



D-7076



77
621.57
H967

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

**"CALCULO DEL EQUIPO FRIGORIFICO PARA LA
CONGELACION DE CARNE MOLIDA POR INMERSION
EN REFRIGERANTE 12"**

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentado por:

ABELARDO H. MUÑOZ MENDIETA

1. 9 8 5 ✓

GUAYAQUIL - ECUADOR



Eduardo Orces

ING. EDUARDO ORCES P.

Decano de la Facultad
de Ingeniería Mecánica

Angel Vargas Z.

ING. ANGEL VARGAS Z.

Director de Tesis

Eduardo Rivadeneira P.

ING. EDUARDO RIVADENEIRA P.

Miembro del Tribunal

Eduardo Donoso P.

ING. EDUARDO DONOSO P.

Miembro del Tribunal





AGRADECIMIENTO



AL ING. ANGEL VARGAS,
Director de Tesis, y:
A LOS PROFESORES que
de una u otra manera
colaboraron en la rea-
lización de este trabajo
jo.



DEDICATORIA



A MIS PADES Y HERMANAS,
por la maravillosa comprensión y apoyo en cada una de las fases de mi existencia.

RESUMEN

El objetivo de esta tesis es el de mejorar las técnicas empleadas en nuestro medio en la preparación, congelación y distribución de la carne molida, especialmente de "La carne molida para hamburguesas", por lo tanto se realizará el cálculo de un Equipo Frigorífico para un Congelador por inmersión en refrigerante 12.

En primer lugar se analizarán las características de la carne molida, la misma que proviene de la carne roja magra: se enfocará su comportamiento biológico y organoléptico tanto en la preparación como en la congelación, almacenamiento y distribución.

El congelador por inmersión, objeto de esta tesis, se trata de un sistema de congelación rápida que tiene entre otras ventajas un alto coeficiente de transmisión de calor entre el refrigerante y el producto sólido (carne molida), así también un menor espacio ocupado.

El refrigerante utilizado como medio de inmersión es el R-12 debido a sus características no tóxicas y a su costo relativamente bajo.

Para el cálculo frigorífico se tendrá presente el aporte



DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas, expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL)

ABELARDO H. MUÑOZ MENDIETA.

calorífico, las temperaturas de condensación y evaporación se seleccionará y calculará el ciclo frigorífico que mejor se adapte a este sistema de congelación.

Se calcularán los principales componentes de la instalación frigorífica del congelador, tales como: compresor, condensador, evaporador y tuberías.

En cuanto al control automático se escogerán los diferentes dispositivos de control, como válvulas de expansión, termostato, etc.

Por último se seleccionarán los equipos auxiliares como el separador de aceite, deshidratador, etc.

INDICE GENERAL

	PAG.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	XIII
INDICE DE TABLAS	XVI
INDICE DE ESQUEMAS	XVII
SIMBOLOGIA	XVIII
INTRODUCCION	
- Factibilidad del proyecto	25
- Objetivos y alcance del proyecto	34
CAPITULO I	
GENERALIDADES	
1.1. Métodos actuales en la elaboración de carne molida (hamburguesas)	35
1.2 Demanda	36
CAPITULO II	
CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LA CARNE MOLIDA	

	PAG.
2.1 Características termodinámicas	38
2.2 Aspectos técnicos de la congelación	44
2.3 Aspectos microbiológicos	51

CAPITULO III

TRATAMIENTOS PREVIOS DE LA CARNE MOLIDA

3.1 Operaciones de obtención de la carne ..	58
3.2 Molido y preparación de la carne	73

CAPITULO IV

REFRIGERANTES

4.1 Clasificación de los refrigerantes	81
4.2 Selección de los refrigerantes	85
4.3 Refrigerante utilizado como medio de inmersión	87
4.4 Refrigerante primario usado en el circuito de refrigeración	88

CAPITULO V

SELECCION DEL SISTEMA DE CONGELACION

5.1 Sistemas de congelación	90
5.2 Selección del sistema	94
5.3 Principios de funcionamiento del congelador	

dor por inmersión	97
-------------------------	----

CAPITULO VI

CALCULO DE CARGA FRIGORIFICA

6.1 Cálculo de los aportes internos	102
6.2 Cálculo de los aportes externos	104

CAPITULO VII

SELECCION Y TRAZADO DEL CICLO TERMODINAMICO

7.1 Condiciones de diseño	
7.1.1 Determinación de la temperatura de evapora ción	110
7.1.2 Determinación de la temperatura de conden- sación	111
7.2 Selección del ciclo	115
7.3 Trazado del ciclo	122

CAPITULO VIII

CALCULO DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DE LA INSTALACION

8.1 Cálculo del compresor	137
8.2 Cálculo del condensador	147
8.3 Cálculo del evaporador	170

	PAG.
8.4 Dimensionamiento de tuberías	189
8.4.1 Tuberías para el refrigerante	189
8.4.2 Tuberías para el agua de enfriamiento ...	197
8.4.3 Caída de presión	197
8.4.4 Aislamiento de tuberías	209
8.5 Selección de la Torre de Enfriamiento ...	211

CAPITULO IX

SELECCION DE LOS DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICO

9.1 Generalidades	216
9.2 Selección de los dispositivos	
9.2.1 Dispositivos de expansión	217
9.2.2 Presostatos	229
9.2.3 Termostatos	232
9.2.4 Válvula presostática de agua	233
9.2.5 Válvulas electromagnéticas	235

CAPITULO X

SELECCION DE EQUIPOS AUXILIARES DE LA INSTALACION

10.1 Botella de líquido	239
10.2 Separador de aceite	241
10.3 Visores	243

10.4	Deshidratadores	245
10.5	Intercambiadores líquido-vapor	248

CAPITULO XI

ALMACENAMIENTO Y DISTRIBUCION DE LA CARNE MOLIDA

11.1	Aspectos Generales del almacenamiento de la carne molida (hamburguesas) congelada.	250
11.2	Aspectos generales del transporte y distribución de la carne molida (hamburguesas) congelada	255

ESQUEMAS	258
CONCLUSIONES	265
RECOMENDACIONES	267
ANEXOS	270
BIBLIOGRAFIA	279

INDICE DE FIGURAS

No.		PAG.
2.1	VARIACION DE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA	40
2.2	VARIACION DE LA ENTALPIA EN LA CARNE	41
2.3	PROPORCION DE AGUA CONGELADA	48
2.4	CRECIMIENTO DE BACTERIAS EN LA CARNE	54
3.1	LINEAS DE CORTE PARA EL DESPIECE	63
3.2	MOLINO DE DISCO	78
3.3	DESPIECE DEL MOLINO DE DISCO	79
5.1	CONGELADOR POR INMERSION EN R-12	100
5.2	CORTE DEL CONGELADOR POR INMERSION	101
6.1	SECCION TRANSVERSAL DE LA PARED DEL CONGE- LADOR	106
6.2	TAMAÑO DEL CONGELADOR	107
7.1	DIFERENCIA ENTRE TEMPERATURA DE CONDENSACION Y DEL AGUA A LA ENTRADA Y A LA SALIDA	113
7.2	NOMOGRAMA DE MEHNER	114
7.3	LIMITE ENTRE COMPRESION DE UNA Y DOS ETAPAS .	118
7.4	VARIACION DEL RENDIMIENTO VOLUMETRICO EN FUNCION DE LA RELACION DE PRESION	121
7.5	DIAGRAMA DEL CIRCUITO FRIGORIFICO	127
7.6	CICLO TERMODINAMICO DE LA INSTALACION	128
7.7	BALANCE ENERGETICO PARA DETERMINAR \dot{m}_{AP}	132

No.		PAG.
7.8	CICLO TERMODINAMICO IDEAL	135
8.1	ETAPAS PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE GLO BAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CON - DENSADOR	155
8.2	TEMPERATURA EXTERIOR DE LAS TUBERIAS DEL CONDENSADOR	163
8.3	ETAPAS PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE GLO BAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL EVAPO RADOR	172
8.4	TEMPERATURA EXTERIOR DE LAS TUBERIAS DEL EVAPORADOR	182
8.5	ESQUEMA DEL EVAPORADOR	188
8.6	CAIDA DE PRESION CON RESPECTO A LAS CAI - DAS DE LA TEMPERATURA EQUIVALENTE DE EVA PORACION	198
8.7	VALORES DE RUGOSIDAD RELATIVA	200
8.8	DIAGRMA DE MOODY	201
8.9	ABACO PARA EL CALCULO DE LOS CONDUCTOS DE AGUA	208
8.10	NOMOGRAMA PARA CALCULAR EL ESPESOR MINI - MO DEL AISLAMIENTO PARA TUBERIAS	210
8.11	FACTOR DE CORRECCION PARA EL CALCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO	214
8.12	SELECCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO...	215
9.1	VALVULA TERMOSTATICA CON EQUILIBRADOR ..	



