INVENTARIADO
RESPONSABLE:

Liliana
15/12/2017

ESPOL-CIB
INVENTARIO FÍSICO
06 SEP 2018
POR: Liliana O.

INVENTARIADO 29 ABR. 1982
RESPONSABLE:

INVENTARIADO 16 MAR. 1981
RESPONSABLE:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

Liliana
15/12/2017

ESPOL
CIB

D-1336

23/11/2015

ESPOL-CIB
INVENTARIO FÍSICO
16 SEP 2019
POR:
ASISTENTE ACTIVOS FIJOS-CIB

T
621.57
Z 95
C.2.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Departamento de

Ingeniería Mecánica

"ANTEPROYECTO DE DISEÑO DE UNA BODEGA FRIGORIFICA POLIVALENTE PARA LA AUTORIDAD PORTUARIA DE GUAYAQUIL"

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del

Título de

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

Juan A. Zúñiga Briones

Guayaquil - Ecuador

1975

"ANTEPROYECTO DE DISEÑO DE UNA BODEGA FRIGORIFICA POLIVALENTE PARA AUTORIDAD PORTUARIA DE GUAYAQUIL"

DIRECTOR DE TESIS

ING. ANGEL VARGAS Z.

AUTOR

JUAN ZUNIGA BRIONES

DECLARACION EXPRESA:

EL PATRIMONIO INTELECTUAL DE LA TESIS DE GRADO CORRESPONDE A LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

(Artículo Veinte y uno del Reglamento de exámenes y títulos profesionales).

JUAN A. ZUNIGA BRIONES

DECLARACION EXPRESA

LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS, IDEAS Y DOCTRINAS EXPUESTAS EN ESTA TESIS, CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE A SU AUTOR.

(Artículo Sexto del Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales)

JUAN A. ZUNIGA BRIONES

DEDICATORIA

A MIS PADRES :

Dr. Juan Zuñiga Cevallos

Sra. Hilda Briones de Zuñiga

AGRADECIMIENTO

A LA ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

A LOS PROFESORES DEL DEPARTAMENTO
DE INGENIERIA MECANICA

AL ING. ANGEL VARGAS

Por su acertada Dirección y colaboración para la culminación de este trabajo.

NOMENCLATURA

A_i = Area superficial interior de los tubos

A_f = Area frontal

c = Calor desprendido por cada persona; compresor.

C_p = Calor específico a presión constante

C_r = Calor de respiración

D = Diámetros de las aletas del evaporador

E = Evaporador

G = Velocidad másica

G_r = Número de Grashof

H = Entalpia

K = Coeficientes Globales de intercambio térmico

N = Número de Renovaciones, Velocidad angular

N_b = Número de tubos

N_u = Número de Nusselt.

L = Carrera del pistón en compresores; longitud de tuberías.

P = Presión

P_r = Número de Prandlt; potencia mecánica real de los motores de los compresores.

Q = Calor transmitido

Q_c = Calor cedido en el condensador

Q_s = Calor sensible

Q_l = Calor latente

Q_f = Potencia frigorífica

Q_u = Flujo unitario de calor

Q° = Caudales

R_e = Número de Reynolds

S = Superficies

S_r = Razón entre superficies exterior e interior de un tubo.

S_t = Superficie total

T = Temperaturas absolutas

U = Velocidades

Z = Número de cilindros

d = Diámetros

e = Espesor de las aletas del evaporador

f = Coeficiente de rozamiento

g = Aceleración debida a la gravedad

h = Cabezal de la bomba de agua

h_f = Pérdidas por fricción

h_a = Altura del evaporador; altura de las aletas del evaporador.

lo = Longitudes de tubos

m = Peso de las frutas o mariscos

$p_{ev.}$ = Presión de evaporación

p_c = Presión de condensación

r = Radio; razón de compresión

t = Temperatura

t' = Tiempo de operación

v = Volumen específico

x = Ancho del evaporador

α = Coeficiente de convección

αw = Coeficiente de convección de sarro (incrustaciones)

Δp = Caída de presión

Δt_{ml} = Diferencia media logarítmica de temperatura

η_m = Rendimiento mecánico

η_i = Rendimiento indicado

η_v = Eficiencia volumétrica del compresor

λ = Coeficiente de conductibidad

μ = Viscosidad cinemática

ρ = Densidad

ψ = Humedad relativa

θ = Paso entre las aletas del evaporador

β = Efectividad de las aletas

ζ = Efectividad de la superficie exterior de las aletas del evaporador.

γ = Peso específico

ν = Viscosidad cinematica

β = Coeficiente de Dilatación del aire

C O N T E N I D O

Pág

CAPITULO I
INTRODUCCION

CAPITULO II

2.1. Generalidades 3

2.2. Determinación de la demanda futura en base a la demanda actual. 1

2.2.1. Datos y cálculos para establecer la capacidad de las cámaras de productos congelados 9

2.2.2. Datos y Cálculos para establecer la demanda de productos refrigerados a temperatura variable. 13

2.3. Conclusiones acerca de la proyección de la demanda futura. 14

CAPITULO III

3.1. Consideraciones generales 16

3.2. Determinación de las dimensiones de la bodega frigorífica. 18

3.2.1. Determinación de las dimensiones de las cámaras de productos congelados. 18

3.2.2. Determinación de las dimensiones de las cámaras de productos refrigerados a temperatura variable. 20

3.2.1.1. Cálculo de las dimensiones de las cámaras destinadas al almacenamiento de manzanas y/o uvas. 20

3.2.2.2. Cálculo de las dimensiones de las cámaras destinadas al almacenamiento de: Melones, Piñas y frutas cítricas. 22

3.3. Consideraciones de disposición de las cámaras de productos refrigerados a temperatura variable. 24

3.4. Consideraciones de disposición de las cámaras de productos congelados. 25

Pág.

3.3. Modo de construcción de la bodega frigorífica. 27
3.3.1. Piso 27
3.3.2. Estructura 28
3.3.3. Paredes 28
3.3.4. Cubierta 28
3.3.5. Revestimiento 28
3.3.6. Puertas 29
3.3.7. Equipo frigorífico 29

CAPITULO IV

4.1. Selección del aislamiento 30
4.2. Selección del refrigerante 34
4.4. Determinación de las temperaturas de evaporación. 39
4.5. Determinación de la temperatura de condensación. 41
4.6. Cálculo de la carga frigorífica. 43
4.7. Selección del ciclo termodinámico 79
4.7.1 Selección del ciclo a compresión mecánica. 80
4.7.1.1. Ciclo de cascada 80
4.7.1.2 Ciclo a tres etapas 80
4.7.1.3. Ciclo a una sola etapa 81
4.7.2. Determinación de las características del ciclo termodinámico del circuito frigorífico Nº 1. 83
4.7.2. Determinación de las características del ciclo termodinámico del circuito frigorífico Nº 2. 88
4.7.3. Determinación de las características del ciclo termodinámico del circuito frigorífico Nº 3. 91
4.8. Selección y cálculo de los compresores 94

Pág.

3.9.1. Cálculo de los compresores para el circuito Frigorífico Nº 1 97

3.9.2. Características de los compresores para el circuito Frigorífico Nº 2. 100

3.9.3. Características de los compresores para el Circuito Frigorífico Nº 3 103

3.10 Evaporadores: Generalidades 107

3.10.1. Selección del evaporador 107

3.10.2. Cálculo de los evaporadores para las cámaras Nº 2 y Nº 3 de conservación de productos congelados. 112

3.11. Cálculo de las características de los condensadores de la Planta Frigorífica. 156

3.11.1. Cálculo de los condensadores 159

3.11.2. Cálculo de las características del condensador. 160

3.12. Selección de la torre de enfriamiento 184

3.13. Distribución y dimensionamiento de las tuberías de la Planta Frigorífica. 186

3.13.1. Tuberías de refrigerante 186

3.13.1.1. Tubería del circuito Nº 1 187

3.13.1.1. Conducto de líquido Circuito Nº 1 188

3.13.1.2. Conducto de aspiración Circuito Nº 2 193

3.13.1.3. Conducto de descarga del Compresor Nº 1 192

3.13.1.4. Caídas de presión en las tuberías del Circuito Nº 1 193

3.13.1.2. Tuberías del Circuito Nº 2 197

3.13.1.2.1. Conducto de líquido Circuito Nº 2 197

3.13.1.2.2 Conducto de aspiración Circuito Nº 2 199

3.13.1.2.3. Conducto de descarga de los compresores Nº 2. 199

3.13.1.2.1. Caídas de presión en las tuberías del Circuito Nº 2. 200

3.13.1.3. Tuberías del Circuito Nº 3 203

Pág.

4.1[illegible].1.3.[illegible]. Conducto de líquido Circuito Nº 3 205
4.1[illegible].1.3.[illegible]. Conducto de aspiración Circuito Nº 3 205
4.1[illegible].1.3.[illegible]. Conducto de descarga de los compresores Nº 3. 206
4.1[illegible].1.[illegible].1. Caídas de Presión en las tuberías del Circuito Nº 3. 206
4.13.2. Distribución y selección de las tuberías de agua de enfriamiento. 209
4.14. Cálculo del aislamiento de las tuberías 214
4.14.1. Cálculo del coeficiente de convección entre la superficie del aislante y el aire. 217
4.14.2. Cálculo del coeficiente de convección entre el refrigerante y la pared interior del tubo. 220
4.14.3. Cálculo de la cantidad de calor transferido por unidad de longitud. 221
4.14. Selección de los dispositivos de control 223

CAPITULO V

ESTUDIO ECONOMICO

5.1. Terreno
5.2. Construcción Civil
5.3. Maquinarias y equipo
5.4. Otros activos

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 240
TABLAS
GRAFICOS
ESQUEMA DE CONTROL AUTOMATICO
DIAGRAMAS
PLANO
BIBLIOGRAFIA

C A P I T U L O I

INTRODUCCION

El puerto de Guayaquil, por ser el más grande del País, en volumen de carga movilizada, presta al Ecuador y al mundo, uno de los mejores servicios portuarios de la costa del Pacífico, a través de los productos que llegan o salen del mismo.

Dentro del presente anteproyecto se contempla la posibilidad de que se complementen las instalaciones de nuestro Terminal Marítimo, al tratar de construir una Bodega Frigorífica de tal manera que, la carga refrigerada que es recibida en el Puerto, tanto para importación, como para exportación, sea almacenada antes de ser embarcada o entregada a los importadores locales. De ésta forma se evita, que los productos sufran alteración en sus características organolépticas, a causa de las condiciones climatéricas desfavorables de nuestro medio. Esta razón obliga a que nuestro Puerto al igual que los grandes puertos del mundo planifique en su ampliación futura, la construcción de Bodegas Frigoríficas, para almacenar productos que en condiciones ambientales normales, podrían sufrir graves alteraciones con las consiguientes pérdidas económicas.

De acuerdo a las informaciones estadísticas sumi

nistradas por la Autoridad Portuaria de Guayaquil, los productos que pasan a través del Puerto y que necesitan ser refrigerados, se dividen en dos grandes grupos:

1. Mariscos
2. Frutas varias

El tiempo de permanencia de los productos mencionados, en las instalaciones frigoríficas de nuestro puerto, será relativamente corto, pero, ayudará a mantener los tejidos vegetales y animales en un estado de metabolismo retardado, frenando su evolución y prolongándole de éste modo su plazo de conservación; además éstos productos tendrían una mejor presentación y calidad.

Un aspecto que debemos notar es que, según veremos en los cuadros estadísticos, las exportaciones e importaciones no han tenido un incremento proporcional año a año, sino que más bien éstas, han sido fluctuantes - con altas y bajas. Pero en general sí podemos notar que se ha considerado un ligero aumento, dentro de la planificación general de la planta.

CAPITULO II

2.1. GENERALIDADES

Los datos tomados del Departamento de Estadísticas de la Autoridad Portuaria de Guayaquil, nos demuestran que, la carga de productos refrigerados que llegan al puerto y que se considerarán en nuestro estudio son debido a:

1. Exportación de mariscos, tales como:
   - camarones
   - pescados frescos
   - cola de langosta
   - aleta de tiburón
   - buche de pescado
   - carne de tortuga
2. Exportación de frutas:
   - piñas
   - melones
   - toronjas
   - sandías
   - banano
3. Importación de frutas:
   - Uvas
   - Manzanas

De toda esta lista de productos perecederos, debe

mos hacer una observación importante, en el banano, que es la principal fruta que se exporta por el puerto, no necesita refrigeración, pues el corte de la fruta es coordinado, de manera que coincide con la fecha de embarque, además, también debido al gran volumen de exportación u la corta permanencia en las bodegas, resultaría anti-económico construir cámaras de gran volumen para su almacenaje. Finalmente como ésta fruta deberá ser conservada en una temperatura de 12°C., que es una temperatura relativamente alta, no le afectaría considerablemente las condiciones ambientales, por un corto período.

2.2. DETERMINACION DE LA DEMANDA FUTURA EN BASE A LA DEMANDA ACTUAL.

Para comenzar nuestro estudio, revisaremos los cuadros estadísticos de los años 1970-71-73 y 74, de exportaciones e importaciones de frutas y mariscos, en los cuales notamos, como ya dijimos en párrafos anteriores, que el volumen de carga refrigerada movilizada en el puerto, ha tenido fluctuaciones, tanto positivas, como negativas. Esto aparentemente es un problema, ya que, no se puede establecer de una manera precisa, si se está llevando a cabo un aumento o disminución en este tipo de actividad, dificultándo el cálculo de la demanda futura.

De acuerdo a los datos de que disponemos, trataremos de fijar la tendencia de ésta actividad a fin de determinar si aumentará o disminuirá para la correcta planificación de la capacidad de la bodega y sus instalaciones.

Las operaciones para el cálculo de la demanda los dividiremos en dos grupos:

a. Para las cámaras de mariscos
b. Para las cámaras de frutas

A continuación presentamos las tablas en base a las cuales, colocaremos las toneladas de productos, - que deberán refrigerarse en nuestras instalaciones.

Para el cálculo del volumen de nuestras cámaras necesitamos conocer el promedio de carga mensual que recibiremos en nuestras bodegas y la tendencia de ésta en los próximos años, específicamente programaremos hasta el año 1980. Para este efecto asumiremos que el crecimiento de nuestra demanda se asemeja a una función lineal, caracterizada por la ecuación de la recta, de la forma:

$$Y_i = ax_i + b \qquad \text{Ec (2.1)} \qquad \text{Ref. 30}$$

y cuyas ecuaciones normales son:

$\Sigma Y_i = nb$ Ec. (2.2) Ref. 30

$\Sigma X_i Y_i = \Sigma a X_i^2$ Ec. (2.3) Ref. 30

De donde despejamos los valores de los coeficientes a y b, que forman parte de la ecuación de la recta; ahora los datos que tenemos sobre las exportaciones de los años mencionados, los promediados trimestralmente. A fin de reducir el número de datos y facilitar el análisis, éstos datos los agruparemos en las tablas bajo la denominación de Y_i. De acuerdo al número de datos, seleccionamos uno de ellos, generalmente el del medio lo tomamos como un Origen Arbitrario (OA) y a partir de este dato señalamos la posición de los demás datos, con respecto a él, siendo las posiciones negativas sobre él y, positivas las que se encuentran debajo del origen arbitrario, ésta columna será la denominada X_i, en las tablas. También se calcularán otros valores como son:

1. X_i^2 = Este es el valor de la posición que le corresponde a un dato cualquiera elevado al cuadrado.
2. $X_i Y_i$ = es el producto del valor de la posición de un dato cualquiera con el promedio trimestral de la carga correspondiente.

3. Y' = valor promedio de carga calculado por medio de la Ec. (2.1).

4. d_i = diferencia entre Y' calculado y Y estimada.

5. d_i^2 = cuadrado de la diferencia descrita en el inciso anterior.

Para cada promedio trimestral, realizamos los cálculos mencionados y finalmente establecemos los sumatorios de cada columna, con el objeto de reemplazarlos en las ecuaciones normales (2.2) y (2.3) necesarios para calcular, el valor promedio de carga para cualquier trimestre, en el futuro. De ésta manera, podemos calcular el promedio de carga para el cuarto trimestre de 1980, a su vez estableceremos un margen de seguridad a partir del valor calculado, mediante el cálculo de una desviación que puede ser positiva o negativa y, será el rango dentro del cual fijaremos nuestras necesidades hasta el año 1980. El procedimiento descrito lo aplicaremos a continuación, tanto para las frutas, como para los mariscos.

TABLA 2.1

CUADRO DE EXPORTACION MENSUAL DE MARISCOS EN TONELADAS

	1970	1971	1973	1974
ENERO	227	162	252	219
FEBRERO	229	143	262	179
MARZO	362	313	454	330

	1970	1971	1973	1974
ABRIL	293	195	508	269
MAYO	269	414	463	262
JUNIO	357	370	387	278
JULIO	227	338	371	190
AGOSTO	225	232	228	220
SEPTIEMBRE	234	211	233	165
OCTUBRE	189	146	217	169
NOVIEMBRE	205	104	306	
DICIEMBRE	259	189	176	

TABLA 2.2

CUADRO DE EXPORTACION MENSUAL DE VARIOS TIPOS DE FRUTAS EN TONELADAS

	1970	1971	1973	1974
ENERO	90	57	51	268
FEBRERO	90	57	-	188
MARZO	29	133	-	50
ABRIL	46	124	-	215
MAYO	83	426	-	94
JUNIO	67	135	-	60
JULIO	53	162	-	200
AGOSTO	128	278	150	130
SEPTIEMBRE	183	595	3	267
OCTUBRE	183	455	48	420
NOVIEMBRE	324	741	510	
DICIEMBRE	823	971	150	

2.2.1. Datos y Cálculos para establecer la capacidad de las Cámaras de productos congelados.

A partir de la tabla Nº 2.1 y de acuerdo al procedimiento descrito, hemos encontrado los siguientes valores que, los resumimos en la tabla a continuación:

TABLA 2.3

AÑOS	TRIM.	Y_i	X_i	X_i^2	$X_i Y_i$	Y^i	d_i	d_i^2
1970	1	272	-7	49	-1904	276.41	- 4.41	19.40
	2	306	-6	36	-1836	275.17	30.83	948.60
	3	228	-5	25	-1140	223.93	- 45.93	2106.80
	4	217	-4	16	- 868	272.69	- 55.69	3102.50
1971	1	278	-3	9	- 834	271.45	6.55	42.90
	2	326	-2	4	- 652	270.23	55.77	3102.50
	3	260	-1	1	- 260	269.00	- 9.00	81.00
	4	146	OA=0	0		267.73	-121.73	14810.90
1973	1	319	1	1	319	266.49	52.51	2756.30
	2	452	2	4	904	265.25	186.75	34596.00
	3	277	3	9	831	264.01	12.99	169.00
	4	233	4	16	932	262.77	- 29.77	882.10
1974	1	242	5	25	1210	261.53	- 19.53	380.30
	2	269	6	36	1614	260.29	8.71	75.70
	3	191	7	49	1337	259.05	- 68.05	4624.00
Σ		$\Sigma Y_i = 1016$	$\Sigma X_i = 0$	$\Sigma X_i^2 = 280$	$\Sigma X_i Y_i = 347$	$\Sigma Y' = 4016$	$\Sigma d_i = 0$	$\Sigma d_i^2 = 676980$

A pesar de que en la tabla 2.3 están todos los datos que necesitamos, para el cálculo de la demanda, pondremos a manera de ejemplo, el procedimiento con el cual hemos obtenido cada uno de los datos de la tabla.

1. Promedio del primer trimestre del año 1970

Enero : 227 ton.

Febrero: 229 ton.

Marzo : 262 ton.

Promedio: 272 ton.

2. Ahora de la Ec. (2.2)

$$\Sigma Y_i = nb$$

n = número de datos : 15

$$\Sigma Y_i = 4016$$

$$b = \frac{Y_i}{n}$$

$$b = 267.73$$

3. De la ecuación (2.3)

$$\Sigma X_i Y_i = a X_i^2$$

En la cual:

$$\Sigma X_i Y_i = -347$$

$$\Sigma X_i^2 = 280$$

Reemplazando valores y despejando el valor de a:

$$a = \frac{X_i Y_i}{X_i^2} = a = -1.24$$

Reemplazando en la Ec. (2.1)

$$Y_i = -124\ (-7) + 267.73$$

$$Y_i = 276.41$$

4. Calculamos la diferencia entre los promedios real y estimado, según las ecuaciones:

$$d_i = Y_i - Y_i'$$

En donde: $Y_i = 272$

$Y_i' = 276.73$

$d_i = -4.41$

5. Calculamos también el cuadrado de la diferencia anterior:

$$d_i^2 = 19.40$$

Esta es la forma de la que hemos obtenido cada uno de los datos que se detallan, en la tabla 2.2 y el valor del promedio estimado para el cuarto trimestre del año 1980 el cual según la Ec. (2.1):

$$Y_i' = -1.24(32) + 267.73$$

$$Y_i' = 228.05$$

De acuerdo a éste resultado, necesitaremos para el año 1980 una bodega con una capacidad promedio de 228.05 Ton., acto seguido procedemos a determinar un margen de seguridad, dentro de los cuales puede variar nuestra demanda y, éste lo hacemos mediante la siguiente ecuación:

$$e = \sqrt{\frac{\sum d_i^2}{n}} \qquad (2.4)$$

En donde:

e = Factor de seguridad

$\sum d_i$ = Sumatorio de diferencias: 67.698

n = Número de términos en la tabla 2.2: 15.

Luego:

$$e = \sqrt{\frac{67.698}{15}}$$

$e = \pm 67$ Los límites de nuestra demanda serán 295.05 y 161.05 Toneladas.

De acuerdo a éstos datos calculados queda, a criterio nuestro establecer, la capacidad de las bodegas en base de la demanda calculada; aunque por un análisis hipotético, hemos decidido, que la capacidad de las cámaras de productos congelados será de 204 Ton.

2.2.2. Datos y cálculos para establecer la demanda de productos refrigerados a temperatura variable.

Adoptando los mismos procedimientos del caso anterior y a partir de la tabla 2.2 se han encontrado los valores que se detallan en la tabla 2.4.

TABLA 2.4

DATOS CALCULADOS POR MEDIO DE LAS FORMULAS Y PROCEDIMIENTOS DESCRITOS

ANOS	TRIM.	Y_i	X_i	X_i^2	$X_i Y_i$	Y'	d_i	d_i^2
1970	1	45	-6	36	- 270	1975	-134.5	180.90
	2	65	-5	25	- 325	1864	-121.4	14737.9
	3	121	-4	16	- 484	1928	- 71.8	5155.24
	4	455	-3	9	-1365	1993	255.7	65382.49
1971	1	77	-2	4	- 154	2059	-128.9	16615.21
	2	228	-1	1	- 228	2125	15.5	240.25
	3	345	0	0		219.2	125.8	15825.64
	4	722	1	1	722	225.7	496.3	216313.
1973	1	77	2	4	154	232.3	-155.3	24118.
	2							
	3							
	4	223	3	9	669	238.9	- 15.9	252.81
1974	1	169	4	16	676	245.6	- 76.6	5867.56
	2	123	5	25	615	252.1	-129.2	16692.24
	3	199	6	36	1194	258.7	- 59.7	3564.09

$\Sigma\Sigma\Sigma Y_i = 2849$ $\Sigma X_i = 0$ $\Sigma X_i^2 = 182$ $\Sigma X_i Y_i = 1204$ $\Sigma Y = 2849$ $\Sigma d_i = 0$ $\Sigma d_i^2 = 432854$

Los valores promedio de la demanda calculada para los próximos años, son los siguientes:

1974 - 265.3 Ton.

1975 - 291.7 "

1976 - 318.1 "

1977 - 344.5 "

1978 - 370.9 "

1979 - 397.3 "

1980 - 423.7 "

El margen de seguridad para estos valores según la Ec. (2.4), es el siguiente:

$$e = \pm 179.7$$

Luego los límites de nuestras necesidades se encontrarán entre:

423 + 179.7 = 602 Ton.

423 - 179.7 = 243.3 Ton.

2.3. CONCLUSIONES ACERCA DE LA PROYECCION DE LA DEMANDA FUTURA.

Del análisis de datos obtenidos, hemos constatado:

1. Que la demanda de capacidad de nuestras cámaras, con un criterio conservador, la fijamos en:

- Cámaras de productos congelados: 204 Ton.

- Cámaras de productos refrigerados a temperaturas variables: 296 ton.

2. Que si consideramos éstas cantidades en un mes, podremos renovar por lo menos, dos veces la carga almacenada.

3. Que de ésta manera, la posibilidad de recepción de nuestra bodega, satisfacerá ampliamente las necesidades, que se señalan dentro del margen de seguridad.

4. Tenemos que señalar que, de acuerdo a los datos proporcionados por la Ref. 1, la capacidad frigorífica de almacenamiento diario es del orden de 50 toneladas.

5. Finalmente, debemos señalar, que los datos que en éste capítulo se han calculado pueden estar sujetos a cambios, pues todo lo que tiene que ver con el Comercio Internacional está sujeto a la Ley de la Oferta y la Demanda, y la finalidad de nuestras instalaciones, es ayudar a la mejora de la comercialización y el incremento de esta actividad.

C A P I T U L O III

3.1. CONSIDERACIONES GENERALES

De acuerdo a los datos obtenidos en el Capítulo II, procederemos a determinar, las principales características de nuestra futura instalación. Como hemos visto, tenemos dos clases de productos a refrigerar.

a. Mariscos a una temperatura de -18°C
b. Frutas que principalmente los puntualizamos en:
   - Melones
   - Piñas
   - Cítricas en general
   - Manzanas
   - Uvas

Los tres primeros productos son: para exportación y los dos últimos para la importación. Las uvas y las manzanas deben conservarse a una temperatura 0°C., los melones y las frutas cítricas, deben almacenarse a una temperatura superior a + 7°C.

Para su mejor conservación, éstos los productos serán distribuídos en diferentes cámaras, de la siguiente manera:

- Los mariscos: Se conservarán en dos cámaras de iguales características y capacidades. El producto se encuentra contenido en cajas de cartón o en fundas plás-

ticas, según la clase de mariscos.

- Melones y frutas cítricas.- Como en el caso de los mariscos, para estos tipos de frutas, contaremos con dos cámaras en las cuales, se podrá almacenar indistintamente, cualquiera de los dos productos, pero por separado, ya que las frutas cítricas por sus propias características de aroma afectan a los demás productos*. Estos artículos son embalados, en cajas de madera o de cartón.

- Las uvas y manzanas.- Será almacenadas en dos cámaras de iguales dimensiones y características; y podrán estar juntas o separadas, en cada una de las cámaras El producto es almacenado en cajas de maderas llamadas "guacales".

- Las Piñas.- Se conservarán en una cámara similar a la de los melones, el producto se almacena en guacales, o cuando son cortadas en trozos son embaladas en recipientes plástico.

Con el fin de poder distribuir la refrigeración adecuadamente, dispondremos las cámaras que tienen características similares lo más cerca posible, de esta manera podremos:

---

* Esto es por cuanto, la composición química de la atmósfera de una cámara que contenga estos productos será diferente a las demás.

a. Eliminar pérdidas por cañerías demasiado largas.
b. Facilitar la manipulación de éstos productos, ya sea, al cargar o descargar las cámaras.

Nuestra bodega, además de las cámaras descritas - constará de una anticámara a una temperatura de +10°C. con el objeto de evitar el choque térmico brutal que se suscitaría, al abrir la puerta de acceso. Las cámaras deberán tener disponibilidad de espacio, para el empleo de montacargas, con los cuales se obtendría:

1. Mayor rapidez en la operación de carga y descarga de las cámaras.
2. Una eliminación de aportes caloríficos que se producirían de una forma más contínua, si la manipulación de los productos se la hiciera manualmente.

3.2. DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES DE LA BODEGA FRIGORIFICA.

Antes de proceder al cálculo total de las dimensiones, de la bodega frigorífica, efectuaremos los cálculos de los volúmenes, de acuerdo a las capacidades de cada cámara.

3.2.1. Determinación de las dimensiones de las cámaras de Productos congelados.

De los valores obtenidos en el cálculo de la posible demanda futura, hemos determinado que tendremos que dimensionar, nuestras cámaras para 204 Ton., de mariscos divididos en dos cámaras de igual capacidad, esto es 102 toneladas. Para dimensionar nuestras cámaras, tenemos que considerar los siguientes datos:

- Tonelaje: 102 Tm
- Volumen del embalaje = 0.040 m^3*
- Porcentaje de espacio libre 25%
- capacidad de cada embalaje 22 kg.

Con estos datos calculamos, que el volumen para almacenar las 102 toneladas, es de 185 m^3, a este valor, tenemos que sumarle el porcentaje de espacio libre, para las correspondientes facilidades de circulación de aire y manipulación de carga con equipos. El volumen total de la cámara será de 247.5 m^3 distribuídos de la siguiente manera:

- 9.0 metros de largo
- 5.5 metros de ancho
- 5.0 metros de altura

Las dimensiones de la puerta de acceso a la cámara son:

---

* Dimensiones tomadas de los embalajes de exportación.

- 2.0 metros de ancho
- 2.5 metros de alto

La densidad de almacenamiento de la cámara será:

$$\rho = \frac{\text{Masa}}{\text{Area}} = \frac{102.000\ Kg}{49.5\ m^2} = \rho = 2060\ kg/m^2 *$$

3.2.2. Determinación de las dimensiones de las cámaras de productos refrigerados a temperatura variable.

De acuerdo a lo descrito al principio de éste capítulo, sabemos que tenemos que dimensionar dos tipos de cámaras:

- Dos cámaras, para el almacenamiento de uvas y manzanas.
- Tres cámaras, para el almacenamiento de los melones, piñas y frutas cítricas.

Cabe señalar que las cámaras correspondientes a los tipos señalados, tendrán igual capacidad ya que, se toman en cuenta todos los factores que influyen para la determinación de las dimensiones de las bodegas.

3.2.2.1. Cálculo de las dimensiones de las cámaras destinadas al almacenamiento de manzanas y/o uvas.

Previo al cálculo, haremos un resumen de los da-

---

* Valores tolerables dentro de los límites recomendados por la Ref. 14

tos técnicos necesarios, a fin de determinar cual de las clases de frutas, que se van a almacenar en éstas cámaras, necesita mayor número de frigorías para, que en esta forma los cálculos y resultados obtenidos satisfagan cualquier clase de almacenamiento. En la tabla dada a continuación, detallamos los productos, con sus características técnicas.

TABLA 3.1

	Manzanas	Uvas
Masa en Toneladas	64 Ton.	64 Ton.
Calor específico	0.89 Kcal/kg°c	0.42 Kcal/kg°c
Calor Respiración	0.0099 Kcal/Kg/h	0.041 Kcal/Kg/h
Humedad Relativa	85%	85%
Temperatura del Producto	0°C	0°C

De acuerdo a la tabla, tomaremos como base de cálculo, las manzanas, debido a que su densidad de almacenamiento es más representativa.

Habiéndonos decidido por las manzamas como modelo para efectuar los cálculos respectivos, procedemos a determinar la capacidad de carga de cada una de las bodegas, para lo cual consideramos los siguientes datos:

- Tonelaje de cada bodega: 64 Ton.*
- Volumen del embalaje: 0.052 m^3**

* Este tonelaje se ha determinado en base a que de acuerdo a las estadísticas el 43% del total de la demanda, corresponde a la importación de éste tipo de fruta.

** Valor tomado de las medidas de los embalajes.

- Porcentaje de espacio libre: 32%***
- Capacidad de cada embalaje: 20 Kg.

Para almacenar, las 64 toneladas y en base a los otros datos, determinamos que se necesita 166 m^3 y que a este valor tendremos que sumarle, el porcentaje de espacio libre, con lo cual, nuestra capacidad se eleva a 247.5 m., distribuídos de la siguiente manera:

- 9 metros de largo
- 5.5 metros de ancho
- 5 metros de alto

Las dimensiones de la puerta son las mismas que las del caso anterior. La densidad de almacenamiento es:

$$\rho = \frac{\text{Masa}}{\text{Area}} = \frac{64.000}{49.5} = \frac{kg}{m^2} = 1290\ kg/m^2\ **$$

3.2.2.2. Cálculo de las dimensiones de las cámaras destinadas al almacenamiento de melones, piñas y frutas cítricas.

En igual forma que en el caso anterior tenemos la tabla 3.2 y a continuación su conclusión:

*** Valor torelable dentro de límites recomendados por la Ref. 19

TABLA 3.2

	Melones	Piñas	Frutas cítricas***
Cantidad Toneladas	56.00	56.00	56.00
Calor específico Kcal/Kg°c	0.94	0.88	0.90
Calor respiración Kcal/ton/24h	3000.00	4065.00	1980.00
Temperatura Producto, °C	32	32	32
Temperatura almacenamiento, °C	2	10	0-10

Como conclusión podemos decir: que la fruta que mas frigorías necesita son los melones, ya que sin - bien es cierto que el calor de respiración de la fruta es menor que el de la piña, los otros valores y, en especial la temperatura de conservación determinan una - carga mayor de enfriamiento. Determinado ésto y en base a los siguientes datos:

- Tonelaje : 58 Ton.
- Volumen del embajale: 0,12 m^3
- Capacidad del embalaje: 44 lbs.

Calculamos que la capacidad de nuestra bodega será de: 495 m^3, con una densidad de almacenamiento de: 565 kg/m^2, las dimensiones de las bodegas son:

- 9 metros de largo
- 11 metros de ancho
- 5 metros de alto

*** Dentro de este grupo, están las naranjas, toronjas y limones.

3.3. CONSIDERACIONES DE DISPOSICION DE LAS CAMARAS DE PRODUCTOS REFRIGERADOS A TEMPERATURAS VARIABLES.

De acuerdo al estudio precedente sabemos que para este efecto contamos con 5 cámaras, de las cuales dos son para al almacenamiento de manzanas y uvas y los tres restantes para el resto deproductos, pero, considerando las características de cada una de las frutas, con el objeto de no mezclar productos cuyo olor pueda ser trasmitido a los demás, tal como habíamos mencionado anteriormente.

Tomando en consideración, la posibión geográfica del puerto de Guayaquil, el norte magnético pasa diagonalmente a través de la bodega, además los ejes geométricos de ésta, están constituídas por las ordenadas NE-SO y por la abcisa NO-SE. Una vez indicada la orientación general de la bodega, podemos señalar la posición geográfica de cada una de las cámaras. Todo esto lo podemos visualizar mejor en el plano Nº 1.

Las cámaras Nº 1 y Nº 7 destinadas al almacenamiento de uvas y manzanas, se encuentran situadas en los cuadrantes Nº 1 y Nº 2 del sistema de coordenadas enunciadas anteriormente.

La cámara Nº 6 destinada al almacenamiento de

las piñas, se encuentra situada en el cuadrante Nº 4.

Las cámaras Nº 4 y Nº 5 se encuentran situadas entre el tercer cuadrante y parte del cuarto, estas dos cámaras podrán almacenar indistintamente melones y frutas cítricas.

En cada una de las cámaras, se han ajustado las dimensiones correctas, a fin de tener:

a. Una densidad de almacenamiento adecuado y por lo tanto una buena distribución de las frutas.

b. Una buena circulación de aire.

c. Espacio suficiente para una fácil manipulación de los productos.

3.4. CONSIDERACIONES DE DISPOSICION DE LAS CAMARAS DE PRODUCTOS CONGELADOS.

Estas dos cámaras se encuentran en el ala derecha de nuestra bodega y están ubicadas en el segundo cuadrante y parte del tercero de nuestro sistema de coordenadas, además se ha considerado el espacio suficiente para el empleo de montacargas y una densidad de almacenamiento de acuerdo a las especificaciones técnicas recomendadas por la Ref. 13.

3.5. MODO DE CONSTRUCCION DE LA BODEGA FRIGORIFICA

Aunque no corresponde el realizar un análisis exhaustivo, acerca de las técnicas de construcción, es necesario proporcionar ciertas recomendaciones en materia de ingeniería civil y aislamiento, que deberían ser tomadas como base, para obtener un diseño técnicamente conveniente a nuestras necesidades frigoríficas.

Como regla general, se tratará de que la construcción resulte lo más económica posible, evitando los arreglos arquitectónicos de embellecimiento y concentrando los esfuerzos en planificar el edificio de forma - que se proteja y asegure una eficiencia en el aislamiento de las cámaras, debiendo además considerar los siguientes factores:

- La infiltración de agua o humedad a través de piso y paredes.
- El corrimiento parcial o total de los materiales y componentes usados en la construcción.

La infiltración de humedad a través de las paredes reduce la eficiencia del aislamiento y es una de las causas de su destrucción. Es extremadamente importante también proveer a la construcción, un buen dre-

naje del agua que quede entrampada en la fundación, especialmente si es a baja temperatura, ya que esto trae serios problemas en la construcción.

3.5.1. Suelo.- El piso de la bodega deberá estar diseñado para soportar las cargas estáticas y dinámicas a que estará expuesta debido al peso de los productos para el primer caso y de los equipos de manutención en el segundo caso.

- Las cargas estáticas a que estará sometido el suelo de nuestra bodega, será del orden de los 2.000 kg/m^2.
- Las cargas dinámicas trasmitidas por las ruedas de los montacargas que se utilizan en la Autoridad Portuaria de Guayaquil, son en cambio del orden de 1500 kg. por rueda.

El piso de la bodega a más de la correspondiente losa de concreto, constará con las capas de material aislante necesario y el respectivo recubrimiento con material asfáltico para evitar la humedad y las pérdidas de frío. Cabe señalar que el material aislante debe estar convenientemente protegido para su mejor conservación.

3.5.2. Estructura

Por regla general, se utilizan columnas o pilares de concreto reforzado, combinado con vigas metálicas de hasta 30 m. de luz debidamente acopladas, estas vigas se utilizan unicamente para el techo y el cielo aislante, éste tipo de construcción es muy práctico y fácil de instalar.

3.5.3. Paredes

Las paredes serán de bloques de cemento de 18 cm* de espesor, recubierto de capas de aglomerado de cemento, tanto en su interior como en el exterior, a éstas paredes se las recubrirán del material aislante necesario.

3.5.4. Cubierta

En la cubierta se utilizará planchas de asbesto cemento, en forma de U invertida, recubriendo la losa que formará parte del tumbado de la cámara.

3.5.5. Aislamiento

La selección del aislamiento, será analizada en un párrafo especial, dada su gran importancia en el di

---

* Según existencia en el mercado.

seño de la planta frigorífica, ya que se ha estimado - que este ítem representa de un 30 a un 40% de el costo de la construcción, especialmente cuando las cámaras se encuentra bajo 0°C.

3.5.6. Puertas

Las puertas serán isotérmicas de grandes dimensiones a causa de la mecanización de las operaciones de carga y descarga de las cámaras. Las dimensiones aproximadas - de las puertas, serán de 2 metros de ancho, por 2.50 - metros de alto.

3.5.7. Equipo frigorífico

La producción del frío será centralizado en una sala de las máquinas, formando tres circuitos frigoríficos para servir a las diferentes cámaras, la distribución - de frío será hecha lo más técnicamente posible para evitar largas cañerías, que son causas de muchos problemas, tanto técnicos como económicos. El aspecto destinado a la sala de máquinas, donde se ubicará el equipo frigorífico, será indicado en un plano posterior una vez calculado y seleccionado.

CAPITULO IV

4.1. SELECCION DEL AISLAMIENTO

El aislamiento de toda instalación frigorífica es de vital importancia y representa algunas veces de un 30 a un 40% de costo de la instalación frigorífica por lo tanto, es necesario seleccionarlo y calcularo cuidadosamente con el objeto de:

- Impedir un intercambio térmico con el ambiente exterior y por consiguiente un mayor aporte calorífico - externo.
- Evitar un costo de instalación demasiado elevado.
- Evitar un costo de explotación demasiado elevado.

La selección del aislamiento requiere un estudio de:

- Costos
- Disponibilidad
- Conductividad
- Resistencia Mecánica
- Permeabilidad al vapor de agua
- Resistencia al fuego
- Resistencia a la corrosión
- Resistencia a la putrefacción
- Resistencia a ciertos organismos vivientes
- Comodidad de empleo

Entre los diferentes tipos de aislantes disponibles en nuestro medio y que podrían ser objeto de un análisis para selección, tenemos:

- Balsa
- Corcho
- Fiberglass
- Cascarilla de arroz
- Poliestileno expandido

Para visualizar mejor cada una de las propiedades y realizar un análisis más completo, describiremos en la tabla 4.1., cada una de las características de los materiales aislantes considerados.

Después de analizar la tabla nos resulta difícil determinar un material aislante óptimo, debido a que sus propiedades son aproximadamente similares y además porque no existe un aislamiento ideal. A continuación pasamos a evaluar las propiedades o características de los aislamientos referidos:

- Balsa.- Este material se encuentra con facilidad en el mercado y su costo es relativamente bajo siendo además cómoda su instalación, pues es suministrado en paneles. Sin embargo presenta los siguientes inconvenientes:

- Accesibles a los roedores
- De fácil putrefacción
- Inflamable

- Corcho.- Presenta características bastante aceptables como aislante térmico, pero en cambio tiene el problema de que no se lo encuentra en nuestro medio y que hay que importarlo por pedido a las compañías distribuidoras y su costo es elevado con relación a otros materiales, por lo que lo descartamos.

- Fiberglass.- Este material presenta el mismo problema que el corcho, por lo cual también lo eliminamos de nuestra selección.

- Cascarilla de arroz.- Este material es muy común en nuestro medio y su costo es extremadamente bajo en comparación con los otros materiales pero presenta ciertos inconvenientes que han hecho que no se lo utilice y son:
  - Costos de instalación elevada, ya que hay que construir un armazón con celdillas en los cuales se rellena la cascarilla de arroz.
  - Gran tendencia a la putrefacción por efectos de la humedad.
  - Altamente accesible a los roedores.

Por estas razones, no lo utilizaremos en nuestra planta.

- Poliestireno Expandido.- Es el material más utilizado en nuestro medio como aislante, debido a las propiedades físicas aceptables que presenta, siendo su costo de instalación relativamente bajo, teniendo además la ventaja de tener una gran disponibilidad en el mercado y finalmente presenta una relativa facilidad de instalación por ser fabricado en paneles. Sin embargo, presenta al igual que los otros materiales, ciertas desventajas como:

  - Inflamabilidad
  - Accesibilidad a los roedores

Como en general mayores son sus ventajas, que sus desventajas, es el aislante que adoptaremos para nuestra instalación.

