

621.56
CAM
C-2



Escuela Superior Politécnica del Litoral
FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA Y CIENCIAS DE
LA PRODUCCION



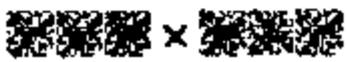
“Diseño de un Furgón para Transporte
de Banano”

TESIS DE GRADO

Prevía la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:

MIGUEL EMILIO CAMPOS NIAMA



Guayaquil - Ecuador

Año - 1998



BIBLIOTECA CENTRAL

AGRADECIMIENTO

ING. ANGEL VARGAS

Director de Tesis, por su ayuda y
colaboración para la realización
de este trabajo.

DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MIS AMIGOS

TRIBUNAL DE GRADUACION



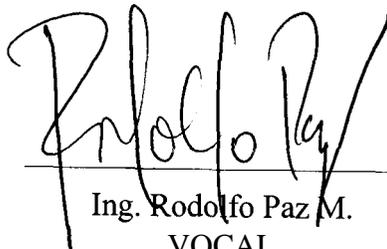
Ing. Alfredo Torres G.
PROFESOR DELEGADO POR EL
DECANO DE LA FIMCP.



Ing. Angel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Francisco Andrade S
VOCAL

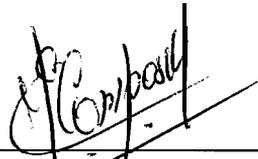


Ing. Rodolfo Paz M.
VOCAL

DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Miguel Emilio Campos Niama

ABREVIATURAS

BL	Botella de Líquido
Btu	Unidad térmica británica
°C	Grado centígrado
CEE	Comunidad Económica Europea
CFCs	Clorofluorcarbonados
cfm	Pies cúbicos por minuto
D	Deshidratador
Dic.	Diciembre
°F	Grado Fahrenheit
Fig.	Figura
FOB	Libre a bordo (Free on board)
h	hora
has.	Hectáreas
HCFCs	Hidroclorofluorcarbonados
HFCs	Hidrofluorcarbonados
ILV	Intercambiador líquido vapor
inch	Pulgada
ISO	Organización de normas Internacionales (International Standards Organization)
kcal.	Kilocaloría
kg	Kilogramo
kJ	Kilo Joule
m³/h	Metro cúbico por hora
m	metro

min.	minuto
mm.	Milímetro
N	Newton
No - Tecn.	No Tecnificado
ODP	Potencial de destrucción capa de ozono
PCABP	Presostato combinado Alta y Baja Presión
PNB	Programa Nacional del Banano
s	segundo
SA	Separador de Aceite
Semtecnif	Semi - Tecnificado
T	Termostato de Ambiente
Tecnif.	Tecnificado
TM	Tonelada Métrica
Ton. Ref.	Tonelada de Refrigeración
U. P. D.	Decoloración de piel
USD	Dólar Norteamericano
VP	Válvula de Paso
VR	Válvula de retención
VS	Válvula Solenoide
Vi	Visor
VET	Válvula de Expansión Termostática
VPC	Válvula de Presión Constante
W	Watt

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 3.1. Dimensiones de furgón tipo Al	26
Figura 3.2. Sentido de circulación de aire	27
Figura 3.3. Detalle de pared acanalada	28
Figura 5.1. Detalle sujetadores de aislamiento44
Figura 5.2. Detalle de componentes de pared48
Figura 8.1. Gráfico Presión Vs. Entalpía refrigerante HFC-134a88
Figura 8.2. Diagrama del ciclo de refrigeración	91
Figura 8.3. Gráfico Eficiencia volumétrica Vs. Relación de compresión	94
Figura 9.1. Detalle del evaporador98
Figura 9.2. Detalle del condensador112
Figura 9.3. Detalle intercambiador líquido - vapor122
Figura 9.4. Diagrama del Sist. de refrigeración con sus elementos de control....	126
Figura 9.5. Nomograma para calcular el. espesor mínimo del aislamiento para tuberías.....	.136
Figura 10.1. Gráfico Capital Vs. Tiempo144

INDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1.1.	Exportaciones de banano de principales países productores.....	10
Tabla 1.2.	Productores y haciendas inscritas a abril de 1997 por rango y grado de tecnificación.....	10
Tabla 1.3.	Exportaciones de banano por continente, áreas económicas y países, período 1992 - 1997 en dólares	12
Tabla 1.4.	Exportaciones de banano por continente, áreas económicas y países, período 1992 - 1997 en toneladas métricas	14
Tabla 1.5.	Ecuador crecimiento de la exportación bananera	15
Tabla 1.6.	Destino de la producción bananera año 1997	16
Tabla 1.7.	Población beneficiada por la actividad bananera año 1997	16
Tabla 3.1.	Dimensiones de trailers destinados al transporte de mercaderías	25
Tabla 4.1.	Grados de calibración del banano época septiembre - abril	33
Tabla 4.2.	Grados de calibración del banano época mayo - agosto	33
Tabla 4.3.	Temperatura de transporte con respecto a duración de viaje	36
Tabla 4.4.	Propiedades del banano	36
Tabla 5.1.	Propiedades de los materiales aislantes	43
Tabla 5.2.	Materiales típicos usados en la fabricación de paredes de furgones refrigerados	45
Tabla 5.3.	Coefficiente global de transferencia de calor para el. diseño de locales refrigerados	46
Tabla 7.1.	Propiedades de los refrigerantes comúnmente utilizados	78

Tabla 8.1.	Diferencia de temperatura promedio en el. diseño de evaporadores	86
Tabla 9.1a.	Resumen de propiedades del refrigerante HFC-134a	1 00
Tabla 9.2a.	Propiedades del aire	103
Tabla 9.1 b.	Resumen de propiedades del refrigerante HFC- 134a	113
Tabla 9.2b.	Propiedades del aire	114

INTRODUCCION

El uso de locales refrigerados tanto para almacenamiento como para transporte de alimentos perecederos, ha sido el primer paso para su conservación y traslado adecuado durante un lapso de tiempo prolongado. Es así que con el uso de la refrigeración se pueden mantener los productos por largos períodos hasta que estos vayan a ser consumidos.

En el Ecuador las exportaciones de banano hasta el año de 1997 alcanzaron 4'456.275 toneladas métricas obteniendo un ingreso por concepto de exportaciones de banano de 1.308'868.567 dólares FOB. Su distribución en los 4 Continentes ha sido como sigue: Europa es el primero con el 50%, de nuestras exportaciones, luego le sigue América con 37% del total ofertado. Asia es el tercer Continente con el 11% , el cuarto Continente es Oceanía con el 2%.

Hoy en día la exportación de banano se encuentra sometida a exigentes normas de control y calidad, lo que ha motivado en los productores y exportadores de esta fruta invertir en recursos para alcanzar la excelencia, mejorando los procesos desde la siembra hasta su destino final en los mercados internacionales. Es así que se ha buscado la forma de mantener la fruta en las mejores condiciones pre y post - cosecha.

Al ser el banano una fruta muy delicada y de abundante producción en el país, es necesario buscar la forma de **conservarla** en las mejores condiciones posibles previo a su exportación, por lo que se hace necesario el uso de locales y medios refrigerados para su almacenamiento y transporte refrigerado, motivo por el que esta tesis esta enfocada al diseño termodinámico, dimensionamiento y selección de equipos para refrigeración de un furgón.

El furgón refrigerado presenta una versatilidad tal, que se lo puede usar tanto para transporte como para almacenamiento, práctica necesaria cuando la fruta tiene que esperar largos **periodos** antes de ser embarcada hacia el puerto o en los buques, logrando de esta manera que la fruta no sufra deterioro por causa de altas temperaturas y alta humedad relativa.

RESUMEN

El presente trabajo trata sobre el diseño de un furgón frigorífico para el transporte de banano, éste nos permitirá poder desarrollar nuestros propios modelos de furgones adaptados a las necesidades del medio y contruidos con materiales que se los encuentra en el mercado ecuatoriano.

Estos furgones **permitirán** mantener en mejor condición la fruta previamente a su exportación por vía marítima. Por lo general el transporte será desde la plantación de banano hasta el puerto ecuatoriano de embarque, logrando así mantener en mejor condición la fruta previo a su destino final hacia los mercados internacionales, además así se acortará el tiempo de pre - enfriamiento que se somete a las cajas de banano en las bodegas refrigeradas de los buques.

Para el cálculo y dimensionamiento del furgón frigorífico se establecerán principalmente las normas usuales a los que se deben ajustar los furgones destinados al transporte de productos perecederos, por otro lado también el dimensionamiento de la capacidad de transporte se halla relacionado con el volumen de producción y exportación que se de diariamente y que probablemente se logre en el futuro en la producción bananera.

La selección del aislamiento para puertas, paredes, piso y techo se la realizará considerando las **características** y propiedades mas favorables para la conservación

del producto a baja temperatura; como son: conductividad térmica, impermeabilidad a gases, resistencia mecánica, estanqueidad, etc.

Para el cálculo de la carga frigorífica partiremos de la cantidad máxima de cajas de banano que podrá transportar el furgón, considerando sus propiedades y características termodinámicas y los factores a los que debe someterse para un correcto transporte del producto, así también se considerará el aporte debido a cargas externas **tales** como: calor que se transmite por radiación , conducción y convección, a través de las paredes, techo, piso y puerta.

Posteriormente se seleccionará el refrigerante y sistema de refrigeración considerando condiciones de, impacto ambiental y económicas, luego se calculará el ciclo de refrigeración determinando primero presiones y temperaturas de evaporación y condensación. Posteriormente se calcula y selecciona los componentes del sistema real de refrigeración, además de los aparatos de medición y control, considerandos los equipos mas comerciales que existen en el mercado local así como parámetros específicos para la conservación de la **fruta**.

Para finalizar se realizaran análisis de costos , además se presentaran recomendaciones a seguir para el correcto funcionamiento y operación del furgón y su equipo.

Debo poner en conocimiento que los alcances del presente trabajo no contemplan el diseño de la estructura del furgón pero sí el análisis termodinámico del mismo.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
INDICE GENERAL.....	III
INDICE DE FIGURAL.....	IV
INDICE DE TABLAS.....	.V
INTRODUCCION.....	1
I. FACTIBILIDAD DEL DISEÑO.....	3
1.1.Generalidades.....	.
1.2.Estadísticas.....	8
II. SITUACION ACTUAL DE PREEMBARQUE DEL BANANO.....	17
2.1 Tipos de transporte utilizados.....	19
2.2 Características de los vehículos.....	21
III. SELECCION DEL VEHICULO DE TRANSPORTE.....	23
3.1 Según sus dimensiones.....	24
3.2 Según la facilidad de transporte.....	.25

IV. PROPIEDADES DEL BANANO	30
4.3. Generalidades	30
4.4. Variedades y tamaños	31
4.3. Propiedades termodinámicas	34
V. CALCULO Y SELECCION DEL AISLAMIENTO	37
5.2. Aislamiento de paredes	45
5.2. Aislamiento de techo	49
5.3. Aislamiento de piso.....	50
5.5. Aislamiento de puertas	51
VI. CALCULO DE CARGA EN BASE A LA CAPACIDAD DE CAJAS.....	53
6.1. Análisis de parámetros de diseño	53
6.2. Aportes caloríficos internos	55
6.3. Aportes Caloríficos Externos	58
6.4. Cargas misceláneas	61
VII. SELECCION DEL REFRIGERANTE Y SISTEMA DE REFRIGERACION..	65

VIII.CALCULO DEL CICLO DE REFRIGERACION.	84
8.1. Determinación de temperatura de condensación.	84
8.2. Determinación de temperatura de evaporación.	85
8.3. Selección y trazado del ciclo de refrigeración.....	87
8.4. Cálculo de los principales parámetros del ciclo.....	92
IX. CALCULOS DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA	97
9.1. Cálculo y selección de los equipos del sistema de refrigeración.....	97
9.2. Cálculo y selección de los equipos de medición y control	119
X. ANALISIS ECONOMICO	137
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	145
APENDICES	150
BIBLIOGRAFIA.....	154

I. FACTIBILIDAD DEL DISEÑO

1.1. Generalidades

El banano es la fruta de mayor movilización en el transporte terrestre y marítimo, es así que se estima que alrededor de 11 millones de toneladas anuales son exportadas de los países productores hacia los países consumidores por medio de buques refrigerados. Este tonelaje es el más grande comparado con las demás frutas, que se mueven en el negocio naviero.

Entre los países exportadores de banano se encuentra a la cabeza el Ecuador, y luego otros países como Costa Rica, Colombia, Honduras,

Panamá, Islas Canarias entre los principales países productores (ver tabla 1.1).

La actividad bananera por ser dinámica y productiva genera recursos y empleos para diversos sectores económicos tales como el sector agrario principalmente, el sector del transporte terrestre y marítimo, el sector exportador, el sector industrial, etc.

Desde 1910 hasta los actuales momentos la producción de banano ha logrado un marcado crecimiento, es así que desde 1952 año en el que el Ecuador se ubicó como primer exportador de banano a nivel mundial ha seguido manteniendo su liderazgo hasta hoy, produciendo y entregando en los mercados mundiales banano de excelente calidad.

En la economía ecuatoriana la producción bananera juega un papel importante, sus productores que se manejan de una manera libre e independiente entregan su producción a exportadores independientes nacionales o vinculados con transnacionales, donde la acción del Estado se ha visto en determinadas épocas influenciada hacia uno u otro sector.

En los últimos cinco años el Ecuador ha exportado alrededor de 18 millones de toneladas métricas de banano generando más de 4 mil millones de dólares y beneficiando a 383 mil familias por lo que se considera a este sector como el más importante en la economía ecuatoriana.

El sector bananero actualmente siembra alrededor de 129.125 has. legalmente registradas dentro del PNB (1 j. De este registro 89.444 has. se registran como tecnificadas; 25.152 has. son semitecnificadas y 15.159 has. no son tecnificadas produciendo 4 millones de toneladas métricas de banano de exportación, y movilizándolo en un año cerca de 1270 buques refrigerados y alrededor de 135.000 unidades de transporte entre contenedores y furgones refrigerados autónomos.

Para lograr que la fruta destinada al consumo internacional sea entregada en excelente **condición**. Tanto la comunidad productora como exportadora de banano adoptaron la norma ISO 9000 promulgada para el aseguramiento de la calidad (2) y de esta manera conseguir que el cumplimiento de unas especificaciones dadas de calidad no ocurran fortuitamente, sino que sean el resultado de la implantación de una metodología de trabajo que hace que los resultados sean reproducibles, permanentes y que vayan encaminados al mejoramiento y al desarrollo. Esta norma trata sobre, entre otros aspectos, el tema del transporte de la fruta.

Acerca del transporte hacia los buques, éste se lo puede realizar por camión normal, camión o furgón refrigerado o por canoa, etc.. Pero si lo que se busca es lograr la excelencia en calidad, y obtener una prolongación en la vida de almacenamiento máxima, el producto debe ser pre - **enfriado**

dentro de la tecnificación para haciendas y productores es el uso de una política de calidad que contempla, satisfacer las exigentes demandas de los mercados internacionales, al proveerles de un banano en optimas condiciones de consumo y presentación, la rentabilidad de estos tres grupos de tecnificación se muestra en el apéndice A (4).

Cuando el banano es cosechado se marca el inicio de su deterioro porque se lo separó de su fuente de agua y alimento, por tal motivo para obtener una prolongación de vida de almacenamiento máxima , el producto debe ser pre - enfriado inmediatamente después de la cosecha. Es aquí donde concentraremos nuestra atención para justificar el estudio de un medio de transporte apropiado que permita preservar al banano en cajas, e impedir el deterioro del mismo durante el tiempo que demora su transporte al puerto donde será trasladado a las bodegas refrigeradas consiguiendo de esta manera preservar el producto y acortar el tiempo de pre - cooling (pre - enfriamiento) en los buques, mejorando calidad y aumentando la rentabilidad.

1.1.2. Política de calidad

Preocupados por aumentar sus ingresos en divisas, algunos países en desarrollo dan una elevada prioridad a la expansión de sus exportaciones de frutas, legumbres y hortalizas frescas, particularmente para el consumo fuera de temporada en los grandes mercados importadores. Pero la competencia en este sector es fuerte y, para tener éxito, los exportadores deben emplear técnicas apropiadas de manipuleo a fin de que sus productos lleguen al mercado en excelentes condiciones de calidad.

Una manipulación adecuada exige conocer las características físicas del producto, así como las técnicas de recolección, almacenamiento, envasado, embalaje y transporte que es necesario utilizar para mantener las mercancías en buenas condiciones desde el momento de la cosecha hasta que lleguen a los lugares de venta.

1.2. Estadísticas

Según un enfoque realizado por la Revista El Bananero, Edición No. 2 de enero de 1998, la actividad bananera representa para el Ecuador el segundo rubro en importancia económica después del petróleo, con excepción de 1997 año en el que superó en monto total de ventas al petróleo, al generar durante 1997 USD 1.308'868.576 (Tabla 1.3) por la exportación de

4'456.275 TM. (Tabla 1.4). Durante los últimos 6 años (1992 - 1997) la actividad bananera registra un marcado crecimiento en sus exportaciones al registrar nuevos **récords** en sus ventas (Tabla 1.5 j. Si bien las exportaciones bananeras ecuatorianas han ido en constante crecimiento gracias al esfuerzo de productores y exportadores, los primeros se vieron afectados por una **significativa** reducción en sus rentabilidades como consecuencia de haberse mantenido durante estos últimos 6 años, precios estacionarios frente al incremento de los costos de producción y los procesos inflacionarios vigentes.

Según un estudio realizado por el Programa Nacional del Banano (1 j al 16 de junio de 1996 se establece que durante los cinco años anteriores a éste el costo de la mano de obra creció en mas del 300%, mientras que los costos de los insumos propios para la actividad sobrepasaron el 500%. Señala que la rentabilidad estimada por caja de banano al producto varió de USD 1.46, igual a \$ 1.550 en 1991 a USD 0.25 por caja al productor, igual a \$761 a junio de 1996. El decrecimiento en los precios al productor originó un proceso recesivo durante este quinquenio que se vio marcado por las constantes protestas y confrontaciones entre productores *versus* exportadores y sector oficial por el reclamo de mejores precios y control de los mismos por parte de las autoridades. A pesar de todos estos contratiempos no se dejó de prescindir de mano de obra como se muestra

en las tablas 1.6 y 1.7 sobre el destino de producción bananera y la población beneficiada por dicha actividad.

TABLA 1.1

EXPORTACIONES DE BANANO DE PRINCIPALES PAISES PRODUCTORES

CAJAS COMERCIALIZADAS				
PAISES	1997	1996	VARIACION REAL	VARIACION RELATIVA
Ecuador	211.148.328	194.603.200	16.545.128	8.5 %
Costa Rica	99.015.700	106.579.009	-5.563302	-7.6
Colombia	81.000.000	84.000.000	-3.000.000	-3.7
Honduras	33.500.000	35.000.000	-1.500.000	-4.5
Panamá	15.600.000	16.972.800	-3.372.800	-8.8
Islas Canarias	17.059.185	17.327.640	-268.455	-1.6

Fuente: Programa Nacional del Banano

TABLA 1.2

PRODUCTORES Y HACIENDAS INSCRITAS A ABRIL DE 1997 POR RANGOS Y GRADOS DE TECNIFICACION

RANGO	HECTAREAS			
	INSCRITAS	TECNIFIC.	SEMTECNIF.	NO-TECN
1 A 5	4.963,5	258,9	1.013,6	3.691,0
6 A10	10.576,7	1.599,3	4.169,7	4.807,7
11 A 15	7.520,4	2.394,4	2.999,2	2.126,8
16 A 20	8.619,7	4.069,8	3.439,1	1.110,s
21 A 40	24.323,6	16.290,0	6.570,1	1.463,5
41 A 60	17.317,3	14.773,0	2.164,3.	380,0
61 A 80	10.769,9	9.862,9	854,1	80,0
81 A MAS	43.071,3	41.094,1	1.794,5	182,7
TOTAL	127.189,4	90.342,4	23.004,5	13.842,5

Fuente: Banano Ecuatoriano, Perspectivas (PNB)

TABLA 1.2 Continuación

RANGO	PRODUCTORES			
	INSCRITAS	TECNIFIC.	SEMTECNIF.	NO-TECN
1 A 5	1.208	60	200	948
6 A10	1.157	167	427	563
11 A 15	543	168	214	161
16 A20	439	203	177	59
21 A40	709	456	204	49
41 A60	309	261	41	7
61 A 80	149	136	12	1
81 AMAS	225	209	14	2
TOTAL	4.739	1.660	1.289	1.790

RANGO	EACIENDAS			
	INSCRITAS	TECNIFIC.	SEMTECNIF.	NO-TECN
1 A 5	1.429	67	261	1.101
6 A10	1.303	191	494	618
11 A 15	568	179	225	164
16 A20	461	217	184	60
21 A40	800	523	225	52
41 A60	341	289	45	7
61 A 80	151	138	12	1
81 AMAS	269	251	16	2
TOTAL	5322	1.855	1.462	2.005

Fuente: Banano Ecuatoriano, Perspectivas (PNB)

TABLA 1.3

**EXPORTACIONES DE BANANO POR CONTINENTES
AREAS ECONOMICAS Y PAISES. PERIODO 1992 - 1997 EN
DOLARES**

	1992	1993	1994	1995	1996	1997
TOTAL GENERAL	615.979.460	598.699.249	750.215.701	846.195.770	957.619.262	1.308.868.56
TOTAL AMERICA	260.792.406	238.082.453	267.102.938	300.761.282	314.727.808	388.540.40
CANADA				4.410	128.575	
BRASIL			8.640			
EE. UU.	221.717.091	178.236.988	191.449.050	214.616.773	222.377.413	293.586.51
PTO. RICO				389.016	424.148	498.43
AS. L INTEGR	39.075.314	59.845.465	75.645.247	85.751.082	91.797.672	94.455.46
ARGENTINA	20.373.822	34.741.935	44.262.904	49.059.680	47.205.728	47.362.73
CHILE	18.692.572	25.096.134	31.191.952	35.150.307	36.894.419	39.698.00
URUGUAY	8.920	7.395	190.390	1.518.534	7.658.164	7.390.32
COLOMBIA				22.561	39.360	
TOTAL EUROPA	270.876.289	277.936.713	399.643.732	446.780.493	474.306.562	666.872.04
UNION EUROPEA	233.009.475	239.510.512	320.828.682	340.207.834	353.315.651	478.551.11
ALEMANIA	84.043.256	54.814.367	82.221.328	114.861.563	94.384.229	156.418.86
BELGICA	56.077.857	62.399.949	80.875.536	79.601.963	86.628.465	87.390.53
IRLANDA	5.809.660	4.600.670	5.281.072			
FRANCIA						
HOLANDA					361.006	8.819.81
INGLATERRA	74.425	156.951	237.018	2.943.937		
A SUECIA				4.227.471		
ITALIA	65.062.381	96.413.827	124.602.771	116.771.055	136.545.553	198.748.27
FINLANDIA	15.972.499	5.839.398	6.531.754	1.569.656	3.822.810	
PORTUGA	1.288	9.679.731	16.569.352	11.714.517	15.535.373	4.374.58
ESPAÑA		1.965.145	2.974.469	3.806.253	22.880	10.57
GRECIA	3.106.755	802.332	382.086	1.174.617	16.015.333	22.788.47
Otros P. E.	37.866.844	38.426.201	78.815.049	106.572.658	120.990.911	188.320.90
AUSTRIA		19.624	898.351			
UKRAMA			992.241		2.073.085	
LITHUANIA			567.540	20.042.041	5.551.441	35.677.80
BULGARIA	72.000		135.000			
LETONIA				1.181.259		
MALTA				734.544		
HUNGRIA	10.842.334	7.771.365	3.722.795	1.754.734		
POLONIA	23.479.406	11.811.847	26.126.307	15.906.568	29.456.318	16.910.71
RUMANIA		1.002.298	1.778.811	604.732		
COM. E INDP.	2.835.206	13.992.966	40.628.444	65.439.544	75.558.195	129.455.89
CHECA	377.688	3.671.126	2.370.398	96.799		
SLOVEMA			1.595.140	254.893	4.739.662	120.100
YUGOESLAV.	260.179			557.541	2.257.410	3.065.33
SUIZA		156.973			1.354.800	3.091.08

Fuente: Banano Ecuatoriano, Perspectivas (PNB)

TABLA 1.3 Continuación.