No.		PAG.
	INTERNO DE PRESION	221
9.2	ESQUEMA DEL MONTAJE DE LA VALVULA TER- MOSTATICA CON EQUILIBRADOR INTERNO ...	223
9.3	CONEXION DE LA VALVULA DE EXPANSION CON EL EVAPORADOR	223
9.4	FUERZAS EJERCIDAS EN LA VALVULA <u>TERMOS</u> <u>TATICA</u>	224
9.5	REPRESENTACION EN BLOQUES DEL FUNCIONA MIENTO DE LA VALVULA TERMOSTATICA	225
9.6	DIAGRAMA DE OPERACION DE LA VALVULA TERMOSTATICA	226
9.7	ESQUEMA DEL PRESOSTATO COMBINADO	231
9.8	DISPOSICION DEL PRESOSTATO CON EL <u>COM</u> <u>PRESOR</u>	231
9.9	VALVULA PRESOSTATICA DE AGUA	234
9.10	VALVULA SOLENOIDE DE ACCION DIRECTA...	238
9.11	VALVULA SOLENOIDE CON SERVOMANDO	238
10.1	BOTELLA DE LIQUIDO.....	240
10.2	SEPARADOR DE ACEITE	243
10.3	VISORES	245
10.4	DIAGRAMA DE SATURACION	247
11.1	ESTANTERIA	253
11.2	CANASTILLA	253
11.3	DISTRIBUCION DE ESTANTERIAS	254

INDICE DE TABLAS

No.		PAG.
I	POBLACION Y CRECIMIENTO POBLACIONAL	26
II	DISTRIBUCION DE HAMBURGUESAS EN GUAYAQUIL ..	37
III	CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LA CARNE.....	39
IV	VARIACION DE ENTALPIA DE LA CARNE	43
V	PROPORCION DE AGUA CONGELADA DE LA CARNE ...	48
VI	VITAMINAS B EN LA CARNE CRUDA Y COCIDA	57
VII	HIDRCCARBUROS HALOGENADOS	82
VIII	CLASIFICACION DE LOS REFRIGERANTES SEGUN SU TOXICIDAD RELATIVA	85
IX	PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES	86
X	TIEMPO DE CONGELACION DE ALGUNOS PRODUCTOS..	97
XI	VALORES DE ALGUNAS PROPIEDADES TERMODINAMI- CAS DEL CICLO REAL	130
XII	VALORES DE ALGUNAS PROPIEDADES TERMODINAMI- CAS DEL CICLO IDEAL	136
XIII	CARACTERISTICAS DE LOS COMPRESORES	146
XIV	TEMPERATURA EN EL EXTERIOR DE LOS TUBOS DEL CONDENSADOR	161
XV	TUBERIAS UTILIZADAS EN EVAPORADORES	171
XVI	COEFICIENTE A' Y B' PARA DETERMINAR EL COE- FICIENTE DE CONVECCION DEL R-22.....	176
XVII	TEMPERATURA EN EL EXTERIOR DE LOS TUBOS DEL EVAPORADOR	181

INDICE DE ESQUEMAS

No.		PAG.
1	PERSPECTIVA DE LA INSTALACION	158
2	CONEXION DEL CONDENSADOR-BOTELLA ACUMULADORA..	159
3	CONEXION TORRE DE ENFRIAMIENTO-CONDENSADOR ...	160
4	CONEXION AUTOMATICA DE LA INSTALACION	161
5	PLANO GENERAL DE LA PLANTA	162
6	VISTA EN PLANTA DE LA INSTALACION	163
7	DIAGRAMA PRESION ENTALPIA DEL R-22.....	164

S I M B O L O G I A

A	Area o Superficie
A'	Constante para determinar el coeficiente de convección del evaporador.
A _D	Superficie de transferencia de calor en la zona de recalentamiento.
A _k	Superficie de transferencia en la zona de condensación.
A _{min}	Area mínima.
A _T	Superficie total de transferencia de calor.
A _{ABP}	Sección transversal de la tubería a la descarga del compresor de baja presión antes de la inyección parcial.
A _{DBP}	Sección transversal de la tubería después de la inyección parcial.
B	Botella acumuladora de líquido.
B'	Constante para determinar el coeficiente de convección del evaporador.
B ₁	Botella de líquido.
B ₂	Botella de líquido.
c	Carrera del pistón
C _{BP}	Compresor de baja presión
C _{AP}	Compresor de alta presión
C _p	Calor específico.

d_i	Diámetro interior
d_e	Diámetro exterior
d_n	Diámetro nominal
\bar{E}_v	Evaporador
E_{N1}	Intercambiador de calor
E_{N2}	Intercambiador de calor
e	Espesor
f	Coefficiente de rozamiento
f'	Porcentaje de grasa presente en la carne
g	Aceleración de gravedad
G	Rapidez del flujo de masa por unidad de área mínima
H	Entalpía
H_f'	Entalpía de la grasa
H_i	Entalpía inicial
H_f	Entalpía final
H_{v1}	Calor latente de condensación de R - 22
H_{v2}	Calor latente de condensación de R - 12
H_{fm}	Entalpía de la mezcla carne-grasa
h	Horas
h_f	Pérdidas por fricción
K	Coefficiente global de transferencia de calor
L	Longitud
L_T	Longitud total
L_{TR}	Longitud total real de los tubos en el evaporador
L_{Tt}	Longitud total teórico de los tubos
L_e	Longitud equivalente total
m	metro.

\dot{m}	Caudal másico por unidad de tiempo
\dot{m}_{BP}	Caudal másico en la etapa de baja presión
\dot{m}_{AP}	Caudal másico en la etapa de alta presión
\dot{m}_k	Caudal másico del agua
\dot{m}_{VC}	Caudal másico de R-12 que circula por el evaporador
N	Revoluciones por minuto
Nu	Número de Nusselt
Nn	Promedio de tubos en el condensador
n_{CBP}	Número de cilindros del compresor de baja presión
n_{CAP}	Número de cilindros del compresor de alta presión
n_C	Número de cilindro unutarío
P	Presión
P_k	Presión de condensación
P_o	Presión de evaporación
P_i	Presión parcial intermedia
P_{tBP}	Potencia teórica del compresor de baja presión
P_{tAP}	Potencia teórica del compresor de alta presión
P_{RBP}	Potencia real del compresor
P_B	Potencia de la bomba de agua
Pr	Número de Prandtl
Q_T	Calor total
Q_{KL}	Calor extraído en la zona de condensación
Q_{KD}	Calor extraído en la zona de recalentamiento
Q_u	Flujo unitario de calor entre R-22 y el agua
Q_u'	Flujo unitario de calor entre tubo y R-22
Q_1	Calor extraído de las hamburguesas

Q_2	Calor ingresado por las paredes del congelador
Q_3	Aporte calorífico de la bomba.
Q_{ui}	Flujo unitario de calor
Q_{ui1}	Flujo unitario de calor por unidad de área desde la superficie exterior hacia el interior del tubo del evaporador.
Q_{ui0}	Flujo unitario de calor por unidad de área desde la superficie exterior del tubo hacia el R-12 en el evaporador.
$Q_{ui \text{ Real}}$	Flujo de calor unitario por unidad de área desde la superficie de los tubos hacia el R-12 en el evaporador.
Q_{TE}	Carga total de la torre de enfriamiento
q	calor latente de congelación de la carne
r_m	Radio medio
r_i	Radio interior
r_e	Radio exterior
Re	Número de Reynolds
R_1	Válvula de expansión termostática
R_2	Válvula de expansión termostática
R_3	Válvula de expansión termostática
S_{Tt}	Superficie interior teórico del evaporador
S_{TR}	Superficie interior real del evaporador
S_r	Relación entre superficie exterior e interior del tubo.
t	Tiempo
v	Velocidad.

V_{tu}	Velocidad lineal teórica unitaria
V_L	Velocidad lineal
\dot{V}_C	Volumen de R-22 a la salida del evaporador
\dot{V}_{ABP}	Caudal volumétrico antes de la inyección parcial
\dot{V}_{TDBP}	Volumen total después de la inyección parcial.
V_{R2}	Volumen de inyección a través de la válvula R_2
V_{PA}	Válvula presostática de agua
V_P	Válvula de paso
\dot{V}_{BPR}	Volumen Real de R-22 en la etapa de baja presión
\dot{V}_{APR}	Volumen real de R-22 en la etapa de alta presión
\dot{V}_{BPT}	Volumen teórico de R-22 en la etapa de baja presión.
\dot{V}_{APT}	Volumen teórico de R-22 en la etapa de alta presión.
\dot{V}_k	Caudal volumétrico del agua a través del condensador.
\dot{V}_u	Volumen unitario del agua a través de un tubo del condensador.
X	Porcentaje de agua contenido en la carne
Y	abertura de la válvula de expansión termostática
α	Porcentaje de hielo congelado del total de agua contenido en la carne magra.
α_i	Coefficiente de convección de R-12 en la pared interior del congelador.
α_o	Coefficiente de convección en la superficie exterior del congelador.
α_{ca}	Coefficiente de transmisión de calor de la carne.

α_L	Coeficiente de transmisión lineal de la carne
α_f	Coeficiente de convección del agua en el interior de los tubos del condensador.
α_w	Coeficiente de convección en incrustaciones.
α_r	Coeficiente de convección del refrigerante R-22 en el exterior de los tubos en el condensador.
α_i	Coeficiente de convección de R-12 en el evaporador.
α_o	Coeficiente de convección de R-22 en el evaporador.
α_{10}	Coeficiente promedio de convección en la tubería del evaporador.
σ	Peso específico.
ΔH	Variación de entalpía
ΔH_{3m}	Variación de entalpía en las hamburguesas.
$\Delta \theta_m$	Diferencia media de temperatura.
$\Delta \theta'_m$	Diferencia media entre refrigerante y agua.
$\Delta \theta$	Diferencia entre temperatura de condensación y <u>e</u> vaporación.
η_v	Eficiencia volumétrica
η_i	Eficiencia indicada.
η_m	Eficiencia mecánica.
θ	Temperatura
θ_d	Temperatura ambiente
θ_i	Temperatura inicial
θ_f	Temperatura final
θ_{ex}	Temperatura exterior.

