o abre un circuito eléctrico dependiendo de la lectura de presión de un fluido. El principio de operación es El fluido ejerce una presión sobre un pistón interno haciendo que se mueva hasta que se unen dos contactos. Cuando la presión baja un resorte empuja el pistón en sentido contrario y los contactos se separan.

2.12.6 Termostatos

Un termostato es el componente de un sistema de control simple que abre o cierra un circuito eléctrico en función de la temperatura. Son sensores de temperatura de una cámara que mandan información a las válvulas de solenoide y/o al compresor para producir los ciclos de arranque y parada necesarios.

2.12.7 Sensores

Son dispositivos que detectan manifestaciones de cualidades o fenómenos físicos, como la velocidad, aceleración, tamaño, cantidad, etc. Se puede decir también que son dispositivos que aprovechan una de sus propiedades con el fin de adaptar la señal que mide para que la pueda interpretar otro elemento. Por ejemplo el termómetro de mercurio que aprovecha la propiedad que posee el mercurio de dilatarse o contraerse por la acción de la temperatura.

Termistor: es un resistor cuyo valor varía en función de la temperatura. Existen dos clases de termistores: de Coeficiente de Temperatura Negativo (NTC - *Negative Temperature Coefficient*), que es una resistencia variable cuyo valor decrece a medida que aumenta la temperatura; y de Coeficiente de Temperatura Positivo (PTC - *Positive Temperature Coefficient*), cuyo valor de resistencia eléctrica aumenta directamente con la temperatura.

Sensores de humedad relativa: la detección de humedad puede ser muy importante en un sistema si éste debe desenvolverse en entornos que no se conocen de antemano. Por esta razón se deben tener en cuenta una variedad de sensores de humedad disponibles, entre ellos los capacitivos y resistivos, más simples, y algunos integrados con diferentes niveles de complejidad y prestaciones.

3.1 METODOLOGÍA DEL DISEÑO

Para realizar un diseño es necesario seguir un procedimiento creativo para obtener así la solución más favorable al problema planteado, para ello se desarrollarán las posibles soluciones utilizando un razonamiento lógico y creativo, sin realizar un detalle exhaustivo de cada una.

Por último, se realizará un estudio de cada posible solución, realizando una comparación entre ellas, tomando en cuenta ciertos parámetros, para así excluir las ideas con poco potencial y elegir la mejor propuesta, la cual será desarrollada y explicada posteriormente.

3.2 TIPO DE INVESTIGACIÓN

Diseñar se refiere a la concepción, innovación y creación, y, en ingeniería, este proceso tiene como fin satisfacer necesidades humanas, tomando decisiones que tendrán como resultado algo nuevo, por ejemplo, una máquina, o la modificación total o parcial de un equipo existente, para mejorar su funcionamiento y/o facilitar su utilización.

El desarrollo de una idea para la posterior satisfacción de una necesidad -una vez se ha identificado la misma hasta la obtención de la solución más óptima-, sigue una serie de etapas que facilitan y garantizan el proceso. Sin embargo, el proceso de diseño requiere de creatividad e ingenio ilimitados, y de tomas de decisiones sucesivas de forma no estructurada. Existen distintos tipos de investigación, la cuales se explican a continuación:

3.2.1. Investigación Documental

Se define como el estudio de un problema con el fin de ampliar el conocimiento y profundizar en su naturaleza, apoyándose en trabajos relacionados y realizados anteriormente, información y datos divulgados por medios impresos, medios audiovisuales o material electrónico. Este tipo de investigación tiene como objetivo “el desarrollo de las capacidades reflexivas y críticas a través del análisis,

interpretación y confrontación de la información regida. Entre los posibles propósitos de este tipo de investigación se encuentran: Describir, mostrar, probar, persuadir o recomendar. La investigación debe llevar a resultados originales, y de interés para el grupo social de la investigación” (Vélez, S. 2001).

3.2.2. Investigación Experimental

Para el desarrollo de la investigación experimental se identificaron las variables y condiciones estudiadas en otras tesis e investigaciones, los resultados de las mismas se tomaron en cuenta como base para el estudio de los factores y propiedades.

La investigación experimental consta de los siguientes pasos:

1. Definición y establecimiento de la investigación, para lo cual se delimitaron los objetivos de la investigación o problema.
2. Desarrollo de un diseño experimental, realizando los ensayos necesarios para cumplir los objetivos de la investigación.
3. Elaboración de gráficos y el cálculo de variables, utilizando los resultados obtenidos en los ensayos.
4. Análisis de los resultados.

Para la presente, tomando como base el proyecto de la Corporación de Industrias Intermedias de Venezuela Sociedad Anónima -que se plantea impulsar el desarrollo industrial de país, apoyando la implantación de plantas socialistas que aumentarán la producción nacional, para lo cual desarrollará el diseño de máquinas que automatizarán la línea de procesamiento de Hortalizas, se realiza una investigación del tipo experimental, aplicando la metodología propuesta por Rodolfo Milani, en su libro “Diseño Para Nuestra Realidad”.

3.3 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS

Un instrumento de recolección de datos es, en principio, cualquier recurso, mecanismo o sistema mediante el cual el investigador puede acercarse al fenómeno o fenómenos de estudio y extraer de ellos información (Arias, 2006). Las técnicas de recolección de datos están referidas al modo de obtención de dichos datos, a diferencia de los instrumentos que son los medios materiales, a través de los cuales se hace posible la obtención y registro de la información requerida para la investigación. Se utilizaron los siguientes instrumentos y técnicas de recolección de datos:

- Observación directa, a través de la visita a la Planta de Procesamiento de Alimentos “Cerro La Gloria” ubicada en el municipio García de Hevia Estado Táchira, la cual facilitó la obtención de una descripción explícita de la realidad por medio de la percepción visual, recolectando la mayor información acerca de los posibles ambientes a situar el equipo.
- Consultas a expertos, con las que fue posible recopilar información deseada, manteniendo una conversación dirigida con un propósito específico, así como también conocer las expectativas de cada uno de los consultados para el diseño del equipo.
- Investigación bibliográfica, a fin de obtener datos de tablas para el cálculo de variables.

3.3.1 VISITA TÉCNICA A PLANTAS DE PROCESAMIENTO DE ALIMENTOS

Objetivo General

- Evaluar el proceso de enfriamiento o congelación que se lleva a cabo en el Túnel de Congelación de la Planta de Procesamiento de Alimentos.

Objetivos Específicos

- Describir el proceso productivo de la Planta.
- Aplicar encuestas que permitan recolectar datos para el diseño de un Túnel de Congelación de Alimentos.
- Recopilar información de interés acerca del Túnel de Congelación y su funcionamiento.

3.3.2 ENCUESTA**Objetivo General**

- Establecer los parámetros para el diseño de un Túnel de Enfriamiento o Congelación.

Objetivos Específicos

- Caracterizar el tipo de Alimento que se procesa.
- Como se realiza el traslado del alimento de un lugar a otro.
- Caracterizar el tipo de Túnel utilizado en el proceso.
- Determinar los parámetros a controlar durante el enfriamiento o congelación.
- Conocer los elementos de control y medición de presión, temperatura, velocidad y flujo.
- Conocer el historial de mantenimiento del equipo desde que empezó a operar.
- Conocer las características del equipo y datos de relevancia de su funcionamiento.
- Evaluar las condiciones a las cuales está expuesto el alimento durante el enfriamiento o congelación.
- Establecer cuáles son los diferentes modos de transferencia de calor que están presentes durante el proceso.
- Caracterizar el tipo de Refrigerante utilizado en el proceso.

Se presentarán una serie de preguntas sobre el proceso de las Hortalizas de hojas y Tubérculos, sus respuestas nos proporcionaran información sobre las dimensiones y la capacidad de los equipos a diseñar.

3.3.2.1 Encuesta para los Operadores

1. ¿Qué Tipo de Hortaliza se procesan con mayor frecuencia?

a)- Papa b)- Lechuga c)- Zanahoria d)- Otros

2- ¿Cuál de las siguientes opciones considera usted más efectiva a la hora de trasladar el producto al túnel?

a)- Banda transportadora b)- Carro de bandejas
c)- A mano a través de cestas

3- Cómo entra el producto entra al Túnel empaquetado o desnudo

a)- Empaquetado b)- Desnudo

4- ¿Qué tiempo pertenece el producto dentro del Túnel?

a)- De 1 min a 30 min b)- De 31 min a 60 min c)- Más de 1 hora

3.3.2.2 Encuesta para los técnicos o Ingenieros de la planta

1- ¿Cuál de las siguientes opciones recomendaría para el procesamiento del alimento?:

a)- Lecho Fluidizado d)- Discontinuo
b)- Lineal
c)- En Espiral

2- ¿Cuál es la capacidad de procesamiento del Túnel?

- a)- De 1 kg/hr a 30 kg/hr b)- De 30 kg/hr a 70 kg/hr
c)- Más de 100 kg/hr

3- De la siguiente lista, seleccione el modo de transferencia de calor durante el proceso de enfriamiento o congelación.

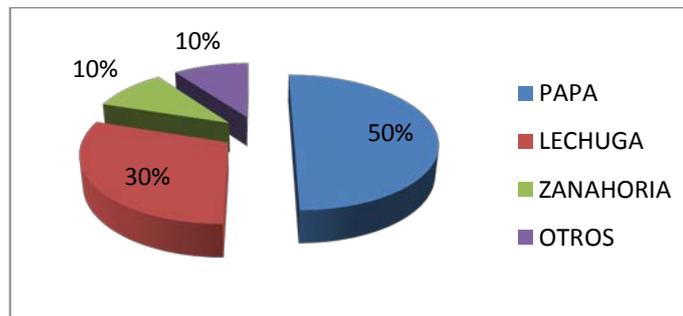
- a)- Conducción b)- Convección natural
c)- Convección forzada d)- Radiación

4- Según su criterio, cuál de los siguientes agentes refrigerantes recomienda para el proceso de enfriamiento o congelación:

- a)- R-404 b)- Amoníaco c)- R-134 d)- Salmueras

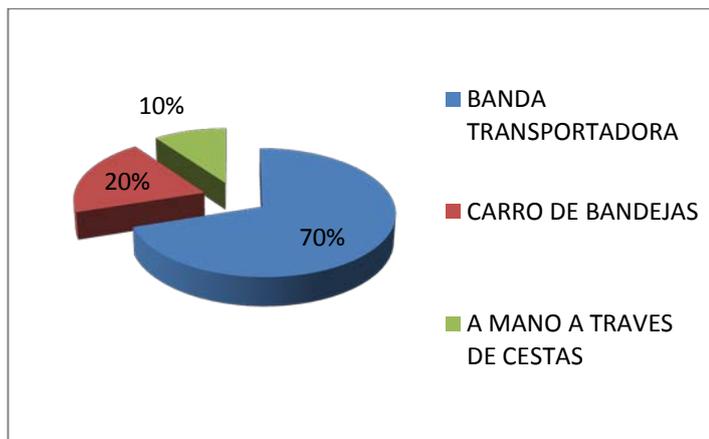
Encuesta para los Operadores.

1. ¿Qué Tipo de Hortaliza se procesan con mayor frecuencia?



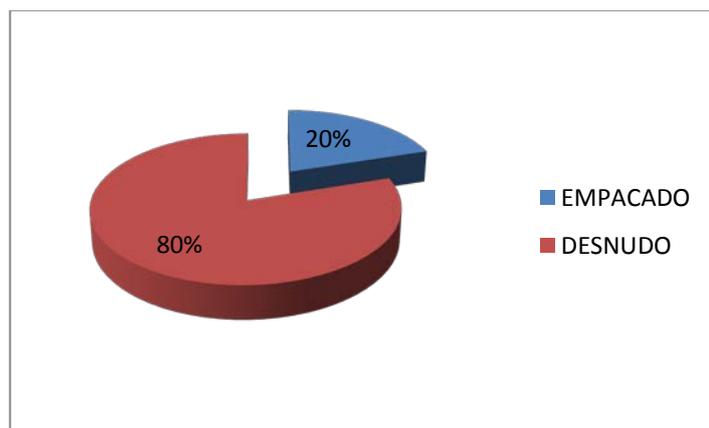
*Gráfico 1. Tipo de Alimento procesado por jornada.
Fuente: El Autor*

2- ¿Cuál de las siguientes opciones considera usted más efectiva a la hora de trasladar el producto al túnel?



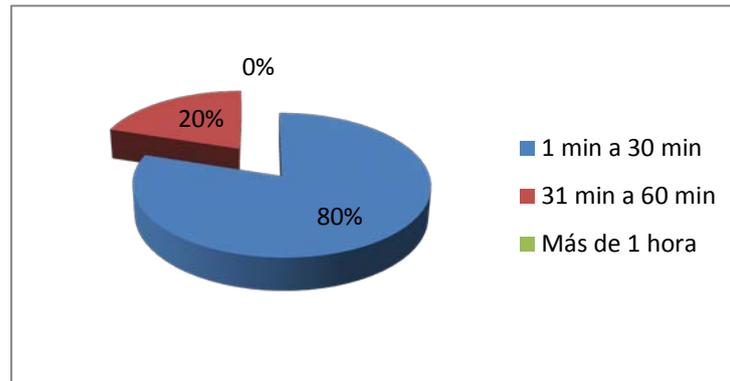
*Gráfico 2. Traslado del alimento en el túnel.
Fuente: El Autor*

3- ¿Cómo entra el producto entra al Túnel empacado o desnudo?



*Gráfico 3. Presentación del alimento.
Fuente: El Autor*

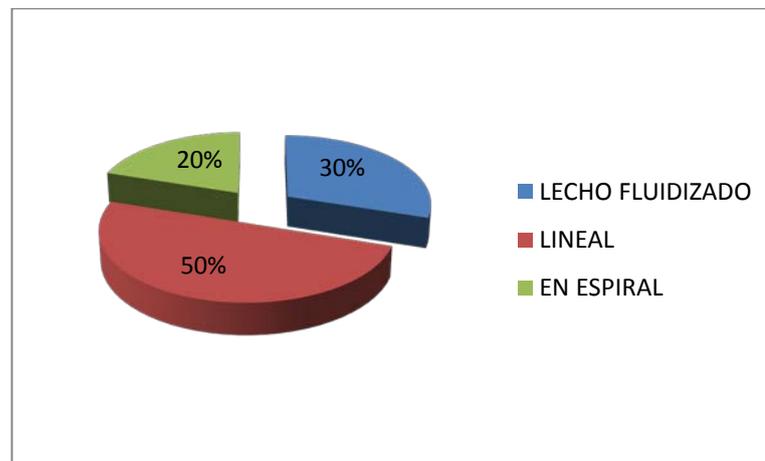
4- ¿Qué tiempo pertenece el producto dentro del Túnel?



*Gráfico 4. Tiempo aproximado de procesamiento.
Fuente: El Autor*

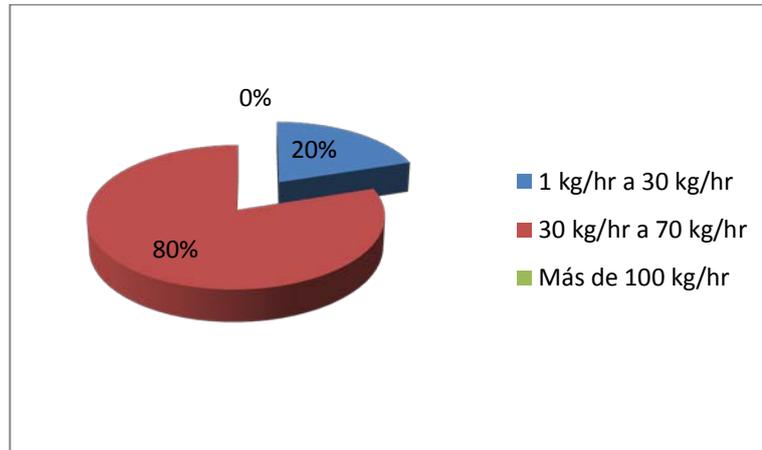
Encuesta para los técnicos o Ingenieros de la planta

1- ¿Cuál de las siguientes opciones recomendaría para el procesamiento del alimento?



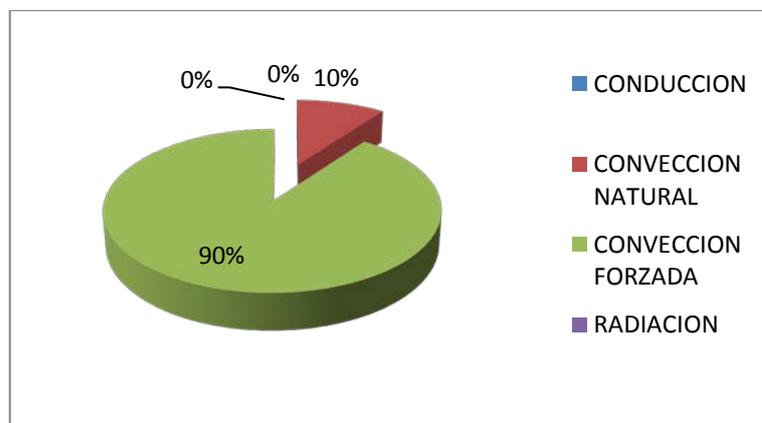
*Gráfico 5. Alternativas para el enfriamiento.
Fuente: El Autor*

2- ¿Cuál es la capacidad de procesamiento del Túnel?



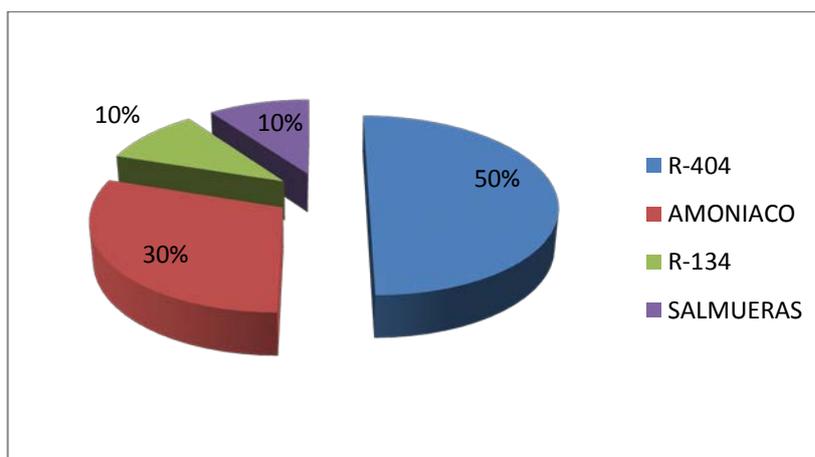
*Gráfico 6. Capacidad de procesamiento del túnel.
Fuente: El Autor*

3- De la siguiente lista, seleccione el modo de transferencia de calor durante el proceso de enfriamiento o congelación.



*Gráfico 7. Modos de Transferencia de Calor en el procesamiento del alimento.
Fuente: El Autor*

4- Según su criterio, cuál de los siguientes agentes refrigerantes recomienda para el proceso de enfriamiento o congelación:



*Gráfico 8. Agentes Refrigerantes.
Fuente: El Autor*

3.4 Consideración de diseño

Una vez realizada la visita a la planta de procesamiento de alimentos en el Estado Táchira, y de una etapa previa de investigación, se acordaron los siguientes parámetros de diseños a ser tomados en consideración, para varios aspectos que son esenciales al momento del diseño del equipo, tales como:

1. Se estima procesar 500 kg por hora, es decir, 4000 kg por día o jornada laboral.
2. Debido al que el tipo de alimento que se desea procesar es de origen vegetal, el túnel estará diseñado para enfriar el producto por encima del punto de inicio de la cristalización sin alcanzar la congelación, sin embargo, se decidió realizar el diseño del equipo para temperaturas de congelación, esto con el fin de que el equipo sea más versátil.
3. Para los cálculos, se fijó una altura de producto sobre la banda transportadora de 3 cm.

En base a los parámetros anteriormente mencionados se realizaron varias propuestas para el diseño del túnel de enfriamiento y/o congelación. A continuación se describen dichas propuestas:

3.4.1 PROPUESTA 1: Túnel lineal continuo, enfriamiento con Refrigerante

Aquí la circulación del aire puede ser en dirección perpendicular al transporte del alimento o paralela a la misma. El enfriamiento del aire se produce por medio de un serpentín evaporador y es circulado por un ventilador a lo largo del túnel. El alimento entra al túnel por una tolva ubicada en la parte superior, luego es transportado por medio de una banda transportadora hasta que se seque y finalmente es descargado por otra tolva. Un dibujo ilustrativo de dicha propuesta se presenta en la figura 14.



Figura 12. Túnel lineal continuo, enfriamiento con Refrigerante.

Fuente: El Autor

3.4.2 PROPUESTA 2: Sistema de enfriamiento con salmuera

Aquí se propone el uso de la salmuera (agua con una alta concentración de sal disuelta) para el enfriamiento del alimento. En este método, el alimento entra en contacto directo con el medio refrigerante. Este medio refrigerante no debe ser tóxico o contaminante del alimento (por ejemplo salmueras).

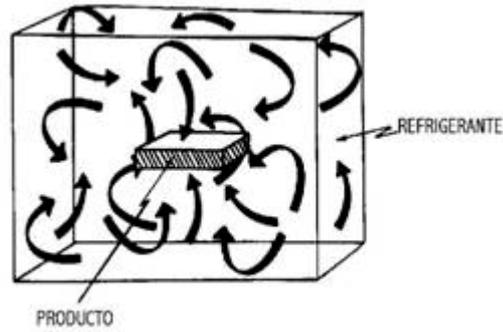


Figura 13. Enfriamiento con Salmueras.

Fuente: www.virtual.unal.edu.co.

3.4.3 PROPUESTA 3: Túnel en espiral

Aquí se plantea el desplazamiento del producto en forma vertical transportándolo desde la entrada en la parte baja hacia la salida en la parte alta. El aire frío es soplado por convección forzada desde el centro de la espiral (flujo horizontal) o verticalmente desde arriba (flujo vertical). Un dibujo ilustrativo de dicha propuesta se presenta en la figura 16:

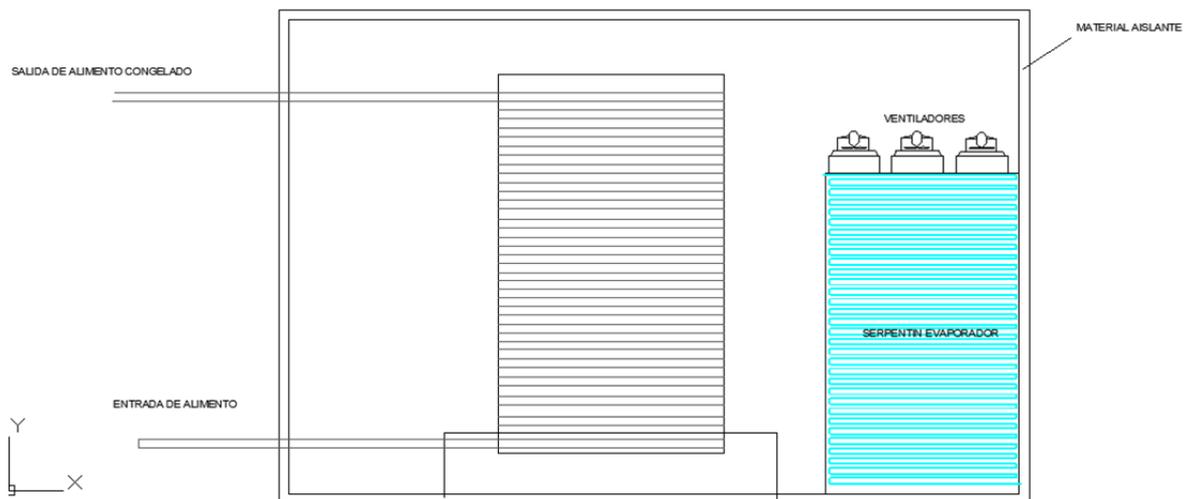


Figura 14. Túnel en espiral.

Fuente: El Autor

3.4.4 PROPUESTA 4: Túnel de lecho fluidizado

Aquí se plantea la circulación del aire en dirección perpendicular al transporte del alimento, es decir, a la cinta transportadora del alimento, de abajo hacia arriba, en forma tal que la velocidad vertical del aire compensa el peso de las partículas, creándose el efecto de fluidización o suspensión de las partículas en el lecho. Un dibujo ilustrativo de dicha propuesta se presenta en la figura 17:

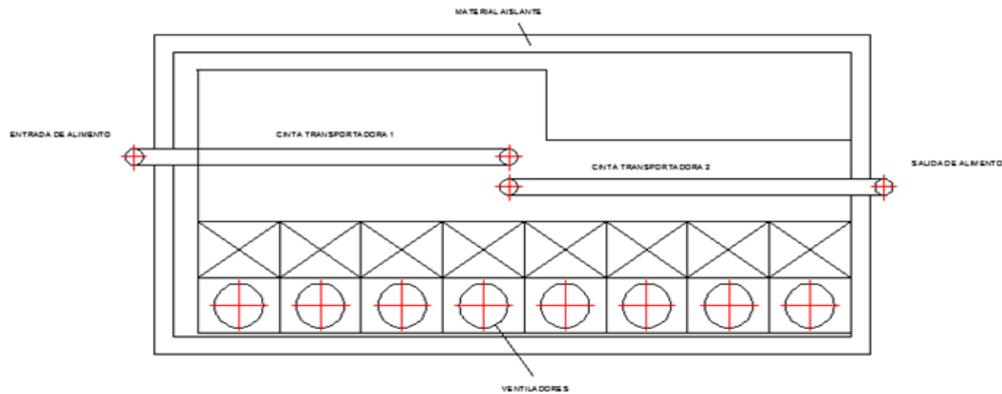


Figura 15. Túnel continuo de Lecho fluidizado.

Fuente: El Autor

3.4.5 PROPUESTA 5: Túnel de congelación ultrarápida

Aquí se plantea la aspersión o inmersión en refrigerantes criogénicos como el nitrógeno líquido y/o el dióxido de carbono líquido. En el sistema por aspersión, el nitrógeno líquido es rociado sobre el producto, el líquido sobrante es recogido en un tanque aislado y recirculado al aspersor. Este sistema puede operar por convección forzada del gas nitrógeno frío sobre el producto, flujo vertical.

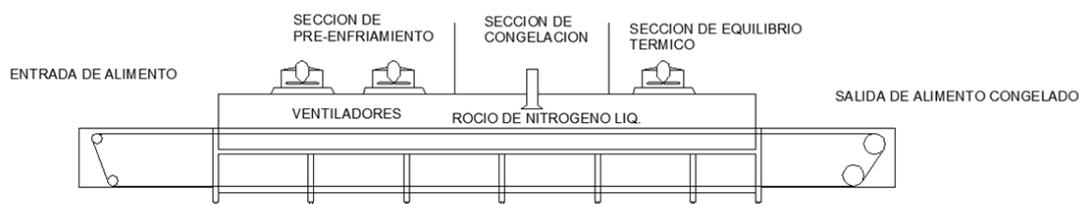


Figura 16. Túnel lineal de congelación ultrarápida.

Fuente: El Autor

3.5 FASE CREATIVA

Se realizó una tormenta de ideas para así obtener varias alternativas que permitan facilitar el trabajo de las Plantas de Procesamiento de Vegetales y Tubérculos y aumentar la calidad del producto cumpliendo con las normas de higiene y sanidad requeridas. Esta tormenta de ideas fue realizada en la clase de Diseño Conceptual en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V, en la cual se contó con la participación de estudiantes y Profesores, lo cual permitió reforzar la visión del proyecto, tomando en cuenta a quienes les interesaría un equipo en esta área, sus afectados y una posible situación en el futuro.

3.5.1 A quien le interesa

Le interesa a las Plantas de Procesamiento de Vegetales y Tubérculos, cuyo interés principal es el de aumentar su producción y convertir su proceso productivo de artesanal a industrial, obteniendo mayor producción por hora y una mejor calidad del alimento, de igual manera, Empresarios de la industria alimenticia que desean ampliar sus equipos y mejorar la calidad y producción, el Gobierno de la República Bolivariana de Venezuela que está realizando una inversión importante en adquisición de tecnología para aumentar la producción nacional y disminuir la importación en cuestiones básicas alimenticias y que la misma industria venezolana satisfaga las necesidades básicas del consumo de la población de Venezuela.

3.5.2 A quien afecta

Afecta fundamentalmente a los usuarios finales o compradores, que consumen vegetales y tubérculos muchas veces de productos no sanitarios. A las Plantas de Procesamiento que no logran satisfacer la demanda nacional, ya que muchos son productores artesanales y utilizan procesos de producción que muchas veces violan las leyes de higiene y sanidad venezolana. A las Plantas de Procesamiento que tienen que depender de la Importación de equipos para el procesamiento de este tipo de alimento, lo cual representa costos adicionales y tiempos de espera.

3.5.3 Grupo de personas relacionadas

Se relacionan todas las personas que laboran en este campo, los fabricantes, dueños de empresas alimenticias, a los Agricultores Venezolanos y consumidores de vegetales y tubérculos.

¿CÓMO SE VERÁ LA SITUACIÓN A FUTURO?

- Cooperativas de agricultores pasan a sustituir anualmente un porcentaje de las líneas de vegetales y tubérculos de la producción interna de Venezuela, que será realizada de forma Industrial por ellos mismos.
- Un aumento en la producción nacional de Hortalizas procesadas internamente, debido a la sustitución por equipos considerada en el ítem anterior, a lo largo de los años.
- La calidad del producto aumenta considerablemente, siendo esta aceptada internacionalmente con el fin de ser exportada y competir en el mercado externo.
- Plantas de Procesamiento de alimentos equipadas para satisfacer la necesidad interna del País, ofreciendo mayor producción y mejor calidad del producto.
- Aporte significativo a la mano de obra nacional y al crecimiento tecnológico del País.

3.5.4 Tormenta de ideas

Este método fue ideado por Alex Osborn (Milani, 1978) y consiste en reunir un grupo para trabajar sobre un problema. El grupo debe trabajar sobre las siguientes reglas:

- No se permite ninguna evaluación o juicio sobre las ideas, de no ser así se corre el riesgo de que cada participante se enfoque en defender su idea en vez de buscar nuevas ideas.

- Debe buscarse un gran número de ideas porque esto ayudará a evitar evaluarlas internamente.
- Debe promoverse entre los miembros del grupo, que construyan o modifiquen las ideas de otros, porque esto generalmente desemboca en ideas superiores a las iniciales.

En este caso se realizaron una serie de bocetos y consideraciones acerca del tipo de túnel, con el fin de procesar 500 *kg/hr* de alimento de origen vegetal. Este sistema también puede ser capaz de adaptarse a cualquier zona del país o cualquier otro tipo de alimento a ser procesado.

3.6 ESTUDIO PRELIMINAR DE COSTOS

Un análisis inicial comprende una recopilación de costos de los elementos tentativos del sistema, apoyándonos en solicitudes de cotizaciones, en la experiencia adquirida y ayuda de personal calificado en el área.

Ya que el sistema no ha sido diseñado, sino se encuentra en la parte de bosquejos sencillos, sólo se tomarán en cuenta aquellos elementos que se consideren importantes. Estos elementos se calificarán de acuerdo a una ponderación de costos, donde 1 significa el elemento menos costoso y 10 el elemento más costoso, para así poder tener una posición bien clara y más objetiva al momento de valorar el sistema en el análisis morfológico de los diseños en cuestión. Los resultados están expresados en la Tabla 1.

ELEMENTO	PONDERACIÓN
Banda transportadora.	10
Motor eléctrico.	6
Ventilador.	8
Vigas.	2
Cadenas.	3
Sistema de control.	4
Planchas metálicas.	2
Cables.	1
Rodamientos.	2

Tabla 1. Ponderación de costos.

Fuente: El Autor

3.7 ANÁLISIS MORFOLÓGICO

3.7.1 Parámetros para la selección de las opciones

Consiste en seleccionar los parámetros más importantes a considerar para obtener el sistema de secado óptimo asignándole un valor porcentual a cada factor según su importancia, y apoyándonos en opiniones de personas involucradas con el proceso de una u otra manera para así poder llegar a una solución acertada al problema planteado.

Los factores a considerar en la Matriz Morfológica son los siguientes:

- *Costo energético:* Es el costo de la energía que necesita el equipo para funcionar.
- *Costo del equipo:* Es la inversión inicial necesaria para la adquisición del equipo, esta incluye transporte, montaje y accesorios de equipos eléctricos

necesarios para la funcionabilidad del sistema, además de los elementos estructurales que lo componen.