TOTAL ASIA		71.458.347	74.147.630	74.228.266	148.118.755	232.410.975
LIBANO		646.749	794.304	621.504		
IRAK			442.165			
SIRIA			8.420.926	7.813.935	825.840	3.691.860
TURQUIA	4.617.298	3.323.610	1.982.593	4.665.298	14.449.843	
COREA	21.604.100	8.358.872	4.112.332	3.157.976	3.676.804	4.133.637
ARABIA	2.754.960	1.744.211	1.957.278	3.340.802	16.087.615	36.317.696
IRAN	3.857.163	18.891.040	14.494.516	10.345.038		
JAPON	36.586.735	35.836.979	37.534.972	33.281.123	36.691.055	59.133.926
CHINA	2.240.029	2.656.883	4.408.540	11.002.587	76.387.596	129.133.854
TOTAL OCEANIA	12.202.545	8.454.531	7.814.719	17.220.153	17.303.360	21.045.142
N. ZELANDIA	12.202.545	8.454.531	7.814.719	17.220.153	17.303.360	21.045.142
TOTAL AFRICA	447.931	2.767.203	1.506.681	7.205.575	3.162.775	
TUNES				4.836.172	2.377.860	
ARGELIA				1.961.343		
EGIPTO		191.169				
LIBIA	447.931	2.576.034	1.506.681	408.060	784.915	

Fuente: Banano Ecuatoriano, Perspectivas (PNB)

TABLA 1.4

**EXPORTACIONES DE BANANO POR CONTINENTES
AREAS ECONOMICAS Y PAISES. PERIODO 1992 - 1997 EN
T. M.**

	1992	1993	1994	1995	1996	1997
TOTAL GENERAL	2.511.131	2.632.756	3.307.624	3.736.533	3.842.442	4.456.275
TOTAL AMERICA	1.070.852	1.074.924	1.218.190	1.360.126	1.312.020	1.393.624
CANADA					19	
BRASIL			37			
EE. UU.	899.406	762.331	830.185	930.731	875.557	975.532
PTO. RICO				1.685	1.669	1.646
AS. L INTEGR	171.446	312.593	387.968	427.691	432.289	416.446
ARGENTINA	88.802	180.122	228.522	243.402	221.669	210.262
CHILE	82.605	132.433	158.476	176.560	176.105	173.087
URUGUAY	39	38	970	7.631	36.362	33.077
COLOMBIA				98	153	
TOTAL EUROPA	1.097.278	1.200.687	1.734.913	1.952.178	1.869.977	2.202.652
UMON EUROPEA	943.535	1.033.933	1.393.928	1.490.283	1.394.886	1.580.791
ALEMANIA	338.993	234.683	359.041	198.745	371.859	515.551
BELGICA	227.273	270.500	357.900	345.707	344.142	289.052
IRLANDA	23.576	19.903	22.667			
FRANCIA		3.316	26			
HOLANDA	6.400	6.011	4.972	15.332	1.467	29.164
INGLATERRA	302	681	1.029	11.760		
SUECIA				18.325		
ITALIA	264.228	418.529	538.598	521.302	536.437	657.173
FINLANDIA	64.900	25.048	24.140	6.734	14.990	
PORTUGA	5.234	40.323	70.915	50.784	63.082	14.465
ESPAÑA		8.520	12.894	16.501	92	35
GRECIA	12.629	3.479	1.656	5.093	62.817	75.351
Otros P. E.	153.743	166.694	340.985	401.895	475.091	621.861
AUSTRIA		85	3.895			
UKRANIA			1.978		8.088	
LITHUAMA			2.461	86.887	22.989	117.968
BULGARIA	293		585			
LETONIA				5.121		
MALTA				3.184		
HUNGRIA	44.353	33.694	16.291	7.607		
POLONIA	94.983	5.1207	113.543	68.955	116.084	55.917
RUMANIA		4.344	8.302	2.621		
COM. E INDP.	11.523	60.735	176.617	283.578	294.908	427.224
CHECA	1.534	15.948	10.227	420		
SLOVEMA			7.086	1.105	18.928	397
YUGOESLAV.	1.057			2.417	8.808	10.135
SUIZA		681			5.286	10.220

Fuente: Banano Ecuatoriano, Perspectivas (I B)

TABLA 1.4 Continuación.

TOTAL ASIA	291.585	307.678	314.030	318.347	579.982	790.495
LIBANO		2.806	3.443	2.694		
IRAK			1.917			
SIRIA			36.507	33.876	3.222	12.207
TURQUIA	18.765	14.411	8.896	20.225	57.105	
COREA	87.691	35.930	16.443	11.525	14.528	13.624
ARABIA	11.180	7.561	8.544	14.482	63.295	119.813
IRAN	15.685	81.909	56.855	43.533		
JAPON	149.154	154.620	162.023	144.288	143.892	195.342
CHINA	9.110	10.441	19.402	47.724	297.940	449.509
TOTAL OCEANIA	49.596	37.520	33.958	74.642	68.017	69.504
N. ZELANDIA	49.596	37.520	33.958	74.642	68.017	69.504
TOTAL AFRICA	1.820	11.947	6.533	31.240	12.446	
TUNES				20.968	9.384	
ARGELIA				8.503		
EGIPTO		829				
LIBIA	1.820	11.118	6533	1.769	3.062	

Gente: Banano Ecuatoriano, Perspectivas (PNB)

TABLA 1.5

**ECUADOR CRECIMIENTO DE LA EXPORTACION
BANANERA**

AÑO	SUPERFICIE HAS.	PRODUCCION BRUTA TM.	EXPORTACION NETA TM.	RELACION Exportación/ Producción	INDICE AÑO BASE 1992
1992	134.504	3.138.913	2.511.131	0.81	100%
1993	119.425	4.051.376	2.632.756	0.65	104%
1994	124.417	3.985.305	3.307.624	0.84	131%
1995	125.604	4.653.331	3.736.533	0.80	148%
1996	127.140	4.615.043	3.842.442	0.83	153%
1997	127.189	5.368.674	4.456.275	0.83	177%

Fuente: Banano Ecuatoriano, Perspectivas (PNB)

TABLA 1.6

DESTINO DE LA PRODUCCION BANANERA AÑO 1997

	UNIDAD	PRODUCCION
SUPERFICIE	Has.	127.140.00
RENDIMIENTO	kg / Ha / año	36.30
PRODUCCION BRUTA TOTAL	TM	4.615.043.00
EXPORTACION	TM	3.842.442.00
RENDIMIENTO EXPORTABLE	kg / Ha / año	30.22
DISPONIBILIDAD INTERNA	TM	772.601.00
CONSUMO ANIMAL	TM	250.000.00
CONSUMO INDUSTRIAL	TM	72.000.00
CONSUMO HUMANO	TM	300.000.00
DESPERDICIOS	TM	150.601.00

Fuente: Banano Ecuatoriano, Perspectivas (PNB)

TABLA 1.7

POBLACION BENEFICIADA POR LA ACTIVIDAD
BANANERA AÑO 1997

		CANTIDAD
SUPERFICIE	Has.	127.140.00
PRODUCTORES	JEFE DE FAMILIA	4.731.00
TRABAJADORES AGRICOLAS 2 EMP. HAS / AÑO	JEFE DE FAMILIA	254.280.00
TRABAJADORES PORTUARIOS 0.05 EMP. HAS / AÑO	JEFE DE FAMILIA	6.357.00
TABAJADORES VINCULADOS 0.002 EMP. HAS / AÑO	JEFE DE FAMILIA	2.542.00
JEFE DE FAMILIA (E 1+2+3+4)	JEFE DE FAMILIA	267.910.00
POBLACION BENEFICIADA E X 5 MIEMBROS	PERSONAS	1.339.564.00

Fuente: Banano Ecuatoriano, Perspectivas (PNB)

II. SITUACION ACTUAL DE PRE-EMBARQUE DEL BANANO

2.1 Condiciones de pre - embarque

El banano tiene un contenido promedio de agua de 74,8% y posee una actividad fisiológica muy grande por lo que debe ser refrigerado lo más rápido posible luego de su corte para retardar su metabolismo; es por esto que el corte de esta fruta se recomienda que se haga entre 24 y 48 horas antes de su embarque.

Normalmente el banano es cortado para ubicar de 7 a 8 manos por caja, luego es lavado y sometido a un tratamiento antifúngico por inmersión o

pulverización de una solución fungicida de 2 - 4 thiazolbenzimidazol (5). A continuación es embalado en cajas de cartón corrugado cuya capacidad es de 39.2 a 43 libras (15.44 a 19.52 kg.), estas cajas miden 502 x 408 x 235 mm.

Antes de efectuar la carga y durante ella es necesario realizar pruebas aleatorias a la banana que nos proporcione información de su estado (6j).

Dichas pruebas son tres:

- 1) . Se efectuará una hendidura con una navaja cerca del tallo, tirándose de la piel de manera que sólo se desprenda la capa externa de ella,, observando así si hay helada (chill) o decoloración de la piel (unde peel decolouration, U.P.D.). Si la piel está verde y jugosa la banana esta en buen estado.
- 2 j . Partiremos con las dos manos una banana por la mitad; al romper se observará que sale un líquido lechoso parecido al látex. Si se unen las dos mitades da la sensación de pegarse lo cual demuestra que no esta helada (chill); si por el contrario la banana estuviera helada, ías gotas saldrían muy despacio y muy claras, como agua translúcida.
- 3) . Cortar la banana longitudinalmente en dos mitades para ver el color interior, que debe ser uniforme y blanco. Si aparecen pintas de color crema es **síntoma** de maduración.

Durante las operaciones, la temperatura de los espacios de carga no debe ser inferior a 12°C, y los ventiladores deben estar en marcha lenta.

Las condiciones de calidad del banano se establecen por una parte de acuerdo al sistema antiguo consistente en inspección visual al cortar el dedo (banano) para observar el grosor de la cascara y la forma de sus nervaduras, determinándose las siguientes denominaciones: $\frac{3}{4}$ justo (light three quarter), $\frac{3}{4}$ definitivo (three quarter), $\frac{3}{4}$ ligeramente lleno (full three quarter) y $\frac{3}{4}$ reforzado (full).

2.2. Tipos de transporte utilizados

Actualmente el transporte de banano desde las bananeras hacia el puerto de embarque se lo realiza ya sea por medio de camiones refrigerados, contenedores refrigerados autonomos o por furgones refrigerados con **movilización** propia transportados en **cabezales**, siendo estos dos últimos utilizados especialmente solo por aquellas personas o exportadoras que han alcanzado un buen grado de **tecnificación** y calidad de la fruta.

– Por **camión no refrigerado**

Es necesario hacer varias recomendaciones para este caso:

Los camiones para transportar el banano deben estar adecuados para su misión pues estos deben tener lona, usar caballete, tener poivera y además adecuaciones.

La estiba **debe** ser holgada, bien tapada por el sol y el polvo, la altura no debe exceder de 8 cajas como máximo. Hay casos en que se sobrepasa esta altura y la caja toca la lona y con el sol se quema toda la plantía de encima. Pasada las cinco de la tarde debe ser obligatorio destapar dichos camiones y estar a la expectativa en invierno si hay amenaza de lluvia. Es de suma necesidad esta medida pues así lograría que la temperatura de la pulpa de banano no suba por lo contrario refresque y esto hará que cuando entre a refrigeración en corto tiempo se adquiera la temperatura deseada y se elimine otro posible motivo de maduración.

Se recomienda que la polvera deiantera del camión se destape para lograr una adecuada ventilación hacia las cajas evitando así altas temperaturas que se concentrarian en la pulpa de la banana.

- Por camiones refrigerados

Este transporte es el ideal pero puede tomarse en peiigroso cuando por alguna razón el sistema falla y no se dan cuenta de esto los encargados. Puede darse el caso de que la fruta permanezca encerrada herméticamente sin refrigeración lo cual **precipitaria** la maduración. A veces ocurre que los

camiones muchas veces permanecen varias horas esperando en el Puerto Marítimo para ser desembarcados pues justamente por ser refrigerados, se supone que la fruta no corre ningún peligro. En estos casos el embarcador debe tomar debidas precauciones para evitar que esto suceda.

2.3. Características de los vehículos

A continuación se muestra las características que debe poseer el trailer destinado al transporte:

Resistencia al movimiento brusco, choques, accidentes, intemperie, etc.

No debe ser vulnerable a los agentes externos como: arena, granos de toda clase, líquidos, gases; teniendo en cuenta que el trailer se lo debe desinfectar con químicos.

Las aberturas de ventilación que presentan los trailers deben ser completamente selladas.

Debe ser posible realizar futuras adaptaciones y reparaciones locales.

La estructura del trailer debe estar ajustada a las condiciones de resistencia mecánica impuesta por la ISO.

Para constatar la calidad en la construcción del trailer debe verificarse los siguientes puntos:

- Calidad de la soldadura
- Cumplimiento de las dimensiones especificadas por la ISO.
- El funcionamiento de abertura y cerrado de las puertas.
- Chasis en optimas condiciones.
- Ejes en buen estado.
- Sistema de freno sin fugas.
- Llantas en buen estado.
- Amortiguación en buen estado.
- Acabado final, que incluye:
 - Limpieza general
 - Protección contra corrosión.
 - Presencia de deformaciones.
 - Verificación de regularidad de formas.
 - Eliminación de asperezas de soldadura.
 - Ausencia de fuentes de corrosión.

III. SELECCION DEL VEHICULO DE TRANSPORTE

3.1. Introducción

Uno de los objetivos de esta tesis es reutilizar trailers o remolques que puedan ser adaptados al transporte de banano, evitándonos de esta manera el diseño de la estructura del mismo. Debido a esta razón se tendrá que ajustar el diseño termodinámico del furgón a las condiciones estándares internacionales que tienen los trailers o furgones refrigerados autónomos.

Los trailers que se encuentran destinados a esta actividad deben ser susceptibles de adaptaciones para el transporte de productos perecederos como en este caso para el transporte de banano.

Se debe tener presente principalmente la necesidad de transporte y almacenamiento temporal de banano de acuerdo a las proyecciones y producción futura estimada que será destinada a la exportación.

3.2. Según sus dimensiones

La carga a transportarse debe estar siempre protegida y cuidada ya sea durante el transporte y el manipuleo, la mejor solución es lograr el transporte adecuado es decir , tener una conservación y embalaje correcto del banano desde que sale de la plantación hasta cuando llega al consumidor en los mercados internacionales, tratando de evitar en lo posible la ruptura de la cadena de refrigeración del banano. Para lograr estos objetivos se tendrá que proveer los medios necesarios de transporte refrigerado.

Es muy importante tener en cuenta la normalización de la infraestructura de los medios de transporte refrigerado. Esta normalización permite la versatilidad del furgón en su manejo, acoplamiento, obtención de repuestos y facilidad de mantenimiento.

Nuestro país al estar ubicado en plena zona tórrida, se halla sometido constantemente a las inclemencias del clima, como son: calor, humedad, efectos de la radiación directa del sol, lluvias, brisas marinas que contienen partículas salinas corrosivas, etc., no presenta las condiciones mas favorables como para poder seleccionar cualquier tipo de trailer.

Los trailers o remolques comúnmente utilizados y construidos en el mundo para el transporte refrigerado por tierra son los de la serie # 1 (7).

TABLA 3.1

**DIMENSIONES DE TRAILERS DESTINADOS AL
TRANSPORTE DE MERCADERIAS**

TIPO	1A		1C	
Altura	8' 5"	2.595 m	8' 0"	2.438 m
Ancho	8' 0"	2.438 m	8' 0"	2.438 m
Longitud	40' 0"	12.192 m	20' 0"	5.096 m
Peso Bruto (TM)	30.48	30.48	20.32	20.32
Tara (TM)	4.55	4.65	3.30	3.30
Carga útil (TM)	25.83	25.83	17.02	17.02
Capacidad Volumétrica	2111.9 cuf	59.81 m ³	988.7 cuf	28 m ³

Fuente: Revista Puertos, año9, # 29

3.2. Según la facilidad de transporte

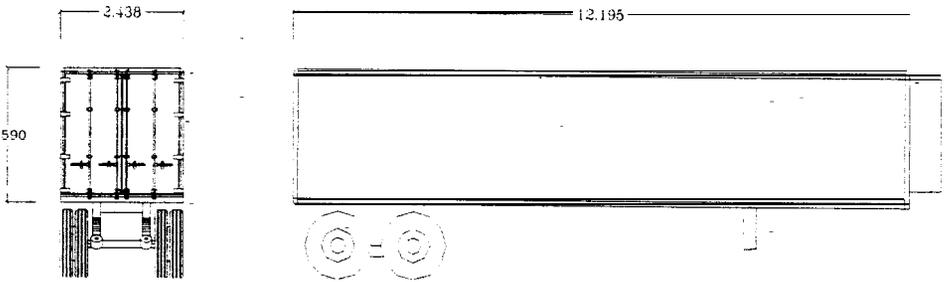
Los trailers tienen características muy importantes que ayudan a la circulación del aire, remoción de calor y al manejo de la temperatura del producto. Sin embargo muchas de estas características pueden ser

afectadas por la inapropiada forma de carga, impidiendo que se logre la temperatura de transporte deseada , causando problemas de transporte y pérdidas de mercado.

Características de diseño necesarias en trailer o furgones refrigerados para mantener productos en óptimas condiciones de temperatura y adecuado transporte, se muestran a continuación en la figura 3.1 (8 j (9)).

FIGURA 3.1

DIMENSIONES DEL FURGON TIPO AI



Los trailers son **compartimientos** aislados que mantienen en buena condición la temperatura deseada deí producto. Faíta de mantenimiento o daños que restringen la circulación de aire incrementan el calor que se pierde dentro o fuera del furgón pudiendo verse afectado la temperatura de transporte del producto.

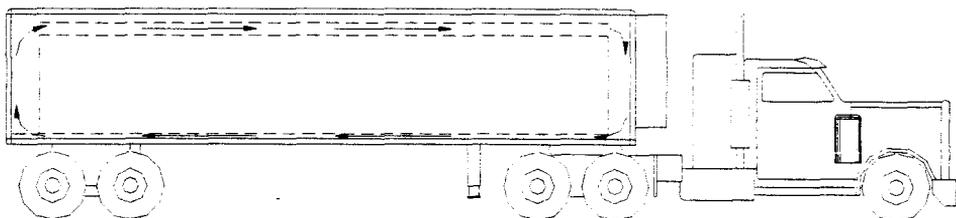
Sistema de refrigeración: La mayoría de las unidades modernas de transporte refrigerado tienen más de la suficiente capacidad de refrigeración para mantener la temperatura de transporte de productos perecibles. El sistema de refrigeración incluye los siguientes componentes:

Unidad de refrigeración (unidad de poder, compresor y condensador, termómetro, termostato y controlador) i.a mayoría de unidades modernas de refrigeración tienen un exceso de capacidad de refrigeración.

Ventilador para circular el aire a través y alrededor de la carga, el aire que circula es reducido por la resistencia a la estrechez de la carga. En estas unidades, el ventilador puede circular alrededor de 3400 m³ / h (2000 cfm) contra la resistencia de la carga, en la figura 3.2 se muestra el sentido en que puede circular el aire.

FIGURA 3.2

SENTIDO DE CIRCULACION DE AIRE



Evaporador lo suficientemente grande para mantener una alta humedad relativa alrededor de la carga.

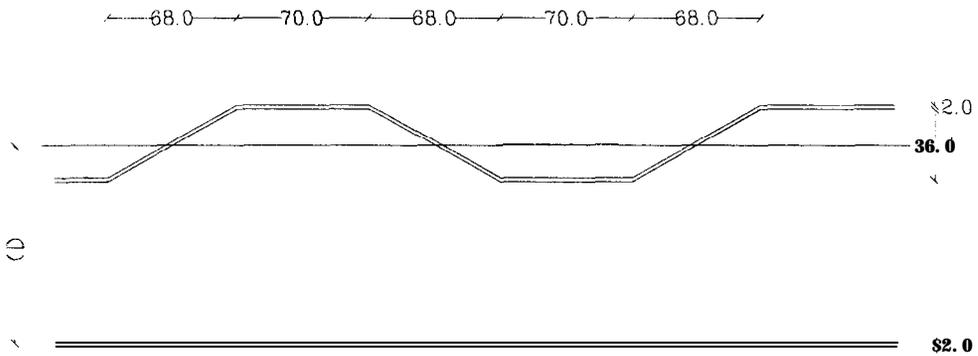
Celdas de retorno de aire a través y alrededor de la carga, canales en el piso, paredes acanaladas o entre los espacios de la carga y las paredes que permitan la suficiente circulación del aire para remover el calor y mantener la temperatura del producto.

El diseño y construcción de las paredes de los trailers influyen sobre el calor y en la conducción de este de las paredes a la carga.

Paredes planas son las menos usadas por provocar danos durante el almacenamiento, transporte descarga, porque estas proveen del máximo contacto cuando se dan cargas apretadas.

FIGURA 3.3

DETALLE DE PARED ACANALADA



Durante el clima caliente el calor es conducido desde afuera y a través de las paredes, techo y piso para luego transferirse al producto, provocando el calentamiento de este. Durante el clima muy frío, el calor es conducido desde la carga hacia afuera, causando que el producto se enfríe demasiado o se congele. (8)

Paredes acanaladas como se muestra en la figura 3.3 esta, provee cerca de la mitad del contacto entre las paredes y la carga del que se daba con las paredes completamente planas.

Esta forma reduce el calor que puede ser conducido a través de las paredes hacia el producto. Este tipo de paredes suministra los canales verticales de aire por consiguiente el aire frío puede ser circulado hacia abajo o hacia arriba de la carga según sea la disposición del ventilador.