θ_{in}	Temperatura interior
θ_{int}	Temperatura intermedia
θ_h	Temperatura del bulbo húmedo exterior.
θ_e	Temperatura de entrada del agua al condensador.
θ_s	Temperatura de salida del agua del condensador.
θ_k	Temperatura de condensación.
θ_o	Temperatura de evaporación.
θ_t	Temperatura en la superficie exterior de los <u>tu</u> bos.
λ	Coefficiente de conductividad térmica.
μ	Viscosidad
v	Volumen específico
ρ	Densidad
ρ_l	Densidad del R-22 líquido.
ρ_v	Densidad del R-22 vapor
θ_{EN1}	Transferencia de calor en el intercambiador EN1
θ_{EN2}	Transferencia de calor en el intercambiador EN2
ϕ	Potencia frigorífica
ϕ_{KR}	Cantidad de calor real evacuado del condensador.
ξ	Relación de compresión.
φ	Humedad relativa.

I N T R O D U C C I O N

FACTIBILIDAD.

Para analizar la factibilidad de la creación de una industria dedicada al faenado de hamburguesas y determinar la capacidad de la misma de acuerdo a las necesidades presentes y futuras, especialmente de la población guayaquileña y de una posible demanda de otras ciudades o provincias; consideremos dos puntos fundamentales:

- a) La demanda actual de hamburguesas en Guayaquil y,
- b) El crecimiento poblacional

Demanda actual de hamburguesas en la ciudad de Guayaquil.-En esta ciudad actualmente son transformadas diariamente 10682 libras de carne a hamburguesas (encuesta realizada en lugares de expendio como comisariatos, restaurantes, hoteles, y vía pública), esto es 42729 hamburguesas aproximadamente por día (299103 hamburguesas/semanales), de esto apenas el 7 % (750 libras) es elaborado técnicamente, y el 93% restante es elaborado en distintos lugares como restaurantes, hoteles, etc. sin aplicación tecnológica. Por tanto, conociendo la gran demanda existente y más aún que la misma se puede ampliar con la implantación del sistema tecnológico adecuado, se estima un porcentaje positivo elevado a la acogida que tendrá la industria que se dedique a esta actividad.

En la tabla anterior se nota que la tasa de crecimiento poblacional desde 1974 a 1982 ha aumentado con relación al período 1962 - 1974. Uno de los factores trascendentales que han influido en el aumento poblacional son las grandes invasiones registradas que están compuestas en su mayor parte por la emigración de familias desde los campos, aumentando de una manera exagerada la población de Guayaquil.

En los últimos años y hasta la actualidad siguen siendo críticas estas invasiones y por tanto el crecimiento poblacional, que según Censos Nacionales, considera que la tasa de crecimiento hasta 1986 es la misma que la del período 1974 - 1982. Tomando ésta consideración en 1986 la población de Guayaquil será de 1'447286 habitantes.

Ajuste y Proyección de la Población de la Ciudad de Guayaquil

Para determinar la producción futura de ésta empresa, es necesario analizar el grado de crecimiento poblacional para los años subsiguientes y de esta manera estimar si es o no factible el aumento de producción y por tanto aumento de ingresos y de una posible expansión tanto en sus instalaciones y aumento en las horas de trabajo.

Con los datos obtenidos desde 1950 al 1986 trazamos la línea de tendencia en un gráfico de coordenadas habitantes versus años, donde podemos observar (Fig. F-1) que dicha línea tiene una tendencia no lineal y más bien se comporta de la forma de

Crecimiento Poblacional.- Otro punto muy importante que determina la factibilidad de la creación de ésta industria, como se mencionó anteriormente, es el crecimiento poblacional en la Ciudad de Guayaquil.

TABLA I.- POBLACION Y CRECIMIENTO POBLACIONAL

Año Censal	Población	Tasa de Crecimiento
1950	258996	----
1962	510804	5,82
1974	823219	4,05
1982	1'199344	4,81

Población y Crecimiento Poblacional de Guayaquil

FUENTE: Oficina de Censos Nacionales.

En 1982 según Censos Nacionales, la población de Guayaquil es de 1'199344 distribuidos en las siguientes zonas:

ZONAS	HABITANTES	FORCENTAJE
Guasmos	186.418	15.5 %
Sur de la Ciudad	190.865	16.0 %
Suburbio	359.151	30.0 %
Centro	281.920	23.5 %
Norte de la Ciudad	180.990	15.0 %

FUENTE: Oficina de Censos Nacionales.

un polinomio de segunda orden:

$$y = a + bx + cx^2 \quad (1)$$

Hay que tener en cuenta que cada valor de y calculado por la anterior ecuación, no puede coincidir en cada año con el valor observado de la población que realmente es, por lo tanto: este valor es solo estimativo y se lo indica como \hat{y} . lo mismo acontece con los valores de \hat{a} , \hat{b} y \hat{c} .

Uno de los métodos más empleados para estimar los coeficientes \hat{a} , \hat{b} y \hat{c} , es el basado en el principio de los mínimos cuadrados. Este consiste, en esencia; en determinar la línea que minimize la suma de los cuadrados de las diferencias o desvíos entre los valores observados y_i y los estimados \hat{y} (Nolberto J. Munier, Planeamiento y Control de Producción, Editorial ASTREA, pág. 63 al 119), entonces:

$$F = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (2)$$

(2) en (1), tenemos que:

$$F = \sum_{i=1}^n [y_i - (\hat{a} + \hat{b}x_i + \hat{c}x_i^2)]^2$$

Para minimizar esta función se encuentra la derivada con respecto a \hat{a} , \hat{b} y \hat{c} , y se lo iguala a cero, obteniendo:

$$n\hat{a} + \hat{b} \sum x + \hat{c} \sum x^2 = \sum y \quad (3)$$



$$\hat{a} \sum x + \hat{b} \sum x^2 + \hat{c} \sum x^3 = \sum xy \quad (4)$$

$$\hat{a} \sum x^2 + \hat{b} \sum x^3 + \hat{c} \sum x^4 = \sum x^2y \quad (5)$$

Si x son los años desde 1950 hasta 1986 y y el número de habitantes existentes en dichos años, tenemos entonces el siguiente cuadro.

AÑOS	x	y	x ²	x ³	x ⁴	xy	x ² y
1950	1	258996	1	1	1	258996	258996
1962	2	510804	4	8	16	1'021608	2'043216
1974	3	823213	9	27	81	2'469639	7'408917
1986	4	1'447286	16	64	256	5'789144	23'156576
Σ	10	3'040299	30	100	354	9'539387	32'867705

Reemplazando en las ecuaciones (3), (4) y (5) y resolviendo el sistema de ecuaciones tenemos que:

$$\hat{a} = 256086,25$$

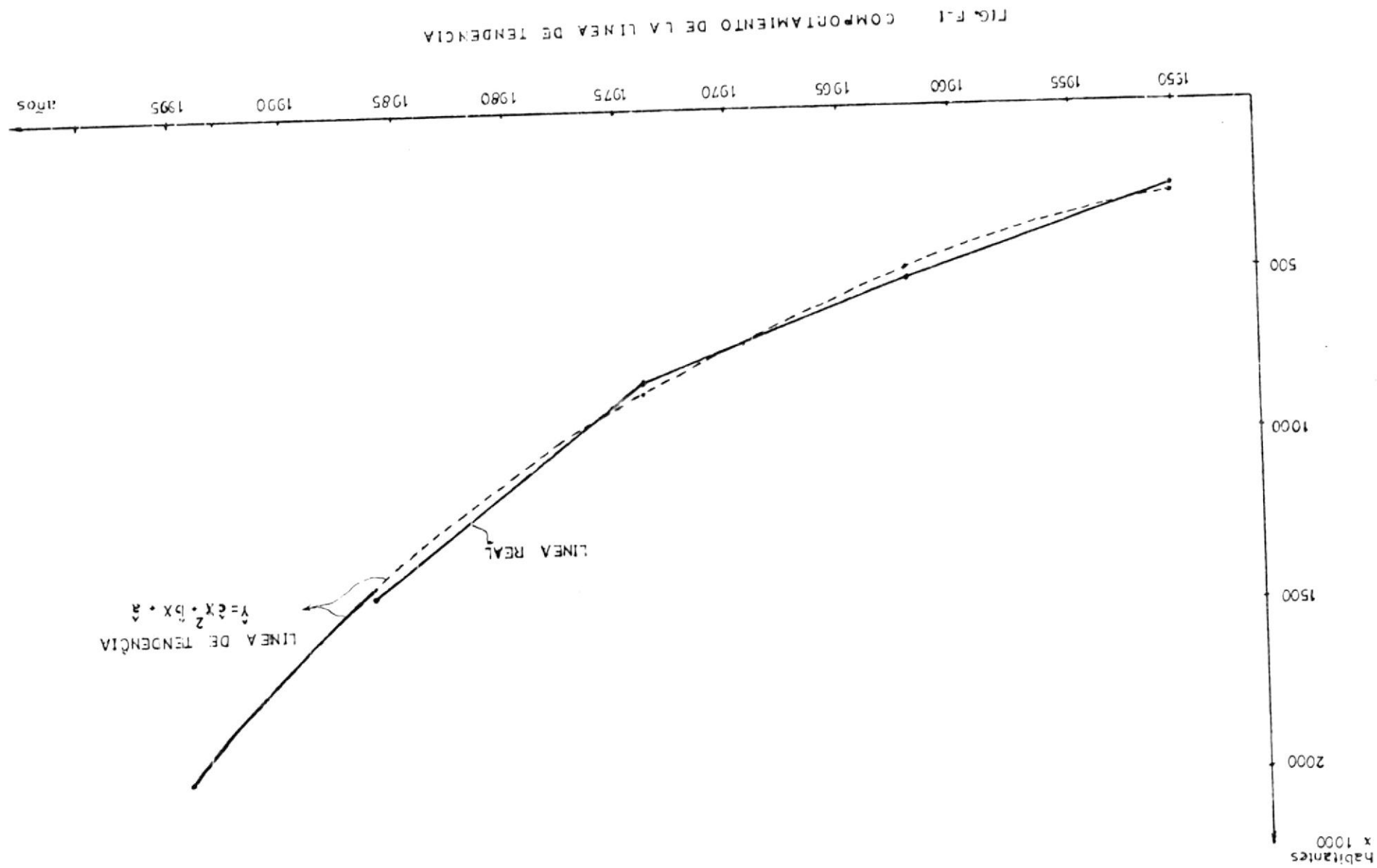
$$\hat{b} = -77603,35$$

$$\hat{c} = 93066,25$$



Reemplazando en la ecuación (1) tenemos:

$$\hat{y} = 256086,25 - 77603,35x + 93066,25x^2$$



Para distintos valores de \underline{x} , tenemos los siguientes valores de \underline{y} :

x	y
1	271549
2	473145
3	860872
4	1'434733

La curva de la ecuación (1) se representa en la figura F.1.