- *Rendimiento*: Mide la cantidad de alimento que es capaz de secarse en un tiempo determinado. El material ha de ser distribuido y transportado de forma sencilla a lo largo de la cámara, a una velocidad adecuada sin realizar retrasos en la línea de producción.
- *Costo de mantenimiento*: Gasto económico realizado al equipo durante su vida útil para que este opere dentro de los parámetros de diseño.
- *Espacio ocupado y adaptabilidad*: El espacio ocupado se refiere al tamaño del equipo y la zona disponible para la instalación de éste. La adaptabilidad se refiere a la capacidad del equipo de adaptarse a las limitaciones existentes realizando la menor cantidad de cambios.
- *Disponibilidad*: Se refiere a la existencia de los equipos que conforman el sistema en el mercado. En el momento de realización y concepción de un diseño se debe considerar los elementos que van a constituir dicho sistema o máquina, ya que los elementos seleccionados deben ser comercialmente accesibles, para no elevar el costo de construcción al tener que adquirir los elementos en otra parte del país o fuera de él.
- *Ergonomía*: La ergonomía se encarga de optimizar los sistemas hombre máquina buscando la adaptación de la máquina al hombre, preservando a este en su salud. Se debe tomar en cuenta un parámetro importante el cual es diseñar un equipo basado en la ergonomía y comodidad del operario y/o trabajador presente en el proceso que este realiza, tal que no debe perturbar el proceso productivo, ni debe incomodar a los trabajadores al operar la máquina o circular cerca de ella.
- *Seguridad*: La seguridad del sistema está enfocada en evitar una falla cuando éste se encuentra en funcionamiento. Esta seguridad implica que todo lo cercano

al sistema no debe estar en riesgo, lo que involucra tanto al personal como a las máquinas adyacentes en la línea de producción, esto acarrearía pérdidas de tiempo traduciéndose en costos adicionales de producción. Además la seguridad comprende evitar accidentes, tomando en cuenta el contacto entre el sistema y el personal operativo.

- *Versatilidad*: Representa cuan adaptable a cambios futuros en el proceso es un sistema, y cuan moldeable es el mismo.

Para realizar la evaluación de cada solución propuesta se toma en cuenta la siguiente escala de puntuación:

- Deficiente: 1
- Aceptable: 2
 - Bueno: 3
- Muy bueno: 4
- Excelente: 5

Luego, para obtener el valor final, se multiplica la puntuación anterior de cada solución por el asignado en porcentaje y se suman todos los resultados para así obtener el total a comparar entre los distintos sistemas.

3.7.2 MATRIZ MORFOLÓGICA

PARÁMETROS	PESO (%)	PROPUESTA N°1	PROPUESTA N°2	PROPUESTA N°3	PROPUESTA N°4	PROPUESTA N°5
Costo energético.	10	3	4	2	2	2
Costo del equipo.	20	2	3	2	3	2
Rendimiento.	10	3	3	3	3	3
Costo de mantenimiento.	10	4	1	2	3	2
Espacio ocupado y adaptabilidad.	10	3	3	4	3	3
Disponibilidad en el mercado.	10	3	2	2	3	2
Ergonomía y seguridad.	10	3	2	3	3	2
Versatilidad.	5	4	2	3	1	1
Calidad final del Alimento.	15	4	2	4	3	1
TOTAL	100	29	22	25	24	18

Tabla 2: Matriz Morfológica. (Fuente: Los El Autor)

3.8 CONCLUSIONES DEL DISEÑO METODOLÓGICO

De la evaluación de la matriz morfológica, se puede observar que la alternativa Propuesta N°1 (*Túnel lineal continuo, enfriamiento con Refrigerante*), fue la que obtuvo la mayor puntuación, según los criterios de evaluación definidos, por tanto se considera ésta como la mejor solución al problema planteado.

El diseño de este Túnel lineal no presenta componentes complicados y los mismos son de fácil mantenimiento y sustitución. Las piezas que componen el equipo son económicas y se adquieren en todo el país, su proceso de manufactura es sencillo y tanto la instalación como la operación de las mismas pueden ser efectuadas sin muchos contratiempos.

Este equipo permite adaptarse a diferentes tipos de alimentos y es de gran versatilidad para realizar cambios en su estructura.

4.1. CALCULO DE PROPIEDADES TERMOFISICAS DEL ALIMENTO**Alimento:** PAPA**Composición:** (fracción másica)

Agua: 0,7896 g; Proteínas: 0,0207 g; Carbohidratos: 0,1798 g; Fibra: 0,016 g;
Grasas: 0,001 g; Cenizas: 0,0089 g.

Masa Molecular:

Agua: 18,02 g/mol; Proteínas: 50000 g/mol; Carbohidratos: 50000 g/mol;
Azúcar (Monosacaridas): 180,02 g/mol; Azúcar (Disacaridas): 342,3 g/mol;
Fibra: 50000 g/mol; Grasas: 50000 g/mol; Cenizas: 37,42 g/mol.

Tabla 3: Fracción molar de algunos componentes presentes en la Papa.

Fuente: El Autor

La fracción molar de agua no congelada dentro del alimento viene dada por la siguiente ecuación:

Sustituyendo y despejando

Condición #1

Alimento: papa

Estado: descongelado

Temperatura del alimento al entrar al túnel: 18 °C.

$C_p = 3,6662 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C};$

$k = 0,5254 \text{ W/m } ^\circ\text{C};$

$\rho = 1065,7645 \text{ kg/m}^3$

4.3. FACTORES DEPENDIENTES AL PRODUCTO A CONGELAR

4.3.1. Cálculo del calor sensible del alimento no congelado

$$Q_s = \rho V C_p (T_i - T_{cong}) = m C_p (T_i - T_{cong})$$

Donde:

Q_{sc}: calor sensible del alimento no congelado (J/s)

m: masa del alimento (kg)

C_p: calor específico del producto congelado (kJ/kg°C)

T_i: temperatura inicial del alimento (°C)

T_{cong.}: temperatura de congelación del alimento o temperatura que inicia la congelación (°C)

$$C_p = 3,6662 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$m = 500 \text{ kg/h} = 500 \text{ kg/h} * 8 \text{ h (funcionamiento)} = 4000 \text{ kg}$$

Donde:

Q_L : calor sensible del alimento congelado (J/s)

m: masa del alimento (kg)

h_{fi} : calor latente de fusión del agua (kJ/kg)

$m = 4000$ kg

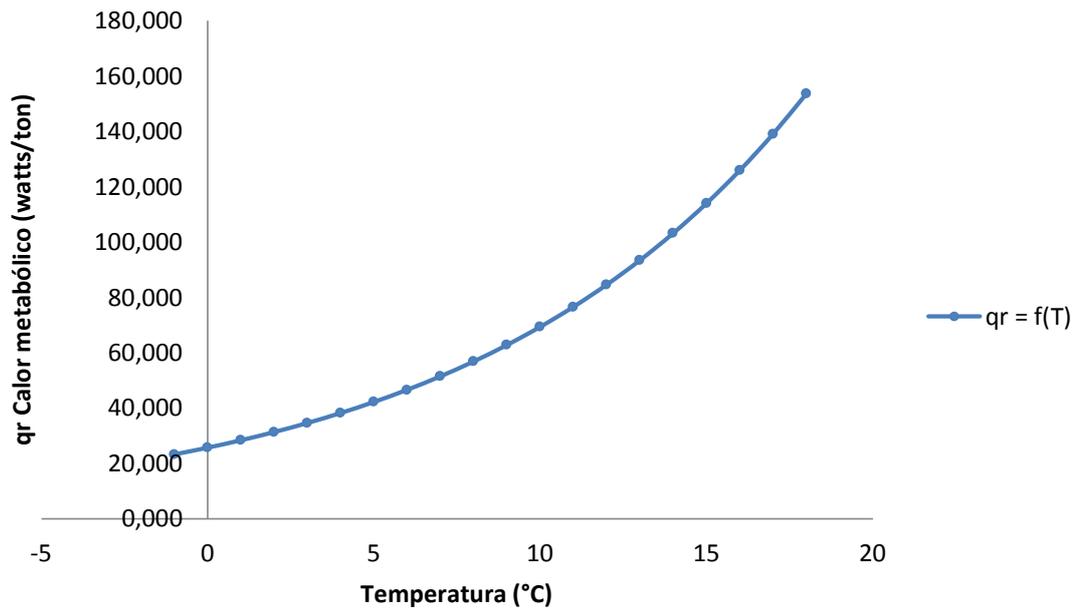
$h_{fi} = 334,4$ kJ/kg

$$C_p = 3,5863 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$m = 4000 \text{ kg}$$

$$T_{\text{cong}} = -0,50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_f = -0,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Gráfica 9: Variación del calor metabólico desprendido por el alimento respecto a la temperatura.

Fuente: El Autor

Como se observa en la gráfica 1, mediante la refrigeración se reducen las tasas de respiración y por lo tanto se puede conservar el alimento por un tiempo mayor, al reducirse su ritmo metabólico. Una reducción de aproximadamente 10°C en la temperatura reduce la tasa de respiración en alrededor de la mitad. El enfriamiento del alimento reduce prácticamente a cero el proceso de respiración.

Una vez evaluado el desempeño del calor metabólico respecto a la temperatura, lo siguiente será calcular el calor metabólico promedio de respiración. Para ello, tomaremos en valor promedio del calor metabólico entre los valores inicial y final a 18 °C y -1 °C.

T	qr (watts/ton)	TONELADAS
18	153,577	4
-1	23,234	4

4.3.5. Carga térmica total producida en función del producto a congelar

$$Q_I = Q_S + Q_L + Q_{SC} + Q_{RESP}$$

Donde:

Q_I : carga térmica en función del producto a congelar (J/s)

Q_S : calor sensible del alimento no congelado (J/s)

Q_L : calor latente de congelación (J/s)

Q_{sc} : calor sensible del alimento congelado (J/s)

Largo: 6 m.

Alto: 2 m.

Ac paredes laterales: $6 \times 2 \times 2 = 24 \text{ m}^2$.

Ac paredes frontales: $2 \times 2 \times 2 = 8 \text{ m}^2$.

Ac Techo: $2 \times 6 = 12 \text{ m}^2$.

El área (Ac) aproximada de las paredes y techo es:

$$\text{Área total de paredes y techo} = (24 + 8 + 12) \text{ m}^2 = 44 \text{ m}^2$$

Se considerará un factor de seguridad de 1.2. Entonces el área a utilizar será:

$$Ac = 52,8 \text{ m}^2$$

Por ser una pared compuesta, la transferencia de calor se determina a través de un circuito térmico equivalente. La configuración de la pared se representa a continuación:

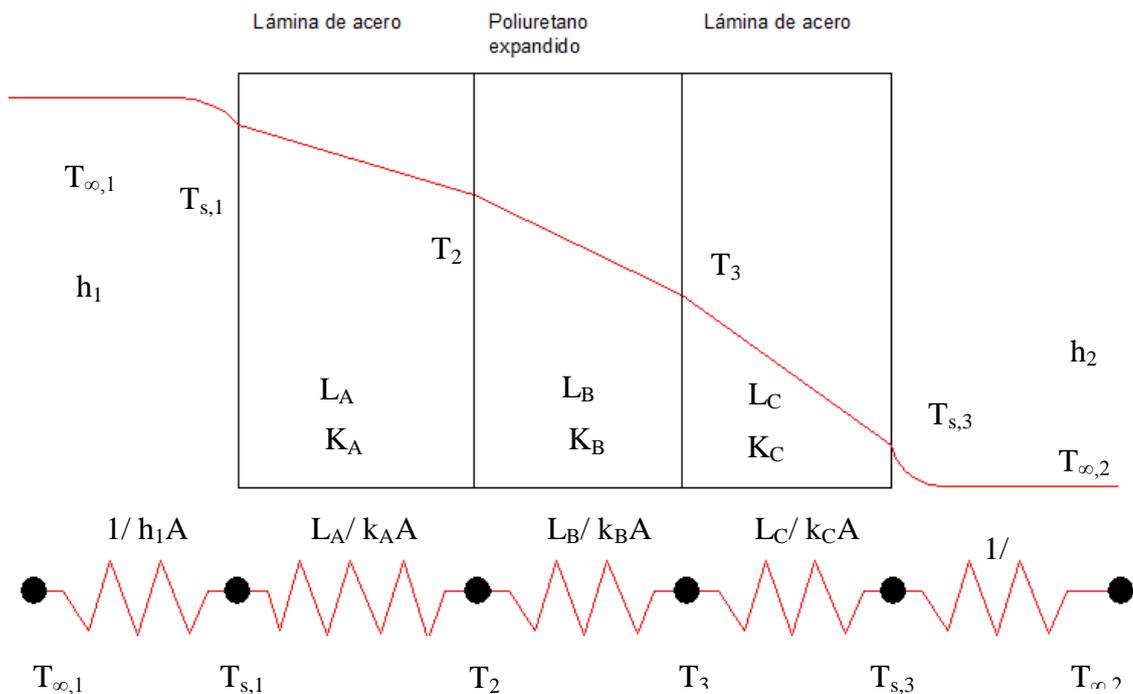


Figura 17. Transferencia de calor a través de una pared compuesta.
Fuente: El Autor

Donde:

$$L_A = 0,003 \text{ m}$$

$$L_B = 0,100 \text{ mm}$$

$$L_C = 3 \text{ mm}$$

$$K_A = 17 \text{ W/m K}$$

$$K_B = 0,025 \text{ W/m K}$$

$$K_C = 17 \text{ W/m K}$$

Se asume un coeficiente de convección libre para el aire fuera del túnel de $25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, por ser el galpón muy aireado. Por otra parte, se asume para el interior un coeficiente de convección forzada de $100 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, por existir recirculación del aire dentro del túnel.

Como se puede observar, debido al espesor de la lámina, su resistencia térmica para el caso planteado es despreciable.

Al calcular la temperatura externa de la lámina para una condición de 28 °C se tiene:

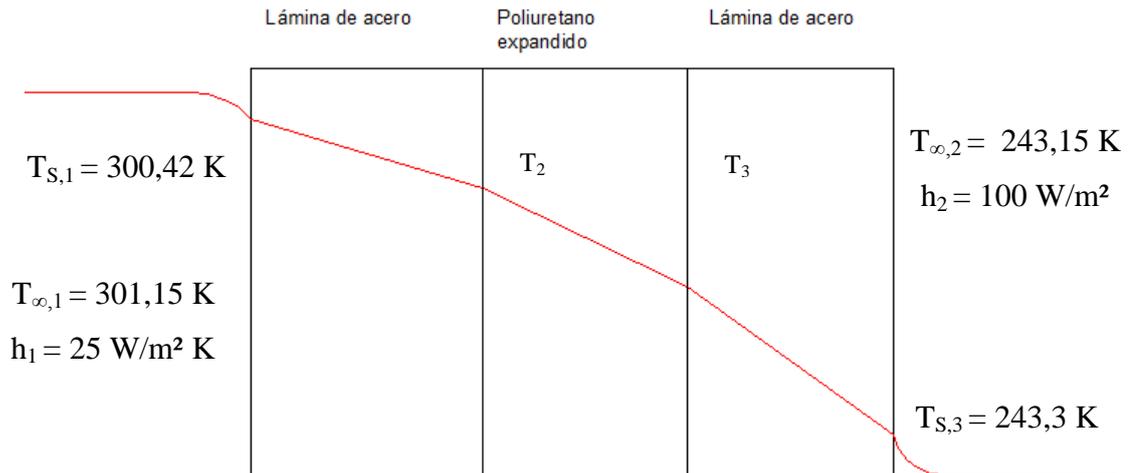


Figura 18. Distribución de temperatura en la pared del Túnel.
Fuente: El Autor

4.5. CALENTAMIENTO DEL AIRE POR RENOVACIÓN E INFILTRACIONES

$$Q_R = n * m_a * \Delta h$$

Donde:

Q_R : calor por renovación de aire (J/s)

n : número de renovaciones de aire al día

m_a : masa de aire que entra a la cámara (kg)

Δh : diferencia de entalpía entre aire externo e interno (kJ/kg)

$$V_t = 2 \times 3 \times 6$$

$$V_t = 36 \text{ m}^3 = 1271,3 \text{ pies}^3$$

$$m_a = \frac{V}{V^*}$$

Donde:

V : volumen interno del túnel (m^3)

V^* : volumen específico aire que entra al túnel (m^3/Kg)

En la carta psicométrica ingresando con el dato de temperatura exterior de 28 °C y humedad del medio 80%; el volumen específico del aire será igual a 0,85 m³/Kg.

Para hallar “n” se revisó el Anexo 1

$$n = 12,14$$

Para calcular masa de aire que entra a la cámara (kg), se usa la siguiente ecuación:

$$m_a = \frac{V}{V^*} = \frac{36}{0,85} = 42,35 \text{ kg}$$

Cuando la temperatura del aire está por debajo de 0 °C resulta difícil poder obtener las entalpías utilizando el diagrama psicométrico. Como la cantidad de vapor será muy pequeña se puede decir que la entalpía coincide numéricamente con la temperatura en grados Celsius.

Entonces Q_R será igual:

$$Q_R = 12,14 * (42,35) * (57) = 29305,35 \text{ kJ}$$

Para 8 horas (28800 segundos) de funcionamiento del túnel:

4.6.1. Carga térmica total

$$Q_T = Q_I + Q_{II}$$

Donde:

Q_T : carga térmica total (J/s)

Q_I : carga total por factores internos o dependientes del producto a congelar (J/s)

Q_{II} : carga total por factores externos o cargas independientes al producto a congelar (J/s)

4.7. CALCULO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

4.7.1. Determinación de la temperatura de condensación

Para determinar la temperatura de condensación, se debe mencionar que se utilizará un condensador de aire forzado por un ventilador impulsado por un motor eléctrico.

“En la práctica se adopta una diferencia de temperatura de 10 a 15 °C entre la temperatura promedio del aire y la temperatura de condensación del refrigerante cuando se trata de condensadores enfriados por aire y de 5 a 8 °C cuando son condensadores enfriados por agua”

Por otra parte también depende del tipo de tubo del evaporador. Estos valores pueden variar de la forma como se detalla en el apéndice 2, del cual se selecciona una diferencia de temperatura de 10 °C, por tener un establecimiento de 80 % de humedad relativa.

Temperatura: -40 °C

Entalpia (h): $343,53\text{ kJ/kg}$

Entropía (s): $1,6365\text{ kJ/kg.K}$

Volumen específico (v): $0,14318$

línea horizontal (presión constante) y leer el valor en la escala de presiones del diagrama.

Para $T = T_{\text{COND}} = 41 \text{ °C}$ se tiene que la presión es aproximadamente 1873 kPa.

Temperatura: 41 °C

Entalpía (h): 261,85 kJ/kg

Entropía (s): 1,2064 kJ/kg.K

Volumen específico (v):

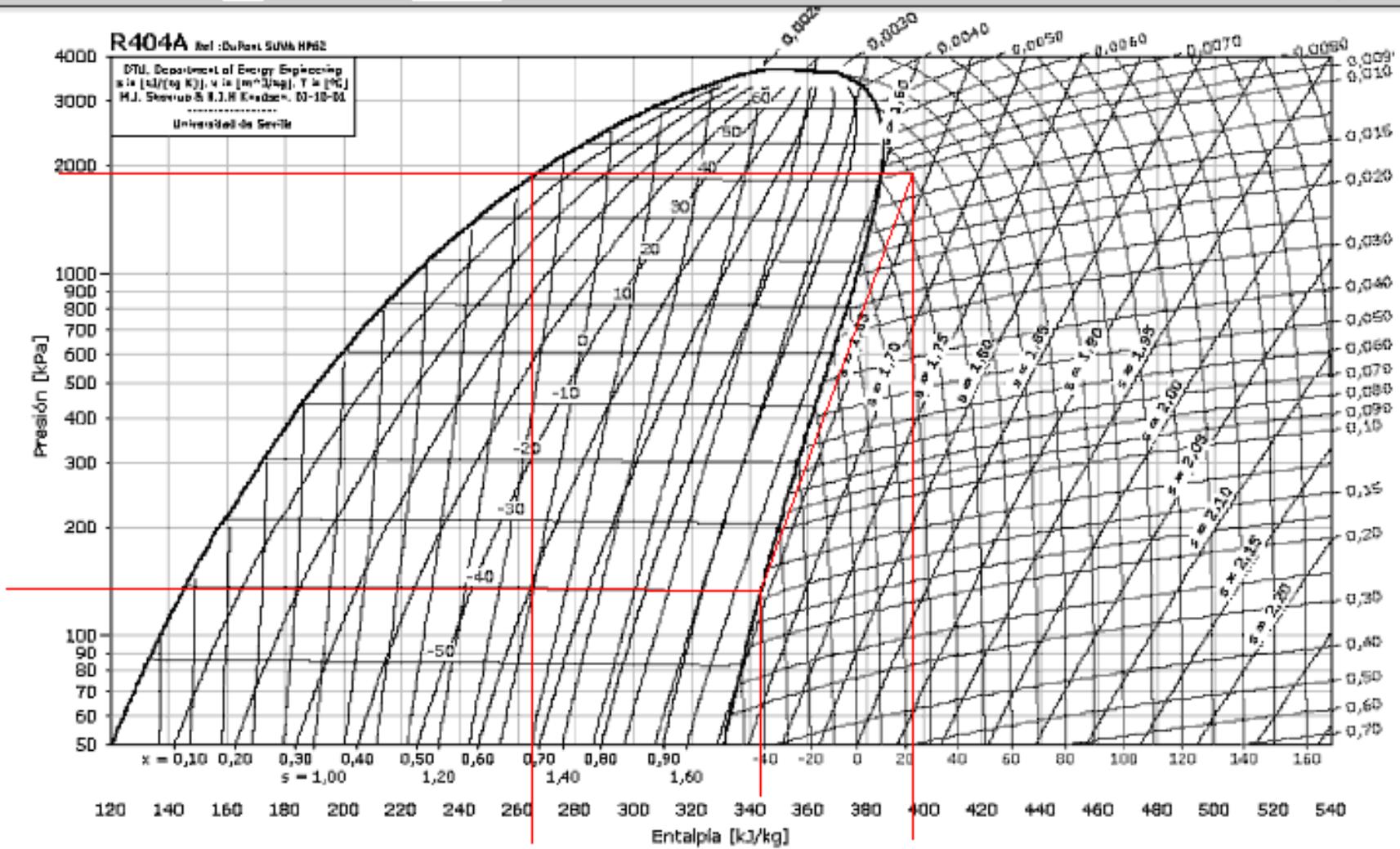


Figura 19. Diagrama de Mollier para un ciclo de refrigeración ideal para el refrigerante R-404A sin sobrecalentamiento ni subenfriamiento.

Fuente: El Autor

Compresor

4.9. DESARROLLO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON SUBENFRIAMIENTO

PUNTO 1:

Línea de aspiración, refrigerante gas a baja temperatura.

Temperatura: -33 °C

Entalpía (h): 347 kJ/kg

Entropía (s): 1,66 kJ/kg.K

Volumen específico (v): 0,15

Una vez que el refrigerante ha sido condensado y estando en una condición de líquido subenfriado este es estrangulado al pasar a través del dispositivo de expansión en este punto la presión es forzada a descender a entalpia constante, hasta alcanzar la condición de mezcla líquido – vapor a la entrada del evaporador.

PUNTO 4:

Entalpia (h): 253 kJ/kg

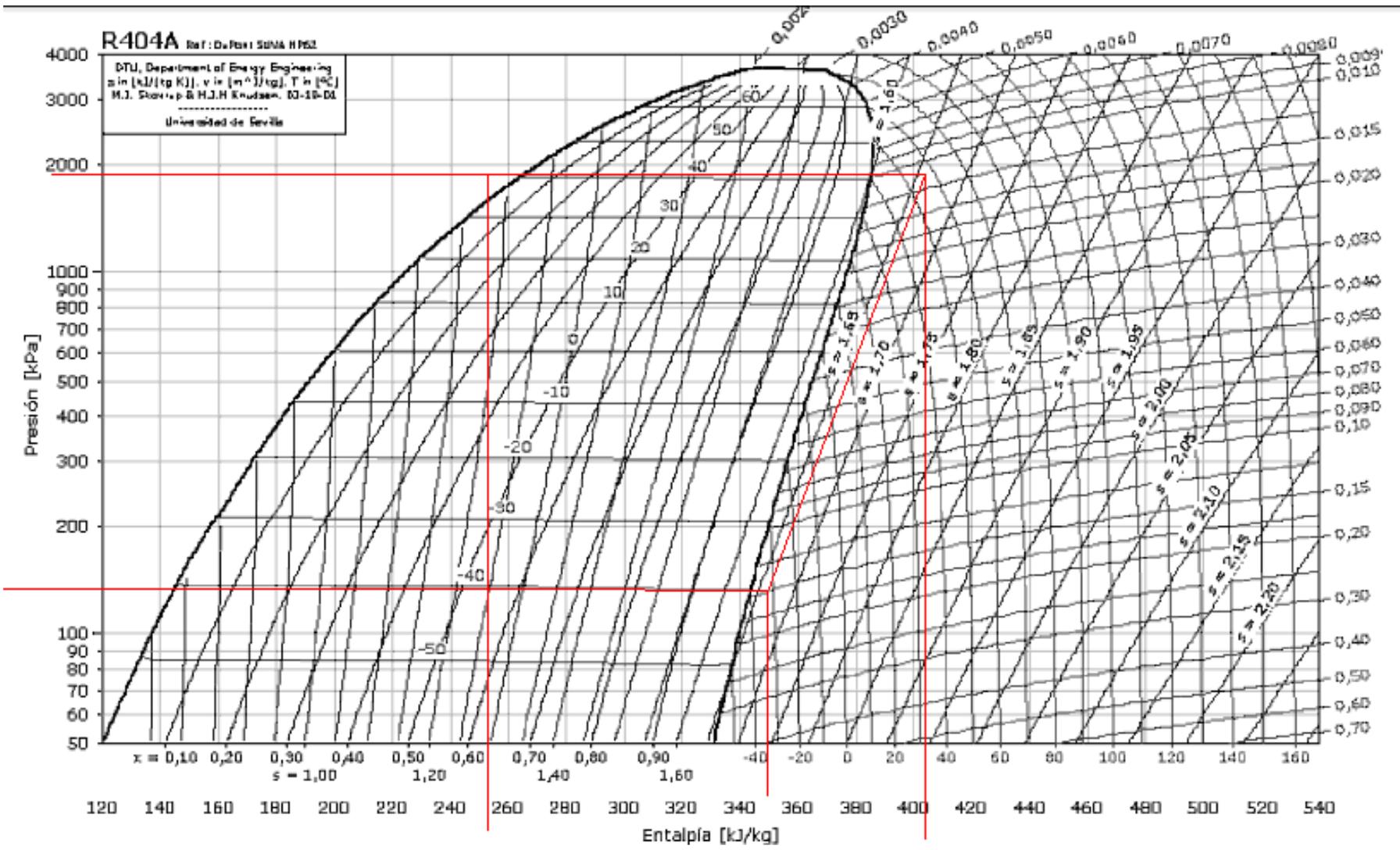
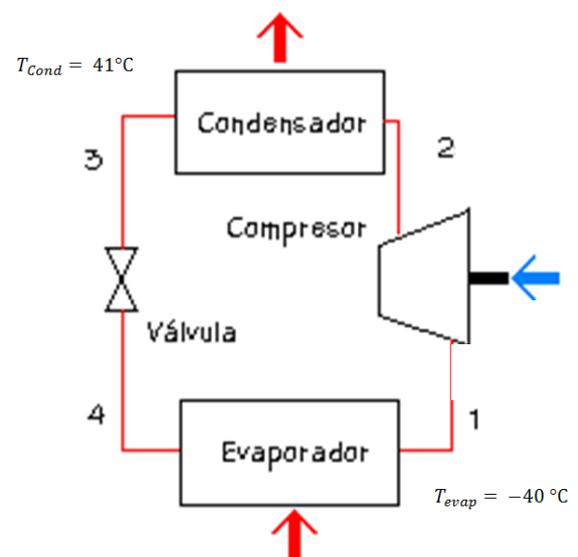


Figura 20. Diagrama de Mollier para un ciclo de refrigeración ideal para el refrigerante R-404A con sobrecalentamiento y subenfriamiento.

Fuente: El Autor

Compresor

4.9.2. Potencia del compresor



4.10. INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL EVAPORADOR

Se toma un arreglo cruzado para el diseño del intercambiador, donde el aire que circula en el túnel se enfría al pasar por el banco de tubos. Como en general la transferencia de calor por convección forzada es favorecida por un flujo tortuoso a través de un banco de tubos con un arreglo escalonado, debido a la trayectoria que origina, se toma un arreglo escalonado como se muestra en la figura 8, para el diseño del túnel de enfriamiento de la Papa.

Como el aire debe ser recirculado dentro del túnel a una temperatura aproximada de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, se asume que entra al intercambiador a una temperatura de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sale con una temperatura de $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ del banco de tubos, es decir, $\Delta T = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este diferencial se establece tomando en cuenta que el sistema de control para la temperatura del túnel actúa dentro de un cierto rango.

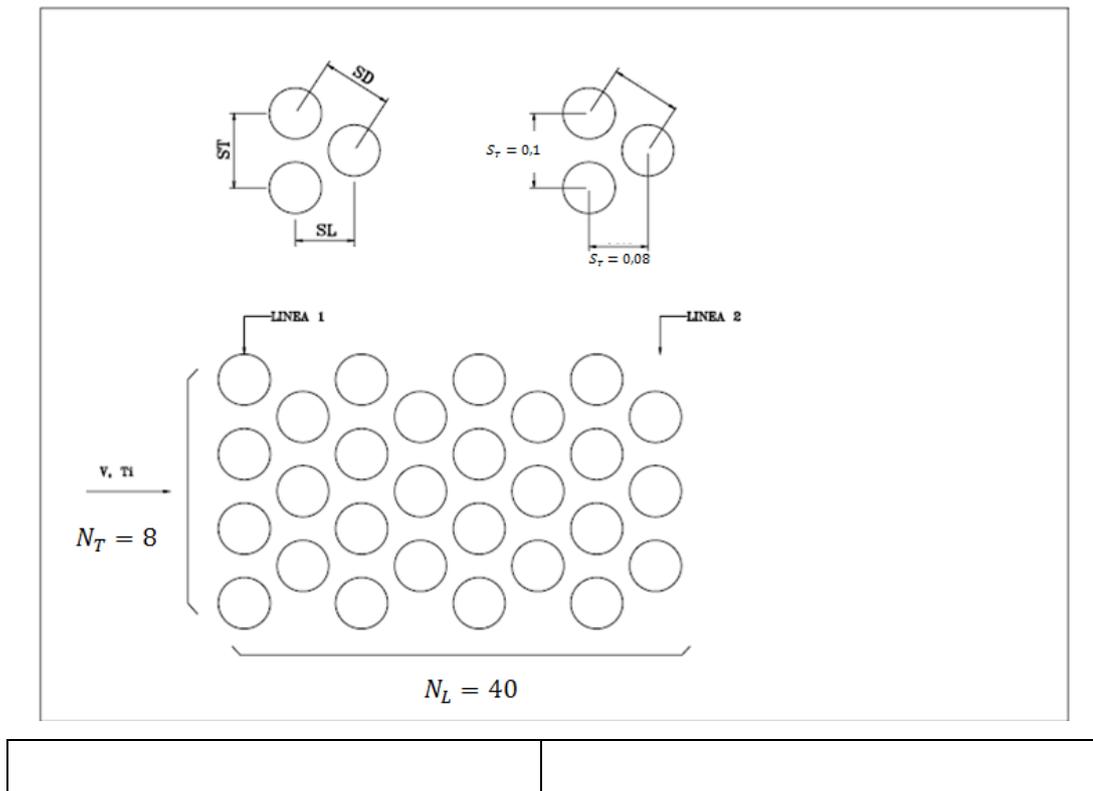


Figura 22. Arreglo para el banco de tubos del evaporador.

Fuente: El Autor

Al tomar ST y SL propuestas para facilitar el proceso de troquelación y fabricación del intercambiador. Por otra parte, para evitar las grandes caídas de presión, se toma un diámetro interno para los tubos de 2" (50.8 mm).

Al entrar en el Apéndice 1, con la relación:

Al tomar las siguientes suposiciones, para hallar el número promedio de Nusselt:

- 1.- Condiciones de estado estable.
- 2.- Efecto de radiación despreciable.
- 3.- Propiedades constantes.

Temperatura de trabajo es de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ que equivale a $240,15\text{ K}$.

Interpolando de la Tabla 6, extraída del anexo 2, se obtiene las propiedades térmicas del aire para una temperatura de $243,15\text{ K}$.

T (K)					Pr
200	1,7458	1,007	7,590	18,1	0,737
243,15	1,4428	1,0061	10,91	21,72	0,725
250	1,3947	1,006	11,44	22,3	0,720

Tabla 6. Propiedades Térmicas del aire, extracto del Anexo 2.