IV. PROPIEDADES DEL BANANO

4.1. Generalidades

En su composición tiene el banano, alrededor del 75% de humedad y 25 % de componente sólido, así como calorías y azúcar, con lo que el banano es la fruta que menos cantidad de agua contiene.

El banano sobresale entre las demás frutas con respecto a las riquezas en materias minerales y elementos de vestigio. Al lado del alto contenido de fósforo cuya cantidad dobla al de la manzana. El banano recogido aún verde destinado a la exportación, posee una baja proporción de azúcar

(cañorias), proporción que el banano ía transforma en forma inversa durante su período de maciuración.

4.2. Variedades y tamaños

Entre las variedades de banano que se comercian en el mundo, merece citarse el cambio de la producción original de la variedad de Gros Michael a las variedades Cavendish y Lacatan. Cambio ocasionado a causa de la famosa enfermedad de Panamá, a la cual a sido bastante vulnerable esta variedad y además al menor rendimiento de cultivo por hectárea con respecto a otras variedades (i 0 j. Hoy en día las variedades exportables son:

Lacatán (variedad de origen filipino, considerado mutante del cavendish).

Otros bananos del grupo cavendish, tales como:

- Petite Naine o Dwarf Cavendish
- Grande Naine o Giant Governor
- Poyo - Robusta - Valery

El tamaño de la fruta se lo establece de acuerdo a calibres o grados. El calibre o grado se determina por medio del diámetro de la parte general y la longitud de la parte convexa de la fruta, además de tener en cuenta consideraciones técnicas como el período de resistencia.

4.2.1. Consideraciones Técnicas sobre la fruta:

4.2.1.1. *Períodos de resistencia*

Al momento de ser embarcado el banano, debe tener un tiempo mínimo de corte para lo cual, a efectos de normar estos procedimientos, se debe considerarlas dos épocas del año en las que se ubica al producto como más resistente y menos resistente (II).

Período de resistencia

Es el período comprendido entre los meses de septiembre - abril donde el corte puede permitirse en aguante hasta de 30 horas como máximo sin que esto sea lo ideal; pasado este tiempo tomarse peligroso y es preferible no correr riesgos. Por otra parte, este procedimiento juega un papel muy importante el grado de la fruta que se la tratara mas adelante.

Período de menos resistencia

La fruta con poca resistencia de Mayo - Agosto aqui se debe embarcar tomando las precauciones del caso y redoblando el control sobre la fruta tanto en tiempo de corte como en

grado de fruta, lo ideal sería embarcar la fruta cortada deí día, máximo 24 horas en casos de fuerza mayor.

4.2.2. Grados de la Fruta

Los grados de la fruta son variables y están de acuerdo al número de días que la nave tomará para llegar a su destino entonces los grados deben ser los siguientes:

TABLA 4.1

**GRADOS DE CALIBRACION DEL BANANO EPOCA
Septiembre / Abril**

Duración máxima de viaje	Grado de la fruta (mm)
Hasta 10 días	48 grados
de 11 hasta 15 días	46 “
de 16 hasta 20 días	44 “
de 21 o más días	42 “

TABLA 4.2

**GRADOS DE CALIBRACION DEL BANANO EPOCA
Mayo / Agosto**

Duración máxima de viaje	Grado de la fruta (mm)
Hasta 10 días	46 grados
de 11 hasta 15 días	44 “
de 16 hasta 20 días	42 “
de 21 o más días	40 “

Esta calibración de **fruta** puesta al máximo se entiende que el productor en algunas cajas va a sobrepasar estos grados pues es imposible pretender ajustar estrictamente a los pedidos pero puesto así en este límite de tolerancia al porcentaje será mínimo y así se obtendrá **fruta** con el grado más o menos de acuerdo para que el banano transportado no vaya a madurar por exceso de grados.

Por otra parte debe haber un estricto control en la plantación porque es **ahí** donde verdaderamente se produce el éxito del embarque en lo que a **calidad** de fruta se refiere, sin que con esto deba descuidarse varios factores que también contribuyan para el éxito de la calidad y llegada de la **fruta**, esto es empacadora, transporte al buque, descarga de la misma y estiba.

4.3. Propiedades termodinámicas del banano

4.3.1. Respiración y generación de calor

La alteración fisiológica de los productos perecederos está directamente relacionada con su ritmo respiratorio, La “capacidad de conservación” de las frutas y legumbres (es decir capacidad de mantenerse en buen estado) y, en consecuencia, su duración en

condiciones de venta es inversamente proporcional a su ritmo respiratorio.

Entre las funciones metabólicas que ocurren en las frutas cosechadas, una de las más importantes es la respiración. Se puede describir la respiración como un proceso de descomposición oxidativo de materiales normalmente presentes en las células. Por ejemplo el almidón, el azúcar y los ácidos orgánicos son transformados en moléculas más simples **tales** como el anhídrido carbónico y agua.

43.2. Temperatura de transporte

Esta deberá ser aplicada muy cuidadosamente puesto que esta fruta es susceptible a daños por refrigeración cuando se lo transporta a temperaturas inferiores a su valor crítico. En general la temperatura de transporte es dependiente de la variedad de banano, y de la duración del viaje. Su humedad relativa deberá ser mantenida a 85 - 95 %.

Con respecto a la variedad de banano a transportar su temperatura puede ser de 11.7°C (53°F) a 14.4°C (58°F). A continuación se hace una reseña de la temperatura de transporte de acuerdo a la variedad de banano para una determinada duración de viaje (10 j).

TABLA 4.3

TEMPERATURAS DE TRANSPORTE CON RESPECTO A DURACION DE VIAJE

Variedad	Duración de Viaje	Temperatura de transporte
Gros Michel	12 días	12°C
Petite Naine (Dwarf Cavendish)	16 días	12°C
Grande Naine (Giant Governor)	14 días	12°C
Poyo - Robusta - Valery	14 días	12°C
Lacatan	11 a 13 días	14°C

El banano posee otras propiedades como son:

TABLA 4.4

PROPIEDADES DEL BANANO

Punto de congelación:	-0.77 °C
Calor específico por arriba del punto de congelación:	0.80 Kcal / kg °C
Calor específico por debajo del punto de congelación:	0.42 Kcal / kg °C
Calor latente de fusión:	60 Kcal / kg
Calor de respiración:	4.18 Kcal / kg °C

V. CALCULO Y SELECCION DEL AISLAMIENTO

La selección del aislamiento y el método de instalación del mismo son de mucha importancia pues de este parámetro dependerá la capacidad de mantener la temperatura dentro del furgón y aislarlo del medio externo, logrando de esta forma crear la atmósfera adecuada para el transporte del banano.

En el capítulo anterior se trató sobre las características termodinámicas del banano, es así que conocemos la temperatura interior a la que deberá estar el furgón que es de 12°C para una temperatura ambiente exterior promedio de 32°C.

La selección del aislamiento no depende de normas establecidas para furgones refrigerados, ya que esto solo depende de la tecnología, facilidad de obtención, baja conductividad térmica, olor, combustibilidad, costo, etc..

Objetivos del aislamiento

- Evitar el aporte calorífico hacia el espacio refrigerado.
- Ayudar a mantener la temperatura interna del furgón a la temperatura deseada, conforme a los requerimientos.
- Proveer un ahorro energético, es decir ahorro en la energía que impulsará al compresor, ventiladores, evitándonos de esta manera el uso de compresores y ventiladores mas grandes.

Propiedades requeridas para materiales aislantes (10):

- Conductividad térmica

Todo material aislante debe tener un bajo coeficiente de conductividad térmica y mientras más bajo sea su valor, será un mejor aislante. La unidad de conductividad térmica se define como la cantidad de calor (Kcal) que atraviesa una pared de un metro de espesor durante una hora por una superficie de un metro cuadrado, donde la diferencia de temperatura entre las dos caras de la pared es de 1°C $\left[\frac{\text{Kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \right]$

- *Permeabilidad*

En lo posible, los materiales aislantes deberán ser no permeables (impermeables), sin embargo los materiales fibrosos tienen una permeabilidad muy alta, no así ciertos aislantes celulares que su permeabilidad es prácticamente nula.

Es necesario tomar en cuenta que la mayor parte de los materiales aislantes están constituidos por células de aire limitadas por fibras o gránulos, por lo tanto el aire incluido es el elemento fundamental de la conductividad y en consecuencia el aislamiento se caracteriza por su porosidad.

Es importante que el aire que se encuentra contenido en las células sea aire seco, pues el aire húmedo es más conductor de calor que el aire seco. (siendo la conductividad de del agua $0.50 \text{ Kcal/hr.m}^2.\text{°C}$, y la del aire seco $0.0208 \text{ Kcal/hr.m}^2.\text{°C}$; por lo tanto el agua es 24 veces más conductora de calor que el aire seco). Por lo tanto, podemos así comprender la necesidad que la pared de la célula de aire de un material aislante, no debe ser permeable al vapor de agua (humedad).

Para prevenir la penetración de la humedad en los aislamientos que sean permeables, se ha hecho necesario el uso de barreras antivapor de agua o

revestimientos (lining). Existen dos razones para evitar que agua quede atrapada dentro del aislamiento:

El coeficiente de conductividad es una función directa de la cantidad de humedad presente en un aislante.

El deterioro que el vapor pueda causar en el material del aislante.

Se coloca una barrera antivapor del lado caliente que impida la penetración de vapor al aislamiento y se sugiere en algunos casos no colocar una barrera antivapor del lado frío del aislante para permitir que la humedad atrapada fluya hacia el lado frío.

Revestimiento para los aislantes (Barreras antivapor)

Existen los siguientes tipos de barreras antivapor:

- Plancha de acero galvanizado: Un espesor de 2 a 2,5 mm. Es normalmente cuando el aislante está expuesto a la mercancía (carga) y un espesor de 1,5 mm. para revestimientos detrás de mamparas (pantallas) de aire.
- Plancha de acero inoxidable: Por lo general usado del lado interior, en espesores de 2 mm.
- Planchas de aluminio: Se usan en espesores de similar magnitud que los del acero galvanizado.

- Planchas de plywood: Se usan planchas de madera contrachapada del tipo marino que hayan sido previamente secadas en forma adecuada, su espesor debe ser de 18 mm. para aquellas expuestas a la mercancía y de 9 mm. para aquellas planchas usadas detrás de mamparas de aire.

No importa que tipo de material se utilice, se debe siempre tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Colocar las barreras antivapor a ambos lados del aislamiento.
- El material de la barrera antivapor debe soportar contracciones o expansiones, debidas al movimiento del contenedor, sin romperse o crear espacios para la entrada de humedad.

Olor: Es indispensable que el aislamiento no despida olores, ni que sea sensible a la captación de los mismos. Esta propiedad es importante, si consideramos que uno de los problemas de la carga refrigerada es su posible contaminación con olores extraños.

Combustibilidad: El riesgo de incendio es otro de los puntos que se toman en cuenta para seleccionar un aislamiento. Se a comprobado que los aislantes e origen mineral son los que mejor resisten la acción de fuego.

Costo: es algo normal que el factor costo sea igualmente un elemento a considerar en la elección de un aislante; aunque es lógico suponer que los mejores materiales aislantes son costosos.

Facilidad de aplicación: Esta propiedad esta relacionada al costo de la mano de obra en la instalación del aislamiento, es decir que mientras la colocación del aislamiento sea mas sencilla, será menos costosa.

Durabilidad: Nuevamente esta propiedad se relaciona con costos; puesto que si un material aislante requiere ser reemplazado durante la vida del furgón, la remoción y reinstalación involucra un rubro notable de costo, por los que se tratará de seleccionar de acuerdo al tiempo estimado de vida del furgón.

Resistencia a la compresión: Es algo obvio que si los materiales aislantes tienen una resistencia suficiente a la compresión, ellos podrían ser autosoportantes cuando son usados en las paredes, techo y piso para soportar la carga que se depositará sobre ellos.

Por otra parte los materiales aislantes no **deberán** sufrir disgregación por efecto de las vibraciones.

Entre los aislamientos mas utilizados en el transporte de productos perecederos tenemos:

- Corcho.
- Lana de vidrio.
- Lana mineral.
- Poliestireno
- Poliuretano expandido
- Cloruro de polivinilo expandido.

En la tabla dada a continuación podemos apreciar las propiedades de estos aislamientos:

TABLA 5.1

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES AISLANTES

AISLAMIENTO	DENSIDAD (Kg/ m³)	CONDUCTIVIDAD Kcal /m²h°C	PERMEABILIDAD	COMBUSTIBILIDAD	RESIST. COMPR. (kg / cm²)
Corcho	150a 200	0.035	alta	mediana. inflamable	5
Lana de vidrio	70	0.032	alta	incombust.	Nula
Lana mineral	70	0.028	alta	incombust.	Nula
Poliestireno	15 a 30	0.030	regular	combustible auto-exting.	0.6 a 2.5
Poliuretano expandido	25	0.018 - 0.0235	baja	depende de la calidad	1.2
PVC expandido	20 a 40	0.020	baja	no inflamable	1.5 a3

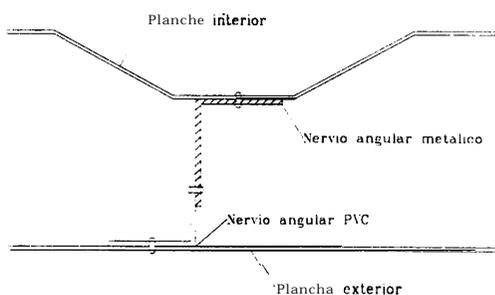
Consideraciones generales

Una característica que se debe tener siempre presente en la construcción de las paredes aislantes es que nunca debe existir puentes térmicos, ya que aparte de causar pérdida de calor, provoca el deterioro del material aislante por condensación de vapor. En la figura 5.1 se muestra la forma correcta de la construcción de sujetadores de aislamiento.

Según lo anotado párrafos anteriores se aconseja el uso como material aislante al poliuretano expandido, tanto por características, así por su facilidad de adquirirlo en el mercado y poderlo instalar. Como barrera antivapor se utilizará cemento de contacto instalado en ambos lados de la pared aislante de 1 mm de espesor.

FIGURA 5.1

DETALLE SUJETADORES DE AISLAMIENTO



Las paredes y puertas del furgón como se anotó en el capítulo III se recomienda que la cara interna sea del tipo acanalada (material acero inoxidable de 2 mm de espesor), pudiendo ser la parte exterior plana (material acero galvanizado de 2 mm de espesor), por tal motivo es necesario colocar el material aislante *in situ*, de esta manera se evita que queden espacios libre en esquinas, y entre el material aislante y las aristas de los canales.

En la construcción del techo se utilizará los mismos materiales con la diferencia que la parte interior será plana. Para el piso en cambio éste tendrá una rejilla acanalada de 38 mm. (1.5 pulgadas) de altura sobre la parte interior .

TABLA 5.2

**MATERIALES TIPICOS USADOS EN LA FABRICACION
DE PAREDES DE FURGONES REFRIGERADOS**

Material	Espesor [mm.]	Conductividad <i>Kcal/hr.m°C.</i>
Plancha acero inoxidable	2	11.52
Plancha aluminio	2	144
Barrera antivapor	1	0.206
Plancha acero galvanizado	2	39
Poliestireno expandido	e_x	0.0235

5.1. Aislamiento de paredes

Para calcular el espesor del aislamiento tolerable cuando la cantidad de calor atraviesa una pared, este es aproximadamente igual a 8 o 10 $Kcal./hr.m^2$. según la diferencia de temperatura AT entre los dos medios separados por esta pared. Se puede admitir una relación lineal entre K y AT . Consideraremos como parámetro de diseño el valor dado para el coeficiente global de transferencia de calor K (12) Este valor se recomienda según la siguiente tabla.

TABLA 5.3

COEFICIENTES GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL DISEÑO DE LOCALES REFRIGERADOS

AT [°C]	60"	50"	40°	30"	20"	10"	5°
K $Kcal./hr.m^2.°C.$	0.15	0.20	0.2125	0.2833	0.425	0.40	0.60

Para determinar la diferencia de temperatura entre las dos superficies de la pared se considerará que la superficie exterior se halla expuesta a las adversidades climáticas por lo que se aconseja que la temperatura de esta

será aproximadamente 10°C más sobre la temperatura promedio del medio exterior (esto para condiciones extremas de calor) (10). Estas temperaturas se las muestra en el siguiente cuadro.

Temperaturas Paredes	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
Temperatura medio exterior	32	89.8
Temperatura superficie exterior pared	42	107.8
Temperatura superficie interior pared	12	53.6
Temperatura transporte	12	53.6

$$\Delta T = T_{SE} - T_{SI}$$

$$AT = 42 - 12$$

$$AT = 30^{\circ}\text{C}$$

Para una diferencia de temperatura $AT = 30^{\circ}\text{C}$, en la tabla 5.2 interpolando se halla en valor de K:

$$K = 0.2833 \text{ KCal} / \text{h.m}^2\text{oC}$$

El coeficiente K se puede expresado por la siguiente fórmula:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \Sigma \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e}} \quad (5.1)$$

Donde:

h_i es el coeficientes de convección por el. lado interior de la pared

h_e es el coeficientes de convección por el. lado exterior de la pared.

e : es el espesor de los diferentes materiales que se utilizan en la pared.

k : es el coeficiente de transmisión de calor de cada uno delos materiales.

Para paredes en contacto con aire exterior se recomienda (12)

$$h_e = 20 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr.m}^2\text{°C.}}$$

Para paredes en contacto con aire de una cámara ligeramente ventilada (12)

$$h_i = 10 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr.m}^2\text{°C.}}$$

reemplazando se obtiene:

$$0.2833 = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0.002}{11.52} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{e}{0.0235} + \frac{0.002}{39} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{1}{20}}$$

despejando para el. espesor e :

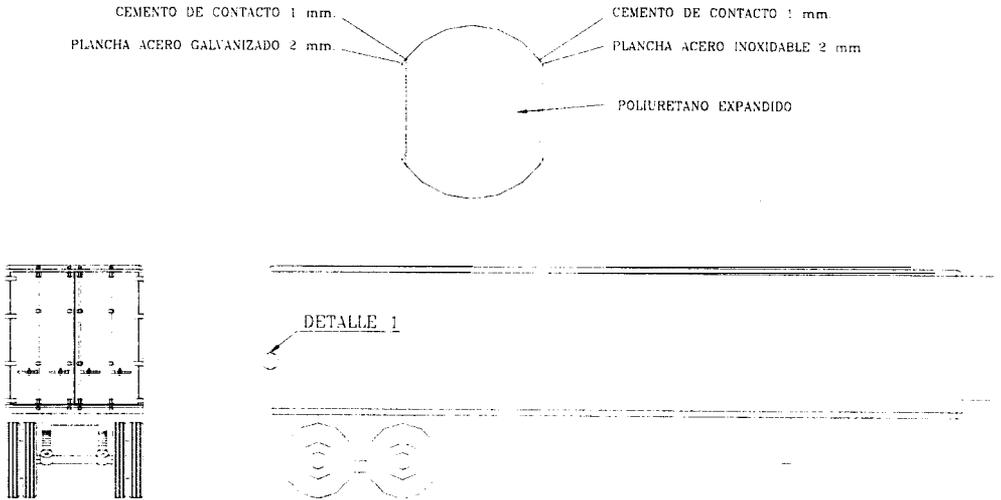
$$e = 0.0235 \left[\frac{1}{0.30} - \left[\frac{1}{10} + \frac{0.002}{11.52} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.002}{39} + \frac{1}{20} \right] \right]$$

$$e = 0.0792m$$

El. arreglo de las partes que forman la pared se muestra en la figura 5.2

FIGURA 5.2

DETALLE DE COMPOSICION DE PARED



5.2. Aislamiento de techo

Considerando los criterios anotados para el cálculo del espesor de paredes se calculará el espesor del aislante en el techo, con la única diferencia que la superficie exterior del furgón tendrá una diferencia de temperatura con el medio que lo rodea de 15°C más. (diferencia recomendada para superficies planas horizontales expuestas al medio) (12).

Temperaturas Techo	°C	°F
Temperatura medio exterior	32	89.8
Temperatura superficie exterior techo	47	116.8
Temperatura superficie interior techo	12	53.6
Temperatura transporte	12	53.6

$$\Delta T = T_{SE} - T_{SI}$$

$$\Delta T = 47 - 12$$

$$\Delta T = 35^{\circ}\text{C}$$

Para una diferencia de temperatura $\Delta T = 35^{\circ}\text{C}$, en la tabla 5.2 interpolando se halla el valor de K:

$$K = 0.2428 \text{ KCal} / \text{h.m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Donde:

$$h_e = 20 \text{ Kcal} / \text{hr.m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_i = 10 \text{ Kcal} / \text{hr.m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Aplicando la ecuación 5.1 y despejando para el valor de e tenemos:

$$e = 0.0235 \left[\frac{1}{0.2428} - \left[\frac{1}{10} + \frac{0.002}{11.52} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.002}{39} + \frac{20}{1} \right] \right]$$

$$e = 0.093\text{m}$$

5.3. Aislamiento de piso

Para determinar el espesor del aislamiento se hará un análisis similar al usado para las paredes.

Temperaturas Piso	°C	°F
Temperatura medio exterior	32	89.8
Temperatura superficie exterior techo	42	107.8
Temperatura superficie interior techo	12	53.6
Temperatura transporte	12	53.6

$$AT = T_{SE} - T_{SI}$$

$$AT = 42 - 12$$

$$AT = 30^{\circ}C$$

Para una diferencia de temperatura $\Delta T = 30^{\circ}C$, en la tabla 5.2 interpolando se halla en valor de K :

$$K = 0.2833 \text{ KCal} / \text{h.m}^2\text{ }^{\circ}C$$

Donde:

$$h_e = 20 \text{ Kcal} / \text{hr.m}^2\text{ }^{\circ}C.$$

$$h_i = 10 \text{ Kcal} / \text{hr.m}^2\text{ }^{\circ}C.$$

Aplicando la ecuación 5.1 y despejando para el valor de e tenemos:

$$e = 0.0235 \left[\frac{1}{0.30} - \left[\frac{1}{10} + \frac{0.002}{1.52} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.002}{39} + \frac{1}{20} \right] \right]$$

$$e = 0.0792m$$

5.4. Aislamiento de puertas

Las puertas al igual que las paredes se asume que se encuentran a las mismas condiciones:

Temperaturas Puertas	°C	°F
Temperatura medio exterior	32	89.8
Temperatura superficie exterior pared	42	107.8
Temperatura superficie interior pared	12	53.6
Temperatura transporte	12	53.6

$$\Delta T = T_{SE} - T_{SI}$$

$$\Delta T = 42 - 12$$

$$\Delta T = 30^{\circ}C$$

Para una diferencia de temperatura $\Delta T = 30^{\circ}C$, en la tabla 5.2 interpolando se halla en valor de K:

$$K = 0.2833 \text{ KCal} / \text{h.m}^2{}^{\circ}C$$

Donde:

$$h_e = 20 \frac{\text{Kcal.}}{\text{hr.m}^2\text{°C.}}$$

$$h_i = 10 \frac{\text{Kcal.}}{\text{hr.m}^2\text{°C.}}$$

Aplicando la ecuación 5.1 y despejando para el valor de e tenemos:

$$e = 0.0235 \left[\frac{1}{0.2833} - \left[\frac{1}{10} + \frac{0.002}{11.52} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.002}{39} + \frac{1}{20} \right] \right]$$

$$e = 0.0792m$$

VI. CALCULO DE CARGA

6.1. Análisis de parámetros de diseño

Los parámetros de diseño se resumen en el siguiente cuadro:

Temperatura medio [T_m]	32°C	90°F
Temperatura transporte [T_T]	12°C	54°F
Temperatura inicial fruta [T_i]	20°C	68°F
Temperatura bulbo húmedo [T_{WB}]	20°C	84°F
Humedad relativa transporte[HR_T]	[85 - 95] %	[85 - 95]%
Humedad relativa del medio [HR_M]	76%	76%

Calor específico banano [c_1]	0.80 $KCal/Kg.^{\circ}C$	0.80 $Btu/lb.^{\circ}F$
Calor específico cartón [c_2]	0.32 $KCal/Kg.^{\circ}C$	0.32 $Btu/lb.^{\circ}F$
Calor de respiración banano [ir]	1663 $KCal / TM / dia$	6600 $Btu / TM / dia$
Calor latente banano	59.94 $KCal/Kg$	108 Btu/lb

La carga de refrigeración es la cantidad de remoción de calor del espacio refrigerado, que se requiere para mantener el espacio o el producto a las condiciones deseadas. La determinación de la carga de enfriamiento tiene por objeto establecer la Potencia Frigorífica del (o de los) compresor (es) necesarios para asegurar un buen funcionamiento del recinto.