Para determinar el ajuste hasta el año de 1995 y obtener un intervalo de confianza, utilizamos la varianza, es decir:

$$S_y^2 = \frac{1}{n-2} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2$$

Donde la desviación standard es:

$$S_y = \pm \sqrt{\frac{1}{n-2} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}$$

$$S_y = \pm \sqrt{\frac{1}{4-2} (3151556175)}$$

$$S_y = \pm 39696$$

Tomando para cada valor de \underline{x} un valor de $\underline{\hat{y}}$ igual a $\underline{\hat{y}} \pm 39696$,

se tendrá la franja que define el intervalo de confianza.

Extrapolando la línea de tendencia (\hat{y}) y su correspondiente intervalo de confianza, se llega a determinar que 10 años después, es decir para 1995 la población de Guayaquil será de: 2'016666 \pm 39696 habitantes, y que la tasa de crecimiento poblacional en ese intervalo será de 3,75%.

Capacidad de la Instalación.- La demanda actual en la ciudad de Guayaquil es 299103 hamburguesas por semana. Esta instalación cubrirá el 50% de la demanda, es decir 149551 hamburguesas por semana. Por lo tanto la capacidad de la instalación será de 1 ton/h. esto es 8840 hamburguesas por hora que equivale a 221000 hamburguesas por semana, trabajando 5 horas diarias de lunes a viernes y es posible aumentar la producción para proveer otros lugares:

La Producción semanal estara distribuída de la siguiente mane

Lugar	Distribución hamb./semana	Porcentaje de Producc.
Guayaquil	149551	68 %
Quito	55979	25 %
Otros Lugar.	15470	7 %
T O T A L	221000	100 %

Según los estudios realizados vemos que el 3% de la población

consume diariamente hamburguesas y si consideramos que el consumo crece de una manera proporcional con la población, en 1995 se consumirán 604000 hamburguesas/semana en la ciudad de Guayaquil y la producción de ésta instalación será de 302000 hamburguesas por semana y habrá que considerar el aumento de las horas de trabajo.

Otro factor importante para el incremento de ventas será la promoción y el uso de diferentes tipos de publicidad.

OBJETIVOS Y ALCANCE DEL PROYECTO

- ✓ 1.- Mejorar las técnicas empleadas en nuestro medio en la preparación de hamburguesas.
- ✓ 2.- Selección del sistema de congelación más apropiado y lograr:
 - Una rápida congelación
 - Evitar pérdidas de peso del producto
 - ✓ - Inhibir el crecimiento bacteriano y en muchos casos destruirlos.
 - Excelente calidad del producto
- ✓ 3.- Calcular el equipo frigorífico para el sistema seleccionado
- ✓ 4.- Utilizar métodos apropiados en el almacenamiento y destribución de hamburguesas.
- ✓ 5.- Comercializar el producto en tiempos largos sin que éste pierda su calidad.
- ✓ 6.- Cubrir el mercado con la finalidad de satisfacer el requerimiento de la población.

C A P I T U L O 1

GENERALIDADES.

1.1 METODOS ACTUALES EN LA ELABORACION DE CARNE MOLIDA (HAMBURGUESAS)

La técnica utilizada en nuestro medio para la fabricación de hamburguesas, no es lo suficientemente adecuada para satisfacer los requerimientos del mercado.

El proceso actual de elaboración se lo puede dividir en dos categorías:

La primera es la más aceptada técnica e higiénicamente, pues la transformación se la realiza con carne magra (no posee grasa), y un 18% de grasa, se controla la humedad, se utilizan utensilios y maquinarias apropiadas que impidan alterar las características de la carne como es el crecimiento microbiológico, luego se congela la hamburguesa en un túnel de aire forzado durante 2 a 4 horas para su posterior conservación en cámaras frigoríficas y su distribución en restaurantes propios.

Las industrias que utilizan este sistema cubren el 7% de la demanda en la ciudad de Guayaquil.

La segunda categoría son las elaboradas en los restaurantes, hoteles, comisariatos y hogares.

Los métodos utilizados en éste caso no satisfacen los requerimientos técnicos e higiénicos, así a veces este proceso se realiza al aire libre, estando sujeto al contacto con moscas, polvos, etc. que van a alterar la calidad del producto y siendo lo más crítico portadores de enfermedades al consumidor.

Este proceso cubre el 93% de la elaboración de hamburguesas.

1.2 DEMANDA.

Como se mencionó en el inciso 1.1 la transformación de carne a hamburguesas en gran porcentaje no es adecuadamente procesada, tampoco cubre la demanda requerida en Guayaquil.

El consumo diario de hamburguesas en ésta ciudad es de 10682 lbs., esto es 42729 hamburguesas/día (299103 hamburguesas/semana).

La industria dedicada especialmente a la transformación

de carne a hamburguesas y que reúne las condiciones aceptables técnica e higiénicamente apenas cubre el 7 % (750 lb./día).

Esta instalación, tendrá una capacidad de 1 ton./h. (13200 lb/día) que corresponde a 221000 hamburguesas semanales distribuída de la siguiente manera:

En la ciudad de Guayaquil se cubrirá el 50% de la demanda actual, es decir se distribuirán 149551 hamburguesas a la semana que corresponde al 68% de la producción y distribuído así:

TABLA II

DISTRIBUCION DE HAMBURGUESAS EN GUAYAQUIL

ESTABLECIMIENTO	CANTIDAD DE ESTABLEC.	HAMB/SEM.	LB/SEMANA
Restaurantes de Primera	10	110000	27500
Restaurantes de Segunda	80	15551	3888
Supermercados y/o Comisariatos	20	14000	3500
Hoteles	10	10000	2500
T O T A L		149551	37388

El 25% de la Producción será distribuído para Quito y el 7% en otros lugares, como se mencionó en el incíso de la factibilidad.

C A P I T U L O 2

CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LA CARNE MOLIDA

2.1 CARACTERISTICAS TERMODINAMICAS

[Las propiedades termodinámicas de la carne varían con respecto a su temperatura,] por lo tanto para analizar las características termodinámicas de la carne, tales como el calor másico, conductividad térmica, variación de entalpia, difusividad térmica, resistividad eléctrica, se considerarán en diferentes temperaturas.

Otros factores muy importantes que se deben tener en cuenta en las propiedades termodinámicas son:

- ✓ a) El contenido de agua en la carne
- ✓ b) La cantidad de grasa presente y
- ✓ c) La velocidad de enfriamiento.

2.1.1 Conductividad Térmica. - Es la transferencia de calor de la masa de carne hacia el medio refrigerante, a través de sus moléculas. La conductividad térmica k se mide en $K_{cal}/hm\ ^{\circ}C$.

La conductividad térmica varía ampliamente con la tem

peratura en que se encuentra la carne, es así que al disminuir la temperatura la conductividad térmica aumenta, esto se debe a que el hielo formado en la carne tiene mayor conductividad que el agua.

La velocidad de congelación de la carne también está afectada por la conductividad térmica. La tabla y el gráfico 2.1 indica algunos valores de conductividad térmica en función de la temperatura.

TABLA III
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LA CARNE.

T (°C)	0	- 10	- 20
CONDUCTIVID. K _{cal} /hm °C.	0.745	2.145	2.165
HUMEDAD (%)	75	75	75

FUENTE: Ciencia de la Carne, J.F. Fricke

En el gráfico 2.1 se puede observar que para músculos enteros de carne de buey la conductividad térmica es mayor que la carne molida con 18% de grasa. También se observa que la conductividad es menor a medida que aumenta la temperatura.

2.2.2 Variación de la Entalpía. - La cantidad de calor ex

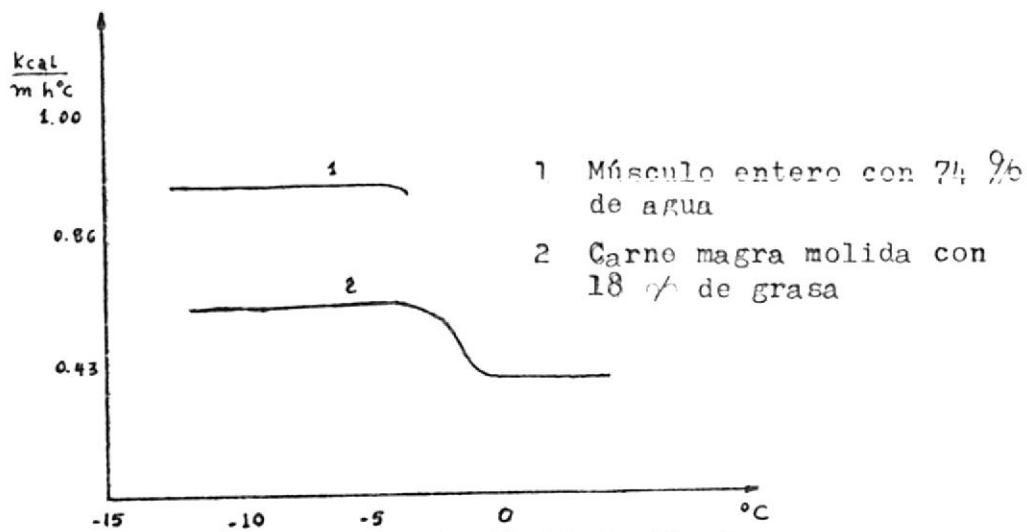


Fig. 2.1.- Variación de la conductividad térmica

traído para el enfriamiento de la carne depende de su temperatura inicial y la temperatura final de congelación.