Fuente: El Autor

Y asumiendo $Re = 2000$ para que la velocidad del aire dentro del banco de tubos no sea tan pequeña se tiene que:

$$\rho = 1,4428\text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1,0061\text{ kJ/kg K}$$

$$v = 10,91 \times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 21,72 \times 10^{-3}\text{ W/m k}$$

$$Pr = 0,725$$

$$Pr_s = 0,737$$

Al sustituir se tiene:

Donde:

Para determinar la transferencia de calor en el haz de tubos se debe hallar la diferencia de la temperatura media logarítmica [ΔT_m]:

trabajo. Para ello, se debe contar con una mayor superficie de transmisión para alcanzar dicha temperatura en un tiempo menor, por esta razón, se toma una longitud para los tubos de 1 m. Así, la remoción de calor por superficie del banco de tubos del evaporador es:

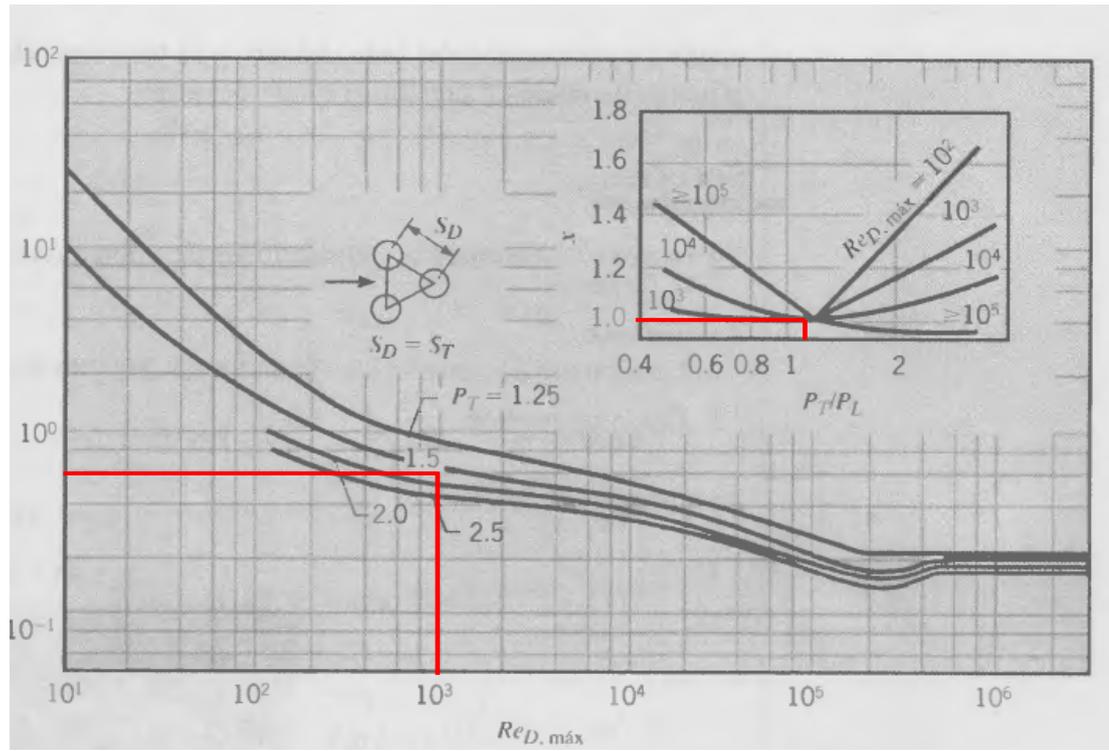


Figura 23. Factor de fricción

posee aplicación en la construcción de intercambiadores de calor (Groover, M. 1997).

La parte más desfavorable en la utilización de este tipo de material inoxidable, es el costo del mismo, que es entre 3 a 4 veces superior al del acero convencional, así como también el costo de la soldadura para el mismo.

4.10.3. Especificación para las dimensiones del evaporador

Para determinar la altura mínima del evaporador con $ST = 100$ mm se tiene que:

4.10.4. Selección del Ventilador

Se debe disponer de un caudal de aire para el arreglo de tubos y el área que ocupa el intercambiador de calor en el sentido de flujo dentro del Túnel.

De esta manera se tiene, como se determinó anteriormente, que la velocidad con que debe entrar el aire al banco de tubos es:

Ventilador marca FREDIVE, Modelo AFP 10. Las especificaciones se muestran en la tabla 6

Aspa - Modelo AFP
Capacidades

M3/min contra presión m/m H2O

Modelo	Ventil. RPM	H.P.	0	3	6	9,5	12	16	19
6	1550	1/70	5,6	2,8					
8	1550	1/70	8,5	4,2					
10	1550	1/70	17,5	16	8,5	5,6			
12	1550	1/20	34	28	25	17	13		
14	1750	1/3	48	45	43	40	26	23	
16	1750	1/3	71	68	62	55	48	43	
18	1750	1/3	102	96	93	86	82	68	
20	1750	1/2	141	139	136	129	124	119	85

PCM CONTRA PRESIÓN PE EN PULGADAS

Modelo	Ventil. RPM	H.P.	0	1/8	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4
6	1550	1/70	200	100					
8	1550	1/70	300	150					
10	1550	1/70	620	550	300	200			
12	1550	1/20	1.200	1.000	900	600	400		
14	1750	1/3	1.700	1.600	1.500	1400	920	800	
16	1750	1/3	2.500	2.400	2.200	1.950	1.700	1.500	
18	1750	1/3	3.600	3.400	3.300	3.050	2.900	2.400	
20	1750	1/2	5.000	4.900	4.800	4.550	4.400	4.200	3.000

Figura 24. Capacidades de Ventiladores axiales.

Fuente: Catálogo General FREDIVE C.A. VENTILADORES INDUSTRIALES.

RPM	1550
Caudal de aire (9,5
Contra presión estática (m)	5,6
Potencia (HP)	1/70

Tabla 7. Especificaciones del ventilador FREDIVE Modelo AFP 10

Fuente: El Autor

4.11. INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL CONDENSADOR

Se toma un arreglo cruzado para el diseño del intercambiador, donde el aire que circula en el túnel se enfría al pasar por el banco de tubos. Como en general la transferencia de calor por convección forzada es favorecida por un flujo tortuoso a través de un banco de tubos con un arreglo escalonado, debido a la trayectoria que origina, se toma un arreglo escalonado para el diseño del túnel de enfriamiento para la Papa.

Para efectos de cálculos, se asume que el aire entra al intercambiador a una temperatura de 28 °C y sale con una temperatura de 33 °C del banco de tubos, es decir, $\Delta T = 5$ °C. Este diferencial se establece tomando en cuenta que el sistema de control para la temperatura del túnel actúa dentro de un cierto rango.

Al tomar las siguientes suposiciones, para hallar el número promedio de Nusselt:

- 1.- Condiciones de estado estable.
- 2.- Efecto de radiación despreciable.
- 3.- Propiedades constantes.

La temperatura de trabajo es de 28 °C que equivale a 301,15 K.

Interpolando de la Tabla 8, extraída del anexo 2, se obtiene las propiedades térmicas del aire para una temperatura de 307,15 K.

T (K)					Pr
300	1,1614	1,007	15,89	26,3	0,707
301,15	1,1575	1,0071	16	26,4	0,706
350	0,9950	1,009	20,92	30,0	0,700

Tabla 8. Propiedades Térmicas del aire, extracto del Anexo 2.

Fuente: El Autor

Y asumiendo $Re = 2000$ para que la velocidad del aire dentro del banco de tubos no sea tan pequeña se tiene que:

$$\rho = 1,1575 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1,0071 \text{ kJ/kg K}$$

$$\nu = 16 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\kappa = 26,4 \times 10^{-3} \text{ W/m k}$$

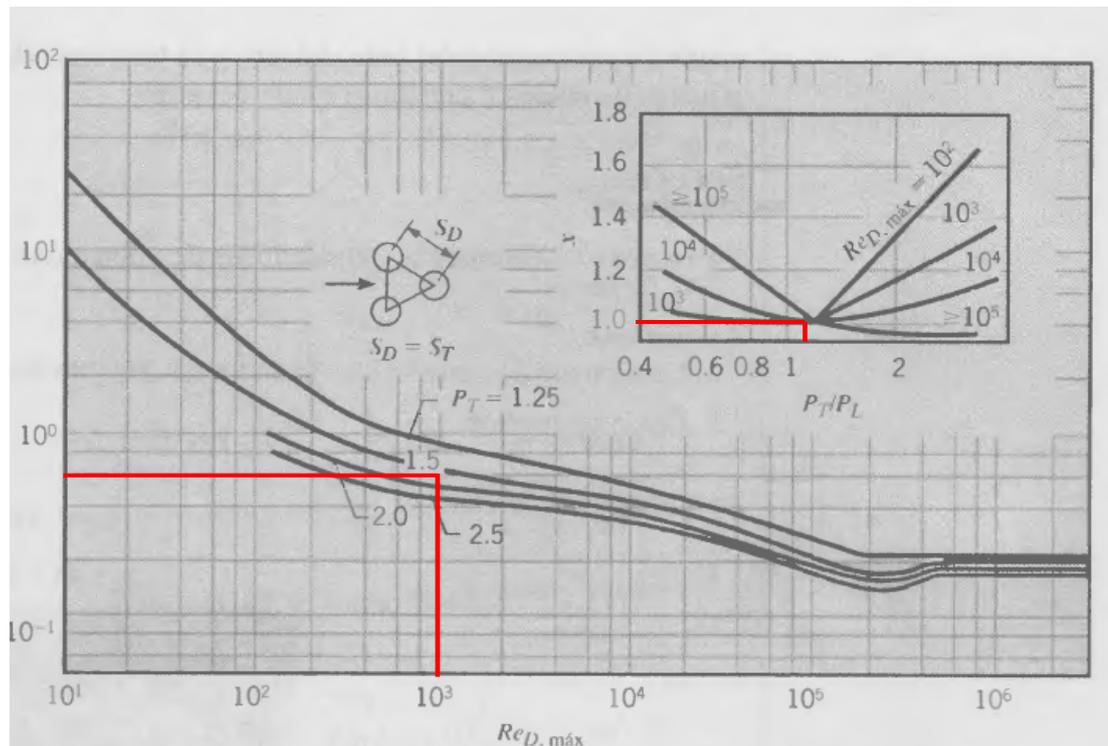
$$Pr = 0,706$$

$$Pr_s = 0,707$$

Al sustituir en la ecuación 2.17:

4.11.1. Caída de presión en el condensador

La potencia que se requiere para mover el fluido a través del banco a menudo es un gasto mayor de operación y es directamente proporcional a la caída de presión, que se expresa como (Incropera, F. 1996):



4.11.3. Selección del Ventilador

Se debe disponer de un caudal de aire para el arreglo de tubos y el área que ocupa el intercambiador de calor en el sentido de flujo dentro del Túnel.

De esta manera se tiene, como se determinó anteriormente, que la velocidad con que debe entrar el aire al banco de tubos es:

Ventilador marca FREDIVE, Modelo AFP 12. Las especificaciones se muestran en la tabla 8.

Aspa - Modelo AFP
Capacidades

M3/min contra presión m/m H₂O

Modelo	Ventil. RPM	H.P.	0	3	6	9,5	12	16	19
6	1550	1/70	5,6	2,8					
8	1550	1/70	8,5	4,2					
10	1550	1/70	17,5	16	8,5	5,6			
12	1550	1/20	34	28	25	17	13		
14	1750	1/3	48	45	43	40	26	23	
16	1750	1/3	71	68	62	55	48	43	
18	1750	1/3	102	96	93	86	82	68	
20	1750	1/2	141	139	136	129	124	119	85

PCM CONTRA PRESIÓN PE EN PULGADAS

Modelo	Ventil. RPM	H.P.	0	1/8	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4
6	1550	1/70	200	100					
8	1550	1/70	300	150					
10	1550	1/70	620	550	300	200			
12	1550	1/20	1.200	1.000	900	600	400		
14	1750	1/3	1.700	1.600	1.500	1400	920	800	
16	1750	1/3	2.500	2.400	2.200	1.950	1.700	1.500	
18	1750	1/3	3.600	3.400	3.300	3.050	2.900	2.400	
20	1750	1/2	5.000	4.900	4.800	4.550	4.400	4.200	3.000

Figura 26. Capacidades de Ventiladores axiales.

Fuente: Catálogo General FREDIVE C.A. VENTILADORES INDUSTRIALES.

RPM	1550
Caudal de aire (12
Contra presión estática (m)	13
Potencia (HP)	1/20

Tabla 9. Especificaciones del ventilador FREDIVE Modelo AFP 12

Fuente: El Autor

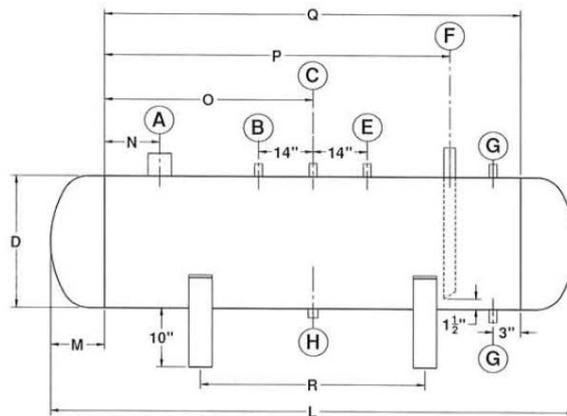
4.12. CALCULO DEL TANQUE RECEPTOR



STANDARD HORIZONTAL HIGH PRESSURE RECEIVERS

LEGEND

Nozzle	Description	Connection
A	Liquid Inlet	Stub
B	Purge	Coupling
C	Relief	Coupling
E	Equalizer	Stub
F	Liquid Outlet	Stub
G	Level Column	Stub
H	Drain	Coupling



MODEL #	A	B	C	D	E	F	G	H	L	M	N	O	P	Q	R	Weight (Lb)	Vol. (Cu. Ft.)
HR-20-110	1-1/2"	1/2"	1/2"	20"	3/4"	1"	3/4"	3/4"	110-3/4"	7-3/8"	3"	48"	78"	96"	55"	675	18.8
HR-20-134	1-1/2"	1/2"	1/2"	20"	3/4"	1"	3/4"	3/4"	134-3/4"	7-3/8"	3"	60"	102"	120"	67"	775	23.2
HR-24-136	2"	1/2"	3/4"	24"	3/4"	1-1/4"	3/4"	3/4"	136-1/2"	8-1/4"	3"	60"	102"	120"	68"	1340	33.0
HR-24-160	2"	1/2"	3/4"	24"	3/4"	1-1/4"	3/4"	3/4"	160-1/2"	8-1/4"	3"	72"	126"	144"	80"	1530	39.2
HR-24-184	2"	1/2"	3/4"	24"	3/4"	1-1/4"	3/4"	3/4"	184-1/2"	8-1/4"	3"	84"	150"	168"	92"	1720	45.4
HR-30-163	2-1/2"	1/2"	3/4"	30"	1"	1-1/4"	3/4"	3/4"	163-1/2"	9-3/4"	4"	72"	126"	144"	82"	1955	62.8

$$D = 20 \text{ plg} = 0,508 \text{ m}$$

$$L = 110 \text{ plg} = 2,794 \text{ m}$$

4.13. CÁLCULOS DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Por requerimiento de diseño, se procesará 500 kg de alimento por hora (500 kg/hr). La dimensión de la cinta será de 1 m de ancho x 7 m de largo, con un área aproximada de 7 m².

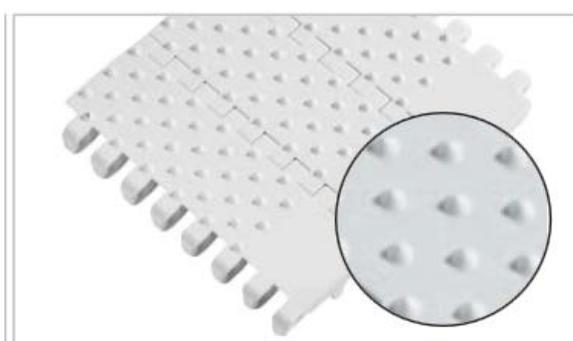
En la siguiente figura se muestran el tipo de banda especial para cada tipo de alimento.

Código de banda	Tipo de banda	Panadería										Frutas y verduras												
		Lavado	Enfriamiento	Congelado	Transporte general	Lineas de gasado	Detectores de metal	Envasado	Manipulación de masa	Acondicionado	Plastificado	Manipulación de panes	Prelavado / Aclarado	Desagüe	Elevador	Mesa de control / Clasificación	Transporte general	Cadenas de congelado	Falorización / Despeleización	Transporte en contenedores	Esterilización / Enfriamiento	Envasado		
Bandas serie M1200 0,5"																								
M1220	Flat Top				PP	PE	AC	PP	AC	PP	PP	PP	PP	PP	PP						AC	PP		
M1233	Flush Grid	AC	AC	PP	AC	PE	PP	PP				PP	PP					AC		PP	PP			
Bandas serie M2500 1"																								
M2510	Flat Top			AC	PP	PE	PP	AC	PE	PP				PE	PP	PE	PP					PP		
M2511	Mesh Top																							
M2520	Flat Top			AC	PP	PE	PP	PP			AC	PP		PE	PP	PE	PP	AC	AC	AC	AC	PP		
M2520	Grip Top					AC	AC	PP														AC	PP	
M2520	Roller Top							AC			AC										AC	AC	PP	
M2531	Raised Rib		PP	AC	PP														AC	AC	PP	AC	PP	
M2533	Flush Grid	AC	AC	AC	PP	PE	PP	PP			AC	AC	AC	PE	PP	PE	PP	AC	AC	AC	AC	PP		
M2533	Grip Top							PP			PP										PP	PP		
M2533	Roller Top							AC			AC										AC	AC		
M2540	Radius Flush Grid	AC	AC	AC	AC	PP						AC	PE	PP	PP							AC	PP	
M2540	Roller Top							AC			AC										AC	AC		
M2543	Tight Radius	AC	AC	AC	AC	PP						AC	PE	PP	PP							AC	PP	
Bandas serie M3800 1,5"																								
M3840	Radius Flush Grid	AC	AC	AC	AC	PP	AC	PP	AC	PP		AC	AC	AC	PE	PP		AC	AC	PE		PP	AC	PP
M3840	Roller Top							AC			AC										AC	AC		
Bandas serie M5000 2"																								
M5010	Flat Top							AC	PE	PP	AC	PP		PE	PP	PE	PP		AC			AC	PP	
M5010	Roller Top							AC			AC										AC	AC		
M5011	Perforated Flat Top												PE	PP	PE	PP								
M5013	Cone Top																		AC					
M5014	Nub Top														PE	PP		PE	PP					
M5020	Flat Top Heavy							PP			PP									AC	PP		PP	
M5020	Grip Top							PP			PP										PP	PP		
M5031	Raised Rib		PP																	PP	PP	PP		
M5032	Flush Grid Heavy	AC	PP				PP				AC	PP	PP	PP	PP				PP		PP			
M5032	Roller Top							PP			PP										PP	PP		
M5033	Flush Grid		AC	PP			PE	PP			AC	PP	PP	PP	PP				PE	PP		PP		
M5033	Roller Top							PP			PP										PP	PP		

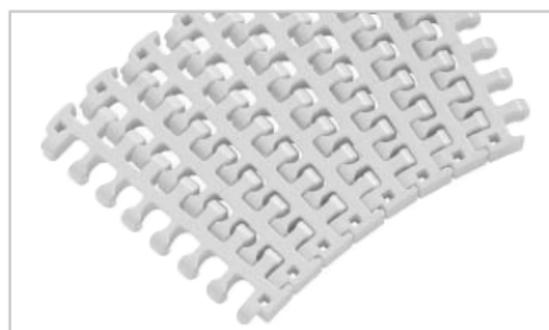
Figura 28. Tipo de banda especial para cada aplicación.

Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9.

En este caso se usa la banda *M2533 FLUSH GRID* utilizada para frutas y verduras. Entre las ventajas que presenta esta opción se encuentra el porcentaje de área abierta (35%), lo cual permite el drenaje cierta cantidad del agua presente en el alimento, proveniente del proceso de lavado, contribuyendo de esta manera a mejorar el proceso de congelación y evitando la congelación excesiva durante dicho proceso. De igual manera, este diseño permite la circulación de aire a través de la banda, mejorando la refrigeración del producto durante la operación. El tipo de articulación abierta, es ampliamente recomendada en el procesamiento de alimentos, ya que no solo mejora la higiene sino que favorece con los requerimientos sanitarios. La banda modelo *M5013 CONE TOP*, presenta un diseño de articulación cerrada, lo cual no es recomendable para aplicaciones alimenticias.



M5013 Cone Top
Paso 50,8 mm (2"), 0% de área abierta



M3840 Radius Flush Grid
Paso 38 mm (1.5"), 31% de área abierta



M2533 Flush Grid
Paso 25,4 mm (1"), 35% de área abierta

Figura 29. Tipo de articulación recomendada para bandas.

Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9

Material de la banda.**Materiales estándar**

Material	Código	Propiedades	Apro- bación aliment.	Densi- dad g/cm ³	Rango de temperaturas	Colores Habasit
Polipropileno	PP	Material termoplástico con óptima relación coste/prestaciones (el material más habitual en las aplicaciones de bandas y correas). Excelente resistencia química a los ácidos y álcalis. Se deben evitar los impactos de banda por debajo de 10 °C (50 °F).	UE FDA	0,9	+5 °C a +105 °C +40 °F a +220 °F	blanco gris azul
Polietileno	PE	Material termoplástico idóneo para temperaturas muy bajas y/o aplicaciones de gran impacto. Excelente resistencia química a los ácidos y álcalis. No adecuado para aplicaciones abrasivas. * La contracción térmica de la banda a temperaturas inferiores a -40 °C (-40 °F) puede provocar fallos en el engranaje de los piñones.	UE FDA	0,94	-70 °C a +65 °C (*) -94 °F a +150 °F (*)	natural negro tostado rojo
Polioximetileno (Acetal)	POM (AC)	Material termoplástico de elevada resistencia y bajo coeficiente de fricción. Superficie resistente a los impactos y cortes. Adecuado para aplicaciones de transporte muy exigentes y bajas temperaturas. Buena resistencia química a los aceites y álcalis, pero no apto para el contacto prolongado con concentraciones elevadas de ácidos y cloro. ¡La combinación de módulos POM y varillas POM no es adecuada!	UE FDA	1,42	condiciones en húmedo: -40 °C a +60 °C -40 °F a +140 °F condiciones en seco: -40 °C a +90 °C -40 °F a +195 °F	azul blanco gris oscuro
Elastómero termoplástico	TPE	Material termoplástico flexible con una dureza Shore A de 50. Se caracteriza por sus elevados valores de fricción y su buena resistencia a la abrasión. Adecuado para aplicaciones de transporte que exigen un elevado agarre entre la banda y el producto. Se emplea en los módulos GripTop.	FDA	1,12	-40 °C a +60 °C -40 °F a +140 °F	negro blanco

*Figura 30. Materiales estándar para bandas**Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9*

Utilizaremos el polipropileno (PE), el cual se ajusta a las exigencias de nuestro diseño.

Fuerza de tracción efectiva F'_e

Banda recta horizontal con acumulación.

$$F'_E = [(2 m_B + m_P) l_0 \cdot \mu_G + m_P \cdot \mu_P \cdot l_a] g$$

Donde:

F'_E : Fuerza de tracción efectiva [N/m]

m_B : Peso de la banda [kg/m^2]

m_P : Peso del producto transportado [kg/m^2]

μ_G : Coeficiente de fricción banda-apoyo del deslizador

μ_P : Coeficiente de fricción banda-producto

l_0 : Longitud de transporte [m]

l_a : Longitud de acumulación [m]

g : Factor de aceleración debido a la gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$)

Datos de la banda

Material de la banda		PP	PE	POM		PA +US	PA
Material de la varilla		PP	PE	PP		PA	
Resistencia nom. a la tracción	N/m	14000	8000	18000	24700	20000	20000
F'_N recorrido recto	lb/ft	959	548	1233	1692	1370	1370
Rango de temperatura	°C	5 - 105	-70 - 65	5 - 93	-40 - 93	-46 - 118	-46 - 130
	°F	40 - 220	-94 - 150	40 - 200	-40 - 200	-50 - 245	-50 - 266
Temperatura máxima (corto plazo)	°C					135	160
	°F					275	320
Peso de la banda m_B	kg/m^2	4,6	5,1	7,1	7,1	5,6	5,6
	lb/sqft	0,94	1,04	1,45	1,45	1,15	1,15

Figura 31. Especificaciones de la banda según el material seleccionado

Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9

Según los requerimientos de diseño, las temperaturas de trabajo se encuentran dentro de los rangos pertenecientes al polietileno (PE), el cual se ajusta a las exigencias del diseño.

Materiales para las guías y guías de desgaste

Material	Código	Propiedades	Densidad g/cm ³	Rango de temperaturas
Polietileno de peso molecular ultraelevado	UHMW PE (PE 1000)	Adecuado para aplicaciones de transporte muy exigentes (cargas pesadas). Se caracteriza por su desgaste reducido y vida útil superior. Habasit ofrece perfiles de guía y guías de desgaste estándar (véase la página 116).	0,94	-50 °C a +65 °C -58 °F a +150 °F
Polietileno de gran densidad	HDPE (PE 500)	Material de bajo coste adecuado para la mayoría de las aplicaciones de transporte de cargas moderadas a baja velocidad. No es adecuado para barras frontales estáticas.	0,95	-50 °C a +65 °C -58 °F a +150 °F
Poliamida	PA6 PA6.6	Material termoplástico de gran resistencia. Muestra elevada resistencia al impacto y al desgaste. Adecuado para aplicaciones muy exigentes. El material es hidrocópico (se debe tener en cuenta la absorción del agua).	1,13	-46 °C a +90 °C -50 °F a +194 °F
Poliamida Cast 6.6 con polímero incorporado y/o aditivos lubricantes sólidos (por ejemplo, Nylatron, Murlubric)	PA lubricada	Material de fundición con elevado peso molecular, muy resistente. Muestra elevada resistencia al impacto y excepcional resistencia al desgaste. Debido a la incorporación de aditivos de lubricación, los valores de fricción son muy bajos y, gracias al elevado peso molecular, el material es extraordinariamente duro y, por tanto, muy resistente a la abrasión. Adecuado para aplicaciones muy exigentes. El material es hidrocópico (se debe tener en cuenta la absorción del agua).	1,13	-46 °C a +120 °C -50 °F a +248 °F

Figura 32. Materiales para las guías y guías de desgaste

Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9

Debido al rango de temperaturas dentro del cual debe estar el diseño planteado, las cargas a las cuales estará sometido (cargas moderadas), la velocidad de transporte (baja velocidad), se utilizará el Polietileno de peso molecular ultraelevado (UHMW PE), el cual se ajusta a las exigencias de este diseño. También se pudiera seleccionar el polietileno de gran densidad (HDPE), sin embargo, este material no es recomendado por el proveedor para trabajar en conjunto con una banda de Polietileno (PE).

Coefficiente de fricción entre la banda y el apoyo del deslizador (guías de desgaste), μ_G

Material de la banda	Condición	UHMW PE	HDPE	PA6, PA6.6	PA lubricada	Acero inoxidable
Polipropileno (PP)	en seco	0,13	0,10	0,30	0,13	0,25
	en húmedo (agua)	0,11	0,09	–	–	0,20
Polietileno (PE)	en seco	0,25	recomendado	0,23	0,12	0,14
	en húmedo (agua)	0,25		–	–	0,12
Polioximetileno POM (Acetal AC)	en seco	0,10	0,08	0,20	0,11	0,14
	en húmedo (agua)	0,10	0,08	–	–	0,12
Poliamida (PA)	en seco	0,14	0,14	–	0,13	0,19
Poliamida reforzada (PA +HT)	en seco	0,14	0,16	–	0,13	0,20
Material resistente a temperaturas superelevadas (ST)	en seco	0,20	0,21	*	0,12	0,23
	en húmedo (agua)	*	*	*	*	*
Polibutilentereftalato piroretardante (PBT +FR)	en seco	0,11	0,10	*	0,13	0,18
	en húmedo (agua)	*	*	*	*	*
Polipropileno piroretardante (PP +FR)	en seco	0,19	0,19	*	0,17	0,27
	en húmedo (agua)	*	*	*	*	*

* a petición

Figura 33. Coeficiente de fricción entre la banda y el apoyo del deslizador (guías de desgaste), μ_G .

Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9

Coefficiente de fricción banda-producto, μ_P

Material de la banda	Condición	Vidrio	Metal	Plástico (PET)	Cartón
Polipropileno (PP)	en seco	0,19	0,32	0,17	0,22
	en húmedo (agua)	0,17	0,30	0,15	–
Polietileno (PE)	en seco	0,10	0,13	0,10	0,15
	en húmedo (agua)	0,08	0,11	0,08	–
Polioximetileno POM (Acetal AC)	en seco	0,15	0,20	0,18	0,20
	en húmedo (agua)	0,13	0,18	0,15	–
Poliamida (PA)	en seco	0,17	0,19	0,12	0,17
Poliamida reforzada (PA +HT)	en seco	0,13	0,20	0,13	0,20
Material resistente a temperaturas superelevadas (ST)	en seco	0,12	0,23	0,13	0,21
	en húmedo (agua)	*	*	*	–
Polibutilentereftalato piroretardante (PBT +FR)	en seco	0,14	0,18	0,12	0,17
	en húmedo (agua)	*	*	*	–
Polipropileno piroretardante (PP +FR)	en seco	0,18	0,25	0,21	0,24
	en húmedo (agua)	*	*	*	–

* a petición

Figura 34. Coeficiente de fricción banda-producto, μ_P .

Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9

Para este caso se tiene:

m_B: 5,1 kg/m² banda de Polietileno PE.m_P: 25 kg/7 m² = 3,57 ≈ 3,6 kg/m²μ_G: 0,25 Material Polietileno de peso molecular ultra elevado (UHMW PE).μ_P: asumimos 0,08 (plástico en húmedo)

Lo: 7 m

La: 1 m

$$F'E = [(2 m_B + m_P) l_0 \cdot \mu_G + m_P \cdot \mu_P \cdot l_a] g$$

Condiciones de funcionamiento	Factor de servicio c_s						
	Bandas rectas estándar y de inclinación recta sin retroflexión			Paso "mínimo" con barra frontal		Banda curva curvas con 90° (*)	
Nota: Se recomienda un motor con arranque suave y es condición imprescindible para los arranques/paradas frecuentes y los arranques a plena carga.	Motor estándar motor en cabeza (mecanismo de tracción)	Motor empujador (uni y bidireccional)	Motor central (uni y bidireccional)	cabeza lateral	ambos extremos	Motor estándar motor en cabeza (mecanismo de tracción)	Motor central
Arranque anterior a la carga	1	1,4	1,2	1,6	2	1,6 (*)	1,8
Arranques/paradas frecuentes durante el proceso (más de una vez por hora)	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2
Elevadores con retroflexión/flexión descendente (transportadores en "Z")	añadir 0,6	añadir 0,6	añadir 0,6	no aplicable	no aplicable	añadir 0,6	añadir 0,6
Velocidades superiores a 30 m/min	-	-	-	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2

Factor de temperatura c_T :

La resistencia a la ruptura mensurable (prueba de tracción) del material termoplástico aumenta a temperaturas por debajo de 20 °C (68 °F). Al mismo tiempo, otras propiedades mecánicas se reducen a bajas temperaturas. Por esta razón:

A temperaturas de ≤ 20 °C (68 °F): $c_T = 1$

Rango admisible de temperaturas

Material	°C	°F
Polipropileno (PP)	5 – 105	40 – 220
Poliétileno (PE)	-70 – 65	-94 – 150
Polioximetileno POM Acetal (AC)	-40 – 90	-40 – 195
Polibutilentereftalato (PBT)	-40 – 130 (corto plazo +150)	-40 – 266 (corto plazo +302)
Poliamida +US (PA +US)	-46 – 116 (corto plazo +135)	-50 – 240 (corto plazo +275)
Poliamida (PA)	-46 – 130 (corto plazo +160)	-50 – 266 (corto plazo +320)
Poliamida reforzada (PA +HT)	0 – 170 (corto plazo +200)	-32 – 338 (corto plazo +392)
Material resistente a temperaturas superelevadas (ST)	0 – 200 (corto plazo +240)	-32 – 392 (corto plazo +464)

Figura 36. Rango admisible de temperatura, c_T :

Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9

Materiales estándar

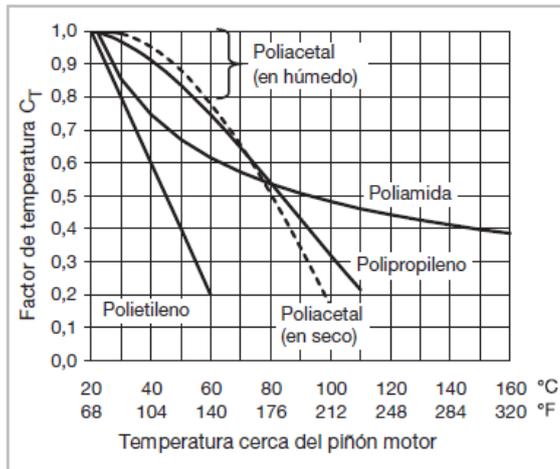


Figura 37. factor de temperatura c_T en función de la temperatura cerca del piñón motor según el tipo de material estándar.

Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9

Factor de velocidad c_V :

La velocidad de la banda aumenta la resistencia principalmente en los puntos de la banda en los que cambia la dirección del movimiento:

- Piñones motores
- Ejes conducidos con o sin piñones
- Rodillos de apoyo
- Rodillos de contracción

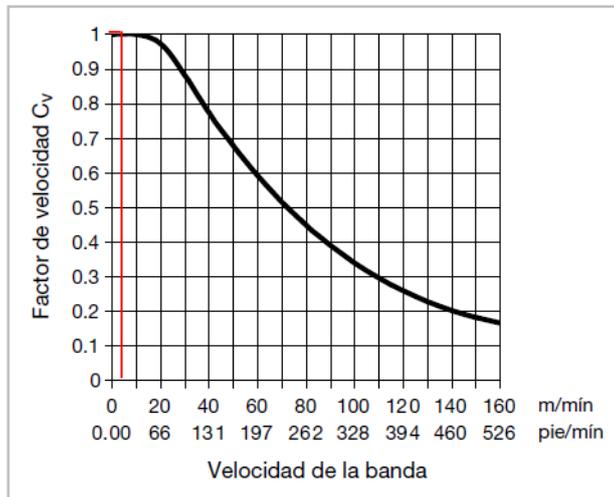


Figura 38. Factor de velocidad C_v en función de la velocidad de la banda.

Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9

Para velocidades de 5 m/min c_v

$F's$ = Fuerza de tracción ajustada (tracción de la banda) por m de ancho de banda
[N/m]

Tamaño del eje		Inercia I	
mm	pulg.	mm ⁴	pulg. ⁴
Ø 20	Ø ¾	7'850	0.0158
Ø 25	Ø 1	19'170	0.05
□ 25	□ 1	32'550	0.083
Ø 40	Ø 1.5	125'660	0.253
□ 40	□ 1.5	213'330	0.42
Ø 60	Ø 2.5	636'170	1.95
□ 60	□ 2.5	1'080'000	3.25
Ø 90	Ø 3.5	3'220'620	7.5
□ 90	□ 3.5	5'467'500	12.5

Tabla "Inercia"

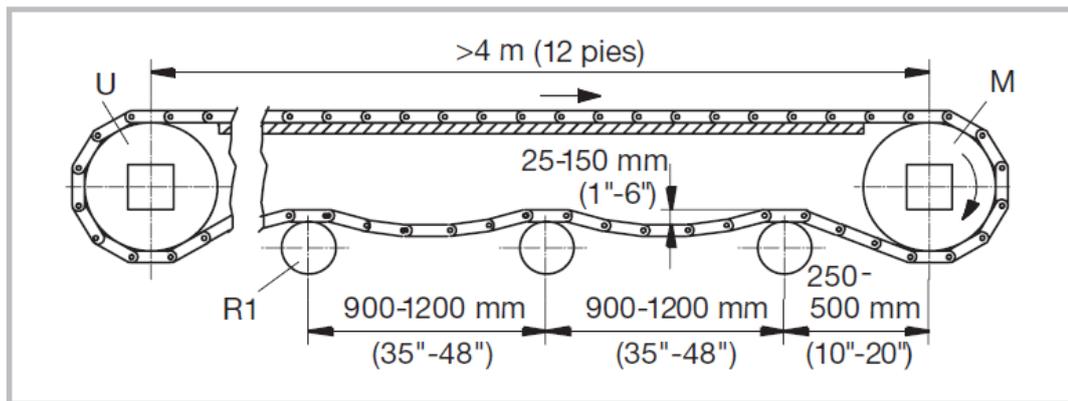
2 chumaceras

N° de dientes (xx)	Paso Ø d _p		A ₁		Piñones moldeados (M50xx)			
	mm	pulg.	mm	pulg.	Agujero cuadrado Q		Ø Agujero redondo R	
					mm	pulg.	mm	pulg.
6	102	4.0	43	1.70	40	1,5	-	-
8	133	5.3	59	2.31	40 / 60	1,5	-	-
10	165	6.5	75	2.94	40 / 60	1,5 / 2,5	-	-
12	197	7.8	91	3.57	40 / 60	1,5 / 2,5 3,5	-	-
16	261	10.3	123	4.83	40 / 60 90	1,5 / 2,5 3,5	-	-

Eje Ø (dW)		Acero al carbono		Acero inoxidable	
mm	pulg.	Nm	pulg.-pie	Nm	pulg.-pie
20	0.75	94	834	141	1'251
25	1	184	1'629	276	2'444
30	1 3/16	318	2'815	477	4'223
40	1.5	754	6'673	1'131	10'009
45	1 3/4	1'074	9'501	1'610	14'251
50	2	1'473	13'033	2'209	19'549
55	2 1/4	1'960	17'347	2'940	26'020
60	2.5	2'545	22'520	3'817	33'781
80	3	6'032	53'382	9'048	80'073
90	3.5	8'588	76'007	12'882	114'010

Tabla "Par motor máximo admisible", T_{adm}

Piñones según tipo de banda		0,5"	1"	bandas curvas 1,5"	2"
Espaciado máx. de piñones	mm	100	100	125	150
	pulgada	4	4	5	6
Espaciado mín. de piñones	mm	33.3	33.3	50	56.25
	pulgada	1.3	1.3	2	2.2
F_{max} (carga máx. por piñón)	N	800	1000	1700	1700
	lb	180	225	382	382



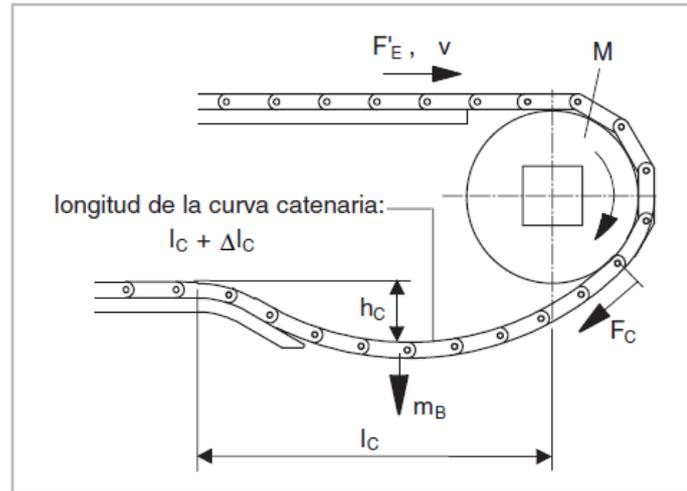


Figura 44. Longitud de la curva catenaria

Fuente: HabasitLINK®-Bandas Modulare, directrices técnicas. Edición Q104-9

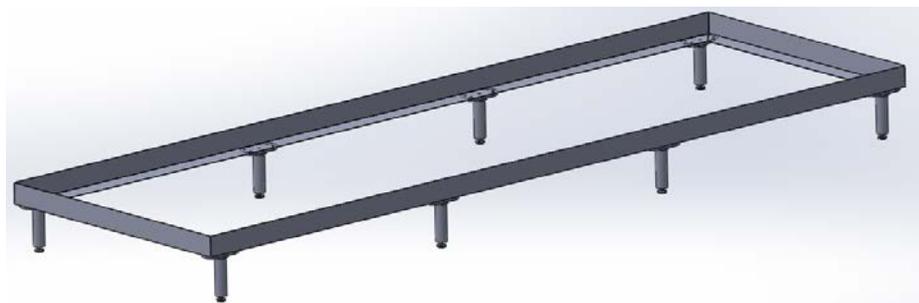
Seleccionamos para este caso.

$$l_c = 200 \text{ mm}$$

$$h_c = 40 \text{ mm}$$

Longitud y ancho efectivos de la banda.

Una vez establecida la longitud de la curva (l_c) y su altura (h_c), es de particular interés calcular el exceso de longitud de banda requerido por la curva catenaria (véase la fórmula siguiente). Esto permite calcular la longitud final de la banda.



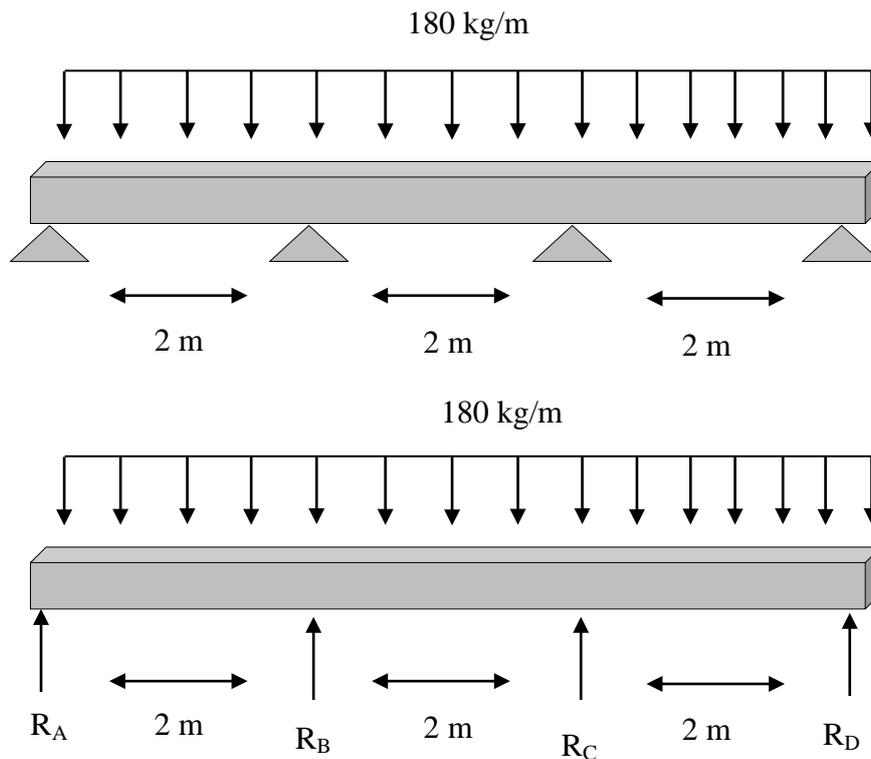


Figura 45. Configuración de cargas en la estructura soporte. Fuente: El Autor

TABLA A14-3 (continuación)

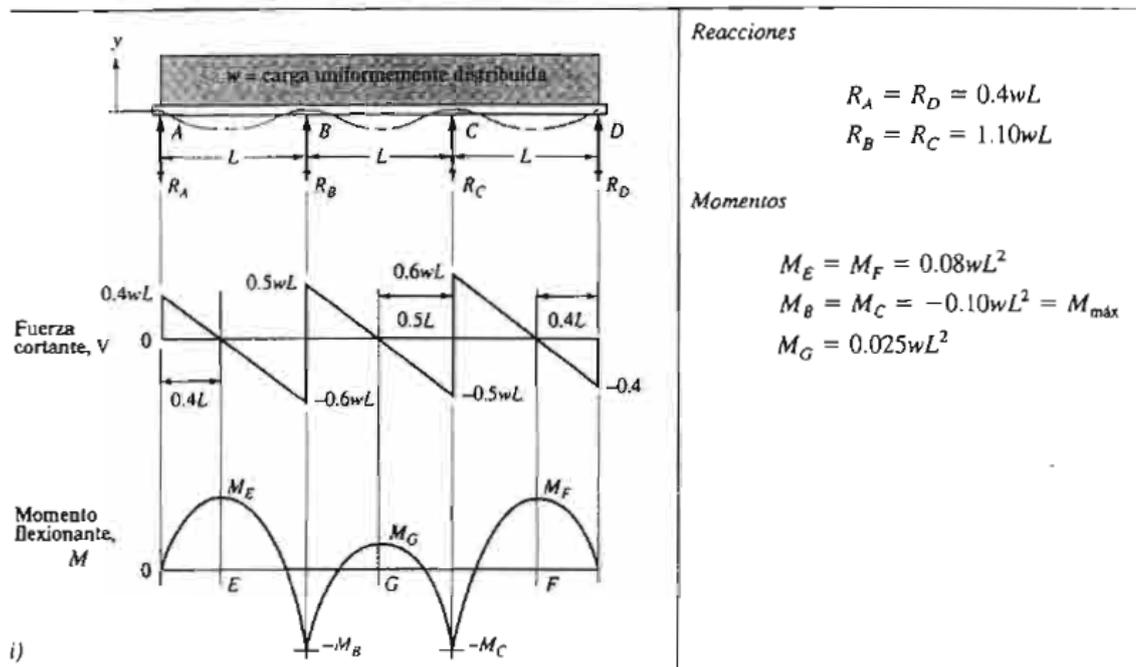


Figura 46. Diagrama de Fuerza Cortante (V) y Momento Flexor (M) de la estructura soporte con cargas aplicadas.

Fuente: ROBERT MOTT, diseño de elementos de máquina.

4.14.1.1. Reacciones y momentos en los apoyos

La configuración de cargas en la viga se ilustra en la figura 47:

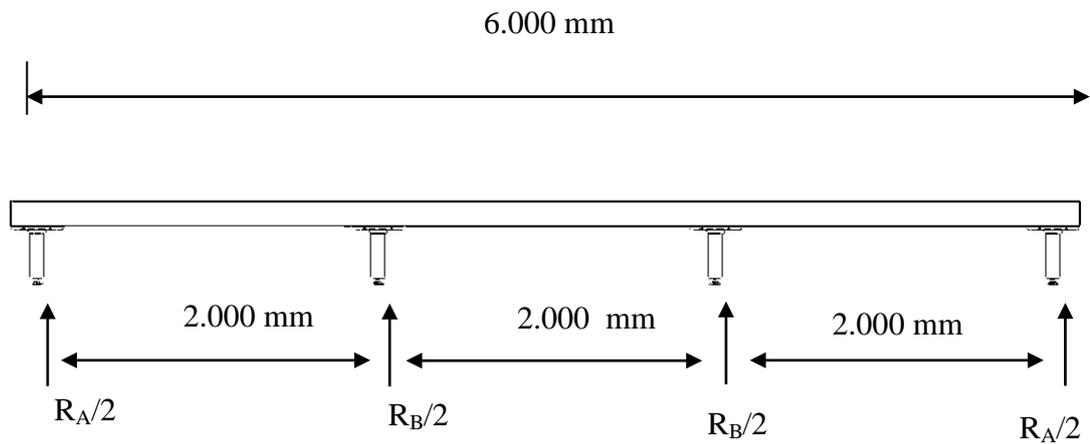
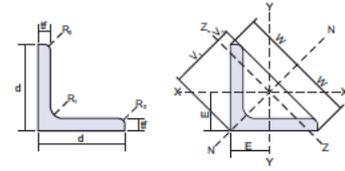


Figura 47. Consideración para el cálculo de las reacciones: R_A , R_B , R_C , R_D .

Fuente: El Autor

4.14.1.2. Cálculo de la deflexión máxima producida en la viga

Se estimara el espesor de la lámina de acero necesario para evitar una flexión considerable, usando la ecuación de deflexión máxima (y_{\max}):



DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO

Designación mm x mm x mm	Dimensiones mm				Distancia de los ejes cm				Área cm ²	Peso kgf/m	Propiedades Estáticas en Relación a los Ejes										Superficie m ² /m
	d	tf	R ₁	R ₂	Y	W	V ₁	V ₂			X-X	Y-Y	N-N		Z-Z		r _x	r _y	r _z		
L20x20x3	20	3	3.5	2.0	0.60	1.41	0.85	0.70	1.12	0.88	0.39	0.28	0.59	0.62	0.74	0.15	0.18	0.4	0.077		
x4	4	4	3.5	2.0	0.64	1.41	0.90	0.71	1.45	1.14	0.48	0.35	0.58	0.77	0.73	0.19	0.21	0.36	0.077		
L25x25x3	25	3	3.5	2.0	0.73	1.77	1.03	0.87	1.42	1.12	0.79	0.45	0.75	1.27	0.95	0.31	0.30	0.47	0.097		
x4	4	4	3.5	2.0	0.76	1.77	1.08	0.89	1.85	1.45	1.01	0.58	0.74	1.61	0.93	0.40	0.37	0.47	0.097		
L30x30x3	30	3	5.0	2.5	0.84	2.12	1.18	1.04	1.74	1.36	1.41	0.65	0.90	2.24	1.14	0.57	0.48	0.57	0.116		
x5	30	5	5.0	2.5	0.92	2.12	1.30	1.07	2.78	2.18	2.16	1.04	0.88	3.41	1.11	0.91	0.70	0.57	0.116		
L35x35x4	35	4	5.0	2.5	1.00	2.47	1.41	1.24	2.67	2.10	2.96	1.18	1.05	4.68	1.33	1.24	0.88	0.68	0.136		
x6	35	6	5.0	2.5	1.08	2.47	1.53	1.27	3.87	3.04	4.14	1.71	1.04	6.50	1.30	1.77	1.16	0.68	0.136		
L40x40x4	40	4	6.0	3.0	1.12	2.83	1.58	1.40	3.08	2.42	4.48	1.56	1.21	7.09	1.52	1.86	1.18	0.78	0.155		
x6	40	6	6.0	3.0	1.20	2.83	1.70	1.43	4.48	3.52	6.33	2.26	1.19	9.98	1.49	2.67	1.57	0.77	0.155		
L50x50x4	50	4	7.0	3.5	1.36	3.54	1.92	1.75	3.89	3.06	8.97	2.46	1.52	14.20	1.91	3.73	1.94	0.98	0.194		
x5	50	5	7.0	3.5	1.40	3.54	1.98	1.76	4.80	3.72	11.00	3.05	1.51	17.40	1.90	4.59	2.32	0.98	0.194		
x7	50	7	7.0	3.5	1.40	3.54	2.11	1.78	6.56	5.15	14.60	4.15	1.49	23.10	1.88	6.02	2.85	0.98	0.194		
L65x65x5	65	5	9.0	4.0	1.75	4.60	2.49	2.28	6.35	4.98	24.96	5.27	1.98	39.91	2.53	10.00	4.00	1.27	0.252		
x6	65	6	9.0	4.5	1.80	4.60	2.55	2.28	7.53	5.91	29.20	6.21	1.97	46.30	2.48	12.10	4.74	1.27	0.252		
x7	65	7	9.0	4.5	1.85	4.60	2.62	2.29	8.70	6.83	33.40	7.18	1.96	53.00	2.47	13.80	5.27	1.26	0.252		
L75x75x7	75	7	10.0	5.0	2.09	5.30	2.95	2.63	10.10	7.94	52.40	9.67	2.28	83.60	2.88	21.10	7.15	1.45	0.291		
x8	75	8	10.0	5.0	2.13	5.30	3.01	2.65	11.50	9.03	58.90	11.00	2.26	93.30	2.85	24.40	8.11	1.46	0.291		
L90x90x7	90	7	11.0	5.5	2.45	6.36	3.46	3.17	12.24	9.62	92.57	14.13	2.75	147.00	3.46	38.00	11.00	1.77	0.351		
L100x100x8	100	8	12.0	6.0	2.74	7.07	3.87	3.52	15.50	12.20	145.00	19.90	3.06	230.00	3.85	59.90	15.50	1.96	0.390		
x10	100	10	12.0	6.0	2.82	7.07	3.99	3.54	19.20	15.10	177.00	24.70	3.04	280.00	3.82	73.30	18.40	1.95	0.390		
L110x110x8	110	8	12.0	6.0	2.98	7.78	4.22	3.87	17.11	13.43	195.20	24.40	3.38	310.00	4.26	80.52	19.10	2.17	0.430		
x10	110	10	12.0	6.0	3.07	7.78	4.34	3.89	21.20	16.60	239.00	30.10	3.36	379.00	4.23	98.60	22.70	2.16	0.430		
L120x120x10	120	10	13.0	6.5	23.18	8.48	4.68	4.24	23.18	18.20	313.00	36.00	3.68	497.00	4.73	129.00	27.60	2.37	0.469		
x12	120	12	13.0	6.5	27.50	8.49	4.80	4.26	27.50	21.60	368.00	42.70	3.65	584.00	4.60	152.00	31.60	2.35	0.469		

Notación según norma COVENIN 1036-86



Una empresa de Acero

Figura 48. Momento de Inercia para los distintos espesores estudiados.

Fuente: Fuente: Catálogo de Maploca.

Caso	Máxima Deflexión permisible (d_{max})
<i>Vigas</i>	
• Vigas portantes de piso y equipos (para la carga total)	$L / 240$; $L = luz$
• Vigas portantes de cielo raso enlucido (para cargas vivas)	$L / 360$; $L = luz$
• Vigas de techo y correas	$L / 180$; $L = luz$
<i>Puentes grúa, Monorrieles, y grúas de brazo ⁽¹⁾</i>	
• Vigas carrileras	$L / 750$; $L = luz$
• Monorrieles	$L / 450$; $L = luz$
• Brazos de grúa	$L / 225$; $L = luz$
• Deflexión horizontal para puentes grúa	$L / 400$; $L = luz$

Figura 49. Criterio de máxima deflexión permisible.

Fuente: AISC-Manual of Steel Construction.

Para el cálculo usaremos un valor de selección personal $L/240$, así aseguramos que la deflexión sea muy poca.

Para el espesor de 8 mm:

Para el diseño planteado, el perfil estructural estará sometido a una carga repetida de

Sut: Resistencia ultima = 505 MPa

Utilizando la tabla L Anexo Z para un acabado superficial laminado en caliente:

a = 57,7 MPa

b = 0,718

Como se encuentra a Temperatura ambiente.

$$S'_e = \begin{cases} 0,504S_{ut} & S_{ut} \leq 200\text{kpsi}(1400\text{MPa}) \\ 100\text{kpsi} & S_{ut} > 200\text{kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400\text{MPa} \end{cases}$$

TABLA A14-3 (continuación)

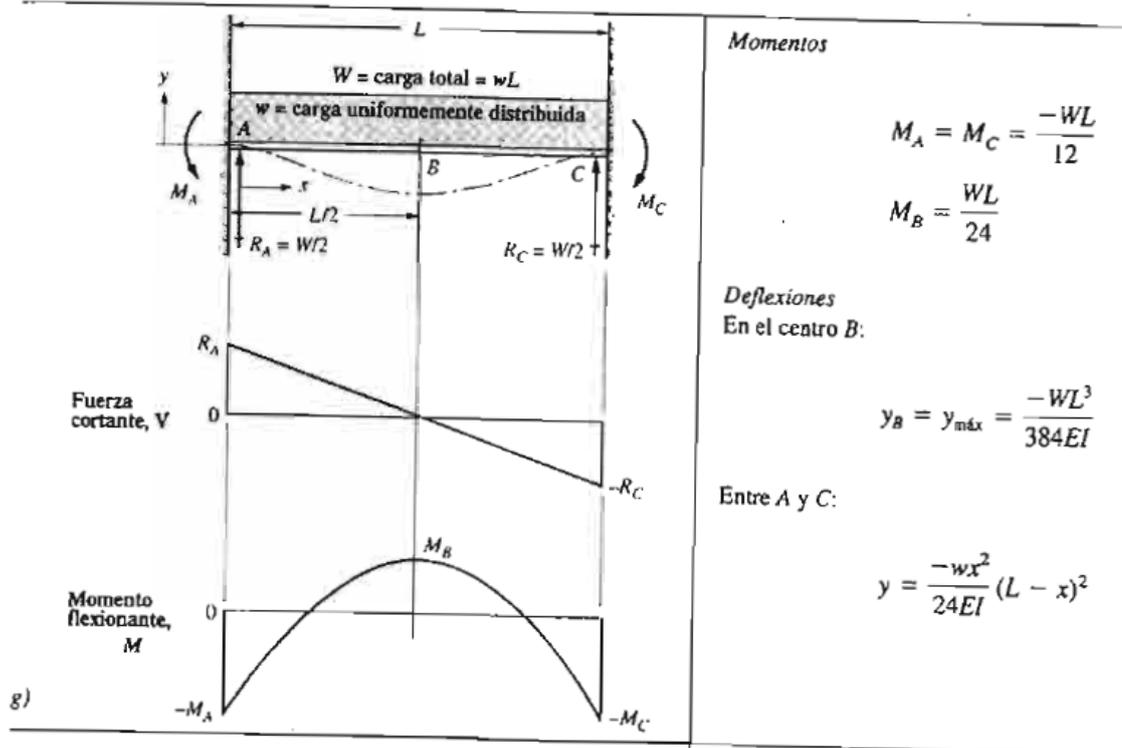


Figura 50. Diagrama de Fuerza Cortante (V) y Momento Flector (M) de la estructura soporte sin cargas aplicadas.

Fuente: ROBERT MOTT, diseño de elementos de máquina.

El esfuerzo viene expresado por:

Ya que el factor de seguridad estático fue mayor que el dinámico y además es mayor a la unidad, se asegura más aún que la viga no fallará por fatiga y que su diseño es para vida infinita.

4.15. CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS EN LA VIGA SOPORTE EVAPORADOR

Peso del evaporador y bandeja de condensado = 80 kg c/u

Peso aproximado del perfil rectangular = 3,98 kgf/m

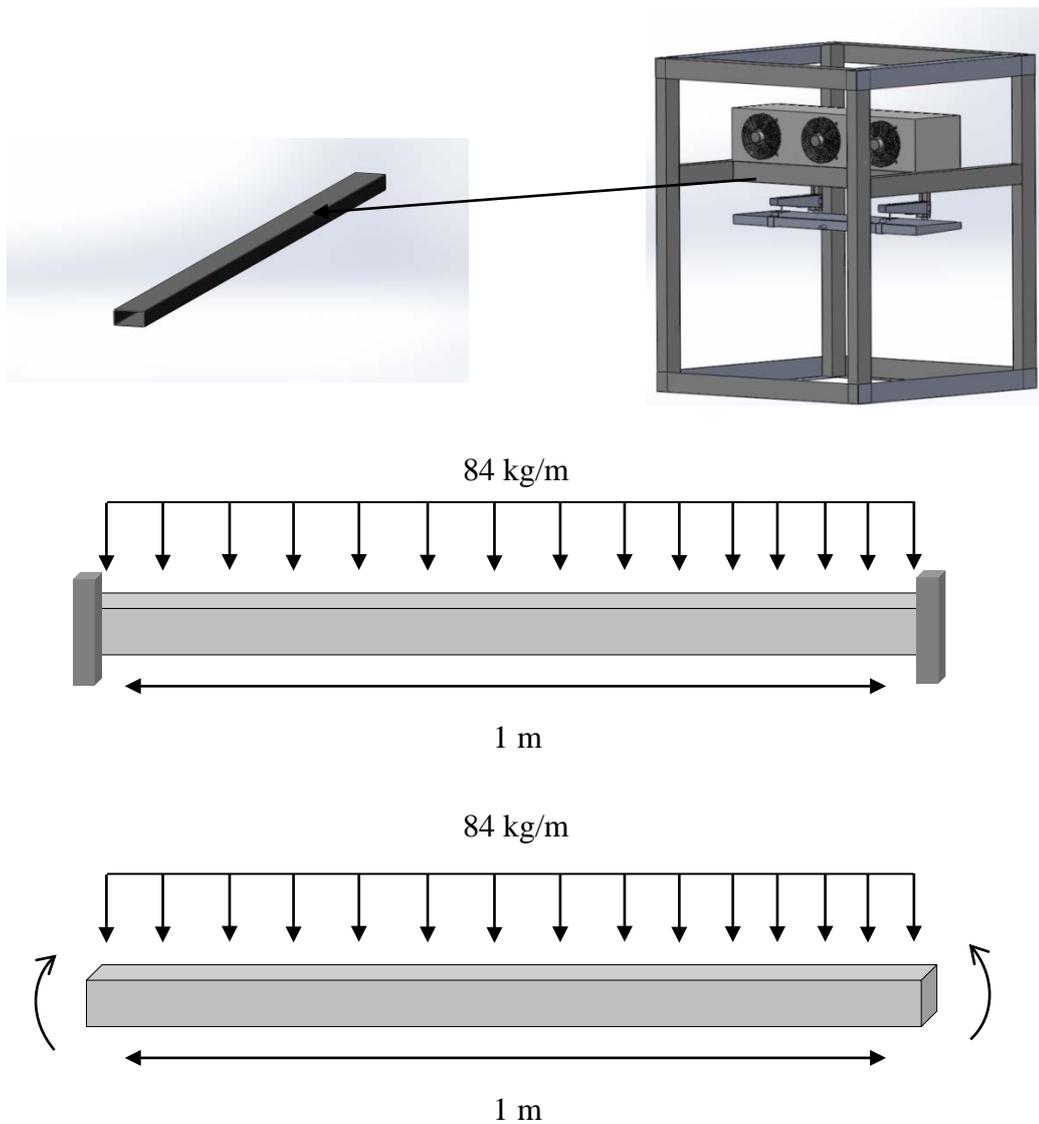


TABLA A14-3 (continuación)

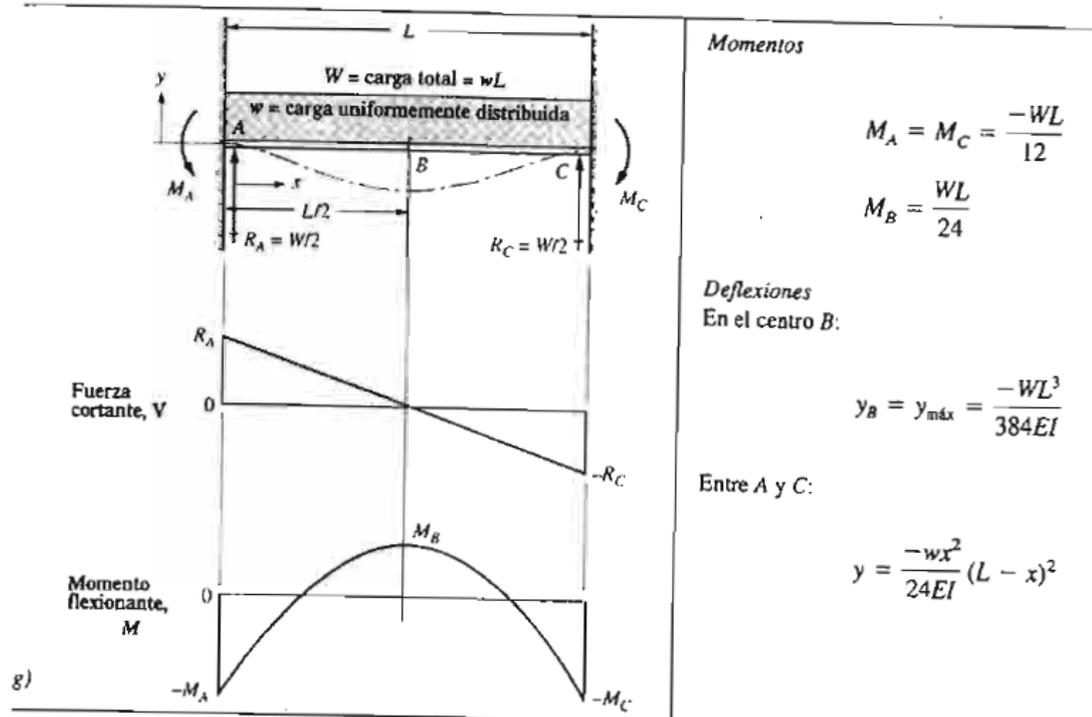


Figura 52. Diagrama de Fuerza Cortante (V) y Momento Flector (M) con cargas aplicadas.

Fuente: ROBERT MOTT, diseño de elementos de máquina.