La carga de enfriamiento es el resultado de las ganancias de calor a partir de varias posibles fuentes, las que es posible clasificar convenientemente según las siguientes categorías:

- Aportes Internos

Enfriamiento de los productos y eventualmente de sus embalajes.

Absorción eventual del calor desprendido por los productos almacenados (calor de respiración j).

- Aporte Externos

Aportes caloríficos a causa de la transferencia de calor a través de las paredes, piso y Lecho del furgón.

- Aportes ìvíscláneos

Aporte calorífico por apertura de puertas.

Aporte calorífico a causa del equivalente calorífico del trabajo del (o de los j ventilador (esj , y de las bombas de circulación del líquido incongelable.

Aporte calorífico debido a la circulación y el trabajo del personal.

Aportes caloríficos debido a la iluminación o alumbrado

6.2. Aportes caloríficos internos

6.2.1. Enfriamiento de los productos

El calor que se necesita extraer al producto se lo define por la siguiente ecuación:

$$Q_{ul} = cM(T_i - T_T) \quad (6.1)$$

Donde:

Q_{ul} es el calor que se extrae para enfriar al producto

c es el calor específico

M es la masa total del producto

T_i es la temperatura inicial del producto

T_T es la temperatura de transporte

sustituyendo tenemos:

$$Q_{u1} = 5072 \frac{KCal}{h} = 20136 \frac{Btu}{h}$$

6.2.2. Enfriamiento del embalaje

Debido a que la fruta se encuentra embalada hay que añadir el calor necesario para enfriar estos embalajes. Usando la ecuación 6.1, a las mismas condiciones de temperatura determinamos:

$$Q_{u2} = c_2 m (T_i - T_T)$$

Donde:

Q_{u2} es el calor desprendido por el embalaje

c_2 es el calor latente del cartón

T_i es la temperatura inicial del cartón

T_T es la temperatura de transporte

reemplazando los valores hallamos:

$$Q_{u2} = 0.32 \frac{KCal}{Kg \cdot ^\circ C} 500 Kg. (20 - 12) ^\circ C \left[\frac{1}{24h} \right]$$

$$Q_{u2} = 53.3 \text{ KCal/h} = 211.7 \text{ Btu/h}$$

6.2.3. Calor desprendido por el producto

La evolución biológica de los productos es esencial e inevitable pero se la puede controlar manteniendo al producto dentro de límites tolerables de humedad y temperatura.

El calor desprendido por los productos se calcula de acuerdo a la siguiente relación:

$$Q_{u3} = lr.M \quad (6.7)$$

Donde:

Q_{u3} es el. calor desprendido por el. producto

lr es el. calor de respiración

M es la masa total

sustituyendo en 6.2 tenemos:

$$Q_{u3} = 1663 \frac{\text{KCal}}{\text{TM}24\text{h}} 19.02\text{TM}$$

$$Q_{u3} = 1318 \text{ KCal/h} = 5230 \text{ Btu/h}$$

El calor por aportes internos total será:

$$Q_U = Q_{u1} + Q_{u2} + Q_{u3}$$

$$Q_U = (5072 + 53.3 + 1318) \text{ KCal/h}$$

$$Q_U = 6443.3 \text{ KCal/h} = 25580.1 \text{ Btu/h}$$

6.3. Aportes Caloríficos Externos

El. calor debido a paredes, techo, piso y puertas se lo define por medio de la ecuación 6.3 :

$$Q_E = KA(T_{ext.} - T_{Transp.}) \quad (6.3)$$

Donde:

Q_E es el. calor generado por paredes, techo, piso, puertas

K es el. coeficiente global de transferencia de calor

T_{ext} es la temperatura exterior

T_{transp} es la temperatura de transporte

6.3.1. Aportes caloríficos por las paredes laterales

$$Q_{Paredes} = KA(T_{ext.} - T_{Transp.})$$

$$T_{ext.} = T_e + 10^\circ C$$

$$\Delta T = T_{ext} - T_{Transp}$$

$$\Delta T = (42 - 12)^{\circ}C = 30^{\circ}C$$

$$K = 0.2833 \frac{KCal}{m^2 h^{\circ}C}$$

$$Q_{Paredes} = 2 * 0.2833 \frac{KCal}{m^2 h^{\circ}C} 28.74 m^2 (42 - 12)^{\circ}C$$

$$Q_{Paredes} = 493 \frac{KCal}{h} = 1957.5 \frac{Btu}{h}$$

6.3.2 Aporte calorífico por la pared anterior

$$Q_{Paredes} = KA(T_{ext.} - T_{Transp.})$$

$$T_{ext.} = T_e + 10^{\circ}C$$

$$\Delta T = T_{ext} - T_{Transp}$$

$$\Delta T = (42 - 12)^{\circ}C = 30^{\circ}C$$

$$K = 0.2833 \frac{KCal}{m^2 h^{\circ}C}$$

$$Q_{Paredes} = 0.2833 \frac{KCal}{m^2 h^{\circ}C} 5.42 m^2 (42 - 12)^{\circ}C$$

$$Q_{Paredes} = 46.39 \frac{KCal}{h} = 184.17 \frac{Btu}{h}$$

6.3.3. Aporte calorífico por el techo

$$Q_{Techo} = KA(T_{ext.} - T_{Transp.})$$

$$T_{ext.} = T_e + 15^{\circ}C$$

$$\Delta T = T_{ext} - T_{Transp}$$

$$\Delta T = (47 - 12)^{\circ}C = 35^{\circ}C$$

$$K = 0.2428 \text{ KCal} / \text{m}^2 \text{ h}^{\circ}C$$

$$Q_{Techo} = 0.2428 \frac{\text{KCal}}{\text{m}^2 \text{ h}^{\circ}C} 27.32 \text{ m}^2 (47 - 12)^{\circ}C$$

$$Q_{Techo} = 230 \text{ KCal} / \text{h} = 916 \text{ Btu} / \text{h}$$

6.3.4. Aporte calorífico por el piso

$$Q_{Piso} = KA(T_{ext.} - T_{Transp.})$$

$$T_{ext.} = T_e + 10^{\circ}C$$

$$\Delta T = T_{ext} - T_{Transp}$$

$$\Delta T = (42 - 12)^{\circ}C = 30^{\circ}C$$

$$K = 0.2833 \text{ KCal} / \text{m}^2 \text{ h}^{\circ}C$$

$$Q_{Piso} = 0.2833 \frac{\text{KCal}}{\text{m}^2 \text{ h}^{\circ}C} 27.32 \text{ m}^2 (42 - 12)^{\circ}C$$

$$Q_{Piso} = 230 \text{ KCal} / \text{h} = 916 \text{ Btu} / \text{h}$$

6.3.5. Aporte calorífico por puertas

$$Q_{Puertas} = KA(T_{ext.} - T_{Transp.})$$

$$T_{ext.} = T_e + 10^{\circ}C$$

$$\Delta T = T_{ext} - T_{Transp}$$

$$\Delta T = (42 - 12)^{\circ}C = 30^{\circ}C$$

$$K = 0.2833 \frac{KCal}{m^2 h^{\circ}C}$$

$$Q_{Puertas} = 0.2833 \frac{KCal}{m^2 h^{\circ}C} 5.42 m^2 (42 - 12)^{\circ}C$$

$$q_{Puertas} = 46.4 \frac{KCal}{h} = 184 \frac{Btu}{h}$$

El calor total por cargas externas será:

$$Q_E = Q_{Paredes} + Q_{Pared} + Q_{Techo} + Q_{Piso} + Q_{Puertas}$$

$$Q_E = (493 + 46.39 + 230 + 230 + 46.4) \frac{KCal}{h}$$

$$Q_E = 1046.8 \frac{KCal}{h} = 4156 \frac{Btu}{h}$$

6.4. Aportes caloríficos por cargas miscelaneas

6.4.1. Aporte por renovación de aire

El furgón será abierto durante la carga y la descarga por lo que se tendrán dos cambios de aire por día.

$$Q_{aire} = N \frac{V}{V_a} (h_a - h_f)$$

Donde:

N es el numero de renovaciones de aire

V es el volumen interior del furgón

h_a es la entalpía del aire del medio

h_f es la entalpía del aire en el interior del furgón

En la carta psicrométrica (apéndice B) con las siguientes condiciones de temperatura y humedad encontramos:

$$T_e = 32^{\circ}\text{C}$$

$$Hr_a = 76\%$$

$$h_i = 26.1 \text{ Kcal/Kg}$$

$$v = 0.896 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_{\text{transp}} = 12^{\circ}\text{C}$$

$$HR_{\text{Transp}} = 85\%$$

$$h_f = 11.64 \text{ Kcal/Kg}$$

El. volúmen esta definido por:

$$V = L \times W \times H \tag{6.4}$$

$$L = 12.192 - (2 * 0.086) = 12.02 \text{ m}$$

$$W = 2.438 - (2 * 0.086) = 2.266 \text{ m}$$

$$H = 2.590 - (0.096 + 0.103) = 2.391 \text{ m}$$

sustituyendo en 6.4 tenemos:

$$V = 65.12 \text{ m}^3$$

los valores anterior mente determinados los sustituimos en 6.3:

$$Q_{\text{aire}} = 2 \frac{65.12 \text{ m}^3}{0.887 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} (26.1 - 11.64) \text{ KCal/kg} \left[\frac{1}{24 \text{ h}} \right]$$

$$Q_{\text{aire}} = 79.13 \text{ KCal/h} = 113 \text{ Btu/h}$$

6.4.2. Aporte calorífico por motoventilador

Capacidad del motoventilador (*fan*) de 1 KW

$$Q_{\text{fan}} = 1 \text{ KW} * 860 \text{ KCal/h}$$

$$Q_{\text{fan}} = 860 \text{ KCal/h} = 3414 \text{ Btu/h}$$

El calor por cargas misceláneas será:

$$Q_M = Q_{\text{aire}} + Q_{\text{fan}}$$

$$Q_M = (79.13 + 860) \text{ KCal/h}$$

$$Q_M = 939.13 \text{ KCal/h} = 3722 \text{ Btu/h}$$

La carga total removida será:

$$Q_{\text{TOTAL}} = Q_U + Q_E + Q_M$$

$$Q_{\text{TOTAL}} = (6443.3 + 1046.8 + 939.13) \text{ KCal/h}$$

$$Q_{TOTAL} = 8429.23 \text{ KCal/h} = 33458 \text{ Btu/h}$$

Esta carga **se** ha **calculado** considerando que el equipo trabaja las 24 horas del día, pero en la realidad el equipo trabaja alrededor de 20 horasidía. Entonces:

$$Q_{TOTAL} = 8429.23 \frac{\text{KCal}}{\text{h}} \left(\frac{24\text{h}}{20\text{h}} \right)$$

$$Q_{TOTAL} = 10204.8 \frac{\text{KCal}}{\text{h}} = 40513 \frac{\text{KJ}}{\text{h}} = 42741 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$Q_{TOTAL} = \mathbf{10204.8} \frac{\text{KCal}}{\text{h}} = \mathbf{3.57} \text{ Ton. Ref.} \approx 4 \text{ Ton. Ref.}$$

VII. SELECCION DEL REFRIGERANTE Y SISTEMA DE REFRIGERACION

7.1. Selección del refrigerante

7.1.1. Refrigerante

Es un fluido que circula cíclicamente por las instalaciones frigoríficas actuando como agente enfriador de un cuerpo. Se caracteriza por su tendencia a vaporizarse a bajas temperaturas al absorber calor en los evaporadores, y además, por su facilidad de condensarse a temperatura ambiente al ceder calor en los condensadores (13).

En todo sistema de refrigeración, tanto por compresión de vapor como por absorción, el enfriamiento se obtiene por la evaporación de un líquido. Por consiguiente, cualquier fluido al que se le puede hacer cambiar de estado, de líquido a gas, puede servir como refrigerante. Son muchos los factores, sin embargo que hacen que algunas sustancias sean mas adecuadas que otras, dependiendo de la aplicación, la capacidad del equipo, el consumo de energía.

La seguridad y el mantenimiento son algunas de las condiciones que se ven afectadas por la selección del refrigerante.

7.1.2. Propiedades de los refrigerantes

Algunas propiedades físicas de los refrigerantes, pueden tener efecto sobre la capacidad del equipo o la potencia requerida, estas incluyen:

– Propiedades termodinámicas

1. Es conveniente que la presión a las condiciones de evaporación sea superior a la atmosférica, a fin de evitar que el aire penetre por **filtración** al sistema.

2. La temperatura de ebullición (punto de saturación) de un fluido en lo posible debe tener que ser menor a la temperatura de evaporación del refrigerante.
3. Es conveniente que la relación de compresión sea baja, puesto que la potencia requerida por el compresor aumenta directamente con la razón de compresión.
4. La temperatura de descarga del compresor no debe ser excesiva, a fin de evitar problemas tales como la descomposición o dilución del aceite lubricante, descomposición del refrigerante, o formación de contaminantes tales como sedimentos o ácidos. Todos ellos pueden causar daños al compresor.
5. La presión de descarga del compresor no debe ser superior a la presión crítica del refrigerante. Esta es la presión por arriba de la cual no existe estado separado de líquido o vapor. Bajo estas circunstancias, no es posible condensar el refrigerante a presión constante.
6. La temperatura de evaporación debe ser inferior a la temperatura del local a refrigerar.

- *El calor latente de vaporización*

Es conveniente que el calor latente de vaporización tenga un valor alto, puesto que esto indica que existe un elevado efecto de refrigeración (El efecto de refrigeración es la cantidad de enfriamiento obtenida por cada kilogramo de refrigerante evaporado. Es menor que el calor latente de vaporización, pero es proporcional al mismo.) Esto quiere decir que con un mayor efecto de refrigeración, se requiere un menor flujo de masa de refrigerante para obtener una determinada capacidad de enfriamiento. Esto hace posible la utilización de equipos de menor capacidad y tuberías de menor diámetro.

- *Volúmen específico del vapor*

Es conveniente que el refrigerante tenga un volúmen específico bajo, puesto que esto reduce el desplazamiento requerido del compresor y el diámetro de las tuberías.

- *Calor específico del líquido*

Es conveniente que el refrigerante líquido tenga un calor específico bajo. El refrigerante que se pasa a través del dispositivo de expansión es enfriado por una porción del mismo que se

evapora súbitamente para convertirse en gas. Como el calor requerido para enfriar un líquido disminuye al disminuir su calor específico, resulta que se requiere menos gas de vaporización súbita. Esto reduce el flujo total del refrigerante requerido para producir una capacidad de enfriamiento dada.

7.1.3. Características relacionadas con la seguridad

- Toxicidad.

La toxicidad se refiere al grado al cual la sustancia resulta una toxina o un veneno. Muchos refrigerantes no son tóxicos, incluyendo todos los halocarburos. No obstante, esto no debe confundirse con el hecho de que cualquier refrigerante, aun cuando no sea tóxico. Esto es, el individuo se puede sofocar debido a que el refrigerante sustituye al oxígeno. Es por este motivo que se debe procurar una buena ventilación en los locales donde se alojan los equipos de refrigeración aún en el caso que utilicen refrigerantes que no sean tóxicos.

- Inflamabilidad y Explosividad

La inflamabilidad se refiere al grado al que una sustancia puede quemarse con llama, o por consiguiente, si constituye un riesgo de

incendio 0 no. Los hidrocarburos no son inflamables ni explosivos. El amoníaco es inflamable a ciertas concentraciones.

El código de seguridad para la refrigeración mecánica del *American National Standards Institute* clasifica a los refrigerantes en tres grupos en los que se refiere a la seguridad en su manejo: De acuerdo con la clasificación establecida por ANSI/ASHRAE Standard 34 - 1992, los grupos de seguridad son clasificados como sigue:

A1 Baja toxicidad y no propagación de flama.

A2 Baja toxicidad y baja inflamabilidad.

A3 Baja toxicidad y alta inflamabilidad.

B1 Alta toxicidad y no propagación de flama.

B2 Alta toxicidad y baja inflamabilidad.

B3 Alta toxicidad y alta inflamabilidad.

Es preciso considerar otros posibles efectos que pueden tener los refrigerantes en la salud. Algunos refrigerantes pueden causar sequedad o irritación de la piel. Los refrigerantes cuyos puntos de ebullición son inferiores a 32°F a la presión atmosférica, pueden congelarse al contacto con la piel y causar quemaduras. La excesiva inhalación, aun de algunos refrigerantes que no son

tóxicos, pueden causar trastornos cardiacos o del sistema nervioso central.

7.1.4. Características relacionadas con la operación y mantenimiento

– Inactividad química

Un refrigerante no debe reaccionar químicamente con ninguno de los materiales con los que puede tener contacto en el sistema. Por ejemplo, el amoníaco reacciona con el cobre y lo disuelve. Como los refrigerantes hidrocarburos disuelven al hule, es preciso utilizar otros materiales para las juntas y empaquetaduras. Los refrigerantes clorofluorcarbonados son causa del deterioro de algunos plásticos, pero no de todos.

– Efecto en los lubricantes

Un refrigerante no debe reducir la calidad del lubricante del aceite utilizado en la refrigeración, ni física ni químicamente. La miscibilidad entre el refrigerante y el aceite es conveniente hasta el grado en que el aceite sea llevado a las partes sujetas a desgaste, pero no tanto que haga inefectiva la lubricación.

– Tendencia a las fugas

Es conveniente que la tendencia a las fugas sea mínima, desde el punto de vista del costo y a veces de seguridad. Por supuesto las presiones altas ocasionan que aumenten las fugas. Por lo general, los refrigerantes que poseen pesos moleculares bajos, se escapan con mayor facilidad. El amoníaco, que tiene uno de los pesos moleculares más bajos, tiene una gran tendencia a desarrollar fugas.

– ***Facilidad para detectar fugas***

Es conveniente que las fugas del refrigerante se puedan detectar fácilmente, de manera que la pérdida del mismo sea mínima.

– ***Costo y disponibilidad***

Es obvio que sean deseables como características del refrigerante, su costo razonable y su adecuada disponibilidad.

7.1.5. Clasificación de los refrigerantes

– ***Clorofluorcarbonados o hidrocarburos halogenados***

Contienen solo átomos carbón, cloro y flúor y son designados por las siglas CFCs. Estos son derivados de los hidrocarburos y son

obtenidos por sustitución de átomos de hidrógenos con átomos de cloro y flúor.

Los CFCs tienen un tiempo de vida en la atmósfera entre 60 y 540 años, y causan deterioro de la capa de ozono. Estos tienen un valor de potencial de destrucción de ozono de 0.6 a 1. (ODP *ozone depletion potential*) los CFCs serán utilizados alrededor del mundo hasta enero de 1996.

– **Hidroclorofluorcarbonados**

Contienen átomos de hidrógeno, cloro, flúor y carbón y no son completamente halogenados. Estos se los designa por el prefijo HCFCs, por otro lado poseen muy poco tiempo de vida en la atmósfera (2 a 22 años) como los CFCs y causa mínima destrucción de la capa de ozono (HCFCs tienen ODP de 0.02 a 0.1).

– **Hidrofluorcarbonados**

Contienen solo átomos de hidrógeno, flúor y carbono, estos no contienen átomos de cloro y por consiguiente no destruyen la capa de ozono. Se los designa por las siglas HFCs.

– **Mezclas azeotrópicas**

Estas son mezclas de dos sustancias cuyos componentes no pueden ser separados por destilación, se comportan como una sustancia simple al evaporarse o condensarse y sus propiedades son diferentes de los componentes del cual proviene, se los designa con el número 500 después de los prefijos de los componentes que intervinieron.

– *Compuestos inorgánicos*

Estos compuestos incluyen al amoníaco, agua y aire, son usados muy a menudo en sistemas de refrigeración porque no destruyen la capa de ozono.

En la tabla 7. i se muestra las propiedades de los refrigerantes más usados.

Actualmente el uso de refrigerantes halogenados en países como el nuestro no se encuentra restringida ni es objeto de control, pero como personas conscientes y conocedoras de las leyes que han dado sobre el control y uso de refrigerantes que atentan contra la capa de ozono, tenemos la responsabilidad de seleccionar un refrigerante que además de cumplir con las mejores características termodinámicas y de seguridad, tenga un impacto ambiental nulo. Entre los años 1996 y 2030, los refrigerantes comúnmente utilizados para aire

acondicionado y refrigeración legalmente aprobados serán los siguientes:

HCFCs: HCFC - 22 y HCFC - 123

HFCs : HFC - 134a y HFC - 125

Compuestos Inorgánicos: Amoniac, agua y aire

En la Tabia 7.1 se observa que para el refrigerante HFC-134a la temperatura crítica es de 101.08°C (213.9°F) muy superior a la temperatura de condensación ($T_{\text{condensacion}} = 45^{\circ}\text{C}$ determinada a priori) y la temperatura de evaporación del refrigerante en el sistema ($T_{\text{evaporación}} = 5^{\circ}\text{C}$ determinada a priori) es mayor a la temperatura de ebullición de -26.06°C a la presión atmosférica.

Por estas razones seleccionamos el uso del refrigerante HFC - 134a. ya que este es el potencial sustituto de los refrigerantes CFCs , cuya producción quedó prohibida en 1995 , además se ajusta a los requerimiento de diseño

7.2. Selección del Sistema de Refrigeración

7.2.1.Sistemas convencionales de refrigeración

Para la aplicación de un sistema de refrigeración se necesita realizar un estudio particular del sistema más óptimo y ventajoso que debe

emplearse, éstos difieren de acuerdo a las necesidades de producción frigorífica y a las facilidades de instalación del equipo en el lugar que se requiere refrigerar.