El calor extraído se lo puede dividir en tres fases:

- 1.- Calor sensible desde la temperatura inicial hasta el punto de congelación.
- 2.- El calor latente de formación de hielo y
- 3.- Calor sensible correspondiente al enfriamiento del hielo hasta la temperatura final.

Por encima del punto de congelación la entalpía aumenta casi linealmente con la temperatura, esto se debe a que el calor específico permanece casi constante.

En el punto de congelación donde se produce el cambio de fase (calor latente) comienza una variación de entalpía continua y para valores inferiores del punto

de congelación depende del contenido de agua que tenga la carne.

El gráfico 2.2 permite observar la variación de la entalpía con la cantidad de agua presente en la carne de buey magra.

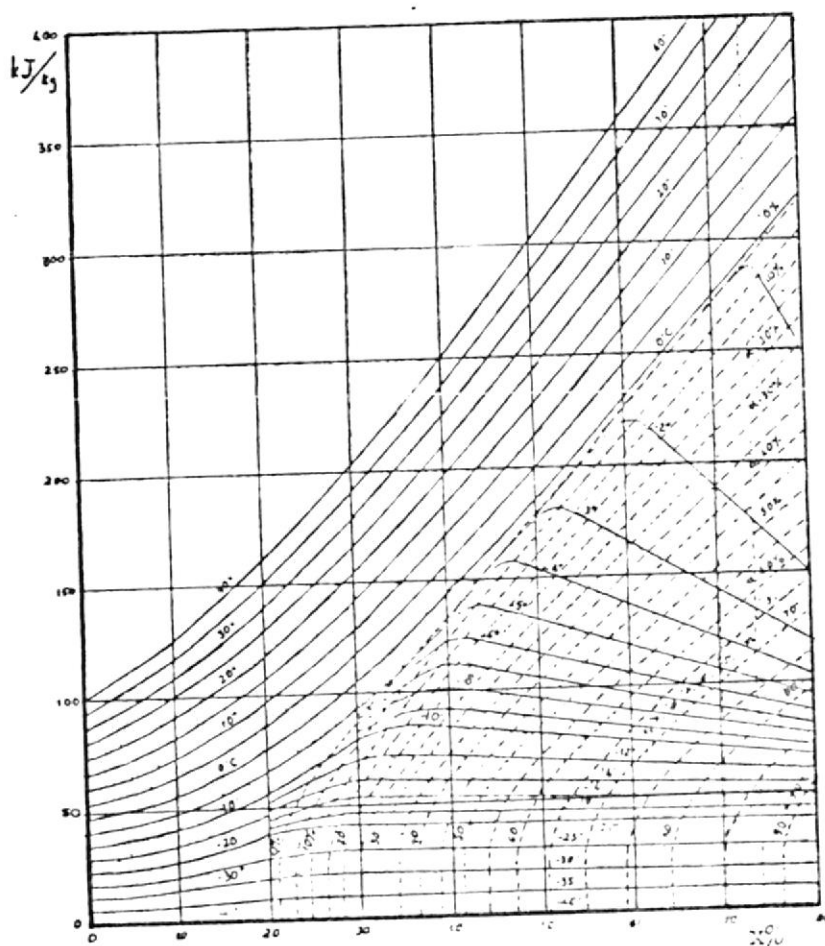


FIG. 2.2.- VARIACION DE LA ENTALPIA

FUENTE: INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID

Siendo H la entalpía de la carne magra en kJ/kg ($1 \text{ kJ/kg} = 0.238 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{kg.}$), α el porcentaje de hielo congelado del total de agua contenido y X el porcentaje de agua total contenido en la carne magra.

Para obtener el valor de entalpía de las hamburguesas se tendrá presente el siguiente análisis:

Si se mezcla la carne pura (magra) con un porcentaje determinado de grasa, se tiene una cantidad de f' kg. de grasa/ kg. de mezcla, por lo tanto en un kg. de mezcla hay $(1 - f')$ de carne pura, entonces la entalpía de la mezcla es:

$$H_{fm} = (f')(H_f') + (1 - f')H \quad (\text{Ref. 13})$$

Siendo:

H_{fm} = La entalpía de la mezcla

f' = La cantidad de grasa presente en la mezcla

H_f' = Entalpía de la grasa

H = Entalpía de la carne magra.

Y para la variación de entalpía entre dos temperaturas:

$$\Delta H_{fm} = f'(\Delta H_f') + (1 - f')\Delta H \quad (2.1)$$

A temperaturas negativas la variación de entalpía pa-

ra carnes magras con 74% de agua, según RIEDEL (Ref. 22) es:

TABLA IV

VARIACION DE ENTALPIA DE LA CARNE

T(°C)	VARIACION DE ENTALPIA (K _{cal} /kg.)
-30 a -25	2.0
-25 a -20	2.7
-20 a -15	3.5
-15 a -10	4.4
-10 a - 5	7.5

FUENTE: Plank Rudolf (Referencia #22)

2.2.3 Difusividad Térmica. La difusividad es la relación entre la conductividad térmica, calor específico y la densidad (K/C^ρ).

Para temperaturas entre 5 y 30 °C la carne magra con 66% de agua y 15% de grasa tiene una difusividad de $4.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{h}$ (Ref. 3).

2.2.4 Resistividad Eléctrica. La resistividad eléctrica de la carne se mide en Ω - cm.

Para carne con 25% de grasa y 59% de agua varía de $10^3 \Omega$ - cm a $10^8 \Omega$ - cm. respectivamente de + 2 °C a - 46 °C. (Ref. 3).

2.2 ASPECTOS TECNICOS DE LA CONGELACION

2.2.1 Generalidades.- La congelación de la carne se puede definir como el enfriamiento hasta una temperatura tal, que todos los puntos de su masa tengan una temperatura menor al punto de congelación del tejido muscular. Ref. 25

La congelación es uno de los procedimientos más usados para la conservación de la carne sin ayuda de ningún aditivo, así; para una buena conservación se requiere que el centro de la masa molecular se encuentre a -18°C . como mínimo.

La carne picada para hamburguesas se debe congelar ya que ésta en estado fresco tiende a descomponerse y su venta debe hacerse en un tiempo no mayor a tres días, por lo tanto para ser comercializada a plazos más largos necesariamente debe ser congelada.

El proceso de congelación tiene como objetivo inhibir la actividad de los microorganismos impidiendo la generación de sustancias tóxicas y hacer que las reacciones enzimáticas y bioquímicas sean leves, aumentando de ésta manera el tiempo de almacenamiento en satisfactorias condiciones nutritivas parecidas a la carne fresca.

En general existen dos tipos de congelación: La congelación rápida y la congelación lenta.

La congelación rápida⁽¹⁾ es aquella que debe franquear rápidamente la zona de máxima cristalización y su proceso se completa cuando la temperatura promedio ha alcanzado -18°C . La congelación rápida se efectúa con una velocidad desde 1 cm/h. pudiendo en ocasiones superar a los 5 cm/h., con un tiempo que fluctúa desde 30 segundos hasta 8 horas.

La congelación lenta⁽¹⁾ es aquella que no cumple con los requisitos exigidos en la congelación rápida, las velocidades son menores a 1 cm/h. y el tiempo de congelación superan a las 12 horas.

Las diferencias entre congelación lenta y rápida son muy marcadas, siendo ésta última la más recomendable por varias ventajas, entre las cuales podemos mencionar:

(1) I IR. Nuevo diccionario Internacional de Refrigeración.
(New International Dictionary of Refrigeration)

- a) Formación de cristales más pequeños, evitando el deterioro mecánico de la estructura celular.
- b) Se pueden congelar grandes cantidades de alimentos en pequeños espacios.
- c) La solidificación se realiza en tiempos muy cortos en consecuencia es menor el tiempo de difusión de los materiales solubles y para la separación del hielo.
- d) Se evita el crecimiento bacteriano (50-80%) y se retarda la acción enzimática.
- e) Pérdidas de peso es menor.
- f) Emplea menos cantidad de mano de obra.

2.2.2 Proceso de Congelación. - El proceso de congelación comprende tres fases:

1era. Fase.- Comienza con el enfriamiento de la carne desde la temperatura inicial hasta el momento en que comienza la congelación.

2da. Fase .- Formación de hielo desde el punto de congelación inicial hasta aproximadamente -5°C en el centro de la carne. La mayor parte del agua congelable es transformada en hielo.

3era. Fase.- Enfriamiento hasta la temperatura final antes del almacenamiento.

2.2.3 Factores que influyen en la congelación.- Los principales factores físicos que se deben tener en consideración para una adecuada congelación, sin alterar la calidad de la carne son entre otros la velocidad de congelación, tiempo de congelación, conductividad térmica, calor extraído y temperatura del medio refrigerante.

También influyen en la congelación los aspectos físicos-químicos y microbiológicos.