El poliestireno expandido, se lo conoce comercialmente en el mercado bajo ciertas denominaciones, siendo las más comunes:

- Plumavit
- Plumafón

En lo que se refiere al espesor del aislamiento lo consideraremos más adelante cuando calculemos la carga

TABLA 4.1

	Densidad kg/m^3	Conductividad Kcal $hm°C$	Permeabilidad al vapor	Combustibilidad.	Resis. Comp. kg/cm^2	Espesor m.m.
CORCHO	100/110	0.035	Mediana	Medianamente inflamable	0.750	160
BALSA	128/240	1.03	Nula		163	100
FIBERGLASS	-	0.032	2% de su volumen	Poco inflamable	0.046	50
CASCARILLA DE ARROZ	-	0.066	Grande	Inflamable	Mínima	-
POLIESTIRENO EXPANDIDO.	13/16	0.033	3-1%	Inflamable.	1.0/20	320

4.2. SELECCION DEL REFRIGERANTE

Como "a priori", seleccionamos la refrigeración directa o "expansión directa"*. Por consiguiente el refrigerante a seleccionar será un refrigeran primario.

Antes de pasar a considerar las características de cada une de los refrigerantes primarios, definiremos - brevemente que es un refrigerante primario.

Los refrigerantes Primarios.- Son sustancias químicas capaces de absorber calor durante un proceso de

* El refrigerante está en contacto directo con el medio a enfriar.

vaporización. Los refrigerantes que se utilizan en la industria del frío y del acondicionamiento de aire son bastante diversificados y han sido clasificados de acuerdo a la norma 34 A.SHRAE.** en:

- Compuestos inorgánicos
- Substancias orgánicas no saturadas
- Hidrocarburos
- Hidrocarburos Halogenados
- Mezclas Aceotrópicas

Compuestos Inorgánicos.- Dentro de éste grupo se encuentran los primitivos refrigerantes, algunos de los cuales siguen todavía utilizándose:

- Amoniaco
- Agua*
- Aire

Para efectos de la selección del refrigerante a utilizarse en nuestra instalación, consideraremos de este grupo solo al amoniaco, descartando al agua y al aire, porque son refrigerantes primarios que no son aptos para ciclos de compresión mecánica.

---

* Actualmente es usado como refrigerante secundario en sistemas de aire acondicionado.

** American Society of Refrigerating Engineering

Sustancias Orgánicas no Saturadas.- Los refrigerantes de éste grupo, son usados para ciclos en cascadas y para muy bajas temperaturas, por lo tanto no entrarán a considerarse en la selección a realizar.

Hidrocarburos.- Estos refrigerantes son utilizados principalmente en la industria petroquímica, en consecuencia quedan fuera de nuestro estudio.

Hidrocarburos Halogenados.- En éste grupo de los hidrocarburos halogenados, vamos a considerar los refrigerantes 12 y 22 y que se los conoce bajo diferentes denominaciones comerciales, tales como:

- Freón
- Genetrón
- Frigén

Los demás refrigerantes de éste grupo no serán objeto de selección, porque no son aceptables en los ciclos de compresión mecánica que vamos a utilizar, por lo tanto los dejamos "a Priori", fuera de todo análisis.

Mezclas Aceotrópicas.- En éste grupo tenemos al R-500 y R-502, pero para nuestro análisis de selección incluiremos solo el refrigerante 502, que es una mezcla de R-22 y R-115; pues el R-500 es utilizado mas bien en instalaciones de aire acondicionado.

Cada uno de los refrigerantes mencionados tienen determinadas características, las cuales determinan sus ventajas o desventajas de utilización en las instalaciones frigoríficas. Los criterios que se consideran son:

- Termodinámicos
- Técnicos
- De seguridad
- Económicos

Entonces, en síntesis la selección de nuestro refrigerante la limitamos a los siguientes:

- Amoniaco
- Freón 12
- Freón 22
- Freón 502

TABLA 4.2

Propiedades	Amoniaco (NH_3)	F.12	F.22	F.502
CRITERIOS TERMODINAMICOS.				
T. Ebullición normal	-33.35°C	- 29.8°C	-40.80°C	-45.6°C
T. crítica	+132.4°C	112.0°C	96.00°C	82.7°C
Tasa compresión*	4.746.0	4.071	6.99	6.40

*Para una temperatura de condensación de 40° y para una temperatura de evaporación de - 7°C para un ciclo standard sin considerar recalentamiento y subenfriamiento.

Propiedades	Amoniaco	F.12	F.22	F. 502
CRITERIOS DE SEGURIDAD				
Toxicidad	Muy tóxico Cat2	No tóxico Cat6	No tóxico Cat6	No tóxico
Inflamabilidad	Poco inflamable	No inflamable.	No inflamable	No inflamable.
Acción sobre alimentos.	Fuerte	casi nula	casi nula	casi nula
CRITERIOS TECNICOS				
Acción sobre metales.	Ataca al cobre	Ataca al Magnesio		
Acción sobre aceites.	No miscible con el aceite.	Completamente miscible con aceite.		Parcialmente miscibles dependiendo de cond. de presión y t. de trabajo.
Acción sobre plásticos	No presenta dificultades			Actua sobre ciertos mat.plásticos
Eficiencia intercambio térmico.	Muy grande			Ligera
Altitud a las fugas.	Ligera			Muy grande
Detección	Fácil (olor)			Vificil(Inodoro)
CRITERIOS ECONOMICOS				
Precio	S/. 82 kilo	S/. 57 Kilo	S/.120 Kilo	S/. 350kilo
Disponibilidad	Grande	Grande	Poca	Casi no se encuentra

De acuerdo al análisis de la tabla 4.2 de propiedades de los refrigerantes, seleccionamos al R-12 como el

refrigerante a utilizar en nuestra instalación por las siguientes ventajas:

- Bajo costo
- Gran disponibilidad en el mercado
- Criterios termodinámicos aceptables para nuestras condiciones.
- Buenos criterios de seguridad.

Es de anotar que presenta algunos inconvenientes de carácter técnico, pues:

- Ataca al magnesio
- Presenta problemas por su miscibilidad con el aceite.
- Actua sobre ciertas materias plásticas.
- Su eficiencia térmica es ligera, comparada con el amoniaco por ejemplo.
- Dificultades para ser detectado.

4.4. DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS DE EVAPORACION

De acuerdo a lo analizado en párrafos anteriores, sabemos que nuestra bodega estára formada por cámaras a diferentes temperaturas, las cuales tendrán, evidentemente temperaturas de evaporación de acuerdo a sus requerimientos pertinentes; para la determinación de las temperaturas de evaporación tenemos que considerar dos

parámetros a saber:

- Humedad relativa de la cámara
- Temperatura de la cámara

Según DUMINIL (Ref. 8), hacemos uso del diagrama que se encuentra a continuación, y para determinar la temperatura de evaporación, conociendo el valor de la humedad relativa que debe contener el producto en el interior de la cámara, cortamos la curva en un punto determinado y en éste punto bajando verticalmente a la abcisa, encontramos un valor para Δ tevap. con éste valor y como conocemos previamente la temperatura de la cámara, procedemos a despejar la temperatura buscada.

Despejando: $\Delta Tevap. = tcam. - tevap.$

$Tevap = tcam. - \Delta tevap.$

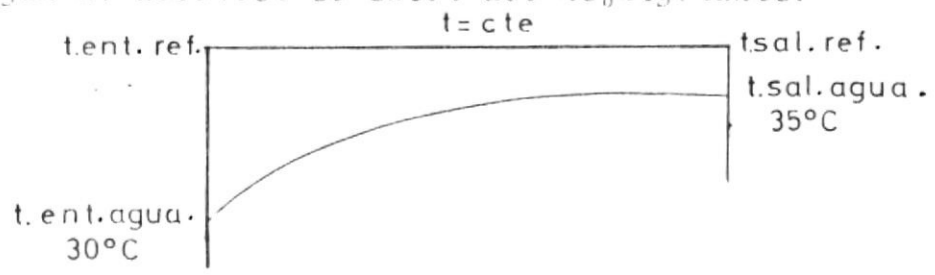
Con este procedimiento hemos encontrado que las diferentes temperaturas de la evaporación de las cámaras son:

Temperatura de evaporación Cámara # 1	- 7 °C
Temperatura de evaporación Cámara # 2	- 23 °C
Temperatura de evaporación Cámara # 3	- 23 °C
Temperatura de evaporación Cámara # 4	- 5 °C
Temperatura de evaporación Cámara # 5	- 5 °C
Temperatura de evaporación Cámara # 5	1 °C

Temperatura de evaporación Antecámara + 3°C

4.5. DETERMINACION DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACION

Para la determinación de la temperatura de condensación, tenemos que tomar en cuenta ciertos factores - tales como: la temperatura de bulbo húmedo promedio - de Guayaquil y que se estima del orden de + 26°C*, y como la aproximación** no puede ser menor de 3°C, asumimos que la temperatura a la entrada del condensador es de + 30°C o sea que adoptaremos una aproximación de 4°C. En la práctica la diferencia entre la temperatura del agua de enfriamiento y la temperatura de condensación del refrigerante oscila entre los valores de salida del agua del condensador, nosotros asumiremos que este calentamiento será de 5°C. Por otra parte el calentamiento del agua que circula por el condensador, - se estima que es del orden de 4 a 5°C, al absorber este fluído el calor del refrigerante. A continuación presentamos un gráfico de la curva de calentamiento del agua al absorber el calor del refrigerante.



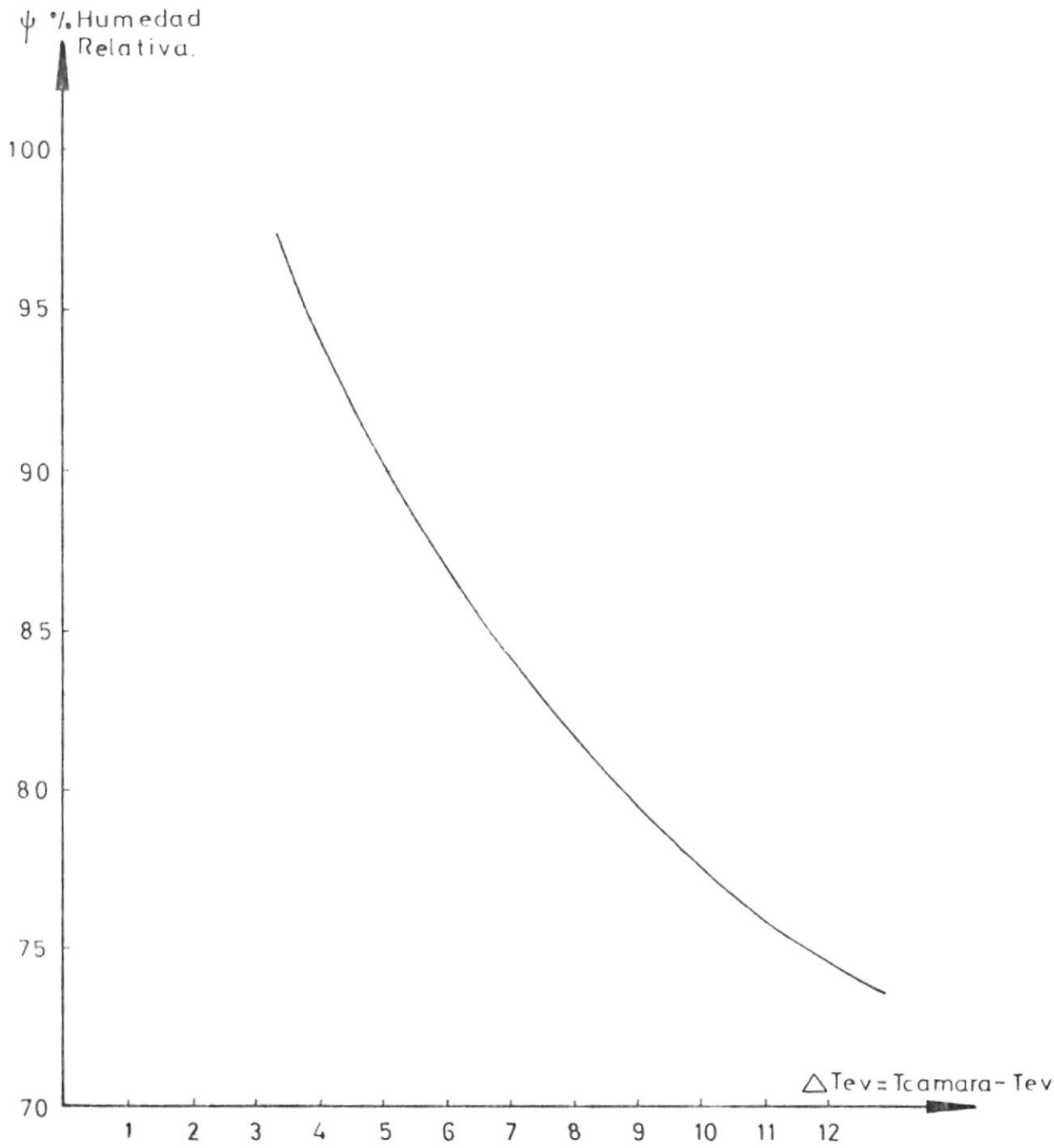
* Datos promedios del boletin metereológico Ref. 26

** Diferencia entre la temperatura del agua fría de salida de una torre de enfriamiento y la temperatura de bulbo húmedo.

Temperatura entrada del agua = + 30°C

Temperatura salida del agua = + 35°C

DIAGRAMA No 2 para determinación de la temperatura de evaporación



4.6. CALCULO DE LA CARGA FRIGORIFICA

El cálculo de la carga frigorífica es esencial para la determinación de todo el sistema, pues un cálculo impreciso de la carga se traduce en un error craso del costo de instalación y del costo de explotación, lastimosamente el cálculo de las cargas no es sencillo, ya que algunas de las fuentes de calor son difíciles de predecir y evaluar. En el presente estudio calcularemos la carga de cada cámara independientemente, pero, para efectos de demostración del procedimiento a seguir, reseñaremos todos los pasos para las cámaras #1 y #2, en los cálculos siguientes únicamente nos limitaremos a enunciar el valor de la carga de cada una de las fuentes de calor que se consideran. Como condiciones exteriores de diseño, hemos adoptado los siguientes valores*.

- Temperatura Exterior : + 32°C
- Humedad relativa : 70%

Además por tratarse de un anteproyecto hemos adoptado ciertas condiciones** de diseño de Ingeniería Civil en la constitución de: paredes, pisos y tumbados. Estos valores sin ser los más óptimos y exactos, son tolerables.

---

* Valores promedios tomados del boletín meteorológico

CAMARA 1

Los aportes caloríficos que se evalúan en éste estudio los clasificamos, en:

- Aportes internos
- Aportes externos

1.1. APORTES INTERNOS

Los aportes internos son debido a:

1.1.1. Enfriamiento del producto.- El calor necesario que debe extraerse para reducir la temperatura de un producto de t_1 a t_2 es:

$$Q = m.\ cp.\ \Delta t. \qquad \text{Ec. (4.1)}$$

En donde:

Q = carga de enfriamiento en Kcal/h

m = masa del producto en: Kg/día

cp = calor específico del producto: Kcal/Kg°C

$\Delta t = t_1 - t_2$

t_1 = temperatura inicial del producto

t_2 = temperatura final del producto

De acuerdo a lo expuesto y tomando los siguientes datos:

m = 50 ton/día*

*La cámara está prevista para el almacenamiento de 64 ton. de fruta, con un ingreso diario de fruta de 50 ton/día.

$cp = .89$ Kcal/Kg°C.

$t_1 = +6°C$*

$t_2 = 0°C$

Es de notar que el embalaje de la fruta constitue un 15% del peso total, reemplazando los valores en la Ec. (4.1), tenemos:

$$Q_{111} = .85 \times \frac{50 \text{ Ton}}{\text{día}} \times \frac{1000 \text{ Kg}}{\text{Ton}} \times \frac{.89 \text{ Kcal}}{\text{Kg°C}} \times (6-0)$$

$$Q_{111} = 226.950 \ \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

1.1.2. Aportes por enfriamiento del embalaje

De acuerdo a los datos prácticos, el embajale representa un 15%, el cual también se enfriará un conjunto con la fruta, aplicando la misma fórmula anterior - tenemos:

$$Q_{112} = .15 \times 50 \ \frac{\text{ton}}{\text{día}} \times 1000 \ \frac{\text{Kg}}{\text{ton}} \times .45 \ \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg°C}} \times (6-0)$$

$$Q_{112} = 20.250 \text{ Kcal /día}$$

1.1.3. Aportes por enfriamiento del empaletado

El empaletado, también consume frigorías y se con-

*A pesar de que la fruta sale del barco a una temp. de 2°C, asumiremos que el producto tiene una ganancia de calor promedio de 4°C, desde que sale del barco hasta su almacenaje en nuestra cámara, debido al tiempo de exposición de la fruta en el trayecto.

sidera que el peso del empaletado en un 10% de la carga bruta, según la Ec. (4.1), tenemos:

$$Q_{113} = .10 \times 50 \frac{ton}{día} \times 1000 \frac{Kg}{ton} \times .45 \frac{Kcal}{Kg°C} \times (32-0)$$

$$= 72.000 \text{ Kcal/día}$$

1.1.1. Aportes del calor de respiración del producto

Antes de efectuar el cálculo respectivo, verificamos el valor del calor de respiración de la fruta a la temperatura más alta.

Calor de respiración a 6°C = 1150 Kcal/ton/día

La ecuación pertinente para éste cálculo es:

$$Q = m \times Cr \qquad \text{Ec. (4.2)}$$

En donde:

m = peso del producto

Cr = calor de respiración

Según esto tenemos:

$$Q_{114} = 64 \text{ ton.} \times 1150 \frac{Kcal}{Ton. día}$$

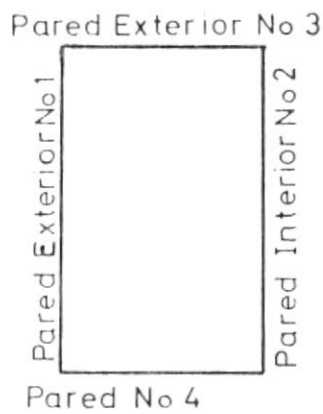
$$Q_{114} = 73.600 \text{ Kcal/día}$$

1.2. APORTES EXTERNOS

1.2.1. Aportes Caloríficos por las paredes

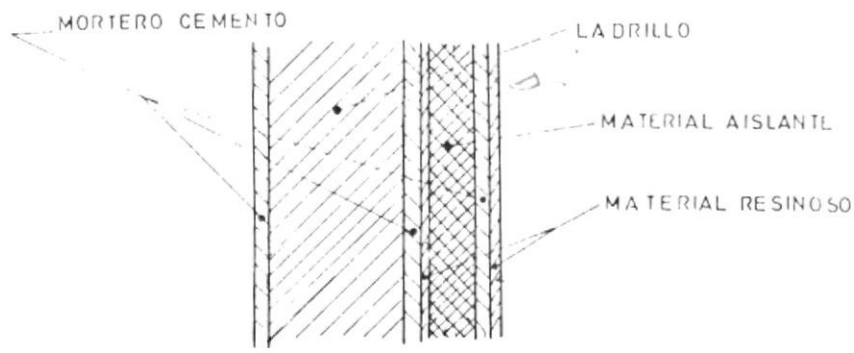
Este aporte externo a las cámaras, por efecto de las condiciones climatéricas, es de gran importancia, pues la intensidad de calor que fluye a través de las paredes, depende de la posición geográfica de la misma con respecto al sol, así consideraremos el calor que pasa por cada una de las paredes de la cámara en las condiciones más extremas. Además en cada una de las paredes señalaremos la constitución de la misma, con sus respectivos espesores.

A continuación detallamos en un esquema la cámara y sus límites medianeros.



1.2.1.1. Aporte Calorífico por la pared exterior Nº 1

La configuración de la pared exterior Nº 1, es la siguiente:



Los espesores y los coeficientes de conductividad:

Capa de Mortero de cemento	- 0.02 m. -	x=0.8	Kcal/h/m°C
Pared de ladrillo	- 0.18 m. -	x=0.4	" " "
Capa de mortero de cemento	- 0.02 m. -	x=0.8	" " "
Capa de subst. resinosa	- 0.01 m. -	x=0.7	" " "
Capa de material aislante		- x=0.033	" " "
Capa de mortero de cemento	- 0.02 m. -	X=0.8	" " "
Capa final de subst. resinosa	0.01 m. -	x=0.7	" " "

El espesor del aislante no lo especificamos con anterioridad, ya que primero debemos calcular el espesor recomendable, a fin de que las pérdidas caloríficas por las paredes no excedan de 10 Kcal/hm^2*.

El espesor de aislamiento lo determinamos por tanteo, empleando la Ec. (4.3)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{Kcal/hm °C}$$

En donde:

K = Coeficiente global de transferencia de calor de cada pared en Kcal/h/m^2°C.

---

* Valor del flujo térmico unitario recomendable para obtener un espesor económico y una pérdida calorífica tolerable según Ref. 4.

α_1 = Coeficiente de convección exterior Kcal/ $hm^{2\circ}$ C.

α_2 = Coeficiente de convección interior "

e = Espesor del material

λ = Conductividad de los materiales "

Primeramente probamos con un espesor de aislamiento de 50 mm. y de acuerdo a la configuración de la pared y los respectivos espesores, tenemos:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_4}{\lambda_4} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$\frac{1}{1/20+0.02/0.8+0.18/0.40+0.02/08+0.01/0.7+05/0.33+0.01/0.7+0.02/0.8+1/10}$$

$$K = 0.45 \text{ Kcal/hm}^{2\circ} \text{ C}$$

Este valor lo multiplicamos por la diferencia de temperatura entre la temperatura exterior t_1 y la temperatura interior t_2:

$t_1 = 32^\circ$ m $\qquad t_2 = 0^\circ$ C

$$K \times \Delta t = 0.45 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^{2\circ}\text{ C}} \times (32-0)^\circ \text{ C}$$

$$K \times \Delta t = 14.4 \text{ Kcal/hm}^2$$

Este valor sobrepasa al valor permitido, razón por la cual procedemos a aumentar el espesor de aislamiento

al doble, es decir 0.10 m. y tendremos que reemplazándo los datos al igual que en la forma anterior, obtenemos para K, un valor de:

$$K = 0.26 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$$

Multiplicando este valor por la diferencia de temperatura tenemos que el flujo térmico unitario será:

$$K \times \Delta t = 8.32 \text{ Kcal/hm}^2$$

Este valor si se encuentra dentro de los límites permitidos y determinamos que el espesor de aislamiento recomendable para la pared Nº 1 de la cámara Nº 1 es de .10 m.

Con el valor encontrado, podemos ahora si calcular el calor transmitido a través de ésta pared:

Según $Q = K.S. \Delta T \times 24$ Ec. (4.4)

En donde:

Q = Calor transmitido en Kcal/día

K = Coeficiente global de transferencia de calor de la pared Kcal/hm^2°C

S = Superficie de la pared: m^2

Δt = Diferencia de temperatura exterior e interior en grados centígrados.

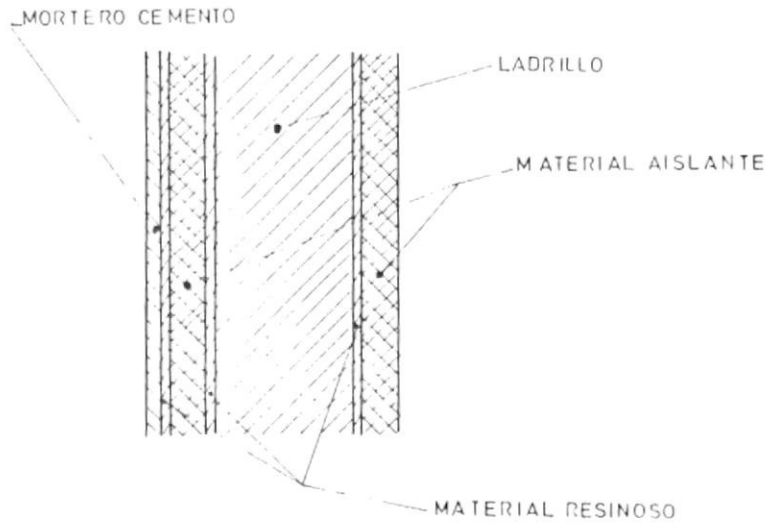
Tendremos:

$$Q_{1121} = 0.26 \frac{Kcal}{hm^2 °C} \times 45\ m. \times (32-0)°C \times 24 \frac{h.}{día} = 8.985 \frac{Kcal}{día}$$

1.2.1.2. Aporte calorífico por la pared Nº 2.

La configuración de la presente pared, es como sigue de afuera hacia adentro:

- Capa exterior de mortero de cemento de 0.02 m.
- Capa de material resinoso de 0.01 m.
- Capa de material aislante del lado de la cámara en cuestión.
- Capa de material resinoso de 0.01 m.
- Pared de ladrillo de 0.18 m.
- Capa de material aislante del lado de la cámara Nº2
- Capa de material resinoso de 0.01 m.
- Capa exterior de mortero de cemento del lado de la cámara Nº 2.



La pared S.) de la cámara Nº 1, se encuentra recubierta de material aislante, en ambas caras, a fin de evitar ganancia de calor, en caso de que la cámara contigua no esté en funcionamiento, ya que, en caso contrario tendríamos una pérdida de calor, ya que la temperatura de la cámara Nº 2 en funcionamiento es de -18°C., tomamos el caso más desfavorable y es el de que la cámara no esté en funcionamiento y su temperatura sea la de la antecámara + 10°C. Reemplazando valores en la fórmula 4.32, tendremos:

El espesor del aislante en cada cara de la pared, lo estimamos en 0.06 m. así:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0.02}{0.8} + \frac{0.01}{0.7} + \frac{0.06}{0.033} + \frac{0.01}{0.7} + \frac{0.18}{0.4} + \frac{0.01}{0.7} + \frac{0.06}{0.033} + \frac{0.01}{0.7} + \frac{0.02}{0.8} + \frac{1}{10}}$$

$$K = 0.26 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$$

Multiplicando éste valor por la diferencia de temperatura exterior e interior de la cámara, tenemos:

Un flujo térmico unitario igual a:

$$K\Delta t = 0.26 \ (+ 10-0) = 2.6 \text{ Kcal/hm}^2$$

Valor bastante aceptable; luego calculamos la cantidad de calor:

$$Q_{1212}$$

$$Q_{1212} = 0.26 \frac{Kcal}{hm^2 °C} \times 45\ m^2 \times (10-0) \times 24 \frac{h}{día}$$

$$= 0.26 \times 45 \times 10 \times 24$$

$$= 2808 \frac{Kcal}{día}$$

Debido a que la transferencia de calor es mínima y con el objeto de abaratar la instalación, se podría revestir esta pared con el aislamiento de menor espesor que exista en el mercado, ya que aún sin aislamiento - la transferencia de calor no sobrepasa los límites señalados.

1.2.1.3. Aporte calorífico por la Pared Nº 3.

Esta pared exterior está en contacto con el medio ambiente a una temperatura de 32°C, pero para efectos de cálculo se lo mayora en 5°C (Ref. 31), con respecto al espesor del material aislante que recubrirá interiormente la cámara, tanteamos con diferentes espesores, a fin de encontrar el espesor del aislante, que nos dé un valor del coeficiente global de transmisión del calor adecuado de manera que al multiplicarlo con la diferencia de temperaturas exterior e interior, nos dé un valor menor de 10 Kcal/hm^2; después de varios - tanteos, hemos encontrado que con un espesor de 180mm.

de material aislante el coeficiente global de intercambio de calor es de 0.23 Kcal/hm^2°C., luego procedemos - con éste dato a verificar si el flujo térmico unitario es menor de los 10 Kcal/hm^2.

$$K \Delta t = .23 \times [37 - (-0)] = 8.51 \text{ Kcal/hm}^2$$

$8.51 < 10$; luego estamos correcto

Acto seguido y aplicando la misma fórmula anterior, tenemos que:

$$Q_{1213} = K \times S \times \Delta t \times 24$$

$$= .23 \times 27.5 \times 37 \times 24$$

$$= 5.16 \text{ Kcal/día}$$

1.2.1.4. Aporte calorífico por la pared Nº 4.

Esta pared se encuentra en contacto con la antecámara a 10°C., siguiendo el procedimiento anterior, encontramos un de $K = 0.75$ Kcal/hm°C., con un espesor de aislamiento recubriendo la pared de tan solo 0.02 m., con lo que encontramos que: el flujo térmico unitario es igual a:

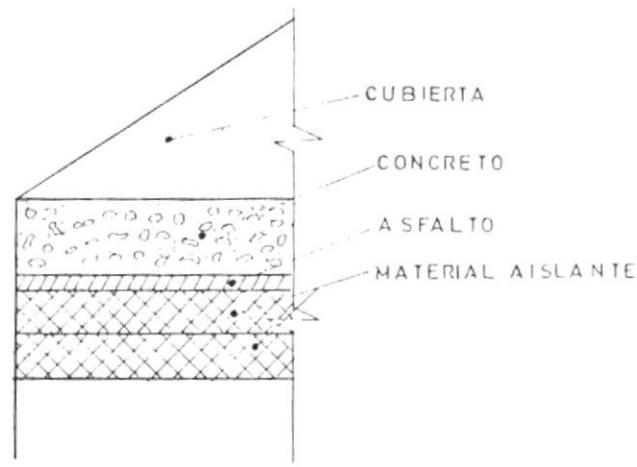
$$K \Delta t = .75 \times |10 - (0)| = 7.5 \text{ Kcal/hm}^2$$

Según cc (4.4) tenemos:

$$Q_{1214} = .75 \times 27.5 \times 10 \times 24 = 4.950 Kcal/día$$

1.2.2. Aporte calorífico por el tumbado

El tumbado de la bodega de ésta cámara en especial estará conformada así:



La temperatura exterior para efecto de cálculo es de 37°C., aplicando el mismo procedimiento de cálculo encontramos:

- Espesor de aislamiento: .12 m.
- Coeficiente global de transmisión de calor (K) = .25 $Kcal/hm^2°C$.

Ahora:

$$K \Delta t = .25 \left| 37-(0) \right| = 9.25 < 10 \ Kcal/hm^2°C$$

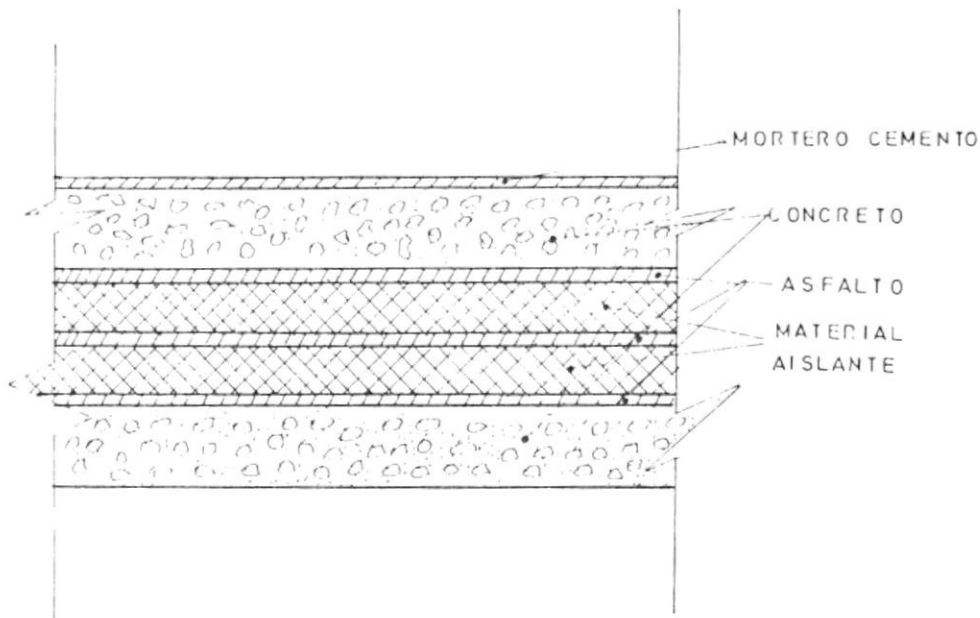
Aplicando (4.4) obtenemos:

$$Q_{122} = .25 \times 49.5 \times (37-0) \times 24$$

$$Q_{122} = 10989 \text{ Kcal/día}$$

1.2.3. Aportes caloríficos por el piso.

Los aportes caloríficos por el piso constituyen otra - fuente de pérdidas de calor que debemos restituír, la temperatura del terreno la estimamos en 22°C., y la constitución de la plataforma de la cámara es:



Aquí:

c/capa de aislamiento = .05m (según dibujo)

$K = .23 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$

$$K\,t = .24 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm°C}} \times 22-(0) \text{ °C}$$

$$= .24 \times 22 = 8.28 \text{ Kcal/hm}^2$$

Luego:

$$Q_{123} = .24 \frac{Kcal}{hm°C} \times 49.5\ m^2 \times 22-0\ °C \times 24 \frac{h}{día}$$

$$Q_{123} = 6.272\ Kcal/día$$

1.2.4. Aportes caloríficos por enfriamiento y secado del aire de renovación.

El aire de las cámaras frigoríficas juega un rol sumamente importante en la conservación de los productos. El aire es el vehículo del frío en las instalaciones frigoríficas destinadas a refrigerar un producto en una cámara y es el medio a través del cual se extraen los olores y la humedad.

Estos elementos se deben a la presencia de personal y a la auto-descomposición orgánica de los productos que se encuentran dentro de las cámaras, las descomposiciones orgánicas empobrecen el contenido de oxígeno en el aire con el consiguiente incremento de anhidrído carbónico.

La renovación del aire depende de las condiciones climatéricas, tanto interiores como exteriores, y gran parte de ésta renovación se realiza por el movimiento de las puertas de acceso.

El calor aportado por la renovación de aire, es dado por la relación:

$$Q_{124} = N \times \frac{V_c}{r} \times (h_e - h_i) \qquad (4.5)$$

En donde:

N = Número de renovación por día

V_c = Volumen interior de la cámara en m^3

v = Volumen específico en las condiciones ambientales exteriores en m^3/Kg.

h_e = Entalpia del aire en las condiciones ambientales exteriores en Kcal/Kg.

h_i = Entalpia del aire en las condiciones ambientales del interior en Kcal/Kg.

El número de renovaciones lo determinamos de la tabla A-10* de Ref-12 y que de acuerdo al volumen de la cámara corresponden 4 renovaciones diarias, además con la ayuda de la carta Piscrométrica, determinamos los valores de las Entalpias necesarias y el volumen específico, así:

Condiciones exteriores:

- t_e = 32°C
- ψ = 70%
- H_e = 20.8 Kcal/Kg

---

* Ref. 12

- υ = .88 m^3/Kg.

Condiciones interiores:

- t_i = 0°C = t_i
- ψ = 85% = ψ_i
- H_i = 2 Kcal/Kg = H_i

Reemplazando en (4.5)

$$Q_{124} = N \times \frac{V_c}{\upsilon_e} (H_e - H_i) = 4 \times \frac{247.5\text{-}m^3}{.88\ m^3/kg} (20.8\text{-}2) \ \frac{Kcal}{Kg}$$

$$Q_{124} = 21.150 \ Kcal/día$$

1.3. APORTES INTERNOS

1.3.1. Iluminación

De acuerdo a las dimensiones de la cámara la potencia luminosa en la cámara deberá ser del orden de los 594 W. Para obtener el número de categorías a que equivale la potencia eléctrica por iluminación mencionada, y que debemos contrarrestar, aplicamos la siguiente fórmula:

$$Q = 860 \times W \times t' \qquad (4.6)$$

En donde:

860 = Factor de conversión

W = potencia total de las lámparas en KW.

t' = tiempo de servicio en horas estimado para nuestro caso en 8 h/día

$$Q_{131} = 860 \times .594 \times 8 = 4.086 \text{ Kcal/día}$$

1.3.2. Aparatos de manutención

Consideramos como posible equipo trabajando en nuestra cámara, para cargar o descargar la cámara, el de un montacarga de una potencia equivalente a 90 Hp. Esta potencia mecánica de la máquina equivale a 70KW., este equipo trabajando permanecerá en la cámara por lapsos cortos de tiempo y que sumándolos en un día, lo estimamos en 4 horas**. Para calcular la potencia calorífica desprendida por la máquina, aplicamos la misma fórmula anterior.

$$Q = 860 \times KW \times t' \qquad \text{Ec. (4.6)}$$

$$Q_{132} = 860 \times 70 \times 4 = 240.000 \text{ Kcal/día}$$

1.3.3.1. Aportes debido al personal

En este párrafo consideramos que en nuestra cámara permanecen aproximadamente 4 personas en labores de acondicionamiento de las cámaras*** y que en un día el tiempo de permanencia promedio en la misma, es de 8 horas y

---

** A pesar de que el equipo debe ser manejado por un operador, los aportes debidos a estas personas, se los considera en el aporte debido al personal.

*** Cuando no se estén utilizando equipos mecánicos o en labores de complementación del acondicionamiento de la cámara para un mejor funcionamiento de la misma.

aplicando la siguiente relación, calculamos en 8 horas el tiempo de permanencia en el interior de la cámara, así:

$$Q = N \times C \times t' \qquad \text{Ec. (4.7)}$$

En donde:

N = Número de personas en el interior de la cámara.

C = Calor desprendido por cada persona

t' = Tiempo en horas

$$Q_{133} = 4 \times 200 \ \frac{Kcal}{h} \times 8 \frac{h}{día} = 6.400 \ Kcal/día$$

$$Q_{133} = 6.400 \ Kcal/día$$

CAMARA Nº 2

En igual forma que en la cámara Nº 1 y aplicando las mismas fórmulas u procedimientos, hemos encontrado para cada uno de los aportes, los siguientes resultados:

2.1. APORTES INTERNOS:

2.1.1. Enfriamiento del producto

$$Q_{211} = 298.248 \ Kcal/día$$

2.1.2. Enfriamiento de los embalajes de cartón

$$Q_{212} = 42.840 \ Kcal/día$$

2.1.3. Enfriamiento de Paletos

$$Q = 331.500 \text{ Kcal/día}$$

2.2. APORTES EXTERNOS

2.2.1. Aporte por las paredes

De acuerdo al esquema, los valores caloríficos a través de las paredes serán:

2.2.1.1. Aporte de calor por la Pared Nº 1

Espesor de la capa de aislamiento = 100 mm.

$$Q_{2211} = 7862 \text{ Kcal /día}$$

2.2.1.2. Aportes de calor por la pared Nº 2

Espesor de la capa de aislamiento = 100 mm.

$$Q_{2212} = 7862 \text{ Kcal/día}$$

2.2.1.3. Aporte de calor por la pared Nº 3

Espesor de la capa de aislamiento = 180 mm

$$Q_{2213} = 5808 \text{ Kcal/día}$$

2.2.1.4. Aporte de calor por la pared Nº 4

Espesor de la capa de aislante = 100 mm.

$$Q_{2214} = 7248 \text{ Kcal/día}$$

2.2.2. Aportes caloríficos por el tumbado

Espesor de la capa de aislante = 180 mm.

$$Q_{222} = 11.107 \text{ Kcal/día}$$

2.2.3. Aporte calorífico por el piso

Espesor de la capa de aislamiento = 180 mm.

$$Q_{223} = 8.000 \text{ Kcal/día}$$

2.2.4. Aporte calorífico por enfriamiento, secado y renovación de aire:

CONDICIONES EXTERIORES:

$t_e = 32°C$

$\psi = 70\%$

$h_e = 20.8 \text{ Kcal/kg}$

$V_e = .88 \text{ m}^3/\text{kg}$

CONDICIONES INTERIORES:

$t_i = -18°C$

$\psi i = 90\%$

$h_i = .30 \text{ Kcal/Kg}$

$$Q_{224} = 21825$$

2.2.5. Aporte de calor por iluminación

$$Q_{225} = 4.086 \text{ Kcal/día}$$

2.2.6. Aportes por equipos de Manutención

$$Q_{226} = 240.000 \text{ Kcal/día}$$

2.2.7. Aportes debido al personal

$$Q_{227} = 6.400 \text{ Kcal/día}$$

CAMARA Nº 3

Esta cámara, al igual que la cámara Nº 2, está destinada al almacenamiento de mariscos, a una temperatura de -18°C, y presenta iguales características técnicas, es de anotar que los mariscos que se reciben en las cámaras provienen de otras cámaras frigoríficas a igual temperatura, pero que por el tiempo de exposición del producto hasta que llegue a nuestra bodega, consideramos como hipótesis, que habrá una ganancia de calor promedio de 8°C., es decir que el producto entra a la cámara a una temperatura de - 10°C.

En igual forma que en los casos anteriores, los aportes caloríficos que influyen en la cámara son:

3.1. APORTES INTERNOS

3.1.1. Aportes por enfriamiento del producto

$$Q_{311} = 298.248 \text{ Kcal/día}$$

3.1.2. Aportes por enfriamiento de los embalajes de cartón

$$Q_{312} = 42.840 \text{ Kcal/día}$$

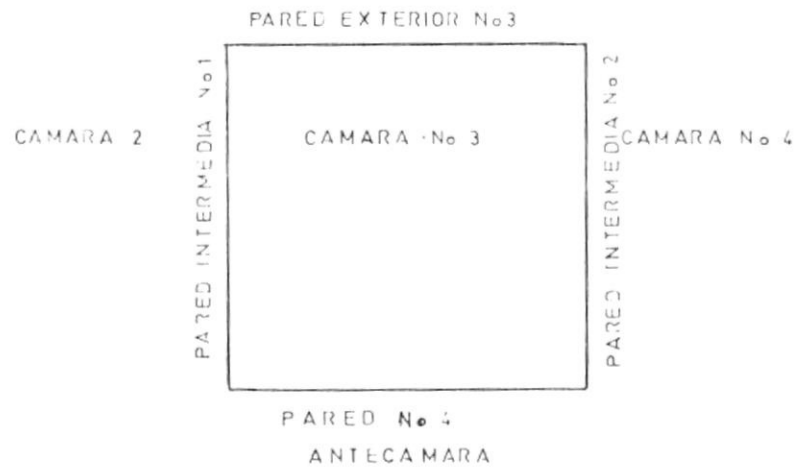
3.1.3. Aportes por enfriamiento de paletas

$$Q_{313} = 331.500 \text{ Kcal/día}$$

3.2. APORTES EXTERNOS

3.2.1. Aportes por las paredes

Para una mejor comprensión, esquematizamos la cámara con sus linderos.



3.2.1.1. Aportes de calor por la Pared Nº 1

Espesor de la capa de aislamiento = 100 mm.

$$Q_{3211} = 7862 \text{ Kcal/día}$$

3.2.1.2. Aportes de calor por la pared Nº 2

Espesor de la capa de aislamiento = 100 mm.

Q_{3212} = 7862 Kcal/día

3.2.1.3. Aportes de calor por la pared Nº 3

Espesor de la capa de aislamiento = 180 mm.

Q_{3213} = 5808 Kcal/día

3.2.1.4. Aportes de calor por la pared Nº 4

Espesor de la capa de aislamiento = 100 mm.