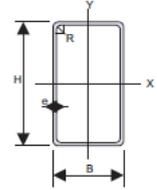
4.15.1. Deflexión en el centro de la viga



TUBERÍA ESTRUCTURAL RECTANGULAR

ASTM A500 GRADO C

$F_y = 3.515 \text{ kgf/cm}^2$



Diámetro Nominal	Dimensiones		Sección	Peso	Propiedades Estáticas					
	H x B	e			R	A	I_x	S_x	r_x	I_y
mm	mm		cm ²	kgf/m	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
80 x 40	2,25	2,25	5,07	3,98	41,30	10,30	2,86	14,00	7,01	1,66
100 x 40	2,25	2,25	5,97	4,68	72,40	14,50	3,48	17,20	8,60	1,70
120 x 60	2,50	2,50	8,59	6,74	161,00	26,90	4,33	55,10	18,40	2,53
140 x 60	3,00	3,00	11,40	8,96	278,00	39,70	4,94	74,00	24,70	2,55
160 x 65	3,40	6,80	14,30	11,30	443,00	55,40	5,56	109,00	33,60	2,76
180 x 65	4,00	8,00	18,30	14,30	686,00	76,20	6,13	139,00	42,80	2,76
200 x 70	4,30	8,60	21,70	17,00	1.000,00	100,00	6,79	193,00	55,00	2,98
220 x 90	4,50	9,00	26,20	20,60	1.540,00	140,00	7,66	384,00	85,40	3,83
260 x 90	5,50	11,00	36,00	28,30	2.800,00	215,00	8,82	530,00	118,00	3,84
*300 x 100	5,50	8,25	41,75	32,77	4.366,42	291,09	10,23	777,00	155,40	4,31
*300 x 100	7,00	10,50	52,36	41,10	5.360,46	357,36	10,12	943,61	188,72	4,25
320 x 120	7,00	14,00	57,50	45,20	6.920,00	432,00	11,00	1.490,00	249,00	5,09
*320 x 120	9,00	13,50	73,18	57,45	8.654,16	540,89	10,87	1.841,31	306,88	5,02
350 x 170	9,00	18,00	86,90	68,20	13.330,00	762,00	12,40	4.370,00	514,00	7,09
*350 x 170	11,00	16,50	105,41	82,74	15.966,43	912,37	12,31	5.179,04	609,30	7,01

* Dimensiones Reales 121 x 121 mm

* Nuevas secciones

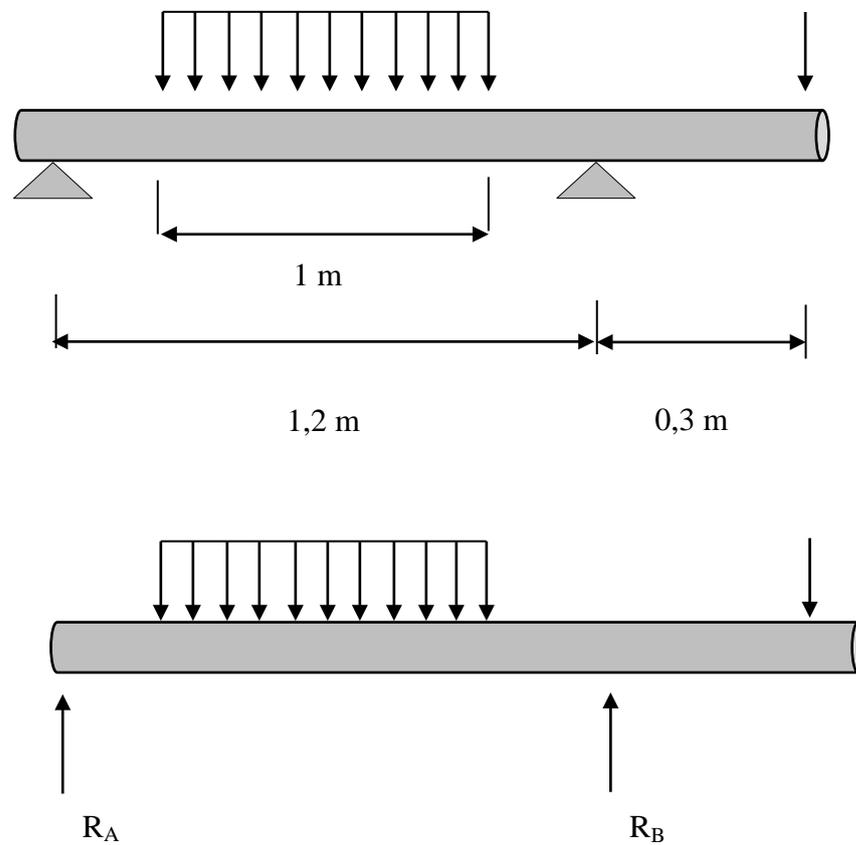
Figura 53. Información de los tubos de sección rectangular..

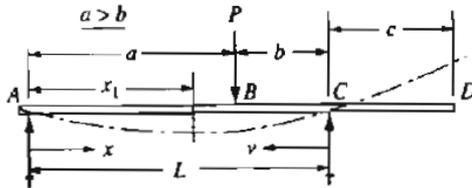
Fuente: Catálogo de Maploca.

4.15.2. Teoría de la tensión tangencial máxima (Criterio de Tresca)

Esta teoría fue propuesta por Henri Tresca, bajo este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos sucede que:

Peso de los piñones:





$$y_{\text{máx}} = \frac{-Pab(L+b)\sqrt{3a(L+b)}}{27EIL}$$

$$\text{en } x_1 = \sqrt{a(L+b)/3}$$

$$y_B = \frac{-Pa^2b^2}{3EIL} \text{ en la carga}$$

Entre A y B (el tramo más largo):

$$y = \frac{-Pbx}{6EIL} (L^2 - b^2 - x^2)$$

Entre B y C (el tramo más corto):

$$y = \frac{-Pav}{6EIL} (L^2 - v^2 - a^2)$$

Al extremo del voladizo en D:

$$y_D = \frac{Pabc}{6EIL} (L+a)$$

Figura 55. Diagrama de deflexión para vigas simplemente apoyadas.

Fuente: ROBERT MOTT, diseño de elementos de máquina.

Para el diagrama (Figura 52) se tiene:

Donde



Condiciones de extremos de columnas	Constante C de condición de extremos		
	Valor teórico	Valor conservador	Valor recomendado*
Empotrado-libre	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$
Redondeado-redondeado	1	1	1
Empotrado-redondeado	2	1	1.2
Empotrado-empotrado	4	1	1.2

El diámetro de tubería que se seleccione tendrá que soportar una carga crítica superior a la antes mencionada.

Se usará un tubo con las dimensiones mostradas anteriormente (Imagen 39) el cual es usado en la fábrica para el uso de otros equipos.

4.17.1. Calculo de soportes para el equipo

Para el cálculo se tiene una constante C con una condición de extremo: empotrado- libre con un valor de $\frac{1}{4}$.

4.18. DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERIAS DEL SISTEMA

Para el diseño de tuberías, hay que tomar en cuenta en primer lugar el material empleado. Los materiales que más frecuentemente se emplean para tubería de refrigeración son acero negro, acero laminado, cobre y latón.

Para la instalación con la cual se trabajará se selecciona la tubería de cobre, puesto que es más ligera en peso, más resistente a la corrosión y más fácil de instalar que el hierro laminado o el acero negro. En segundo lugar hay que tomar en cuenta ciertas disposiciones fundamentales:

1. Que la tubería asegure un retorno positivo y continuo del aceite al compresor.
2. Evite pérdidas excesivas de presión de refrigerante, que reducen innecesariamente la capacidad y eficiencia del sistema.
3. Evite la entrada del refrigerante líquido al compresor durante los periodos de operación y de descanso, o durante el arranque del compresor.
4. Evite que quede atrapado aceite en la línea del evaporador o de succión, que pueda retornar al compresor.

4.18.1. Propiedades Termofísicas del Refrigerante R-404A

El gas refrigerante R-404a se encuentra en diferente estado, presión y temperatura a lo largo de la instalación frigorífica, por eso, para la elaboración del cálculo de la red de tuberías frigoríficas, se debe conocer estos valores, con el fin de realizar correctamente el cálculo.

<i>Tramo</i>	<i>T</i> (°C)	<i>Presión</i> (kPa)	<i>Densidad</i> (kg/m ³)
<i>1</i>	-33	150	9,356
<i>2</i>	58	1.873	88,89
<i>3</i>	34	1.873	998,502

Tabla 10. Propiedades Termofísicas del refrigerante en los diferentes estados de la instalación.

Fuente: El Autor



Figura 58. Representación de los diferentes tramos en un ciclo de refrigeración.

Fuente:www.hitop.com

Donde:

Punto 1 (Línea de succión): este es el nombre que recibe la tubería que conecta la salida del evaporador con la entrada del compresor, a través de ella fluye refrigerante en forma de vapor.

Punto 2 (Línea de gas caliente): este es el nombre que recibe la tubería que conecta la descarga del compresor y la entrada del condensador, a través de esta línea fluye vapor sobrecalentado y en ella se presentan las temperaturas y presiones más altas de todo el ciclo.

Punto 3 (Línea de líquido): este es el nombre que recibe la tubería que conecta el condensador y la entrada del evaporador, a través de esta tubería fluye refrigerante en estado líquido.

4.18.2. Cálculo del diámetro de las tuberías

El primer paso para el dimensionado de la red de tuberías es encontrar el caudal en cada tramo. Como ya se conoce el flujo másico de refrigerante en cada evaporador, los caudales másicos se irán sumando a medida que las tuberías vayan unificándose.

Flujo másico, en kg/s:

- Para tuberías de succión: entre 900 y 4000 ft/min (4,6 y 20 m/s).
- Para tuberías de descarga: entre 2000 y 3500ft/min (10,2 y 17,8 m/s).
- Para tuberías de líquido: entre 100 y 300ft/min (0,5 y 1,5 m/s).

Se seleccionan las velocidades más altas y con ellas se calcula el diámetro mínimo de cada tramo de tubería. Luego se selecciona la tubería normalizada que tenga un diámetro interior ligeramente mayor al calculado.

Despejando el área, y conociendo que el área transversal de un cilindro es:

4.18.4. Dimensionamiento de la tubería de líquido

Utilizando la ecuación de continuidad, y con los siguientes datos se procede a calcular el diámetro de la tubería de líquido:

Datos:

Donde:

u: Velocidad media del fluido

D_h : Diámetro hidráulico

ν : Viscosidad cinemática

Para secciones no circulares el diámetro hidráulico dependerá del área transversal y del perímetro de la sección en contacto con el fluido, por medio de la siguiente ecuación se describe la relación.

Como se puede observar en el plano A, la línea de succión se encuentra en serie, por lo tanto se tiene:

<i>Tramo</i>	<i>Velocidad media (m/s)</i>	<i>Temperatura del tramo (°C)</i>	<i>Caudal (m³/s)</i>	<i>Viscosidad cinemática (m²/s)</i>	<i>Diámetro hidráulico (plg) (m)</i>	<i>Re</i>
A-B	20	-33			4	
C-D	20	-28			4	

Tabla 12. Condiciones del fluido refrigerante para el cálculo de pérdidas de presión en la línea de succión.

Fuente: El Autor

4.18.8. Tubería de descarga (estado vapor a alta presión)

Para hallar el caudal se utiliza la ecuación de continuidad:

Tramo 1-2.

$T = 58\text{ }^{\circ}\text{C}$

4.18.9. Tubería de líquido (estado líquido a alta presión)

Como la temperatura de la línea de líquido es de 34 °C, se tiene para el tramo I-II un diferencial de temperatura de 19 °C. Calculando el caudal en el tramo I-II se tiene:

<i>Tramo</i>	<i>Velocidad media (m/s)</i>	<i>Temperatura del tramo (°C)</i>	<i>Caudal (m³/s)</i>	<i>Viscosidad cinemática (m²/s)</i>	<i>Diámetro hidráulico (m)</i>	<i>Re</i>
I-II	11,4	34				

Tabla 14. Condiciones del fluido refrigerante para el cálculo de pérdidas de presión en la línea de líquido.

Fuente: El Autor

Una vez que se determina el número de Reynolds para cada tramo, se puede observar que en todos los puntos el régimen es turbulento, ya que el Reynolds es superior a 4000.

Para encontrar el factor de fricción (f) también es aplicable la fórmula de Swamme & Jain (1976) teniendo un error de ± 1 %. La siguiente ecuación describe dicha relación.

Sustituyendo los valores se encuentra que el factor de fricción es:

$$u = 20 \text{ m/s}$$

$$d = 0,1016 \text{ m}$$

$$T = -33 \text{ °C} = -27,4 \text{ °F}$$

$$\rho = 9,356 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Re} = 1,99 \times 10^6$$

$$\varepsilon: 0,0015 \text{ mm} = 0,0000015 \text{ m}$$

<i>Tramo</i>	<i>Diámetro hidráulico (plg) (m)</i>	<i>Rugosidad (m)</i>	<i>T (°C)</i>	<i>Re</i>	<i>F</i>	<i>Longitud (m)</i>	<i>Pérdida (m)</i>
1-2		0,0000015	58		0,016	1	6,4
3-4		0,0000015	53		0,016	1	6,4
TOTAL PÉRDIDAS EN LA LÍNEA DE DESCARGA h_f (m)							12,8

Tabla 16. Pérdidas en la línea de descarga.

Fuente: El Autor

<i>Tramo</i>	<i>Diámetro hidráulico (plg) (m)</i>	<i>Rugosidad (m)</i>	<i>T (°C)</i>	<i>Re</i>	<i>F</i>	<i>Longitud (m)</i>	<i>Pérdida (m)</i>
I-II		0,0000015	34		0,018	4	12,7
TOTAL PÉRDIDAS EN LA LÍNEA DE LÍQUIDO h_f (m)							12,7

Tabla 17. Pérdidas en la línea de líquido.

Fuente: Los Autores

4.19. INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL DE LA INSTALACIÓN DE REFRIGERACIÓN

En el caso del evaporador, la entrada de refrigerante al serpentín se hace a través de un dispositivo, denominado *distribuidor*, que alimenta de manera uniforme todos los circuitos del evaporador. Éste es fabricado en bronce, y se puede obtener, tanto en tiendas de repuestos especializados, como también pueden ser fabricados en un taller metal-mecánico. El distribuidor consta de una pequeña tobera cuyo orificio viene determinado por la capacidad del serpentín y la temperatura de evaporación. El número de salidas del distribuidor, viene dado por la cantidad de circuitos obtenidos en el cálculo del serpentín. Cada una de estas salidas se conecta al serpentín por medio de una tubería de cobre flexible, las cuales se conocen como *capilares*.

Existe una relación entre los diámetros de los capilares y la disipación de calor asociada a cada uno de los circuitos que componen el serpentín. Se insiste en que al momento de conectar el distribuidor al serpentín, debe preverse que se sitúe en un nivel inferior al nivel de descarga. La salida de refrigerante se realiza por medio de la instalación de un colector de descarga (flauta).

4.19.1. Selección del distribuidor

Se escogió una marca reconocida, de fácil procura y que facilita buena información técnica del distribuidor, necesaria para su selección. Dicha marca es *Sporlan Valve Company*. Partiendo de las tablas que presenta el manual de selección *Refrigerant Distributors* (2006), se escogió el distribuidor, la longitud y diámetro de los capilares, el procedimiento se describe a continuación.

Datos:

- Refrigerante: R-404A
- Temperatura de evaporación: $-33\text{ }^{\circ}\text{C} = -27,4\text{ }^{\circ}\text{F}$

- Temperatura de condensación: $34\text{ °C} = 93,2\text{ °F}$
- Cantidad de circuitos: 20 circuitos
- Capacidad del serpentín: 19 Tr

Cálculos:

4.19.1.1. Selección del Tamaño del Tubo Distribuidor

- Toneladas por circuito:

Toneladas por circuito = Capacidad serpentín / N° circuitos

Toneladas por circuito = $0,97\text{ Tr} / \text{circuito}$

- Tamaño de tubo de distribuidor y capacidad:

$3/8''$ con factor de carga de 1,22 inmediato mayor a 0,97.

Refrigerants 404A, 422A, 507 ⁽⁵⁾

DISTRIBUTOR TUBE OD - Inches	REFRIGERANT														
	404A					422A					507				
	EVAPORATOR TEMPERATURE (°F)														
	40°	20°	0°	-20°	-40°	40°	20°	0°	-20°	-40°	40°	20°	0°	-20°	-40°
3/16	0.28	0.21	0.15	0.12	0.09	0.23	0.17	0.12	0.09	0.07	0.28	0.20	0.15	0.11	0.09
1/4	0.81	0.59	0.44	0.33	0.26	0.67	0.49	0.36	0.26	0.20	0.81	0.59	0.44	0.33	0.25
5/16	1.66	1.21	0.90	0.68	0.52	1.37	0.99	0.73	0.54	0.40	1.65	1.21	0.89	0.67	0.50
3/8	2.99	2.18	1.62	1.22	0.94	2.48	1.79	1.31	0.97	0.72	2.99	2.18	1.61	1.20	0.91

Figura 59. Tabla de diámetro externo de capilares para los refrigerantes 404A, 422^a y 507.

Fuente: Catálogo Sporlan Parker para seleccionar distribuidores de refrigerantes.

- Valores corregidos para la temperatura de condensación

Interpolando se tiene:

Temperatura de condensación: $34\text{ °C} = 93,2\text{ °F}$

$$T_0 = 90 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_1 = 100 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$F_0 = 1,17 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$F_1 = 1,00 \text{ }^\circ\text{F}$$

Correction Factors for Other Liquid Temperatures for Nozzle and Tubes ⁽⁶⁾

LIQUID TEMPERATURE °F	50°	60°	70°	80°	90°	100°	110°	120°
CORRECTION FACTOR	2.10	1.83	1.59	1.37	1.17	1.00	0.85	0.72

Figura 60. Factores de corrección para otras temperaturas del líquido de la boquilla y tubos

Fuente: Catálogo Sporlan Parker para seleccionar distribuidores de refrigerantes.

- Caída de presión en los tubos:

CAIDA DE PRESION vs. CARGA DEL DISTRIBUIDOR

TABLA C

CARGA ACTUAL como % de VALOR PUBLICADO (Corregido para la temperatura del líquido y/o la longitud del tubo si es necesario)	REFRIGERANTE					
	134a, 401A, 409A		22, 404A, 407C, 422A, 422D, 507		410A	
	BOQUILLA ΔP (psi)	TUBOS ΔP y PASAJES (psi)	BOQUILLA ΔP (psi)	TUBOS ΔP y PASAJES (psi)	BOQUILLA ΔP (psi)	TUBOS ΔP y PASAJES (psi)
50	4	3	7	3	12	3
60	6	4	10	4	17	4
70	8	5	13	5	21	6
80	10	6	16	6	26	7
90	12	8	20	8	30	9
100	15	10	25	10	35	10
110	18	12	30	12	40	12
120	20	14	35	14	44	13
130	22	16	38	16	49	15
140	24	18	40	18	53	16
150	27	21	43	21	58	18
160	29	23	46	24	62	20
170	31	25	49	27	67	21
180	33	27	52	30	71	23
190	36	29	54	32	76	25
200	38	31	57	34	80	26

Figura 61. Caída de presión vs carga del distribuidor para diferentes tipos de refrigerantes

Fuente: Catálogo Sporlan Parker para seleccionar distribuidores de refrigerantes.

Interpolando se tiene:

CANT. DE CIRCUITOS Y TAMAÑOS DE TUBOS DISPONIBLES	NÚMEROS DE ORIFICIOS DE BOQUILLA DISPONIBLES	BOQUILLA Y TAMAÑO DE ARO DE RETENCIÓN	CONEXIONES DE ENTRADA - pulgadas	DISTRIBUIDOR	DIMENSIONES Pulgadas			
					A	B	C	D
TIPO 1128	Pero neto aproximado 1 libras y 10 onzas.							
25 a 28 - 3/16"	1/2 hasta 50	C	1-3/8 ODM Soldar		3,12	3,00	1,372 1,377	1,38
19 a 25 - 1/4"								
16 a 21 - 5/16"								
13 a 16 - 3/8"								
TIPO 1125	Pero neto aproximado 1 libras y 14 onzas.							
25 a 28 - 3/16"	2 hasta 50	A	1-5/8 ODM Soldar		3,12	3,00	1,621 1,627	1,25 1,26
19 a 24 - 1/4"								
16 a 20 - 5/16"								
13 a 16 - 3/8"								
TIPO 1127	Pero neto aproximado 2 libras y 4 onzas.							
29 a 37 - 3/16"	2 hasta 50	A	1-5/8 ODM Soldar		3,31	3,50	1,621 1,627	1,25
25 a 30 - 1/4"								
22 a 26 - 5/16"								
19 a 20 - 3/8"								
TIPO 1143	Pero neto aproximado 3 libras							
29 a 40 - 3/16"	2 hasta 50	A	1-5/8 ODM Soldar		3,69	4,00	1,621 1,627	1,44
31 a 36 - 1/4"								
27 a 30 - 5/16"								
21 a 24 - 3/8"								

Figura 62. Cantidad de circuitos y tamaños de tubos disponibles según el tipo de distribuidor

Fuente: Catálogo Sporlan Parker para seleccionar distribuidores de refrigerantes.

Por tanto, se puede seleccionar el distribuidor Tipo 1127, con conexiones ODF Soldar y cuerpo de latón.

4.19.3. Selección de la Boquilla del Distribuidor

Datos:

- Refrigerante: R-404A
- Temperatura de evaporación: $-33\text{ }^{\circ}\text{C} = -27,4\text{ }^{\circ}\text{F}$
- Temperatura de condensación: $34\text{ }^{\circ}\text{C} = 93,2\text{ }^{\circ}\text{F}$
- Cantidad de circuitos: 20 circuitos
- Capacidad del serpentín: 19 Tr

- Valor nominal de la boquilla.

TABLA B

Refrigerantes 404A, 422A, 507 (5)

BOQUILLA DE DISTRIBUCIÓN NÚMERO	REFRIGERANTE														
	404A					422A					507				
	TEMPERATURA DEL EVAPORADOR (°F)														
	40°	20°	0°	-20°	-40°	40°	20°	0°	-20°	-40°	40°	20°	0°	-20°	-40°
1/9	0,09	0,07	0,05	0,04	0,04	0,07	0,06	0,04	0,03	0,03	0,09	0,07	0,05	0,04	0,03
1/6	0,14	0,11	0,08	0,07	0,05	0,12	0,09	0,07	0,05	0,04	0,14	0,11	0,08	0,07	0,05
1/4	0,23	0,17	0,13	0,11	0,09	0,19	0,14	0,11	0,09	0,07	0,23	0,17	0,13	0,11	0,09
1/3	0,30	0,23	0,18	0,14	0,11	0,24	0,18	0,14	0,11	0,09	0,29	0,22	0,17	0,14	0,11
1/2	0,41	0,31	0,24	0,19	0,16	0,34	0,25	0,20	0,15	0,12	0,41	0,31	0,24	0,19	0,16
3/4	0,62	0,47	0,37	0,29	0,24	0,51	0,38	0,30	0,23	0,19	0,61	0,47	0,36	0,29	0,23
1	0,83	0,63	0,49	0,39	0,32	0,68	0,51	0,40	0,31	0,25	0,82	0,62	0,49	0,39	0,31
1-1/2	1,20	0,92	0,71	0,57	0,46	0,99	0,74	0,58	0,45	0,36	1,20	0,91	0,71	0,56	0,46
2	1,65	1,26	0,98	0,78	0,64	1,35	1,02	0,79	0,62	0,50	1,64	1,25	0,97	0,77	0,62
2-1/2	2,06	1,57	1,22	0,97	0,79	1,69	1,27	0,98	0,78	0,62	2,05	1,56	1,21	0,96	0,78
3	2,47	1,88	1,47	1,17	0,95	2,03	1,53	1,18	0,93	0,75	2,46	1,87	1,45	1,15	0,93
4	3,31	2,52	1,96	1,56	1,27	2,71	2,05	1,58	1,25	1,00	3,29	2,50	1,94	1,54	1,25
5	4,08	3,11	2,42	1,93	1,57	3,34	2,53	1,95	1,54	1,23	4,06	3,08	2,40	1,90	1,54
6	4,89	3,72	2,91	2,31	1,88	4,01	3,03	2,34	1,84	1,48	4,86	3,69	2,87	2,28	1,85
8	5,89	4,49	3,50	2,79	2,27	4,83	3,65	2,82	2,22	1,78	5,86	4,45	3,46	2,75	2,23
10	6,60	5,03	3,92	3,12	2,54	5,42	4,09	3,16	2,49	2,00	6,57	4,99	3,88	3,08	2,50
12	8,16	6,21	4,84	3,86	3,14	6,69	5,05	3,90	3,07	2,47	8,11	6,16	4,79	3,80	3,08
15	10,1	7,70	6,01	4,78	3,89	8,29	6,26	4,84	3,81	3,06	10,1	7,64	5,94	4,72	3,83
17	11,3	8,61	6,72	5,35	4,35	9,27	7,00	5,41	4,26	3,42	11,2	8,54	6,64	5,27	4,28
20	13,6	10,4	8,10	6,45	5,24	11,2	8,44	6,52	5,13	4,12	13,6	10,3	8,01	6,36	5,16
25	17,1	13,1	10,2	8,11	6,60	14,1	10,6	8,20	6,46	5,19	17,1	12,9	10,1	8,00	6,48
30	19,6	14,9	11,6	9,27	7,54	16,1	12,1	9,37	7,38	5,93	19,5	14,8	11,5	9,13	7,41
35	23,6	17,9	14,0	11,1	9,07	19,3	14,6	11,3	8,88	7,13	23,4	17,8	13,8	11,0	8,91
40	26,4	20,1	15,7	12,5	10,2	21,7	16,4	12,6	9,95	8,00	26,3	20,0	15,5	12,3	9,99
50	34,3	26,1	20,4	16,2	13,2	28,1	21,2	16,4	12,9	10,4	34,1	25,9	20,1	16,0	13,0

Figura 63. Valor nominal de las boquillas

Fuente: Catálogo Sporlan Parker para seleccionar distribuidores de refrigerantes.

En la tabla B, el número de orificio de la tobera es 50

Interpolando se tiene:

- Valor de la boquilla corregido para el líquido refrigerante

Interpolando tenemos:

Temperatura de condensación: $34\text{ °C} = 93,2\text{ °F}$

$$T_0 = 90\text{ °F}$$

$$T_1 = 100\text{ °F}$$

$$F_0 = 1,17\text{ °F}$$

$$F_1 = 1,00\text{ °F}$$

Correction Factors for Other Liquid Temperatures for Nozzle and Tubes ⁽⁶⁾

LIQUID TEMPERATURE °F	50°	60°	70°	80°	90°	100°	110°	120°
CORRECTION FACTOR	2.10	1.83	1.59	1.37	1.17	1.00	0.85	0.72

Figura 64. Factores de corrección para otras temperaturas del líquido de la boquilla y tubos

Fuente: Catálogo Sporlan Parker para seleccionar distribuidores de refrigerantes.

- Caída de presión en la boquilla

CAIDA DE PRESION vs. CARGA DEL DISTRIBUIDOR

TABLA C

CARGA ACTUAL como % de VALOR PUBLICADO (Corregido para la temperatura del líquido y/o la longitud del tubo si es necesario)	REFRIGERANTE					
	134a, 401A, 409A		22, 404A, 407C, 422A, 422D, 507		410A	
	BOQUILLA ΔP (psi)	TUBOS ΔP y PASAJES (psi)	BOQUILLA ΔP (psi)	TUBOS ΔP y PASAJES (psi)	BOQUILLA ΔP (psi)	TUBOS ΔP y PASAJES (psi)
50	4	3	7	3	12	3
60	6	4	10	4	17	4
70	8	5	13	5	21	6
80	10	6	16	6	26	7
90	12	8	20	8	30	9
100	15	10	25	10	35	10
110	18	12	30	12	40	12
120	20	14	35	14	44	13
130	22	16	38	16	49	15
140	24	18	40	18	53	16
150	27	21	43	21	58	18
160	29	23	46	24	62	20
170	31	25	49	27	67	21
180	33	27	52	30	71	23
190	36	29	54	32	76	25
200	38	31	57	34	80	26

Figura 65. Caída de presión vs carga del distribuidor para diferentes tipos de refrigerantes

Fuente: Catálogo Sporlan Parker para seleccionar distribuidores de refrigerantes.

Interpolando se tiene:

Partiendo de esto se puede seleccionar un distribuidor roscado que cumple con los parámetros calculados, el cual brinda la posibilidad de ser sustituido, en caso de daño, con mayor facilidad. El código del distribuidor se muestra en la figura 66.

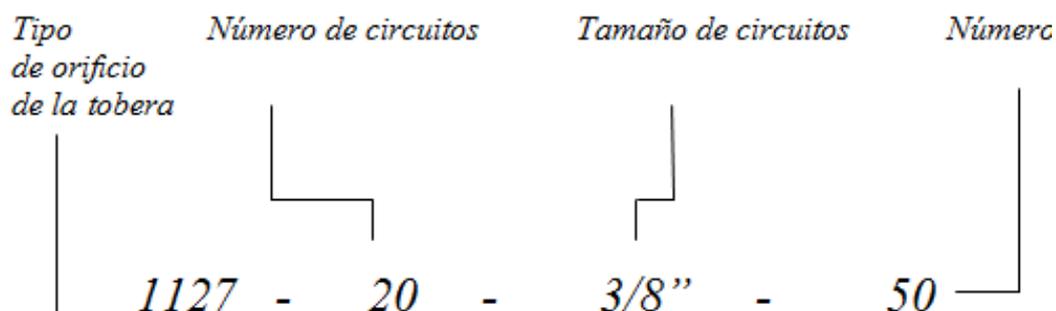


Figura 66. Código del distribuidor

Fuente: Los Autores

Con la instalación de este distribuidor, se asegura una distribución uniforme del refrigerante en las secciones paralelas del evaporador. El distribuidor puede instalarse, bien directamente en la válvula de expansión termostática, o bien en la tubería inmediatamente después de la válvula. El distribuidor deberá siempre estar montado de modo que la circulación del líquido a través de la tobera en los tubos del distribuidor sea vertical. Esto permite obtener que el efecto de la gravedad sobre la distribución del líquido sea el más reducido posible. Todos los tubos de distribución deben tener exactamente la misma longitud.

4.19.4. SELECCIÓN DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Se seleccionó una válvula de expansión termostática, la cual controla el flujo de refrigerante líquido que entra en el evaporador, manteniendo constante el recalentamiento de vapor en la salida del mismo. Para medir el recalentamiento que la válvula de expansión controla, se determina la diferencia entre la temperatura real en el bulbo sensor la temperatura de saturación correspondiente

en el punto donde está instalado el bulbo. Con ello se mantiene el evaporador inundado y se evita a la vez el suministro de líquido al compresor.

Método de selección de especificaciones

Primero se debe determinar la caída de presión a través de la válvula, para lograr esto se realizaron las siguientes consideraciones:

- El fluido de trabajo es R-404A.
- La presión de salida del compresor es la presión de saturación a la temperatura de alta (34 °C en el condensador) la cual es 1873 kPa. Es decir que la caída de presión a la descarga del compresor es despreciable.
- El subenfriamiento es de 7 °C.
- La longitud de la tubería de líquido es cercana a 4 m.
- La presión de baja es la presión de saturación a la temperatura de evaporación (-33 °C), la cual es 150 kPa.

A partir de dichas consideraciones se puede asegurar que la temperatura de la línea de líquido es de 34 °C (41 °C en el condensador -7°C subenfriamiento = 34 °C). Con dicho valor, en el apéndice A-1, se consigue interpolando un factor de corrección por temperatura de líquido del refrigerante de:

Refrigerante	Temperatura de líquido °C								
	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60
12	1.67	1.56	1.45	1.34	1.23	1.11	1.00	0.88	0.77
134a	1.78	1.65	1.53	1.40	1.27	1.13	1.00	0.86	0.72
401A	1.67	1.56	1.46	1.34	1.23	1.12	1.00	0.88	0.75
409A	1.62	1.52	1.42	1.32	1.21	1.11	1.00	0.89	0.78
22	1.63	1.53	1.42	1.32	1.21	1.11	1.00	0.89	0.78
407C	1.88	1.74	1.60	1.46	1.31	1.16	1.00	0.84	0.86
502	1.97	1.82	1.66	1.49	1.33	1.17	1.00	0.83	0.66
404A	2.19	2.00	1.81	1.62	1.42	1.21	1.00	0.78	0.55
402A	2.16	1.97	1.79	1.60	1.41	1.21	1.00	0.78	0.55
507	2.14	1.94	1.75	1.57	1.38	1.20	1.00	0.79	0.53

Figura 67. Factor de corrección por temperatura de líquidos del refrigerante

Fuente: Catálogo Sporlan Parker para seleccionar distribuidores de refrigerantes.

Interpolando se tiene:

DuPont™ Suva® 404A Refrigerant – Pressure Drop In Lines (20°C Evaporator Outlet)

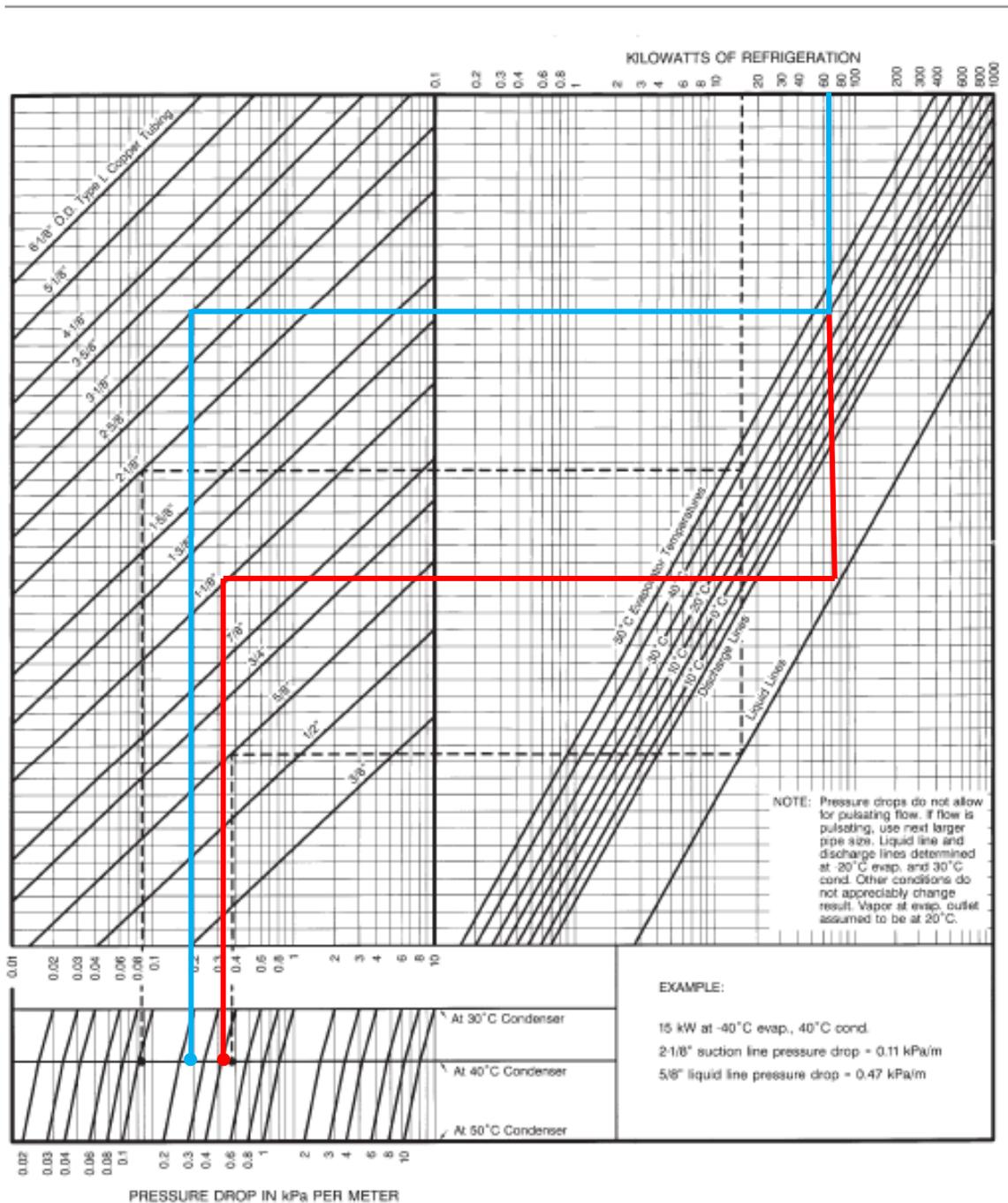


Figura 68. Caída de presión en las líneas de salida del evaporador.