2.2.3.1 Cantidad de agua congelada.- La cantidad de agua congelada en la carne depende de la temperatura, es así que al disminuir la temperatura la cantidad de hielo formado será mayor.

✓ Al inicio de la congelación (-1°C . para la carne magra), el contenido de hielo es aproximadamente la mitad del total de agua existente; a medida que la temperatura va disminuyendo la cantidad de hielo aumenta, pero el volumen formado va decreciendo por cada grado, como se ve en la tabla y gráfico siguiente:]

TABLA V

PROPORCION DE AGUA CONGELADA DE LA CARNE

AGUA CONGELADA EN % DEL TOTAL DE AGUA (74 %) CONTENIDO EN °C.					
°C	- 5	- 10	- 15	- 20	- 30
%	74	82	85	87	88

FUENTE: Ciencia de la Carne por J.F. Price

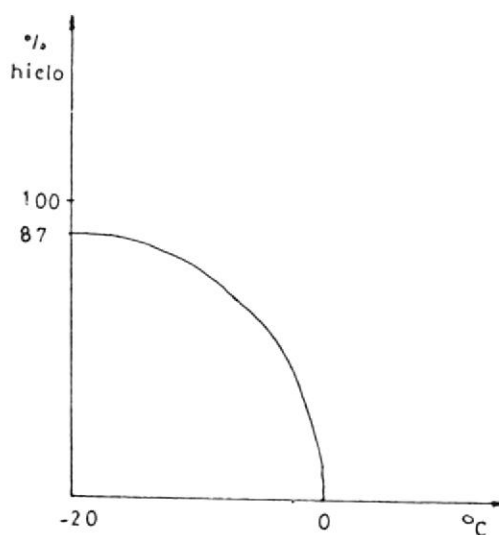


FIG. 2.3.- PROPORCION DE AGUA CONGELADA EN FUNCION DE LA TEMPERATURA.

2.2.3.2 Tiempo de Congelación.- El tiempo de congelación se

refiere al centro térmico del producto congelado debido a que en esta parte del producto el proceso de congelación es más lento.

Para determinar el tiempo de congelación se considerarán dos factores:

- La calidad del producto y
- La capacidad de la instalación de congelación.

Las consideraciones más importantes del producto son:

- a) Dimensión y forma del producto
- b) Variación de entalpía
- c) Conductividad térmica
- d) Temperatura inicial y final
- e) Coeficiente superficial de transmisión del producto.

Por otra parte las consideraciones más importantes de la instalación son:

- a) Temperatura del medio refrigerante
- b) Naturaleza del fluido
- c) Humedad relativa

Los factores termodinámicos del producto se considere

consideraron en 2.1 y los de la instalación en el cálculo del congelador capítulo 6.

Para calcular el tiempo de congelación necesario para que su centro térmico se encuentre formado con la máxima cantidad de hielo y el tiempo de congelación efectiva⁽¹⁾, se disponen de fórmulas no sencillas.

El tiempo de congelación para carne picada puede calcularse mediante la fórmula de Scheffer(Ref.25).

$$t = \frac{0.5}{\theta_c - \theta_a} \cdot \frac{0.32}{\alpha_{ca}} \cdot \frac{0.1}{k} \quad (2.2)$$

Donde:



t = Tiempo de congelación

$\theta_c - \theta_a$ = Diferencia de temperatura entre el punto de congelación de la carne y el medio refrigerante.

α_{ca} = Coeficiente de transmisión de calor superficial carne/refrigerante en $K_{cal}/m^2h \text{ } ^\circ C$.

(1) Tiempo necesario para descender la temperatura de la carne desde su valor inicial hasta el centro térmico.

- γ_1 = Coeficiente de transmisión lineal de la carne congelada en $K_{cal}/m^{\circ}Ch.$
- e = Espesor en m de la carne
- q = Calor latente de congelación en K_{cal}/m^3

La velocidad de congelación esta intimamente relacionada con el tiempo de congelación, es así: que a mayores velocidades la congelación se realiza en menor tiempo.

2.3 ASPECTOS MICROBIOLÓGICOS.

2.1 Influencias Microbiológicas y Enzimáticas.- Tanto la carne como los productos cárnicos (hamburguesas) estan sujetas a influencias microbiológicas y enzimáticas.

Estas influencias comienzan desde el sacrificio del animal, es así que el glucógeno⁽¹⁾ contenido en los músculos y el azúcar que se forma en ellos se trans-

(1) Hidrato de carbono semejante al almidón, de color blanco se encuentran en el hígado, en músculos y en varios tejidos, así como en los hongos: es una sustancia de reserva que, en el momento de ser utilizada en el organismo, se transforma en glucosa.

GLUCOSA.- Azúcar presente en los organismos animales y en las frutas.

forma en ácido láctico produciendo una acidificación. La contaminación de la carne cruda tiene mayor trascendencia durante su obtención debido al contacto de la flora intestinal. Los microorganismos presentes en la carne afectan su calidad y producen infecciones, por tanto, se debe tener presente que los métodos empleados en la preparación de hamburguesas sean los más aceptados tanto técnica como sanitariamente.

Las hamburguesas a temperaturas ambientales sufren ordinariamente la putrefacción y a temperaturas cercanas a la congelación adquieren un sabor agrio. En ciertas ocasiones a temperaturas bajas se produce el sabor agrio debido a los PSEUDOMONAS y a algunas bacterias (1) lácteas; a veces también se multiplican las bacterias ACHROMOBACTER, MICROCOCCUS y FLAVOBACTERIUM.

Cuando las hamburguesas son almacenadas a temperaturas elevadas se detecta la presencia de numerosos microorganismos como mohos, levaduras, etc.

(1) Las bacterias son parte del grupo de microorganismos, son plantas y animales diminutas, microscópicas y submicroscópicas las cuales comprenden además de las bacterias las levaduras y los hongos. El desarrollo y reproducción se efectúa muy rápido, llegando a veces a producir hasta 34 billones de descendientes en un período de 24 horas.

La ventaja es que su ciclo de vida es corto.

Para obtener una buena calidad de hamburguesas en el momento de ingerir, es necesario que el contenido germinal sea escaso o nulo. Un método adecuado para inhibir el crecimiento bacteriano y enzimático es la congelación del producto como se analizó en el capítulo 2.2; es decir que un descenso de temperatura pueda detener el crecimiento de algunos microorganismos o retardarlo en otros casos.

2.3.2 Factores que afectan el crecimiento de las bacterias

Los factores que afectan el crecimiento de las bacterias en la carne, entre otros son:

- Necesidades nutritivas
- Temperatura
- Oxígeno
- Necesidades de Agua
- Acidez y/o alcalinidad.

a) Necesidades Nutritivas.- La carne constituye una fuente rica en la variedad de nutrientes que necesitan las bacterias para su crecimiento de ahí la presencia de un gran número de éstas que ocasionan la disminución de calidad de la carne. Un método para evitar la multiplicación de las bacterias es la disminución de la temperatura.

b) La Temperatura.- Influye poderosamente en el cre-

cimiento bacteriano es así que a temperaturas bajas la proporción de flora, que es capaz de crecer, es más pequeña que a temperaturas altas, por lo tanto, la velocidad de crecimiento es lenta. Todos los microorganismos tienen una temperatura máxima y mínima para su crecimiento.

En la figura 2.4 (Plank Rudolf, Ref.22) se observa el crecimiento de algunas bacterias de acuerdo con la temperatura.

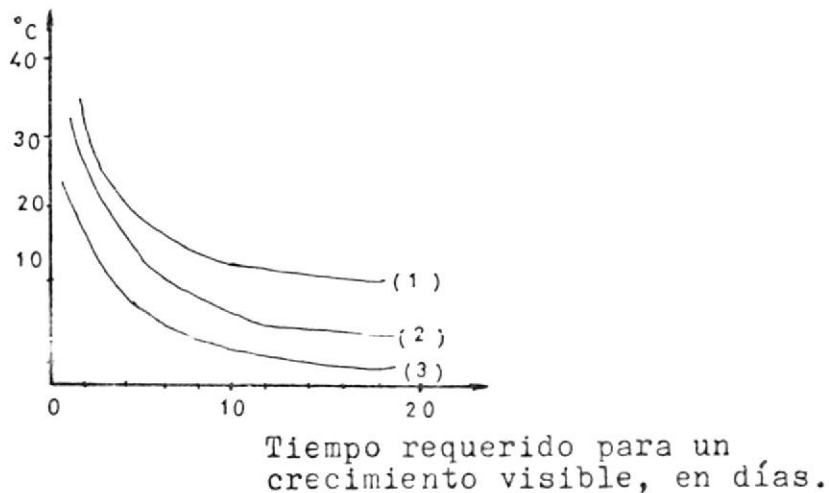


FIG.2.4.- Estafilococos, Colibacterias (1)
Achrombacter (2), Pseudomonas (3)

- c) Oxígeno.- En cuanto al oxígeno, también influye en el crecimiento bacteriano. Existen bacterias como las Anaerobios Facultativos que su crecimiento se produce tanto en presencia del oxígeno como en su ausencia; pero hay otras como las Aerobios Obligados, que para su crecimiento ne-

cesariamente requieren la presencia del oxígeno, por otra parte existen otros microorganismos, como los Anaerobios Obligados que para su crecimiento no requieren la presencia de oxígeno ya que este resulta tóxico para ellos.

- d) Necesidades de Agua.- Para todo ser viviente el agua es indispensable, por tanto los microorganismos como tales, necesitan de ella para su crecimiento.
- e) Acidez y/o alcalinidad.- Las bacterias son muy sensibles a la acidez o alcalinidad y no pueden sobrevivir en un medio altamente ácido o altamente alcalino. La mayor parte de las bacterias requieren ambientes ya sea neutros o ligeramente alcalinos.