Q_{3214} = 7248 Kcal/día

3.2.2. Aportes de calor por el tumbado

Espesor de la capa de aislamiento = 180 mm.

Q_{322} = 11.107 Kcal/día

3.2.3. Aportes caloríficos por el piso

Espesor de la capa de aislamiento = 180 mm.

Q_{323} = 8.000 Kcal/día

3.2.4. Aportes de calor por renovación y secado del aire

Q_{324} = 21.037 Kcal/día

3.2.5. Aportes de calor por iluminación

$$Q_{325} = 4.086 \text{ Kcal/día}$$

3.2.6. Aportes de equipo de manutención

$$Q_{326} = 240.000 \text{ Kcal/día}$$

3.2.7. Aportes de calor debido al personal

$$Q_{327} = 6.400 \text{ Kcal/día}$$

CAMARA Nº 4

De acuerdo a lo expuesto en los capítulos anteriores, ésta cámara al igual que las cámaras Nº 5 y 6 están destinadas al almacenamiento de frutas a temperaturas de + 2°C., excepto la cámara Nº 6 que se mantendrá a una temperatura de + 8°C., los cálculos de carga de la cámara Nº 4 es:

4.1. APORTES INTERNOS

4.1.1. Enfriamiento del producto

$$Q_{411} = 1'198.500 \text{ Kcal/día}$$

4.1.2. Aportes por enfriamiento de los embalajes (Guacales)

$$Q_{412} = 101.250 \text{ Kcal/día}$$

4.1.3. Aportes por enfriamiento de las paletas

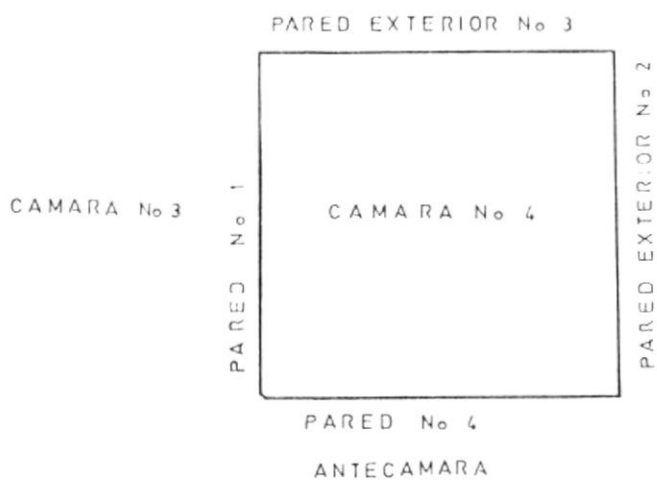
$$Q_{413} = 97.500 \text{ Kcal/día}$$

4.1.4. Aportes del calor de respiración del producto

$$Q_{414} = 93.520 \text{ Kcal/día}$$

4.2. APORTES EXTERNOS

4.2.1. Aportes caloríficos por las paredes



4.2.1.1. Aportes de calor por la pared Nº 1

Espesor de la capa de aislamiento = 0.05 m.

Coeficiente global de intercambio térmico: K =26 Kcal/ $hm^2 °C$.

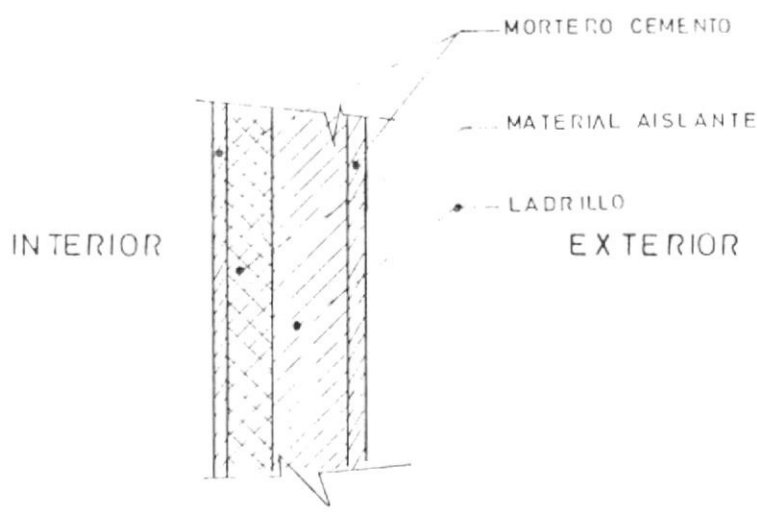
$$Q_{4211} = 2.246 \text{ Kcal/día}$$

4.2.1.2. Aporte calorífico por la pared Nº 2

Esta pared está en contacto con el ambiente exterior y orientada al S.O. Geográfico, y, de acuerdo a su posi-

ción, se ha aumentado la temperatura exterior en 10°C, para efecto del cálculo del aislamiento.

La configuración de la pared, es:



Espesor del aislamiento: .18 m.

Coeficiente global de intercambio térmico: K= .22Kcal/hm °C.

$$Q_{4212} = 9730 \text{ Kcal/día}$$

4.2.1.3. Aporte calorífico por la pared Nº 3

Espesor de la capa de aislamiento = .18 m.

$$Q_{4213} = 11230 \text{ Kcal/día}$$

4.2.1.4. Aporte calorífico por la pared Nº 4

Espesor de la capa de aislamiento = .02 m.

$$Q_{4214} = 7920 \text{ Kcal/día}$$

4.2.2. Aportes caloríficos por el tumbado

Espesor del aislamiento: .12 m.

$$Q_{422} = 20790 \text{ Kcal/día}$$

4.2.3. Aportes caloríficos por el piso

Espesor del aislamiento = .10 m.

$$Q_{423} = 11405 \text{ Kcal/día}$$

4.2.4. Aportes de calor por renovación y secado del aire en la cámara

Número de renovación	:	4
Volumen de la cámara	:	495 m^2
Humedad relativa interior	:	85%

$$Q_{424} = 37.575$$

4.2.5. Aportes caloríficos debido a la iluminación

Potencia eléctrica 990 Watt.

$$Q_{425} = 6811 \text{ Kcal/día}$$

4.2.6. Aportes caloríficos por equipos de manutención

$$Q_{426} = 240.000 \text{ Kcal/día}$$

4.2.7. Aportes caloríficos debido al personal

$$Q_{427} = 6.400 \text{ Kcal/día}$$

CAMARA Nº 5

Esta cámara al igual que la Nº 4 está destinada al almacenamiento de melones o frutas cítricas, a una temperatura de + 2°C., y una humedad relativa de 85%, la capacidad de la cámara es de 56 toneladas de frutas. La carga frigorífica que debemos suministrat para contrarrestar los diversos aportes caloríficos, son los siguientes:

5.1. APORTES INTERNOS

5.1.1. Aportes por enfriamiento del producto

$$Q_{511} = 1'122.000 \text{ Kcal/día}$$

5.1.2. Aportes por enfriamiento de los embalajes (Guacales)

$$Q_{512} = 101.250 \text{ Kcal/día}$$

5.1.3. Aportes por enfriamiento de las paletas

$$Q_{513} = 97.500 \text{ Kcal/día}$$

5.1.4. Aportes del calor de respiración del producto

$$Q_{514} = 93.500 \text{ Kcal/día}$$

5.2. APORTES EXTERNOS

5.2.1. Aportes caloríficos por las paredes

5.2.1.1. Aportes caloríficos por la pared Nº 1

Espesor del material aislante = .18 m.

Q_{5212} = 9730 Kcal/día

5.2.1.2. Aporte calorífico por la pared Nº 2

Espesor del material aislante = .18 m.

Q_{5212} = 9730 Kcal/día

5.2.1.3. Aporte calorífico por la pared Nº 3

Espesor del material aislante = .02 m.

Q_{5213} = 7920 Kcal/día

5.2.1.4. Aporte calorífico por la pared Nº 4

Espesor del aislamiento = .18 m.

$$Q_{5214} = 11616 \text{ Kcal/día}$$

Coeficiente global de intercambio térmico:
.22 Kcal/hm^2°C.

Temperatura exterior: + 42°C

5.2.2. Aportes caloríficos por el tumbado

La configuración del tumbado es igual al de la cámara Nº 4.

$$Q_{522} = 20.790 \text{ Kcal/día}$$

5.2.3. Aportes caloríficos por el piso

En igual forma la configuración del piso es igual al de la cámara Nº 4.

$$Q_{523} = 11.405 \text{ Kcal/día}$$

5.2.4. Aportes caloríficos debido a la renovación del aire

Las condiciones ambientales son iguales a las de la cámara Nº 4.

$$Q_{524} = 37.575 \text{ Kcal/día}$$

5.2.5. Aportes caloríficos debido a la iluminación

En este aspecto, también los aportes son iguales a los de la cámara Nº 4., así:

$$Q_{525} = 6811 \text{ Kcal/día}$$

5.2.6. Aportes caloríficos debido a los equipos de manutención

$$Q_{526} = 240.000 \text{ Kcal/día}$$

5.2.7. Aportes de calor debido al personal

$$Q_{527} = 6.400 \text{ Kcal/día}$$

CAMARA Nº 6

La presente cámara será destinada al almacenamiento de Piñas, a una temperatura de + 8°C., la capacidad es igual al de la cámara Nº 4., así como su densidad de almacenamiento en promedio. Los aportes caloríficos por las diferentes causas son:

6.1. APORTES INTERNOS

6.1.1. Aportes por enfriamiento del producto

$$Q_{611} = 1'122.000 \text{ Kcal/día}$$

6.1.2. Aportes por enfriamiento de los embalajes

$$Q_{612} = 101.250 \text{ Kcal/día}$$

6.1.3. Aportes por enfriamiento de las paletas

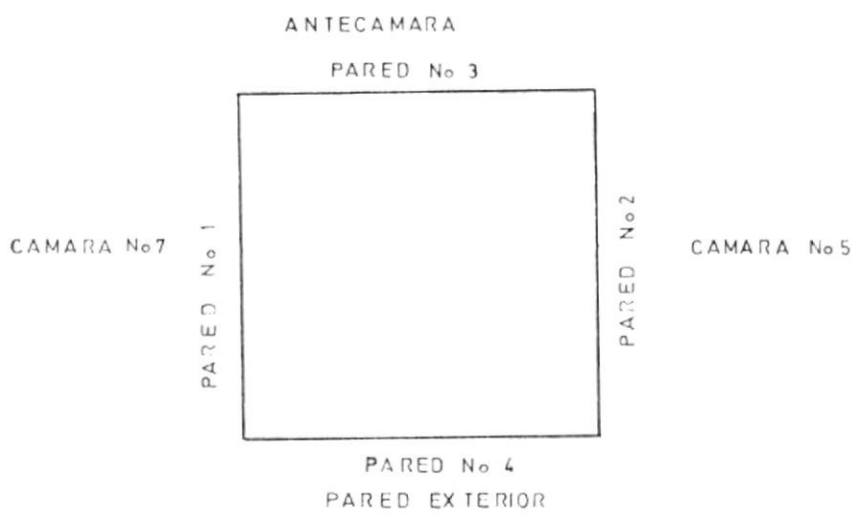
$$Q_{613} = 97.500 \text{ Kcal/día}$$

6.1.4. Aportes del calor de respiración del producto

$$Q_{614} = 131.600 \text{ Kcal/día}$$

6.2. APORTES EXTERNOS

6.2.1. Aportes caloríficos a través de las paredes



6.2.1.1. Aporte calorífico por la Pared Nº 1

Espesor de aislamiento = 0.05 m.

$$Q_{6211} = 2.246 \text{ Kcal/día}$$

6.2.1.2. Aporte calorífico por la pared Nº 2

Espesor del aislamiento = 0.05 m.

$$Q_{6212} = 6246 \text{ Kcal/día}$$

6.2.1.3. Aporte calorífico por la pared Nº 3

Espesor del aislamiento = 0.02 m.

$$Q_{6214} = 11.616 \text{ Kcal/día}$$

6.2.2. Aportes caloríficos por el tumbado

La forma del tumbado es exactamente igual al de la cámara Nº 4.

$$Q_{622} = 20790 \text{ Kcal/día}$$

6.2.3. Aportes caloríficos por el piso

En igual forma que en el tumbado, el piso también es igual al de la cámara Nº 4.

$$Q_{623} = 11.405 \text{ Kcal/día}$$

6.2.4. Aportes caloríficos por renovación y secado del aire

Las condiciones ambientales en el interior de la cámara son:

$$t_i + 8°C$$
$$\psi_i = 85\%$$

Las condiciones exteriores, son las mismas que en los otros casos, luego:

$$Q_{624} = 31.950$$

6.2.5. Aportes caloríficos debido a la iluminación

$$Q_{625} = 6.811 \text{ Kcal/día}$$

6.2.6. Aportes caloríficos por equipos de manutención

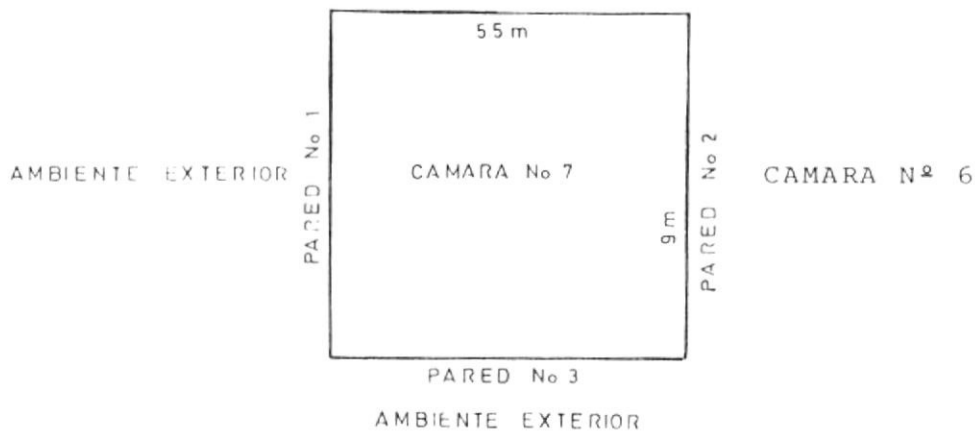
$$Q_{626} = 240.000 \text{ Kcal/día}$$

6.2.7. Aportes caloríficos debido al personal en el interior de la cámara

$$Q_{627} = 6.400 \text{ Kcal/día}$$

CAMARA Nº 7

Esta cámara al igual que la cámara Nº 1, presenta las mismas características y su única variación es el aporte calorífico por la pared Nº 3, y cuyo espesor de aislamiento es de .18 m.



7.1. APORTES INTERNOS

7.1.1. Aportes caloríficos por enfriamiento del producto

$$Q_{711} = 226.950 \text{ Kcal/día}$$

7.1.2. Aportes caloríficos por enfriamiento del embalaje

$$Q_{712} = 20.250 \text{ Kcal/día}$$

7.1.3. Aportes caloríficos por enfriamiento del empaletado

$$Q_{713} = 72.000 \quad Kcal/día$$

7.1.4. Aportes de calor de respiración del producto

$$Q_{714} = 73.600 \quad Kcal/día$$

7.2. APORTES EXTERNOS

7.2.1. Aportes caloríficos por las paredes

Los aportes caloríficos a través de las paredes en la presente cámara, los totalizamos en:

$$Q_{721} = 22.841 \quad Kcal/día$$

7.2.2. Aportes caloríficos por el tumbado

$$Q_{722} = 10.989 \quad Kcal/día$$

7.2.3. Aportes caloríficos por el piso

$$Q_{723} = 6.272 \quad Kcal/día$$

7.2.4. Aportes caloríficos por renovación y secado del aire

$$Q_{724} = 19.912 \quad Kcal/día$$

7.2.5. Aportes caloríficos debido a la iluminación

$$Q_{725} = 4.080 \quad Kcal/día$$

7.2.6. Aportes caloríficos por equipos de manutención

$$Q_{726} = 240.000 \text{ Kcal/día}$$

7.2.7. Aportes caloríficos debido al personal

$$Q_{727} = 6.400 \text{ Kcal/día}$$

CAMARA Nº 8
(Antecámara)

8.1. CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO DE LA ANTECAMARA.

De acuerdo en lo expuesto en el capítulo Nº III, nuestra antecámara tiene un volumen de 550 m^3 y los aportes caloríficos que se consideran son debido a agentes externos unicamente y los podemos resumir en:

8.1.1. Aportes caloríficos a través de las paredes, pisos y tumbados

$$Q_{811} = 30.225 \text{ Kcal/día}$$

8.1.2. Aportes caloríficos por renovación y secado del aire

$$Q_{812} = 8.437 \text{ Kcal/día}$$

8.1.3. Aportes caloríficos debido a la iluminación

$$Q_{813} = 7568 \text{ Kcal/día}$$

8.1.4. Aportes por equipos de manutención

$$Q_{814} = 240.000 \text{ Kcal/día}$$

8.1.5. Aportes caloríficos debido al personal

$$Q_{815} = 6.400 \text{ Kcal/día}$$

4.7. SELECCION DEL CICLO TERMODINAMICO

Entre los ciclos de refrigeración, tenemos:

a. El ciclo de las máquinas de absorción
b. El ciclo de aire
c. El ciclo por chorro de vapor de agua.
d. El ciclo compresión mecánica

De todos éstos ciclos, el ciclo de aire es principalmente utilizado en la refrigeración de aviones; - los ciclos de las máquinas de absorción y a chorro de vapor de agua, se justifican en el caso de que existan instalaciones de vapor en la empresa ó industria, donde se va a adoptar éste sistema, caso contrario su instalación y utilización sería sumamente costosa. Por lo tanto dentro de nuestras necesidades, el ciclo que más nos interesa y que nos conviene, es el ciclo a compresión mecánica.

4.7.1. Selección del ciclo a compresión mecánica

En este ciclo encontramos 4 subdivisiones que - son: Ciclos a una sola etapa, a dos etapas, a tres etapas y en cascada.

4.7.1.1. Ciclo en cascada.

Este ciclo es seleccionado unicamente cuando la instalación opera a régimenes de temperaturas sumamente bajos, como por ejemplo: de -50 a -60°C. aproximadamente. Su costo de instalación y de explotación, es sumamente alto.

4.7.1.2. Ciclo a tres etapas

Este ciclo se presenta aproximadamente en las mismas condiciones de trabajo que la del ciclo en cascada, siendo usado cuando la relación o Tasa de Compresión - es superior a 28* y como no corresponde a nuestras necesidades, lo descartamos de una posible utilización - en nuestra planta.

4.7.1.3. Ciclo a Dos etapas

Este ciclo está condicionado a las siguientes consideraciones:

a. Tipo de refrigerantes
b. Relación o Tasa de compresión**

---

* Ver Ref. [31]

** y/o también a las diferencias entre las temperaturas de condensación y evaporación a adoptar.

Los datos prácticos para elegir éste ciclo son:

$$r = \frac{p_c}{p_e} \qquad \text{Ec.} \quad (4.8)$$

r = relación de compresión

a) $t = t_c - t_e \leq 50°C$

ó; $r = \frac{p_c}{p_e} \leq 7$ En caso de operar con amoniaco

b) $t = t_c - t_e < 70°C$

ó; $r = \frac{p_c}{p_e} \leq 10$ En el caso de los refrigerantes halogenados.

Como demostraremos mas adelante las características de nuestra instalación, no cumple éstas limitaciones, por lo tanto descartamos el ciclo.

4.7.1.4. Ciclo a Una sola etapa.

Este ciclo está condicionado a las mismas características del ciclo a dos etapas y sus limitaciones - ya fueron dadas en líneas precedentes.

Como demostraremos más adelante el ciclo a una sola etapa, es el que se ajusta a nuestras necesidades y características.

Ahora, como mencionamos anteriormente nuestra instalación está compuesta por ocho cámaras, las dividiremos en tres circuitos frigoríficos, a saber:

a. Circuito Frigorífico Nº 1.

Este circuito servirá a las cámaras Nº 1, Nº 7 y la antecámara. El ciclo de éste circuito será como ya lo dijimos de una sola etapa y trabajará con dos temperaturas de evaporación; de -7°C. en las cámaras Nº 1 y Nº 7; y, de + 3°C en la antecámara.

b. Circuito Frigorífico Nº 2

Este circuito sirve a las cámaras Números 4, 5 y 6, pero al igual que en el circuito anterior habrán dos temperaturas de evaporación, a saber:

- Cámaras Nº 4 y Nº 5 temperatura de evaporación = - 5°C.
- Cámara Nº 6 Temperatura de evaporación = + 1°C.

c. Circuito Frigorífico Nº 3

Opera con las cámaras Nº 2 y Nº 3 a una temperatura de -18°C cada una y a una temperatura de evaporación de -23°C.

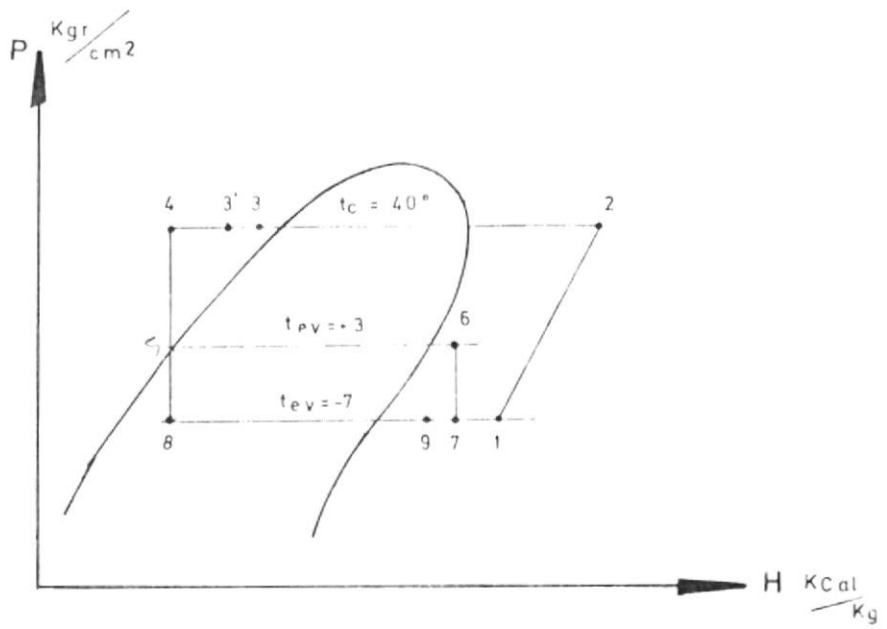
Cabe anotar que en cada uno de los ciclos, utilizaremos un intercambiador líquido-vapor*.

*Sub-enfriador de líquido y recalentador de vapor con la misma proporción de sub-enfriamiento y recalentamiento.

Los demás puntos de cada uno de los ciclos los detallaremos a continuación:

4.7.2. Determinación de las características del ciclo termodinámico del circuito frigorífico Nº1

Este circuito, sirve a las cámaras Nº 1 y 7, así como también a la antecámara. El refrigerante seleccionado es el R-12 y por las razones expuestas anteriormente*, el ciclo de trabajo, será de una sola etapa; el ciclo representado en el diagrama H-log p, es el siguiente:



Las condiciones de funcionamiento del ciclo, a una sola etapa, son las siguientes:

- Potencia frigorífica producida en el evaporador Nº1: 24.000 Fg/h.

* Razón de compresión menor que 10.

- Potencia frigorífica producida en el evaporador Nº2: 96.000 Fg/h.

- Temperatura de condensación a la correspondiente presión de condensación:

$$t_c = +\ 40°C \quad pc = 9.9707$$

- Temperatura a la salida de la botella de líquido:

$$t_3 = +\ 36°\ C \quad H_3 = 108.6 \ \text{Kcal/Kg}$$

- Temperatura a la entrada al intercambiador sub-enfriador de líquido:

$$t_3' = +\ 32°C \quad H_3' = 107.55 \ \text{Kcal/Kg}$$

- Temperatura a la salida del intercambiador sub-enfriador de líquido:

$$t_4 = +\ 22°C \quad H_4 = 105.2 \ \text{Kcal/Kg}$$

- Temperatura del refrigerante a la salida de los evaporadores en la sección Nº 1.

$$t_6 = +\ 6°C \quad H_6 = 137.8 \ \text{Kcal/Kg.}$$

- Temperatura del refrigerante a la salida de los evaporadores en la sección número 2.

$$t_9 = -\ 4°C \quad H_9 = 136.8 \ \text{Kcal/Kg.}$$

Las características del ciclo han sido determinadas en el diagrama de Mollier, para el R-12, asumiendo que el sub-enfriamiento en el intercambiador líquido -

vapor, será igual al recalentamiento* , en base de la cual se cumplirán las siguientes igualdades:

$$H_1 - H_9 = H_3' - H_4$$

Luego:

$$H_1 = H_3' + H_9 - H_4$$

Y del diagrama, debido a las expansiones isentálpicas, tenemos:

$$H_4 = H_5 = H_8$$

$$H_6 = H_7$$

El volumen específico en el punto Nº 1, es:

$$v = 0.075 \ m^3/Kg$$

Para una mejor visualización, resumiremos:

TABLA Nº 4-4

PUNTOS	1	2	3	3'	4	5	6	8	9
t °C	+12	67.5	36	32	22	3	6	-7	-4
P Kg/cm²	2.4811	9.7707	9.7707	9.7707	9.7707	3.4676	3.4676	2.4811	2.4811
H Kcal/Kg	139.15	145.5	145.5	107.55	105.2	105.2	137.85	105.2	136.8

- DETERMINACION DEL CAUDAL MASICO DE REFRIGERANTE

El caudal másico de refrigerante que circula por el circuito frigorítico Nº 1, se subdivide en dos partes:

---

* Suponiendo que éste aparato está perfectamente aislado del medio ambiente y no hay pérdidas caloríficas.

una circulando por los evaporadores de la antecámara, y la otra que circula a través de las cámaras Nº 1 y Nº 7. Calcularemos por separado las masas utilizando - la siguiente ecuación:

$$Q_f = Q^{\circ}_m \Delta H \qquad \text{Ec. (4.9)}$$

En donde:

Q_f = Cantidad de calor, que debe extraerse del recinto a refrigerar.

Q_m = Caudal másico de refrigerante circulando, por el ó los evaporadores.

ΔH = Diferencia de entalpía, entre la entrada y salida del evaporador.

Reemplazando datos, y de acuerdo al ciclo de trabajo, tenemos:

SECCION 1

Para la antecámara según la Ecuación (4.9)

$$Q_{f1} = Q^{\circ}_{m1} \quad (h_6 - h_5)$$

Despejando el valor de $^{\circ}_{m1}$:

$$Q^{\circ}_{m_1} = \frac{Q_{f1}}{h_6 - h_5} = \frac{24.000 \text{ Kcal/h}}{(137.85 - 105.2) \text{ Kcal/Kg}}$$

$$Q^{\circ}_{m_1} = 735 \text{ Kg/h}$$

SECCION Nº 2

El caudal de refrigerante circulando por los evaporadores de las cámaras Nº 1 y Nº 7, según Ec. (4.9)

$$\dot{Q}_{b2} = \dot{Q}_{m2} (H_9 - H_8)$$

Despejando:

$$\dot{Q}_{m_2} = \frac{\dot{Q}_{b2}}{(H_9 - H_8)} = \frac{96.000 \text{ Kcal/h}}{(136.8 - 105.2) \text{Kcal/Kg}}$$

$$\dot{Q}_{m_2} = 3037 \text{ Kg/h}$$

El caudal total del refrigerante, será la suma de los dos caudales másicos, m_1 y m_2

Luego:

$$\dot{Q}_{m_t} = \dot{Q}_{m_1} + \dot{Q}_{m_2} \quad (735 + 3037) \text{ Kg/h}$$

$$\dot{Q}_{m_t} = 3772 \text{ Kg/h}$$

- Caudal Volumétrico

Este es otro de los datos que son necesarios conocer, para el cálculo y selección del equipo frigorífico. El caudal volumétrico, lo determinaremos por la fórmula siguiente:

$$\dot{Q}_v = \dot{Q}_m \, v \qquad \text{Ec. (4.10)}$$

en donde:

$\dot{Q}_v$ = caudal volumétrico en: m^3/h

$\dot{Q}_m$ = caudal másico de refrigerante

v = volumen específico, en el punto de aspiración del compresor.

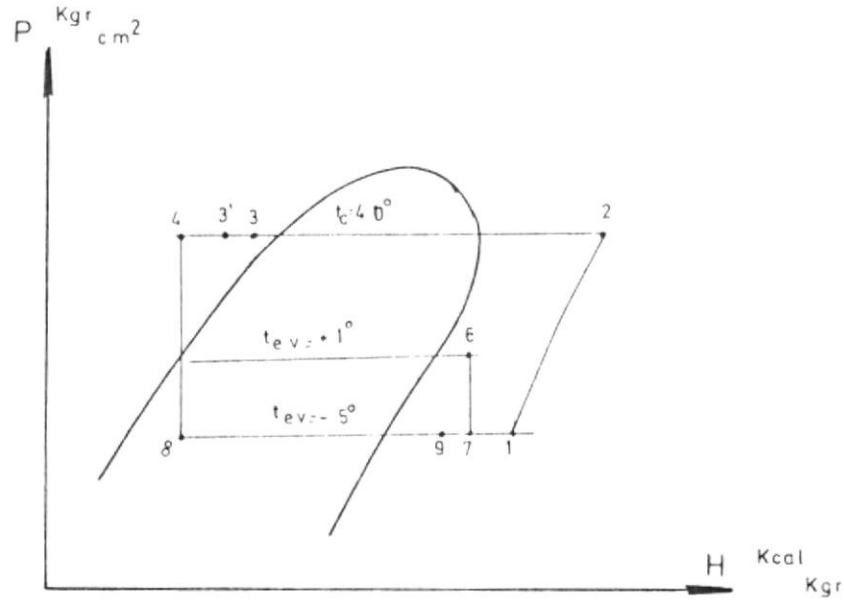
Reemplazando valores para el cálculo respectivo, te

nemos:

$$Q^{\circ}_{v} = 3772 \frac{Kg}{h} \times 0.075 \frac{m^3}{Kg}$$

$$Q^{\circ}_{v} = 282 \; m^3/h$$

4.7.3. Determinación de las características del ciclo termodinámico del circuito frigorífico N°- 2.



Este circuito está destinado a refrigerar tres cámaras, de las cuales, dos trabajarán a una temperatura de +2°C y la otra restante, lo hará a + 8°C.

La temperatura de condensación del refrigerante, es de:

$$t_c = 40°C \quad p_c = 9.9707 \quad Kg/cm^2$$

Debido a las distintas temperaturas interiores de las cámaras, tendremos también dos temperaturas de evaporación con el mismo refrigerante, en igual forma que en el circuito Nº 1. El ciclo de trabajo del refrigerante, es de una sola etapa.

- Temperatura de evaporación para la sección Nº 1

$$t_e = -5°C \quad p_e = 2.6602 \quad Kg/cm^2$$

- Temperatura de evaporación para la sección Nº 2.

$$t_e = +1°C \quad p_e = 3.2511 \quad Kg/cm^2$$

Las condiciones de funcionamiento del ciclo, son de la siguiente manera:

- Potencia frigorífica producida en el ó los evaporadores, sección Nº 1.

120.000 fg/h

- Potencia frigorífica producida en el ó los evaporadores, Sección Nº 2.

243.000 fg/h

- Temperatura a la salida de la botella de líquido, en las condiciones de líquido saturado:

$$t_3 = +36°C \qquad H_3 = 108.6 \text{ Kcal/Kg}$$

- Temperatura a la entrada al intercambiador subenfriador de líquido:

$$t_3' = +32°C \qquad H_3' = 107.55 \text{ Kcal/Kg}^*$$

- Temperatura a la salida del intercambiador suenfriador de líquido:

$$t_4 = +22°C \qquad H_4 = 105.2^{(*)}$$

- Los demás puntos y de acuerdo a las mismas hipótesis, del caso anterior, encontrados en el diagrama de Mollier, para el R-12 son las siguientes:

TABLA Nº 4-5

PUNTOS	1	2	3	3'	4	5	6	7	8	9
t°C	+13.5	+66	+36	+32	+22	+1	+4	+2	-5	-2
P(kg/cm²)	2.6602	9.9707	9.9707	9.9707	9.9707	3.2511	3.2511	2.6602	2.6602	2.6602
H(Kcal/Kg)	139.24	145.30	108.6	107.55	105.2	105.2	137.60	137.60	105.2	136.89

El valor del volumen específico en el punto Nº 1.

$$v = 0.073 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

De igual manera, que en el caso anterior determinaremos los caudales másicos de refrigerante circulando por los evaporadores, según la ecuación (4.9).

---

*Los intercambiadores sub-enfriadores de líquidos en algunos casos están diseñados para este descenso de temperatura.

$$Q_{f6} = Q^{\circ}m_6 (H_6 - H_5)$$

$$Q^{\circ}_{m6} = \frac{Q_{f6}}{(H_6 - H_5)} = \frac{120.000 \text{ Kcal/h}}{(137.60 - 105.2)\text{Kcal/Kg}}$$

$$Q^{\circ}_{m6} = 3.750 \text{ Kg/h}$$

$$Q_{f4.5} = Q^{\circ}_{m4.5} (H_9 - H_8)$$

$$Q^{\circ}_{m4.5} = \frac{Q_{f4.5}}{(H_9 - H_8)} = \frac{243.000 \text{ Kcal/h}}{(136.89 - 105.2)\text{Kcal/Kg}}$$

$$Q^{\circ}_{m4.5} = 7668 \text{ Kg/h}$$

El caudal másico total, será

$$Q^{\circ}_{mt_2} = Q^{\circ}_{m6} + Q^{\circ}_{m\ 4.5}.$$

$$Q^{\circ}_{mt_2} = 11.418 \text{ Kg/h}$$

- Caudal volumétrico, según Ec.(4-10)

  En las condiciones de aspiración del compresor.

$$Q^{\circ}_{v} = Q^{\circ}_{mv} = 11.418 \text{ Kg/h} \times 0.073 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$Q^{\circ}_{v} = 833.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.7.4. Determinación de las características del ciclo termodinámico del circuito frigorífico Nº3

Este circuito, es el que servirá a las cámaras de conservación de los mariscos congelados, a una temperatu-

ra de -18°C y una humedad relativa de 90%. Las condiciones de funcionamiento del ciclo serán las siguientes:

- Potencia frigorífica producida en los evaporadores:

  127.000 Fg/h

- Temperatura de condensación a la correspondiente presión de condensación:

  t_c = + 40°C p_c = 9.9707 Kg/cm^2

- Temperatura de evaporación de acuerdo a la humedad relativa en el interior de la cámara:

  t_e = - 23°C* p_e = 1.3678 Kg/cm^2

- Temperatura a la salida de la botella de líquido:

  t_3 = + 36°C H_3 = 108.6 Kcal/Kg

- Temperatura a la entrada del intercambio subenfriador de líquido:

  t_3' = + 32°C H_3' = 107.55 Kcal/Kg

- Temperatura a la salida del intercambiador subenfriador de líquido:

  t_4 = + 22°C H_4 = 105.2 Kcal/Kg

- Temperatura a la salida de los evaporadores

  t_6 = - 20°C H_6 = 134.8 Kcal/Kg

---

*Valor obtenido de la curva de la Ref. 9.

- Temperatura de aspiración del compresor:

$t_1 = -4°C$ $\quad H_1 = 137.15$ Kcal/Kg

- Temperatura de descarga del compresor:

$t_2 = +78°C$ $\quad H_2 = 146.65$ Kcal/Kg

Todos estos datos, los resumiremos en la siguiente tabla:

TABLA Nº 4-6

PUNTOS	1	2	3	3'	4	5	6
t(°C)	-4	+78	+36	+32	+22	-23	-20
P(Kg/cm)	1.3678	9.9707	9.9707	9.9707	9.9707	1.3678	1.3678
H(Kcal/Kg)	137.15	146.65	108.6	107.5	105.2	105.2	134.8

Efectuamos ahora los cálculos a fin de conocer:

- Caudal másico de refrigerante.

Según la ecuación (4.9) Tenemos:

$$Q_{63} = Q^{\circ}_{mt_3} \quad (H_6 - H_5)$$

Despejando:

$$Q^{\circ}_{mt3} = \frac{Q_{63}}{(H_6 - H_5)} = \frac{127.000 \text{ Kcal/h}}{(134.8 - 105.20)\text{Kcal/Kg}}$$

$$Q^{\circ}_{mt_3} = 4.290 \text{ Kg/h}$$

- Caudal volumétrico.

Según la Ec. (4.10). En las condiciones de aspiración del compresor.

$$\dot{Q}_v = \dot{Q}_{mt_3} v$$

$$\dot{Q}_v = 4290 \text{ Kg/h} \times 0.14 \frac{m^3}{Kg}$$

$$\dot{Q}_v = 600.6 \frac{m^3}{h}$$

4.8. SELECCION Y CALCULO DE LOS COMPRESORES

Cada uno de los cuatro componentes de un sistema de compresión de vapor: compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador; tienen su forma particular de funcionamiento y se encuentran influído por las condiciones que le imponene sus otros miembros. Dentro de los cuatro componentes, el compresor puede ser considerado como el corazón del cistema de compresión de vapor.

Los tipos de compresores para refrigeración los clasificamos en dos grandes grupos:

- Compresor volumétrico*
- Compresor no volumétrico

De esta división, tendremos que seleccionar el más apropiado, para nuestras necesidades. De acuerdo a la

experiencia y por recomendaciones de los constructores de compresores, para caudales menores de 1500 m^3/h como en nuestro caso, es recomendable utilizar compresores volumétricos . Ref. [31], razón por la cual, descartamos de nuestra selección a los compresores no volumétricos. Dentro de los compresores volumétricos existen, dos grupos a saber:

- Compresores volumétricos alternativos
- Compresores volumétricos rotativos

De esta clasificación seleccionamos a los compresores volumétricos alternativos, porque estos deben ser usados, cuando la razón de compresión es mayor de 2.5 que es nuestro caso. Los compresores alternativos, tienen además su propia clasificación y se basa en la forma y característica de construcción:

- Según el diseño del carter
- Según el número y disposición de los cilindros.
- Según el movimiento del refrigerante

La selección de nuestro equipo de compresión, en base a ésta última clasificación, se la realizará al final y de acuerdo a nuestras necesidades.

Las consideraciones que deben tomarse en cuenta, en la selección de los compresores, según Ref. 31 ,

son:

- Dimensión y peso
- Regularidad de funcionamiento
- Regularidad del caudal desplazado
- Regularidad del Par resistente
- Generación de vibración y ruidos
- La presencia de ciertos órganos (válvulas)
- La polución del refrigerante por el aceite

Establecidas la selección preliminar del tipo de compresor a utilizar en nuestra instalación, nos toca ahora efectuar el cálculo de las características principales de nuestros compresores, previo a la selección final, estas son:

- Caudal volumétrico
- Caudal másico
- Tipo de impulsión
- Número de revoluciones
- Carrera y diámetro del pistón
- Número de cilindros
- Potencia mecánica

También tendremos que determinar el número de compresores necesarios para cada circuito, tratando en lo posible que los compresores sean similares para homogenizar nuestra instalación, solucionando en parte el

problema del mantenimiento y de existencia de repuestos en nuestra instalación.

4.8.1. Cálculo de los compresores para el circuito Nº 1

Los valores de los datos señalados como necesarios son:

- Potencia frigorífica: 120.000 Fg/h
- Caudal másico: 3.772 Kg/h
- Caudal volumétrico: 282 m^3/h

a. Con el cálculo del caudal volumétrico real, podríamos escoger de acuerdo a los catálogos de los constructores de equipos frigoríficos, el compresor que necesitamos para nuestro sistema, pero para una mejor selección determinaremos el caudal volumétrico teórico por medio de la siguiente ecuación:

$$Q^{\circ}_{vt} = \frac{Q^{\circ}_{vr}}{\eta_v} \qquad \text{Ec. (4.11)}$$

En donde:

Q°_{vt} = Caudal volumétrico teórico

Q°_{vr} = Caudal volumétrico real

η_v = Rendimiento volumétrico

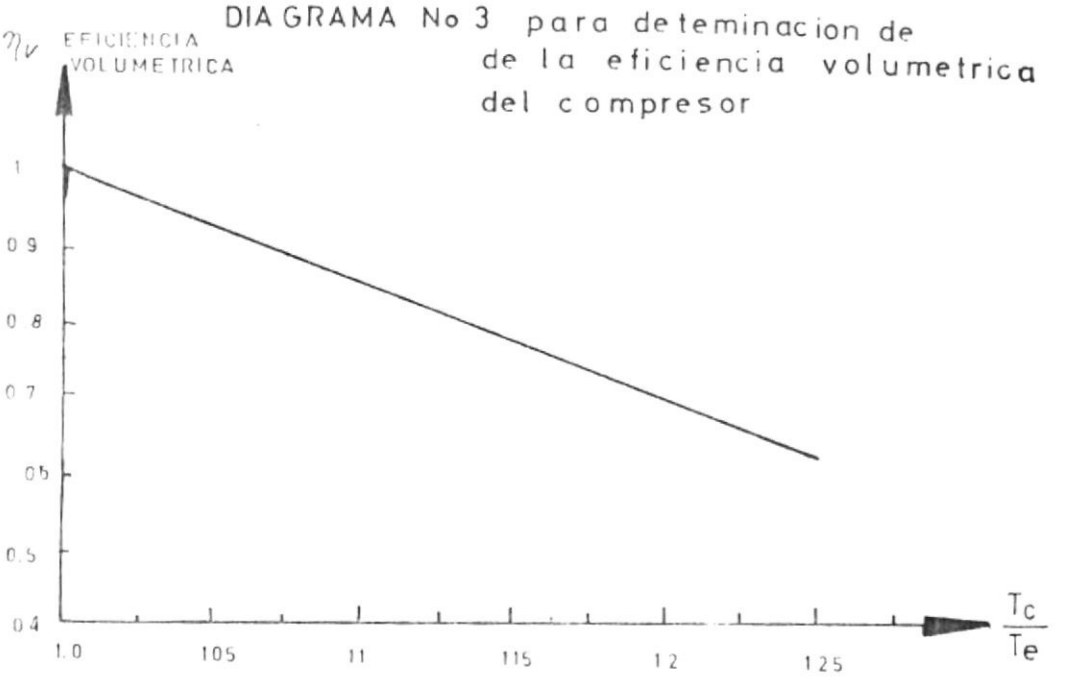
El valor del rendimiento volumétrico, lo obtendremos a partir del diagrama Nº 3*; en el cual constan como parámetros, la relación entre las temperaturas

---

* Ref. 15

de condensación, temperatura de evaporación y el rendimiento volumétrico, que es nuestra incógnita. De acuerdo a esto lo obtendremos:

DIAGRAMA No 3 para deteminacion de de la eficiencia volumetrica del compresor



$$T_c = t_e + 273 = 40 + 273 = 313°K$$

$$T_e = t_e + 273 = -7 + 273 = 266°K$$

En virtud de esto:

$$\frac{T_c}{T_e} = \frac{313}{266} = 1.16$$

Con este valor en el diagrama Nº 3, encontramos que el rendimiento volumétrico tiene un valor de:

$$\eta_v = 0.76$$

Valor que reemplazado en la Ec. (4.11) es:

$$Q_{vt} = 371\ m^3/m$$

b. Otra característica a determinar, es la forma de impulsión del compresor, que para nuestra instalación, optaremos por el sistema directo, esto es por acoplamiento directo a un motor eléctrico, cuya potencia se estimará después.