Para 68 Kilovatios de Refrigeración a una temperatura de evaporación de -33 °C se tiene:

- Tubería de cobre tipo L = 3 1/8 pulgadas.
- Caída de presión = 0,26 kPa/m.

Para 68 Kilovatios de Refrigeración a una temperatura de condensación de 34 °C se tiene:

- Tubería de cobre tipo L = 1 1/8 pulgadas.
- Caída de presión = 0,44 kPa/m.

La caída de presión en la línea de líquido, es de 0,26 kPa/m para el refrigerante usado (R404A), por lo tanto la caída total para la longitud de 4 m es:

TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN °F	CAÍDA DE PRESIÓN EN LA VET (psi)										
	30	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275
	FACTOR DE CORRECCIÓN, CAÍDA DE PRESIÓN FC										
40°	0,55	0,71	0,87	1,00	1,12	1,22	1,32	1,41	1,50	1,58	1,66
20° & 0°	0,49	0,63	0,77	0,89	1,00	1,10	1,18	1,26	1,34	1,41	1,48
-10° & -20°	0,45	0,58	0,71	0,82	0,91	1,00	1,08	1,15	1,22	1,29	1,35
-40°	0,41	0,53	0,65	0,76	0,85	0,93	1,00	1,07	1,13	1,20	1,25

TIPOS DE VÁLVULA	CAPACIDAD NOMINAL	REFRIGERANTE											
		404A						408A					
		CARGAS TERMOSTÁTICAS RECOMENDADAS											
		SC, SCP115			SZ, SZP			SC, SCP115			SZ, SZP		
		TEMPERATURA DEL EVAPORADOR °F											
		40°	20°	0°	-10°	-20°	-40°	40°	20°	0°	-10°	-20°	-40°
F-EF-G-EG	1/8	0,15	0,16	0,15	0,15	0,13	0,11	0,20	0,21	0,20	0,22	0,19	0,16
F-EF-G-EG	1/6	0,23	0,24	0,23	0,24	0,21	0,17	0,31	0,33	0,32	0,34	0,30	0,25
F-EF-G-EG	1/4	0,29	0,31	0,29	0,31	0,27	0,22	0,39	0,42	0,41	0,43	0,38	0,32
F-EF-G-EG	1/2	0,56	0,59	0,56	0,59	0,51	0,42	0,75	0,81	0,77	0,83	0,72	0,61
F-EF-G-EG	1	1,02	1,10	1,04	1,10	0,94	0,79	1,37	1,50	1,44	1,54	1,34	1,14
F-EF-G-EG	1-1/2	1,53	1,61	1,39	1,47	1,26	1,05	2,05	2,19	1,92	2,06	1,79	1,53
F&EF(Ext)-G&EG(Ext)-S	2	2,04	2,14	1,84	1,96	1,68	1,40	2,74	2,92	2,54	2,74	2,38	2,04
S	3	2,86	3,00	2,52	2,45	2,10	1,75	3,83	4,08	3,48	3,43	2,98	2,54
S	4	4,08	4,28	3,60	3,42	2,94	2,45	5,48	5,83	4,97	4,80	4,17	3,56
S (Ext)	6	5,61	5,12	4,27	4,52	3,84	2,97	7,53	6,97	5,90	6,34	5,45	4,32
S (Ext)	7	7,14	6,51	5,44	5,76	4,90	3,79	9,58	8,87	7,50	8,08	6,94	5,51
H	3	2,85	2,72	2,32	2,45	2,08	1,65	3,83	3,71	3,20	3,434	2,95	2,41
H	4	4,08	3,89	3,15	3,42	2,91	2,32	5,48	5,30	4,34	4,80	4,13	3,37
H	6-1/2	6,63	6,33	5,12	5,32	4,52	3,60	8,90	8,61	7,06	7,46	6,41	5,24
H	9	9,69	9,25	7,48	6,11	5,19	4,13	13,0	12,6	10,3	8,57	7,36	6,01
H	12	13,3	12,7	10,2	9,79	8,31	6,62	17,8	17,2	14,1	13,7	11,8	9,60
M	15	16,1	17,1	13,1	13,8	12,4	10,0	21,6	23,3	18,0	19,3	17,5	14,5
M	20	21,0	22,3	16,4	17,3	15,5	12,5	28,2	30,3	22,7	24,2	22,0	18,2
M	25	26,2	27,8	20,5	20,3	18,2	14,7	35,2	37,8	28,3	28,4	25,8	21,4
M	30	31,6	33,5	24,7	23,5	21,1	17,0	42,4	45,7	34,1	32,9	29,9	24,7

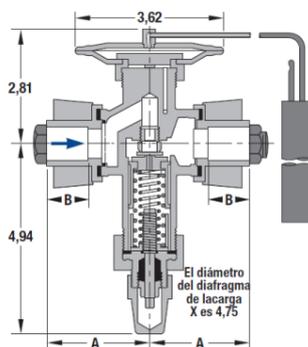
Q En los evaporadores que usan un distribuidor de refrigerante se debe usar una válvula ecualizada externa debido a la pérdida de carga creada por el distribuidor y para reducir la posibilidad de migración de la carga termostática

REFRIGERANTE (Código Sporlan)	TIPO DE VÁLVULA	CAPACIDAD NOMINAL Toneladas de refrigeración	CARGAS TERMOSTÁTICAS DISPONIBLES	Las medidas en azul son estándar y se suministran salvo especificación en contrario.		TAMAÑO DEL ARO DE BRIDA DE x DI Pulgadas	PESO NETO	PESO CON EMBALAJE	
	Ecualizador Externo Q			LONGITUD ESTÁNDAR DEL TUBO	W CONEXIONES - pulgadas E ODF Solder Flange				
					ENTRADA				SALIDA
22 (V) 407C (N) 407A (V) 422D (V)	MVE-21	21	Consulte las cargas termostáticas recomendadas en la página 3	5 pies, 1,5 m 10 pies, 3 m	7/8 o 1-1/8	1,75 x 1,25	8 lbs, 3,63 kg	9 lbs, 4,09 kg	
	MVE-26	26			7/8 o 1-1/8				
	MVE-34	34			7/8 o 1-1/8				
	MVE-42	42			7/8 o 1-1/8				
134a (J) 12 (F) 401A (X) 409A (F)	MJE-15	15			7/8 o 1-1/8				1-1/8
	MJE-20	20			7/8 o 1-1/8				1-3/8
	MJE-25	25			7/8 o 1-1/8				o 1-5/8
	MSE-15	15			7/8 o 1-1/8				
404A (S) 502 (R) 408A (R)	MSE-20	20			7/8 o 1-1/8				
	MSE-25	25			7/8 o 1-1/8				
	MSE-30	30			7/8 o 1-1/8				
	MPE-15	15			7/8 o 1-1/8				
507 (P) 402A (L)	MPE-20	20	7/8 o 1-1/8						
	MPE-25	25	7/8 o 1-1/8						
	MPE-30	30	7/8 o 1-1/8						

Q Conexión estándar para ecualizador externo 1/4" SAE Flare. Conexión 1/4" ODF Solder disponible bajo demanda.
 W Conexiones FPT también disponibles bajo demanda, FPT 1/2" - Pieza 360-000, FPT 3/4" - Pieza 360-001, FPT 1" - Pieza 362-000.
 E ODF Solder indica conexión hembra de diámetro correcto en la válvula para admitir un tubo de cobre del tamaño OD correspondiente. De modo que una ODF 7/8" recibe un tubo OD de 7/8".

Figura 73. Especificación de la válvula de expansión.
 Fuente: RACE Catalogue 10-10/ES, Abril 2010, Válvulas de expansión termostática Sporlan.

Se recomienda una válvula MSE – 20 – SZ – 7/8 ”x 1 – 3/8 ”x 1/4” ODF x 5’



DIMENSIONES
CONEXIONES - Pulgadas

BUJES SOLDADO	A	B
7/8	2,38	0,88
1-1/8	2,75	0,94
1-3/8	2,75	0,94
1-5/8	3,22	1,22

TAMAÑOS DE BULBO - Pulgadas

CARGAS ESTÁNDAR	REFRIGERANTE			
	22	134A	404A	507
C	0,88 OD x 6,00			
Serie Z & ZP	0,88 OD x 6,00	-	0,88 OD x 6,00	
X	0,88 OD x 6,00	-	0,88 OD x 6,00	
Serie CP	0,75 OD x 4,00			-
VGA	0,75 OD x 4,00	-	-	-

Figura 74. Válvula de expansión seleccionada.
 Fuente: RACE Catalogue 10-10/ES, Abril 2010, Válvulas de expansión termostática Sporlan.

Esta válvula permitirá regular la inyección del líquido en el evaporador, en función del recalentamiento, aunque de manera independiente de la pérdida de carga a través del evaporador.

Por otro lado, la válvula de expansión termostática, se abrirá cuando el recalentamiento aumente. La presión aplicada al diafragma aumenta debido al incremento de la temperatura del bulbo y la presión bajo el diafragma aumenta cuando la temperatura de evaporación aumenta. El diferencial de presión que corresponde al recalentamiento del refrigerante, se manifiesta bajo la forma de una fuerza que intenta abrir la válvula en contra de la fuerza opuesta del muelle. Si el diferencial, es decir el recalentamiento, es superior a la fuerza del muelle, la válvula se abre. Es posible cambiar el conjunto de orificio, con el orificio y el cono de la válvula.

Entre los distribuidores de acoplamiento se encuentra el 1127, distribuidor anteriormente seleccionado. La válvula Sporlan Tipo M tiene un cuerpo de bronce, válvula de ajuste externo con conexiones ODF Soldar o FTP con brida. El elemento termostático es desmontable y la conexión de entrada tiene un filtro de malla 12 permanente. Este tipo de válvulas suministra una capacidad más grande que la del Tipo H, se puede usar en aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración. Las bridas del Tipo M son intercambiables con las de las válvulas del Tipo V.

En esta instalación, el condensador será refrigerado por aire con el objetivo de minimizar el uso de agua de enfriamiento ya que esta puede no estar disponible o su utilización esté restringida.

Se instalará un termostato tipo KP 61 que conecte y desconecte los ventiladores en función de la temperatura ambiente.



Figura 75. Termostato tipo KP 61.
Fuente: Catálogo de productos Danfoss.

El compresor se conecta y se desconecta con el lado de baja presión del presostato de alta y baja tipo KP 15 en función de la presión de aspiración. Además, el lado de alta presión de este control asegura la protección contra una presión de condensación excesiva desconectando el compresor, si es preciso, (por ejemplo cuando el ventilador es defectuoso o el flujo de aire está bloqueado (suciedad)).



Figura 76. Presostato tipo KP 15.
Fuente: Catálogo de productos Danfoss.

El presostato de alta tipo KP 5 estará conectado con el lado de alta presión de la instalación de refrigeración y permitirá interrumpir el funcionamiento del compresor cuando la presión de condensación toma un valor excesivo. El control contiene un conmutador unipolar (SPDT) accionado por la presión, en el cual, la

posición de los contactos depende de la presión que reina en el fuelle. Véanse dibujos A y B.

El termostato tipo KP 61 que está provisto de un conmutador unipolar de dos direcciones cierra el circuito entre los terminales y cuando la temperatura del bulbo sube, es decir, cuando la temperatura ambiente sube. Haciendo girar el eje de gama en el sentido horario, se aumentan las temperaturas de conexión y de desconexión de la unidad. Haciendo girar el eje de diferencial en el sentido horario, se reduce la diferencial entre las temperaturas de conexión y de desconexión.

El filtro secador tipo DML tiene una carga sinterizada del tipo llamado de núcleo sólido. Este último está presionado por un muelle contra una almohadilla de poliéster y una placa ondulada perforada. La carga, o núcleo del filtro secador, consiste en un material que retiene eficazmente la humedad, los ácidos dañinos, las partículas extrañas, los sedimentos, así como los productos de descomposición del aceite.



*Figura 77. Filtro secador tipo DML.
Fuente: Catálogo de productos Danfoss.*

El visor tipo SGI tiene un indicador de color que pasa del verde al amarillo cuando el contenido de humedad del refrigerante rebasa el valor crítico. La indicación de color es reversible, es decir, que el color vuelve del amarillo al verde cuando la instalación ha sido secada, por ejemplo, por medio del filtro secador. La aparición de burbujas de vapor en el visor puede indicar una carga insuficiente, un sub enfriamiento insuficiente o una obturación parcial del filtro.

El visor de tipo SGI es para CFC, el visor de tipo SGN es para HFC y HCFC (R 404A).



*Figura 78. Visor de líquido tipo SGN.
Fuente: Catálogo de productos Danfoss.*

En principio, en una instalación de refrigeración, el aceite debe permanecer en el compresor. Fuera del sistema puede ser más perjudicial que favorable porque merma la capacidad del evaporador y del condensador. Igualmente, si el nivel del aceite en el cárter toma un valor excesivamente bajo, se produce un riesgo de lubricación insuficiente del compresor. La mejor protección contra estos inconvenientes consiste en instalar un separador de aceite eficaz tipo OUB.



*Figura 79. Separador de aceite OUB.
Fuente: Catálogo de productos Danfoss.*

El objetivo del intercambiador de calor tipo HE es el de conseguir la máxima transmisión del calor con una mínima pérdida de carga. La cámara externa en forma de espiral lleva el líquido refrigerante caliente a contracorriente

respecto a la circulación del líquido refrigerante frío en la cámara interna. En el interior de la cámara interna están instaladas secciones de aletas.



*Figura 80. Intercambiador de calor tipo HE.
Fuente: Catálogo de productos Danfoss.*

El intercambiador de calor tipo HE se fabrica con latón y cobre y tiene dimensiones muy pequeñas en proporción a su capacidad de transmisión de calor. La cámara externa en forma de espiral impulsa el líquido refrigerante caliente sobre la totalidad de la superficie de transmisión de calor e impide la formación de condensado en la camisa externa. Las secciones de aletas incorporadas en la cámara interna producen una circulación turbulenta en el vapor de refrigerante. Por tanto, la transmisión del calor entre líquido y vapor es eficaz. Al mismo tiempo, la pérdida de carga se mantiene en un nivel razonable.

Además, un intercambiador de calor tipo HE presenta las siguientes ventajas:

- El recalentamiento del gas aspirado proporciona una mayor protección contra los golpeteos de líquido en el compresor y contrarresta la formación de condensado o de escarcha sobre la superficie de las tuberías de aspiración no aisladas.
- El subenfriamiento del líquido refrigerante contrarresta la formación de vapor que reduciría la capacidad de la válvula de expansión termostática.

- La economía de funcionamiento se mejorará frecuentemente porque se eliminan completa o parcialmente las fuentes de pérdidas tales como las gotas de líquido no evaporado en el gas de succión y un subenfriamiento insuficiente del líquido refrigerante.

Para asegurar un cierre eficaz de la tubería de líquido durante los periodos de parada del compresor, se instalará una válvula de solenoide EVR puesto que puede preverse que la temperatura del bulbo subirá más rápidamente que la temperatura de evaporación y dará lugar a la abertura de la válvula de expansión termostática. La protección contra sobrecarga del evaporador durante los periodos de parada del compresor, se obtiene haciendo que la válvula de solenoide se cierre al mismo tiempo que el compresor se para.



*Figura 81. Válvula de solenoide EVR.
Fuente: Catálogo de productos Danfoss.*

La línea de líquido estará equipada con válvulas de cierre manual de tipo GBC o BML para facilitar la sustitución del filtro secador.



*Figura 82. Válvula de cierre manual tipo GBC.
Fuente: Catálogo de productos Danfoss.*

La presión aplicada a los lados de alta y baja presión del compresor puede ser leída en los manómetros ilustrados. Los manómetros pueden ser desconectados utilizando las válvulas de tres vías tipo BMT.

Las válvulas de cierre BM tienen una triple junta de diafragma hecha de acero inoxidable. Una zapata de empuje impide el contacto directo con el eje. El muelle, conjuntamente con el diafragma, es capaz de mantener la válvula abierta a presiones de funcionamiento que pueden no ser superiores a -1 bar.

4.19.6. CONTROL DEL COMPRESOR

El sistema de control del compresor, es utilizado para controlar la presión de succión y la operación segura del compresor (Arranque/parada, etc.). También controla la capacidad del compresor de acuerdo con la carga de refrigeración y mantiene las presiones y temperatura en la entrada y salida del compresor dentro de los límites de funcionamiento.

El compresor tiene dos funciones básicas:

1. Mantener la presión en el evaporador de modo que el refrigerante líquido pueda evaporarse en la temperatura requerida.
2. Comprimir el refrigerante para poder condensarlo en una temperatura normal.

Por lo tanto, el control del compresor ajusta la capacidad del compresor a la demanda actual del sistema de refrigeración, para mantener de esta forma la temperatura de evaporación requerida. Si la capacidad del compresor es más grande que la demanda, la presión y la temperatura de evaporación, serán más bajas que la requerida y viceversa.

4.19.6.1. Control de capacidad del compresor

El compresor en un sistema de refrigeración, es normalmente seleccionado para poder satisfacer la carga de enfriamiento más alta posible. Sin embargo, la carga de enfriamiento durante el funcionamiento normal, es generalmente más baja que la carga de diseño. Esto significa que siempre es necesario controlar la capacidad del compresor, de tal manera que coincida con la carga de calor real.

4.19.6.2. Control velocidad variable.

Esta solución es aplicable a todos los tipos de compresores, y es eficiente. Un motor eléctrico de dos velocidades o un convertidor de frecuencia, pueden ser usados para variar la velocidad del compresor. El motor eléctrico de dos velocidades controla la capacidad del compresor funcionando en alta velocidad, cuando la carga de calor es alta (Por ej.: Período de enfriamiento) y en baja velocidad cuando la carga de calor es baja (Por ej.: Período de almacenamiento). El convertidor de frecuencia puede variar la velocidad de rotación continuamente para satisfacer la demanda real. El convertidor de frecuencia observa límites de velocidad max. y min., control de presión y temperatura, protección del motor del compresor además de los límites de corriente y torque. Convertidores de frecuencia aseguran corriente de arranque bajo.

4.19.6.3. Enfriamiento de aceite

Generalmente los compresores de refrigeración industrial son lubricados con aceite, el cual es forzado por la bomba de aceite o debido a la diferencia de presión entre las zonas de alta y baja presión a las piezas móviles de los compresores (cojinetes, rotores, paredes de los cilindros, etc.) Con el propósito de garantizar una operación confiable y eficiente del compresor, se deben controlar los siguientes parámetros del aceite:

- Temperatura de aceite. Éste debe ser mantenido dentro de los límites especificados por el fabricante. El aceite debe tener la viscosidad correcta y la temperatura se debe mantener por debajo del punto de combustión.
- Presión de aceite. La diferencia de presión de aceite se debe mantener por encima del nivel mínimo aceptable.

Generalmente existen algunos componentes de soporte y equipo de sistemas de refrigeración para limpieza de aceite, separación del aceite del refrigerante, retorno de aceite de baja presurización, ecualización del nivel de aceite en sistemas con varios compresores de pistón y puntos de drenaje de aceite. La mayor parte de estos, son suministrados por el fabricante del compresor.

Los compresores de refrigeración (incluyendo todos los compresores de tornillo y algunos compresores de pistón) requieren generalmente, refrigeración de aceite. Las temperaturas demasiado altas pueden dañar el aceite, lo cual provocará daños en el compresor. También es importante que el aceite tenga la viscosidad correcta, lo cual depende en gran parte del nivel de temperatura. Esto no es suficiente para mantener la temperatura por debajo del límite crítico, también es necesario controlarlo.

Normalmente, la temperatura del aceite viene especificada por el fabricante del compresor.

En nuestro diseño utilizaremos el aire para enfriar el aceite.

La válvula de temperatura del aceite es controlada por la válvula de regulación de aceite ORV. En este caso la ORV divide el flujo del separador del aceite y los controles, de acuerdo con el cambio de temperatura de descarga del aceite.

4.19.7. CONTROLES DEL CONDENSADOR

En lugares donde hay grandes variaciones de temperatura de aire ambiente y/o condiciones de carga, es necesario controlar la presión de condensación para evitar su excesiva disminución. Una presión de condensación demasiado baja da como resultado un insuficiente diferencial de presión a través del dispositivo de expansión y el evaporador es abastecido con insuficiente refrigerante. Esto significa que el control de capacidad del condensador es utilizado principalmente en las zonas de clima templado y a un grado inferior en zonas tropicales y subtropicales.

Un control por presión, en lugar de por temperatura de la planta, permite no sólo una presión de condensación más estable, sino también una presión de evaporación más estable. A mayor estabilidad de la presión, obtendremos un funcionamiento más constante, gracias a menor número de arranques y paradas de los ventiladores y consecuentemente un mejor enfriamiento y calidad de los productos.

La idea básica del control, es controlar la capacidad del condensador cuando la temperatura de ambiente es baja, de modo que la presión condensada se mantenga encima del nivel mínimo aceptable. Este control de capacidad es alcanzado, regulando el flujo del aire circulante o del agua a través del condensador; o reduciendo el área superficial eficaz del intercambio de calor.

Se instalará un condensador enfriado por aire para minimizar el uso de agua que, en algunas zonas, es limitada y, a su vez, favorece la protección ambiental al utilizar al aire de los alrededores como fluido para enfriar. Este condensador estará formado por tubos montados dentro de un bloque de aletas. El condensador será vertical para mayor comodidad a la hora de su instalación y, a su vez, a la hora de su mantenimiento. El aire ambiente se hará pasar por el intercambiador térmico mediante ventiladores axiales.

Se usarán reguladores de velocidad de ventiladores. Al disminuir la presión, cuando baja la temperatura, el controlador de velocidad, disminuirá la salida de tensión al motor de ventilador que a su vez reduce la velocidad. Al reducirse la velocidad, se estabiliza la presión.

Para el control de presión de condensación se utilizará un tanque recibidor. Este tanque recibidor debe tener el volumen suficiente para ser capaz de almacenar las variaciones de la cantidad del refrigerante en el condensador.

El control de presión de condensación se hará a través de una válvula principal combinada con el piloto de presión constante montado en la línea de gas caliente en el lado de entrada al condensador e ICS combinado con un piloto de presión diferencial CVPP(HP) montado en la tubería entre la línea de gas caliente y el tanque recibidor. En el tubo entre el condensador y el tanque recibidor una válvula de retención NRVA es montada para prevenir la migración líquida desde el recibidor al condensador.

Esta solución de regulación mantiene la presión en el depósito a un nivel suficientemente alto durante periodos de baja temperatura ambiente.

La válvula servo accionada ICS se abre cuando la presión de descarga alcanza la presión ajustada en la válvula piloto CVP. La válvula servo accionada ICS se cierra cuando la presión cae por debajo de la presión ajustada en la válvula piloto CVP.

La válvula servo accionada ICS con el piloto de presión diferencial constante CVPP mantiene presión suficiente en el depósito. Este regulador de diferencial de presión podría ser también una válvula de descarga OFV.

La válvula de retención NRVA asegura una presión aumentada en el condensador con el retorno de líquido al mismo. Esto requiere un depósito lo suficientemente grande. La válvula de retención NRVA evita también que el

líquido fluya de vuelta desde el depósito al condensador cuando este último está más frío durante los periodos de apagado del compresor.

4.19.8. CONTROL NIVEL DEL LÍQUIDO

El control de nivel del líquido es un elemento importante en el diseño de sistemas de refrigeración industrial. Controla la inyección de líquido para mantener un nivel constante del líquido.

4.19.8.1. Sistema de control de nivel de líquido de baja presión

Este sistema es especialmente apropiado para sistemas descentralizados en los cuales existen muchos evaporadores y la carga del refrigerante es grande.

El receptor debe ser suficientemente grande para acumular el refrigerante líquido que viene de los evaporadores en el momento en que el contenido de refrigerante en algunos evaporadores varía con la carga de enfriamiento, algunos evaporadores se desconectan para el servicio o parte de los evaporadores son drenados para descongelar. El nivel de líquido en el recipiente de baja presión (separador de líquido/evaporador multitubular) es mantenido a un nivel constante. Esto es seguro para el sistema, ya que un nivel de líquido demasiado alto en el separador de líquido puede causar golpe de ariete al compresor, y un nivel del líquido demasiado bajo podría resultar en la cavitación de las bombas de refrigerante en un sistema de circulación por bomba.

En conclusión, este sistema es conveniente para nuestro diseño ya que es una instalación descentralizada con muchos evaporadores y tubería larga y, además, la ventaja es la seguridad y fiabilidad más elevadas.

Las Válvulas de flotador “monitorea” el nivel de líquido en recipientes de baja presión. Si la capacidad es pequeña las válvulas SV pueden actuar directamente como válvula de expansión en los recipientes de baja presión.

Si la capacidad es grande, la válvula flotador SV es usado como una válvula piloto para la válvula principal PMFL. Según lo ilustrado arriba, cuando el nivel del líquido en el recibidor desciende por debajo del nivel del sistema. La válvula de flotador SV emite una señal a la válvula PMFL para abrirse.

El transmisor de nivel AKS 41, monitorea el nivel de líquido en el separador y envía una señal de nivel para el controlador de nivel de líquido EKC 347, que a su vez envía una señal de modulación para el actuador de la válvula motorizada tipo ICM. La válvula motorizada ICM actúa como una válvula de expansión.



*Figura 83. Transductor de nivel de líquido AKS 41.
Fuente: Folleto Técnico de productos Danfoss.*

El controlador de nivel de líquido EKC 347 también proporciona regulador de salida para límites de alta y baja y para el nivel de alarma. Sin embargo, es recomendable que el interruptor de nivel AKS 38 sea ajustado como un interruptor de alto nivel.



*Figura 84. Controlador de nivel de líquido EKC 347.
Fuente: Folleto Técnico de productos Danfoss.*



*Figura 85. Interruptor de nivel AKS 38.
Fuente: Folleto Técnico de productos Danfoss.*

4.19.9. CONTROLES DE EVAPORADOR

El evaporador es la parte del sistema de refrigeración donde el calor efectivo es transferido a partir del medio que desea enfriar (por ejemplo aire, salmuera, o directamente el producto) al refrigerante.

Por lo tanto, la función principal del sistema de control del evaporador es alcanzar la temperatura media deseada. Además, el sistema de control también debe mantener el evaporador en buen rendimiento y siempre el funcionamiento libre de problemas.

Para diseñar el suministro de líquido para los evaporadores de expansión directa, deben cumplirse los siguientes requisitos:

- El refrigerante líquido suministrado al evaporador es evaporado completamente. Esto es necesario para proteger al compresor contra golpe de ariete.
- La temperatura media del evaporador es mantenida dentro del rango deseado.

La admisión de líquido se realiza a través de una válvula de expansión termostática y un distribuidor. La válvula de expansión controla el recalentamiento y mantiene el recalentamiento en la salida del evaporador dentro de un rango deseado. Para nuestro diseño se utilizará una válvula de expansión termostática. Debido a que en el evaporador todo el líquido se gasificará no habrá problemas en el compresor ya que se asegura una admisión totalmente seca.

El evaporador de expansión directa o expansión seca presenta una mayor simplicidad que el evaporador inundado y por tanto un coste menor. La circulación de aceite lubricante por la instalación también mejora en este tipo de intercambiadores. Esto es debido a que en este tipo de evaporador las velocidades del fluido son altas. Otra ventaja que presentan los evaporadores de expansión

seca es que la carga de refrigerante que requieren para una misma potencia es inferior ya que con ellos se asegura una completa evaporación.

El control de temperatura es alcanzado normalmente por el control ON/OFF, el cual inicia el suministro de líquido para el evaporador de acuerdo con la temperatura media.

La inyección de líquido es controlada por la válvula motorizada ICM, la cual es controlada por el controlador de evaporador tipo EKC 315A. El controlador EKC 315 medirá el recalentamiento por medio del Transmisor de presión AKS 33 y el sensor de temperatura AKS 21 en la salida del evaporador, y control de la apertura de la válvula ICM, con la finalidad de mantener el recalentamiento en nivel óptimo.

Al mismo tiempo, el controlador EKC 315 opera como un termostato digital, el cuál controlará el interruptor on/off de la válvula solenoide ICFE, dependiendo de la indicación de temperatura media del sensor de temperatura AKS 21 evaporador en un recalentamiento optimizado y adaptará constantemente el grado de abertura de la válvula de inyección para asegurar la máxima capacidad y rendimiento. El área de superficie del evaporador será utilizada completamente. Además, esta solución ofrece una gran exactitud del control de temperatura media.

Controlador del Evaporador EKC 315A. El controlador digital controla todas las funciones del evaporador incluyendo el termostato, válvulas de expansión y alarmas.

4.19.9.1. Descongelación por gas caliente para enfriadores a aire

Nuestro sistema estará diseñado para operar a temperaturas de evaporación inferiores a 0°C, esto permitirá la formación de escarcha en la superficie del intercambiador de calor, aumentando el espesor con el tiempo. La acumulación de escarcha lleva a una caída en el rendimiento del evaporador por la reducción del

coeficiente de la transferencia de calor y bloqueo de la circulación de aire al mismo tiempo. Por lo tanto, estos enfriadores de aire deben ser descongelados periódicamente para mantener su funcionamiento al nivel deseado.

La descongelación natural es realizada parando el flujo del refrigerante para el evaporador, y manteniendo el ventilador en funcionamiento. Este puede ser usado solamente para temperatura ambiente superiores a 0°C. Sin embargo, el tiempo de descongelación resultante es mayor.

El descongelamiento eléctrico es realizado parando el flujo de refrigerante y el ventilador del evaporador y al mismo tiempo poniendo en marcha un calentador eléctrico dentro del bloque de aleta del evaporador. Con la función de reloj y/o un termostato descongelador acabado, la descongelación puede terminarse, cuando la superficie del intercambiador de calor esté completamente libre de hielo. Mientras esta solución es fácil de instalar y la inversión inicial baja, los costos operacionales (electricidad) son considerablemente más elevados.

Para sistemas de descongelamiento de gas caliente, el gas caliente deberá inyectarse en el evaporador para descongelar la superficie. Esta solución requiere más controles automáticos que otros sistemas, pero tiene el costo de operación más bajo con el transcurso del tiempo. Un efecto positivo de la inyección de gas caliente en el evaporador es la remoción y retorno de aceite. Para asegurar una suficiente capacidad de gas caliente, esta solución debe ser utilizada solamente en sistemas de refrigeración con tres o más evaporadores. Es ampliamente utilizado a sistemas fluorados.

4.19.10. CONTROL DE TEMPERATURA PRECISA

Por requerimiento del diseño planteado, uno de los requisitos estrictos es el control de temperatura exacta. Además, hay una necesidad de proteger el evaporador de presión demasiado baja para evitar congelar los productos en uso.

El controlador de temperatura media EKC 361 controlará la temperatura en la aplicación al nivel deseado, al controlar la abertura de la válvula piloto CVQ y por esa razón, controlando la presión de evaporización para igualar la carga de enfriamiento requerida y la temperatura.

El controlador de temperatura EKC 361 controlará todas las funciones del evaporador, incluyendo termostato y alarmas.

4.19. 11. SISTEMAS DE SEGURIDAD

Todos los sistemas de refrigeración industrial son diseñados con diferentes sistemas de seguridad para protegerlos de condiciones poco seguras, como presión excesiva. Cualquier presión interna previsible y excesiva, debe ser prevenida o aliviada con riesgo mínimo para las instalaciones, las personas y el medio ambiente.

4.19.11.1. Dispositivos de liberación de presión

Las válvulas de seguridad son instaladas con el propósito de prevenir que la presión en el sistema se eleve sobre la presión máxima permitida de cualquier componente y del sistema de forma general. En caso de presión excesiva, las válvulas de seguridad alivian el refrigerante del sistema de refrigeración.