Los sistemas de refrigeración se clasifican de acuerdo al uso del tipo de refrigerante que debe emplearse en la instalación, esto es, si solo se requiere de refrigerantes primarios para el evaporador donde se va a producir frío o también del uso de refrigerantes secundarios.

Partiendo de este concepto, los sistemas pueden ser:

Sistemas de refrigeración indirecta

Sistemas de refrigeración directa (o de expansión directa)

7.2.1.1. Sistemas de Refrigeración Directa

Estos sistemas operan exclusivamente con refrigerantes primarios, es decir con cualquiera de los siguientes refrigerantes

CFC- 12, HCFC-22, R-502

HFC-134a, HFC-125

R-717

Los sistemas de refrigeración directa o comúnmente llamados de expansión directa se clasifican de acuerdo a las

etapas de presión a la cual trabaje el o los compresores del recinto frigorífico, entonces pueden ser:

- Ciclo a una etapa de compresión
- Ciclo a dos etapas de compresión

Los ciclos a una etapa son los más usados y los más conocidos en las aplicaciones de refrigeración de alimentos perecederos. En estos sistemas se establece para su uso que la relación de compresión (razón entre la presión de condensación y la presión de evaporación) no sobrepase los siguientes valores (12 j):

Para instalaciones de amoníaco: $r \leq 7$

Para instalaciones con hidrocarburos halogenados; $r \leq 10$

También para determinar el número de etapas adecuados del sistema de refrigeración se considera la diferencia de temperatura, entre el interior y el exterior del sistema, así:

Para instalaciones de amoníaco de una etapa, $\Delta T \leq 50^\circ\text{C}$

Para instalaciones con hidrocarburos halogenados, $\Delta T \leq 70^\circ\text{C}$

TABLA 7.1

PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES COMUNMENTE UTILIZADOS

		Fórmula Química	Masa Molecular	Potencial de Destrucción Capa Ozono (ODP)	Potencial de Calentamiento Global	Presión de Evaporación, kg / cm².	Presión de Condensación , kg / cm².	Relación de compresión	Efecto de Refrigeración Kcal / kg.
Hidroclorofluorocarbonos HCFCs y Hidrofluorocarbonos HFCs									
HCFC-22	Clorodifluorometano	CHClF ₂	86.48	0.05	0.40	5.746	14.105	2.46	38.33
HCFC-123	Diclorotrifluorometano	CHCl ₂ CF ₃	153.0	0.02	0.02	0.406	1.456	3.59	
HFC-125	Pentafluoretano	CHF ₂ CF ₃	120.02	0.0	0.84	7.868	19.376	2.46	20.22
HFC-134a	Tetrafluoretano	CF ₃ CH ₂ F	102.3	0.0	0.26	3.486	9.723	2.79	
Clorofluorocarbonos CFCs									
CFC-11	Triclorofluoretano	CCl ₃ F	137.38	1.00	1.00	0.484	1.614	3.33	38.05
CFC-12	Diclorofluoretano	CCL ₂ F ₂	120.93	1.00	1.20	3.568	9.043	2.53	28.05
BFC-13B1	Bromotrifluoretano	CBrF ₃	148.93	1.0					
CFC-113	Triclorotrifluoretano	CCl ₂ FCCLF ₂	187.39	0.80	4.95	0.184	0.714	3.07	30.05
CFC-114	Diclorotetrafluoretano	CCl ₂ FCF ₃	170.91	1.00	10.60	1.041	3.157	3.03	23.61
Mezclas Azeotrópicas									
	CFC-12/HFC152a(73.8/26.2)		99.31			4.190	10.693	2.55	33.61
	HCFC-22/CFC11(48.8/51.2)		111.63						
Compuestos Inorgánicos									
R-717	Amoniaco	NH ₃	17.03	0	0	5.036	14.476	2.07	259.6
R-718	Agua	H ₂ O	18.02	0					
R-729	Aire		28.97	0					

TABLA 7.1 Continuación

PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES COMUNMENTE UTILIZADOS

		Fórmula Química	Volumen específico de vapor m ³ / kg	Desplaza. de compresor m ³ /h/ref.ton	Consumo de Poder hp/ref.ton	Temperatura crítica °C.	Toxicidad	Flamabilidad	Seguridad		
Hidroclorofluorcarbonos HCFCs y Hidrofluorcarbonos HFCs							-	-			
HCFC-22	Clorodifluorometano	CHClF ₂	0.041	3.245	0.696	96	A	No	A1		
HCFC-123	Diclorotrifluorometano	CHCl ₂ CF ₃	0.367		0.656		B	No	B1		
HFC-125	Pentafluoretano	CHF ₂ CF ₃	0.020			66	A	No	A1		
HFC-134a	Tetrafluorometano	CF ₃ CH ₂ F	0.059		0.689	101	A	No	A1		
Clorofluorcarbonos CFCs											
CFC-11	Triclorofluoroetano	CCl ₃ F	0.338	26	94	0	636	198	A	No	A1
CFC-12	Diclorodifluoroetano	CCl ₂ F ₂	0.049	5	223	0	689	112	A	No	A1
BFC-13B1	Bromotrifluoroetano	CBrF ₃	0.075			67			A	No	A1
CFC-113	Triclorotrifluoroetano	CCl ₃ CF ₂	0.668	67	20	0	71	214	A	No	A1
CFC-114	Diclorotetrafluoroetano	CCl ₂ CF ₂	0.126	16	26	0.738	145.7		A	No	A1
Mezclas Azeotrópicas											
CFC-12/HFC152a(73.8/26)	2)		0.049	6.151	0	692	105.5		A	No	A1
HCFC-22/CFC11(48.8/51.2)									A	No	A1
Compuestos Inorgánicos											
R-717	Amoníaco	NH ₃	0.248	2	888	0	653	133	B	si	B1
R-718	Agua	H ₂ O								No	
R-729	Aíte									No	

Los ciclos de dos etapas de compresión, son usados cuando se exceden los valores ya mencionados de relación de compresión y diferencia de temperatura. Estos se usan principalmente en sistemas de congelación rápida, a bajas temperaturas y presiones de evaporación

7.2.1.2. Sistema de Refrigeración Indirecta

Estos sistemas hacen uso de un refrigerante secundario (agua, Salmuera, etc.) para producir el efecto refrigerante que se desea. Este a la vez reciben el aporte frigorífico del refrigerante primario, a través de intercambiadores de calor.

Ventajas del sistema de refrigeración Indirecta:

El refrigerante secundario permite almacenar y mantener el frío durante cierto tiempo, aunque este parado el equipo frigorífico que opera con el refrigerante primario.

Se puede controlar mejor las fugas de refrigerante primario, al estar todo el equipo frigorífico ubicado en un solo lugar.

La maquinaria frigorífica para el refrigerante primario, puede ser instalada a distancia del local a refrigerar evitando

las largas tuberías de aspiración y descarga de este refrigerante.

Desventajas del sistema de refrigeración Indirecta

Costo de instalación más alto, ya que se tiene dos instalaciones en lugar de una, una con refrigerante primario y la segunda para transportar el refrigerante secundario, esto implica el uso de bombas, tuberías, intercambiadores de calor, etc.

Costos de operación mas altos, o sea, mantenimiento costoso.

Uso de compresores más potentes para disminuir la temperatura de evaporación del refrigerante.

De acuerdo a las características de los sistemas de refrigeración existentes, lo mas recomendable y que se adapta a las limitaciones de espacio, a la necesidad de transporte, al costo y la estética es el sistema de refrigeración directa. Puesto que este se lo puede instalar y adecuar en forma compacta junto al furgón precisamente en la parte frontal, economizando de esta manera espacio y peso, consiguiendo así que el condensador del sistema se

ventile en forma adecuada y pueda transferir el calor que tiene que rechazar.

Una vez seleccionado el tipo de sistema que se utilizará, se tiene que determinar el número de etapas que tendrá el mismo. Para ello nos referiremos a la **relación** de compresión entre la presión de condensación (descargaj y la presión de evaporación (aspiración j

Para establecer la presión de condensación y de evaporación previamente se debe conocer la temperatura de condensación y de evaporación.

A priori se ha determinado estas temperaturas el calculo se muestra en el capítulo siguiente:

$$\mathbf{T}_{condensación} = 45^{\circ}\mathbf{C}$$

$$\mathbf{T}_{evaporación} = 4^{\circ}\mathbf{C}$$

En el gráfico presión - entalpía para el refrigerante HFC-134a ubicamos estas temperaturas, determinando a que presiones corresponde estos valores.

$$\mathbf{P}_{condensación} = 11.6 \text{ bar. abs. (168.39 psiaj}$$

$$\mathbf{P}_{evaporación} = 2.98 \text{ bar. Abs. (50.74 psiaj}$$

De acuerdo a la relación de compresión:

$$r = \frac{P_{condensacion}}{P_{evaporacion}} \quad (7.1)$$

Donde:

r es la relación de compresión

$P_{condensación}$ es la presión de condensación del refrigerante

$P_{evaporach}$ es la presión de evaporación del refrigerante

sustituyendo tenemos:

$$r = \frac{11.6}{2.98} = 3.89 < 10$$

Como se cumple la condición que la relación entre las presiones sea menor que 10 El sistema será de una sola etapa.

Por las razones analizadas anteriormente el sistema a utiizar es del tipo de expansión directa a una sola etapa, con fluido refrigerante HFC-134a.

VIII. CALCULO DEL CICLO DE REFRIGERACION

8.1. Determinación de temperatura de condensación.

Para determinar la temperatura de condensación se debe conocer de antemano el tipo de condensador que se va a utilizar, siendo los dos tipos básicamente: enfriados por agua o por aire.

En general para seleccionar el tipo de condensador frigorífico, una de las restricciones es el espacio, y además hay que considerar que la unidad se encontrará incorporada a un medio de transporte; lo cual hace que por

razones de provisión del medio del medio de enfriamiento nos veamos obligados a escoger un condensador enfriado por aire.

Para el caso de condensadores enfriados por aire, la temperatura de condensación tendrá un ΔT mayor a la temperatura del medio en el rango de 10°C a 15°C . (12).

$$T_{\text{condensación}} = T_{\text{medio}} + \Delta T \quad (8.1)$$

Donde:

$T_{\text{condensación}}$ es la temperatura de condensación del refrigerante

T_{medio} es la temperatura del medio = 32°C (14)

ΔT es el incremento de temperatura recomendado = 13°C

Por lo tanto la temperatura de condensación será:

$$T_{\text{condensación}} = 32^{\circ}\text{C} + 13^{\circ}\text{C}$$

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

8.2. Determinación de temperatura de evaporación.

De igual manera que para el caso anterior se debe conocer el tipo de evaporador que se recomienda utilizar, siendo éste del tipo de tubos con aletas enfriados por aire forzado.

Uno de los factores que se debe tomar en cuenta para determinar la temperatura de evaporación es la humedad relativa a la que se encuentra el medio a enfriar, en la tabla 8.1 (12) se puede apreciar los rangos de diferencia de temperatura entre la temperatura de transporte y la temperatura de evaporación versus humedad relativa.

TABLA 8.1

DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PROMEDIO EN EL DISEÑO DE EVAPORADORES

Humedad Relativa	90%	85%	80%	75%
Tubos Lisos [°C]	3	5	7	10
Tubos con Aletas [°C]	5 - 6	7 - 8	9 - 10	12 - 13

Para nuestro caso con una humedad relativa de 85% en la tila para evaporadores de tubos con aletas se recomienda una diferencia de temperatura entre 7°C y 8°C.

Tomaremos 8°C como ΔT .

Entonces la temperatura de evaporación será:

$$T_{\text{evaporación}} = T_{\text{transporte}} - \Delta T \quad (8.2)$$

Donde:

$T_{\text{evaporación}}$ es la temperatura de evaporación del refrigerante

$T_{\text{transporte}}$ es la temperatura de transporte del banano = 12°C

AT es el. decremento de temperatura recomendado = 8°C

Por lo tanto la temperatura de evaporación sera:

$$T_{\text{evaporación}} = 12^{\circ}\text{C} - 8^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evaporación}} = 4^{\circ}\text{C}$$

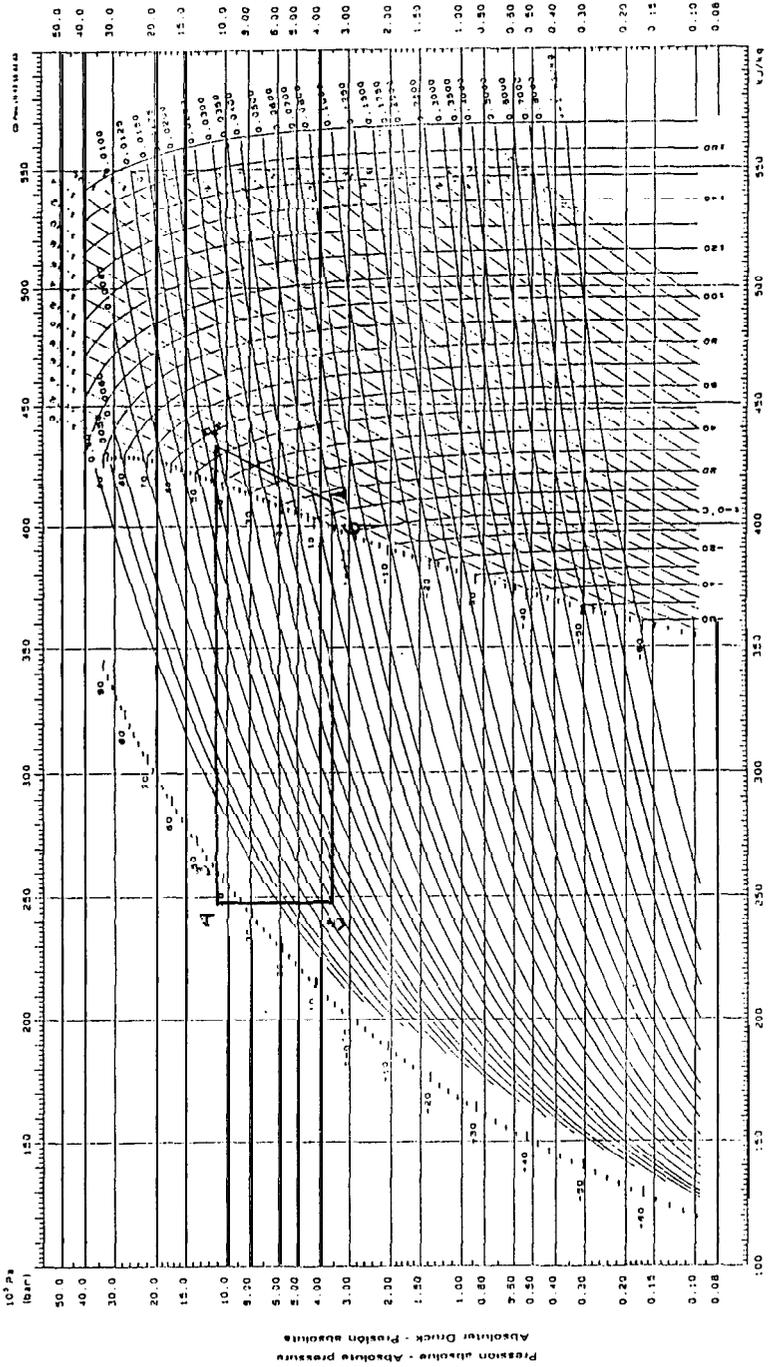
8.3. Selección y trazado del ciclo de refrigeración.

Como se determino en el capitulo anterior, el sistema sera de una soia etapa. Al haber determinado tanto la temperatura de evaporación como la temperatura de condensación del sistema, en el diagrama Presión - Entalpia (ver figura 8.1) para el refrigerante 134a ubicamos estas temperaturas, determinando de esta forma las presiones de evaporación y condensación.

Para poder trazar el punto de partida del ciclo (punto 1 j considerado por lo general a la entrada del compresor, se necesita conocer otro dato; que es la temperatura a la cual entra el fluido refrigerante al compresor. Esta temperatura asumimos que será de unos 10°C de recalentamiento sobre la temperatura de evaporación; valor que es razonable desde el punto de vista práctico.

FIGURA 8.1

GRAFICO PRESION VS. ENTALPIA REFRIGERANTE
HFC-134a



Es decir el punto 1 estar-a en las siguientes condiciones:

$$\text{Presión de evaporación} = 2.98 \text{ bar. abs. (50.74 psia)}$$

$$\text{Temperatura} = 14^{\circ}\text{C (57.2}^{\circ}\text{F)}$$

$$\text{Entalpía (} h_1 \text{)} = 410 \text{ KJ kg (111 Btu Ib)}$$

En este punto se inicia la compresión del refrigerante, asumiendo que el proceso es isentáipico y siguiendo la línea de entropía que corresponde a este punto, interceptamos con la línea de presión de condensación (presión de descarga), determinando el punto 2 en las siguientes condiciones:

$$\text{Presión de descarga (} P_{\text{condensación}} \text{)} = 11.6 \text{ bar. abs. (168.39 psia)}$$

$$\text{Entropía} = 1.755 \text{ KJ kg }^{\circ}\text{K (0.2281 Btu lb}^{\circ}\text{F)}$$

$$\text{Entalpía (} h_2 \text{)} = 436 \text{ KJ kg (123 Btu lb)}$$

Luego de ser comprimido el refrigerante, este pasa a través del condensador, asumiendo que se manteniendo la presión constante para hechos de cálculo, de aquí sale a condiciones de líquido saturado punto 3.

$$\text{Presión de condensación} = 11.6 \text{ bar. abs. (168.39 psia)}$$

$$\text{Temperatura de condensación} = 45^{\circ}\text{C (113}^{\circ}\text{F)}$$

$$\text{Entalpía (} h_3 \text{)} = 263.5 \text{ KJ kg (49.8 Btu Ib)}$$

Pero como el equipo se encuentra dotado de un intercambiador subenfriador de líquido entre las líneas de salida del condensador y salida

del evaporador, éstas intercambian calor e idealmente el calor que gana la línea de salida del condensador lo cede la línea de salida del evaporador. Por este motivo tomaremos un AT de 10°C de subenfriamiento igual al AT considerado para el recalentamiento a la entrada del compresor (salida del evaporador), determinando las condiciones del punto 4.

Presión de condensación	=	11.6 <i>bar. abs.</i> (168.39 <i>psia</i>)
Temperatura	=	35°C (104°F)
Entalpía (h_4)	=	249 <i>KJ Kg</i> (45 <i>Btu lb</i>)

Luego que el refrigerante se ha condensado y subenfriado, alcanzando una condición de líquido saturado éste es estrangulado al pasar a través de la válvula de expansión (válvula de estrangulación) en este punto la presión es obligada a descender a entalpía constante, hasta alcanzar la condición de mezcla líquido - vapor a la entrada del evaporador, esto nos da el punto 5.

Presión de evaporación	=	2.98 <i>bar. abs.</i> (50.745 <i>psia</i>)
Temperatura de evaporación	=	5°C (41°F)
Entalpía (h_5)	=	249 <i>KJ kg</i> (45 <i>Btu lb</i>)

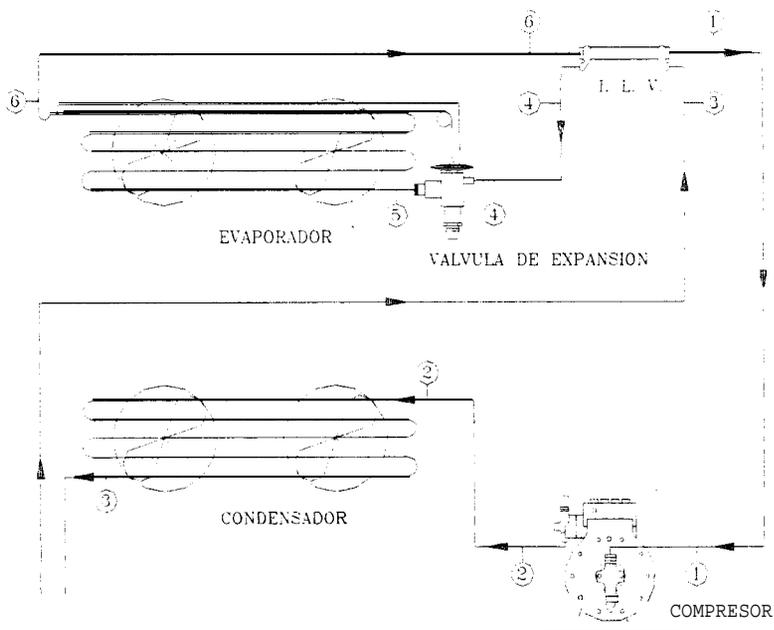
El refrigerante pasa a través del evaporador absorbiendo el calor del medio y produciendo el efecto refrigerante que se desea, idealmente sin caídas de presión y temperatura constante, de aquí sale en forma de vapor saturado, deteniendo el punto 6

Presión de evaporación	=	2.98 bar. abs. (50.745 psia)
Temperatura de evaporación	=	4°C (39.2°F)
Entalpía (h_6)		397.45 KJ kg (109 Btu lb)

Finalmente para completar el ciclo, al salir el refrigerante del evaporador éste es recalentado en el intercambiador de calor entre las líneas de salida del condensador y salida del evaporador, alcanzando nuevamente las condiciones del punto 1 y completándose de esta manera el ciclo. El esquema del ciclo de refrigeración se representa en la figura 8.2

FIGURA 8.2

DIAGRAMA DEL CICLO DE REFRIGERACION



8.4. Cálculo de los principales parámetros del ciclo.

8.4.1. Flujo másico

Para determinar el flujo másico analizaremos del gráfico presión - entalpía el efecto refrigerante que tiene el sistema, definido por:

$$Q = \dot{m}(h_6 - h_5) \quad (8.3)$$

Donde

Q es el calor que absorbe el sistema 42358 KJ h

\dot{m} es el flujo másico de refrigerante

h_6 es la entalpía a la salida del evaporador $= 397.45 \text{ KJ kg}$

h_5 es la entalpía a la entrada del evaporador $= 249 \text{ KJ kg}$

Despejando para el flujo másico tenemos:

$$\dot{m} = \frac{Q}{(h_6 - h_5)} = \frac{ER}{(h_6 - h_5)} \quad (8.4)$$

$$\dot{m} = \frac{42358 \text{ KJ/h}}{(397.45 - 349) \text{ KJ/Kg}} = 285.33 \text{ Kg/h}$$

8.4.2. Potencia del Compresor

En el diagrama presión - entalpía el trabajo realizado por el compresor se encuentra determinado entre los puntos 1 y 2 donde la potencia se define como:

$$P = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\eta_i \eta_m} \quad (8.5)$$

Donde

P es la potencia del compresor

h_2 es la entalpía a la salida del compresor = 436 KJ/kg

h_1 es la entalpía a la entrada del compresor = 410 KJ/kg

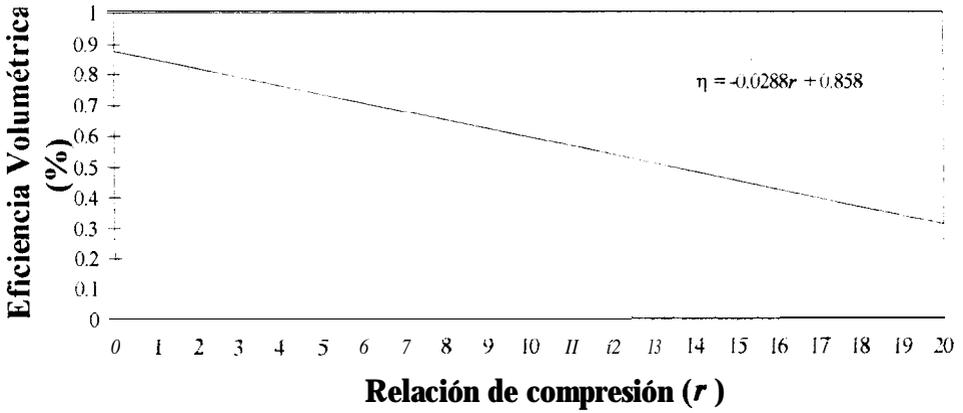
η_m es la eficiencia mecánica del compresor = 0.8

η_i es la eficiencia indicada del compresor

Para establecer la eficiencia indicada η_i en la práctica esta eficiencia es aproximadamente igual a la eficiencia volumétrica η_v . En la figura 8.3 se establece la relación entre el rendimiento volumétrico y la relación de compresión. (r).