- Nuestros compresores, será de la clase de: Compresores Volumétricos a pistones alternativos ya que son los recomendables para, caudales inferiores a 1500 m^3/h.
- La velocidad de rotación del cigueñal de los compresores, será de 1450 RPM*
- A continuación, calcularemos, la velocidad lineal promedio de los pistones, por medio de la fórmula:

$$U = \frac{2.L.N.}{60} \quad m/seg. \qquad Ec \ (4.13)$$

En donde:

U = velocidad lineal en m/seg

L = carrera del pistón en: mm

N = revoluciones por minuto

Como no conocemos L, lo determinaremos asumiendo un valor para L/d* de .8 según Ref. 31.

Luego:

$$\frac{L}{d} = .8$$

---

* Valor recomendado por los proyectistas Franceses.

En donde:

L = carrera del pistón

d = diámetro interior del cilindro

Luego:

$$L = .8\ d$$

Si nos fijamos arbitrariamente un valor de:

$$d = 100\ mm$$

De acuerdo, a lo expuesto anteriormente tendremos que:

$$L = .8 \times 100 = 80\ mm$$

Valor que reemplazado en la Ec. (4.13) nos dá:

$$U = 3.87\ m/seg.$$

Valor aceptable, por encontrarse en el rango recomendado:

$$2 \leq U \leq 5 \qquad \text{Ref. A. Vargas}$$

Después de calcular N, L, d; calcularemos ahora, el número de cilindros, de acuerdo a la relación:

$$Q_{vtu} = \frac{d^2}{4} \times L \times Z \times N \qquad \text{Ec. (4.14)}$$

En donde:

Q_{vtu} = caudal volumétrico teórico unitario.

d_i = diámetro interior del cilindro.

N = velocidad angular

L = carrera del pistón

Z = número de cilindros

Por lo tanto:

$$v_{tu} = 3.14 \frac{(100 \times 10^{-3})^2}{4} \times (80 \times 10^{-3}) \times 1 \times 1460 \times 60$$

$$v_{tu} = 5568 \ m^3/h$$

Relacionando el caudal volumétrico total, al caudal volumétrico unitario, obtendremos el número de cilindros necesarios:

$$Z = \frac{Q_{vt}}{Q_{vtu}} = \frac{371}{55.68} = 6.68$$

Con el objeto de ajustanor a las medidas que se dan en los catálogos de: constructores de compresores, adaptaremos nuestras medidas a un compresor de 6 cilindros. Si llamamos Z' al número de cilindros deseados, tenemos:

$$\frac{Z}{Z'^*} = \frac{6.668}{6} = 1.11$$

Y el nuevo valor del diámetro será igual a:

$$d' = 100 \times \sqrt{1.11}$$

$$d' = 100 \times 1.05$$

$$d' = 105 \ mm$$

---

* Los símbolos señalados con comillas (por ej.: Z') corresponden a valores modificados.

En igual forma, que en el caso anterior:

$$L' = .8 \times 105 \text{ mm}$$

$$L' = 84 \text{ mm}$$

De acuerdo a la Ec. (4.14), tenemos:

$$Q^{\circ}_{vtu} = \frac{3.14 \times (105 \times 10^{-3})^2}{4} \times (84 \times 10^{-3}) \times 1450 \times 1060$$

$$Q^{\circ}_{vtu} = 63.20$$

Por lo tanto:

$$Z = \frac{Q_{vt}}{Q_{vtu}} = \frac{371}{63.2} = 5.87 \quad 6$$

- Calcularemos también, la velocidad lineal, para determinar si se encuentra entre los límites correspondientes:

$$U = \frac{2 \times L \times N}{60} \qquad \frac{2 \times 84 \times 10^{-3} \times 1450}{60}$$

$$U = 4.06 \text{ m/seg.} \qquad \text{Valor aceptable}$$

Resumiendo las características del compresor, para el circuito frigorífico Nº 1, es:

- Compresor de simple efecto
- Número de cilindros: 6
- Caudal volumétrico real: 282 m^3/h.
- Caudal volumétrico teórico: 371 m^3/h.

- Diámetro interior del cilindro: 88 mm
- Carrera del pistón: 105 mm
- Velocidad: 1450 R.P.M

Después de examinar algunos catálogos de compresores, hemos encontrado que el que más se adapta, para nuestras necesidades, es el compresor marca SULZER ESCHER WYSS, Modelo 6vv 110; para trabajar con R-12 y que presenta las siguientes características:

- Diseño compacto y distribución adecuada de los cilindros, para un mejor balance de operación de las fuerzas a un mínimo espacio.
- Acople directo a un motor eléctrico
- Ajuste de capacidad a diferentes escalones, en porcentaje de plena capacidad a saber:

100/ 83/ 67 / 50/ 33 %

- Las dimensiones interiores del compresor son las siguientes:

diámetro del cilindro	:	110 mm
carrera del cilindro	:	85 mm
velocidad máxima	:	1750 RPM
velocidad mínima	:	725 RPM

- Volumen teórico a 1450 RPM: 421.67 m^3/h para satisfacer nuestras necesidades el compresor, deberá traba-

jar a un 83% de su potencia nominal.

- Las dimensiones exteriores del equipo son:

  largo : 1.070 m.

  ancho : .850 m.

  alto : .752 m.

  Estas dimensiones son aproximadas y son exclusivamente, para propósitos de planificación; aquí no se incluyen los espacios por ej: para el separador de aceite. El peso del equipo es de 627 Kg(neto)

- No necesita fundación especial.
- La lubricación se la realiza por medio de una bomba de engranaje, y es independiente de la dirección de rotación con dos filtros. El control de presión de aceite, es automático por un switch de presión.

- CALCULO DE LA POTENCIA TEORICA DEL MOTOR PROPULSOR DEL COMPRESOR

Esta potencia, la calculamos mediante la siguiente Ecuación:

$$P_{to} = \frac{\dot{Q}_m (h_2 - h_1)}{860} \qquad \text{Ec. (4-15)}$$

En donde:

P_{te} = Potencia teórica en KW

$\dot{Q}_m$ = Caudal másico: 3772 Kg/h

H_2 = Entalpía del refrigerante en la descarga del compresor.

H_1 = Entalpía del refrigerante en la aspiración del compresor.

860 = Factor de conversión

Luego:

$$P_t = \frac{3772 \text{ Kg/h } (145.5 - 139.15) \text{ Kcal/Kg}}{860 \text{ Kcal/h - Kw.}}$$

$$P_{te} = 27.85 \text{ Kw.}$$

- POTENCIA REAL DEL MOTOR PROPULSOR DEL COMPRESOR

Esta potencia se calcula por medio de:

$$P_{real} = \frac{1.25 \times P_{te}}{\eta_m \times \eta_i^*} \qquad \text{Ec. (4.16)}$$

En donde:

P_{te} = potencia teórica : 127.85 Kw

η_m = eficiencia mecánica: 0.8

η_i = eficiencia indicada*: .76

Luego:

$$P_{real} = \frac{1.25 \times 27.85}{.8 \times .76}$$

$$P_{real} = 57.26 \text{ Kw}$$

La potencia señalada por el catálogo como la requerida por el compresor, es de:

---

* $\eta_i \cong \eta_v$

Potencia requerida = 38.6 Kw

4.8.2. Características de los compresores para el circuito - frigorífico Nº 2.

Siguiendo exactamente, los mismos procedimientos y tratando de homogenizar la instalación, hemos encontrado como solución: utilizar tres compresores, del mismo modelo anterior y acoplados en paralelo, trabajando un 83% de su capacidad*. Las características - son:

- 3 compresores Sulzer Escher Wyss, modelo 6 W 110 R.
- Capacidad 127.000 Kcal/h/ c/u
- Caudal volumétrico teórico a 1450 RPM 421.67 m^3/h.
- Diámetro interior del cilindro 110 mm.
- Carrera del pistón : 85 mm
- Potencia necesaria : 115.80 Kw

4.8.3. Características de los compresores para el circuito - frigorífico Nº 3.

En igual forma que en el caso anterior, utilizaremos, para éste caso dos compresores Sulzer Escher Wyss, Modelo 8vv 110 R, acoplados en paralelo, para R-12, de los cuales uno trabajará a plena potencia y el otro a un 83% de su potencia, con lo que satisfacemos nuestras necesidades. Las características son las mismas

* Los compresores seleccionados traen su propio sistema de regulación de capacidad.

que en el caso anterior, variando unicamente:

- Caudal volumétrico teórico: 955 m/h
- Potencia eléctrica requerida: 103 Kw.

Las especificaciones para los motores propulsores de los compresores, son las siguientes:

- Potencia aproximada: 38.6 Kw. ó 51.8 HP
- Voltaje : 220 Voltios
- Velocidad : 1450 RPM

4.10. EVAPORADORES: GENERALIDADES.

El evaporador de una planta frigorífica, es un intercambiador de calor en cuyo interior se produce la vaporización del refrigerante* al extraer calor del cuerpo ó local a enfriar.

4.10.1. Selección del evaporador

Los evaporadores, según su objetivo, se clasifican en:

- Evaporadores enfriadores de líquido.
- Evaporadores enfriadores de gas (aire)

Como en nuestro caso se trata del enfriamiento de una cámara a través del aire, descartamos a los enfriadores de líquido. Los evaporadores enfriadores de aire,

*El refrigerante referido pertenece evidentemente al grupo de los refrigerantes primarios, pues los regrigerantes secundarios no se evaporizan y sin embargo circulan por los evaporadores en los sistemas de refrigeración indirecta.

se clasifican a su vez en dos grandes grupos:

- Evaporadores enfriadores de aire a circulación ó convección natural.
- Evaporadores enfriadores de aire a circulación ó convección forzada.

Los evaporadores a circulación natural, no presentan mayores ventajas, para la utilización en nuestra planta, ya que si bien es cierto que pueden mantener una - humedad relativa más alta que los evaporadores a circulación forzada, en cambio la distribución del aire no es homogénea, y habrá zonas en las que el aire permanecerá relativamente estacionario, cosa que es perjudicial, para nuestra instalación; otra desventaja es el bajo coeficiente de transmisión de calor, lo cual obliga a una superficie mayor que la del evaporador a circulación forzada y, su mayor volumen interno, nos conduce a una mayor carga de refrigerante, encareciendo el costo de la instalación; por consiguiente descartamos a éste tipo de evaporadores.

De lo expuesto anteriormente, concluímos que en nuestra instalación, se utilizarán los evaporadores enfriadores de aire a circulación forzada y éstos según su - estructura, se clasifican en:

- De tubos lisos
- De tubos con aletas

También pueden ser clasificados, según su ubicación en:

- Evaporadores de tumbado
- Evaporadores murales (de pared)
- Evaporadores del tipo acondicionador difusor (ó de piso).

Según la primera clasificación, se utilizarán los evaporadores de tubos con aletas, ya que son los que predominan en la actualidad en al mercado mundial de equipos frigoríficos, el material de que están constituídos depende del tipo de refrigerante usado; para nuestro caso como el fluído frigorígeno, pertenece al grupo de los hidrocarburos halogenados, utilizaremos tubos de cobre con aletas de aluminio.

Según lo que se refiere a la segunda clasificación de acuerdo a la ubicación de éstos aparatos y por consideraciones netamente prácticas, utilizaremos los evaporadores de tumbado. Como los evaporadores seleccionados para nuestra instalación trabajarán unos, a temperatura positiva y otros a temperaturas negativas, debemos tomar en cuenta ciertas diferencias en el diseño, que tienen relación principalmente con:

- Distancia de separación entre las aletas, por consideraciones en el descarchado.
- En la forma de las aletas
- En la disposición relativa de los tubos
- En las dimensiones

Estas consideraciones son importantes, a fin de obtener:

- Un rendimiento óptimo de aleta
- Un buen coeficiente global de intercambio térmico.

De acuerdo a los datos anteriores, respecto a las condiciones de funcionamiento de las cámaras, las cuales presentan diferencias y, de acuerdo a la carga frigorífica a evacuar por intermedio de las baterías frigorígicas tendremos que calcular los tipos diferentes de evaporadores.

4.10.1. Selección del número de evaporadores a instalar en cada cámara.

Si consideramos la potencia frigorífica necesaria en cada cámara, se presentan dos soluciones extremas que son:

- Instalación de uno ó dos evaporadores de potencia frigorífica relativamente elevada.

- Instalación de varios evaporadores de baja potencia frigorífica.

La instalación de uno ó dos evaporadores de potencia frigorífica elevada, tiene sus ventajas y desventajas a saber:

Ventajas:

- Facilidad de instalación y funcionamiento del equipo.
- Facilidad para mantenimiento y desescarchado.

Desventajas

- Gran cantidad de tuberías y accesorios, tales como:
  - válvulas salenoides
  - intercambiadores líquido-vapor; etc.

De lo expuesto concluímos, que los más aconsejables para nuestras necesidades, es una solución intermedia entre ésta dos extremas. La cantidad y potencia de los evaporadores en cada una de las cámaras, será aproximadamente como sigue:

- Cámaras Nº 1 y Nº 7: de conservación de Uvas y manzanas, en las siguientes condiciones:

  $t = + 0°C$ y $\varphi = 85\%$

  Dos evaporadores de: 24.300 fg/h c/u, en cada cámara.

- Cámaras Nº 2 y Nº 3: de conservación de productos congelados:

  $t = -18°C$ y $\varphi = 90\%$

  Cuatro evaporadores de: 16.000 kg/h, cada uno en cámara.

- Cámaras Nº 4 y Nº 5: de conservación del tipo polivalente, cuyas condiciones promedias son:

  $t = +2°C$ y $\varphi = 85\%$

  Cinco evaporadores de: 24.300 kg/h, cada uno en cada cámara.

- Cámara Nº 6: de conservación de Piñas, cuyas condiciones son:

  $t = +7°C$; $\varphi = 85\%$

  Cinco evaporadores de: 24.300 kg/h, cada uno en cada cámara.

- Antecámara:

  Un evaporador de : 24.300 kg/h

4.10.2. Selección del método de descarchado

Este es otro de los aspectos importantes que tenemos que considerar antes de pasar a calcular los evaporadores. - Los métodos existentes son:

- Descarchado por rasqueteo (mecánico).

- Descarchado por líquido caliente
- Descarchado eléctrico
- Descarchado por gas caliente
- Descarchado por agua

Descarchado por rasqueteo.- Este método es solo usado en evaporadores de tubos lisos, en consecuencia no conviene para nuestro caso.

Descarchado por líquido caliente.- Este sistema es únicamente usado en sistemas de refrigeración indirecto y, en consecuencia no es apropiado para nuestro caso que es de expansión directa.

Descarchado por gas caliente.- Debido a la necesidad de mantener un gran porcentaje de humedad en el interior de las cámaras, éste método es sumamente recomendable, aquí el gas caliente procedente del compresor pasa directamente al evaporador sin pasar por el condensador. Este sistema es utilizado por la "KRAMER - TRENTON CO", quien lo ha patentado con el nombre de Thermo Bank ó Banco térmico.

Ventajas:

- Proceso económico, porque se recupera el frío consumido para la formación de la escarcha.
- Procedimiento eficiente para espesores de escarcha pequeña.

Desventajas:

- Operación delicada
- Instalación compleja
- Eficiencia reducida para espesores de escarcha elevada.

Debido a que las desventajas son mayores que las ventajas, no lo utilizaremos en nuestra instalación.

Descarchado por agua

Este es uno de los métodos más sencillos y consiste en hacer chorrear el agua sobre los tubos del evaporador, derritiendo de ésta manera la escarcha y despegando los pedazos de hielo.

Ventajas:

- Procedimiento económico
- Descarchado rápido con cualquier espesor de escarcha

Desventajas:

- El frío acumulado en forma de escarcha, no es recuperable, pero puede ser despreciado.

Este sistema es sumamente conveniente y se lo utilizará en las cámaras de conservación de uvas y manzanas.

Descarchado eléctrico.

Aquí se utiliza una resistencia eléctrica (R), que se sitúan en los tubos de cobre en pleno contacto. Estos

calentadores, actúan manual o automáticamente, por medio de un control de tiempo ajustado para lapsos de - tiempo necesario para la descongelación.

Ventajas:

- Instalación poco onerosa
- Regulación automática fácilmente realizable.

Será adoptado para las cámaras Nº 2 y Nº 3

A continuación procedemos a calcular las características principales de los evaporadores.

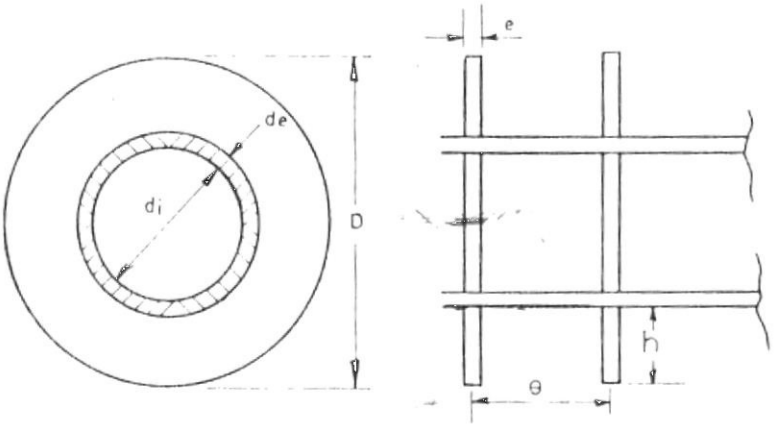
4.10.3. Cálculo de los evaporadores para las cámaras Nº 2 y Nº3 de conservación de productos congelados.

Como habíamos dicho, en éstas cámaras se utilizarán evaporadores con una potencia frigorífica de 16.000 fg/h.

Los evaporadores constarán de uan superficie de intercambio de calor, consistente en tubos con aletas de alto rendimiento. Los tubos del evaporador, serán de - cobre, dispuestos en líneas, con una separación de 6.5 mm. las aletas serán de aluminio. Los pasos a seguir - en el cálculo del evaporador, son los siguientes:

1. Cálculo del coeficiente de convección exterior de

las aletas:



Según Ref. (Duminil), tenemos:

$$\frac{\text{Superficie de la aleta}}{\text{Superficie del agujero}} = 7 \quad \text{Ref.}$$

$$\text{Superficie de la aleta} = \frac{D^2}{4} - \frac{d_e^2}{4}$$

$$\text{Superficie del agujero} = \frac{d_e^2}{4}$$

Luego:

$$\frac{\frac{D^2}{4} - \frac{d_e^2}{4}}{\frac{d_e^2}{4}} = 7$$

$$\frac{\frac{1}{4}(D^2 - d_e^2)}{\frac{1}{4}(d_e^2)} = 7$$

Despejando:

$$\frac{D^2}{d_e^2} - 1 = 7 \qquad \frac{D^2}{d_e^2} = 8$$

$$D^2 = 8\, d_e^2 \qquad d_e^2 = \frac{D^2}{8}$$

Si asumimos como diámetro exterior de la aleta: 5 cm. tendremos que:

$$d_e = \sqrt{\frac{D^2}{8}} = \sqrt{\frac{(50)^2}{8}}$$

$$d_e = 17.6 \text{ mm}$$

Como resulta difícil encontrar tubos de ésta medida, nos adaptamos a la de las dimensiones de tubos, esto es:

$$d_e = 16 \text{ mm}$$
$$D = 50 \text{ mm}$$
$$d_i = 14 \text{ mm}$$

Reemplazando estos valores en la relación anterior, se cunple la condición.

2. Cálculo de la temperatura media del aire

Para calcular la temperatura media del aire, suponemos que la temperatura del aire a la entrada del evaporador, se encuentra a la temperatura de la cámara, esto es:

15°C., además para poder calcular la temperatura media del aire, necesitamos conocer su temperatura a la salida q, esto lo determinamos por medio de la siguiente fórmula:

$$Q_{f2} = Q^{c}_{ma} \times C_{pa} \times (t_{ea} - t_{sa}) \quad \text{Ec. (4.17)} \quad \text{Ref. 18}$$

En donde:

Q_{f2} = Potencia frigorífica a evacuarse en uno de los evaporadores de la cámara Nº 2.

Q^{c}_{ma} = Caudal másico de aire.

f_a = Densidad del aire

Q^{c}_{va} = Caudal volumétrico de aire.

t_{ea} = Temperatura de entrada de aire.

t_{sa} = Temperatura de salida del aire

A partir del coeficiente de renovación (CB-58)* determinamos el caudal volumétrico del aire.

$$CB = \frac{Q^{c}_{va}}{V} \quad \text{Ec. (4.18)} \quad \text{Ref. 31}$$

$$Q^{c}_{va} = CB \times V = 58 \times 247.5$$

$$Q^{c}_{va} = 14.500 \ m^3/h$$

A continuación calculamos, el valor de la densidad del aire a la temperatura de entrada del aire, mediante la siguiente relación:

* El coeficiente de renovación, es la relación entre el caudal volumétrico de los ventiladores al volumen de la cámara, según Ref. 31 el valor del coeficiente está en los límites recomendados para cámaras de las condiciones de las cámaras.

$$\rho_a = 1.29 \times \frac{273}{273+t_{ea}} \ (Kg/m^3) \quad \text{Ec. (4.19)} \quad \text{Ref. 31}$$

Donde:

ρ_a = densidad del aire

t_{ea} = temperatura del aire a la entrada

Luego:

$$\rho_a = 1.29 \times \frac{273}{273 + (-18)}$$

$$\rho_a = 1.29 \times \frac{273}{255}$$

$$\rho_a = 1.38 \ Kg/m^3$$

Finalmente, el caudal másico de aire, será:

$$\rho_a = \frac{Q^o_{ma}}{Q^o_{va}} \ *$$

Despejando:

$$Q^o_{ma} = \rho_a \times Q^o_{va}$$

$$Q^o_{ma} = 1.38 \ \frac{Kg}{m^3} \times 14.500 \ \frac{m^3}{h}$$

$$Q^o_{ma} = 20.010 \ Kg/h$$

Todos estos datos los reemplazamos en la ecuación (4.17) y tenemos:

---

*Concepto o definición de densidad.

$$Q_{h2} = Q^{\circ}_{ma} \times C_{pa} \quad (t_{ea} - t_{sa})$$

$$16.000 \frac{Kcal}{h} = 20.010 \frac{Kg}{h} \times 0.24 \frac{Kcal}{Kg} \times (-18 - t_{sa})^{\circ}C$$

$$t_{sa} = -18 - \frac{16.000}{20.010 \times 0.24}$$

$$t_{sa} = -21.33^{\circ}C$$

De aquí podemos obtener la temperatura media del aire a través de los evaporadores y que será igual a:

$$t_{ma} = \frac{t_{ea} + t_{sa}}{2} = \frac{-18 - 21.33}{2}$$

$$t_{ma} = -19.66^{\circ}C$$

Las características del aire encontradas a la temperatura media del aire son:

$t_{ma} = -19.66^{\circ}C$

Densidad del aire:

$\rho a = 1.38 \ Kg/m^3$

Vicosidad dinámica:

$\mu a = 5.65 \times 10^{-2} \ Kg/m\ h.$

Conductividad térmica:

$\lambda a = 1.87 \times 10^{-2} \ Kcal/hm^{\circ}C$

Todos estos valores, los aplicaremos en la fórmula de KARACINOI, Ref.8 , para el cálculo del coeficiente de convección exterior del aire:

$$N_u = C \times \left(\frac{d}{\theta}\right)^{-0.54} \times \left(\frac{h}{\theta}\right)^{-0.14} \times R_e^{n} \times P_r^{0.4} \qquad \text{Ec.(4.20)}$$

En donde:

C = constante = 0.116 para un haz de tubos en línea.

C = constante = 0.25 para un haz de tubos tresbolillo ó alternado.

h = altura de la aleta =

$$h = \frac{D}{2} - \frac{d_e}{2} = \frac{45}{2} - \frac{16}{2}$$

$$h = 14.5 \text{ mm}$$

θ = paso de las aletas

$$\theta = 8\text{mm}$$

d_e = diámetro exterior de los tubos:

$$d_e = 16 \text{ mm}$$

n = 0.72 para tubos en líneas

n = 0.65 para tubos en tresbolillo

De la fórmula de Karacinoi, las dimensiones características para el cálculo del número de Nusselt y

del número de Reynolds, por paso de aletas θ, es:

$$N_u = \frac{\alpha \times \theta}{\lambda a} \qquad \text{Ec. (4.21)} \quad \text{Ref. 8}$$

$$R_e = \frac{v_c \times \theta \times \rho a}{\mu a} \qquad \text{Ec. (4.22)} \quad \text{Ref. 8}$$

El número de Prandtl, es igual a:

$$P_r = \frac{C_p \times \mu a}{\lambda a} = \qquad \text{Ec. (4.23)} \quad \text{Ref. 8}$$

Es necesario también determinar el número de aletas por metro de tubo; para ésto tomamos como referencia:

a. El paso entre aletas

b. La longitud del tubo

$$N_b = \frac{\text{Longitud tubo}}{\text{Paso entre aletas}} = \frac{\ell o}{\theta}$$

$$N_b = \frac{1.000}{8} = 125 \text{ aletas}$$

Si convencionalmente denominamos, S_1 = la superficie exterior de los tubos, y S_2 = la superficie interior de los tubos sin considerar los espacios ocupados por las aletas, tenemos:

$$S_1 = \Pi D \ell = \Pi \times 50 \times 1.000 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = \Pi (D - d_e) (\ell - N_b \times \ell) =$$

$$S_2 = \Pi (50 - 16) (1.000 - 125 \times 0.4) \text{ mm}^2$$

La velocidad frontal del aire la fijamos en:

$$U_f = 3 \text{ m/seg}$$

La velocidad del aire desarrollada en la sección de paso más pequeña será:

$$v = u_f \, (S_1)/(S_2) \qquad \text{Ec. (4.24)} \qquad \text{Ref. 8}$$

$$v = v_f \frac{S_1}{S_2} = 3 \times \frac{\Pi \times 50 \times 1.000}{\Pi(50-16)\times(1.000-125 \times 04)}$$

$$v = 4.63 \text{ m/seg.}$$

Reemplazando todos estos datos primeramente en la Ec. (4.21), tenemos:

$$R_e = \frac{U \times \theta \times \rho air}{\mu air}$$

$$R_e = \frac{4.63 \text{ m/seg.} \times 8 \times 10^{-3} m \times 1.38 \text{ Kg/m}^3}{5.65 \times 10^{-2} \text{ Kg/mh} \times \frac{h}{3.600 \text{ seg.}}}$$

$$R_e = \frac{4.63 \times 8 \times 10^{-3} \times 1.38}{5.65 \times \frac{1}{3.6} \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 3.255$$

Según la Ec. (4.23), tenemos: $P_r = \frac{C_{pa} \times \mu_a}{\lambda a}$

$$P_r = \frac{0.24 \text{ Kcal/Kg°C} \times 5.65 \times 10^{-2} \text{ Kg/hm}}{1.87 \times 10^{-2} \text{ Kcal/hm°C}}$$

$$P_r = 0.725$$

De la Ec. (4.20), nos queda:

$$N_u = C \times \left(\frac{d}{\theta}\right)^{-0.54} \times \left(\frac{h}{\theta}\right)^{-0.14} R_e^{n} \times P_r^{0.4}$$

$$N_u = 0.116 \left(\frac{16}{8}\right)^{0.54} \times \left(\frac{14.5}{8}\right)^{0.14} \times (3.255)^{0.72} \times (0.725)^{0.4}$$

$$N_u = 0.68 \times 0.919 \times 340 \times 0.88 \times 0.116$$

$$N_u = 21.68$$

Pero como: $N_u = \dfrac{\alpha_a \times \theta}{\lambda_a \times a}$

$$\alpha_a = \frac{N_u \times \lambda_a}{\theta}$$

$$\alpha_a = \frac{21.68 \times 1.87 \times 10^{-2} \ \text{Kcal/hm°C}}{8 \times 10^{-3} m}$$

Luego el coeficiente de convección exterior es igual a:

$$\alpha_a = 50.67 \ \text{Kcal/hm}^2\text{°C}$$

CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA ALETA

Para los cálculos, hemos considerado, que el evaporador vá a hacerse de tubos de cobre, con aletas circulares de aluminio.

λ aluminio = 175 Kcal/hm°C
λ cobre = 335 Kcal/hm°C

Del diagrama Nº 4 , encontramos el valor de la eficiencia de la aleta (n_f), utilizando como parámetro, el valor de la relación: D/de y el del producto m(D-d_e), en donde:

$$m = \sqrt{\frac{2\ \alpha}{\lambda\ e}} \qquad \text{Ec. (4.25)} \qquad \text{Ref.}$$

En donde:

m = parámetro relacionador a la eficiencia de las aletas.

α = coeficiente de convección exterior calculado.

λAL = Conductividad de aluminio

e = Espesor de la aleta

$$\frac{D}{d_e} = \frac{50}{16} = 3.12$$

Calculamos ahora el valor de m :

$$m = \sqrt{\frac{2 \times 50.67 \ \text{Kcal/hm}^{2\circ}\text{C}}{175 \ \text{Kcal/hm}^{\circ}\text{C} \times 0.4 \times 10^{-3}}}$$

$$m = 38.0 \ \frac{1}{m}$$

Y el producto m (D- d_e), será igual a: n_f obtenido de las curvas es:

$$m(D - d_e) = 25.3 \times 34 \times 10^{-3} = 1.2$$

De acuerdo a éstos valores, el valor de

$$\eta_f = .6$$

CALCULO DE LA SUPERFICIE EXTERIOR DE LAS ALETAS Y SU EFECTIVIDAD:

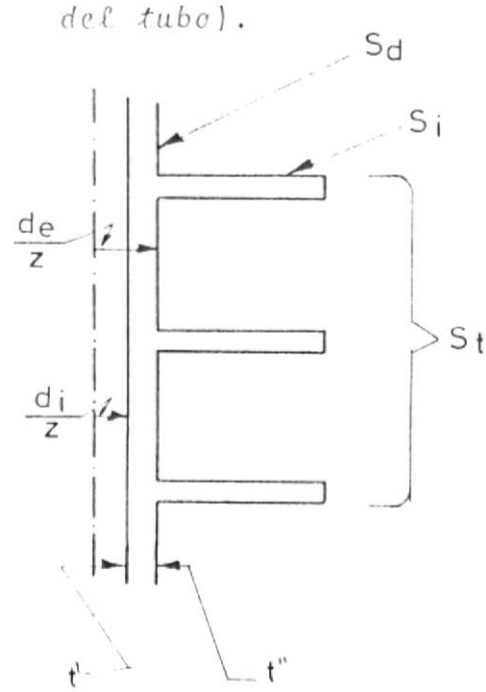
La superficie exterior total de las aletas, es igual a:

$$S_t = S_i + S_d \qquad \text{Ec. (4.26)}$$

En donde:

S_i = superficie indirecta de intercambio térmico

S_d = superficie directa de intercambio térmico - (entre el fluído y la superficie exterior - del tubo).



Ahora, de la geometría de los tubos y sus aletas, tenemos:

S_i = Nº de aletas x caras de las aletas y por

$$\frac{\Pi}{4}(D^2 - d_e^2)$$

$$S_i = 125 \times 2 \times \frac{\Pi}{4}\left[(50 \times 10^{-3})^2 - (16 \times 10^{-3})^2\right]$$

$$S_i = 0.44\ m^2$$

$S_d = \Pi \times d_e \times$ (Long. de tubos - Nº aletas x espesor de aletas)

$$S_d = 3.14 \times 16 \times 10^{-3}\left[(1.000 - 125 \times 0.4)\right] \times 10^{-3}$$

$$S_d = 0.0477\ m^2$$

Reemplazando estos valores en la Ec. (4.26), tenemos:

$$S_t = S_i + S_d$$

$$S_t = 0.44 + 0.0477$$

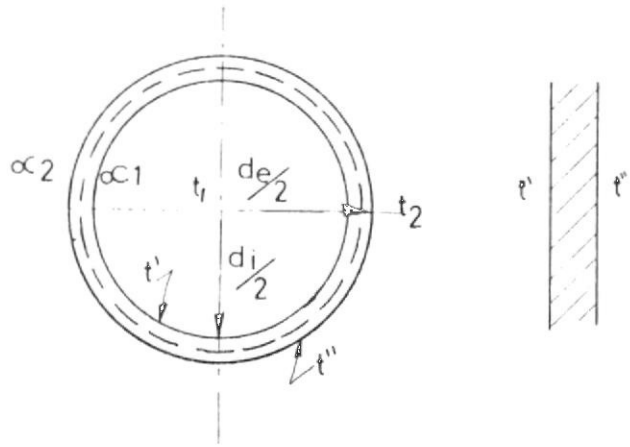
$$S_t = 0.4877\ m^2$$

La efectividad de la superficie total exterior será:

$$\eta_2 = \frac{S_d + n_f \times S_i}{S_t} \qquad \text{Ec. (4.27)} \quad \text{Ref. Duminil}$$

$$\eta_2 = \frac{0.0477 + .6 \times .44}{.4877}$$

$$\eta_2 = .61$$



Denominamos a:

$$\frac{d_i}{2} = r_1 \quad ; \quad \frac{d_e}{2} = r_2$$

$$r_m = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

Considerando el tubo como una pared, tendremos:

Q_{ul} = Cantidad de calor intercambiado entre el refrigerante y la superficie interior del tubo.

La ecuación de intercambio térmico será :

$$Q_{ul} = \alpha_2 \eta_2 S_t (t_2 - t'') \qquad \text{Ec. (4.28)}$$

$$Q_{ul} = \alpha_1 2 r_1 (t_1' - t_1') \qquad \text{Ec. (4.29)}$$

$$Q_{ul} = \frac{2\pi r_m \lambda (t'' - t')}{r_2 - r_1} \qquad \text{Ec. (4.30)}$$

Pero la cantidad de calor transmitida por metro - de tubo, considerando la superficie interior del tubo será igual a:

$$Q_{ul} = \frac{\alpha_2 \eta_2 S_t}{2\pi r_1} (t_2 - t'') = \frac{2\pi r_m \lambda (t''-t')}{2\pi r_1 (r_2 - r_1)}$$

$$= \frac{\alpha_1 2_{\pi} r_1 (t' - t_1)}{2\pi r_1}$$

$$Q_{ul} = \frac{\alpha_2 \eta_2 S_t (t_2 - t'')}{2 \pi r_1} = \frac{r_m \lambda (t'' - t')}{r_1 (r_2 - r_1)}$$

$$= \alpha_1 (t' - t_1)$$

Como en nuestro caso lo que nos interesa es el coeficiente de convección interna (α_1), debido al refrigerante, por lo tanto la relación que nos interesa, es:

$$Q_{ul} = \alpha_1 (t' - t_1) \qquad \text{Ec. (4.31)} \quad \text{Ref. 10}$$

En donde:

α_1 - coeficiente de convección del lado del refrigerante.

t' = temperatura interna de la pared del tubo.

t_1 = temperatura evaporación del refrigerante R-12

Antes de proceder al cálculo del coeficiente de convección, determinaremos ciertos parámetros, que nos serán necesarios:

- De acuerdo a lo expuesto anteriormente en nuestra cámara, se utilizan cuatro evaporadores, con una capacidad de 15.375 fg/h cada uno y, en virtud de esto calcularemos el número de tubos de cada evaporador.

Según la Ec. (4.9) , el vaudal másico de refrigerante es de: 4155 Kg/h., para las dos cámaras y, el caudal másico por cada evaporador será:

$$\dot{Q}^{\circ}_{mt} = \frac{4155}{8}$$ (considerando 4 evaporadores en cada cámara)

$$\dot{Q}^{c}_{mt} = 519.37 \text{ Kg/h}$$ en cada evaporador

El volumen específico a la salida del evaporador es:

$$v = 0.14 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Y el caudal volumétrico, en cada evaporador, según la Ec. (4.4), es:

$$\dot{Q}^{\circ}_{v} = 519.37 \ \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 0.14 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\dot{Q}^{\circ}_{v} = 72.7 \ m^3/m$$

SELECCION DE LA VELOCIDAD DEL REFRIGERANTE EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS

Para temperaturas bajas, según J. Nussbaum, Ref. 24, se recomienda seleccionar velocidad entre 6 y 10 m/seg. y para temperaturas medias entre 4 y 6 m/seg., en nuestro caso, de acuerdo a nuestra temperatura, seleccionaremos una velocidad de 10 m/seg.

Como el diámetro interior de los tubos seleccionados es de:

$$d_i = 14 \ mm = 14 \times 10^{-3} m.$$

El caudal volumétrico del tubo será:

$$\dot{Q}_{vu} = U \times A_i \qquad \text{Ec. (4.32)}$$

En donde:

U = velocidad del refrigerante

A_i = área interior de los tubos

$$\dot{Q}^{\circ}_{vu} = 10 \frac{m}{seg} \times 3.600 \frac{seg}{h} \times \frac{\pi (d_i)^2 \ m^2}{4}$$

$$\dot{Q}^{\circ}_{vu} = 10 \times 3.600 \times 3,14 \times \frac{(14 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\dot{Q}^{\circ}_{vu} = 5.53 \ m^3/h$$

El número total de tubos será:

$$N_{bt} = \frac{Q°vt}{Q_{vu}} = \frac{72.7\ m^3/h}{5.53\ m^3/h} = 13.14$$

$$N_{bt} \cong 14 \quad \text{tubos por evaporador}$$

CALCULO DE LA VELOCIDAD MASICA

Habíamos determinado que el caudal volumétrico a la salida del evaporador es del orden de 72.7 $m^3/h.$, y hemos calculado en 14, el número de tubos del evaporador; el caudal volumétrico para los 14 tubos será de:

$$Q°_{vu} = \frac{72.7\ m^3/h}{14}$$

$$Q°_{vu} = 5.19\ m^3/h$$

- La sección unitaria de los tubos, en función de la velocidad es:

$$S_u = \frac{Q_{vu}}{U}$$

$$S_u = \frac{5.19\ m^3/h \times 10^6\ \frac{cm^3}{m^3}}{10\ \frac{m}{seg} \times 10^2\ \frac{cm}{m} \times 3.600\ \frac{seg}{h}}$$

$$S_u = 1.442\ cm^2$$

$$S_u = 1.442 \times 10^{-4}\ m^2$$

—El caudal de masa unitario es:

$$Q^{\circ}_{m_u} = \frac{Q^{\circ}_m}{N_b \text{ tubos}}$$

$$Q^{\circ}_{m_u} = \frac{519.37 \quad Kg/h}{14 \times 3.600 \quad \frac{h}{seg.}}$$

$$Q^{\circ}_{m_u} = 10.30 \times 10^{-3} \quad Kg/seg.$$

—La sección interior del tubo, es igual a:

$$S_i = \frac{d_i^2}{4} = .784 \ (14 \times 10^{-3})^2$$

$$S_i = 1.539 \times 10^{-4} \ m^2$$

—La velocidad másica será:

$$G = \frac{\text{caudal másico unitario}}{\text{sección interior del tubo}} \quad \text{Ec. (4.33)}$$

$$G = \frac{10.30 \times 10^{-3} \ Kg/seg}{1.539 \times 10^{-4} \ m^2}$$

$$G = 66.92 \ Kg/m^2 \ seg.$$

CALCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION INTERIOR DE LOS TUBOS.

Para encontrar el coeficiente de convección para ebullición de Freón, en tubos horizontales, podemos utilizar los ábacos de CHAWLA, Ref. (8) y tam

bién para encontrar los valores de las constantes K' y B necesarios para probar que se cumple la relación:

$$G > \left(\frac{B}{K'}\right)^{0.769} \times Q_{u_1}^{0.538} \qquad \text{Ec. (4.34')}$$

Y si esto es verdad, podremos calcular el coeficiente de convección, por medio de la fórmula:

$$\alpha_i = K' \frac{G^{1.4}}{d^{0.5}} \left(\frac{Watt}{m^2\,°C}\right) \qquad \text{Ec. 4.34) Ref.10}$$

Como no conocemos el valor de Q_{u1} (flujo térmico) necesitamos determinarlo y verificar que se cumpla la condición que:

$$Q_{u_1} = Q_{u\ell}$$

En donde:

$$Q_{u1} = \alpha_i \times (t' - t_1) \qquad \text{Ec. (4.31)}$$

y,

$$Q_{u\ell} = K \times (t_2 - t') \qquad \text{Ec. (4.35)}$$

Denominando:

Q_{u_1} = flujo térmico unitario de intercambio entre el R-12 y la pared interior de los tubos.

$Q_{u\ell}$ = flujo térmico unitario de intercambio entre la temperatura interna de la pared y el exterior de los tubos.

α_i = coeficiente de intercambio térmico interior.

K = Coeficiente global de intercambio térmico.

Como no conocemos los valores de α_i, K y t' procedemos primeramente a determinar el valor de K.