Los principales parámetros para las válvulas de seguridad son la presión de ajuste y la presión de apertura. Normalmente la presión de ajuste no debe exceder más del 10% de las presiones del sistema. Además, si la válvula no desahoga o se libera en presión muy baja, puede haber una pérdida significativa de refrigerante del sistema.

Los dispositivos de alivio de presión deben ser instalados en todos los recipientes en los sistemas, así como en los compresores.

Generalmente, las válvulas de seguridad de alivio (SFA) dependientes de la presión del recipiente, son usadas normalmente. Las válvulas de seguridad deben ser instaladas con una válvula de tres vías DSV, para facilitar el servicio de una válvula mientras que la otra está todavía en operación.

Las válvulas de alivio independiente de presión de retorno, son instaladas sin válvula de paso. En el caso que sea necesario reemplazar o reajustar las válvulas, el compresor tiene que ser parado.

Si es montada una válvula de cierre en la línea de descarga del separador de aceite, es necesario proteger el separador de aceite y el compresor contra la presión excesiva causada por calentamiento externo o calentamiento por compresión.

Esta protección puede obtenerse con válvulas de seguridad de alivio SFA estándar combinadas con una válvula de paso DSV.

4.19.11.2. Presión y dispositivos limitantes de temperatura

Para proteger el compresor de la temperatura y presión de descarga demasiado alta o también de presión de succión demasiado baja, se utilizan interruptores KP/RT. RT1 A es un control de baja presión, un RT 5A es un control de alta presión y un RT 107 es un termostato.

El ajuste de los controles de alta presión debe estar por debajo del ajuste de las configuraciones de la válvula de seguridad en el lado de alta presión. La configuración en el interruptor de baja presión es especificada por el fabricante del compresor.

Para los compresores de pistón, un interruptor diferencial de aceite MP 54/55 es utilizado para detener el compresor en el caso que la presión de aceite demasiado baja.

El interruptor diferencial de aceite, para automáticamente el compresor, si no acumula suficiente presión diferencial durante la puesta en marcha, después de definido el período de tiempo.

4.19.11.3. Dispositivos de nivel líquido

Recipientes en el lado de alta presión y lado de baja presión tienen interruptores de nivel líquido diferentes.

Los recipientes de alta presión, sólo necesitan tener un interruptor de nivel bajo (AKS 38) con la finalidad de garantizar un nivel de refrigerante mínimo para alimentar los dispositivos expansión.

También puede ser instalado el indicador visual LLG para inspección visual del nivel de líquido. Los recipientes de baja presión, normalmente tienen ambos interruptores de nivel alto y bajo. El interruptor de nivel bajo es instalado para cerciorarse de que existe suficiente carga del refrigerante para evitar la cavitación de las bombas.

Un interruptor de nivel alto, es instalado para proteger los compresores contra el regreso de líquido.

También debe ser instalado un indicador visual de nivel de líquido LLG, para indicación visual del nivel.

Los indicadores de nivel de líquido LLG para recipientes de baja presión pueden requerir que se monte un adaptador visual que posibilita observar el nivel, incluso aunque pueda haber una cierta cantidad de escarcha en el indicador de nivel de líquido.

4.19.11.4. Filtros deshidratadores en sistemas fluorados

Agua, ácidos y partículas aparecen naturalmente en sistemas de refrigeración fluorados. El agua puede entrar al sistema como resultado de la instalación, servicio, filtración, etc.; los Ácidos son generados por descomposición de refrigerantes y aceites; y las partículas usualmente son de soldadura, desechos de soldadura, reacción entre refrigerantes y aceite, etc.

Se forma ácido como resultado de la descomposición del refrigerante y el aceite.

Las partículas suelen ser resultado de residuos de soldadura, de la reacción entre el refrigerante y el aceite, etc.

Demasiada humedad en los sistemas con temperaturas de evaporación por debajo de 0°C pueden formar hielo, el cual puede bloquear las válvulas de control, válvulas solenoide, filtros y así sucesivamente. Las partículas aumentan el desgaste natural del compresor y las válvulas, así como la posibilidad de crear una obstrucción. Los ácidos no son corrosivos, si no existe agua. Pero en la solución de agua, los ácidos pueden corroer las tuberías y placas de las superficies de los cojinetes calientes en el compresor.

Los filtros deshidratadores sirven para dos funciones: función de secado y función de filtrado.

La función de secado, constituye la protección química e incluye la absorción del agua y ácidos. El propósito es prevenir la corrosión de la superficie de metal, descomposición del aceite y refrigerante y evitar quemar los motores.

La función de filtro constituye la protección física e incluye retención de las partículas e impurezas de cualquier tipo. Esto minimiza el desgaste del compresor, lo protege contra daños y prolonga su vida significativamente.

Para sistemas fluorados, los filtros deshidratadores son normalmente instalados en la línea del líquido antes de la válvula de expansión. En esta línea, sólo existe flujo de líquido a través del filtro deshidratador (diferente del flujo de doble fase, después de la válvula de expansión).

La caída de presión a través de filtro deshidratador es menor y la caída de presión en esta línea tiene poca influencia en el desempeño del sistema. La instalación del filtro deshidratador también puede prevenir la formación de hielo en la válvula de expansión.

El DCR es una piedra desecante con núcleos macizos intercambiables. Existe tres tipos de núcleos macizos: DM, DC y DA.



*Figura 86. Filtros secadores DCR con núcleo intercambiable.
Fuente: Folleto Técnico de productos Danfoss.*

DM - 100% de núcleo macizo de adecuado tamiz molecular para refrigerantes HFC y CO₂;

DC - 80% de tamiz molecular y 20% de núcleo macizo de alúmina activada para refrigerantes CFC & HCFC y compatible con refrigerantes HFC;

DA - 30% de tamiz molecular y 70% núcleo macizo de alúmina activada, limpiar después de la quema del compresor y compatible con refrigerantes CFC / HCFC / HFC.

El indicador de líquido, con indicador para HCFC/CFC, tipo SGRI es instalado después del filtro deshidratador para indicar el contenido del agua después de secarse.

4.19.11.5. Proceso de descarche

El inconveniente de los evaporadores es que el agua contenida en el aire se condensa y se congela sobre la superficie de los tubos para formar hielo y escarcha. Cuanto menor es la temperatura del evaporador mayor es la velocidad de formación de escarcha. Por supuesto no se tiene formación de escarcha en aquellos evaporadores donde la temperatura de trabajo es superior a 0° C.

La escarcha es mala conductora del calor por lo que la velocidad de transferencia de calor desde el espacio refrigerado hacia el refrigerante se reduce. Esto provoca que la temperatura de evaporación del refrigerante sea cada vez más baja por lo que se formará más escarcha lo que hace más difícil que entre en calor desde el exterior. De esta manera, se reduce la capacidad frigorífica del evaporador.

Para eliminar el hielo que se forma en los evaporadores, hay que realizar un aporte de calor que permita la fusión del hielo. Dicho aporte de calor puede darse tanto desde dentro del evaporador como desde fuera de él. El calor se puede aportar del gas caliente procedente de la descarga del compresor. En el caso del gas caliente, el calor aportado procede del calor latente del vapor y una pequeña porción aportada por el calor sensible del vapor.

A diferencia de los descarches eléctricos o por aire o agua, el descarche por gas caliente tiene dos consideraciones importantes:

- Debe considerar que las mezclas de vapores y líquidos calientes y fríos pueden generar colapsos de vapor que generan ondas de choque, por lo que se intentara que estas situaciones no generen problemas.
- A la vez, la apertura de tuberías con mezclas de líquido y vapor sometidas a una gran diferencia de presión pueden generar golpes de líquido y de presión capaces de dañar a las mismas válvulas o a las tuberías de la planta.

El proceso de descarche comienza cuando se da la orden de cortar la producción de frío en el evaporador cerrando el suministro de líquido al evaporador.

Se espera un tiempo con los ventiladores en marcha para evaporar el líquido contenido en el evaporador y para evitar la mezcla de líquido frío con vapor caliente.

Se introducirá gas caliente en el evaporador (aporte de calor). El evaporador y el hielo se calientan y el hielo funde mientras el gas caliente condensa. En el evaporador se acumula líquido aumentando la presión y la temperatura en su interior. Cuando la presión-temperatura alcanza el valor de unos 4-6°C se considera que todo el hielo ha desaparecido. En este momento debe cortarse el suministro de calor.

Antes de proceder a la introducción de líquido al evaporador, debe realizarse la comunicación del evaporador con la aspiración de forma que no se produzcan golpes de líquido por arrastre del mismo desde el evaporador como consecuencia de las diferencias de presión existentes, evitándose con aperturas en dos tiempos. Después de terminado el proceso anterior, se vuelve a dar frío.

Es importante tomar ciertas precauciones como evitar los retornos de líquido al compresor, evitar mezclas de gases o líquidos caliente con líquido frío reduciendo los fenómenos de implosión y colapso de vapor, en las líneas de vapor abrir las válvulas de solenoide grandes en dos tiempos cuando están sometidas a una gran diferencia de presión, etc. Si esto se realiza correctamente, se consiguen descarches cortos, eficaces y seguros. También se recordará tomar las precauciones que eviten los colapsos de aire en cámaras de congelados y túneles de congelación, retardando los ventiladores hasta que el evaporador este lo suficientemente frío.

La instalación está constituida por:

- Compresor abierto.
- Separador de aceite.
- Válvula termostática de expansión.
- Condensación por aire tipo forzado.
- Evaporador tipo forzado.
- Presostato de alta y baja, termostato de cámara y de final de descarche, reloj regulador de descarche temporizado para entrada del ventilador después del compresor.

La función del termostato de descarche es impedir el paso de gases calientes a través de la válvula, cuando se ha alcanzado en el evaporador la temperatura final de descarche, el compresor pasará por baja y no suministrará frío hasta que el reloj de descarche acabe el período fijado. Esto evitará un recalentamiento inútil que supondría un aporte extra de calor a contrarrestar en los períodos de producción de frío.

El sistema mostrado puede presentar el inconveniente de condensación de refrigerante en el evaporador durante el período de descarche, lo que ocasionaría un retorno de líquido al compresor. Para evitarlo se presenta dos posibilidades:

- 1- Reevaporación de líquido dentro de la propia cámara mediante un intercambiador auxiliar.
- 2- Estrangulación del conducto de entrada de gases calientes. Esta configuración conduce a una laminación de los vapores que aunque trae consigo un descenso de temperatura, conduce a un mayor rango de des recalentamiento.

- Ahorro de energía

Aunque el sistema de descarche por gas caliente es el más complejo, energéticamente es el método más interesante. Esta propiedad le ha hecho siempre muy atractivo, y en la actualidad dadas las necesidades de ahorro energético, este sistema está aumentando su participación en las instalaciones.

El aporte de energía para la fusión del hielo durante el proceso de descarche, se estima entre un 5 -10% del consumo total de energía de la instalación frigorífica. Esto indica que el ahorro de energía al realizar el descarche por gas caliente será precisamente entre un 5 y un 10%.

De forma general se puede decir que al no utilizar una fuente de calor externa, no es necesario gastar dinero para realizar el descarche excepto el de la inversión inicial.

Para realizar el descarche por gas caliente, es necesario algún compresor esté en funcionamiento para poder producir el gas caliente, lo cual obliga a tener ciertos servicios también en funcionamiento. En muchos casos es necesario forzar la producción frigorífica en ciertos servicios para asegurar el funcionamiento mínimo de capacidad en los compresores y producir el gas caliente necesario para el descarche. Debido a esta causa, sólo se puede realizar el descarche en un número de servicios de forma que como máximo solo se debe descarchar entre un 20% -30% del total de la instalación.

Descarche por gas caliente con reguladoras de presión de aspiración. Consta de un bypass de gas caliente de la tubería de descarga a la entrada del evaporador con una válvula reguladora de la presión de aspiración, de forma que asegura la entrada de gas caliente mientras que la presión de aspiración sea inferior al valor ajustado equivalente a 5-8°C. Esta válvula genera la caída de presión, y la válvula de solenoide permite el paso de gas caliente siguiendo las instrucciones del programador de descarche.

- Tubería de desescarche:

La tubería de gas caliente debe ser dimensionada para que el gas fluya a una velocidad entre 15 y 30 m/s para que el desescarche del evaporador no sea muy lento. Tal y como se dispone la instalación descentralizada, el caudal de gas de descarga de uno de los cuatro compresores de la central es el necesario para desescarchar un evaporador.

La tubería real seleccionada en el caso de las cámaras de congelados resulta ser de **5/8"** y la velocidad del gas caliente a través de ésta es de 25,4m/s.

5.1. CONCLUSIONES

- Se realizó el diseño del Túnel de enfriamiento para el procesamiento de Papas y de todos los componentes, utilizando la metodología del diseño para obtener las mejores opciones.
- La banda transportadora seleccionada fue la *M2533 FLUSH GRID* y tiene como ventaja el porcentaje de área abierta, lo cual permite el drenaje cierta cantidad del agua presente en el alimento, proveniente del proceso de lavado, contribuyendo de esta manera a mejorar el proceso de enfriamiento o congelación y evitando la congelación excesiva durante dicho proceso. De igual manera, este diseño permite la circulación de aire a través de la banda, mejorando la refrigeración del producto durante la operación.
- El diseño y selección del sistema de transporte tipo lineal y continuo, constituye un sistema eficiente en el traslado y procesamiento del alimento dentro del Túnel.
- El Túnel permite el procesamiento de 500 Kg/h de papa en un tiempo aproximado de min, a una temperatura de trabajo superior a $-0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, la misma se encuentra por encima del punto en el cual inicia la cristalización del agua remanente en el alimento evitando de esta manera daños causados por las bajas temperaturas.
- La estructura del Túnel no falla ni por pandeo ni por los esfuerzos a los que está sometida lo cual garantiza la seguridad en las operaciones.
- El aislante seleccionado es Poliuretano expandido de 100 mm de espesor, el mismo permite que las paredes del Túnel no presenten un descenso de temperatura apreciable al tacto.

- Con la ayuda de un programa de diseño Solidworks 2012, se desarrollaron los planos de las piezas del equipo.
- Se redactó un manual de mantenimiento para el equipo, que guiará a los operadores y técnicos a garantizar la duración de cada una de las partes del mismo y prevenir posibles fallas debido a un mal mantenimiento.

5.2. RECOMENDACIONES

- Adaptar el equipo al procesamiento de otros alimentos. Si bien el equipo diseñado puede procesar Papas y otros tipos de hortalizas que tengan propiedades termofísicas similares a las de la Papa.
- Llevar a cabo estudios que involucren alimentos de alta demanda comercial que ameriten su refrigeración o congelación.
- Se deben respetar los materiales de los componentes que se encuentran en contacto directo con los alimentos ya que fueron seleccionados para garantizar la higiene y el cumplimiento de las normas establecidas para el procesamiento de alimentos.
- Se recomienda poner un botón de emergencia en un área visible del equipo por medidas de seguridad.
- Verificar que los detergentes, desengrasantes u otro agente químico empleado en la limpieza del equipo, no perjudique la integridad del alimento. Se recomienda para la limpieza del equipo el uso de productos como por ejemplo: LP-58 y TOPAX-18.
- Seguir las instrucciones de mantenimiento y su frecuencia establecidas en el Manual de Mantenimiento anexo.
- Instalar un variador de frecuencia que permita variar la velocidad de la banda transportadora respecto al tipo de alimento y temperatura deseada.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Incropera, F. (1996). Fundamentos de transferencia de calor. México; Prentice Hall, 2da edición.
- Mott, R. (1995). Diseño de elementos de máquina. México; Prentice Hall, 2da edición.
- Popov, E. (2000). Introducción a la mecánica de sólidos. México; Ediciones Lumusa.
- ASHRAE. (2009). Fundamentals Handbook. Estados Unidos: Tullie Circle.
- ASHRAE. (2006). Refrigeration. Estados Unidos: Tullie Circle.
- AISC. (2013). Design Examples. Estados Unidos.
- Arria, F. y Requena, F. (1976). Diseño de un prototipo de unidad deshidratadora de frutas y vegetales. Tesis de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela, Venezuela.
- Shan K. (1993). Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. Estados Unidos: McGraw-Hill, 2da edición.
- Paul S. y Valentas K. (1997). Handbook of Food Engineering Practice. Estados Unidos: CRC Press, LLC.
- Velez, D. (2011). Diseño de un túnel de congelamiento discontinuo para pescado en la empresa el dorado en el cantón esmeraldas. Tesis de Ingeniería Química, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ecuador.

BIBLIOGRAFÍA

- Barreiro, J. y Sandoval, A. (2006). Operaciones de Conservación de Alimentos por Bajas Temperaturas. Caracas: EQUINOCCIO.
- MAPLOCA, Catálogo De Productos. Venezuela.
- RACE Catalogue 10-10/ES, Abril 2010, Válvulas de expansión termostática Sporlan.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

- Maploca (2002). Catalogo técnico de perfiles estructurales. Consultado el 25 de Marzo de 2014, en: www.maploca.com/archivos/descargas/catalogo-maploca.pdf
- Ventiladores Fredive (2009). Consultado el 10 de Noviembre de 2014, en: <https://gitemca.files.wordpress.com/2010/02/vent-fredive-varios.pdf>
- M&M Refrigeration, Inc. (2010). Consultado el 27 de febrero de 2015, en: <http://www.mmrefrigeration.com/>
- SKF (2014). Consultado el 18 de Octubre de 2014, en: <http://www.skf.com/ve/index.html>
- ICER Ingenieros (2013). Consultado el 10 de Julio de 2014, en: <http://www.icer.cl/>
- Consultado el 28 de Abril de 2014, en: <http://www.monografias.com/trabajos15/congelacion-alimentos/congelacion-alimentos.shtml>
- TUCAL Equipamiento frigorífico y aire acondicionado industrial y naval (2014). Consultado el 05 de Abril de 2014, en: http://www.tucal.es/web/?page_id=45
- Habasit (2014). Consultado el 27 de Marzo de 2014, en: <http://www.habasit.com/en/modular-belts.htm>
- Agencia Catalana de Seguridad Alimentaria Consultado el 27 de Marzo de 2014, en: <http://www.gencat.cat/salut/acsa/html/es/dir1623/doc13213.html>

APÉNDICES

ANEXO 1. CAMBIOS DE AIRE PROMEDIO EN 24 HORAS PARA
CAMARAS DE CONGELAMIENTO

Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.
200	33.5	2,000	9.3	25,000	2.3
250	29.0	3,000	7.4	30,000	2.1
300	26.2	4,000	6.3	40,000	1.8
400	22.5	5,000	5.6	50,000	1.6
500	20.0	6,000	5.0	75,000	1.3
600	18.0	8,000	4.3	100,000	1.1
800	15.3	10,000	3.8	150,000	1.0
1,000	13.5	15,000	3.0	200,000	0.9
1,500	11.0	20,000	2.6	300,000	0.85

ANEXO 2. PROPIEDADES TÉRMICAS DEL AIRE.
(INCROPERA, F. 1996)

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
Amoniac (NH₃)							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869

ANEXO 2. TABLA DE DIFERENCIA DE TEMPERATURA VS.
HUMEDAD RELATIVA PARA EVAPORADORES ENFRIADOS POR AIRE

Humedad Relativa	90 %	85%	80%	75%
Tubos Lisos (°C)	3	5	7	10
Tubos Aleteados (°C)	5-6	7-8	9-10	12-13

APÉNDICE

TABLE 9.1 Properties of Commonly Used Refrigerants at 40°F Evaporating and 100°F Condensing

	Chemical formula	Molecular mass	Ozone depletion potential (ODP)	Halocarbon global warming potential (HGWP)	Evaporating pressure, psia	Condensing pressure, psia	Compression ratio	Refrigeration effect, Btu/lb
Hydrofluorocarbons (HFCs)								
HFC-32	Difluoromethane	CH ₂ F ₂	52.02	0	0.11	135.6	340.2	2.51
HFC-125	Pentafluoroethane	CHF ₂ CF ₃	120.02	0	0.84	112.4	276.8	2.46
HFC-134a	Tetrafluoroethane	CF ₃ CH ₂ F	102.3	0	0.28	49.8	138.9	2.79
HFC-143a	Trifluoroethane	CH ₃ CF ₃	84.0	0	1.1			
HFC-152a	Difluoroethane	CHF ₂ CH ₃	66.05	0	0.03	44.8	124.3	2.77
HFC-245ca	Pentafluoropropane	CF ₃ CF ₂ CH ₃	134.1	0	0.09			
Azeotropic HFC								
HFC-507	HFC-125/HFC-143a(45/55)			0	0.98			
HFC-507A	HFC-125/HFC-143a(50/50)			0		104.6	257.6	2.46
Near-azeotropic HFC								
HFC-404A	HFC-125/HFC-143a/ HFC-134a (44/52/4)			0	0.95	109.16	251.18	2.30
HFC-410A	HFC-32/HFC-125(50/50)			0	0.48	132.90	332.33	2.50
HFC Zeotropic								
HFC-407A	HFC-32/HFC-125/ HFC-134a (20/40/40)			0	0.47			
HFC 407C	HFC-32/HFC-125/ HFC-134a (23/25/52)			0	0.38	86.13	225.22	2.61
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs) and their zeotropes								
HCFC-22	Chlorodifluoromethane	CHClF ₂	86.48	0.05	0.34	82.09	201.5	2.46
HCFC-123	Dichlorotrifluoroethane	CHCl ₂ CF ₃	153.0	0.016	0.02	5.8	20.8	3.59
HCFC-124	Chlorotetrafluoroethane	CHFCICF ₃	136.47	0.02	0.10	27.9	80.92	2.90
Near-azeotropic HCFC								
HCFC-402A	HCFC-22/HFC-125/ PRO-290 (38/60/2)			0.02				
Zeotropic HCFC								
HCFC-401A	HCFC-22/HCFC-124/ HFC-152a (53/34/13)			0.037	0.22			
HCFC-401B	HCFC-22/HCFC-124/ HFC-152a (61/28/11)			0.04	0.24			
Inorganic compounds								
R-717	Ammonia	NH ₃	17.03	0	0	71.95	206.81	2.87
R-718	Water	H ₂ O	18.02	0				467.4
R-729	Air		28.97	0				
Chlorofluorocarbons (CFCs), halons, and their azeotropes								
CFC-11	Trichlorofluoromethane	CCl ₃ F	137.38	1.00	1.00	6.92	23.06	3.33
CFC-12	Dichlorodifluoromethane	CCl ₂ F ₂	120.93	1.00	3.1	50.98	129.19	2.53
BFC-13B1	Bromotrifluoromethane	CBrF ₃	148.93	10				
CFC-113	Trichlorotrifluoroethane	CCl ₂ FCClF ₂	187.39	0.80	1.4	2.64	10.21	3.87
CFC-114	Dichlorotetrafluoroethane	CCl ₂ FCF ₃	170.94	1.00	3.9	14.88	45.11	3.03
CFC-500	CFC-12/HFC-152a (73.8/26.2)		99.31	0.74		59.87	152.77	2.55
CFC-502	HCFC-22/CFC-115 (48.8/51.2)		111.63	0.22	3.7			60.5

Source: Adapted with permission from ASHRAE Handbook 1997, Fundamentals, and ANSI/ASHRAE Standard 34-1992 and Addenda 1997.

ANEXO 3. FACTORES AMBIENTALES DE ALGUNOS REFRIGERANTES

ANEXO 4. VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA

Página 32 — RACE Catalogue 10-10/ES

TIPO M

Para refrigerantes 22, 134A, 404A, 507
ODF Soldar - Conexiones de brida

La válvula Sporlan Tipo M tiene un cuerpo de bronce, válvula de ajuste externo con conexiones ODF Soldar o FTP con brida. El elemento termostático es desmontable y la conexión de entrada tiene un filtro de malla 12 permanente. Este tipo de válvulas suministra una capacidad más grande que la del Tipo H, se puede usar en aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración. Las bridas del Tipo M son intercambiables con las de las válvulas del Tipo V.

Conexiones de salida
1-1/8" ODF, 1-3/8" ODF, 1-5/8" ODF, MV con brida

Distribuidores de acoplamiento (Consultar el boletín 20-10)

1115, 1116, 1117, 1119, 1121, 1125, 1126, 1127, 1128, 1143, 1193 (aluminio), 1655(R), 1657(R), 1659(R)

Ver los detalles completos de la construcción en la página 35.



Tipo M

ESPECIFICACIONES ELEMENTO 63, JUNTA

REFRIGERANTE (Código Sporlan)	TIPO DE VALVULA		CARGAS TERMOSTATICAS DISPONIBLES	Las medidas en azul son estándar y se suministran salvo especificación en contrario.		TAMAÑO DEL ARO DE BRIDA DE x DI Pulgadas	PESO NETO	PESO CON EMBALAJE										
	Ecuilizador Externo Q	CAPACIDAD NOMINAL Toneladas de refrigeración		LONGITUD ESTÁNDAR DEL TUBO	W CONEXIONES - pulgadas E ODF Soldar Flange													
					ENTRADA				SALIDA									
22 (V) 407C (N) 407A (V) 422D (V)	MVE-21	21	5 pies, 1,5 m 10 pies, 3 m	7/8 o 1-1/8	1-1/8 1-3/8 o 1-5/8	1,75 x 1,25	8 lbs, 3,63 kg	9 lbs, 4,09 kg										
	MVE-26	26																
	MVE-34	34																
	MVE-42	42																
134a (J) 12 (F) 401A (X) 409A (F)	MJE-15	15		5 pies, 1,5 m 10 pies, 3 m					7/8 o 1-1/8	1-1/8 1-3/8 o 1-5/8	1,75 x 1,25	8 lbs, 3,63 kg	9 lbs, 4,09 kg					
	MJE-20	20																
	MJE-25	25																
404A (S) 502 (R) 408A (R)	MSE-15	15							5 pies, 1,5 m 10 pies, 3 m					7/8 o 1-1/8	1-1/8 1-3/8 o 1-5/8	1,75 x 1,25	8 lbs, 3,63 kg	9 lbs, 4,09 kg
	MSE-20	20																
	MSE-25	25																
	MSE-30	30																
507 (P) 402A (L)	MPE-15	15												5 pies, 1,5 m 10 pies, 3 m				
	MPE-20	20																
	MPE-25	25																
	MPE-30	30																

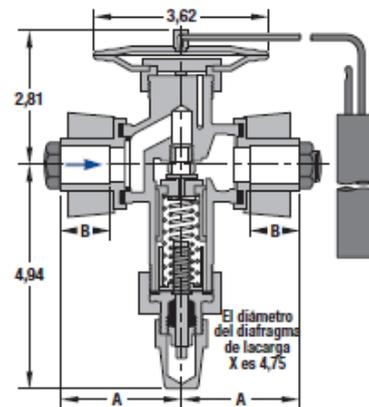
Q. Conexión estándar para ecualizador externo 1/4" SAE Flare. Conexión 1/4" ODF Soldar disponible bajo demanda.
W. Conexiones FTP también disponibles bajo demanda, FTP 1/2" - Pícea 360-000, FTP 3/4" - Pícea 360-001, FTP 1" - Pícea 360-000.
E. ODF Soldar indica conexión hembra de diámetro correcto en la válvula para admitir un tubo de cobre del tamaño OD correspondiente. De modo que una ODF 7/8" recibe un tubo OD de 7/8".

DIMENSIONES
CONEXIONES - Pulgadas

BUJE SOLDADO	A	B
7/8	2,38	0,88
1-1/8	2,75	0,94
1-3/8	2,75	0,94
1-5/8	3,22	1,22

TAMAÑOS DE BULBO - Pulgadas

CARGAS ESTÁNDAR	REFRIGERANTE			
	22	134A	404A	507
C	0,88 OD x 6,00			
Serie Z & ZP	0,88 OD x 6,00	-	0,88 OD x 6,00	
X	0,88 OD x 6,00	-	0,88 OD x 6,00	
Serie CP	0,75 OD x 4,00			-
VGA	0,75 OD x 4,00	-	-	-



Fuente: RACE Catalogue 10-10/ES, Abril 2010, Válvulas de expansión termostática Sporlan

ANEXO 5. TERMOSTATO KP61 Y PRESOSTATO KP 15.

Datos técnicos y pedidos

Presostatos para refrigerantes fluorados



Tipo	Presión	Baja presión (LP)		Alta presión (CV)		Rearme		Sistema de contactos	Código ¹⁾		
		Rango de regulación bar	Diferencial Δp bar	Rango de regulación bar	Diferencial Δp bar	LP	CV		¼ in. 6 mm abocardar	¼ in. ODF soldar	6 mm ODF soldar
KP 5	Alta			8 → 32	1.8 → 6.0			SPDT	060-117166	060-117966	060-117766
					Fijo 3				060-117366	060-118066	060-117866
KP 15	Dual	-0.2 → 7.5	0.7 → 4.0	8 → 32	Fijo 4			SPDT + señal LP	060-124166	060-125466	
									060-124366		
									060-126166		
									060-126566	060-129966	
									060-126466	060-128466	
									060-115466	060-001066	

Presostatos con homologación DIN 32733, para refrigerantes fluorados



Tipo ²⁾	Presión	Baja presión (LP)		Alta presión (CV)		Rearme		Sistema de contactos	Código ¹⁾		
		Rango de regulación bar	Diferencial Δp bar	Rango de regulación bar	Diferencial Δp bar	LP	CV		¼ in. 6 mm abocardar	¼ in. ODF soldar	6 mm ODF soldar
KP 1	Baja	-0.2 → 7.5	0.7 → 4.0					SPDT	060-110166	060-111266	060-111066
		-0.9 → 7.0	Fijo 0.7						060-110366	060-111166	060-110966
KP 2	Baja	-0.2 → 5.0	0.4 → 1.5					SPDT	060-112066		060-112366
KP 6W	Alta			8 → 42	4 → 10			SPDT	060-519066		
KP 6B	Alta			8 → 42	Fijo 4			SPDT	060-519166		
KP 7W	Alta			8 → 32	4 → 10			SPDT	060-119066		060-120366
KP 7B	Alta			8 → 32	Fijo 4			SPDT	060-119166		
KP 7BS	Dual			8 → 32	Fijo 4			Man./Man.	SPST	060-120066	
KP 17W	Dual	-0.2 → 7.5	0.7 → 4	8 → 32	Fijo 4	Aut.	Aut.	SPDT + señal LP/CV	060-127566		060-127666
KP 17B	Dual	-0.2 → 7.5	0.7 → 4	8 → 32	Fijo 4	Aut.	Man.	SPDT	060-126866		060-127466
KP17WB	Dual	-0.2 → 7.5	Fijo 1	8 → 32	Fijo 4	Aut.	Conv.	SPDT + señal LP/CV	060-539766		

Termostatos



Tipo	Rango de ajuste °C	Diferencial Δt		Carga	Tipo de bulbo	Rearme	Temp. máx. del bulbo en °C	Longitud del tubo capilar en m	Código ¹⁾
		Temperatura mínima °C	Temperatura máxima °C						
KP 61	-30 → 15	5.5 → 23	1.5 → 7	Vapor	A	aut.	120	2	060L110066
	-30 → 13	4.5 → 23	1.2 → 7	Vapor	B	aut.	120	5	060L110166
	-30 → 15	5.5 → 23	1.5 → 7	Vapor	B	aut.	120	2	060L110266
KP 62	-30 → 15	5.5 → 23	1.5 → 7	Vapor	B	aut.	120	2	060L110366
	-30 → 15	6.0 → 23	1.5 → 7	Vapor	C	aut.	120	2	060L112866
KP 63	-50 → -10	10.0 → 70	2.7 → 8	Vapor	B	aut.	120	2	060L110666
KP 68	-5 → 35	4.5 → 25	1.8 → 7	Vapor	C	aut.	120	2	060L110866
KP 69	-5 → 35	4.5 → 25	1.8 → 7	Vapor	B	aut.	120	2	060L111166
KP 62	-30 → 15	5.0 → 20	2.0 → 8	Adsorción	C	aut.	80	2	060L111266
	-5 → 20	3.0 → 10	2.2 → 9	Adsorción	E	aut.	80	2	060L111066
KP 71	-25 → 15	12.0 → 70	8.0 → 25	Adsorción	E	aut.	80	2	060L111366
	-20 → 15	4.0 → 15	2.0 → 13				80	2	060L111766
	-25 → 15	3.5 → 20	3.25 → 18				55	3	060L114066
KP 73	-25 → 15	3.5 → 20	3.25 → 18	Adsorción	E	aut.	80	2	060L114366
	0 → 35	3.5 → 16	2.5 → 12				110	2	060L112066
KP 75	0 → 35	3.5 → 16	2.5 → 12	Adsorción	F	aut.	110	2	060L112666
					E				060L113766
KP 77	20 → 60	3.5 → 10	3.5 → 10	Adsorción	E	aut.	130	2	060L112166
	ACEITE: 60 → 120 HT: 100 → 180	ACEITE: Fijo 14 HT: Fijo 25	ACEITE: Fijo 14 HT: Fijo 25	Adsorción	E	máx.	150 250	1 2	060L113166

Soportes de montaje

Tipo	Código ¹⁾
Soporte de montaje en pared	060-105566
Soporte de montaje en ángulo	060-105666

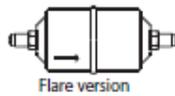
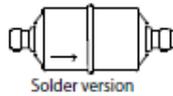
¹⁾ Códigos en negrita habitualmente disponibles en almacén.
²⁾ KP 6, 7 y 17 con doble fuelle, contra fallos.