FIGURA 8.3

EFICIENCIA VOLUMETRICA Vs. RELACION DE COMPRESION



$$r = \frac{P_{\text{condensacion}}}{P_{\text{evaporacion}}} \quad (8.6)$$

Donde :

r es la relación de compresión

$P_{\text{condensación}}$ es la presión de condensación= 11.6 bar. abs.

$P_{\text{evaporación}}$ es la presión de evaporación = 2.98 bar. abs.

Sustituyendo tenemos:

$$r = \frac{11.6}{2.98} = 3.89$$

En la figura 8.3 con $r = 3.89$ la eficiencia volumétrica es $\eta_v = 0.746$

$$P = \frac{285.33 \text{ Kg/h} (436 - 410) \text{ KJ/Kg}}{(0.746)(0.8)}$$

$$P = 12430 \text{ KJ/h} = 3.45 \text{ KW}$$

8.4.3. Caudal volumétrico teórico que desplaza el compresor

A la condición de entrada al compresor (punto 1) en el gráfico presión - entalpía se puede determinar el volumen específico del refrigerante a esta condición, este nos da:

$$v_1 = 0.062 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

El caudal volumétrico se lo obtiene con la siguiente relación:

$$\dot{V} = \dot{m} * v_1 \tag{8.7}$$

Donde:

\dot{V} es el caudal volumétrico

\dot{m} es el flujo másico del refrigerante = 285.33kg/h

v_1 es el vol. específico del refrigerante en (l) = 0.062 m³/kg

Reemplazando los valores en (8.7) tenemos:

$$\dot{V} = 285.33 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 0.062 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\dot{V} = 17.69 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

8.4.4. Calor rechazado al medio

Este se encuentra determinado por el calor que se rechaza a través del condensador:

$$Q_{\text{rechazado}} = \dot{m}(h_2 - h_4) \quad (8.8)$$

Donde:

$Q_{\text{rechazado}}$ es al calor que se rechaza en el condensador

\dot{m} es el, flujo másico del refrigerante = 285.33 kg/h

h_2 es la entalpía a la entrada del condensador = 436 KJ/kg

h_4 es la entalpía a la salida del condensador = 249 KJ/kg

Sustituyendo tenemos:

$$Q_{\text{rechazado}} = 285.33 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} (436 - 249) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{\text{rechazado}} = 53839 \frac{\text{KJ}}{\text{h}} = 51039 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 12866 \frac{\text{KCal}}{\text{h}}$$

IX. CALCULO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

9.1. Cálculo y selección de los equipos del sistema de refrigeración

Todo sistema de refrigeración posee cuatro elementos básicos que hacen posible que el ciclo de refrigeración pueda funcionar siendo estos:

- Evaporador
- Compresor
- Condensador
- Dispositivo de Control de Flujo

9.1.1. Cálculo y selección del evaporador

Para calcular el evaporador del sistema se necesita conocer la cantidad de calor que este va a intercambiar, este calor es el calor absorbido del medio a enfriar. En otras palabras corresponde a la carga total de enfriamiento.

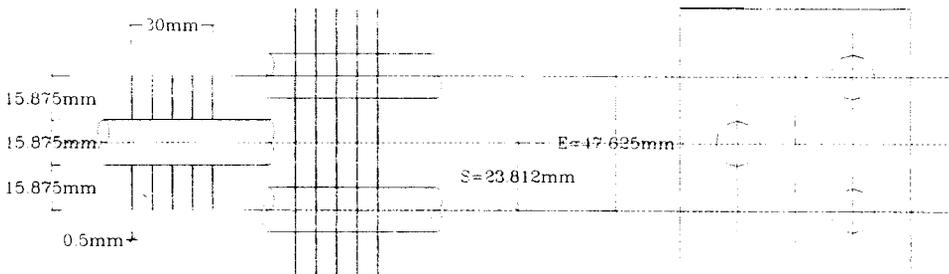
$$Q_{TOTAL} = 42358 \frac{KJ}{h} = 10122 \frac{KCal}{h} = 40154 \frac{Btu}{h} = 3.34 \text{ Ton. Ref.}$$

Consideraciones

Los evaporadores para este tipo de aplicación son construidos en arreglos escalonados de tubos de cobre y aletas de aluminio con diámetro exterior de 15.875 mm (5/8 inch) y diámetro interior de 13.38 mm (0.527 inch) y espesor de aleta de 0.5 mm., el detalle del evaporador se muestra en la figura 9.1

FIGURA 9.1

DETALLE DEL EVAPORADOR



- Estos arreglos constan de 20 por n columnas, con un paso de 1.5 veces el diámetro exterior equivalente a 23.8 1 mm .
- El evaporador no podrá tener una longitud mas allá de 1.5 m .
- Se requiere determinar el numero de tubos que deberá tener el evaporador para poder transferir 42358 KJ/h de calor y el. área de transferencia de calor.

El calor que se requiere transferir se define por:

$$Q = KA\overline{\Delta T} \quad (9.1)$$

Donde:

K es coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2 \cdot ^\circ K$

A es el área total de transferencia de calor en m^2

$\overline{\Delta T}$ es la diferencia de temperatura promedio en $^\circ K$

El coeficiente global de transferencia de calor K se define por:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e \eta_o} + R_1 + R_2} \quad (9.2)$$

Donde:

h_i es el coeficiente de convección en el interior del tubo

h_e es el coeficiente de convección en el exterior del tubo

e es el espesor de la tubería = 0.00124 m

k es la conductividad de la tubería de cobre = $23 \frac{W}{m^0K}$

R_1 factor de incrustación lado del refrigerante = $0.00172 \frac{m^2 \cdot K}{W}$

R_2 factor de incrustación lado de aire = $0.00344 \frac{m^2 \cdot K}{W}$

η_o es la eficiencia de aleta

Para poder determinar el coeficiente de transferencia total se requiere determinar primeramente los coeficientes de convección promedio tanto en el interior como en el exterior de evaporador.

Por el interior del evaporador fluye refrigerante HFC- 134a a temperatura de 4°C (277°K). Por motivos de cálculo estableceremos que esta temperatura se mantenga constante, para esta condición el refrigerante tiene las siguientes propiedades:

TABLA 9.1a

**RESUMEN DE PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE
HFC-134a**

$T(^{\circ}K)$	$\rho \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$	$C_p \left(\frac{KJ}{Kg^{\circ}K} \right)$	$\mu \left(\frac{Kg}{m.s} \right)$	$k \left(\frac{W}{m^{\circ}K} \right)$	Pr
274.7	722.32	0.891	11.01E-06	0.01201	0.816
277	784.90	0.902	11.10E-06	0.01215	0.824
277.4	796.82	0.904	11.14E-06	0.01218	0.826

Para poder determinar el coeficiente de convección h_i dentro de los tubos es necesario conocer bajo que régimen el fluido se encuentra, por lo que se requiere establecer el valor del número de Reynolds y el número de Prandl.

Conocemos que el flujo másico se define por:

$$\dot{m} = \rho \bar{V} \frac{\pi D_H^2}{4} \quad (9.3)$$

Sustituyendo (9.3) en (9.2) el número de Reynolds se definirá:

$$\text{Re}_{D_H} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_H \mu} \quad (9.4)$$

Donde:

\dot{m} es el flujo másico de refrigerante = 285.33 kg / h

μ es la viscosidad del refrigerante = 11.13E-6 kg / ms

D_H es el diámetro hidráulico igual al diámetro interior = 13.3 8 mm

Entonces:

$$\text{Re} = \frac{4 \times 285.33 \text{ kg} / \text{h}}{\pi \times 13.38 \times 10^{-3} \text{ m} \times 11.13 \times 10^{-6} \text{ kg} / \text{ms}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 677647$$

Según Coulbour (15) para régimen turbulento dentro de tubos la unidad de convección promedio se establece por la siguiente relación:

$$\bar{h}_i = 0.023 \frac{k_f}{D_H} \text{Re}_{D_H}^{0.8} \text{Pr}_f^{0.33} \quad (9.5)$$

Donde.

h_i es el coeficiente de convección promedio en el interior

k_f es el coeficiente de conducción del fluido

D_H es el diámetro hidráulico

Re es el número de Reynolds

Pr es el número de Prandtl

Sustituyendo tenemos:

$$\bar{h}_i = 0.023 \frac{0.01215 \text{ W/m}^0 \text{ K}}{13.38 \times 10^{-3} \text{ m}} \times 677647^{0.8} \times 0.824^{0.33} = 905.52 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Ahora se requiere determinar el coeficiente de convección en el exterior de los tubos del evaporador, estos se encuentran sometidos a una transferencia de calor forzada utilizando dos ventiladores de 1800 m³/h y como fluido para transferir calor aire a condiciones de una atmósfera de presión y una temperatura promedio de 12°C. A estas condiciones se establecen las siguientes propiedades para el aire.

Primero es necesario conocer el número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} D_H}{A_{\min} \mu} \quad (9.6)$$

TABLA 9.2a
PROPIEDADES DEL AIRE

T ($^{\circ}K$)	ρ (Kg/m^3)	C_p ($KJ/Kg^{\circ}K$)	μ ($Kg/m.s$)	k ($W/m^{\circ}K$)	Pr
250	1.394	1.0060	159.6E-7	22.3E-3	0.720
285	1.231	1.0067	177.1 E-7	25.1E-3	0.711
300	1.161	1.0070	184.6E-7	26.3E-3	0.707

Para un arreglo de tubos en forma escalonada se establece un área mínima de transferencia:

$$A_{min} = L * N_{FILAS} (ST - D_H) \quad (9.7)$$

Donde:

A_{min} es el área mínima

ST es el paso entre tubos = $1.5De = 23.81 \text{ mm}$

D_H es el diámetro hidráulico

L es la longitud del evaporador = 1.5 m

N_{FILAS} es el número de filas = 20

Sustituyendo tenemos:

$$A_{min} = 1.5m \times 20 \times 0.5 \times 15.875 \times 10^{-3} m = 238.12 \times 10^{-3} m^2$$

El flujo másico se determina por:

$$\dot{m} = \rho \times \dot{V} \quad (9.8)$$

$$\dot{m} = 1.231 \text{ kg/m}^3 \times 2 \times 1800 \text{ m}^3 \text{ lh} = 4431.6 \text{ kg/h}$$

El diámetro hidráulico para el lado exterior de los tubos se lo calcula con la siguiente ecuación:

$$D_H = \frac{4(E^2 - \pi \cdot d_e^2 / 4)}{\pi \cdot d_e} \quad (9.9)$$

Donde:

E es el espacio entre tubos : 47.625 mm

d_e diámetro equivalente del tubo con aletas.

Según la correlación de Jameson (í 5) el diámetro equivalente para tubos con aletas es igual a:

$$d_e = \frac{2(\text{Area de las aletas} + \text{Area del tubo liso})}{\pi \times \text{Perimetro proyectado}} \quad (9.10)$$

Por lo tanto tenemos:

$$\text{Area de las aletas} = 2 \times \left(E^2 - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \times N_{\text{aletas}} \quad (9.11)$$

$$\text{Area de las aletas} = 2 \times \left[\left(47.625 \times 10^{-3} \text{ m} \right)^2 - \frac{\pi \left(15.87 \times 10^{-3} \text{ m} \right)^2}{4} \right] \times 50 = 1.035 \text{ m}^2$$

$$\text{Area del tubo liso} = \pi dL - \pi d(N_{\text{aletas}} \times \text{espesor}) \quad (9.12)$$

$$\begin{aligned} \text{Area del tubo} &= \pi \times 15.875 \times 10^{-3} \text{ m} \times 1.5 \text{ m} - \pi \times 15.875 \times 10^{-3} \times 50 \times 0.5 \times 10^{-3} \text{ m} \\ &= 0.0685 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Per. proyectado} = 2 \times (E - d) \times N_{\text{aletas}} + 2 \times (L - \text{espesor} \times N_{\text{aletas}}) \quad (9.13)$$

$$\begin{aligned} \text{Per. proyectado} &= 2 \times (47.625 \times 10^{-3} \text{ m} - 15.875 \times 10^{-3} \text{ m}) \times 250 + 2 \times (1.5 \text{ m} - 0.5 \times 10^{-3} \text{ m} \times 250) \\ &= 18625 \text{ m} \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores antes encontrados en 9.10 tenemos que el diámetro equivalente es:

$$d_e = 0.0766 \text{ m}$$

Con este valor calculamos el valor del diámetro hidráulico sustituyendo en la ecuación 9.9

$$DH = 0.0776 \text{ m}$$

Reemplazando los valores hallados en Y.6 se obtiene:

$$\text{Re} = \frac{443 \frac{1.6 \text{ kg}}{\text{m}^3} / h \times 77.6 \times 10^{-3} \text{ m}}{238.12 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \times 177.1 \times 10^{-7} \text{ kg} / \text{m} \cdot \text{s}} \times \frac{1}{3600 \text{ s}} = 22652$$

Para régimen turbulento el coeficiente de convección h_e para un arreglo de tubos con aletas según Kays establece:

$$\bar{h}_e = 0.33 \frac{k_f}{D_H} \text{Re}_{\text{max}}^{0.6} \text{Pr}_f^{0.3} \quad (9.14)$$

Donde:

h_e es el coeficiente de convección promedio en el exterior

k_f es el coeficiente de conducción del fluido

DH es el diámetro hidráulico

Re_{\max} es el número de Reynolds

Pr es el número de Prandtl

Sustituyendo tenemos:

$$\bar{h}_e = 0.33 \frac{25.1 \times 10^{-3} \text{ W/m}^0 \text{ K}}{77.6 \times 10^{-3} \text{ m}} \times 22652^{0.6} \times 0.711^{0.3} = 39.53 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

La eficiencia de la aleta se la determina por medio de la siguiente ecuación (15) (16):

$$\eta_o = \frac{\tanh\left[\sqrt{2h_e/k_a e_a} (L_a + e_a/2)\right]}{\sqrt{2h_e/k_a e_a} (L_a + e_a/2)} \quad (9.15)$$

Donde:

h_e es el coeficiente de convección del exterior = $39.53 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

k_a es la conductividad de la aleta de aluminio = $177 \text{ W/m}^0 \text{ K}$

e_a es el espesor de la aleta = 0.0005 m

L_a es la longitud de la aleta = 0.0476 m

Sustituyendo se obtiene:

$$\eta_o = \frac{\tanh\left[\sqrt{2 \times 39.53 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 177 \text{ W/m}^0 \cdot \text{K} \times 0.0005 \text{ m} (0.0476 \text{ m} + 0.0005 \text{ m} / 2)}\right]}{\sqrt{2 \times 39.53 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 177 \text{ W/m}^0 \cdot \text{K} \times 0.0005 \text{ m} (0.0476 \text{ m} + 0.0005 \text{ m} / 2)}} = 0.623$$

Una vez determinados los coeficientes de convección h_i y h_e , reemplazando en la ecuación (9.2) j tenemos:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{90552 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{1.24 \times 10^{-3} \text{ m}}{23 \text{ W/m}^0 \cdot \text{K}} + \frac{1}{39.53 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 0.623} + 0.00172 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} + 0.00344 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}}$$

$$K = 21.22 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} = 18.24 \frac{\text{KCal}}{\text{hm}^2 \cdot \text{C}}$$

La ecuación 9.1 equivale a;

$$Q = nmK\pi D_e L \Delta \bar{T} \quad (9.16)$$

Donde:

n es el número de columnas

m es el número de filas = 20

Despejando para el valor de n :

$$n = \frac{Q}{mK\pi D_H L \Delta \bar{T}} \quad (9.17)$$

$$n = \frac{42358 \times 10^3 J/h}{20 \times 21.22 W/m^2 \cdot 0 K \times \pi \times 77.6 \times 10^{-3} m \times 1.5 m \times 8^0 K} \times \frac{1h}{3600s} \cdot 477 = 9$$

Por consiguiente el evaporador constará de un arreglo escalonado equilátero de tubos con aletas de 20 x 9 con paso de 23.67 mm y longitud de 1.5 m.

La superficie de transferencia de calor se la determina despejando de (9.1) el valor de A entonces:

$$A = \frac{Q}{K\Delta T} \quad (9.18)$$

$$A = \frac{42358 \times 10^3 J/h}{21.22 W/m^2 \cdot 0 K \times 8^0 K} \times \frac{1h}{3600s} = 69.3 m^2$$

9.1.2. Cálculo y selección del compresor

En el. capítulo anterior previamente se estableció la potencia teórica del motor y el. caudal volumétrico que este debía desplazar como:

$$P_m = 12430 KJ/h = 3.45 KW$$

$$\dot{V} = 17.69 \frac{m^3}{h} < 1500 \frac{m^3}{h}$$

Para establecer que tipo de compresor utilizar según la referencia (12) Se recomienda para caudales volumétricos menores a 1500 m³/h el. uso de compresor a pistón alternativo.

Selección de las características del compresor.

Cuando el compresor es impulsado directamente por el motor (árbol de motor y compresor acoplados) se recomienda que el motor tenga una velocidad de rotación de 1750 r.p.m.

El procedimiento para la determinación “ a priori ” de las características del compresor es el siguiente:

- La relación L / d entre la carrera del pistón y el diámetro del cilindro, para refrigerantes CFC, HCFC y HCF se establece en el rango de 0.8 a 1
- La velocidad lineal promedio de pistones debe ser del orden de 2 a 5 [m s].

$$\vec{V} = 2Ln \quad (9.19)$$

Donde

\vec{V} es la velocidad lineal del pistón valor recomendado 2.5 m / s

L es la carrera del pistón

n es la velocidad de rotación

Despejando para L tenemos:

$$L = \frac{\bar{V} * 60}{2 * n} \quad (9.20)$$

$$L = \frac{2.5 \frac{m}{s} * 60}{2 * 1750 rpm}$$

$$L = 0.042 \text{ m} = 4.2 \text{ cm}$$

Asumiendo que la relación L/d es igual a 1 el diámetro del pistón será:

$$d = 0.042 \text{ m}$$

Habiendo determinado n , L , d , se evalúa el rendimiento volumétrico η_v del compresor, lo cual permite por medio de la relación:

$$\dot{V} = \eta_v \frac{\pi \cdot d^2}{4} L \cdot Z \cdot n \quad (9.21j)$$

calcular el número Z de cilindros necesarios, despejando Z tenemos:

$$Z = \frac{\dot{V}}{\eta_v \frac{\pi \cdot d^2}{4} L \cdot n} \quad (9.22)$$

$$z = \frac{17.69 \frac{m^3}{h}}{0.78 \frac{\pi (0.042 m)^2}{4} 0.042 m 1750 rpm * 60}$$

$$Z = 3.65 \approx 4$$

9.1.3. Cálculo y selección del condensador

Las características del condensador se determinan a través del calor que éste debe ser capaz de rechazar, calculando tenemos según la ecuación (8.8)

$$Q_{\text{condensador}} = Q_{\text{rechazado}} = \dot{m}(h_2 - h_4)$$

$$Q_{\text{condensador}} = 285.33 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} (436 - 249) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{\text{condensador}} = 53356 \frac{\text{KJ}}{\text{h}} = 12750 \frac{\text{KCal}}{\text{h}} = 50580 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

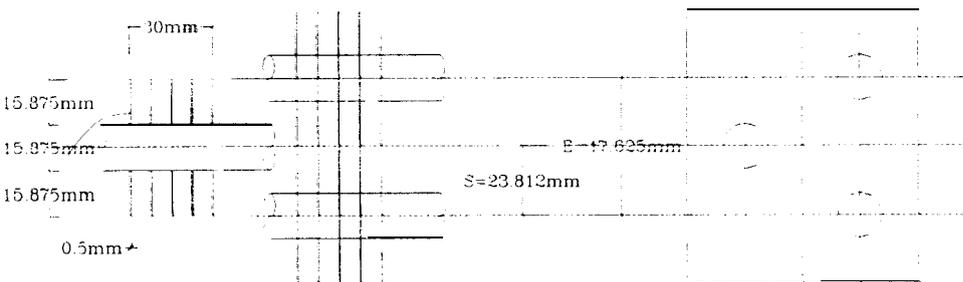
Consideraciones

De igual forma que para el evaporador, el condensador para este tipo de aplicación es construido en arreglos escalonados de tubos de cobre con aletas de aluminio de diámetro exterior de 15.875 mm (5/8 inch) y diámetro interior de 13.38 mm (0.527 inch) y espesor de aleta de 0.5 mm. Estos arreglos constan de 20 por n columnas, con un paso de 1.5 veces el diámetro exterior, un detalle de la disposición de los tubos y aletas del condensador se muestra en la figura 9.2.

- El condensador no podrá tener una longitud mas allá de 1.5 m .

- Se requiere determinar el número de tubos con aletas que deberá tener el condensador para poder transferir 53356 KJ/h de calor y el área de transferencia de calor.

FIGURA 4.2
DETALLE DEL CONDENSADOR



Previamente es necesario determinar el coeficiente global de transferencia de calor definido por la ecuación 9.2

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e} + \frac{R_1}{\eta_o} + R_2} \quad (9.2)$$

Para poder determinar el coeficiente de transferencia total se requiere determinar primeramente los coeficientes de convección promedio tanto en el interior (h_i) como en el exterior (h_e) de condensador.