CALCULO DE EL COEFICIENTE DE INTERCAMBIO (K) ENTRE EL AIRE EXTERIOR Y LA SUPERFICIE INTERIOR DE INTERCAMBIO

De las ecuaciones de flujo térmico por unidad de longitud de tubo, es decir de la Ec. (4.28), tenemos:

$$Q_{u\ell} = \alpha_2 \times \eta_2 \times S_t (t_2 - t'') \qquad 1$$

$$Q_{u\ell} = \alpha_i \times 2\Pi \times r_1 \times (t_1 - t') \qquad 2$$

$$Q_{u\ell} = \frac{2\Pi r_m \times \lambda (t'' - t')}{(r_2 - r_1)} \qquad 3$$

Si suponemos que:

$$Q_{u1} = Q_{u\ell}$$

De las ecuaciones 1 a 3 tenemos:

$$Q_{u1} = \alpha_i (t' - t_1) = \frac{\alpha_e S_t \eta_2 (t_2 - t'')}{2\Pi r_1} = \frac{\lambda \cdot 2\Pi (r_1 + r_2)(t'' - t')}{(r_2 - r_1) 2\Pi r_1 x 2}$$

Entonces sumando las ecuaciones 1 de la 3 tenemos: Ec. (4.31).

$$Q_{u1} = \alpha_i (t' - t_1) = \frac{t_2 - t'}{\frac{2\,\Pi r_1}{\alpha_e S_t n_2} + \frac{2\,r_1 (r_2 - r_1)}{\lambda\,(r_1 + r_2)}} = K\,(t_2 - t')$$

En donde:

$$K = \frac{1}{\frac{2\,\Pi r_1}{\alpha_e\, S_t n_2} + \frac{2\,r_1 (r_2 - r_1)}{\lambda (r_1 + r_2)}}$$

Reemplazando los valores numéricos, tenemos

$$K = \frac{1}{\frac{2 \times 3.14 \times 7 \times 10^{-3}}{50.67 \times 61 \times 4877} + \frac{2 \times 7 \times 10^{-3}\,(10^{-3})}{300 \times 7.5 \times 10^{-3}}}$$

$$K = 414.93 \qquad 415 \frac{Kcal}{hm^2 °C}$$

Para encontrar el valor correcto de α_i, debemos tomar como datos: el valor de la temperatura de evaporación del refrigerante y, además a partir de los ábacos # 1 y # 2 de Chawla, debemos determinar los valores de B' y K' y aplicando la fórmula (A.34), tenemos:

$$\alpha_i = .265 \times \frac{(66.92)^{1.4}}{(14 \times 10^{-3})^{0.5}}$$

$$\alpha_i = .265 \times \frac{359.57}{0.12}$$

$$\alpha_i = 794 \ \frac{Watt}{m^2 \, ^\circ C}$$

Transformando las unidades a $Kcal/hm^2 \ ^\circ C$, tendremos:

$$\alpha_i = 794 \times .86 = 682.84$$

$$i = 682.84 \ \frac{Kcal}{hm^2 \, ^\circ C}$$

Debemos ahora determinar la temperatura interior de la pared del tubo, la cual nos debe dar flujos térmicos unitarios; con los valores de α_i y K., encontrados. Y además éste flujo térmico unitario debe satisfacer - la relación (4.34). Para éste efecto, seguimos el siguiente procedimiento:

a. Tomando como base el valor de α_i y con distintos valores de t'., determinaremos a partir de la ecuación (4-27), distintos valores posibles de flujos térmicos unitarios y, en un sistema de coordenadas, teniendo como ordenadas a Q_{u1} y abcisa a t' formamos la curva - correspondiente.

b. De acuerdo a la ecuación (4.31), y con dos valores extremos de la temperatura t'; esto es, cuando se supone a igual temperatura que la de t_2 y cuando se encuentra a la temperatura de t_1; calculamos los valores correspondientes de Q_{ul} y trazamos la curva respectiva.

El punto donde se cortan las dos curvas es aquel en el cual el flujo térmico unitario será el mismo para una misma temperatura de la pared interior.

El punto de corte, es aquel para el cual con una temperatura de pared interior igual a - 21.90°C., encontramos un flujo térmico de: 745 $\frac{Kcal}{hm^2}$. En realidad éste resultado gráfico al reemplazarlo en las ecuaciones correspondientes, tienen una variación mínima despreciable, en la que respecta a los flujos térmicos unitarios, lo que nos confirma la validez de estos valores. Finalmente comprobaremos, si éste flujo térmico satisface la relación (4.30), para lo cual primero transformamos las unidades.

$$Q_{u_1} = 745 \frac{Kcal}{hm^2} \quad \frac{Watt}{.86 \frac{Kcal}{h\ m^2}}$$

$$Q_{u_1} = 866 \frac{Watt}{m^2}$$

Y reemplazando en la relación (4.34'), tenemos:

$$G \quad (\frac{B}{K'})^{.769} \quad x \quad Q_{u_1}^{.538}$$

Si: $B = 0.123$*

$K' = 0.265$*

---

* Del ábaco de Chawla Ref. 10

$$Q_{u_1} = 866 \text{ Watt/m}^2$$

$$G = 66.92 \text{ Kg/m}^2$$

Tenemos:

$$G \quad (\frac{0.123}{0.265})^{0.769} \times (866)^{0.538}$$

$$66.92 \quad 21.08$$

Por lo tanto el coeficiente de convección $_1$ calculado anteriormente, es valedero y aceptable.

El punto de intersección entre la recta $Q_{ul} = K(t_2 - t')$, y la curva $Q_{u1} = \alpha_i (t' - t_1)$, de aquí encontramos que la temperatura aproximada de la pared interior, es de:

$$t' = -21.95° \text{ C}$$

Y el del flujo térmico, que lo llamaremos

$Q_{ul'} = 745$ Kcal/hm^2 superficie interior.

El flujo térmico externo será:

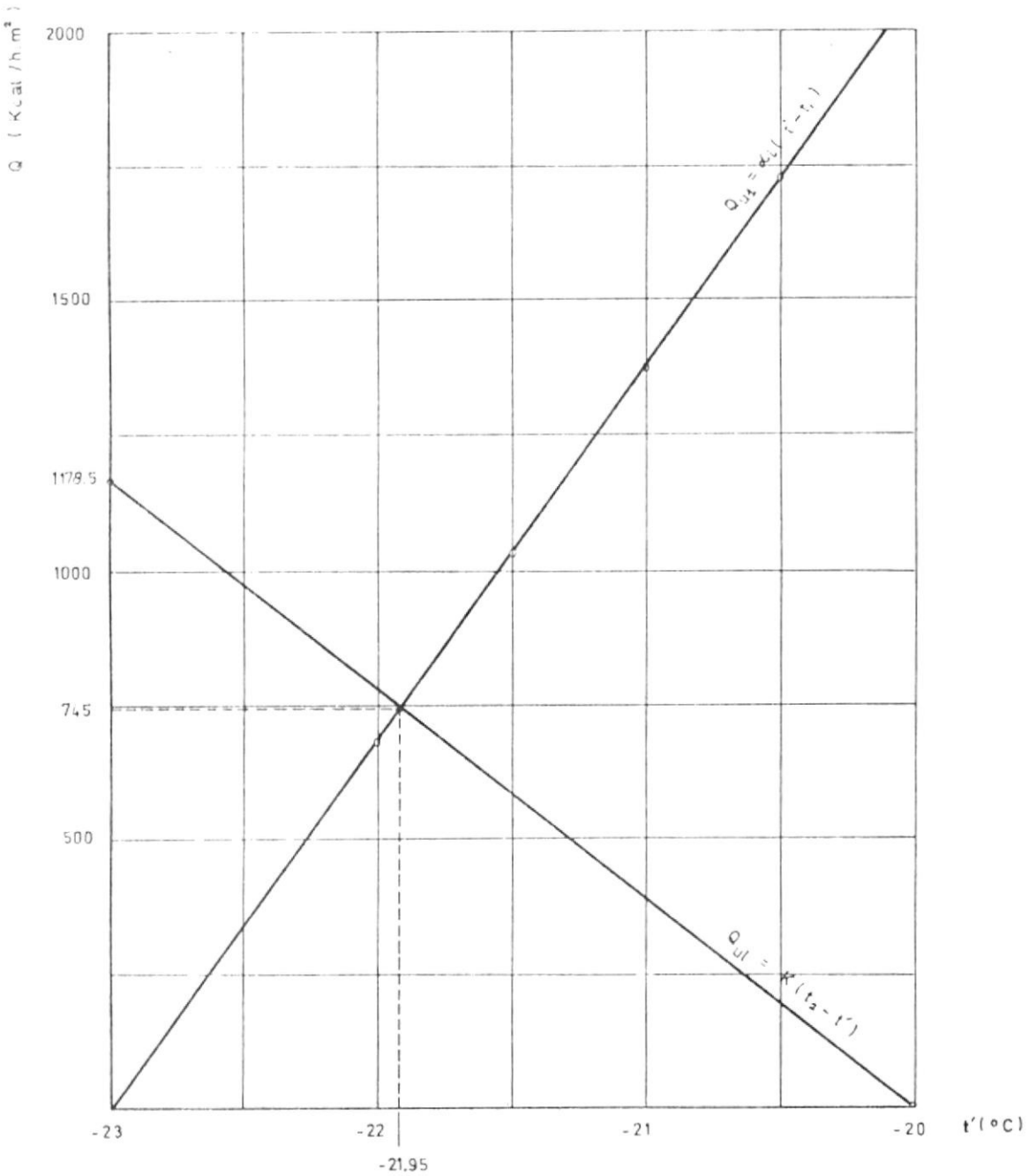
$$Q_{u2} = Q_{u1'} \frac{S_i}{St} \qquad \text{Ec. (4.36)}$$

En donde:

S_1 - superficie interior:

$= \Pi d_i \times \ell = 3.14 \times 14 \times 10^{-3} \times 1 = 0.044 \text{ m}^2$

Grafico Nº 3



Determinación grafica de la temperatura de la pared interior de los tubos

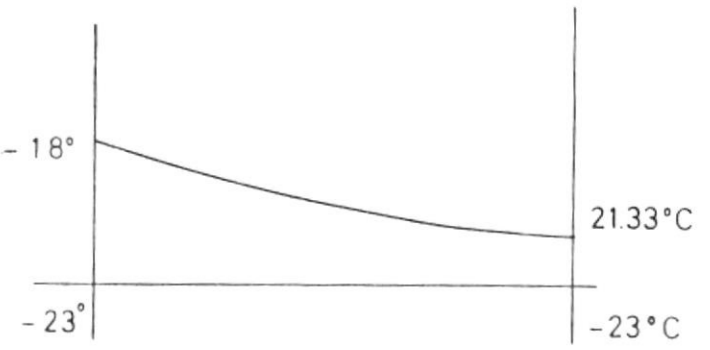
S_t = superficie total exterior:

= 0.4877 m^2

Luego:

$$Q_{u2} = 745 \times \frac{0.044}{0.4877} = 67.21 \quad \frac{Kcal}{h}$$

Calculamos ahora, la desviación media logaritmica de temperatura entre, la temperatura de evaporación del refrigerante y el aire, tanto a la entrada como a la salida.



De aquí el:

$$\Delta t_{m\ell} = \frac{5 - 1.67}{\ell_n \frac{5}{1.67}} = \frac{3.33}{\ell_n 2.99}$$

$$\Delta t_{m\ell} = 3.05°C$$

Y el coeficiente global de intercambio térmico será igual a:

$$K_2 = \frac{Q_{u2}}{t_{m\ell}} = \frac{67.21}{3.02} \quad \frac{Kcal}{h°C \quad m^2}$$

$$K_2 = 22.25 \ \frac{Kcal}{hm^{2\circ} C}$$

En el catálogo de CONTARDO, del cual seleccionaremos nuestros evaporadores, se dan ciertos coeficientes de corrección para el coeficiente global de intercambio térmico, los cuales son:

- Presión de aceite : 0.9
- Formación de escarcha : 0.80
- Expansión directa : 0.92

El coeficiente global práctico de intercambio térmico, tomando en cuenta estos factores de corrección será igual a:

$$K_2' = 22.25 \times .9 \times .8 \times .92$$
$$K_2' = 14.8 \ Kcal/hm^{2\circ} C$$

Como la potencia frigorífica de cada evaporador será:

$$Q_{f1} = \frac{64.000}{4} = 16.000 \ fg/h$$

La superficie total de intercambio correspondiente al coeficiente global de intercambio térmico es:

$$Q_{f1} = K_2' \ S_t' \ \Delta t_{ml} \qquad \text{Ec. (4.37)}$$

En donde:

$$S_t' = \frac{16.000 \text{ Kcal/h}}{14.8 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\,^\circ\text{C}} \times 3.05^\circ\text{C}}$$

$$S_t' = 354. \text{ m}^2$$

CALCULO DE LA LONGITUD DE LOS TUBOS

Si habíamos calculado que la superficie total de las aletas por metro de longitud, es:

$$S_t = 0.4877 \text{ m}^2$$

Entonces, la longitud total de los tubos (ℓ_t) será igual a:

$$\ell_t = \frac{S_t'}{S_t} = \frac{354}{0.4877} = 726 \text{ m.}$$

Como primeramente habíamos calculado que necesitaríamos 14 tubos, en nuestro evaporador; entonces la longitud unitaria (ℓ_u), de los tubos será igual a:

$$\ell_u = \frac{\ell_t}{N_b} = \frac{726}{14}$$

$$\ell_u = 51.8 \text{ m.}$$

Con el objeto de que nuestro evaporador no nos salga demasiado largo y, que se ajuste a las medidas que existen en el mercado, aumentaremos en un 50% mas el número de tubos, con lo cual tendremos:

$$\ell_u = \frac{726}{21} = 34.5 \text{ m.}$$

Y las dimensiones externas del evaporador, suponiendo que tendremos 15 capas de tubos, serán:

Longitud (ℓo):

$$\ell_o = \frac{\text{longitud de las capas}}{\text{número de capas}} = \frac{34.5}{15} = 2.3 \text{ m.}$$

altura (h_a):

$$h_a = 21 \times 50 \times 10^{-3} = 1.05 \text{ m.}$$

ancho (X):

$$X = \text{número de capas por diámetro de aletas}$$
$$X = 15 \times 50 \times 10^{-3} = 0.75 \text{ m.}$$

Finalmente tenemos que comprobar si se verifica la velocidad frontal del aire de acuerdo a las dimensiones del evaporador. Para este efecto partimos del caudal volumétrico de cada evaporador, el cual lo habíamos calculado equivalente a:

$$Q^\circ_{va} = 14.500 \ \frac{m^3}{h} \ / \ 3.600 \ \frac{seg}{h}$$

$$Q^\circ_{va} = 4.02 \ m^3/seg.$$

De este resultado y conociendo que:

$$Q^\circ_{va} = U_f \times A_f \qquad \text{Ec. (4.38)}$$

En donde:

Q°_{va} = caudal volumétrico de aire

U_{f} = velocidad frontal

A_{f} = superficie frontal del evaporador

Despejamos el valor de la velocidad frontal (V_{f})

$$U_{f} = \frac{Q^{\circ}va}{A_{evap}}$$

En donde el área frontal del evaporador (A_{f}) será igual a:

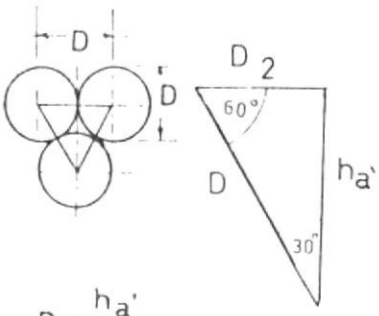
$$lo \times h_{a} = 2.3 \times 1.05 = 2.415\ m^{2}$$

Luego la velocidad frontal será igual:

$$V_{f} = \frac{4.02\ m^{3}/seg.}{2.415\ m^{2}} = 1.66\ m/seg.$$

Que no corresponden a la velocidad fijada primeramente, por lo cual tendremos que hacer las correcciones pertinentes a fin de que se cunpla esta condición.

Como primer paso, estableceremos un nuevo arreglo en la disposición de los tubos, a fin de reducir el área frontal comenzando con la altura. El arreglo a que nos referimos sería en forma alternada, como se indica a continuación en el esquema:



$$D = \frac{h_a'}{\text{Cos } 30°}$$

Dispuestos los tubos de esta manera, reducimos el espacio entre los centros de los tubos y de esta geometría obtenemos una nueva altura h_a, entre los centros.

Por esta razón:

$$h_a' = D \text{ Cos } 30° = 50 \times 0.866 = 43.3 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

Y altura total de evaporador h_{at}' será igual a:

h_{at}' = N_b de tubos, por distancia entre los centros de los tubos.

$$h_{at}' = 21 \times 43.3 \times 10^{-3} = 0.909 \text{ m.}$$

Comprobamos con este nuevo valor si se cumple nuestra condición con respecto a la velocidad frontal y tenemos:

$$V_f' = \frac{Q_{va}}{\ell_o \times h_{af}'} = \frac{4.02}{2.3 \times 0.909} = 1.92 \text{ m/seg.}$$

Como podemos ver este valor no está enmarcado en los valores recomendados por la práctica y como no nos satisface; tendremos que modificar también la longitud de los tubos, estableciendo un nuevo número de capas - de tubos por medio de la siguiente relación:

15 capas	1.92
X	3

$$X = 23 \text{ capas}$$

De acuerdo a este valor la longitud de los tubos será:

$$\ell_o = \frac{\text{longitud de los tubos}}{\text{número de capas}} = \frac{34.5}{23}$$

$$\ell_o' = 1.5 \text{ m.}$$

Con estos valores nuevos recalculamos la velocidad frontal V_f'.

$$V_f' = \frac{4.02}{1.5 \times 0.902} = 3. \text{ m/seg}$$

Valor aceptable y razonable, por lo tanto:

La nueva dimensión del ancho del evaporador será:

ℓ_a' = número de capas por diámetro de las aletas + $\frac{D}{2}$

$\ell_a' = 23 \times 50 \times 10^{-3} + \frac{50 \times 10^{-3}}{2}$

$$\ell_a' = 1.15 + 0.025 = 1.17 \text{ m.}$$

Resumiendo las dimensiones del evaporador serían - las siguientes:

altura : $h_a' = 0.909$ m.

Longitud : $\ell_o' = 1.5$ m.

ancho : $\ell_a' = 1.17$ m.

Las características generales del evaporador para las cámaras Nº 2 y Nº 3.

- Potencia frigorífica : 16.000 fg/h
- Superficie total exterior: 354 m^2
- Número de tubos 14-16 : 21
- Número de capas : 23

Examinando los catálogos de constructores de evaporadores, seleccionamos el modelo ED-160 de Contardo. - El cual presenta las siguientes características:

- Potencia frigorífica : 15.900 Kcal/h
- Diferencial de temperatura entre la t_{ev} y t_c : 5°C
- Caudal volumétrico de aire: 14.500 m^3/h
- Tiro del aire : 15 m.
- Ventiladores : 3
- Diámetro de los ventiladores: 400 mm

Dimensiones:

largo : 1.980 m.
ancho : .880 m.
alto : .715 m.

Sistema de descarchado electrico mediante una resistencia eléctrica modelo RSB= 1 m. = 60 Watt.

Como complemento del sistema de descarchado el eva-

porador incluye un control de tiempo (temporizador) Modelo T apropiado para este equipo.

CALCULO DE LAS BATERIAS FRIGORIFICAS PARA LAS CAMARAS A TEMPERATURA POSITIVA

Con el objeto de homogenizar nuestra instalación - en lo que respecta a las baterías frigoríficas, diseñaremos nuestras unidades, fijándonos un coeficiente global de transferencia de calor que nos permitirá satisfacer las condiciones ambientales en el interior de las cámaras; uno de éstos parámetros, es el que se denomina temperatura de diseño (TD), pero que en realidad es una diferencia de temperaturas entre, la de evaporación del refrigerante en el interior de los tubos y la temperatura refrigerante en la cámara, valor que lo fijamos en 7°C* y con el cual conseguiremos mantener la humedad relativa adecuada en la cámara; la temperatura - de la cámara se la consigue por medio de controles automáticos que reseñaremos más adelante y, por regulación de la temperatura de evaporación** en la válvula de expansión.

En el cálculo de las baterías, tomaremos en cuenta las recomendaciones técnicas que para éste tipo de baterías utilizan los constructores y son:

---

* Valor obtenido del diagrama Nº2 propuesto por Duminil M.
** En consecuencia también de la presión de evaporación.

- Espacio entre aletas : 8 mm y 4.7 mm
- Velocidad frontal del aire: 1.5 a 2.5 m/seg.
- Sistema de desescarchado por agua, el cual podrá ser manual o automático:

Diseñadas las baterías con estas restricciones nos queda entonces determinar el número de baterías que necesitaremos en cada cámara.

A continuación detallaremos en la Tabla Nº4-7 nuestras necesidades de temperaturas y humedad, en cada una de las cámaras:

CAMARAS	1	4	5	6	7	ANTECAMARA
Temperatura de evaporación.	-7°C	- 5°C	- 5°C	+ 8°C	-7°C	+ 10°C***
Temperatura interior.	0°C	+2°C	+2°C	+ 1°C	0°C	+ 2°C
Humedad relativa.	85%	85%	85%	85%	85%	85%

Como se puede observar en la tabla descrita para cada una de las cámaras, se satisface el valor de TD.

- La potencia unitaria de diseño de cada batería es de:

24.300 Kcal/h

- El caudal de refrigerante que circula por cada batería es de:

760 Kg/h

*** A pesar de que en la antecámara no se cumple el valor de TD no es importante ya que aquí no se necesita condiciones rigurosamente exactas.

Las baterías constarán de haces de tubos de cobre con una hilera simple de aletas a la entrada del aire con un paso de 8 mm y kas restantes filas con una doble hilera de aletas intercaladas con un paso de 4.7 mm., de acuerdo a ésto y calculado en la misma forma que en el caso anterior, tendremos una superficie total de aletas por metro de longitud de:

$$S_t = 0.926 \ m^2/m$$

- La densidad del aire promedio calculado según la Ec. (4.18), es la siguiente:

$$\rho_a = 1.293 \ kg/m^3$$

- La diferencia media logarítmica de temperatura será siempre la misma para las diversas temperaturas de evaporación; ya que, la diferencia de temperatura - de diseño es siempre la misma. Para el cálculo de ésta diferencia tomamos como referencia la temperatura de 0°C y así:

La caída de temperatura del aire al pasar a través de los tubos de los evaporadores, será:

$$\Delta t = \frac{Q_\delta}{Q^\circ_{vt} \times \rho \times C_p} \qquad \text{Ec. (4.17)}$$

En donde:

Q°_{vt} = caudal volumétrico total del aire.

ρ_a = densidad del aire.

C_p = calor específico del aire

Q_f = potencia frigorífica en el evaporador.

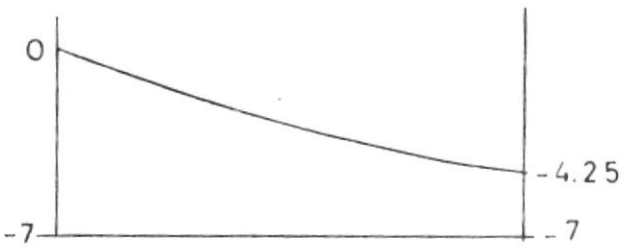
Luego:

$$\Delta t = \frac{24.300 \text{ Kcal/h}}{18.400 \frac{m^3}{h} \times 1.293 \frac{Kg}{m^3} \times 0.24 \frac{Kcal}{Kg\,°C}}$$

$$\Delta t = 4.25°C$$

Y la diferencia media logarítmica, la misma que cumple para cualquier temperatura de evaporación, en éste caso es:

Ej; T. evap. = - 7°C - Temp aire = 0 °C



$$\Delta t_{ml} = \frac{7 - 2.75}{\frac{7}{2.75}} = \frac{4.25}{.935}$$

$$\Delta t_{ml} = 4.54°C$$

- La superficie total de intercambio térmico

De acuerdo a la ecuación (4.37), y con un valor del

Coeficiente global de intercambio térmico de 14 Kcal/ $hm^2°C$* Ref. (A.31)

$$Q_f = K_2' \cdot S_t' \times t_{ml}$$

$$S_t' = \frac{24.300 \text{ Kcal/h}}{14 \frac{\text{Kcal}}{hm^2°C} \times 4.54°C} = 382.40 \ m^2$$

- Cálculo del caudal volumétrico del refrigerante

Si el caudal másico de refrigerante es de 760 Kg/h. y el volumen específico del refrigerante en el punto de aspiración del compresor es: 0.076 m^3/kg.

El caudal volumétrico según la Ec. (4.4), es:

$$Q°_{vr} = 760 \text{ Kg/h} \times 0.076 \ m^3/\text{Kg}$$

$$Q°_{vr} = 57 \ m^3/h$$

- Cálculo del caudal volumétrico unitario en los tubos y selección de la velocidad del refrigerante.

De acuerdo a las temperaturas de operación de las tuberías frigoríficas, los especialistas en la construcción de ésta clase de equipos recomiendan operar con una velocidad de orden de 6 m/seg.

Si los tubos que se utilicen en el evaporador son

*En los cálculos anteriores se determinó el valor de K y éste se encuentra en los límites recomendados. Por lo tanto con el objeto de simplificar el cálculo adoptaremos éste mismo para calcular los demás evaporadores; además se ha comprobado que éste valor es correcto, ya que concuerda con los recomendados por las tablas Nº2 y Nº 3 del capítulo XVIII. Ref. 15.

de un diámetro interior de 14×10^{-3} m.

El caudal volumétrico por tubo, según la ecuación (4.32), será igual a:

$$\dot{Q}_{vur} = U \times A_i$$

$$\dot{Q}_{vur} = 6 \frac{m}{seg.} \times 3600 \frac{seg}{h} \times 3.14 \times \frac{(14 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\dot{Q}_{vur} = 3.32 \ m^3/h$$

- En base a este resultado el número de tubos (N_n), en nuestras baterías será igual:

$$N_b = \frac{\dot{Q}_v}{\dot{Q}_{vur}} = \frac{57}{3.32}$$

$$N_b = 17$$

- La longitud de los tubos (ℓ_t), será igual a:

$$\ell_t = S_t' / S_t$$

$$\ell_t = \frac{382.4 \ m^2}{0.926 \ m^2/m}$$

$$\ell_t = 412 \ m.$$

La longitud de los tubos de acuerdo al número de tubos calculados es:

$$\ell_u = \frac{\ell_t}{N_b} = \frac{412 \ m}{17} = 24.29$$

Con el objeto de acortar los tubos, contaremos con 10 capas y finalmente la longitud de cada tubo en el evaporador será:

$$\ell_o = \frac{24.29}{10} \approx 2.4 \text{ m.}$$

- La altura del equipo (h_a)

Si suponemos que las aletas al igual que en el caso anterior tienen 50×10^{-3}m de diámetro exterior, y contamos con 17 tubos por hilera, entonces:

$$h_a = 17 \times 50 \times 10^{-3} = 0.85 \text{ m.}$$

- Ancho (X)

De acuerdo a los cálculos hechos con el evaporador de la cámara Nº 2, y concibiendo que los tubos están dispuestos en forma alternada, y además manteniendo - la misma concepción en la configuración geométrica, - tendremos que el ancho es igual, al número de capas por el diámetro exterior de las aletas, así:

$$X = 10 \times 50 \times 10^{-3} = 0.50 \text{ m.}$$

- La velocidad frontal del aire en la batería frigorífica, según la Ec. (4.38)

$$\dot{Q}_{va} = U_f \times A_{evap.}$$

En donde:

$\dot{Q}_{va}$ = caudal volumétrico del aire; $m^3/seg.$

v_f = velocidad frontal del aire: $m/seg.$

A_{evap} = área frontal de la batería frigorífica.

Luego:

$$v_f = \frac{Q°va}{A\ evap.} = \frac{18.400\ m^3/h \times \frac{h}{3.600\ seg.}}{2.42\ m. \times 0.85\ m.} = \frac{5.11}{0.425}$$

$$v_f = 2.40\ m/seg.$$

De acuerdo a Estas limitaciones y revisando los catálogos de constructores de baterías frigoríficas seleccionamos para utilizar en nuestras cámaras, el siguiente:

Casa constructora : CONTARDO (Italia)

Modelo : VF 240

Potencia Frigorífica : 24.300 fg/h

temperatura de diseño: 7°C

Caudal de aire : 18.400 m^3/h

Tiro del aire : 15 m.

Ventiladores : 4 ventiladores de 400mm de

Dimensiones:

- ancho : 0.880 m.
- alto : 0.725 m.
- largo : 2.630 m.

Conexiones:

entrada : 35 m.

salida : 54 m.

Descarchado por agua :

Consta de:

tanque de spray: Modelo SB

temporizador : Modelo TR

4.11. CALCULO DE LAS CARACTERISTICAS DE LOS CONDENSADORES DE LA PLANTA FRIGORIFICA.

Los condensadores reciben el vapor refrigerante recalentado, procedente del compresor, eliminan el recalentamiento del vapor, y, a continuación lo condensan. La cantidad de calor que el condensador debe extraer del refrigerante procede de:

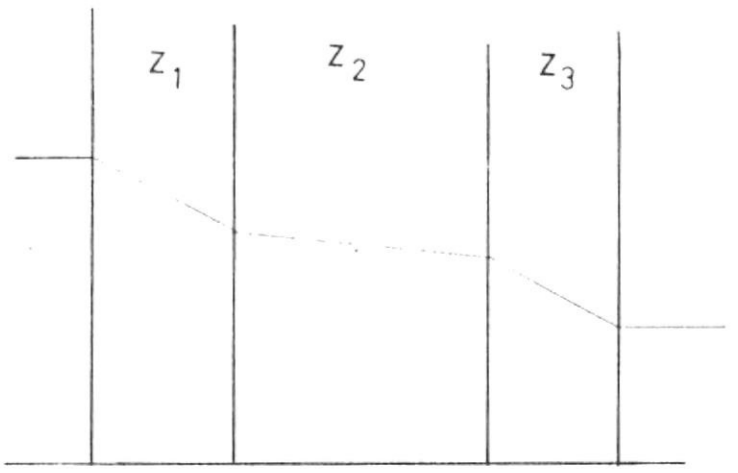
a. Calor sensible de los vapores recalentados.
b. Calor latente de liquefacción
c. Calor sensible del líquido subenfriado

Los fluídos encargados de evacuar estos calores son principalmente el aire y el agua, que existen en abundancia; Estos calores provienen de tres zonas plenamente diferenciadas a saber:

- Zona de desrecalentamiento : Z_1
- Zona de condensación : Z_2
- Zona de sub-enfriamiento : Z_3

El flujo calorífico según las zonas, lo graficamos a continuación.

Los fluídos encargados de evacuar el calor fuera del sistema, caracterizan al condensador, que por consiguiente puede ser enfriado:



Los fluídos encargados de evacuar el calor fuera del sistema, caracterizan al condensador, que por consiguiente puede ser enfriado:

- Por aire
- Por agua

1. CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE

Unicamente son usados, en instalaciones frigoríficas de pequeña potencia; es decir que su posible instalación en nuestra planta queda descartada.

2. CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA.

En esta categoría, señalaremos los siguientes tipos:

- Condensadores a Inmersión
- Condensadores a doble tubo y contra corriente
- Condensadores multitubulares horizontales
- Condensadores multitubulares verticales
- Condensadores evaporativos.

Cada uno de los condensadores descritos dependen:

- De las características de la planta
- Del criterio de ingeniería de acuerdo a las exigencias de la planta.

Ahora, analizando los tipos de condensadores tenemos que:

- Los condensadores del tipo a Inmersión y a dible tubo, son usados sobre todo en instalaciones de pequeña potencia y actualmente están quedando en desuso - por los inconvenientes que presentan.
- Los condensadores Multitubulares verticales, se usan solo en instalaciones que operan con NH_3.
- Los condensadores evaporativos, presentan el grave inconveniente que son anti-económicos, para potencia caloríficas de evacuaciones mayores de 500.000 Kcal/h. y en nuestro caso la potencia calorífica a evacuar es: 721460 Kcal/h.

En consecuencia, seleccionaremos los condensadores Multitubulares Horizontales, que presentan las siguientes ventajas:

- Estructura compacta
- Costos de instalación y de operación relativamente bajo, comparado con los demás sistemas.
- No presentan mayores dificultades, para efectos de man

tenimiento.

- Alto coeficiente de transmisión de calor comparado con los otros.

4.10.1. Cálculo de los condensadores

De acuerdo al ciclo termodinámico, sabemos que el calor transferido en el condensador, está dado por:

$$Q_c = \dot{Q}_m \quad (H_2 - H_3) \qquad \text{Ec. (4.39)}$$

En donde:

Q_c = calor transferido en el condensador

$\dot{Q}_m$ = caudal másico del refrigerante

H_2 = entalpía del refrigerante en la descarga del compresor.

H_3 = entalpía del refrigerante a la salida del condensador.

Como sabemos, nuestra instalación está compuesta por tres circuitos frigoríficos y los calores evacuados en cada circuito, de acuerdo a la ecuación (4.40) son:

Q_{c1} = 139.186 Kcal/h

Q_{c2} = 419.040 Kcal/h

Q_{c3} = 163.234 Kcal/h

Q_t = 721.460 Kcal/h

Para evacuar los valores que detallamos, utilizaremos dos condensadores: uno para el circuito Nº 2 y el otro para evacuar los calores de los circuitos Nº 1 y Nº 3 y las capacidades de los condensadores serán:

Condensador Nº 1 para el circuito Nº 2: 450.000 Kcal/h
Condensador Nº 2 para los circuitos Nº 1 y # 3 :
350.000 Kcal/h.

Este aumento de la potencia calorífica de los condensadores, tiene su razón de ser, en el hecho que la potencia real que se evacua en el condensador, es aproximadamente igual a la suma de los calores evacuados - en los evaporadores, mas el calor debido a la potencia del compresor.

4.11.2 Cálculo de las características del condensador Nº 1

a. Cálculo del caudal másico de agua a circular a través del condensador Nº 1.

Para determinar éste valor utilizaremos la siguiente ecuación:

$$Q_{c_1} = \dot{Q}_{m_a} \; C_p \; (t_2 - t_1) \qquad \text{Ec. (4.40)}$$

En donde:

Q_c = calor a extraerse en el condensador Nº1.
C_p = calor específico del agua a la tempera-

tura promedio, entre la entrada y la salida del agua del condensador.

t_2 = Temperatura del agua a la salida del condensador.

t_1 = Temperatura de entrada del agua al condensador.

$\dot{Q}_{ma}$ = Caudal másico de agua fluyendo a través del condensador.

Reemplazando los valores correspondientes en la Ec. (4. y despejando el valor de $\dot{Q}_{ma}$:

$$\dot{Q}_{ma} = \frac{450.000 \ Kcal/h}{0.99 \ \frac{Kcal}{Kg°C} (35 - 30)°C}$$

$$\dot{Q}_{ma} = 90.909 \ Kg/h$$

b. Cálculo del caudal volumétrico de agua

De la mecánica de los fluídos, sabemos que el caudal volumétrico viene dado por la ecuación (4.10).

$$\dot{Q}_v = \dot{Q}_{ma} \times v \qquad \text{Ec. (4.10)}$$

Luego:

$$\dot{Q}_v = 90.909 \ \frac{Kg}{h} \times 0.001 \ \frac{m^3}{Kg}$$

$$\dot{Q}_v = 90 \ m^3/h$$

c. Cálculo del número de tubos del condensador:

Para poder calcular el número de tubos del condensa

dor, debemos fijarnos "a priori" las dimensiones de los tubos, y para ello, consultaremos los catálogos de fabricantes de condensadores. De acuerdo a éstos catálogos, el tipo de tubo que se utilizan, son de acero - cuyos diámetros exteriores varían entre: 60 mm. y 267 mm. Tubos de acero sin costuras, según DIN* 2448 y los espesores depared que varían entre 6 y 16 mm. Nosotros adaptaremos los tubos de 60 mm. de diámetro exterior**, con un espesor de 6 mm. Por otra parte debemos fijarnos una velocidad del agua que va a circular por los tubos; para la determinación de ésta velocidad tenemos, que considerar que mientras mayor será la transferencia de calor, que es lo que se persigue. El valor de la velocidad la despejaremos de la fórmula de Reynolds, para un flujo turbulento éste valor lo fijamos en 12.000 Luego:

$$R_e = \frac{\rho_a v d}{\mu} \qquad \text{(Ec. 4.41)}$$

En donde:

R_e = número de Reynolds : 12.000

ρ_a = densidad del agua a 32°C : 994.88 Kg/m^3

v = velocidad del agua : m/seg.

d_i = diámetro interior del tubo : 48 mm.

μ = viscosidad del agua a 32°C : 7.6×10^{-4} Kg/m. seg.

Luego:

$$v > = \frac{R_e \mu}{\rho_a d_i} = \frac{12.000 \times 7.6 \times 10^{-4}}{994.88 \times 0.048} \; ; \; v > 0.19 m/seg.$$

De esto deducimos, que para obtener un flujo turbulento en los tubos del condensador, la velocidad del agua a través de los mismos, deberá ser mayor que 0.19 m/seg. Las recomendaciones prácticas a este respecto ordenan utilizar velocidades de 1 a 3 m/seg. Nosotros adoptaremos el valor intermedio, ésto es: 2 m/seg.

Como uno de los primeros pasos, para el cálculo del número de tubos (N_b), es el conocer el caudal volumétrico unitario, lo cual hacemos con la siguiente ecuación:

$$\underset{\sim}{Q}^{\circ}_{vu} = U_a \times \frac{d_i^2}{4} \qquad \text{Ec. (4.42)}$$

En donde:

$\underset{\sim}{Q}^{\circ}_{vu}$ = caudal volumétrico unitario.

U_a = velocidad del agua : 2 m/seg.

d_i = diámetro interior de los tubos: 48 mm.

Reemplazando datos:

$$\underset{\sim}{Q}^{\circ}_{vu} = v \times \frac{d_i^2}{4} \quad \frac{2\,m/seg. \times 3.14 \times (0.048)^2\, m^2 \times 3600\, seg./h}{4}$$

$$\underset{\sim}{Q}^{\circ}_{vu} = 13.02\ m^3/seg.$$

Una vez conocidos los caudales volumétricos total y unitario, hacemos uso de la siguiente relación:

$$N_b = \frac{\dot{Q}_{vt}}{\dot{Q}_{vu}} = \frac{90\ m^3/h}{13.2\ m/h}$$

$$N_b = 6.91 \cong 7$$

La velocidad real del fluído a través de los tubos del condensador, según la ecuación ( ).

$$U = \frac{4 \times \dot{Q}_{vu}}{d_i^2} = \frac{4 \times 13.02\ m^3/h}{3.14 \times (0.048)^2 m^2 \times 3600\ seg./h.}$$

$U = 1.99$ m/seg. Valor aceptable

d. Cálculo de superficie de transferencia de calor.

Como ya explicamos al comienzo, en el condensador se consideran tres zonas, como son:

- desrecalentamiento
- condensación
- sub-enfriamiento

A través de las cuales, se realiza el proceso de condensación del gas recalentado del refrigerante que sale del compresor; en nuestro caso el refrigerante 12 sale a una temperatura de + 61°C como gas recalentado y luego se condensa a una temperatura de + 40°C; de acuerdo a lo explicado en la zona de condensación, el refrigerante pierde calor latente y éste se lo puede calcular multiplicando el caudal másico por su ca

lor latente de condensación:

- caudal másico: 11418 Kg/h
- calor o diferencia de entalpias latente de condensación: 31.05 Kcal/Kg.

$$Q_{c_1} = 11418 \text{ Kg/h} \times 31.05 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{c1} = 354.528 \text{ Kcal/h}$$

El calor sensible extraído, en el desrecalentamiento, esto es, en la zona Nº 1, lo podemos determinar estableciendo la diferencia entre el calor total a evacuarse y el calor latente:

$$Q_s = Q_c - Q_{c_1} = 450.000 - 354.528$$

$$Q_s = 95472 \text{ Kcal/h}$$

e. Cálculo de la superficie de transferencia en la zona de condensación:

En la zona de condensación, el proceso de transferencia de calor, se debe única y exclusivamente a la evacuación del calor latente de condensación y el cual se lo calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{c1} = A_2 K \Delta tml \qquad \text{Ec. (4.43)}$$

En donde:

$^{Q}c_1$ = calor latente evacuado en el proceso de condensación: 354.528 Kcal/h

A_2 = superficie de condensación.

K = coeficiente global de transferencia de calor.

Δtml = diferencia media logarítmica de temperatura entre: la del agua y el refrigerante.

Antes, de operar la ecuación (4.43), debemos calcular los términos desconocidos, o sea K y tm.

$$\text{Por definición } \Delta tml = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ell n \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

En donde:

$\Delta t_1 = 40 - 30 = 10°C$

$\Delta t_2 = 40 - 35 = 5°C$

Luego:

$$\Delta tml = \frac{10 - 5}{\ell u \frac{10}{5}} = 7.21°C$$

- CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR K:

De igual forma que para los cálculos de los aislamientos de las cámaras, el coeficiente global de transferencia de calor K, será igual a:

$$K = \frac{1}{\frac{S_r}{\alpha_f} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{S_r}{w} + \frac{1}{\alpha_r}} \quad \text{Ec. (4.44)} \quad \text{Ref.26}$$

En donde:

K = coeficiente global de transferencia de calor: Kcal/hm^2°C.

S_r = relación entre la superficie exterior del tubo a la superficie interior.

α_f = coeficiente de convección del lado del agua en el interior de los tubos Kcal/ h m^2°C.

α_w = coeficiente de transferencia de calor de sarro = $1 / f_e$

λ = conductividad térmica del material del tubo Kcal/hm^2°C.

$1/f_e$ = Coeficiente de sarro en el interior de los tubos Kcal/hm^2°C,

α_r = coeficiente de convección lado del refrigerante, en el interior de los tubos Kcal/hm^2 °C.

La relación entre las superficies: exterior a la de superficie interior, será:

$$S_r = \frac{3.14 \times 60 \times lo}{3.14 \times 48 \times lo} = 1.25$$

Como no conocemos los coeficientes de convección procedemos a calcularlos así:

- CALCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION DEL LADO DEL AGUA.

No existiendo una fórmula directa que nos lleve a encontrar el valor de éste coeficiente, tenemos que recurrir a ciertas relaciones adimensionales, las cuales una vez calculadas podemos despejar el valor del coeficiente buscado, una de éstas, es la relación:

$$N_u = 0.023\ R_e^{0.8}\ P_r^{0.4} \qquad \text{Ec. (4.45)} \qquad \text{Ref. 20}$$

En donde:

N_u = Número de Nusselt

R_e = Número de Reynolds

P_r = Número de Prandtl

Esta relación, es válida para convección forzada - sobre tubos horizontales en calentamiento y con flujo turbulento. Como desconocemos los valores de Reynolds y Prandt, procedemos a evaluarlos, para luego utilizar la ecuación propuesta, como sabemos la Ec. (4.41).

$$R_e = \frac{\rho\, v\, d_i}{\mu}$$

En donde:

ρ = 994 Kg/m^3

μ = 0.8×10^{-3} Kg/m seg.

d_i = 0.048 m.

v = 1.99 m/seg.

Luego:

$$R_e = \frac{994.88\ Kg/m^3 \times 1.9\ m/seg. \times 0.048\ m.}{0.8 \times 10^{-3}\ Kg/m \times seg.}$$

$$R_e = 113.416.3$$

Debido a este valor, comprobamos que se trata de flujo turbulento, condición necesaria, para poder aplicar la ecuación anterior.

- NUMERO DE PRANDTL

Por definición, el número de Prandtl, es igual a:

$$P_r = \frac{C_p\ \mu}{\lambda} \qquad \text{Ec. (4.23)} \qquad \text{Ref. 20}$$

Donde:

C_p = calor específico a presión constante del agua.

μ = viscosidad dinámica del agua a 32.5°C

λ = conductividad térmica del agua a 32.5°C.