ANEXO 6. FILTRO SECADOR TIPO DML

Datos técnicos y pedidos

Filtro secador

Tipo	Conexión		Núcleo sólido		Capacidad de secado [kg refrigerante] ¹⁾						Capacidad de líquido en kW ²⁾			Soldar		Abocardar
			Superficie [cm ²]	Volumen [cm ³]	R134a		R404A R507		R22 R407C R410A		R134a	R404A R507	R22 R407C R410A	Código ³⁾	Código	Código
	24°C	52°C			24°C	52°C	24°C	52°C	in. (pulg.)	mm						
DML 032	1/4	6	65	41	5.5	5	7.5	4.5	4.5	4	7	5	7	023Z4552 ⁴⁾	023Z4551 ⁴⁾	023Z5035 ⁴⁾
DML 033	3/8	10			17	13	19	023Z4555	023Z4554	023Z5036 ⁴⁾						
DML 052	1/4	6	75	65	8.5	8	13	7.5	8	7	7	5	8	023Z4559	023Z4558	023Z5037
DML 053	3/8	10			18	14	19	023Z4562	023Z4561	023Z5038						
DML 082	1/4	6	110	100	12.5	12	20	11.5	12.5	11	7	5	8	023Z4567	023Z4566	023Z5039
DML 083	3/8	10									19	14	21	023Z4570	023Z4569	023Z5040
DML 084	1/2	12									26	20	29	023Z4572	023Z4571	023Z5041
DML 085	3/4	16									42	31	46	023Z4573	023Z4573	023Z5073
DML 162	1/4	6									175	225	27	25.5	43.5	24
DML 163	3/8	10	22	16	24	023Z4578	023Z4577	023Z5043								
DML 164	1/2	12	30	22	33	023Z4580	023Z4579	023Z5044								
DML 165	3/4	16	43	30	47	023Z4581	023Z4581	023Z5045								
DML 166	3/4	19	44	31	48	023Z4582	023Z4582	023Z5046								
DML 303	3/4	10	330	480	57	54	92.5	51	57	48.5						
DML 304	1/2	12									31	22	34	023Z4587	023Z4586	023Z0050
DML 305	3/4	16									45	33	49	023Z4588	023Z4588	023Z0051
DML 306	3/4	19									62	45	68	023Z4589	023Z4589	023Z0193
DML 307	3/4	22									62	45	68	023Z4590	023Z4590	
DML 414	1/2	12	400	650	80	75	130	70	80	74	32	23	35	023Z4594	023Z4593	023Z0109
DML 415	3/4	16									53	37	58	023Z4595	023Z4595	023Z0110
DML 417	3/4	22									91	65	100	023Z4696	023Z4596	
DML 606	3/4	19	660	960	113	107	185	101	114	97	44	32	48	023Z4601	023Z4601	
DML 607	3/4	22									75	54	82	023Z4602	023Z4602	
DML 609	1 1/4	28									87	64	95	023Z4604	023Z4603	
DML 757	3/4	22									800	1300	160	150	260	140
DML 759	1 1/4	28	94	68	102	023Z4607	023Z4606									



¹⁾ La capacidad de secado se basa en la siguiente prueba de contenido de humedad del refrigerante antes y después de la deshidratación:
 R134a: de 1050 ppm W a 75 ppm W. Si se requiere un secado a 50 ppm W, reducir la capacidad un 15% a la indicada en la tabla.
 R404A, R507: de 1020 ppm W a 30 ppm W.
 R407C: de 1020 ppm W a 30 ppm W.
 R410A: de 1050 ppm W a 60 ppm W.
 R22: de 1050 ppm W a 60 ppm W de conformidad con ARI 710-86
²⁾ Valores según la norma ARI 710-86 para t_a = -15°C (5°F), t_s = 30°C (85 F) y Δp = 0,07 bar (1 psig)
³⁾ Malla antipartículas en la salida del filtro secador

Adaptador soldar / abocardar



Tipo	Conexión abocardar x soldar in. (pulg.)	Código para 1 ud.	Código para 2 uds.
FSA 22	1/4 x 1/4	023U8012	023U8002
FSA 32	3/8 x 3/8	023U8022	-
FSA 33	1/4 x 3/8	023U8014	023U8004
FSA 44	1/2 x 1/2	023U8016	023U8006
FSA 516m	3/4 x 3/4	023U8017	023U8007
FSA 66	3/4 x 3/4	023U8020	023U8010

Tipo	Conexión abocardar x soldar mm	Código para 1 ud.	Código para 2 uds.
FSA 26m	1/4 x 6	023U8011	023U8001
FSA 36m	3/8 x 6	023U8021	-
FSA 310m	3/4 x 10	023U8013	023U8003
FSA 412m	1/2 x 12	023U8015	023U8005
FSA 516m	3/4 x 16	023U8017	023U8007
FSA 618m	3/4 x 18	023U8019	023U8009

Accesorios



Arandela de cobre	Tamaño	Cant.	Código
B2 - 4 spec.	1/4 in./6 mm	300	011L4025
B2 - 6	3/8 in./10 mm	300	011L4017
B2 - 8	1/2 in./12 mm	200	011L4018

Arandela de cobre	Tamaño	Cant.	Código
B2 -10	3/4 in./16 mm	100	011L4019
B2 -12	3/4 in./18 mm	50	011L4020

Filtros secadores – DML

Fuente: Catálogo Danfoss. Selección rápida. Controles de refrigeración, compresores y unidades condensadoras.

ANEXO 7. VISOR DE LÍQUIDO TIPO SGN

Datos técnicos y pedidos

	Contenido de humedad ppm (partes por millón)					
	Verde (seco)	Color intermedio	Amarillo (húmedo)	Verde (seco)	Color intermedio	Amarillo (húmedo)
SGN+	Temperatura del líquido 25 °C (77 °F)			Temperatura del líquido 43 °C (110 °F)		
R22	<30	30-120	>120	<50	50-200	>200
R134a	<30	30-100	>100	<45	45-170	>170
R404A	<20	20-70	>70	<25	25-100	>100
R407C	<30	30-140	>140	<60	60-225	>225
R507	<15	15-60	>60	<30	30-110	>110
R410A	<66	66-266	>266	<135	135-540	>540
CO ₂	<3	3-12	>12	<13	13-55	>55

Tipo	Versión	Conexión		Código	MWP
		in	mm		
SGM+ 10	Abocardado, ext. x ext.	¾ x ¾	10 x 10	014F0080	-
SGM+ 12s	Soldadura ODF x ODF	½ x ½	16 x 16	014F0086	-
SGM+ 16s		¾ x ¾		014F0087	
SGN+ 6	Abocardado, ext. x ext.	¾ x ¾	6 x 6	014F0161	46 bar / 667 psi
SGN+ 10		¾ x ¾	10 x 10	014F0162	
SGN+ 12		½ x ½	12 x 12	014F0163	
SGN+ 16		¾ x ¾	16 x 16	014F0165	
SGN+ 19		¾ x ¾	19 x 19	014F0166	
SGN+ 6	Abocardado, int. x ext. ¹⁾	¾ x ¾	6 x 6	014F0171	46 bar / 667 psi
SGN+ 10		¾ x ¾	10 x 10	014F0172	
SGN+ 12		½ x ½	12 x 12	014F0173	
SGN+ 16		¾ x ¾	16 x 16	014F0174	
SGN+ 19		¾ x ¾	19 x 19	014F0175	
SGN+ 6s	Soldadura, ODF x ODF	¾ x ¾	6 x 6	014F0181	46 bar / 667 psi
SGN+ 6s		¾ x ¾		014F0191	
SGN+ 10s		¾ x ¾	10 x 10	014F0182	
SGN+ 10s		¾ x ¾	10 x 10	014F0192	
SGN+ 12s		½ x ½	12 x 12	014F0183	
SGN+ 12s		¾ x ¾	12 x 12	014F0193	
SGN+ 16s		¾ x ¾	16 x 16	014F0184	
SGN+ 18s		¾ x ¾	18 x 18	014F0195	
SGN+ 19s		¾ x ¾	19 x 19	014F0185	
SGN+ 22s	¾ x ¾	22 x 22	014F0186		
SGN+ 22s	1 ¼ x 1 ¼		014F0187		
SGN+ 6s	Soldadura, ODF x ODM ¹⁾	¾ x ¾	16 x 16	014F0201	46 bar / 667 psi
SGN+ 10s		¾ x ¾		014F0202	
SGN+ 12s		½ x ½		014F0203	
SGN+ 16s		¾ x ¾		014F0204	
SGN+ 22s		¾ x ¾		22 x 22	

¹⁾ Puede instalarse directamente en el filtro secador.

²⁾ ISO 228/1.

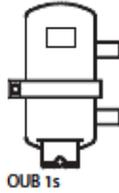
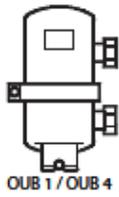


Visor de líquido – SGN+

Fuente: Catálogo Danfoss. Selección rápida. Controles de refrigeración, compresores y unidades condensadoras.

ANEXO 8. SEPARADOR DE ACEITE OUB

Datos técnicos y pedidos



Tipo	Conexión			Capacidad nominal de la instalación kW					Código para OUB + conectores (paso recto)						
	in. (pulg.)	mm	Versión	R22/ R407C	R134a	R404A	R507	R407C							
OUB 1	1/4	10	Abocardar	3.1	2.5	3.5	3.5	4.4	040B0010 + 2 x 040B0132						
	1/4	10	Soldar						040B0010 + 2 x 040B0140						
	1/2	12	Abocardar						040B0010 + 2 x 040B0138						
	1/2	12	Soldar						040B0010 + 2 x 040B0134						
	1/2	16	Abocardar						040B0010 + 2 x 040B0142						
	1/2	16	Soldar						040B0010 + 2 x 040B0139						
	1/2	16	Abocardar						040B0010 + 2 x 040B0136						
	1/2	16	Soldar						040B0010 + 2 x 040B0144						
Sin conectores									040B0010						
OUB 1s ¹⁾	10	Soldar		3.1	2.5	3.5	3.5	4.4	040B0023						
OUB 1s ²⁾	10	Soldar							040B0029						
OUB 4	1/4	16	Abocardar	11.6	9.6	12.8	12.8	16.0	040B0040 + 2 x 040B0256						
	1/4	16	Soldar						040B0040 + 2 x 040B0266						
	1/4	18	Abocardar						040B0040 + 2 x 040B0258						
	1/4	18	Soldar						040B0040 + 2 x 040B0268						
	1/4	22	Abocardar						040B0040 + 2 x 040B0270						
	1/4	22	Soldar						040B0040 + 2 x 040B0264						
	1	25	Abocardar						040B0040 + 2 x 040B0260						
	1	25	Soldar						040B0040 + 2 x 040B0272						
	1 1/4	28	Abocardar						040B0040 + 2 x 040B0274						
	1 1/4	28	Soldar						040B0040 + 2 x 040B0265						
	Sin conectores									040B0040					

- 1) Conexión abocardar de 1/4 in. para la tubería de retorno del aceite
 2) Conexión soldar cobre ODF de 6 mm para la tubería de retorno del aceite

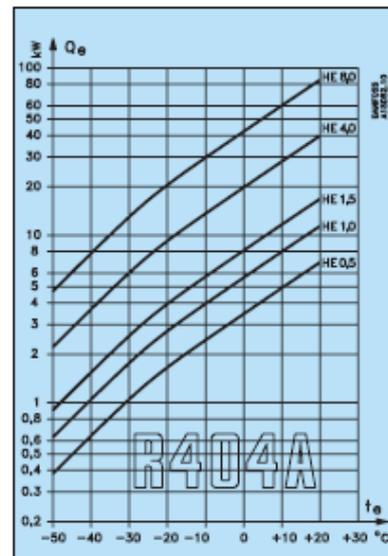
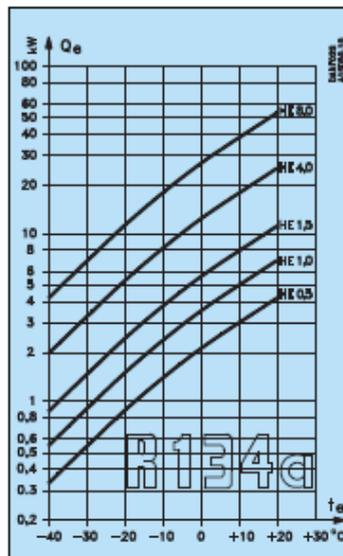
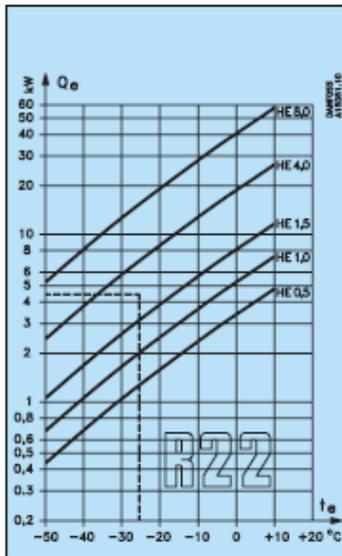
ANEXO 9. INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO HE

Datos técnicos y pedidos



Tipo	Conexión soldar cobre ODF				Código
	Línea de líquido		Línea de aspiración		
	in. (pulg.)	mm	in. (pulg.)	mm	
HE 0.5		6		12	015D0001
	1/8		1/2		015D0002
HE 1.0		10		16	015D0003
	1/8		1/8		015D0004
HE 1.5		12		18	015D0005
	1/2		3/8		015D0006
HE 4.0		12		28	015D0007
	1/2		1 1/8		015D0008
HE 8.0		16		42	015D0009
	1/8		1 1/8		015D0010

Selección



La curva de R22 muestra que un HE 4,0 es adecuado. La curva del HE 4,0 se sitúa inmediatamente por encima de la intersección de las líneas para: $Q_e = 4,5 \text{ kW}$ y $t_e = -25 \text{ °C}$

El flujo de calor Q durante el intercambio de calor se calcula mediante la fórmula: $Q = k \times A \times \Delta t_m$

- Q Flujo de calor en W
- k Coeficiente de transferencia de calor en $W/m^2 \text{ °C}$
- A Área de transferencia del intercambiador de calor en m^2
- Δt_m Diferencia media de la temperatura en $°C$, calculada mediante la fórmula:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{máx.} - \Delta t_{mín.}}{\ln \frac{\Delta t_{máx.}}{\Delta t_{mín.}}}$$

$k \times A$
Determinado mediante experimentación (véase la tabla)

Tipo	$K \times A$
	1) Gas de aspiración / Refrigerante líquido (uso normal en instalaciones de refrigeración con refrigerantes fluorados) $W / °C$
HE 0.5	2.3
HE 1.0	3.1
HE 1.5	4.9
HE 4.0	11.0
HE 8.0	23.0

1) Estos datos solamente se aplican al gas seco. Incluso con una válvula de expansión termostática, el gas de aspiración puede contener gotas de líquido muy pequeñas. Las aletas del HE atrapan estas gotas que posteriormente se evaporan. Esto puede dar como resultado recalentamientos más pequeños que los teóricamente calculados.

El tamaño del intercambiador se puede obtener con las curvas de capacidad Q_e para cada refrigerante R22, R134a y R404A dependiendo de la temperatura de evaporación t_e .

Ejemplo

Capacidad de la instalación $Q_e = 4,5 \text{ kW}$
Refrigerante = R22
Temperatura de evaporación $t_e = -25 \text{ °C}$

ANEXO 10. VÁLVULA DE SOLENOIDE EVR

Datos técnicos y pedidos

Cuerpos de válvula por separado, normalmente cerrados (NC)

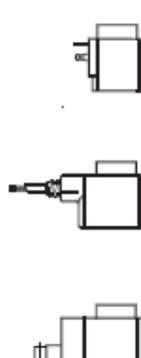


Tipo	Tipo de bobina requerida	Conexión		Código				Máx. Presión de trabajo Bar	Valor k_v ¹⁾		
				Cuerpo de válvula sin bobina		Soldar cobre CDF					
				Abocardar		Con apertura manual				Sin apertura manual	
in. (pulg.)	mm	in./mm	in.	mm							
EVR 2	a.c.	1/4	6	032F8056	032F1201	032F1202			45.2	0.16	
EVR 3	a.c./d.c.	1/4	6	032F8107	032F1206	032F1207			45.2	0.27	
EVR 6		3/8	10	032F8116	032F1204	032F1208					
EVR 10		1/2	12	032F8072	032F1212	032F1213			45.2	0.8	
EVR 15		3/4	19	032F8079	032F1209	032F1236					
EVR 20		1/2	12	032F8095	032F1217	032F1218			35	1.9	
EVR 22		3/4	19	032F8098	032F1214	032F1214					
EVR 25		1/2	12	032F8101	032F1228	032F1228					
EVR 32		3/4	19	032F8100	032F1228	032F1228		032F1227	32	2.6	
EVR 40		1/2	12		032F1225	032F1225					
EVR 20		a.c.	3/4	19		032F1240	032F1240		032F1254	32	5.0
EVR 22	d.c.	1/2	12		032F1244	032F1245					
EVR 25		3/4	19		032F1264	032F1264					
EVR 32	a.c./d.c.	1/2	12					032F1274	32	6.0	
EVR 40		1/2	12		032F3267	032F3267					
EVRH 10	a.c.	1/2	12					032F2200	032F2201	32	10.0
EVRH 15		3/8	10					032F2205	032F2206		
EVRH 20		1/2	12					032F2207	032F2208		
EVRH 20		1/2	12					042H1105	042H1106	32	16.0
EVRH 20		1/2	12					042H1103	042H1104		
EVRH 20	d.c.	1/2	12					042H1107	042H1108	32	25.0
EVRH 20		1/2	12		032G1054	032G1055				45.2	1.9
EVRH 20		5/8	16		032G1056	032G1056					2.6
EVRH 20		3/4	19		032G1057	032G1057					5.0
EVRH 20		1/2	12		032G1058	032G1058					5.0

SopORTE de montaje

SopORTE de montaje	Para el montaje de EVR 2, 3, 6 y 10	032F0197
--------------------	-------------------------------------	----------

Bobinas: corriente alterna (c.a.)



Para válvula tipo	Tensión V	Frecuencia Hz	Código ¹⁾				Apéndice	Consumo potencia
			Con 1 m cable IP 67	Con caja terminal IP 67	Con clavija DIN y tapa de protección IP 20	Con clavija DIN		
EVR 2-40 (NC)	12	50	018F6256	018F6706	018F6181		15	Funcionamiento: 10 W 21 VA Arranque: 44 VA
	24	50	018F6257	018F6707	018F6182	018F7358	16	
	42	50	018F6258	018F6708	018F6183		17	
	48	50	018F6259	018F6709	018F6184		18	
	115	50	018F6261	018F6711	018F6186	018F7361	22	
	220-230	50	018F6251	018F6701	018F6176	018F7351	31	
	240	50	018F6252	018F6702	018F6177	018F7352	33	
	380-400	50	018F6253	018F6703	018F6178		37	
	420	50	018F6254	018F6704	018F6179		38	
	24	60	018F6265	018F6715	018F6190		14	
	115	60	018F6260	018F6710	018F6185		20	
	220	60	018F6264	018F6714	018F6189		29	
	240	60	018F6263	018F6713	018F6188		30	
	110	50/60	018F6280	018F6730	018F6192	018F7360	21	
	220-230	50/60	018F6282	018F6732	018F6193	018F7363	32	

Caja de terminales con indicador luminoso LED

Caja de terminales	Con diodo emisor de luz (LED) integrado para válvulas de solenoide	018Z0089
Conector DIN		042N0156

¹⁾ El valor k_v es el flujo de agua en m³/h con una caída de presión en la válvula de 1 bar, $\rho = 1000$ kg/m³.

ANEXO 11. VÁLVULA DE CIERRE MANUAL DE TIPO GBC

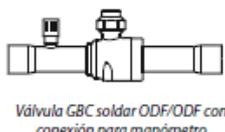
Datos técnicos y pedidos



Válvula estándar

Tipo	Conexión soldar ODF/ODF		Conexión soldar ODF/ODF		k _v Valor
	in.	Código	mm	Código	
GBC 6s	1/4	009G7020	6	009G7030	2.0
GBC 10s	3/8	009G7021	10	009G7031	5.7
GBC 12s	1/2	009G7022	12	009G7032	10.6
GBC 16s	5/8	009G7023	16	009G7023	14.1
GBC 18s	3/4	009G7024	18	009G7035	20.4
GBC 22s	7/8	009G7025	22	009G7025	28.2
GBC 28s	1 1/8	009G7026	28	009G7033	52.0
GBC 35s	1 3/8	009G7027	35	009G7027	80.9
GBC 42s	1 5/8	009G7028	42	009G7034	121.0
GBC 54s	2 1/8	009G7029	54	009G7029	225.0
GBC 67s	2 5/8	009G7959	67	009G7959	310.0
GBC 67sRP	2 5/8	009G7036	67	009G7036	246.0
GBC 79sRP	3 1/8	009G7037	79	009G7037	223.0

Nota: RP – flujo reducido



Válvula con conexión para manómetro

Tipo	Conexión soldar ODF/ODF		Conexión soldar ODF/ODF		k _v Valor
	in.	Código	mm	Código	
GBC 6s	1/4	009G7050	6	009G7060	2.0
GBC 10s	3/8	009G7051	10	009G7061	5.7
GBC 12s	1/2	009G7052	12	009G7062	10.6
GBC 16s	5/8	009G7053	16	009G7053	14.1
GBC 18s	3/4	009G7054	18	009G7065	20.4
GBC 22s	7/8	009G7055	22	009G7055	28.2
GBC 28s	1 1/8	009G7056	28	009G7063	52.0
GBC 35s	1 3/8	009G7057	35	009G7057	80.9
GBC 42s	1 5/8	009G7058	42	009G7064	121.0
GBC 54s	2 1/8	009G7059	54	009G7059	225.0
GBC 67s	2 5/8	009G7960	67	009G7960	310.0
GBC67sRP	2 5/8	009G7066	67	009G7066	246.0
GBC 79sRP	3 1/8	009G7067	79	009G7067	223.0

Fuente: Catálogo Danfoss. Selección rápida. Controles de refrigeración, compresores y unidades condensadoras.

ANEXO 12. TRANSDUCTOR DE NIVEL DE LÍQUIDO AKS 41

Introducción



El transductor de nivel de líquido se utiliza para medir el nivel de líquido en los recipientes de refrigerante.

La señal de 4-20 mA del AKS 41/41U puede utilizarse con un controlador para controlar el nivel del refrigerante.

El AKS 41/41U transmite una señal activa de 4-20 mA proporcional al nivel del refrigerante.

El controlador de nivel EKC 347 de Danfoss es un controlador especialmente diseñado para ser utilizado con el AKS 41/41U.

Características

- **"Conectar y listo"**
No necesita calibración.
- **Servicio sencillo**
El cabezal electrónico y el tubo del sensor pueden separarse sin desmontar el tubo vertical.
- **Disponible con amortiguación de señal de salida**
- **Calibración optimizada:**
La gama/señal de salida del AKS 41/41U puede adaptarse a la aplicación real.
- El AKS 41/41U se puede suministrar con una escala la indicación de nivel de líquido.

Datos técnicos

- **Tensión de alimentación y carga:**
24 V c.a., -15% / +25%, 50/60 Hz
24 V c.c., ±10%
1.5 W
- **Señal de salida:**
4-20 mA
- **Refrigerantes:**
AKS 41/41U trabaja con los siguientes refrigerantes:
R717 (ajuste de fábrica)
R22
R404A
R134a
R744
R718 (H₂O) - R717 y R718 proporcionarán la misma salida del AKS 41.
- **Gama de temperatura:**
-60/+100°C (-76/+212°F)
- **Al utilizarlo con refrigerantes a una temperatura superior a +60 °C, debe llevarse a cabo una calibración mín. / máx. después de una semana de funcionamiento. Posteriormente, la calibración mín. / máx. solo será necesaria una vez al año.**
- **Para conseguir la máxima precisión al utilizarlo con los refrigerantes R22, R404A, R134A y R744, debe llevarse a cabo una calibración mín. / máx. después de una semana de funcionamiento.**
- **Gama de presión:**
Presión de trabajo máx.: 100 bar g (1450 psig)
- **Conexión:**
Rosca para tubos ISO 228/1 - G 1A
ó NPT ¾"
- **Carga de resistencia máx.**
500 ohm
- **Temperatura ambiente:**
Funcionamiento:
-25 to +55°C (-13/+131°F).
Funcionamiento:
-40 to +70°C (-40/+158°F).
- **Protección**
IP65
- **Conexión:**
Clavija de 4 polos (DIN 43650)
- **Homologaciones:**
Directiva 89/336/EEC
Directiva 92/31/EEC
EN 50081-1
EN 50082-1
- **Materiales:**
Rosca: Acero inoxidable AISI 303
Tubo de referencia: Acero inoxidable AISI 304
Electrodo interior: PTFE
Cabezal electrónico: Aluminio estampado

ANEXO 13. TRANSDUCTOR DE NIVEL DE LÍQUIDO AKS 41

Introducción

Aplicaciones

El controlador se utiliza para la regulación del nivel de refrigerante en:

- Recipientes con bomba
- Separadores
- Enfriadores intermedios
- Economizadores
- Condensadores
- Recipientes

Sistema

Un transmisor de nivel de líquido medirá constantemente el nivel en el recipiente, el controlador recibirá la señal, y consecuentemente gobernará la válvula para controlar el nivel de refrigerante de acuerdo a la referencia ajustada.

Señal del transmisor

Se puede seleccionar entre dos tipos de señales, bien una vaina o sonda capacitiva (AKS 41/41U) o bien una señal de un flotador (38E).

Con la vaina o sonda capacitiva, se puede ajustar el nivel de refrigerante en un rango muy amplio, sin embargo con el flotador, aparece la limitación del movimiento del flotador a solo unos pocos centímetros.

EKC 347

El controlador recibe una señal y sirve tanto para controlar aplicaciones de alta y baja presión. Una entrada analógica (tensión/intensidad) puede desplazar la referencia, permitiendo por tanto cambios de referencia remotos. El EKC 347 puede trabajar con tres tipos de válvulas de expansión de Danfoss (véase mas adelante) Puede recibir una entrada analógica como realimentación desde una ICM para indicar el grado de apertura de la ICM.

Válvula de expansión

Se pueden utilizar tres tipos diferentes de válvulas de expansión de Danfoss

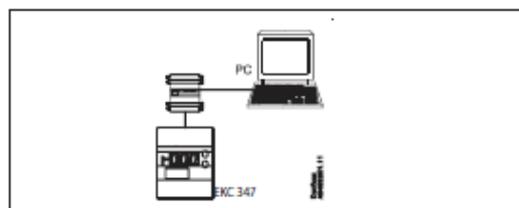
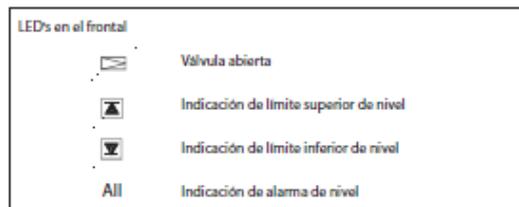
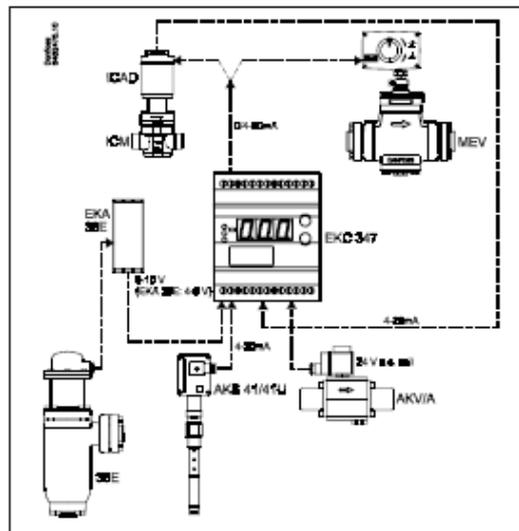
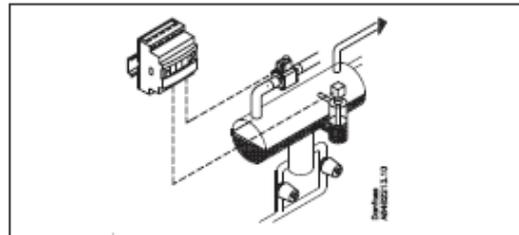
- ICM - ICM son válvulas motorizadas de acción directa gobernadas por un motor digital de etapas tipo ICAD
- MEV - MEV son válvulas motorizadas de acción directa gobernadas por un actuador SMVE
- AKV/A son válvulas de expansión con modulación de pulsos

Funciones

- Control de nivel de líquido
- Alarma si se sobrepasan los límites ajustados
- Relés de salida para niveles superior e inferior y para alarma
- Entrada de señal analógica la cual puede desplazar la referencia
- Control PI
- Control del lado de alta o baja presión
- Cuando se selecciona AKV/A, se puede trabajar hasta con 3 AKV/A utilizando un sistema MAESTRO/ESCLAVO con grados de apertura distribuidos
- Control manual de las salidas
- Posibilidad de limitar el grado de apertura
- Operación TODO/NADA (on/off) con diferencial (histéresis)

Opciones extras

- Operación con PC
- El controlador se puede proveer con comunicación de datos, con lo cual se puede conectar con otros productos de la línea ADAP-KOOL® de Danfoss. Operación, monitorización y almacenamiento de datos se pueden realizar desde un PC - bien instalado en la misma planta o bien en la compañía de mantenimiento.



ANEXO 14. TRANSDUCTOR DE NIVEL DE LÍQUIDO AKS 41

Capacidades

48-DM

Tipo	Número de núcleos	Capacidad de secado [kg de refrigerante] ¹⁾						Capacidad de líquido [kW] ²⁾		
		R134a		R404A / R507		R407C / R410A		R134a	R404A / R507	R407C / R410A
		24°C	52°C	24°C	52°C	24°C	52°C			
DCR 0485	1	82.5	78.5	135.0	74.0	83.0	71.0	79	57	88
DCR 0487								139	99	153
DCR 0489								186	133	206
DCR 04811								227	162	259
DCR 04813								227	162	259
DCR 04821								227	162	259
DCR 0967	2	165.0	157.0	270.0	148.0	166.0	142.0	140	100	155
DCR 0969								217	155	240
DCR 09611								295	211	326
DCR 09613								358	256	396
DCR 09617								358	256	396
DCR 1449	3	247.5	235.5	405.0	222.0	249.0	213.0	226	162	250
DCR 14411								356	255	394
DCR 14413								356	255	394
DCR 14417								356	255	394
DCR 19211	4	330.0	314.0	540.0	296.0	332.0	284.0	372	266	411
DCR 19213								460	329	509
DCR 19217								460	329	509

48-DC

Tipo	Número de núcleos	Capacidad de secado [kg de refrigerante] ¹⁾								Capacidad de líquido [kW] ²⁾			
		R22		R134a		R404A / R507		R407C / R410A		R22	R134a	R404A / R507	R407C / R410A
		24°C	52°C	24°C	52°C	24°C	52°C	24°C	52°C				
DCR 0485	1	67.0	62.0	71.0	67.5	115.0	62.0	70.5	60.0	88	79	57	88
DCR 0487										153	139	99	153
DCR 0489										206	186	133	206
DCR 04811										259	227	162	259
DCR 04813										259	227	162	259
DCR 04821										259	227	162	259
DCR 0967	2	134.0	124.0	142.0	135.0	230.0	124.0	141.0	120.0	155	140	100	155
DCR 0969										240	217	155	240
DCR 09611										326	295	211	326
DCR 09613										396	358	256	396
DCR 09617										396	358	256	396
DCR 1449	3	201.0	186.0	213.0	202.5	345.0	186.0	211.5	180.0	250	226	162	250
DCR 14411										394	356	255	394
DCR 14413										394	356	255	394
DCR 14417										394	356	255	394
DCR 19211	4	268.0	248.0	284.0	270.0	460.0	248.0	282.0	240.0	411	372	266	411
DCR 19213										509	460	329	509
DCR 19217										509	460	329	509

¹⁾ La capacidad de secado se basa en la siguiente prueba de contenido de humedad del refrigerante antes y después de la deshidratación:
R22: de 1050 ppm W a 60 ppm W de conformidad con ARI 710-86
R134a: de 1050 ppm W a 75 ppm W. Si se requiere secar hasta 50 ppm W, reducir las capacidades indicadas en un 15%
R404A, R407C y R507: de 1020 ppm W a 30 ppm W
R410A: de 1050 ppm W a 60 ppm W
²⁾ La capacidad de líquido se indica de conformidad con la norma ARI 710-2002 a una temperatura de evaporación t_v = -15°C, una temperatura de condensación t_c = +30°C y una pérdida de carga a través del filtro de Δp = 0,07 bar.

..... Filtros secadores con núcleo sólido recargable – DCR

Fuente: Catálogo Danfoss. Selección rápida. Controles de refrigeración, compresores y unidades condensadoras