Por el interior del condensador fluye refrigerante HFC-134a a temperatura de 45°C (318°K). Por motivos de cálculo estableceremos que esta temperatura se mantenga constante, para esta condición el refrigerante tiene las siguientes propiedades:

TABLA 9.1b

**RESUMEN DE PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE
HFC-134a**

T (°K)	ρ (Kg/m ³)	C_p (KJ/Kg°K)	μ (Kg/m.s)	k (W/m°K)	Pr
316	1132.71	1.521	171.0E-06	0.0734	3.54
318	1113.00	1.529	168.6E-06	0.0421	3.54
319	1120.37	1.540	165.3E-06	0.0721	3.53

Previo a determinar h_i es necesario conocer bajo que régimen el fluido se encuentra, por lo que se requiere conocer el valor del número de Reynolds definido por la ecuación 9.4.

$$Re_{D_H} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_H \mu} \quad (9.4)$$

Entonces:

$$Re = \frac{4 \times 285.33 \text{ kg/h}}{\pi \times 13.38 \times 10^{-3} \text{ m} \times 168.6 \times 10^{-6} \text{ kg/ms}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 44729$$

Según Coulbourn (15) para régimen turbulento dentro de tubos la unidad de convección promedio se establece por la ecuación 9.5:

$$\bar{h}_i = 0.023 \frac{k_f}{D_H} \text{Re}_{D_H}^{0.8} \text{Pr}_f^{0.33} \quad (9.5)$$

Sustituyendo tenemos:

$$\bar{h}_i = 0.023 \frac{0.0728 \text{ W/m}^0 \text{ K}}{13.38 \times 10^{-3} \text{ m}} \times 44729^{0.8} \times 3.54^{0.33} = 997.5 \text{ W/m}^2 \text{ }^0 \text{ K}$$

Ahora se requiere determinar el coeficiente de convección en el exterior de los tubos del condensador, estos se encuentran sometidos a una transferencia de calor forzada utilizando dos ventiladores de 1800 m³/h y como fluido para transferir calor aire a condiciones de una atmósfera de presión y una temperatura promedio de 35°C. A estas condiciones se establecen las siguientes propiedades para el aire.

TABLA 9.2b

PROPIEDADES DEL AIRE

$T (^{\circ}K)$	$\rho \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$	$C_p \left(\frac{KJ}{Kg^{\circ}K} \right)$	$\mu \left(\frac{Kg}{m.s} \right)$	$k \left(\frac{W}{m^{\circ}K} \right)$	Pr
300	1.1614	1.007	184.6E-7	26.3E-3	0.707
308	1.1347	1.007	188.4E-7	26.9E-3	0.706
350	0.9950	1.009	208.2E-7	30.0E-3	0.700

Para un arreglo de tubos en forma escalonada equilátera se establece un área mínima de transferencia, utilizando la ecuación 9.7 se determina:

$$A_{\min} = 20 \times 0.5 \times 15.875 \times 10^{-3} \text{ m} \times 1.5 \text{ m} = 238.12 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Para determinar el tipo de flujo en el que se encuentra el fluido por el lado exterior del condensador reemplazaremos los valores en la ecuación 9.6

El flujo másico se determina por 9.8

$$\dot{m} = 1.1347 \text{ kg} / \text{m}^3 \times 2 \times 1800 \text{ m}^3 / \text{h} = 4084.9 \text{ kg} / \text{h}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} D_H}{A_{\min} \mu} \quad (9.6)$$

Para este caso el diámetro hidráulico D_H será igual al del evaporador puesto que las características físicas de construcción son las mismas.

$$\text{Re} = \frac{4084.9 \text{ kg} / \text{h} \times 77.6 \times 10^{-3} \text{ m}}{238.12 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \times 188.4 \times 10^{-7} \text{ kg} / \text{m} \cdot \text{s}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 19627$$

Para régimen turbulento el coeficiente de convección exterior he para un arreglo de tubos con aletas según Kays establece ecuación 9.8:

$$\bar{h}_e = 0.33 \frac{k_f}{D_H} \text{Re}_{\text{mas}}^{0.6} \text{Pr}_f^{0.3} \quad (9.14)$$

Sustituyendo tenemos:

$$\bar{h}_e = 0.33 \frac{769 \times 10^{-3} \text{ W/m}^0 \text{ K}}{77.6 \times 10^{-3} \text{ m}} \times 19627^{0.6} \times 0.706^{0.3} = 38.79 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

La eficiencia de la aleta se la determina según la ecuación 9.9 (15)

$$\eta_o = \frac{\tanh\left[\sqrt{2h_e/k_a e_a} (L_a + e_a/2)\right]}{\sqrt{2h_e/k_a e_a} (L_a + e_a/2)} \quad (9.15)$$

Reemplazando tenemos:

$$\eta_o = \frac{\tanh\left[\sqrt{2 \times 38.79 \text{ W/m}^2 \text{ K} \cdot 177 \text{ W/m}^0 \text{ K} \times 0.0005 \text{ m}} (0.0476 \text{ m} + 0.0005 \text{ m} / 2)\right]}{\sqrt{2 \times 38.79 \text{ W/m}^2 \text{ K} \cdot 177 \text{ W/m}^0 \text{ K} \times 0.0005 \text{ m}} (0.0476 \text{ m} + 0.0005 \text{ m} / 2)} = 0.627$$

Una vez determinados los coeficientes de convección h_i y h_e ,

reemplazando en la ecuación (9.2) tenemos:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{997.5 \text{ W/m}^2 \text{ K}} + \frac{124 \times 10^{-3} \text{ m}}{23 \text{ W/m}^0 \text{ K}} + \frac{1}{38.79 \text{ W/m}^2 \text{ K} \times 0.627} + 0.00172 \text{ m}^2 \text{ K/W} + 0.00344 \text{ m}^2 \text{ K/W}}$$

$$K = 21.13 \frac{W}{m^2 \cdot K} = 18.17 \frac{Kcal}{hm^2 \cdot C}$$

Reemplazando en la ecuación 9.17 tenemos:

$$n = \frac{Q}{mK\pi D_H L \Delta T} \quad (9.17)$$

$$n = \frac{53356 \times 10^3 J/h}{20 \times 21.13 W/m^2 \cdot K \times \pi \times 77.6 \times 10^{-3} m \times 1.5 m \times 10^0 K} \times \frac{1h}{3600s} = 9.58 \approx 10$$

Por consiguiente el condensador constará de un arreglo escalonado equilátero de tubos aleteados de 20 x 10 con paso de 23.67 mm y longitud de 1.5 m.

La superficie de transferencia de calor se la determina por medio de la ecuación 9.18 entonces:

$$A = \frac{Q}{K \Delta T} \quad (9.18)$$

$$A = \frac{53356 \times 10^3 J/h}{21.13 W/m^2 \cdot K \times 10^0 K} \times \frac{1h}{3600s} = 70.14 m^2$$

9.1.4. Cálculo y selección del dispositivo de control de flujo

Este componente se lo denomina también como dispositivo de expansión o de dosificación, este debe realizar dos funciones en un sistema de compresión de vapor:

- Debe regular el flujo del refrigerante líquido que se alimenta al evaporador, según sea la demanda.
- Debe crear una caída de presión, desde el lado de alta al lado de baja del sistema. Esta caída de presión da por resultado la expansión del refrigerante que fluye, haciendo que una pequeña cantidad del mismo se evapore, de manera que se enfríe hasta la temperatura de evaporación.

Por lo general en los sistemas de refrigeración utilizados en transporte y donde la instalación es un limitante se aconseja el uso de válvula de expansión del tipo termostática, no solo por este motivo, además son usadas principalmente por:

- Regular el flujo del refrigerante a través del evaporador.
- Regular el recalentamiento del refrigerante que sale del evaporador.
- Debido a su alta eficiencia y facilidad de adaptación a cualquier tipo de aplicación frigorífica, este tipo de válvula es la que más se usa en refrigeración.

La válvula de expansión a seleccionarse tendrá el bulbo sensor a la temperatura de evaporación de 5°C . y temperatura de condensación de 45°C para una capacidad del sistema de 14.82 KW (53356 KJ h o 4.21 Tons)

Se seleccionará la válvula FSE 5 con una capacidad de 20.9 KW

(5.95 Tonsj

9.2. Cálculo y selección de los equipos de medición y control

Para un correcto funcionamiento y control del sistema de refrigeración es necesario la instalación de equipos (censores) de control y medición, que nos permitan regular y controlar la instalación.

Entre estos dispositivos tenemos:

9.2.1. Separador de aceite

Se conoce el aceite se mezcla con el refrigerante siendo arrastrado por este fuera del compresor , por lo tanto se hace necesario separar este aceite inmediatamente que sale del compresor para recuperarlo y retomar al cárter del mismo y para ello se debe hacer uso de un separador de aceite, que consiste de un recipiente cilíndrico con conexiones: a) de entrada mezcla refrigerante - aceite, b) salida del refrigerante casi libre de aceite, c) retorno de aceite al compresor.

9.2.2. Botella receptora de líquido

La botella de líquido es usada con el fin de acumular o recibir el refrigerante que se ha licuado en el condensador y para controlar la cantidad de refrigerante que hay en el sistema.

Estas botellas son de acero sin costura por lo general y en algunos casos llevan mirillas o niveles para controlar la cantidad de refrigerante líquido que se encuentra en la botella.

9.2.3. Deshidratador

El objetivo del deshidratador es eliminar la humedad que pueda contener el refrigerante, la misma que podría causar: a) obstrucciones o bloqueos en la válvula de expansión, b) contaminación del aceite del compresor, c) corrosión de las tuberías.

Los deshidratadores consisten en recipientes cilíndricos de acero, latón o cobre en cuyo interior llevan sustancias deshidratantes como óxido de calcio, sílice activa, gel de sílice o sulfato de calcio. Estos van ubicados a la salida de la botella de líquido y generalmente se instalan con un by-pass para poder cambiárselo cuando se requiera.

9.2.4. Visor o mirilla de líquido

El visor o mirilla de líquido va instalado en la línea del líquido a continuación del deshidratador y antes de la válvula de expansión. Su objetivo es el servir como indicación de que el líquido refrigerante se encuentre fluyendo y de esta manera poder darnos cuenta si falta refrigerante al sistema.

9.2.5. Botella separador de líquido

Las botellas separadores de líquido consisten en recipientes cilíndricos cuyo objetivo es:

Separar las gotas de líquido no evaporado después que el refrigerante ha circulado por el evaporador.

9.2.6. Intercambiador de líquido - vapor

Tiene dos funciones:

- Sub-enfriar el líquido que proviene del condensador antes de entrar a la válvula de expansión.
- Recalentar el refrigerante en estado gaseoso que proviene del evaporador y se dirige hacia el compresor.

Estos intercambiadores consisten en un cuerpo de latón y por el cual circula el refrigerante en estado gaseoso (vapor), el tubo interior es de cobre y por su interior circula el refrigerante en estado líquido.

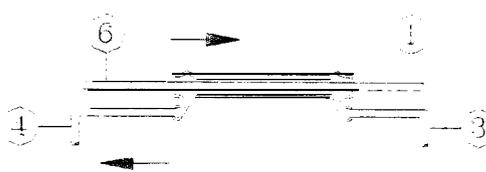
El intercambiador líquido - vapor presenta una ventaja en el sistema, ya que si este se encuentra completamente aislado se puede asumir que las pérdidas de calor al medio son nulas y solo existe transferencia entre la línea de vapor y líquido.

Entonces el calor que gana la línea que va del evaporador al compresor es igual al calor que cede la línea que va del condensador a la válvula de expansión. Este calor se lo interpreta como la temperatura de recalentamiento a la entrada del compresor y la temperatura de subenfriamiento a la entrada de la válvula de expansión. Según fabricantes de este tipo de intercambiadores el recalentamiento y subenfriamiento se lo establece en 10°C .

Analizando el intercambiador líquido - vapor mostrado en la figura 9.3 :

FIGURA 9.3

DETALLE INTERCAMBIADOR LIQUIDO VAPOR



$$Q_{gana} = Q_{cede}$$

$$m \Delta h_{gana} = m \Delta h_{cede}$$

$$(h_1 - h_6) = (h_3 - h_4)$$

$$(410 \text{ KJ kg} - 395.45 \text{ KJ kg}) \approx (263.5 \text{ KJ kg} - 249 \text{ KJ kg})$$

$$14.55 \text{ KJ kg} \approx 14.5 \text{ KJ kg}$$

9.2.7. Válvula Solenoide

Esta válvula es del tipo electromagnética, cuyo principio de funcionamiento se basa en que su cierre o apertura es accionada por el flujo de energía eléctrica a una bobina que rodea el núcleo del vástago de la válvula, el cual al ser energizado eléctricamente atrae dicho vástago produciendo la abertura de la válvula dejando pasar el refrigerante en el circuito y cuando se desenergiza su vástago se desplaza hacia abajo cerrando el paso del fluido refrigerante. Generalmente esta válvula va ubicada antes de la válvula de expansión, sin embargo también se ía usa en otros tramos del sistema para los mismos fines.

9.2.8. Presostato de Baja Presión

Este dispositivo además de poder cumplir una función de regulación, principalmente es usado como un dispositivo de seguridad para actuar deteniendo el funcionamiento del motor que impulsa el compresor, cuando se produzca una presión de succión excesivamente baja, ía cual podría inclusive succionar el aceite del cárter del compresor. Este aparato consta de un tubo capilar que va conectado a la aspiración del compresor y detecta la presión del refrigerante en este tramo, para así accionar el tren presostático que

comporta articulaciones y contactos eléctricos de accionamiento directo a través de relees para permitir el funcionamiento del motor - compresor o para dejarlo fuera de servicio según se produzca una baja presión fuera de los límites tolerables. El rango de regulación del presostato de baja presión es de 40 cm de Hg a 4 Kg/cm^2 , pudiendo ser ajustado de 0,5 a 3 Kg/cm^2 .

9.2.9. Presostato de Alta Presión

Este aparato va conectado a la descarga de refrigerante del compresor, cumpliendo igualmente funciones de seguridad, pero en caso de excesiva alta presión, esta podría causar daños al sistema.

El rango de regulación del presostato de alta presión es de 5 a 20 Kg/cm^2 y su diferencial puede ser ajustado entre 3 a 6 Kg/cm^2 sobre la presión normal de descarga del compresor.

9.2.10. Presostato diferencial de aceite

Es otro dispositivo de seguridad cuyo objetivo es activar el dispositivo de embrague entre el motor y el compresor cuando la diferencia entre la presión del cárter (presión de aspiración del compresor y de succión de la bomba de aceite) y la presión de descarga de la bomba de aceite es inferior a la presión normal de trabajo del sistema de lubricación. Generalmente el diferencial de

este presostato se ajusta para un valor de 1,5 a 2 Kg / cm' sobre el valor de la presión de succión del compresor.

9.2.11. Termostato

Los termostatos usados consisten en un bulbo en cuyo interior contiene un fluido de un alto coeficiente de dilatación, el cual se desplaza a través de un tubo capilar, las dilataciones térmicas que ocurren accionan contactos eléctricos para actuar conforme a las fluctuaciones de temperatura, energizando o desenergizando las válvulas solenoides, ventiladores y / 0 compresor. Por lo general el presostato se regula a un diferencial de temperatura de 1 a 3°C.

Los dispositivos de medición y control antes mencionados se muestra su disposición en el siguiente esquema (figura 9.4)

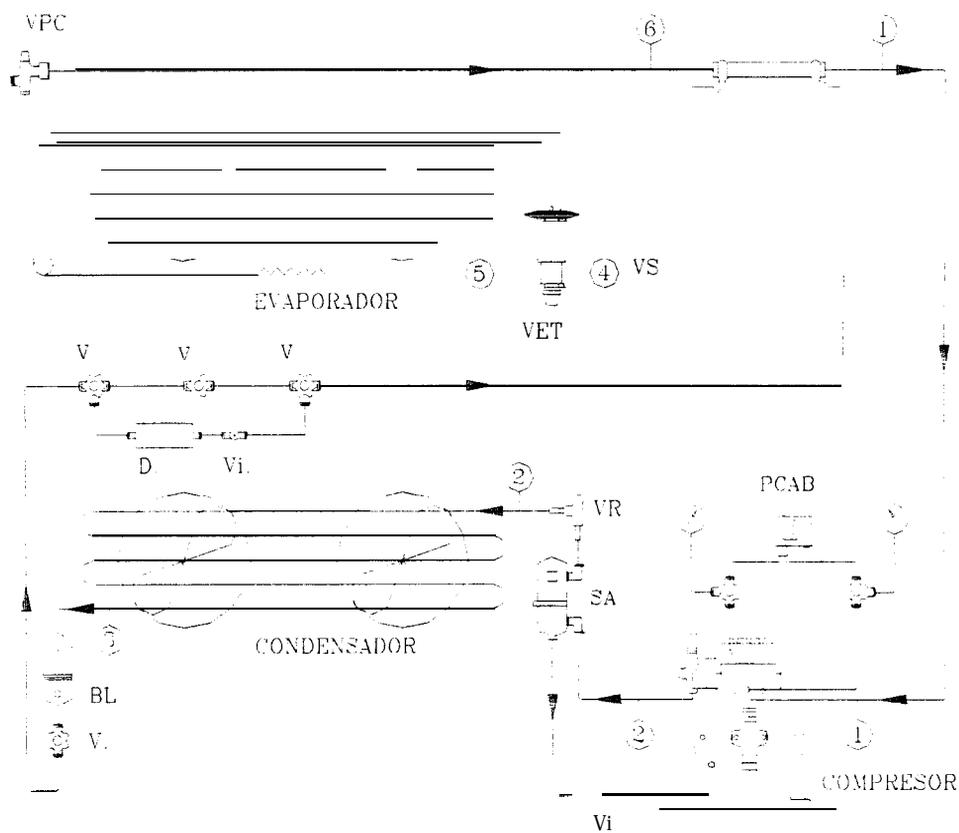
9.3. Determinación de dimensiones de las tuberías del cicuito

En las consideraciones de diseño de tubería en primer lugar se debe tener en cuenta el material a usar, para el caso de refrigerantes HFCs se recomienda tubería de cobre puesto que esta no reacciona con dicho refrigerante. Los objetivos de la tubería son:

- Proveer un pasaje o medio de circulación al refrigerante.
- Proveer un medio para retornar el aceite.

FIGURA 9.4

DIAGRAMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACION CON LOS ELEMENTOS DE CONTROL



VP	Válvula de Paso
SA	Separador de Aceite
VR	Válvula de retención
BL	Botella de Líquido
D	Deshidratador
VS	Válvula Solenoide
ILV	Intercambiador Líquido Vapor
PCABP	Presostato combinado Alta y Baja Presión
Vi	Visor
VET	Válvula de Expansión Termostática
T	Termostato de Ambiente
VPC	Válvula de Presión Constante

En el. circuito de refrigeración existen tres tipos de tubería: tubería de descarga del compresor, tubería de líquido y tubería de aspiración, las cuales serán dimensionadas a fin de obtener buen flujo de refrigerante, una velocidad adecuada y una caída de presión dentro del rango permitido

Consideraciones prácticas:

- Dimensionar las tuberías lo mas cortas posibles para obtener una economía en costo y evitar una caída de presión demasiado grande.
- Limitar la caída de presión en el. ducto de aspiración a 0.210 kg cm^2 , para evitar una disminución del rendimiento volumétrico y para que el. recalentamiento sea mínimo.
- Limitar la caída de presión en la tubería de descarga a 0.15 kg cm^2
- Limitar la caída de presión en la tubería de líquido a 0.280 kg cm^2 , para evitar un mal rendimiento del compresor, la evaporación del líquido en el. tubo, disminución de la capacidad de la válvula de expansión.

LOS valores prácticos de las velocidades recomendadas a adoptar son:

- Velocidad en la tubería de descarga del compresor: de 15 a 25 m s
- Velocidad en la tubería de líquido: de 0.5 a 1.25 m s
- Velocidad en la tubería de aspiración: de 8 a 15 m s

9.3.1. Dimensionamiento de la Tubería de Líquido

Para determinar el diámetro de esta tubería se utilizará la ecuación de continuidad.

$$\dot{m} = \rho \vec{V} A \quad (9.23)$$

Donde:

\dot{m} es el flujo másico de refrigerante = 285.33 kg / h

V es la velocidad del refrigerante en la tubería: 0.5 m / s

ρ es la densidad del refrigerante en las condiciones de temperatura y presión de condensación = 1113 kg / m³

A es el área de la sección transversal de la tubería : $\frac{\pi d_i^2}{4}$

Despejando el diámetro de la ecuación anterior y reemplazando los valores correspondientes, tenemos el diámetro interno de la tubería de líquido refrigerante:

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho \vec{V} \pi}} \quad (9.24)$$

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{289.8 \text{ kg/h}}{1113 \text{ kg/m}^3 \times 0.5 \text{ m/s} \times \pi \times 3600}} = 0.0135 \text{ m}$$

$$d_i = 12.5 \text{ mm}$$

$$d_n = 15.875 \text{ mm (} 5/8 \text{ inch)}$$

9.3.2. Dimensionamiento de la Tubería de Aspiración

Utilizando la ecuación 9.24, y con los siguientes datos calcularemos el diámetro interior:

$$\dot{m} = 285.33 \text{ kg / h}$$

$$\vec{V} = 8 \text{ m / s}$$

$$\rho = 16.86 \text{ kg / m}^3$$

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{285.33 \text{ kg / h}}{16.86 \text{ kg / m}^3 \times 8 \text{ m / s} \times \pi \times 3600}} = 0.02735 \text{ m}$$

$$d_i = 27.35 \text{ mm}$$

$$d_n = 28.57 \text{ mm (} 11/8 \text{ inch)}$$

9.3.3. Dimensionamiento de la Tubería de Descarga

Utilizando la ecuación 9.24, y con los siguientes datos, tenemos:

$$\dot{m} = 285.33 \text{ kg / h}$$

$$\vec{V} = 15 \text{ m / s}$$

$$\rho = 55.17 \text{ kg / m}^3$$

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{285.33 \text{ kg/h}}{55.17 \text{ kg/m}^3 \times 15 \text{ m/s} \times \pi \times 3600}} = 0.0110 \text{ m}$$

$$d_i = 11.10 \text{ mm}$$

$$d_n = 12.25 \text{ mm (1/2 inch)}$$

9.4. Caídas de presión en las tuberías

La caída de presión en tuberías se la define:

$$\Delta P = \rho \times h_f \quad (9.25)$$

Donde:

ΔP es la caída de presión a lo largo de la tubería

ρ es la densidad del refrigerante

h_f son las pérdidas por fricción

$$h_f = f \frac{L V^2}{d_i 2g} \quad (9.26)$$

Donde:

f es el coeficiente de rozamiento

- L es la longitud de tubería
 V es la velocidad del refrigerante
 d_i es el diámetro interior de la tubería
 g es la aceleración de la gravedad

Para determinar el coeficiente de rozamiento f se necesita conocer primeramente bajo que régimen se encuentra el fluido (17), al determinar el número de Reynolds por medio de la ecuación 9.4. Luego este coeficiente se lo calculará por medio de la ecuación 9.27 o 9.28.

$$f = \frac{0.3164}{\text{Re}^{1/4}} \quad \text{Re} < 100000 \quad (\text{Zona hidraúlicamente lisa}) \quad (9.27)$$

$$f = \frac{1}{[1.14 - 2.0 \log(e/D)]^2} \quad \text{Re} > 100000 \quad (\text{Zona rugosa}) \quad (9.28)$$

9.41. Caída de presión en la Tubería de Líquido

Usando las ecuaciones anunciadas y con los siguientes datos tenemos:

$$d_i = 13.5 \text{ mm}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$\mu = 168 \times 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}$$

$$\rho = 1113 \text{ kg m}^3$$

$$Re = 45192$$

$$f = 0.0212$$

$$h_l = 0.020 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$\Delta P = 0.0022 \text{ kg cm}^2 \text{ (valor aceptable)}$$

9.4.2. Caída de presión en la Tubería de Aspiración

Utilizando las ecuaciones 9.26 , 9.28 y con los siguientes datos tenemos:

$$d_i = 27.35 \text{ mm}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$\mu = 11.1 \times 10^{-6} \text{ m s}$$

$$\rho = 16.86 \text{ kg m}^3$$

$$Re = 333954$$

$$e = 0.0015 \text{ mm (rugosidad para tubería estirada)}$$

$$f = 0.010$$

$$h_l = 4.45 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$AP = 0.0075 \text{ kg} / \text{cm}^2 \text{ (valor aceptable)}$$

9.4.3. Caída de presión en la Tubería de Descarga

Utilizando las ecuaciones 9.26 , 9.27 y con los siguientes datos tenemos:

$$d_i = 11.10 \text{ mm}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$\mu = 168 \times 10^{-6} \text{ m} / \text{s}$$

$$\rho = 55.17 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$Re = 54864$$

$$f = 0.0206$$

$$h_l = 21.26 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$AP = 0.117 \text{ kg} / \text{cm}^2 \text{ (valor aceptable)}$$

9.5. Aislamiento de las tuberías

El objetivo del aislamiento en las tuberías frigoríficas es el evitar las pérdidas de eficiencia en el funcionamiento del sistema de refrigeración y a la vez el de disminuir los costos operativos.