Los valores correspondientes, los reemplazamos en la ecuación:

$$P_r = \frac{0.998\ Kcal/Kg°C \times 2.89\ Kg/h - m}{0.59\ Kcal/hm°C}$$

$$P_r = 5.45$$

Con estos datos, operamos la Ec. (4.23), y tenemos:

$$N_u = 0.023\ (113.416,3)^{.8} \times (5.45)^{.4}$$

$$N_u = 0.023 \times 11.509.6 \times 1.97$$

$$N_u = 501.21$$

El número de Nusselt, es igual a:

$$N_u = \frac{\alpha_f \, d_i}{\lambda}$$ Ec. (4.21) Ref. Mac Adams.

Donde:

N = número de Nusselt

α_f = coeficiente de convección en el interior del tubo, lado del agua.

λ = conductividad térmica del material del tubo.

Despejamos de la ecuación la incógnita:

$$\alpha_f = \frac{N_u \times \lambda}{d_i} = \frac{0.529 \ Kcal/hm°C \times 501.21}{0.048 \ m.}$$

$$\alpha_f = 5523.75 \ Kcal/hm^2°C$$

- CALCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION LADO DEL REFRIGERANTE.

Al igual que en el caso anterior, utilizamos una nueva relación adimensional propuesta por Nusselt, para - condensación sobre tubos horizontales con flujo turbulento, la cual es:

$$\alpha_r = 0.943 \left[\frac{\rho^2 \times \lambda^3 \times C_1 \cdot g}{(t_\phi - t_s) \times d_e \times \mu} \right]^{1/4}$$ Ec. (4.46) Ref. 8

En donde:

α_r = coeficiente de convección lado del refrigerante, en el interior de los tubos.

ρ = densidad de la película de condensado: Kg/m^3.

λ = conductividad térmica del condensado: $Kcal/hm°C/m$.

C_1 = calor latente de condensación del refrigerante.

g = aceleración debido a la gravedad: 9.81 $m/seg.^2$

d_e = diámetro exterior del tubo.

= viscosidad de la película de condensado.

t_ϕ = temperatura de saturación.

t_s = temperatura de la superficie de condensación.

Como de los datos que se enuncian en la fórmula anterior, desconocemos el valor de la temperatura exterior, procedemos primeramente a evaluar este valor:

Para el cálculo de la temperatura exterior del tubo, según DUMINIL Ref. 8 , debemos de asumir valores de temperaturas exteriores y con estos datos calcular los flujos térmicos unitarios, entre el refrigerante y el tubo; así como el flujo térmico unitario entre el refrigerante y el agua. Si la temperatura exterior del

tubo que hemos adumido, nos conduce a encontrar valores iguales para el flujo térmico unitario, entre las zonas previamente mencionadas, habremos hallado la temperatura correcta de la superficie exterior del tubo. Con el objeto de simplificar el cálculo, recurrimos a la determinación gráfica de éstas temperaturas, estableciendo un sistema de coordenadas, en la cual la abcisa, corresponde a los flujos térmicos unitarios y la ordenada a la temperatura asumida. El procedimiento es el siguiente:

1. Con un valor supuesto, de la temperatura exterior del tubo, calculamos el coeficiente de convección, según la fórmula (4.46), conociendo este valor y sabiendo que el flujo térmico unitario, en tre el tubo y el refrigerante, se lo determina por la fórmula:

$$Q_u' = \alpha_e \Delta t \qquad \text{Ec. 4.47)}$$

En donde:

Q_u' = flujo térmico unitario, entre el refrigerante y el tubo.

α_e = coeficiente de convección, entre la superficie de condensación y el refrigerante.

Δt = diferencia de temperatura, entre la temperatura de condensación y la de la de superficie de condensación.

2. Con el valor del coeficiente convección calculado, procedemos a evaluar, el coeficiente global de transferencia de calor. Hecho esto calculamos el flujo térmico unitario, entre el refrigerante y el agua, según:

$$Q_u = K\ \Delta tml \qquad \text{Ec. (4.48)}$$

En donde:

Q_u = flujo térmico unitario entre el refrigerante y el agua.

K = coeficiente global de transferencia de calor.

Δtm = diferencia media logarítmica de temperatura, entre el agua y el refrigerante.

3. El mismo procedimiento se lo ejecuta para varias temperaturas, estableciendo varios puntos en nuestro sistema de coordenadas, para los dos flujos térmicos unitarios; los cuales al unirlos formaremos dos curvas para cada uno de los flujos térmicos unitarios; el punto donde se corten las dos curvas, será el que determine el valor de temperatura exterior del tubo, igual flujo térmico y será esta la temperatura buscada.

Los valores de las propiedades que se mencionan en la ecuación, son los siguientes:

- Densidad

$$\rho = 1274 \ Kg/m^3$$

- Conductividad térmica del condensado:

$$\lambda = 0.057 \ Kcal/hm°C$$

- Calor de condensación del refrigerante:

$$C_1 = 31.89 \ Kcal/Kg$$

- Aceleración debido a la gravedad:

$$g = 9.81 \ m/seg.^2 = 127.13 \ m/h^2$$

- Diámetro interior del tubo:

$$d_i = 0.0600 \ m.$$

- Viscosidad de la película de condensado:

$$\mu = 0.072 \ Kg/mh$$

- Temperatura de saturación:

$$t_f = + 40°C$$

- Temperatura de la superficie de condensación

$$t_s = ?$$

Después de varios tanteos, hemos encontrado que la temperatura de la superficie exterior de los tubos que nos da flujos térmicos unitarios iguales, es la de : 37.5438 °C.

De la condensación de + 37.5438°C., se ha obtenido el siguiente resultado para el coeficiente de convección.

$$\alpha_c = 0.943 \ \frac{1.623x10^6 Kg^2/m^5 \ x1.851x10^{-4} Kcal^3/h^3m^3°C^3 x31.05 \ Kcal/Kg x}{(40-37,543)°C \ x \ 0060 \ mx0.072 \ Kg/mh.}$$

$$\underline{1.271x10^8 m/h^2}$$

$$\alpha_e = 3066.077 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$$

Según la ecuación (4-47)

$$Q_u' = \alpha_e \times (t_\phi - t_s)$$

$$Q_u' = 3.066.077 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \times (40 - 37.543)\text{°C}$$

$$Q_u' = 7.530 \text{ Kcal/hm}^2$$

- CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

De acuerdo al valor del coeficiente de convección encontrado y, según la Ec. (4.44), tenemos:

$$K = \frac{1 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}}{\frac{1.25}{5.523,75} + \frac{1.25}{5.000} + \frac{0.001}{38.9} + \frac{1}{3.066,07}}$$

$$K = 1.044,5 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$$

El flujo térmico unitario, entre el refrigerante y el agua (Q_u) será:

$$Q_u = K \times \Delta tm = 1.044.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \times 7.21° \text{ C}$$

$$Q_u = 7.530 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$$

Como los flujos térmicos unitarios son iguales, se prueba que nuestra hipótesis, sobre la temperatura de

la superficie de condensación es correcta, e igual a + 37.543°C.

- La superficie de transferencia de calor en la zona de condensación, de acuerdo a la Ec. (4-43), será:

$$A_2 = \frac{Q\ C_1}{K\ tm_1} = \frac{354.528\ \ Kcal/h}{1.044.5\ \ Kcal/hm^2°C\ \ x\ \ 7.21\ °C}$$

$$A_2 = 47.07\ m^2$$

6. Cálculo de la superficie de transferencia de calor en la zona de descalentamiento.

Al igual que en el caso anterior, la superficie se evalua, con la Ec. (4.43), y:

$$A_1 = \frac{Q_s}{K\ .\ \Delta tm_g}$$

En donde:

Q_s = calor sensible transferido en el desrecalentamiento: 95.472 Kcal/h.

K = coeficiente global de transferencia de calor.

Δtm_g = diferencia media logarítmica de temperatura entre el agua y el refrigerante.

Los valores correspondientes para el cálculo de la

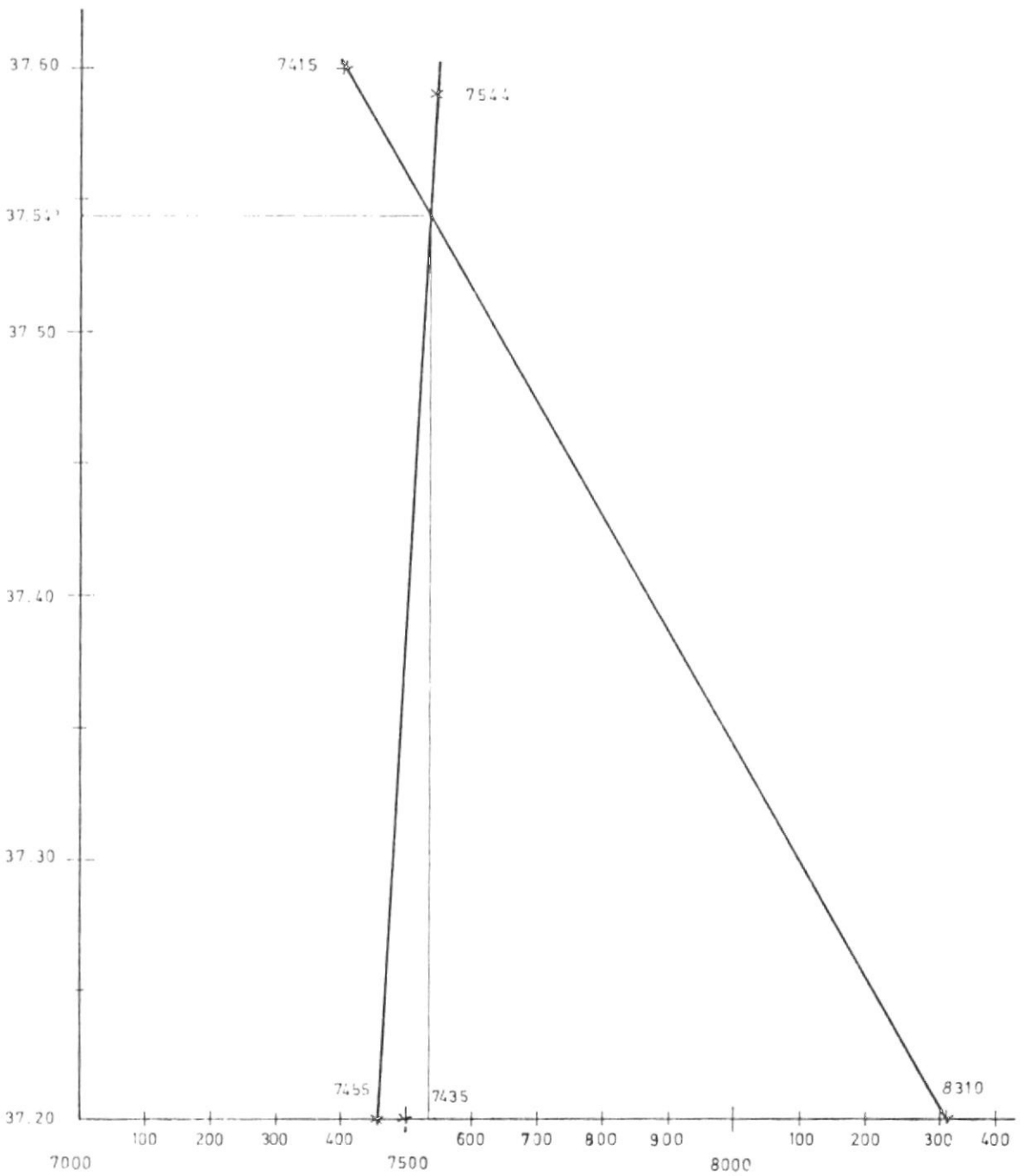


GRAFICO No 4.- Determinacion grafica de la temperatura exterior de los tubos del condensador

diferencia media logarítmica de temperatura son:

$$\Delta t_{m1} = \frac{(66 - 32.5) - (40 - 32.5)}{ln \frac{(66 - 32.5)}{(40 - 32.5)}}$$

$$\Delta t_{m1} = \frac{33.5 - 7.5}{\frac{33.5}{7.5}} = \frac{26}{1.497} = 17.36°C$$

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR K:

Al igual, que en el caso anterior, utilizaremos la fórmula (4.44), y los valores de las propiedades, con lo cual se evalúa éste coeficiente, son los mismos excepto, el coeficiente de convección del lado del refrigerante.

CALCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION LADO DEL REFRIGERANTE.

Los datos experimentales para transferencia de calor del haz de tubos usualmente, se correlacionan por una ecuación de la forma:

$$N_u = \text{constante } (R_e)^m (P_r)^n \qquad \text{Ref. 20}$$

Y es usada para relacionar los datos de flujo sobre tubos Colburn Ref. 20 , recomendado para el caso de flujo de gases perpendicularmente a haces de tubos sin pantallas deflectoras y para un:

$$R_e = \frac{D_e \times G_{max}}{\mu_f} \qquad \text{Ec. (4.49)} \quad \text{Ref. 20}$$

Los datos experimentales de transferencia de calor, concuerdan bien con la siguiente ecuación: Ec. (4.50) Ref. 20 .

$$\frac{\alpha_e \, d_e}{\lambda_f} = 0.33 \left(\frac{G_{max.} \times d_e}{\mu_f}\right)^{0.6} P_r^{0.3}$$

En donde:

α_e = coeficiente promedio de transferencia de calor, para un haz de tubos.

G_{max} = rapidez de flujo de masa por unidad de área mínima.

d_e = diámetro exterior de los tubos.

P_r = número de Prandt

Los valores de las propiedades que se señalan en la fórmula, deberán calcularse, a la temperatura promedio de la película (t_f) que es aproximadamente igual a:

$$t_f = 1/2 \left(\frac{t_w}{2} + t_s\right) \qquad \text{Ec. (4.47)} \quad \text{Ref. Kreith}$$

En donde:

t_w = temperatura promedio de la masa de agua, que circula, en el interior de los tubos.

t_s = temperatura exterior de la superficie de los tubos.

Puesto, que la diferencia promedio de temperatura entre la masa de gas enfriándose y la temperatura exterior de los tubos, es pequeña, y, que la variación de las propiedades físicas del refrigerante con respecto a la temperatura, es relativamente pequeña. Podemos asumir, sin incurrir, en un error apreciable, - que la temperatura exterior de los tubos, es igual a la del gas con lo cual, tenemos:

$$t_f = 1/2 \left(\frac{30 + 35}{2} + 66\right) = 1/2 \quad (98.5)$$

$$t_f = 49.25°C$$

De inmediato se calcula, la velocidad de la masa en el área mínima de la sección transversal, que está entre tubos adyacentes; asumimos una separación mínima de 6.35* y una longitud de tubos de 3.66mm**.

El área mínima será igual:

$$A\ min = 3.66\ m. \times 0.00635\ m$$

$$A\ min = 0.023\ m^2$$

Las propiedades del R-12 a la temperatura de película, son:

- Conductividad térmica:

$$\lambda_f = 0.009531 \quad Kcal/hm°C$$

---

* Separación mínima permisible, según Ref. Mac Adams.

** Longitud normalizada de tubos existentes en el comercio, según Ref. Mac Adams.

- viscosidad dinámica:

$$\mu_f = 0.04985 \quad Kg/hm$$

- calor específico a presión constante:

$$C_p = 0.199 \quad Kcal/Kg°C$$

La rapidez de flujo de masa por unidad de área mínima, es:

$$G_{máx.} = \frac{11.418 \ Kg/h}{0.023 \ m^2} = 496.434 \ \frac{Kg}{hm^2}$$

Con éste valor, calculamos, el número de Reynolds, según la Ec. (4.49).

$$R_e = \frac{G_{máx.} \times d_e}{\mu} = \frac{496.434 \ Kg/hm^2 \times 0.060 \ m}{0.04985 \ Kg/hm}$$

$$R_e = 597.513$$

El número de Prandlt, según la Ec. (4.23), y Ref. 20

$$P_r = \frac{0.199 \ Kcal/Kg°C \times 0.04985 \ Kcal/hm}{0.009531 \ Kcal/hm°C}$$

$$P_r = 1.04$$

Reemplazando estos datos en la Ec. (4.50), Ref. 20.

$$\frac{\alpha_e \ d_e}{\lambda_f} = 0.33(597.513)^{0.6}(1.04)^{0.3} = 0.33(2875) \times (1.012)$$

$$N_u = \frac{\alpha_e \, d_e}{\lambda_f} = 960.13$$

Despejando:

$$\alpha_e = \frac{960.13 \times \lambda_f}{d_e} = \frac{960.13 \times 0.009531}{0.060}$$

$$\alpha_e = 152.51 \ \frac{Kcal}{hm^2 °C}$$

El coeficiente global de transferencia de calor según la Ec. (4.37), es:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1.25}{5.523,75} + \frac{1.25}{5.000} + \frac{0.006}{38.9} + \frac{1}{152.51}\right)} \ (hm^2 °C/Kcal)$$

$K = 777.60$ Kcal/hm^2 °C Con relación a superficie exterior de los tubos.

CALCULO DE LA SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA EN LA ZONA DE DESRECALENTAMIENTO:

Según la ecuación (4.36)

$$A_1 = \frac{Q_s}{K \ t_m} = \frac{95472 \ Kcal/h}{777.60 \frac{Kcal}{hm^2 °C} \times 17.30 °C}$$

$$A_1 = 7.09 \ m^2$$

De acuerdo a los datos obtenidos anteriormente nuestro condensador, presenta las siguientes características:

- Superficie total de intercambio:

$$A_1 + A_2 = 54.16\ m^2$$

Según ésta superficie y el número de tubos calculados, primeramente debemos de buscar, una distribución homogénea de los tubos y de sus longitudes, ya que de lo contrario tendríamos un condensador extremadamente largo. La superficie unitaria de cada tubo, de acuerdo al diámetro y las longitudes asumidas, es de:

$$S_u \quad d_e \times \ell = 3.14 \times 0.0060 \times 3.66$$

$$S_u = 0.68\ m^2$$

Es decir que necesitaremos para cubrir ésta área:

79.6 tubos

A fin de lograr un arreglo adecuadamente, aumentaremos a 84 el número de tubos, con lo cual, se eleva la superficie de transferencia a 57.12 m^2.

Revisando los catálogos de constructores, se ha encontrado, que la unidad que más se asemeja a nuestras necesidades, es la siguiente:

- Marca y Modelo: Friga-Cos 14-1
- Potencia calorífica :440.000 fg/h
- Caudal volumétrico de agua: 74 m^3/h
- Para una temperatura de condensación: + 40°C
- Temperatura mínima de entrada de agua: + 25°C

- Número de pasos de agua : 1
- Diámetro exterior de los tubos : 17 mm*
- Diámetro interior de los tubos : 12 mm*
- Longitud de los tubos : 3 m.
- Superficie exterior de los tubos : 57.50 m^2
- Longitud del condensador : 3.13 m
- Diámetro exterior de la carcasa : 3.323 m.

Realizando los mismos cálculos, se ha encontrado, que el condensador Nº 2 con que operará la instalación presenta las siguientes características:

- Condensador Friga ; Modelo Cos 12-1
- Potencia calorífica : 370.000 Kcal/h
- Temperatura de condensación: + 40°C
- Temperatura mínima de entrada de agua : + 25° C
- Caudal volumétrico de agua : 74 m^3/h
- Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de agua : + 5°C
- Superficie de transferencia : 36 m^2
- Número de pasos de agua : 1
- Diámetro de tuberías : 12/17 mm.
- Longitud de los tubos : 2.5 m.
- Longitud del evaporador : 2.63 m.

---

* A pesar de que estas dimensiones difieren considerablemente de las asumidas seleccionamos ésta unidad porque la superficie de transferencia es aproximadamente igual a la calculada; además se cumplen las condiciones requeridas en el interior de los tubos respecto al caudal volumétrico y las características del flujo.

- Diámetro de la carcasa : 0.273 m.

Además en nuestra instalación se contempla la instalación de un condensador adicional, del mismo modelo y potencia del descrito anteriormente; con el objeto de que en caso de falla de uno de los condensadores no se paralice la planta, así como también en los tiempos en que se realice el mantenimiento.

4.12. SELECCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

La torre de enfriamiento es la encargada de extraer el calor absorbido por el agua en la condensación y en un pequeño porcentaje la utilizada en la refrigeración de los compresores. El enfriamiento se realiza al ponerse el agua en contacto con el aire y por la evaporación de una parte del agua, el aire utilizado circula forzado por un ventilador, el cual es comandado por un termostato de agua a través de un circuito eléctrico. Este termostáto detecta los cambios de la temperatura de agua de enfriamiento a la salida de la torre. La selección de la torre de enfriamiento se hará en base a los siguientes factores:

- Caudal de agua: 160 m^3/H - 705 gal/min.
- Temperatua de entrada de agua: 36°C - 95.0 °F
- Temperatura de salida de agua: 30°C - 86.0 °F
- Rango* : 5°C - 9 °C

* El rango es la caída de temperatura del agua en la torre de enfriamiento.

- Temperatura de bulbo húmedo : 26°C - 78.8°F **
- Aproximación al bulbo húmedo : 4°C - 7.2°F

La carga de la torre de enfriamiento se la determina por medio de la siguiente ecuación, y está dado en toneladas (ton).

$$Carga = \frac{Caudal\ gal/min \times 500\ cte \times Rango\ °F\ ton.}{15000 BTU/h°F}$$ Ec.(4-5) Ref. 31

$$= \frac{705\ gal/min \times 500(cte) \times 9°F}{15.000} = 211.5\ ton.$$

Este valor de la carga real debemos multiplicarlo por un factor de corrección que lo dan los ábacos de los constructores de torres de enfriamiento en este caso la casa "Marley" y utilizan como parámetros la temperatura de bulbo húmedo y la aproximación al bulbo húmedo.

El factor de corrección es: 0.98

Luego la carga real será:

Carga real : 211.5 x 0.98 = 207.2 ton.

En base a estos parámetros del catálogo se ha seleccionado del catálogo respectivo la siguiente unidad:

- Marca y Modelo : Marley. Mod. NC8606
- Capacidad : 225 ton.

- Flujo de agua máximo : 1125 gal/min ó 255 m^3/h
- Flujo de agua mínimo : 43.2 m^3/h ó 190 gal/min.
- Longitud de la torre : 2.4 m.
- Ancho de la torre : 4.156 m.
- Alto de la torre : 3.23 m.
- Peso de la torre : 6.040 lbs.
- Motor : 10 MP . 220 V.
- Ventilador; diámetro y tipo: 1.83 m; Mod. 72 H5
- Revoluciones por minuto del ventilador: 547 RPM
- Flujo de aire : 102.200 m^3/h
- Tipo de reductor de piñones: 110D 11T
- Razón de reducción : 3/20
- Válvula de flotador : 1 1/4

4.13. DISTRIBUCION Y DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERIAS DE LA PLANTA FRIGORIFICA.

La distribución de las tuberías se muestran en el plano N: 5 y comprende dos sistemas:

- Tuberías de refrigerante
- Tuberías de agua de enfriamiento

4.13.1. Tuberías de refrigerante

Tal como se había expuesto en los capítulos anteriores y en el diagrama de tuberías, nuestra instalación consta de tres circuitos frigoríficos trabajando con dos condensadores distribuidos de la siguiente forma: Los circuitos Nº 1

y Nº 3 funcionan en paralelo a un solo condensador y el circuito Nº 2 trabaja independientemente con el otro condensador. Además esta instalación dispone de un condensador con capacidad suficiente para operar con cualquiera de los dos sistemas en caso de falla, mantenimiento y que está convenientemente e interconectado a los dos circuitos.

En cada circuito debido a las condiciones y características de la instalación tenemos tuberías principales de distribución y de retorno de refrigerante dimensionadas para permitir un buen flujo de refrigerante a fin de obtener:

a. Una velocidad adecuada de circulación, para asegurar el retorno del aceite.
b. Una caída de presión dentro del rango permitido tanto en la línea de líquido como en la de aspiración.

Para una mejor visualización de los cálculos de los diámetros de las tuberías calcularemos separadamente las tuberías para cada circuito.

4.13.1.1. Circuito # 1

En este circuito tenemos dos tuberías principales, una de líquido y una de aspiración del compresor Nº 1. Las tuberías secundarias de distribución del líquido refri

gerante, así como las de aspiración no se calcularán, ya que como van directamente a cada tubería frigorífica sus dimensiones serán determinadas por las dimensiones de la entrada de la válvula termostática de expansión, también determinaremos las dimensiones de la tubería de descarga del compresor.

4.13.1.1.1. Conducto de líquido

Dimensionaremos esta tubería desde la T de distribución de la línea principal que sale del condensador Nº 1. Esta línea deberá tener en su primer tramo capacidad suficiente para transportar el líquido a las cámaras # 1 y # 7, así como también el líquido refrigerante para el evaporador de la antecámara. Para el cálculo del diámetro aplicaremos la ecuación de la continuidad.

$$Q^{\circ}_{m} = \rho \times U \times A \qquad \text{Ec. (4.51)} \quad \text{Ref. 27}$$

En donde:

Q°_{v} = caudal másico de refrigerante

V = velocidad del refrigerante en la tubería: 0.5 m/seg.

A = área de la sección transversal de la tubería: $\frac{\Pi d_i^2}{4}$

ρ = densidad del refrigerante en las condiciones de presión y temperatura : 1269 Kg/m^3

Luego:

$$Q^{\circ}_m = \rho \times U \times \frac{d_i^2}{4}$$

Y despejando el diámetro de esta ecuación tenemos:

$$d_i = \sqrt{\frac{4\ Q^{\circ}_m}{\rho\ V\ \pi}} \qquad \text{Ec. (4.52)} \quad \text{Ref. 27}$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \times 3772\ Kg/h}{1269\ \frac{Kg}{m^3} \times 0{,}5\ \frac{m}{seg.} \times \frac{3600\ seg.}{h} \times 3.14}}$$

$$d_i = \sqrt{0.00210\ m^2}$$

$$d_i = 0.04587\ m \times \frac{100\ cm}{m}$$

$$d_i = 46\ mm$$

Normalizando el diámetro utilizaremos un tubo de cobre duro estirado con las siguientes características:

- Diámetro interior : 46 mm.
- Diámetro exterior nominal: 50.8 mm.

De esta cañería principal parte un ramal que alimentará al evaporador de la antecámara, el cual de acuerdo al caudal másico de refrigerante (760 Kg/h) y según la Ec. (4-52), tendrá el siguiente diámetro:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \times 760\ Kg/h}{1269\ Kg/m^3 \times 0.5\ m/seg. \times 3.600\ seg./h \times 3.14}}\ m^2$$

$di = 0,0205\ m. \qquad d = 2,05\ cm$

El tramo de alimentación a los demás evaporadores, tendrá el siguiente diámetro:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \times 3.012\ Kg/h}{1269\ Kg/m^3 \times 0.5\ m/seg. \times 3600\ seg/h \times 3.14}}$$

$$d_i = 0.039 \qquad d_i = 39\ mm.$$

En este último tramo se utilizará tubería de:

- cobre duro estirado de :
- diámetro exterior nominal: 50 mm.
- diámetro interior : 40 mm.

4.13.1.1.2. Conducto de aspiración

De igual forma que el conducto de líquido calcularemos los diámetros para los caudales respectivos de vapor al compresor, por lo que llamamos conducto de aspiración. Aplicando la misma ecuación de continuidad pero las propiedades a la temperatura y presión del punto de aspiración del ciclo termodinámicao tenemos:

a) Tramo de aspiración de los evaporadores de las cámaras Nº 1 y Nº 7, en igual forma.

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \times Q^{\circ}_m}{\rho \times V \times \Pi}}$$

Donde:

$\dot{Q}_m$ = Caudal másico de refrigerante: 3012Kg/h

v = velocidad del refrigerante: 10 m/seg.

ρ = densidad del refrigerante : 13.3 Kg/m^3

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \times 3012 \ Kg/h}{12.3 \ Kg/m^3 \times 10 \ m/seg. \times 3600 \ seg/h \times 3.14}}$$

$d_i = 90$ mm

Luego utilizaremos una tubería de acero normalizador con:

Diámetro exterior : 98 mm.

Diámetro interior : 90 mm.

b. Para el conducto de aspiración del evaporador de la antecámara, tendremos:

Q_m = caudal másico de refrigerante : 760 Kg/h

v = velocidad del refrigerante : 10 m/seg.

ρ = densidad del refrigerante : 17.8 Kg/m^3

Aplicando la ecuación (4.52) tenemos:

$d_i = 39$ mm.

Luego las dimensiones de la tubería serán:

- Diámetro interior: 40 mm.
- Diámetro exterior: 44,5 mm.

c. El conducto final de la línea de aspiración del compresor calculado de la misma forma anterior tenemos:

$\dot{Q}_m^o$ = Caudal másico de refrigerante: 3772 Kg/h

v = velocidad del refrigerante: 10 m/seg.

= densidad del refrigerante : 13.3 Kg/m^3

Luego según la Ec. (4.52)

d_i = 10 cm.

En esta sección se utilizará tubería de acero de los segmentos característicos según DIN 3151

- Diámetro interior: 100 mm.
- Diámetro exterior: 108 mm.

4.13.1.1.3. Conducto de descarga del compresor Nº 1

Aplicando la misma ecuación de los casos anteriores y en las condiciones de presión y temperatura a la descarga del compresor Nº 1, se utilizará la siguiente tubería:

Según DIN 3151.

- Diámetro interior : 40 mm.
- Diámetro exterior : 44.5 mm.
- Velocidad del refrigerante: 20 m/seg.

4.13.1.1.4. Caídas de presión en las tuberías del Circuito Nº 1

a) Tuberías de gas refrigerante.- Según el diagrama de

tuberías tenemos para esta sección:

- Longitud de la tuberá: 4 mts.
- Longitud equivalente por los accesorios 2mts.
- Longitud equivalente total: 6.0 mts.

Las pérdidas por fricción se evaluan por medio de la siguiente ecuación:

$$h_f = f \times \frac{L}{d_i} \times \frac{U^2}{2g} \qquad \text{Ec. (4.53)} \quad \text{Ref. 27}$$

Donde:

h_f = perdidas por fricción en metros

f = coeficiente de rozamiento

L = longitud total de tubería : 6.0 mts.

d_i = diámetro interior de la tubería: 0,040 mts.

v = velocidad del refrigerante: 20 m/seg.

g = aceleración de la gravedad: 9.81 m/seg.^{2}

El valor del coeficiente de rozamiento lo determinaremos del diagrama de Moody, utilizando como parámetros el número de Reynolds del refrigerante en el interior de la tubería, y el valor de la rugocidad relativa del material ($\frac{E}{D}$). De la ecuación (4-41) calculamos el número de Reynolds:

$$R_e = \frac{V \times d_i}{\nu}$$

ν = viscosidad cinemática del R-12 en las condiciones de vapor recalentado a. 9.77 Kg/cm^2 y .66°C.:

$0.197 \times 10^{-6}\ m^2/seg.$

Luego:

$$R_e = \frac{20\ m/seg. \times 0.040\ m.}{0.197 \times 10^{-6}\ m^2/seg.}$$

$$R_e = 4,06 \times 10^6$$

El valor de la rugocidad relativa:

$$\frac{E}{d_i} = 0.00115$$

Luego: $f = 0,012$

Acto seguido calculamos las pérdidas por fricción:

$$h_f = 0,012 \times \frac{6.0\ m}{0.040\ m} \times \frac{(20)^2\ m^2/seg.}{2 \times 9.81\ \frac{m}{seg.^2}}$$

$$h_f = 36,6\ m.$$

La caída de presión estará dada por:

$$\Delta p = h_f \times \rho \qquad \text{Ec. (4.54)} \qquad \text{Ref. 27}$$

Donde:

Δp = Caída de presión a lo largo de la tubería.

h_f = pérdidas por fricción: 1.83 m.

ρ = Densidad del refrigerante: 101 Kg/m^3

$$\Delta p = 36.6 \text{ m} \times 10.1 \frac{Kg}{m^3} \times \frac{m^2}{(100)^2 cm^2}$$

$\Delta p = 0.36 \ Kg/cm^2$ Valor aceptable

b. Tubería de líquido refrigerante.- Siguiendo los mismos pasos que en el caso anterior determinaremos:

1) $$R_e = \frac{0.5 \text{ m/seg.} \times 0,046 \text{ m.}}{0.2 \times 10^{-6} \ m^2/seg.}$$

$$R_e = 1.15 \times 10^5$$

2) Coeficiente de rozamiento

$f = 0,019$

3) $$h_f = f \times \frac{L}{d_e} \times \frac{U}{seg.}$$

Donde: f = 0,019

L = Longitud equivalente 33 m.

d_i = Diámetro interior: 0,046 m.

U = velocidad del refrigerante: 0,5 m/seg.

g = aceleración de la gravedad : 9.81 $m/seg.^2$

Luego: $$h_f = 0,019 \times \frac{33 \text{ m}}{0.046 \text{ m.}} \times \frac{(0.5) \ m^2/seg.}{2 \times 9.81 \frac{m}{seg.^2}}$$

$h_f = 0.173$ m.

La caída de presión será:

$$\Delta p = h_f \times \rho$$

h_f = pérdidas por fricción: 0.173 m.

ρ = densidad del refrigerante 1269 kg/m^3

$$\Delta p = 0,021 \text{ Kg/cm}^2$$

Esta caída de presión no ha afectado en nada a la eficiencia del ciclo.

c. Tubería de aspiración del refrigerante.- De acuerdo a los datos anteriores tenemos:

1. Número de Reynolds

$$R_e = \frac{10 \text{ m/seg.} \times 0.90 \text{ m}}{1.2 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{seg.}}}$$

$$R_e = 7.5 \times 10^{-6}$$

2. Coeficiente de rozamiento

$$f = 0,0315$$

3. Pérdidas por fricción

$$h_f = f \times \frac{L}{d_i} \times \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

f = factor de rozamiento : 0,0315

L = longitud equivalente : 33 m.

d_i = diámetro interior: 0.090 m.

U = velocidad del refrigerante: 10 m/seg.

g = aceleración de la gravedad: 9.81 m/seg^2.

Luego:

$$h_f = 58.8 \text{ m.}$$

Y la caída de presión:

$$\Delta p = h_f \times \rho$$

Donde:

ρ = densidad del refrigerante: 13.3 Kg/m^3

$$\Delta p = 0,0782 \text{ Kg/cm}^2$$

Como en el caso anterior las pérdidas son mínimas.

4.13.1.2. Circuito Nº 2

4.13.1.2.1 Línea de líquido.- De los datos obtenidos anteriormente conocemos que por este circuito van a circular un caudal másico de refrigerante de: $Q^o_m = 11.418$ Kg/h y que el diámetro necesario de tubería para que esta masa circule fácilmente lo calculamos en igual forma que en los casos anteriores:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times Q^o m}{\rho \times U \times \Pi}}$$

Los valores de las propiedades son los mismos que para

los casos anteriores para el líquido sub-enfriado; luego:

$$d_L = \sqrt{\frac{4 \times 11.418 \ Kg/h}{1269 \ \frac{Kg}{m^3} \times 0.5 \frac{m}{seg.} \times 3600 \ \frac{seg}{h} \times 3.14}}$$

$$d_L = \sqrt{0,006367 \ m^2} \qquad d_L = 0,08 \ m \qquad d_L = 80 \ mm.$$

En esta sección se utilizará una tubería de cobre con las siguientes características:

- Diámetro interior : 80 mm.
- Diámetro exterior : 84 mm.

Con esta tubería debe repartir el líquido para las 3 cámaras dimensionaremos un segundo diámetro con menor diámetro después de la primera cámara con el objeto de disminuir la caída de presión.

En este tramo el caudal de refrigerante será de 7612 Kg/h y lógicamente aplicando la misma ecuación tendremos:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 7612 \ Kg/h}{1269 \ \frac{Kg}{m^3} \times 0.5 \ \frac{m}{seg.} \times 3600 \ \frac{seg.}{h} \times 3.14}}$$

$$d = 60 \ mm.$$

En este tramo se utilizará una tubería de:

- Diámetro interior 60 mm.

- Diámetro exterior 63.44 mm.
- Velocidad del refrigerante en la tubería: 0,5 m/seg.

4.13.1.2.2. Conducto de Aspiración.- El conducto de aspiración al igual que el de líquido constará de dos tramos: a saber:

$$\dot{Q}^{\circ}_m = 7612 \text{ Kg/h}$$

$$= 5.55 \text{ Kg/m}^3$$

$$U = 15 \text{ m/seg.}$$

Según la Ec. (4.52) hemos obtenido:

$$d = 180 \text{ mm.}$$

Para normalizar las dimensiones se utilizará una tubería de acero según DIN 3151.

- Diámetro interior: 200 mm.
- Diámetro exterior : 216 mm.
- Velocidad del refrigerante en la tubería : 15 m/seg.

En el tramo Nº 2 se utilizará una tubería de acero DIN 3151.

- Diámetro interior : 225 mm
- Diámetro exterior : 241 mm.
- Velocidad del refrigerante en la tubería: 15 m/seg.

4.13.2.2.3. Conducto de descarga de los compresores Nº 2.- La tube

ría de descarga del compresor deberá ser de acero según DIN 3151, de las siguientes características:

Q°_{m} = 11418 Kg/h

U = Velocidad del refrigerante: 20 m/seg.

ρ = densidad del refrigerante: 45.45 Kg/m^3

Según la Ec. (4.52) hemos obtenido:

d = 60 mm.

Luego utilizaremos uka tubería de acero de:

- Diámetro interior: 60 mm.
- Diámetro exterior: 70 mm.
- Velocidad del refrigerante: 20 m/seg.

4.13.1.2.4. Caídas de presión en las tuberías del Circuito Nº 2.

a. Tubería de gas refrigerante.- Según el diagrama de tuberías para la presente sección tenemos:
   - Longitud de la tubería: 4 mts.
   - Longitud equivalente por los accesorios: 2mts.
   - Longitud equivalente total: 6.0 m.
   - Diámetro interior de la tubería: 0.060 m.

   Siguiendo el mismo procedimiento anterior para evaluar las pérdidas tenemos:

   1. Número de Reynolds

$$R_e = 6.3 \times 10^6$$

2. Coeficiente de Rozamiento

$$f = 0,019$$

3. Pérdidas por fricción

$$h_f = f \times \frac{L}{d_i} \times \frac{U^2}{2g}$$

f = Coeficiente de rozamiento : 0,019

h = longitud equivalente total: 6 m.

d_i = diámetro interior : 0,06 m.

U = velocidad del refrigerante : 20 m/seg.

g = aceleración de la gravedad : 9.81 $\frac{m}{seg^2}$

Luego:

$$h_f = 38.73 \text{ m.}$$

La caída de presión estará dada por:

$$\Delta p = h_f \times \rho$$

ρ = densidad del refrigerante : 45.45 Kg/m^3

$$\Delta p = 38.73 \text{ m} \times 45.45 \frac{Kg}{m^3} \times \frac{m^2}{(100)^2 cm^2}$$

$$p = 0.17 \ Kg/cm^2$$

b. Tubería de líquido refrigerante

- Longitud de la tubería: 25 m.
- Longitud equivalente por los accesorios: 13 m.
- Longitud equivalente total: 38 m.
- Diámetro interior de la tubería : .08 m.

- Velocidad del refrigerante : 0.5 m/seg.
- Velocidad cinemática del R-12: $0.2 \times 10^{-6} \frac{m^2}{seg.}$

1. Número de Reynolds:

$$R_e = 0.2 \times 10^{+6}$$

2. Coeficiente de rozamiento

$$f = 0.0194$$

3. Pérdidas por fricción

$$h_f \; f \times \frac{L}{d_i} \times \frac{U^2}{2g}$$

Luego:

$$h_f = 0.11 \text{ m.}$$

Y la caída de presión

$$\Delta p = h_f \times \rho$$

ρ = densidad del refrigerante: $1.269 Kg/m^3$

$$\Delta p = 0.014 \; Kg/cm^2$$

Este valor es sumamente satisfactorio.

c. Tubería de aspiración del refrigerante.- Esta tubería presenta las siguientes características:

- Longitud de la tubería : 25 m.
- Longitud equivalente por los accesorios: 15 m.
- Longitud equivalente total : 48 m.
- Diámetro interior de la tubería: 0,225 m.
- Velocidad del refrigerante: 15 m/seg.

1. Número de Reynolds:

$$R_e = 3.4 \times 10^6$$

2. Coeficiente de Rozamiento

$$f = 0.0162$$

3. Pérdidas por fricción:

$$h_f = 31.4 \text{ m.}$$

Y las caídas de presión.

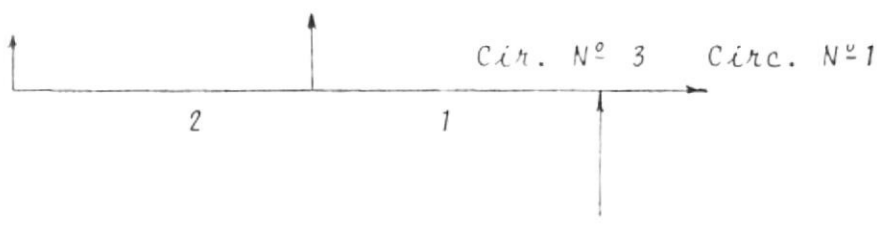
$$\Delta p = h_f \times \rho$$

ρ = densidad del refrigerante: 5.55 $\frac{Kg}{m^3}$

$$\Delta p = 0.0175 \ \frac{Kg}{cm^2}$$

4.13.13. Circuito Nº 3

4.13.13.1. Conducto de líquido.- En este circuito la tubería de líquido refrigerante parte de una T que se forma con la línea que va al circuito Nº 1, y se dimensionarán los tramos con diámetros diferentes a fin de reducir las caídas de presión y contar con una buena velocidad del fluído refrigerante que permita el arrastre adecuado del aceite.



Tramo Nº 1

Aquí tendremos:

$\dot{Q}_m$ = másico de refrigerante: 4155 Kg/h

U = velocidad del refrigerante: 10 m/seg.

ρ = densidad del refrigerante : 1269 Kg/m^3

Luego aplicando la misma ecuación (4.52) obtenemos:

$$d_i = 49 \text{ mm.}$$

Tramo Nº 2

$\dot{Q}_m$ = caudal másico del refrigerante: 2077.5 Kg/h

U = velocidad del refrigerante : 10 m/seg.

ρ = densidad del refrigerante : 1269 Kg/m^3

Según (4.52) tenemos:

$$d_i = 0.032 \text{ m.}$$

Entonces usaremos las siguientes tuberías normalizadas según la norma DIN 3151.

Para el tramo Nº 1.

- Diámetro interior: 50 mm.
- Diámetro exterior: 57 mm.
- Velocidad del refrigerante: 0.5 m/seg.

Para el tramo Nº 2

- Diámetro interior : 32 mm.
- Diámetro exterior : 38 mm.

- Velocidad del refrigerante : 0.5 m/seg.