2.3.3 Métodos para impedir el crecimiento de bacterias.-

Para mantener la carne por tiempos largos y en buenas condiciones sin disminuir su calidad original, es necesario usar métodos que destruyan las bacterias, ya sea aplicando calor, sustancias químicas o radiación.

A veces es factible usar métodos para inhibir el crecimiento bacteriano y para esto se usan sustancias químicas, ingredientes del curado, deshidratación, fermentación, refrigeración y congelación.

El método usado en nuestro caso será el de la refrigeración y congelación, éste evita el crecimiento de los gérmenes mesófilos (mantienen su actividad entre 7 y 45 °C.) y gérmenes Psicrófilos (1), determinando un alargamiento de la fase de lactancia y reduciendo su velocidad de crecimiento. El comportamiento microbiológico antes y después de la congelación es:

- a) La población microbiana de carne picada justo después de la congelación disminuye bajo el efecto de la congelación y la duración de almacenamiento.
- b) Los gérmenes mesófilos y psicrófilos son más sensibles a la congelación rápida que a la congelación lenta.

2.3.4 Vitaminas en la hamburguesa.- Las bacterias y la acción enzimática en las hamburguesas influyen poderosamente sobre las vitaminas como es el caso de la vitamina B.

Al no presentar alteraciones biológicas y enzimáticas estas vitaminas son relativamente estables a los proce

(1) Se desarrollan solo a bajas temperaturas y su temperatura óptima de crecimiento es de aproximadamente 0 °C.

dimientos de procesado y de tratamientos culinarios, aunque pierde una cantidad de jugo.

En la tabla siguiente (VI) se indican valores medios de la vitamina B. (Ref. 14).

TABLA VI

CONTENIDO DE VITAMINAS B EN 100gr. DE
CARNE CRUDA Y COCIDA (HAMBURGUESAS).

	TIAMINA (mg.)	RIBOFLAVINA (mg.)	NIACINA (mg.)	ACIDO PANTO (mg.)	VITAMINA B ₆ (mg.)	VITAMINA B ₁₂ (mg.)
CRUDA	0.08	0.16	4.3	-	0.46	1.3
COCIDA	0.09	0.21	5.4	0.44	-	-

C A P I T U L O 3

TRATAMIENTOS PREVIOS DE LA CARNE MOLIDA

3.1 OPERACION DE OBTENCION DE LA CARNE

3.1.1 Condiciones Previas. - Como se sabe, la carne objeto de esta tesis se la obtiene a partir del Ganado Vacuno y sus operaciones se inician practicamente desde que se va a ejecutar su faenado en el canal o matadero.

Para cumplir con este objetivo, primeramente el ganado debe encontrarse en perfecto estado de salud, esto se comprueba mediante el examen antes de la muerte (anti-morten). Además es necesario brindarle ciertas atenciones tales como:

- Procurar que el animal este descansado, evitando malos tratos o presiones, pues esto ocasiona cambios desfavorables en la carne como es la aparición de gérmenes y las señales de un insuficiente desangramiento.
- Darle al animal los debidos cuidados en lo que se

refiere al desplazamiento durante el comercio, así como también en la carga y descarga evitando daños o trastornos que puedan afectar en el proceso.

- Que no haya recibido alimentación durante doce horas antes del sacrificio.
- De igual manera se tendrá en cuenta el aseo exterior del animal antes de introducirlo en la sala de matanza, esto se lo consigue mediante chorros de agua suministrados a la res antes que entre a la sala de matanza. Es necesario tener en cuenta este paso, puesto que es de suma importancia para la prevención de bacterias y gérmenes que pueden afectar a los canales (se conoce por canales, cuando la res esta abierta y sin despojos de la carne).

3.1.2 Inspección sanitaria y clasificación de carnes.- Antes de proceder al sacrificio del animal es indispensable conocer si goza de buena salud por este motivo es aconsejable que exista en los mataderos un médico veterinario que se encargue de realizar la debida supervisión y de ésta manera averiguar si los animales tienen enfermedades o lesiones que pudieran afectar el consumo de su carne o influir en la calidad.

Así también se ocupará de cualquier cambio fuera de lo

normal que se produzca en el animal, tales como:

- Condiciones generales de todo el cuerpo y del pelo, actitud, movimiento y mirada.
- La temperatura también es otro factor de importancia ya que si la temperatura supera los 39 °C. denota que el animal no está apto para el sacrificio por lo cual se mantendrá en observación.

Las carnes (según la Ley de Mataderos del Ecuador) se pueden clasificar en:

- Buena
- Standard
- Superior

La carne buena; es la carne magra, es decir que no posee grasa.

La carne standard; es la carne proveniente de animales de estado intermedio de nutrición (según el sexo y edad).

La carne superior; es la proveniente de animales en óptimo estado de nutrición y acabado, de color rosado pálido y según el sexo y la edad.

3.1.3 Sacrificio y despiece del animal.- Para el sacrificio



cio los animales deben ser trasladados a la sala de matanza, la misma que debe reunir las debidas condiciones higiénicas para prevenir en lo posible la contaminación y propagación de bacterias en la carne.

De igual manera los trajes de faena de los matarifes⁽¹⁾ deberán ser adecuados y los mataderos deben estar limpios.

Una vez realizado el sacrificio se procederá al despiece, el cual no se lo hara en la sala de matanza, sino en locales refrigerados para evitar alteraciones de la carne por desecado o calentado.

Es necesario que el trabajador tenga una especialización eficaz en ésta área como es la habilidad, exactitud y cuidado, así como también contar con las herramientas necesarias como cuchillos, sierras, hachas, etc. Todas ellas en buen estado (de condición técnica e higiénica) para así asegurar una mayor productividad laboral.



(1) Matarife es una denominación dada a la persona que ejecuta el faenamiento de matanza del animal.

El sacrificio en nuestro medio se realiza con un punzón (matadero municipal) y por descarga eléctrica (matadero privado de Guayaquil), siendo la más aconsejable por descarga eléctrica.

En la figura 3.1 se indican las líneas de corte para el despiece de media canal de vacuno, en esta figura se indican las siguientes partes:

A=Pierna de Jarrete: 1.-Tapa[†]; 2.-Babilla⁺⁺; 3.-Rabo; 4.-
Cadera; 5.- Jarrete.⁺⁺⁺

B= Lomo Bajo (Roastbeef)

C=Paletilla con Brazuelo: 6.-Espaldilla; 7.- Llana; 8.-
Pez; 9.-Pala; 10.- Brazuelo; 11.- Punta de espalda.

D=Aguja y lomo alto: 12.- Lomo alto; 13.-Aguja; 14 .-
Cuello.

E= Pecho.

F= Costillar

G= Falda

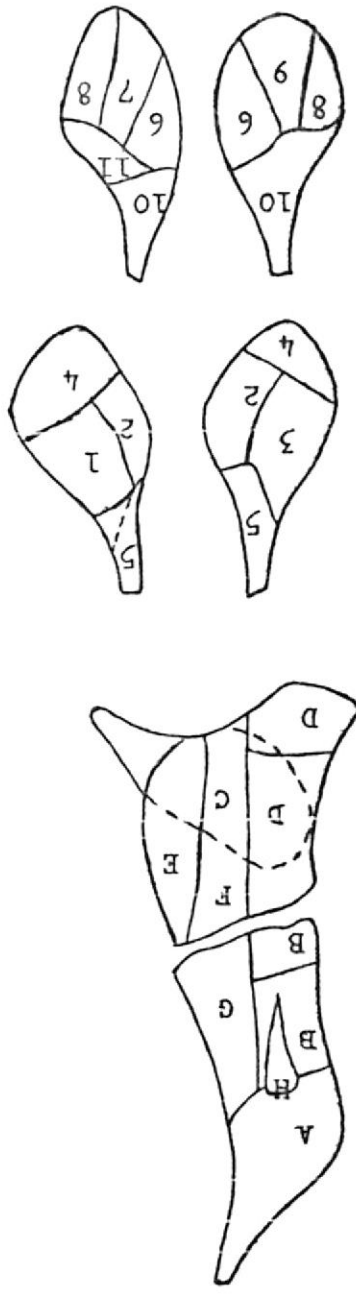
H= Salomillo

(+) Tapa.- Lonja fina de carne

(++) Babilla.-Región de las extremidades posteriores, formada por los músculos y tendones que articulan el fémur con la tibia y la rótula.

(+++)
Jarrete.-Parte alta de la pantorrilla (Parte carnosa de la pierna junto a la corva); corva.- Parte opuesta a la rodilla.

FIG. 3.1- LINEAS DE CORTE PARA EL DES-
 PIECE DE MEDIA CANTAL
 FUENTE: TECNOLOGIA PRACTICA DE LA CARNE
 H. WEINLING



3.1.4 Seguridad para prevenir accidentes durante el despiece.- Debido a que el mayor número de accidentes ocurren en el despiece es necesario tener en cuenta ciertas observaciones y ejecutarlas en la rutina de trabajo.

- En primer lugar es indispensable que los instrumentos de trabajo se encuentren bien afilados y limpios así como también libre de mellas o faltantes en sus mangos que haga que se trabe o resbale.
- Utilizar solamente las herramientas necesarias o acorde a la actividad que se está realizando.
- Poner la debida atención al trabajo que se esta haciendo y sobre todo evitar las distracciones.
- Los cuchillos e instrumentos sin empleo se dejaran en un lugar preparado para el efecto.
- Hacer los cortes con precisión y estabilidad cuidando de tener las piernas abiertas en dirección al sentido de la hacha de manera que si ésta resbala pase entre las piernas o los pies sin causar daño.
- Cuidar de no tratar de cortar en aquellas partes

que son sumamente duras (huesos sin cartílago y carne) con el instrumento no adecuado.