Los aislantes usados en las tuberías vienen dados en las siguientes formas:

En forma de casquillos (para tubería de menor diámetro)

En forma de duelas (para tuberías de mayor diámetro)

En forma de tubo (solo en el caso del Armaflex)

En todos los sistemas de refrigeración se necesita aislar la tubería de aspiración, tramo ubicado entre el evaporador y el compresor, se requiere aislarse para evitar que se produzcan condensaciones del aire del medio donde va instalada la tubería, y evitar pérdidas.

Para determinar el espesor del aislamiento en la tubería de aspiración nos referiremos al nomograma para calcular el mínimo espesor de aislamiento para tuberías.

Con los siguientes datos

$$d_n \qquad 28.57 \text{ mm (} \dot{\text{1}} \dot{\text{1}}8 \text{ inch)}$$

$$T_{operación} = 4^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ambiente} = 32^{\circ}\text{C}$$

$$\text{HR} = 76\%$$

Se obtiene el siguiente espesor mínimo.

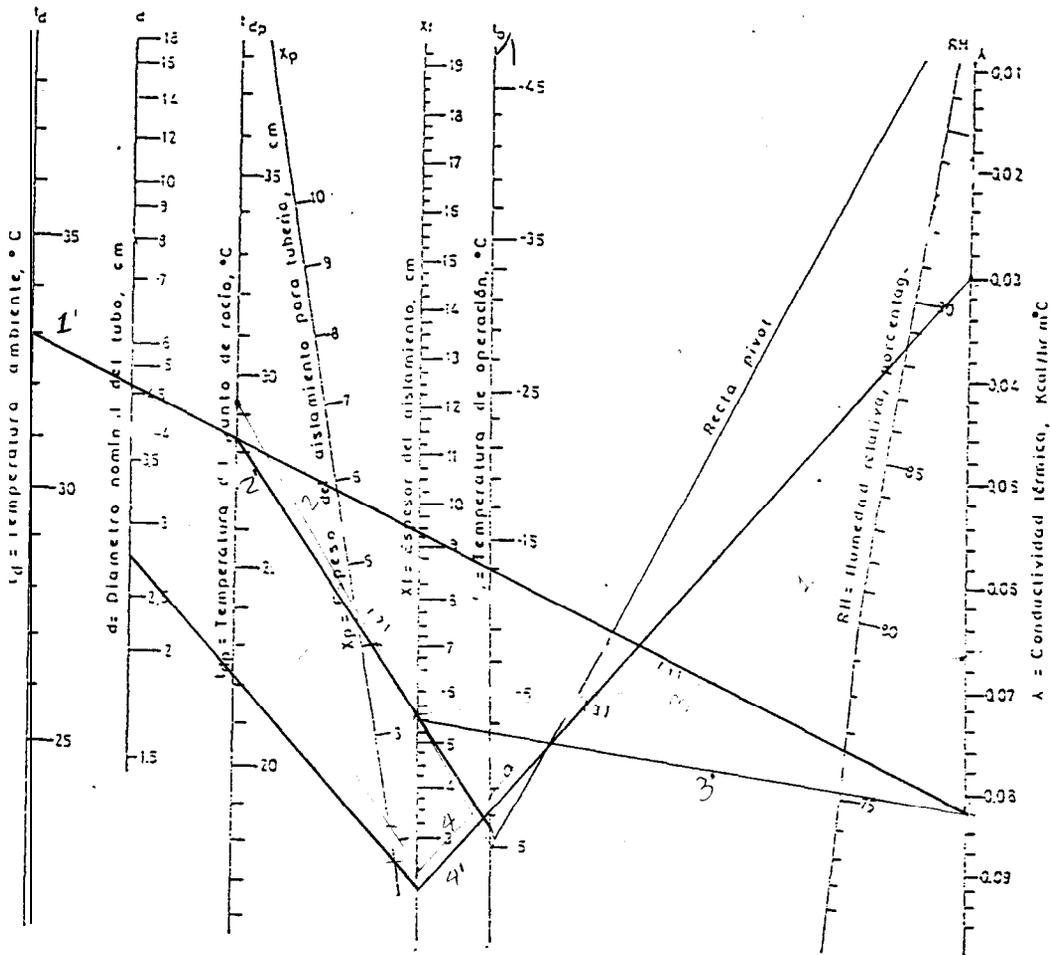
$$e = 18 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

El procedimiento es el siguiente:

- Utilizando el gráfico de la figura 9.5, primero se traza una línea que une $T_{ambiente}$ y HR, y se lee la temperatura de rocío, (línea 1).
- Después se traza la línea que une la temperatura del punto de rocío con $T_{operación}$ (línea 2).
- Luego se unen los puntos de intersección de la línea 1 con la escala λ y la línea 2 con la escala X_f (línea 3 j).
- Ahora se traza la línea que une el valor de λ , del material aislante ($0.03 \text{ Kcal h m } ^{\circ}\text{C}$) con la intersección de la línea 3 y la línea P, esta línea debe avanzar hasta la escala X_f .
- Por último se traza la línea que une el valor de X_f con el valor del diámetro nominal del tubo, esta línea intercepta a la escala X_p dándonos así el valor del espesor mínimo de aislamiento.

FIGURA 9.5

NOMOGRAMA PARA CALCULAR EL ESPESOR MINIMO DEL AISLAMIENTO PARA TUBERIAS



X. ANALISIS ECONOMICO

10.1. Estimación de equipos necesarios

Para este proyecto se requieren los siguientes equipos:

1.- Un Chasis Plataforma que retina las siguientes condiciones:

- Capacidad para 20 TM
- Pm para enganchar camión
- Instalación eléctrica para iluminación
- Eje trasero y accesorios para cuatro llantas traseras 10/20

- Equipo neumático para accionar los frenos
- Dos amortiguadores de ballestas de 13 hojas
- Dos amortiguadores de aceite

2. Estructura metálica

3. Aislamiento Poliuretano expandido

4. Planchas de acero inoxidable 2 mm

5. Planchas de acero galvanizado 2 mm

6. Accesorios para puertas

7. Soldadura

8. Desoxidante

9. Anticorrosivo

10. Pintura

11. Cemento de contacto

12. Equipo de refrigeración para una capacidad de evaporación de

42358 KJ h (10112 Kcal h ó $40147 \text{ Btu h} \approx 3.34 \text{ Ton Ref.}$)

- Compresor 05G 37 CID
- Motor Diesel CT4-114TVTri-Vortex
- Serpentines de condensador BOHN BME - 480BA 48000 Btu/h
- Serpentes de evaporador BOHN CMC - 480CB 48000 Btu/h
- Radiador de motor
- Intercambiador líquido - vapor

- Válvula de expansión termostática
- Cubierta material compuesto DuraShell
- Refrigerante HFC-134a
- Sistema de control microprocesador
- Arranque/Paro Automático
- Control de capacidad ahorro de combustible
- Filtro de aire reforzado en seco
- Filtro de aceite sobrepaso
- Sistema de lubricación alta capacidad
- Tanque combustible aluminio de 30 galones
- Silenciador
- Indicador de bajo nivel de fluido del radiador
- Protección de alta presión de refrigerante
- Protección de sobrecarga del circuito de control
- Protección de baja presión de aceite
- Protección alta temperatura fluido radiador

10.2. Presupuesto de obras y equipos

- Para construir un trailer de estas características es necesario emplear 4 personas
- 2 Soldadores que realicen los por-ticos y demás partes de la estructura así como las uniones que requieren soldadura.

- 2 Mecánicos para efectuar el. montaje del chasis y forma de la plataforma que soportará la cámara frigorífica y el. equipo de refrigeración.
- Se ha calculado que el. tiempo en construir en trailer de estas características es de 480 horas / hombre es decir tres semanas a 8000 ía hora.
- La plataforma que se requiere con sus partes y accesorios, tiene un precio de USD 4500.
- La estructura tiene un costo de USD 2700
- El. material aislante poliuretano expandido instalado "in situ" el. m² para espesores menores a 90 mm tiene un costo de USD 20.1 se necesita cubrir 140m² dando un valor de USD 2814
- Planchas de acero inoxidable 1.22 x 2.44 m x 2mm tiene un costo de USD 130, se requiere de 44 planchas, dando un vaioir de USD 5720
- Planchas de acero galvanizado 1.22 x 2.44 m x 2 mm tiene un costo de USD 45 se requiere de 44 planchas, dando un valor de USD 1980
- Accesorios puertas con un costo de S/. í'327.750
- Soídadura a un valor de S/. 226000 el. kíogramo hora máquina, se requiere de 25 kilogramos a un costo de Si. 5'650.000
- Desoxidante se requiere de 6 galones a S/. 62.150 , sumando S/. 372.900
- Anticorrosivo se requiere de 14 galones a S/. 67800 , sumando S/.949.200

- Pintura Laca se requiere 14 galones a S/. 125.000 , sumando S/. 1'890.000
- Cemento de contacto se requiere 10 galones a Si. 33900 , sumando S/.339.000
- El. equipo de refrigeración incluido todos los componentes da y sistemas de control da un total de S/. 49'759.550

El. presupuesto total deí proyecto se lo muestra en el. siguiente cuadro:

Tasa de interés efectiva anual	56.00%
Tasa de interés efectiva mensual	3.78%
Cotización dólar	6500
Viajes por mes	12

Cantidad	Concepto	Valor unidad	Valor Total
	Materiales		126799500
1	Plataforma	29250000	29250000
1	Estructura	17550000	17550000
140	Poliuretano expandido (m ² @ t < 90 mm.)	130650	18291000
44	Planchas acero inoxidable 2mm	845000	37180000
44	Planchas acero 2mm	292500	12870000
1	Accesorios puertas	1527500	1527500
25	Soldadura kg/h/maq.	260000	6500000
6	Desoxidante Galon	71500	429000
14	Anticorrosivo Galon	78000	1092000
14	Pintura Laca Galon	135000	1890000
2	Cemento de contacto	110000	220000
	Equipo de Refrigeración		57245500
1	Evaporador BOHN BME - 480BA 48000 Btu./h.	13650000	13650000
1	Compresor	2665000	2665000
1	Condensador BOHN CMC - 480CB 48000 Btu./h.	13650000	13650000
1	Motor Diesel 4 cilindros 6 Hp	2 1450000	2 1450000
1	Válvula Expansión Termostática 4 Tn	390000	3 90000
1	Válvula Solenoide	780000	780000
1	Visor / Mirilla	130000	130000
1	Recibidor de Líquido	227500	227500
1	Separador de Aceite	85 1500	85 1500
1	Filtro Deshidratador	84500	X4500
1	Presostato de Aceite	877500	877500
1	Presostato de Alta / Baja	435500	435500
1	Termostato	279500	279500
1	Intercambiador Líquido / Vapor	195000	195000
20	Soldadura (barilla)	9750	195000
1	Tubería (rollo de 15 m)	1 75500	175500
2	Aceite (litro)	117000	234000
1	Refrigerante HFC-134a (botella 30 lb)	975000	975000
	Mano de Obra		1680000
480	Precio. hora /hombre	9750	4680000
Subtotal			S/. 188725000
1	Imprevistos		18872500
1	Gastos Administrativos		18872500
1	Dirección Técnica		18872500
Subtotal I. G. D. T.			s /. 56617500
Total			s /. 245342500

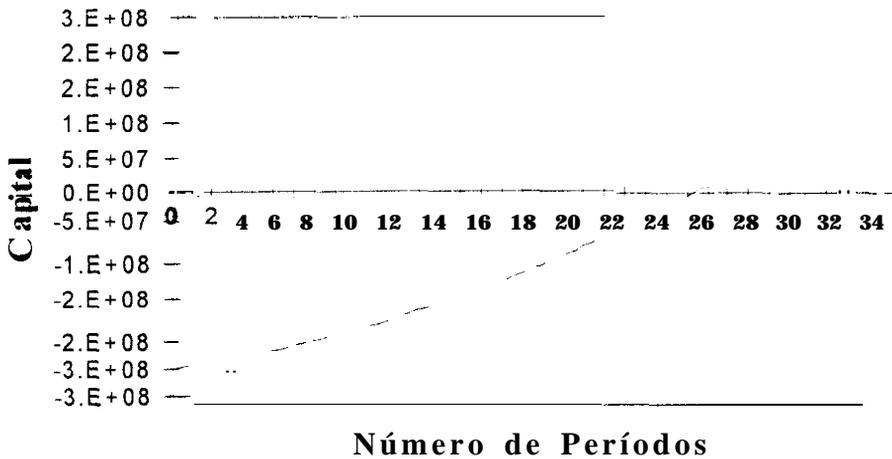
Para establecer la rentabilidad del proyecto, necesitamos establecer la ganancia y el ahorro que se logra por caja transportada, de esta manera a una tasa de interés efectiva del 56% capitalización anual y con una mensualidad igual al total del período mensual determinamos el número de períodos mínimo en que se recupera la inversión.

Análisis de ahorro por caja		
480 Transporte de cajas normal	767000	1598
960 Transporte de cajas furgón refrigerado	1124500	<u>1171</u>
Ahorro por caja transportada	s /.	<u>427</u>
Análisis de costos mensuales		
11520 Ahorro Transporte cajas (12 x 960)	427	(49 14000)
11520 Ahorro Transp. marítimo cajas mensual 10 ccn USD	650	(7488000)
6 Ingreso por Flete de Regreso	767000	(4602000)
1 Depreciación	500000	500000
1 Costo de mantenimiento	357500	357500
150 Combustible	6500	975000
Total Período Mensual		S /. (15171500)
Número de periodos		25
Costo Real Furgón en el Mercado Internacional		
1 Furgón Isotérmico 40' x 8' x 8.5' (USD 45000)		S /. 292500000
Rentabilidad del proyecto		78.44%
Porcentage de ahorro		16.12%

En la figura 10.1 se representa gráficamente el período de tiempo en que se recupera la inversión.

FIGURA 10.1

GRAFICO CAPITAL VS. TIEMPO



El costo total del trailer es de S/.245'342.500 (USD 37.800) que comparado con cualquier vehículo similar importado cuyo valor es aproximadamente USD 45.000 , da una diferencia económica apreciable, un porcentaje de ahorro de 16.12%, frente a una rentabilidad del proyecto de 28.44%, dónde el monto de la inversión se recupera a partir del mes 25, es decir a los dos años 1 mes. siendo este un período aceptable para recuperar la inversión.

XI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

11.1. Conclusiones

1. Definitivamente al haber culminado esta tesis podemos concluir que en nuestro país existe la capacidad y la técnica suficiente como para poder diseñar y construir nuestros propios furgones refrigerados, proporcionando el mismo servicio que otro de similares características importado y cumpliendo con todas las normas, exigencias y estandarizaciones requeridas por los organismos internacionales que los regulan.
2. El furgón posee una versatilidad que le permite funcionar tanto para el transporte de la fruta como para su almacenamiento, funcionando éste de manera autónoma, por el período de tiempo que se desee.

3. Una vez analizada la demanda del producto, tomando como referencia la producción de banano alcanzada mensualmente, el furgón que mejor se ajusta a satisfacer las necesidades de volumen de transporte y almacenamiento es el de 12.19 x 2.43 x 2.59 m (40 x 8 x 8.5 ft.).
4. Luego de analizar los diferentes tipos de banano y sus propiedades termodinámicas se estableció como temperatura recomendable para el transporte y almacenamiento 12°C con una humedad relativa del 85%, consiguiendo de esta manera conservar la fruta en óptimas condiciones previo a su embarque.
5. Al analizar el tipo de aislamiento óptimo a utilizar se estableció, como mejor al poliuretano expandido e instalado “in situ” por su característica de alojarse y ocupar todo el espacio disponible entre las láminas que forman las paredes, además por sus excelentes propiedades mecánicas y térmicas.
6. Los espesores de aislamiento de paredes, puertas, piso y techo determinadas en el capítulo V guardan una gran similitud con el espesor que recomiendan ciertos constructores de furgones isotérmicos, siendo estos valores de 10.16 mm (4 inc) para techo y 7.62 mm (3 inch) para las paredes piso y puertas.

7. Acerca del aislamiento cabe notar que el. diseño de este elemento, es fundamental puesto que nos permite mantener la temperatura en el. interior del recinto y aislarlo del exterior, evitándonos el. uso de equipos de mayor capacidad.
8. Determinamos el. uso de refrigerante HFC-134a ya que este fluido refrigerante nos permite lograr el. enfriamiento y climatización en el. interior del furgón a las condiciones de transporte de la fruta, además que la principal razón de su selección fue el. nulo efecto que posee frente a reaccionar con el. ozono, convirtiéndolo en el. potencial refrigerante del futuro, es decir es un refrigerante ecológico.
9. Analizando las condiciones de presión y temperatura; de evaporación y condensación del fluido refrigerante, se estableció el. uso del sistema de refrigeración del tipo directa y de una sola etapa.
10. Para el. sistema de compresión directa a una etapa aplicado a este trabajo, se determinó una capacidad de compresor igual a 3.33 KW (≈ 4 HP).
11. Capacidad del evaporador 42358 KJ h ($11.76 \text{ W} \approx 4 \text{ Ton. Ref.}$)
12. Capacidad del condensador 53839 KJ h ($15. \text{ W.}$)
13. Válvula de expansión termostática para 4 Ton Ref.

14. La construcción de este tipo de furgón isotermico íe permitira, al agricultor de un nivei de industrialización semitecnificada, tener la opción a mantener su fruta apta y de acuerdo con la exigencias internacionales de calidad, además que podría competir en precio por caja de banano.
15. De acuerdo al análisis económico reaízado, se establece que la rentabiidad obtenída 28.44% nos permite estar seguros que el. proyecto tendrá un margen de utilidad al cabo de los 25 meses, tiempo en el. cual se ha recuperado la inversión.
16. En detinitiva al observar este proyecto como un negocio, es un negocio con futuro y altamente rentable, pero así mismo si se desea entrar con fuerza en este mercado se debe realizar un inversión inicial muy fuerte que permita fabricar un considerable numero de furgones que puedan competir , y de esta manera a corto y mediano plazo conseguir los beneficios deseados.
17. El. cálculo y dimensionamiento del furgón refrigerado se lo puede aplicar para cualquier tipo de estiba y embalaje del las cajas de banano.

1 1.2. Recomendaciones

1. Se recomienda tener cuidado en la instalación de los dispositivos de control y seguridad.

2. Se recomienda realizar periódicamente mantenimiento preventivo del equipo de refrigeración.
3. En la instalación del aislamiento de debe evitar siempre que se produzcan, puentes térmicos, esto es que un material conductor este en contacto con ambas caras de la pared del furgón.
4. Se debe tener especial cuidado con el uso de maquinaria jmontacargasj en el interior del furgón, puesto que el mal manejo de estos puede dañar las paredes y piso.
5. Es necesario para obtener un adecuado enfriamiento del producto, este debe ser embaiado en forma adecuada. sin obstaculizar el paso del aire de enfriamiento y de retorno.

BIBLIOGRAFIA

1. RIOFRIO JOSE, “Banano Ecuatoriano, Perspectivas” , Primera edición, Producciones Agropecuarias, Ecuador, 1997. Pág. 10, 15, 129, 133,295.
2. RIOFRIO JOSE, “Banano en cifras y otras novedades 1995” , Primera edición, Acción Gráfica, Ecuador, 1995. Pág. 88.
3. CORPUAGRO, “Estadísticas Bananeras” ,Corpuagro, Ecuador, 1998, Pág. 7
4. GRUGRAFACSA, “El. Bananero” , Grugraf S. A., Ecuador, 1998, Pág. 37
5. VARGAS ANGEL, “ Cultivo y Empacado de Banano”, Series VZ, , Ecuador, 1990. Pag. 29.
6. VARGAS ANGEL, “ Normas para el. Empacado del banano”, Series VZ, , Ecuador, 1990. Pag. 11.
7. VARGAS ANGEL, “ Aspectos Técnicos de los Contenedores Refrigerados Autónomos”, Revista Puertos, año 9 n-29, Ecuador, 1989.

8. KASMIRE ROBERT, "Maintaining optimum transit temperatures in refrigerated truck shipment of perishables" Universidad de California, Supplement No. 2, USA, 1987.
9. ASHRAE, "Refrigeration Handbook" , C. W. Phillips, USA, 1994, Pág. 27.1
10. VARGAS ANGEL, "Transporte de Carga en Buques Refrigerados", Series VZ , Ecuador, 1991. Pag. 43, II 8, 220, 238.
11. VARGAS ANGEL, " Guía para el. manipuleo del banano de exportación", Series VZ, , Ecuador, 1990. Pag. 15.
12. VARGAS ANGEL, " Curso de Refrigeración", Series VZ, Primera edición, Ecuador, 1986.
13. PITA EDWARD, " Principios y Sistemas de Refrigeración", Editorial Limusa, Primera edición en español, México, 1991. Pág. 69.
14. INAMHI, "Calendario Meteorológico" , Instituto Nacional de Meteorología e Hidráulica, Ecuador, 1982.
15. KREITH F., "Principios de Transferencia de Calor" , Herrera Hnos., México, Primera edición en español, 1974.
16. MARKS, " Manual del Ingeniero Mecánico" , Tomo I y II, Mc. Graw - Hill, Colombia, 1982.
17. INCROPERA & DEWITT, " Fundamentals of Heat and Mass Transfer" , John Wiley, Tercera edición, Canadá, 1990.