4.13.1.3.2. Conducto de Aspiración.- La línea principal de aspiración recibe el vapor proveniente de los evaporadores de las dos cámaras y alimentará a los tres compresores de este circuito y al igual que en la línea de líquido tendremos dos tramos y los diámetros respectivos serán:

Tramo Nº 1

Siguiendo los mismos procedimientos anteriores tendremos:

$\dot{Q}_m$ = Caudal másico de refrigerante: 2077.5Kg/h

U = Velocidad del refrigerante : 15 m/seg.

ρ = Densidad del refrigerante : 7.14 Kg/m^3

Según la Ec. (4.52)

$$d_i = 80 \text{ mm.}$$

Aquí utilizaremos tuberías de acero normalizado de las siguientes características:

- Diámetro interior : 80 mm. (3')
- Diámetro exterior : 89 mm.

Tramo Nº 2

$\dot{Q}_m$ = Caudal másico de refrigerante: 4155 Kg/h

U = Velocidad del refrigerante : 15 m/seg.

ρ = densidad del refrigerante: 7.14 Kg/m^3

Entonces según (4.52)

$$d_i = 115 \text{ mm.}$$

Luego se utilizará una tubería de acero de:

- Diámetro interior: 125 mm.
- Diámetro exterior: 133 mm.

4.13.1.3.3. Conducto de descarga de los compresores

En esta sección se ha encontrado que necesitaremos una tubería normalizada según DIN 3151:

- Diámetro interior : 50 mm.
- Diámetro exterior : 57 mm.
- Velocidad del refrigerante: 20 m/seg.

4.13.1.3.4. Caídas de presión en las tuberías del Circuito Nº 3.

a. Tubería de gas refrigerante.- En esta sección la tubería en estudio presenta las siguientes características:

- Longitud de tubería : 4 m.
- Longitud equivalente por accesorios: 2 m.
- Longitud equivalente total : 6 m.
- Diámetro interior de la tubería: 0.050 m.
- Velocidad del refrigerante : 20 m/seg.

De igual forma tendremos:

1. Número de Reynolds

$$R_e = 5.26 \times 10^6$$

2. Coeficiente de rozamiento

$$f = 0.0208$$

3. Pérdidas por fricción

$$h_f = f \times \frac{L}{d_i} \times \frac{U^2}{2g}$$

$$h_f = 48.48 \text{ m.}$$

4. Caídas de presión.

$$\Delta p = h_f \times \rho$$

ρ = densidad del refrigerante: $106.6 \frac{Kg}{m^3}$

Luego:

$$\Delta p = 48.92 \text{ m.} \times 125.6 \frac{Kg}{m^3} \times \frac{m^2}{(100)^2 cm^2}$$

$$\Delta p = 0.6 \text{ Kg/cm}^2$$

b. Tubería de líquido.- En esta sección tendremos:

- Longitud de la tubería : 25 m.
- Longitud equivalente por accesorios: 12 m.
- Longitud equivalente total: 37 m.
- Diámetro interior de la tubería : 0.5 m/seg.
- Viscosidad cinemática del refrigerante : $0,2 \times 10^{-6} \frac{m^2}{seg.}$

Como en los casos anteriores:

1. Número de Reynolds:

$$R_e = 1.2 \times 10^5$$

2. Coeficiente de Rozamiento

$$f = 0.019$$

3. Pérdidas por fricción

$$h_f = f \times \frac{L}{d_i} \times \frac{U^2}{2g}$$

$$h_f = 0.179 \text{ m.}$$

4. Caída de presion

$$\Delta p = h_f \times \rho$$

ρ = densidad del líquido refrigerante: 1269 Kg/m^3

$$h_f = 0.023 \text{ Kg/cm}^2$$

c. Tubería de Aspiración.- En esta sección tenemos:

- Longitud de la tubería : 25 m.
- Longitud equivalente por accesorios: 12 m.
- Longitud equivalente total : 37 m.
- Diámetro interior : 0,080 m.
- Velocidad del refrigerante : 15 m/seg.
- Viscosidad cinemática del refrigerante : $0,19 \times 10^{-6} \frac{m^2}{seg.}$

En igual forma tenemos:

1. Número de Reynolds:

$$R_e = 6.3 \times 10^6$$

2. Coeficiente de Rozamiento

$$f = 0.0194$$

3. Pérdidas por fricción

$$h_f = 102.8 \text{ m.}$$

4. Caída de presión

$$\Delta p = h_f \times \rho$$

ρ = densidad del refrigerante : 15.82

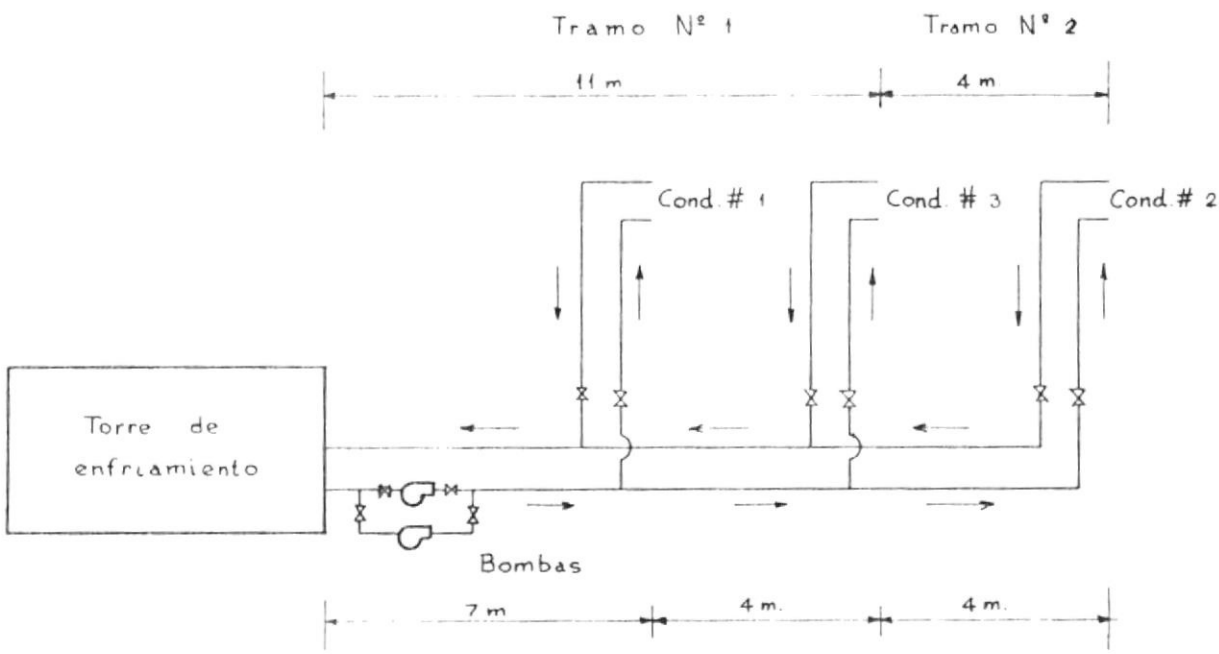
Luego:

$$\Delta p = 102.8 \times 15.8$$

$$p = 0.16 \text{ Kg/cm}^2$$

4.13.2. Distribución y Selección de las tuberías de agua de enfriamiento.

La disposición de las tuberías tanto de suministro como de retorno de agua a los condensadores es como se muestra en el esquema a continuación:



La tubería principal de alimentación así como la de retorno consta de dos tramos con diferentes diámetors, esto es con el objeto de evitar caídas de presión considerables debido al rozamiento.

El caudal de agua que circulará por las tuberías principales tanto de suministro como de retorno a la torre de enfriamiento es de 160 m^3/h o lo que es lo mismo: 0,044 $m^3/seg.$ de acuerdo al manual de ASMRAE (ref. 2) utilizaremos las siguientes tuberías soldadas de hierro dulce*.

Tramo Nº 1

- Caudal : 160 m^3/h ; 0.044 $m^3/seg.$
- Velocidad del agua : 0.9 m/seg.
- Diámetro interior : 0.254 m(10")
- Espesor : 0,01 m.
- Sección recta libre : 11 m.

Tramo Nº 2

Del mismo Manual ASMRAE, se ha seleccionado para el segundo tramo una tubería de hierro dulce de las siguientes características:

- Caudal de agua : 74 m^3/h ; 0.0205 $m^3/seg.$
- Velocidad del agua : 1.06 m/seg.
- Diámetro interior : 0.152 m.
- Espesor de la tubería: 0,0072 m.
- Sección recta libre : 4 m.

* Las tuberías se han seleccionado en base a un ajusta de las dimensiones existentes en el mercado.

La toma de agua para los condensadores vienen condicionadas por las características de diseño de los condensadores.

Potencia absorbida por el tramo Nº 1

- Caudal : 160 m^3/h
- Longitud de la tubería : 11 m.
- Longitud equivalente de tubería por accesorios: 5.5
- Longitud equivalente total : 16.5 m.
- Las pérdidas por fricción están dadas por:

$$h_f = f \frac{h}{d_i} \quad \frac{V^2}{2g} \qquad \text{Ec. (4.53)} \qquad \text{Ref. 27}$$

Donde:

h_f = pérdidas por fricción

f = coeficiente de rozamiento

L = longitud de la tubería : 165 m.

d_i = diámetro interior de la tubería : 0.254 m.

V = velocidad del agua : 0.9 m/seg.

g = aceleración de la gravedad: $9.81 \frac{m}{seg.^2}$

Calculamos primeramtne el número de Reynolds.

$$R_e = \frac{U \times d_i}{\nu}$$

Donde ν = viscosidad cinemática del agua a 32° C:

$= 7,6 \times 10^{-7}$ $m^2/seg.$

Luego:

$$R_e = 2,66 \times 10^5$$

Del diagrama de Moody, hemos encontrado un coeficiente de rozamiento de :

$$f = 0.02$$

Y las pérdidas por fricción están dadas por:

$$h_f = 0.060 \text{ m.}$$

El cabezal (h) está dado por:

h = h_f + altura de la torre + altura de la base de la torre.

$$h = 0,060 + 3.23 + 2.5$$

Luego:

$$h \cong 6$$

La potencia absorbida se la determina por:

$$P_B = \frac{Q^v_a \times h}{270} \text{ CV} \qquad \text{Ec.(4.55)} \qquad \text{Ref.} \quad 27$$

Donde:

P_B = Potencia absorbida

Q^v_a = Caudal de agua: $160 \text{ m}^3/\text{h}$

h = Cabezal

$$P_B = \frac{160 \times 6}{270} \text{ CV}$$

Luego:

$$P_B = 3.55 \text{ CU} ;$$

$$= 3.50 \text{ HP}$$

Potencia absorbida en el tramo Nº 2

- Caudal : 74 m^3/h
- Velocidad del agua: 1.06 m/seg.
- Diámetro interior : 0,152 m.
- Viscosidad cinemática del agua: 7.6×10^{-7} $m^2/seg.$
- Longitud equivalente total : 6
- Número de Reynolds

$$R_e = 21,12 \times 10^5$$

- Del diagrama de Moody

$$f = 0.018$$

- Pérdidas por fricción :

$$h_f = f \times \frac{L}{d_i} \times \frac{U^2}{2g}$$

$$h_f = 0.040 \text{ m.}$$

Aquí en este caso

$$h = h_f = 0.040 \text{ m.}$$

Y aplicando la ecuación (4.55) calculamos la potencia absorbida.

$$P_B = \frac{74 \text{ m}^3/h \times 0.040 \text{ m.}}{270} \text{ CV}$$

$$P_B = 0,0109 \text{ CU} \qquad 0.0108 \text{ HP}$$

La potencia total absorbida será:

$$P_{tB} = (P_{B1} + P_{B2}) = 3.51 \text{ HP}$$

Si aumentamos nuestra potencia en un 20% como un factor de seguridad tendremos que la potencia total real de la bomba será igual a:

$$P_{tB} = 4.3 \text{ HP}$$

De acuerdo a nuestras necesidades hemos seleccionado la siguiente bomba:

- Marca universal : Modelo 10 TL 6-T
- Cabezal de trabajo: 13 m.
- Caudal de trabajo : 180 m^3/h
- Dimensiones : Succión: 0.203 m(8")
  Descarga: 0.1502 m(6")
- Motor : Potencia de trabajo: 10 JP

4.14. CALCULO DEL AISLAMIENTO DE LAS TUBERIAS

El aislamiento en los circuitos frigoríficos es realizado en los tramos correspondientes:

a. Tuberías de líquido

b. Tuberías de aspiración

Los objetivos por los cuales se debe aislar estos tramos de tubería son:

Tubería de líquido.- Es la que conecta la botella colectora de líquido con la válvula de expansión y debe aislarse para:

- Evitar pérdidas de energía calorífica.

- Asegurar el correcto funcionamiento de las válvulas de expansión pues por este dispositivo debe pasar el 100% de líquido refrigerante y 0% de vapor refrigerante.
- Las tuberías de aspiración es la que conecta el evaporador con el compresor y debe de aislarse a fin de evitar un recalentamiento excesivo que sería desventajoso para el normal funcionamiento de la planta.

La hipótesis de base para el cálculo del aislamiento son las siguientes:

1. El material que utilizamos para el aislamiento de las tuberías será el poliestireno expandido, el cual presenta las ventajas que ya se expusieron cuando seleccionamos el aislante para las cámaras.
2. Para el cálculo del espesor del aislamiento de las tuberías tomaremos como referencia las condiciones - que se presentan en las líneas de aspiración; las cuales son las más desfavorables con respecto a las líneas de líquido.
3. Como el cálculo a realizarse es por motivo de longitud no nos interesa la longitud de las tuberías.
4. El espesor mínimo necesario, será aquel que nos permite obtener una temperatura exterior del aislamiento, mayor que la temperatura del punto de rocío del aire correspondiente a la temperatura y humedad re

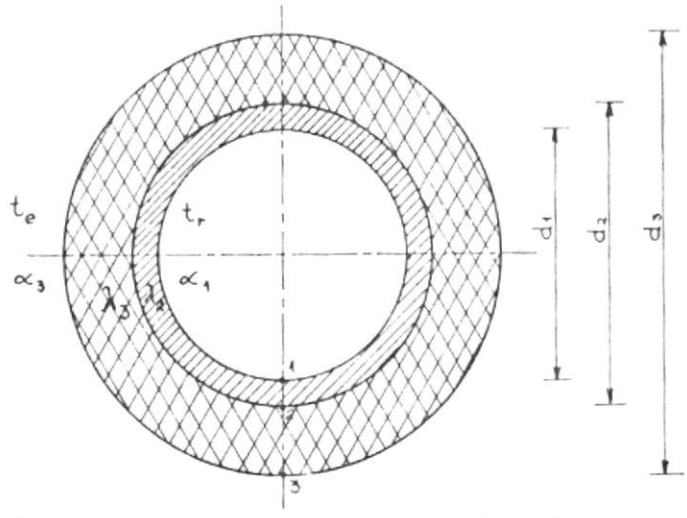
lativa del aire que rodea la tubería.

5. El aislante será recubierto de una barrera anti vapor, a fin de evitar la condensación del aire sobre la superficie del aislante lo cual alteraría sus - propiedades.

Las condiciones ambientales promedio del aire son:

- Temperatura del aire : 35° C
- Humedad relativa promedio: 70%
- Temperatura del punto de rocío: 29.2 ° C

Un corte transversal de la tubería nos muestra lo siguiente:



Los datos necesarios para el cálculo son los siguientes:

- temperatura del gas refrigerante: - 20° C*
- Coeficiente de conducción del cobre = 34 Kcal/hm° C
- Coeficiente de conducción de Poliestireno =0.033 Kcal/hm°C
- Temperatura del aire exterior. t_e = + 35° C
- Temperatura aconsejada de la superficie exterior del aisla-

* Temperatura más desfavorable.

miento 30° C

- Diámetro interior de la tubería : 0,125 m.
- Diámetro exterior de la tubería : 0,133 m.

Si analizamos el proceso de transferencia de calor en las tuberías, vemos que el calor se transfiere primero por convección del refrigerante a la pared interior de la tubería, luego por conducción a través de la tubería y el aislante y finalmente por convección y radiación entre la superficie exterior del aislamiento y el aire, el fenómeno de radiación lo despreciamos por ser insignificante. Con el objeto de conocer el espesor mínimo de aislamiento calcularemos primeramente la cantidad de calor que se transfiere del refrigerante a la capa exterior del aislamiento.

$$\frac{Q}{L} = \frac{x\ (t_3 - t_r)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{\lambda_{12}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_3}{d_2}} \quad \text{Ec. (4.56) Ref. 20}$$

Como desconocemos algunos de los datos de la ecuación propuesta procedemos a evaluarlos primero.

4.14.1. Cálculo del coeficiente de convección entre la superficie del aislante y el aire.- Para la determinación de este coeficiente asumimos que la transmisión de calor se realiza a flujo permanente y la relación adimensional que nos permite encontrar este valor es el siguien

te:

$$N_u = 0.53 \left(G_r \cdot P_r\right)^{1/4} \quad \text{Ec. (4.57)} \qquad \text{Ref. 20}$$

Esta ecuación es válida para calcular la transferencia de calor desde tubos horizontales en convección libre con un número de Prandtl mayor que 0.5 y de Grashof (G_r) entre 10^3 y 10^9.

De acuerdo a la ecuación (4-23) calculamos el número de Prandtl.

$$P_r = \frac{Cp\ \mu}{\lambda}$$

Donde:

Cp = calor específico del aire a presión constante: 0.24 Kcal/Kg° C.

μ = viscosidad dinámica del aire: 5.65×10^{-2} Kg/h m.

λ = Coeficiente de conducción del aire a 32.5° C : 1.87×10^{-2} Kcal/hm° C.

$$P_r = \frac{0.24\ \text{Kcal/Kg°\ C} \times 5.65 \times 10^{-2}\ \text{Kg/hm}}{1.87 \times 10^{-2}\ \text{Kcal/hm°\ C}}$$

$$P_r = 0.725$$

El módulo adimensional denominado número de Grashof es igual a:

$$G_r = \frac{d_e^3 \times \gamma^2 \times g \times (t_e - t_3)\beta}{\mu^2}$$

Donde:

d_e = diámetro exterior de la tubería incluído el aislante, para el cual asumimos un valor de 0.22 m.

γ = peso específico del aire: 1.2 Kg/m^3

g = aceleración de la gravedad: 9.81 m/seg^2

β = coeficiente de dilatación del aire: 1/273° C

t_e = temperatura ambiente exterior: 35° C

t_z = temperatura de la superficie exterior del aislante: 30°C.

Luego:

$$G_r = \frac{(0.22)^3 m^3 x (1.2)^2 Kg^2/m^6 x 9.81 m/seg^2 \times 0.0037\ 1/°C (35-30)° C}{(1.56 \times 10^{-5})^2\ Kg^2/m^2\ seg^2}$$

$G_r = 11.38 \times 10^6$. Valor que cumple la condición impuesta.

Luego por medio de la ecuación (4-21) calculamos el número de Nussal.

$$N_u = 0.53\ \ 1138 \times 10^{6\ \ 1/4} \times (0.725)^{1/4}$$

$$= 0.53 \times 58.08 \times 0.923$$

$$N_u = 28.41$$

De la ecuación (4-21) tenemos:

$$\alpha_3 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_e} = \frac{28.41 \times 1.87 \times 10^{-2}\ Kcal/hm° C}{0.16\ m.}$$

$$\alpha_3 = 3.32\ Kcal/hm^{2o}\ C$$

4.14.2. Cálculo del Coeficiente de convección entre el refrigerante y la pared interior del tubo.

Debido a que las condiciones de transferencia de calor son iguales a las consideradas cuando calculamos el coeficiente de convección interior, en los tubos de condensador, se utilizará la misma relación propuesta por Mac Adams, así :

$$N_u = 0.023 \times R_e^{0.8} \times P_r^{ax}$$

Calculamos primero el número de Reynolds por medio de la ecuación (4-41).

$$R_e = \frac{\rho U d_i}{\mu}$$

U = velocidad del refrigerante dentro de la tubería: 15 m/seg. Ref. 31

d_i = diámetro interior de la tubería : 0.125 m.

μ = viscosidad dinámica: 1.06×10^{-5} Kg/m seg.

ρ = densidad del refrigerante : 15.8 Kg/m^3

Luego:
$$R_e = \frac{15.8 \text{ Kg/m}^3 \cdot 15 \text{ m/seg.} \times 0.125 \text{ m.}}{1.06 \times 10^{-5} \text{ Kg/m seg.}}$$

$$R_e = 2.7 \times 10^6$$

Así mismo calculamos el número de Prandtl.

$$P_r = \frac{Cp\ \mu}{\lambda}$$

Donde:

Cp = calor específico del refrigerante: 0.12 Kcal/Kg°C.

μ = viscosidad dinámica del refrigerante : 0,026 Kg/m h

λ = conductividad térmica del refrigerante: 0.006 Kcal/hm°C.

$$P_r = \frac{0.12 \text{ Kcal/Kg°C} \times 0.026 \text{ Kg/m h}}{0.006 \text{ Kcal/hm°C}}$$

$$P_r = 0.52$$

Reemplazando datos en la ecuación propuesta anteriormente tenemos:

$$N_u = 0.023 \ (2.7 \times 10^6)^{0.8} \times (0.52)^{ax}$$

$$N_u = 0.023 \times 139666 \times 0.77$$

$$N = 2472.9$$

Despejando de la ecuación de Nusselt el valor del coeficiente de convección buscado:

$$\alpha_1 = \frac{Nu \times \lambda}{d} = \frac{2472,9 \times 0.0006}{0.05}$$

$$\alpha_1 = 29,67 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$$

4.14.3. <u>Cálculo de la cantidad de calor transferido por unidad de longitud</u>.

La misma cantidad de calor que se transmite por convección entre el refrigerante y la pared interior del tubo, es la misma cantidad de color que llega por conducción a la capa exterior del aislamiento y que se transmite por convección al ambiente exterior, para este cálculo utilizamos la siguiente ecuación:

$$\frac{Q}{L} = \pi \cdot d_3 \cdot \alpha_3 \cdot (t_e - t_3) \qquad \text{Ec. (4.58) Ref. 20}$$

Donde:

Q/L = cantidad de calor transmitido por m. de longitud.

d_3 = diámetro exterior del aislamiento

Los demás símbolos son perfectamente conocidos:

$$\frac{Q}{L} = 3.14 \times d_3 \times 3.32 \ \text{Kcal/hm}^{2\circ}\text{C} \ (35-30)\ ^\circ\text{C}$$

$$\frac{Q}{L} = 52.12\ d_3 \ \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}}$$

- Cálculo del espesor mínimo de aislamiento

De acuerdo a lo expresado anteriormente, en lo que respecta al proceso de transferencia de calor en la tubería, tenemos que según la ecuación (4.56) el calor transferido por metro de longitud es:

$$52.12\ d_3 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}} = \frac{\pi \cdot (30 - |-20|)^\circ\text{C}}{\frac{1}{0.125\ \text{mx}296.7\ \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^{2\circ}\text{C}}} + \frac{1}{34\ \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}}} \ln\frac{0.125}{0.133} + \frac{1}{0.033\ \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}}} \ln d_3 0.133}$$

Simplificando tenemos:

$$d_3 = 0.20 \text{ m.}$$

Este valor del diámetro está aproximadamente de acuerdo al asumido que era de 0.22 m. por lo que restando el diámetro de la tubería, encontramos que el valor del espesor del aislamiento (e) será de:

$$e = d_3 - d_2 = 0.20 - 0.125 = 0.075$$

Luego:

$$e = 0.075 \text{ m} \quad (3")$$

4.14. SELECCION DE LOS DISPOSITIVOS DE CONTROL

Los dispositivos de control automático cumplen dos funciones básicas:

1. Regular el funcionamiento de la planta frigorífica.
2. Asegurar su funcionamiento dándole una seguridad preventiva a sus elementos.

En el esquema de controles automáticos, se especifican los dispositivos que intervienen en el funcionamiento de nuestra instalación y que de acuerdo a la función que realizan los clasificamos en:

- Válvulas de expansión
- Controles de presión
- Controles de temperatura

- Válvulas Solenoides
- Controles de humedad

A continuación describimos los principales dispositivos de control automático seleccionados:

4.14.1. Válvula de Expansión

Para mantener constante la temperatura en las cámaras es necesario que la vaporización dentro del evaporador se regule de acuerdo a la carga de refrigeración necesaria y a la presión correspondiente a la temperatura de evaporización, para efectuar esto, deberá mantenerse un balance por medio de la válvula de expansión, la cual regula la alimentación de líquido desde el lado de alta presión en proporción igual a la vaporización del refrigerante. Las válvulas de expansión act´uan como reductoras de presión, estas válvulas son colocadas en la línea de líquido. En nuestra instalación utilizaremos las llamadas válvulas de Expansión Termostáticas.

La válvula termostática de expansión, es accionada por la detección de la temperatura, es frecuentemente utilizada por las seguridades que presenta en el proceso de regulación de la alimentación del líquido refrigerante, lo cual permite el uso total de la superficie del evaporador, previniendo que líquido sea

arrastrado al compresor; esta operación es efectuada controlando el grado de recalentamiento del vapor a la salida del evaporador.

En nuestra planta se utilizarán las siguientes - válvulas termostáticas de expansión:

1. - Marca y Modelo : Flica TM x F6
   - Refrigerante R - 12
   - Capacidad : 18.000 Fg/h
   - Longitud del capilar : 2 m.
   - Amplitud de regulación de temperatura: -25/+ 25°C
2. - Marca y Modelo : Flica : TM x F8
   - Refrigerante : R-12
   - Capacidad : 28.000 Fg/h
   - Amplitud de regulación de temperatura: -10/25°C

Cada uno de los tipos de válvulas seleccionados tendremos los distribuidores de líquido adecuados para el evaporador seleccionado.

4.14.2. Controles de Presión

Para mantener las presiones adecuadas en las diferentes partes del sistema, se requiere de ciertos tipos de válvulas reguladores de presión:

- Válvulas de Presión Constante.- El propósito de esta

válvula es mantener la presión constante en el evaporador. En nuestra instalación se lo utilizarán para evitar que la presión de los evaporadores que están a una temperatura y presión más alta que los otros disminuya y esto se debe a que en nuestro caso se encuentran en paralelo otros evaporadores a menor presión y temperatura. Se instalarán válvulas de presión constante en la cámara Nº 6 y en la antecámara. La selección de las válvulas la realizaremos en base únicamente a la capacidad frigorífica y no a la temperatura de evaporación ya que esta se regulará por medio de la válvula termostática de expansión. De acuerdo a esta premisa se ha seleccionado:

Para la antecámara:

- Marca y tipo : Danfos CPP 35
- Refrigerante : R-12
- Presión máxima admisible: 24.0 atm
- Capacidad frigorífica : 26.000 Fg/h
- Escala de regulación : 0-6 atm
- Temperatura máxima admisible: + 100°C

Este mismo modelo se utilizará en la cámara Nº 6 ya que los evaporadores son de igual potencia frigorífica y es la condición bajo la cual se ha hecho la selección de acuerdo a lo explicado anteriormente.

- Presostatos de alta presión.- Son aparatos eléctricos accionados por la presión reunante en la tubería de salida del compresor, el cual conecta o desconecta el circuito eléctrico al motor del compresor, por intermedio de dispositivos de protección en circunstancia que la presión de condensación aumenta o disminuya del rango normal de funcionamiento. Utilizaremos el siguiente presostatos, con las siguientes características:

- Marca y Tipo : FR112
- Número de código : H119 A 2 MT
- Refrigerante : R-12
- Regulación de Presión : 8 - 16 atm
- Diferencial de regulación: 0.5 - 3.5 atm.
- Regulación de fábrica : 9/13 atm
- Peso : 0.40 Kg.
- Acople: tubo de acero SAE 1/4
- Corriente alterna : Voltajes máximo: 110 - 380 V.

- Presostatos de baja presión.- Como diferencia con el del alta presión este detecta la presión en el lado de aspiración bajo el mismo sistema de operación. Se utilizarán:

- Marca y tipo : FANAL FF 112 b
- Número de código : H119 A 2 MT
- Refrigerante : R-12

- Regulación de presión : 0.6 - 5.5 atm.
- Diferencial de regulación : 0.35 - 2 atm
- Peso : 0.40 Kg
- Acople tubo de acero SAE 1/4
- Corriente alterna : Voltaje máximo 110-380 V.

- Presostato diferencial de aceite.- Este dispositivo eléctrico accionado por la presión del aceite en el carter de los compresores interrumpiendo o conectando el circuito de corriente al motor del compresor, estableciendo un sistema de protección en caso de que la presión del aceite o la diferencia entre la presión de descarga de la bomba de aceite y la presión del carter del compresor, respectivamente se desvíen del rango normal de trabajo.

La presión mínima de aceite recomendable en compresores frigoríficos es de 2.5 Kg/cm^2 y será la presión de regulación del presostato.

Las características de los presostatos de seguridad serán:

- Marca y tipo : Danfoss : RT 260 A
- Número de código : 17D0001
- Refrigerante : R-12
- Gama o escala de regulación: 0.5 - 4 atm.

- Diferencial de regulación : 0.3 atm
- Sistema de contacto : unipolar a dos direcciones.
- Acople. Tubo soldado de acero de 6/10 mm.
- Presión máxima admisible : 25 atm. efectivas
- Voltaje máximo de trabajo : 380 AC Voltios

4.14.3. Controles de temperatura

La función principal de nuestro sistema de refrigeración es reducir la temperatura de las cámaras y la de los productos que en ella se encuentran hasta un nivel determinado y mantener luego esta temperatura por períodos mas o menos largos de tiempo, a pesar de las fluctuaciones de carga que puedan producirse para conseguir esta se han diseñado, los termostatos que son instrumentos sensibles que no solo detectan los cambios de temperatura, sino que también por medio de ciertos mecanismos influyen sobre las demás partes del sistema para compensar estos cambios. Las partes principales de un termostato son:

1. Elemento sensible de temperatura
2. Contacto eléctrico
3. Sistema de regulación
4. Base de montajes de las partes 1.2 y 3

Los termostatos actúan eléctricamente sobre las val

vulas solenoides y los ventiladores de los evaporadores de cada circuito frigoríficos, así como también a los motores de los compresores por medio de un circuito especial de seguridad cuando la temperatura de las cámaras alcanzan valores máximos y mínimos previamente fijados.

Los termostatos serán ubicados en en lugar donde circula la corriente de aire de retorno al evaporador.

Utilizaremos los termostatos de ambientes de las siguientes características:

- Marca y tipo : DANFOSS RT 270
- Número de Código : 17D0011
- Límites de funcionamiento : - 30/+ 40° C
- Temperatura de regulación : + 2 °C
- Acople. Tubo capilar de 2 mts. de longitud
- Material del bulbo : cobre
- Voltaje máximo de trabajo : 220 V.

Debido a la gran amplitud de funcionamiento podrá ser utilizado en todas las cámaras, regulado de acuerdo a cada una de las temperaturas deseadas.

4.14.4. Válvulas Solenoides

Opera bajo el principio electromagnético en el cual

la válvula permanece cerrada cuando la bobina está desenergizada y abierta en el caso contrario y es comandada directamente por medio del termostato así como también por el higrostato de cada cámara o lo que es lo mismo decir que la válvula solenoide es comandada indirectamente por la temperatura y humedad de la cámara dentro del rango de regulación de los instrumentos descritos.

Seleccionaremos las siguientes válvulas solenoides:

- Marca y tipo : EVJDA 15 Cámaras (-18°C)
- Número de código : AFX 15TT
- Refrigerante : R-12
- Presión máxima de líquido: 17.5 atm.
- Diferencia de presión máxima para abertura: 17,5 atm
- Diferencia de presión mínima para abertura: 0,05 atm
- Presión máxima de servicio: 26. 5 atm.
- Presión de prueba : 50.0 atm.
- Temperatura máxima de trabajo: + 105°C
- Temperatura mínima de trabajo: - 40°C
- Voltaje. Si sus dos bobinas están conectadas en serie trabajará con 230 V. ysi es en paralelo 115 V.
- Potencia absorbida : 12 Watt.
- Puede ser operada manualmente

- CAMARAS (0°C, +2, y + 10°C)

  - Marca y tipo : EVJDA 20
  - Número de código : AV x 20 TT
  - Refrigerante : R-12
  - Diferencia de presión máxima de abertura: 17.5 atm.
  - Diferencia de presión mínima de abertura: 0,05 atm.
  - Presión de servicio : 26.5 atm.
  - Presión de prueba - 50.0 atm.
  - Voltaje: igual que para la válvula anterior

4.14.5. Válvula Preostática de agua

Este tipo de válvula es usada para controlar automáticamente la cantidad de agua que fluye por el condensador y sirve para dos propósitos:

a. Mantiene constante la presión de condensación cuando el caudal de agua a la entrada del condensador es inestable.

b. Evita el desperdicio de agua lo que influye enormemente en el costo de explotación de la planta especialmente en nuestro caso que se utiliza agua de la ciudad.

El funcionamiento de la válvula es más o menos el siguiente:

Un capilar acoplado directamente a la tubería de descarga del compresor acciona sobre una membrana acoplada a un resorte, el cual regula el paso del agua de acuerdo a las variaciones de presión que registre el capilar.

Las características de las válvulas preostáticas que se utilizarán serán:

- Marca y tipo : DANFOSS WVS 50
- Número de Código : 16 D. 10204
- Diámetro interior : 50 mm.
- Presión de condensación máxima: 20 Kg/cm^2
- Presión de agua máxima : 10 Kg/cm^2
- Diferencial de regulación : 0.3 - 4 Kg/cm^2
- Presión de condensación mínima: 3.6 Kg/cm^2

Como la presión normal de condensación de nuestros condensadores es de 9.8 Kg/cm^2, regularemos las válvulas para que a una presión de 11 Kg/cm^2 se encuentra totalmente abierta.

4.14.6. Deshidratadores

Debido al efecto dañino de la humedad en los sistemas de refrigeración se deberá prevenir la entrada o la eliminación en caso de que ya exista. La humedad

puede ser acarreada por el aceite lubricante los cuales generalmente son hidroscópicos, o con el refrigerante durante la cargada del equipo. Para evitar este inconveniente utilizamos los deshidratadores, los cuales estarán ubicados a la salida de la botella colectora de líquido. Se utilizará los siguientes deshidratadores:

- Marca y tipo : SPOR LAN C14411

Estos son los recomendados para utilizarlos con los condensadores seleccionados.

4.14.7. Termostato detector de la temperatura de agua de la torre de enfriamiento

Este termostato de acuerdo a la temperatura del agua de enfriamiento de los condesadores actúa sobre el ventilador de la torre de enfriamiento, por medio de un sistema eléctrico igual al descrito en los casos anteriores. Se utilizará el siguiente modelo:

- Marca y Modelo : DANFOSS MP66
- Número de código : 60 L 0110
- Amplitud de regulación: 10 - 45°C
- Sistena de contacto: Unipolar en dos direcciones
- Voltaje máximo de trabajo: 380 Ac Vol.

Como la temperatura de entrada de agua a la torre

la hemos determinado en 30° C, regularemos el termostato con un diferencial que accione y pare el ventilador cuando el agua se encuentre a 29 y 32° C respectivamente.

4.14.8. Intercambiadores sub-enfriador de líquido

Este aparato sirve para intercambiar calor entre la tubería de líquido con la de aspiración a la entrada y salida del evaporador, con lo cual se consigue:

- Asegurar un determinado recalentamiento, previniendo los golpes de líquido, en el compresor.
- Mejorar el sub-enfriamiento del líquido refrigerante que entraría a la válvula de expansión a más baja temperatura, lo cual es ventajoso desde el punto de vista de eficiencia, ya que se explota mejor la superficie del evaporador.

Como el intercambiador de calor es aislado totalmente nos proporciona una diferencia de entalpias igual entre el recalentamiento y el sub-enfriamiento.

El tipo de intercambiador seleccionado es:

- Marca y tipo : DANFOSS Mod. HE8.0
- Número de Código : 15D.30104
- Refrigerante : R-12

- Presión máxima admisible : 26.5 atm.

Este modelo se adapta a nuestras necesidades debido al amplio rango de trabajo y capacidad frigorífica.

4.14.9. Separador de aceite

Este dispositivo trata de eliminar a un mínimo el aceite que sale del compresor mezclado con el refrigerante. El modelo seleccionado es:

1.- Marca y Modelo : TEMPRITE Mod: 508
- Presión máxima de trabajo: 35 Kg/cm^2
- Refrigerante : R-12

2.- Marca y modelo : TEMPRITE Mod: 509
- Presión máxima de trabajo: 35 Kg/cm^2
- Refrigerante : R-12

El uso del separador de aceite tiene además la ventaja de que actúa como silenciador y reduce las pulsaciones en la tubería de descarga del compresor.

CAPITULO 5

ESTUDIO ECONOMICO

GENERALIDADES

El estudio económico a realizarse es muy escueto; ya que por tratarse de un anteproyecto, lo que nos interesa es determinar de una manera general el costo aproximado de la Bodega, y con esta determinación y, haciendo ciertos reajustes técnico - económicos, podremos establecer los costos detallados para convertir este anteproyecto en un proyecto definitivo.

En consecuencia nuestro análisis económico se limitará al costo de instalación bajo el rubro de inversión fija y dentro de este rubro se incluye lo siguiente:

- Terreno
- Construcción Civil
- Maquinaria y Equipos
- Otros activos

Debemos añadir, que los equipos pueden ser importados libres de impuesto, por ser la Autoridad Portuaria de Guayaquil una institución del estado.

5.1. TERRENO.- A pesar de que la obra se construirá dentro del terminal de la Autoridad Portuaria de Guayaquil consideraremos cuanto vale el área que ocupará la planta frigorífica:

AREA m^2	COSTO UNITARIO Sucres	VALOR TOTAL Sucres
680	800	544.000

Este valor no será desembolsado por la Autoridad Portuaria, sino que es necesario conocerlo para mas tarde en caso de que se llevara a la realidad este estudio, tengamos los elementos para realizar un análisis económico - preciso a fin de determinar los costos de explotación.

5.2. CONSTRUCCION CIVIL.- Aquí se considerarán las obras de Ingeniería Civil propiamente dicha, como:

a. Estructuras, cubierta, paredes y Piso.

b. Aislamiento que recubrirá estas superficies.

En los precios se considera su costo de instalación.

	AREA m^2	PRECIO UNITARIO Sucres	PRECIO TOTAL Sucres
Estructura m^3	104	3400	354.832
Paredes	1525	100	152.500
Contrapiso de hormigón simple	1285	50	64.250
Puertas	45	1000	45.000
Aislamiento	3540	280	991.200
Cubierta	608	200	121.600
		SUB - TOTAL :	1'729.382

5.3. MAQUINARIAS Y EQUIPOS.- El costo de la maquinaria y el equipo frigorífico es el siguiente:

1	Compresor "Sulzer Escher Wyss", 6 cilindros con accesorios, Modelo 6VV110. Motor eléctrico de 30 KW. con sus respectivos controles.	320.000
1	Separador de aceite "TEMPRITE" tipo 508 Para R-12	4.500
4	Compresores "Sulzer Escher Wyss", 6 cilindros con accesorios, Modelo 6W110R y sus respectivos motores eléctricos de 38 KW/ c/u.	840.000
4	Separadores de aceite "TEMPRITE" Tipo 509. Para R-12.	20.000
2	Compresores "Sulzer Escher Wyss" Modelo 8W 110R, con accesorios y motores eléctricos de 40 KW c/u.	600.000
2	Separadores de aceite "TEMPRITE" Tipo 509 Para R-12	9.000
2	Condensadores Friga - Cos 14-L con sus respectivos recipientes de líquido y accesorios.	651.200
1	Condensador Friga. Cos 12-1 con su respectivo recipiente de líquido y accesorios.	228.508
1	Torre de enfriamiento Marley. NC Mod. 8606	190.000
2	Bombas Universal con Motor y controles de Arranque.	70.000
1	Sistema de tuberías de Agua y accesorios.	75.000

8	Evaporadores "CONTARDO", ED-160 con sistema de descarchado Modelo RSB y Temporizador.	504.000
20	Evaporadores "CONTARDO" Mod. DF-240 con sistema de descarchado por agua con tanque de Spray y temporizador.	7'560.000
	Conjunto de tuberías y accesorios para los circuitos (incluído el aislamiento de las tuberías que lo necesitan).	491.000
	Conjunto de dispositivos de controles automático.	335.440
28	Intercambiadores subenfriadores de líquido.	104.720
	SUB-TOTAL:	12'003.368

5.4. OTROS ACTIVOS.- Aquí en este rubro se consideran:

- Costo de instalación y montaje de los equipos
- Dirección Técnica
- Imprevistos

Costo de instalación* :	S/.	1'800.000
Dirección Técnica (10%):	"	1'552.775
Imprevistos (10%) :	"	1'552.775
TOTAL:	S/.	19.177.300

Los costos señalados en los diferentes rubros se han tomado de los precios actuales del equipo seleccionado en relación con otros similares en el mercado internacional, es de anotar que pueden estar sujetos a cambios debido a la inflación mundial que continua desarrollándose constantemente.

* Como en el momento resulta imposible determinar exactamente los costos de instalación en la práctica este costo es aproximadamente un 15% del valor de los equipos y maquinarias.

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El presente estudio puede decirse que cumple en un gran porcentaje con su objetivo fundamental.

Este objetivo es:

a. Analizar la factibilidad de construir una Bodega frigorífica en la AUTORIDAD PORTUARIA DE GUAYAQUIL.

b. Diseñar la capacidad de almacenamiento de esta Bodega para satisfacer la demanda actual y las futuras en cierto número de años.

Dentro de las consideraciones de diseño de estas instalaciones, se han tomado ciertas decisiones tales como:

a. Utilizar un sistema de Refrigeración directa en vez del sistema de Refrigeración indirecta por razones de economía en costo de instalación y de explotación.

b. Utilizar como refrigerante, el R-12, por cuanto no presenta problemas que puedan afectar a los productos a almacenar en caso de fugas y al mismo tiempo por su precio y disponibilidad en el mercado.

c. Distribuir la potencia frigorífica de la planta en tres circuitos frigoríficos, para evitar la utilización de equipos demasiado grandes y costosos, a la

vez que cañerías demasiado largas que causen caídas de presión considerables afectando la eficiencia termodinámica del sistema.

d. Utilizar equipos de dimensiones y capacidades similares interconectados, previniendo que estos puedan ser usados como reemplazo unos de los otros en caso de falla. Esto le da una mayor flexibilidad de operación a la planta frigorífica de la Bodega.

e. Utilizar agua de enfriamiento de la ciudad en vez del agua del estero salado, pues con esta agua se presenta contínuos problemas de mantenimiento a causa de la infiltración de algas, crustaceos, etc. en el circuito, incluso haciendo uso de filtros.

RECOMENDACIONES

- De acuerdo a los cálculos de la planta se recomien

tar deterioro en el aislamiento del piso.

- En caso de que se llevara a la realidad este anteproyecto, se debe ampliar el estudio económico a fin de determinar los costos de operación, y establecer

una tarifa por concepto de almacenamiento de los productos, basándonos en los costos totales de instalación y operación. De esta manera se podría determinar la rentabilidad de esta Bodega para justificar su inversión.

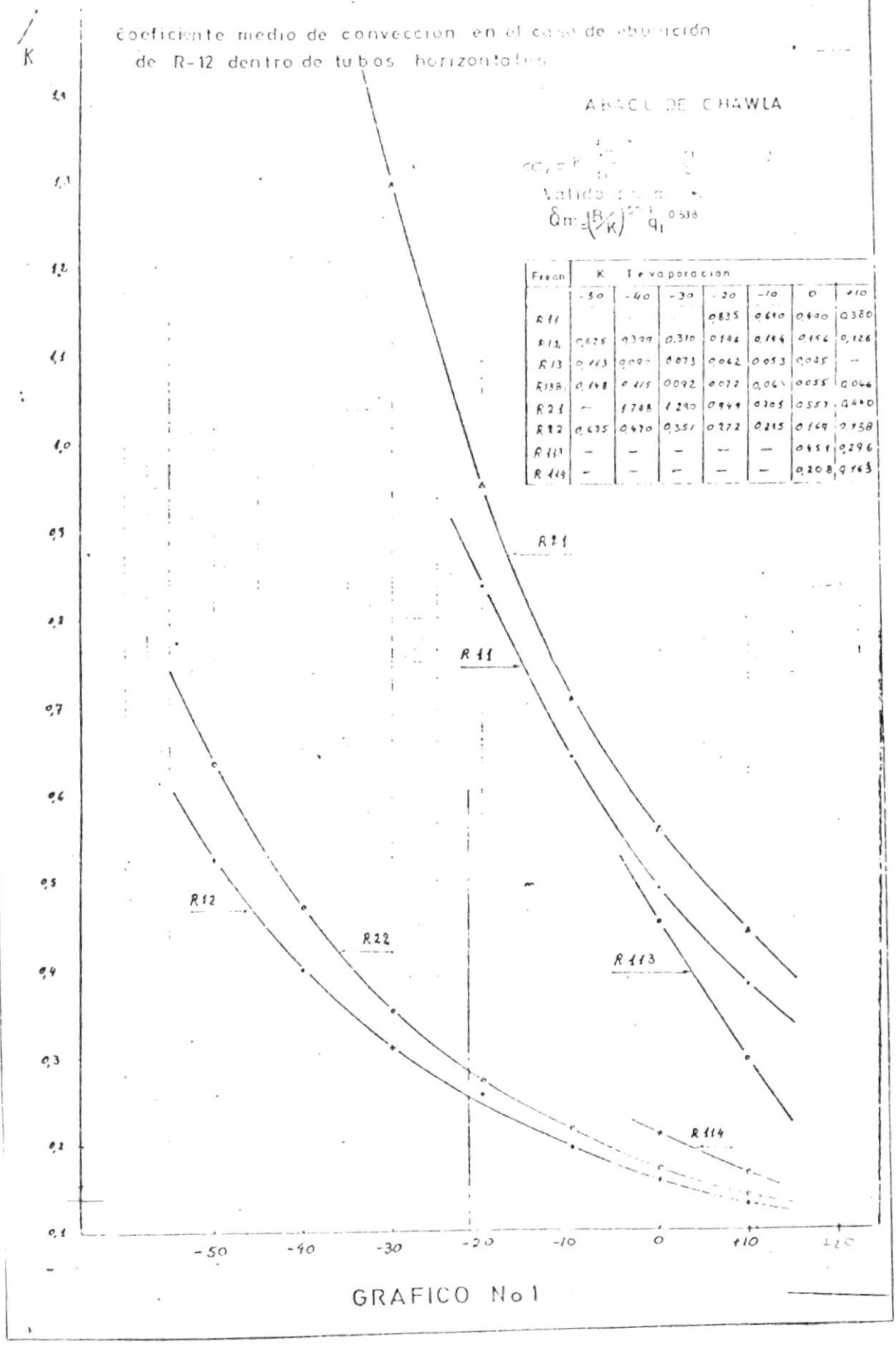
- Debe de calcularse y seleccionarse un sistema de protección contra el calor que se introduce por infiltración a través de las puertas, cuando estas se abren o se cierran. El método que se utiliza es el de la cortina de aire, en la cual un ventilador sopla el aire a alta velocidad cuando las puertas se abren, esto es solo para la puerta principal de la Bodega.

TABLA # 4.3

C A R G A D E

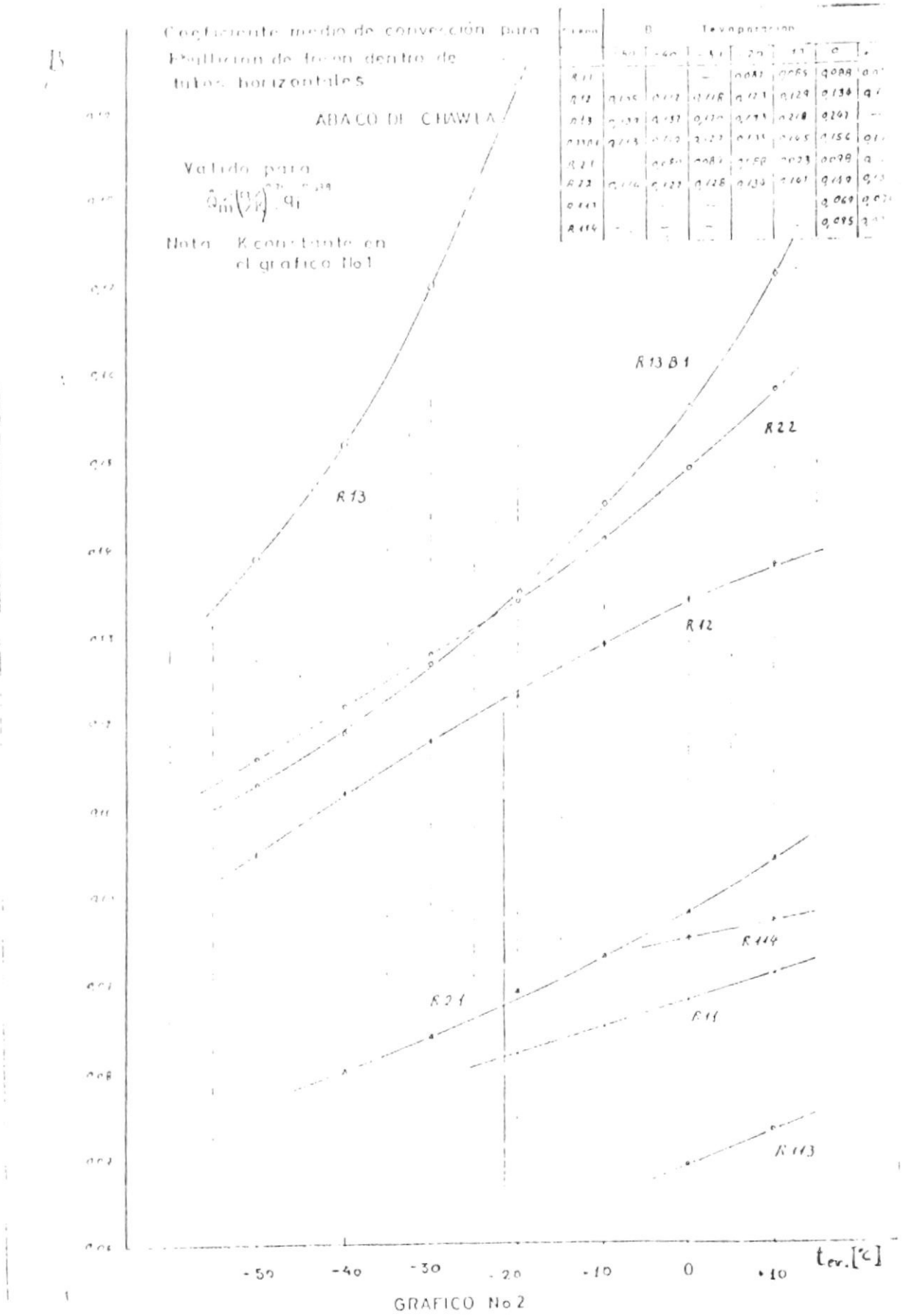
ENFRIAMIENTO DE LAS CAMARAS

APORTES	CAMARA # 1 Kcal/día	CAMARA # 2 Kcal/día	CAMARA # 3 Kcal/día	CAMARA # 4 Kcal/día	CAMARA # 5 Kcal/día	CAMARA # 6 Kcal/día	CAMARA # 7 Kcal/día	ANTECAMARA Kcal/día
ENFRIAMIENTO	319.200	672.588	672.588	1'397.250	1'397.250	1'320.750	319.200	
RESPIRACION	73.600			93.520	93.500	131.600	73.600	
PAREDES	22.359	28.780	28.780	31.126			22.841	6.125
TUMBADO	10.989	11.107	11.107	20.790	20.790	20.790	10.989	16.500
PISO	6.272	8.000	8.000	11.405	11.405	11.405	6.272	7.600
RENOVACION	19.912	21.825	21.825	37.575	37.575	31.950	19.912	8.437
ILUMINACION	4.086	4.086	4.086	6.811	6.811	6.811	4.086	7.568
APARATOS DE MANUTENCION	240.000	240.000	240.000	240.000	240.000	240.000	240.000	240.000
PERSONAL	6.400	6.400	6.400	6.400	6.400	6.400	6.400	6.400
10%	70.218	99.278	99.278	184.487	184.487	180.218	70.330	
T O T A L	702.818	992.786	992.786	1'844.877	1'844.877	1'801.218	703.300	292.670



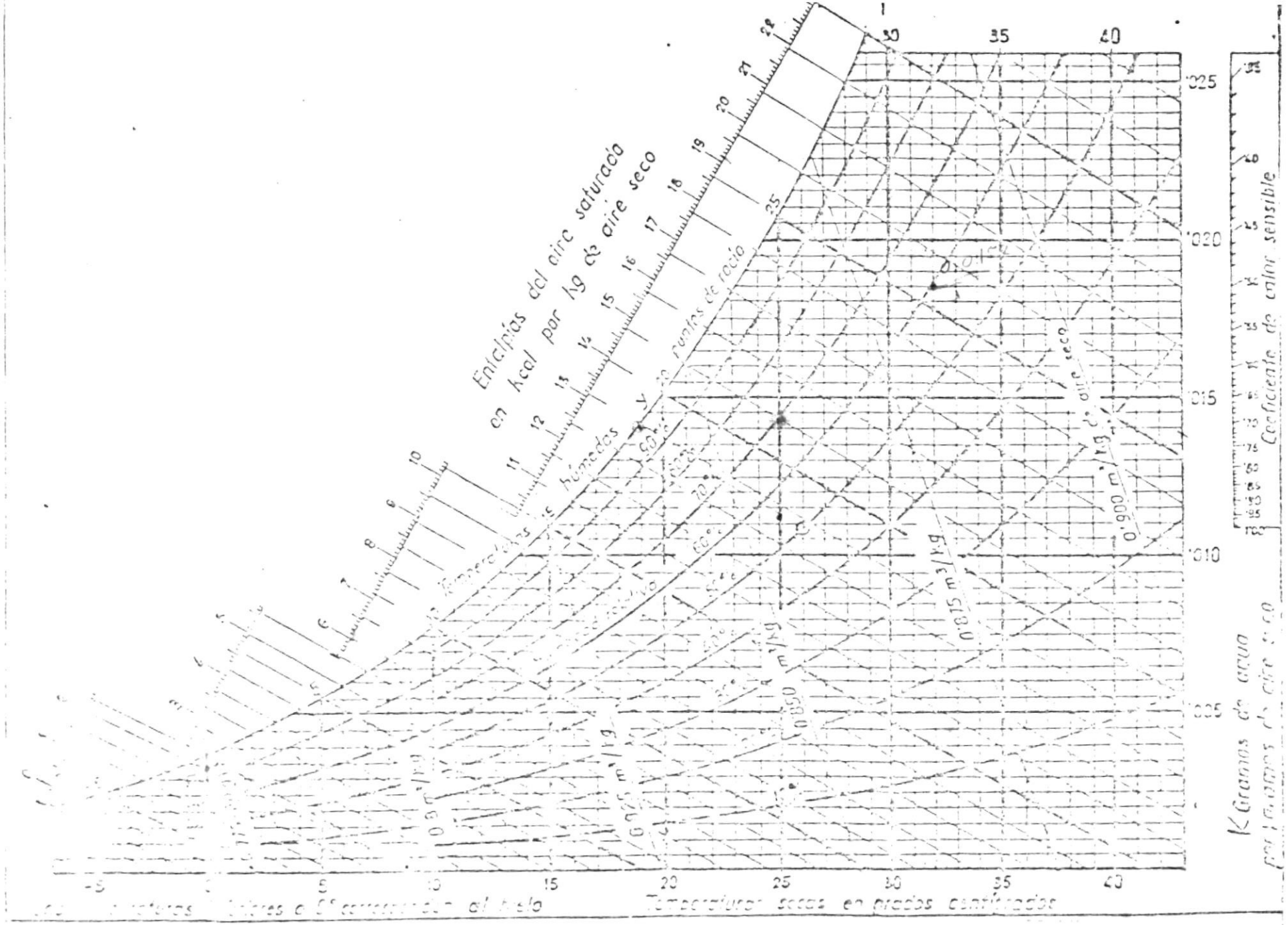
Freon	K Tevaporacion						
	-50	-40	-30	-20	-10	0	+10
R 11				0,835	0,690	0,490	0,380
R 12	0,625	0,399	0,310	0,146	0,144	0,156	0,126
R 13	0,113	0,090	0,073	0,062	0,053	0,045	—
R 13B1	0,148	0,115	0,092	0,077	0,064	0,055	0,046
R 21	—	1,748	1,290	0,949	0,705	0,557	0,440
R 22	0,635	0,470	0,351	0,272	0,215	0,169	0,138
R 113	—	—	—	—	—	0,451	0,296
R 114	—	—	—	—	—	0,208	0,163

GRAFICO No 1



Tubo	B		Tevaporacion				
	-50	-40	-30	-20	-10	0	+
R11			—	0,082	0,085	0,088	[illegible]
R12	0,105	0,112	0,118	0,123	0,129	0,134	[illegible]
R13	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	0,218	0,247	—
R13B1	0,113	[illegible]	[illegible]	[illegible]	0,145	0,156	[illegible]
R21		0,080	0,087	0,088	0,023	0,098	[illegible]
R22	0,114	0,122	0,128	0,134	0,141	0,149	[illegible]
R113		—	—			0,069	[illegible]
R114	—	—	—		—	0,095	[illegible]

GRAFICO No 2


Entalpías del aire saturado en kcal por kg de aire seco
Temperaturas de bulbo húmedo y de puntos de rocío
Kilogramos de agua por kilogramos de aire seco
Coeficiente de calor sensible
Temperaturas secas en grados centígrados
0.850 m³/kg
0.875 m³/kg
0.900 m³/kg
0.925 m³/kg
0.950 m³/kg
1.000 m³/kg
1.025 m³/kg
1.050 m³/kg
1.075 m³/kg
1.100 m³/kg
1.125 m³/kg
1.150 m³/kg
1.175 m³/kg
1.200 m³/kg
1.225 m³/kg
1.250 m³/kg
1.275 m³/kg
1.300 m³/kg
1.325 m³/kg
1.350 m³/kg
1.375 m³/kg
1.400 m³/kg
1.425 m³/kg
1.450 m³/kg
1.475 m³/kg

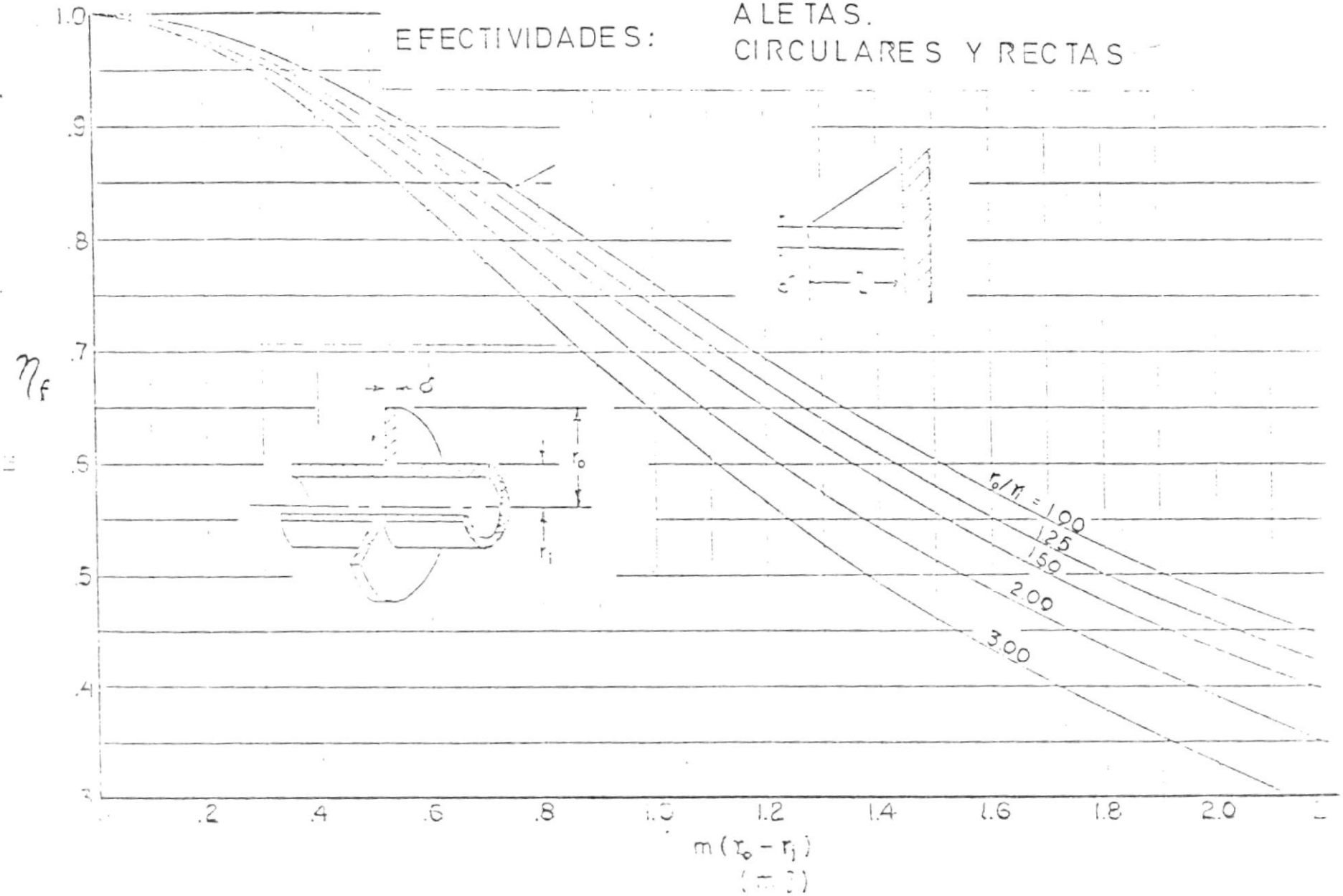


DIAGRAMA No 4

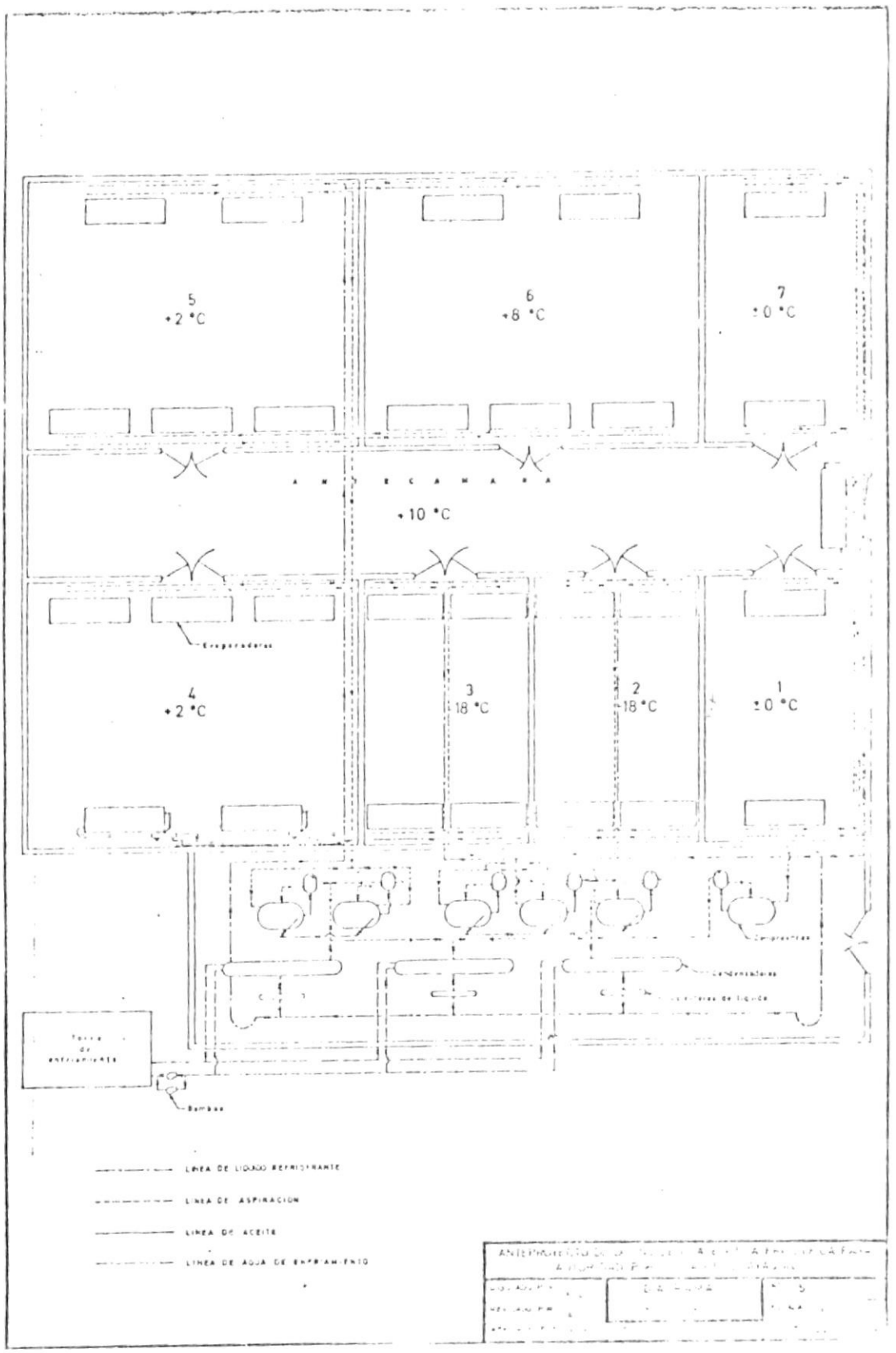
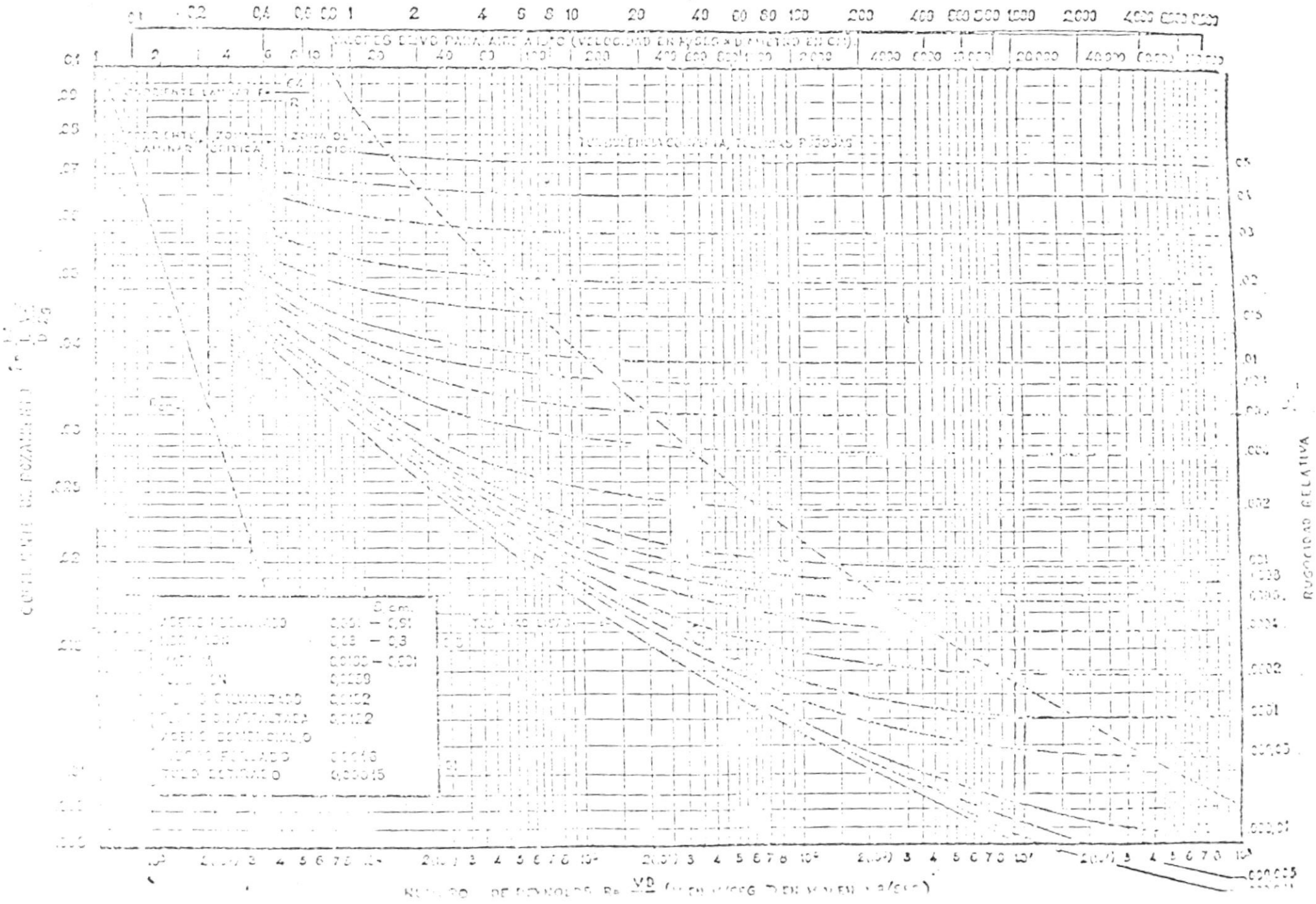
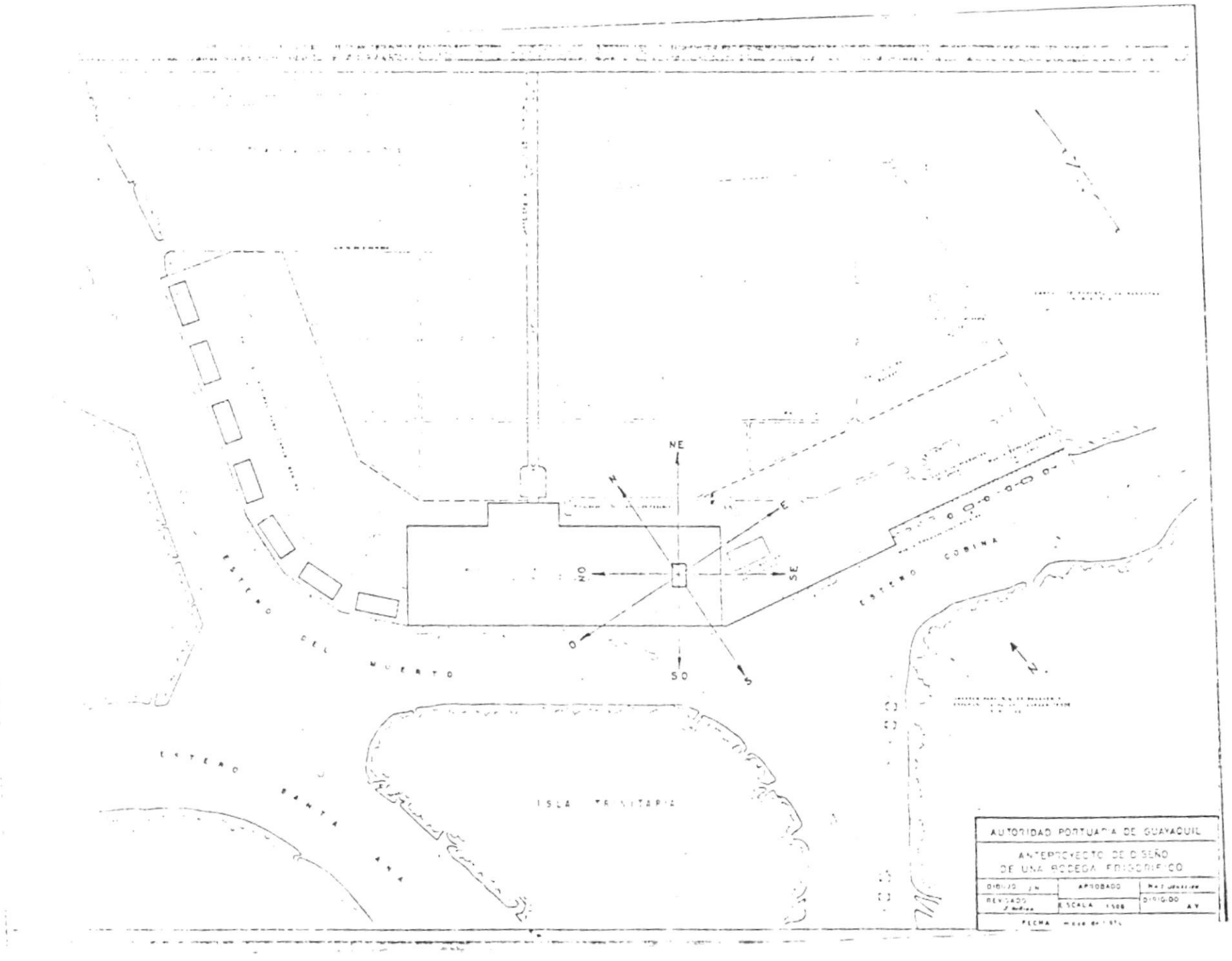
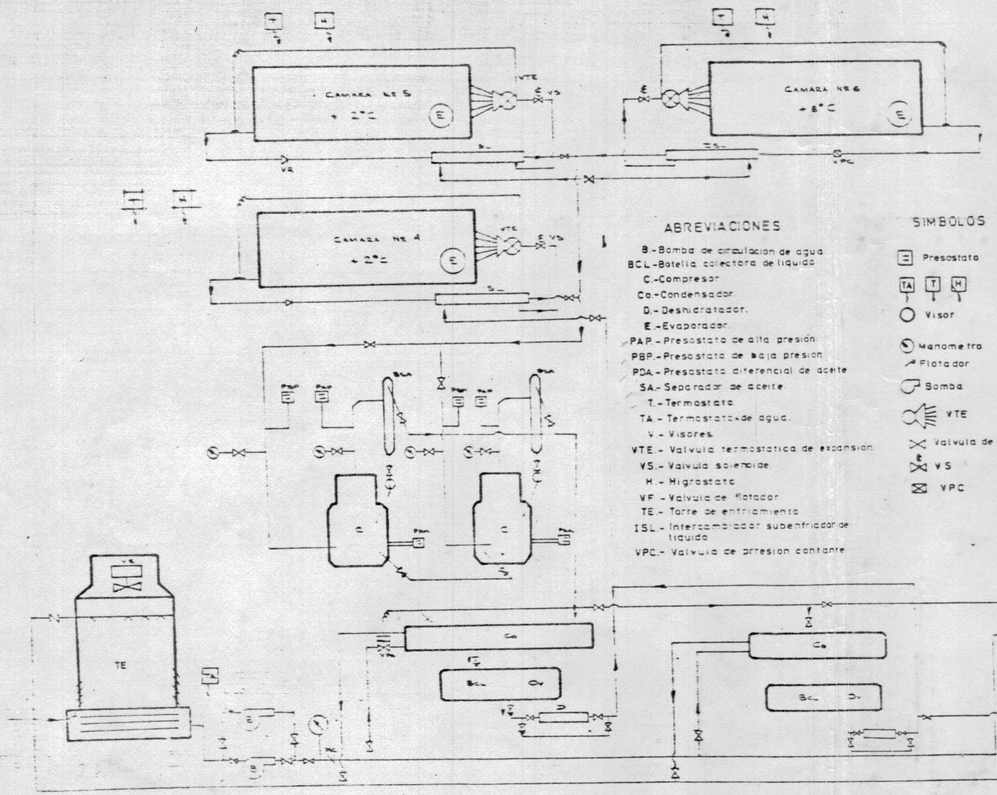

5
+2 °C
6
+8 °C
7
±0 °C
+10 °C
Evaporadores
4
+2 °C
3
18 °C
2
18 °C
1
±0 °C
Compresores
Condensadores
Torre de enfriamiento
Bombas
LINEA DE LIQUIDO REFRIGERANTE
LINEA DE ASPIRACION
LINEA DE ACEITE
LINEA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

DIAGRAMA No 3 — DIAGRAMA DE MOODY




NE
N
E
NO
SE
O
SO
S
ESTERO DEL MUERTO
ESTERO COBINA
ISLA TRINITARIA
ESTERO SANTA ANA
N
AUTORIDAD PORTUARIA DE GUAYAQUIL
ANTEPROYECTO DE DISEÑO
DE UNA BODEGA FRIGORIFICO
DIBUJO J.N.
APROBADO
REVISADO
ESCALA 1:500
DIBUJADO
A.V.
FECHA

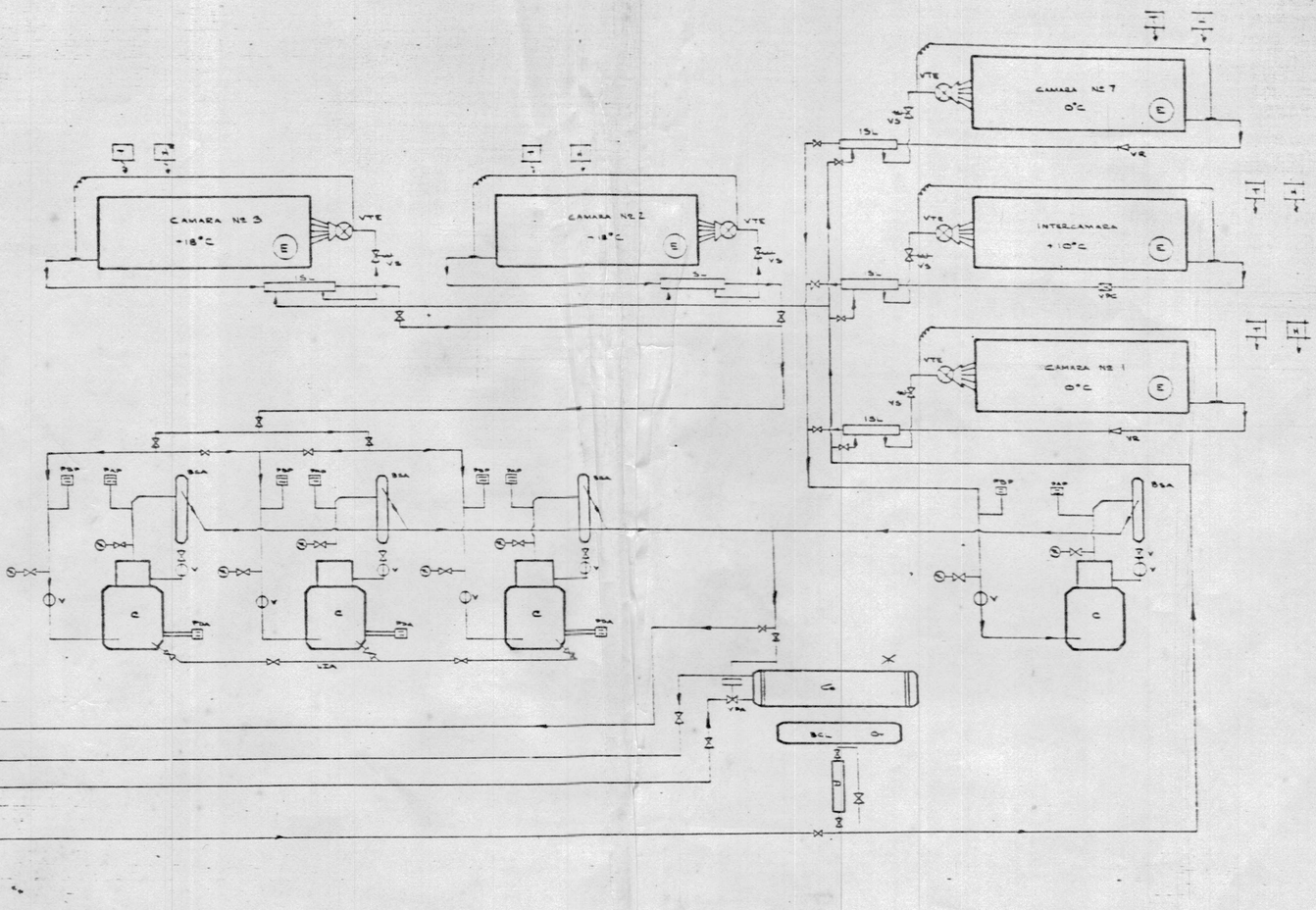


ABREVIACIONES

B - Bomba de circulacion de agua
BCL - Botella colectora de liquido
C - Compresor
Co - Condensador
D - Deshidratador.
E - Evaporador
PAP - Presostato de alta presion.
PBP - Presostato de baja presion
PDA - Presostato diferencial de aceite
SA - Separador de aceite
T - Termostato
TA - Termostato de agua.
V - Visores.
VTE - Valvula termostatica de expansion.
VS - Valvula solenoide
H - Higrostato
VF - Valvula de flotador
TE - Torre de enfriamiento
ISL - Intercambiador subenfriador de liquido
VPC - Valvula de presion constante

SIMBOLOS

- Presostato
- TA / T / H
- Visor
- Manometro
- Flotador
- Bomba
- VTE
- Valvula de cierre
- VS
- VPC



ESQUEMA DE CONTROL AUTOMATICO Y ALTERNADO

POLITECNICA DEL LITORAL — ESPOL — GUAYAQUIL - ECUADOR

BIBLIOGRAFIA

1. AUTORIDAD PORTUARIA DE GUAYAQUIL.- "Boletín Estadístico. 1970-1974".

2. ASHRAE.- "Handbook of Fundamentals: Heating, Refrigerating and Air Conditioning". 1974.

3. BAUMEISTER-MARKS.- "Manual del Ingeniero Mecánico". Uthea. Primera Edición en Español, Traducción de la Sexta Edición en Inglés. 1967.

4. BALLOT G.- "Guide Pratique de L'insolation Frigorifique". 23ª Edición. Paris 1972.

5. CHAPMAN A. "Heat Transfer" Mc Millan Company, Segunda Edición. 1920.

6. CLIMINI P. "Technologie des Machines Frigorifiques Industrielles". I.F.F.I. France 1972.

7. DANFOSS. "Etude Sur Les Echangeurs de Chaleur". Revue Générale du Froid Nº 2. FEVRIER 1971. France.

8. DUMINIL M. "Element de Mecanique des fluides et echanges thermeques" I.I.F.I. Paris. France.

9. DUMINIL M. "A propos du transfert thermique entre une paroi et un fluide frigorigène qui se vaporise à son contact. Son interention dans le calcul du coeficient global d'echange thermique d'un evaporateur". Revue Generale du Froid Nº 6 Juin 1970.

10. DUMINIL M. "Cours de Production du Froid". I.F.F.I. Paris. France 1972.

11. FIERRO C. "Cálculo y Diseño de una Planta Frigorífica para un sistema de fabricación de hielo". Tesis de grado. - ESPOL. 1975.

12. GUNTHER C.P. "Refrigeration, air conditioning and Cold storage". Segunda Revisión. Chilton Book Company. N.Y. 1969.

13. I.I.F. (Institut International du Froid) "Conditions Recommandées pour l'entreposage Frigorifique des Produits Perissables") 2º Edition. 1969.

14. I.I.F. "Guide Practique de L'entreposage Frigorifique" Commission. 1965.

15. I.I.F. "Regles pour Machines Frigorifiques". 5º Edition. Paris - France.

16. I.I.F. "Projet de Code de practiques pur le poisson Surgele". 1969.

17. KREITH F. "Principios de transferencia de calor" Herrero Hnos. Mexico. Primera Edición en Español. Noviembre 1974.

18. JARGEAIX.L. "Installation Frigorifiques" Techniques et Vulgarisation". Paris 1969.

19. LAPIDAN J. "Cours d'entrepots et transports Frigorifiques Abattoirs". I.F.F.I. Paris. France 1972.

20. MC ADAMS W. "Transmision de calor" Tercera Edición. Mc Graw Hill Book Co., Inc. N.Y. 1964.

21. MIRONNEAU. "Isolants et techniques de l'isolation" Encyclopedie du Froid. Baillière. Paris 1952. 292 Pages.

27. MOLINA & PURAN. "Frigoconservación y Manejo, Frutas, Flores y Hortalizas. Editorial ALVOS. Barcelona. 1970.

28. NELSON W. "Refrigeración Comercial e Industrial". Editorial Dossat, S.A. Madrid 1969.

29. NUSSBAUN. "On Optimun Refrigerant Velocities in evaporater Tubes. From Article: A Gogelin, Test of the Evaporator, Report 1960.

25. POHLMANN W. "Manual de Técnica Frigorífica" Traducción de 13ª Edición Alemana. Ediciones Omega S.A. Barcelona 1971.

26. SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA. "Boletín Climatológico" Ministerio de Recursos Naturales y Energéticos. 1974.

27. STOECKER. "Refrigeración y Acondicionamiento de Aire". Ediciones Castilla, S.A. Madrid - España.

28. SIBILLE. "Mecánica de los Fluídos" Traducción de la Cuarta Edición en Inglés. Mc Graw Hill Book Company. 1968.

29. TILLSONNIER. Stations Fruitieres. Ministere de L'Agriculture, Section Technique Centrale du Froid. 1959.

30. TORAP H. "Métodos de optimización de Sistemas de Ingeniería". ESPOL. Guayaquil 1970.

31. VARGAS A., "Curso de Refrigeración y Aire Acondicionado" ESPOL. Guayaquil 1974.