- No arrimar demasiado las manos a los instrumentos de trabajo.
- No extraer violentamente los huesos.
- Esfuerzo del trabajador para evitar accidentes.

3.1.5 Conservación de la carne.- Para la buena conservación de la carne, desde el despiece hasta el consumo, se somete a varios procedimientos, siendo estos: el enfriamiento, la refrigeración, la congelación y el almacenamiento.

Las alteraciones del color, olor y sabor de la carne son afectadas por la acción del aire, agua, luz, calor, enzimas y microbios, por lo tanto: para impedir estas alteraciones se utilizan métodos físicos como químicos. Entre los métodos físicos están la refrigeración y congelación, que es el tema a tratar se aquí.

Antiguamente el método de refrigeración de canales en los mataderos, consistía en un enfriamiento lento. Primeramente se colocaba en salas de tránsito, entre el departamento de sacrificio y el de refrigeración con la finalidad de orear, para posteriormente some-

terlo a la pre-refrigeración hasta de + 6 a + 8 °C. y una humedad relativa de 80 - 85% con una duración de 24 - 48 horas para cuartos de canales de vacuno mayor y luego someterlo a la refrigeración propiamente dicha.

Este método ha ido desvaneciéndose con el paso del tiempo, debido a varias desventajas como:

- Pérdidas de peso relativamente grande.
- Al ser las salas abiertas, la carne tiende a contaminarse más fácilmente con polvos, moscas, personas o animales.
- Existe pérdida de presentación o apariencia debido a la alta humedad.
- El costo y el tiempo empleado es más elevado, debido al gran número de trabajadores y construcción de grandes salas para la preparación

Debido a estas grandes desventajas, que favorecen el crecimiento de gérmenes, se ha creado un nuevo sistema de conservación de la carne. Este procedimiento consiste en aplicar una refrigeración rápida, y almacenarla separadamente evitando así la exposición al aire para el oreo.

Las carnes recién sacrificadas se enfrían rápidamente, desde la temperatura animal hasta 1°C . aproximadamente, este proceso se demora de 18 a 24 horas para refrigerar cuartos de canales de vacuno mayor.

Para almacenar la carne en cámaras frigoríficas se debe someter a un enfriamiento previo de hasta 0°C . Con la finalidad de no poner en peligro la conservación de la carne que ya se encuentra allí, por una elevación de temperatura y un aumento de humedad en toda la cámara.

Cuando se somete a la congelación la carne es primeramente refrigerada para impedir que quede con calor la parte interna y de ésta manera alterar las características en lo concerniente a la formación de gérmenes.

La carne es sometida a la congelación únicamente cuando su distribución no es rápida y entonces permanece largo tiempo en cámaras de los mataderos.

Tanto las cámaras de refrigeración, congelación y almacenamiento, deben poseer un estado técnico e higiénico que satisfaga las condiciones elementales más favorables que se requieren para mantener a la carne en

buenas condiciones y calidad, así; se debe tener en cuenta los siguientes puntos:

- Las cámaras deben de ser de fácil limpieza.
- Se deben desinfectar periódicamente.
- Poner atención en los canales de ventilación de madera, donde se produce el moho.
- Buena iluminación.
- El aire debe ser puro y libre de olores extraños.
- El suelo debe ser impermeable con desagüe.
- Tener instrumentos exactos para medir la temperatura y humedad.
- En el caso de cámaras de almacenamiento la circulación del aire debe ser lenta o estar en reposo para evitar pérdidas de peso.
- Los dispositivos dentro de las cámaras deben estar bien limpios.
- Dejar pasillos libres, especialmente en cámaras grandes.

Un factor importante para la buena conservación, es la forma como se debe almacenar la carne en dichas cáma

ras, así, se debe tener presente:

- Que el aire circule con facilidad por todas partes
- No tocar los trozos, evitando de ésta manera la producción de moho.
- Dejar suficiente espacio para la inspección.

Otro factor que es necesario mencionar, es la selección de la cámara y la capacidad que ésta posee, para ello hay que tener presente la superficie útil y la clase de géneros a conservar.

Según referencia 35, por cada metro cuadrado de superficie del suelo puede contarse con la siguiente cantidad.

MEDIO CANAL VACUNO	2
CUARTOS DE CANAL VACUNO	3 a 5
TERNEROS	3 a 4

3.1.6 Transporte.- Una vez realizado el sacrificio y almacenado en cámaras frigoríficas, la carne será sometida a la comercialización, y para ello se requiere de transportes especiales que reúnan todas las nor-

mas sanitarias, estos deben ser accesibles para una fácil limpieza y revestidos con planchas metálica i noxidables.

La Ley de Mataderos del Ecuador, nos da las siguientes regulaciones para el transporte de carne desde los mataderos a los sitios de expendio o consumo.

a) Las carnes deberán ser transportadas en vehículos cerrados, revestidos de láminas galvanizadas y en la que la cabina del conductor será independiente.

Los canales deberán estar suspendidas del techo de los furgones, sin que toquen el piso, sobre el cual no se dejará que se estanque líquido alguno. Los vehículos deberán ser aireados de manera que no puedan entrar insectos, polvo, etc.

- b) Dichas características serán exigidas, expresamente cuando el servicio de transporte este asegurado por una sociedad o efectuado por los carniceiros cuya capacidad de trabajo sea superior a 1500 kilogramos semanales, o sea alrededor de 5 bovinos adultos, 10 porcinos, 10 ovinos o sus equivalentes.
- c) Cuando las cantidades de carne a transportarse sean inferiores a 200 kilogramos diarios y su destino

se limite a menos de 2 kilómetros del matadero, se podrán utilizar medios de transporte sin las características antes anotadas, siempre que las carnes estén fuera de la vista del público, cubiertas de telas perfectamente limpias y tengan el permiso del veterinario inspector.

3.1.7 Conservación de la carne antes de moler.- El establecimiento elaborador de hamburguesas poseerá una cámara frigorífica para almacenamiento de canales de carne procedentes de canales, ésta será de aire forzado y estará localizada en un local separado de aquellas donde tiene lugar la elaboración de hamburguesas y a una distancia conveniente de la entrada para lograr el traslado de la carne desde los vehículos frigoríficos sin ningún contratiempo evitando de esta manera el contacto con el medio que al ser exagerado afecta la calidad de la carne.

Por otra parte, ésta cámara debe estar técnicamente bien diseñada (+) para evitar la penetración de polvos, calor y aire; así mismo estarán provistos de dis

(+) El diseño de éstas cámaras puede ser objetivo de otra tesis, nuestro propósito es el congelador

positivos adecuados para mantener a la carne a una temperatura de 0°C . y a una humedad relativa de 80 a 85 % para un tiempo de almacenamiento de 8 días.

La carne que se va a almacenar será cuartos⁽¹⁾ de ganado vacuno (preferentemente carne magra), éstos cuartos pesan aproximadamente 120 Kg. (incluidas aproximadamente 30% de hueso).

La capacidad de ésta instalación será de 25000Kg. por semana, para ello se requieren 295 cuartos de ganado vacuno; esto es 147 cuartos de ganado dos veces por semana.

Se recomienda para un buen almacenamiento que por cada m^2 de superficie del suelo puede contarse de 3 a 5 cuartos de carne. Para nuestro caso se necesitarán 30 m^2 para los 147 cuartos de res. La altura de la cámara será aproximadamente 3 m, obteniendo un volumen de .. $(3\text{m})(30\text{m}^2) = 90\text{m}^3$. a esto hay que sumarle el 25% de espacio libre para una buena circulación de aire y para facilitar la inspección y un 25% para la carne almacenada anteriormente, dando un total de 135m^3 .

(1) Al hablar de cuartos en ésta ocasión nos referimos a la pieza del animal y no al cuarto del lugar de almacenamiento.

distribuido así:

Largo 8 m.

Ancho 6 m.

Altura 3 m.

La densidad de almacenamiento será de:

$$\rho = \frac{m}{\text{área}} = \frac{12500\text{Kg}}{48\text{m}^2} = 260 \text{ Kg/m}^2$$

Que según referencia # 22 (RUDOLF PLANK) es un valor recomendado.

3.2 MOLIDO Y PREPARACION DE LA CARNE.

Para la elaboración y transformación de carne a hamburguesas se tendrá presente el tipo de carnes y grasas a utilizar, se empleará preferentemente carnes magras de ganado vacuno bien limpias, descansados y sangrados debido a que presentan una fibra consistente y no viscosa que facilitan su elaboración y transformación.

Por otra parte se tendrá presente los instrumentos de trabajo, utensilios máquinas e instalaciones que cumplan con todas las normas higiénicas y técnicas para obtener hamburguesas de alta calidad.

La carne destinada a la transformación se la someterá primeramente al deshuesamiento] más adecuado como son cortes netos y seccionamiento de los huesos sin dejar esquirlas, evitando pérdidas de carne.

Una vez deshuesada la carne se la separa de la grasa.

Posteriormente la carne magra es sometida al picado] y para ello se utilizan cuchillas en perfecto estado y libre de accidentes, así como también mesas de armazón de acero inoxidable, que son las más recomendables.

La carne picada junto con el 18% de grasa es introducida en un batidor que se encuentra incorporado a un molino, logrando una mezcla homogénea de la carne con la grasa. Aquí se realiza la molienda utilizando disco de 3/8" y de 1/8" respectivamente.

(El estudio de los molinos y mezcladores se tratará en el punto 3.2.2).

[Después de realizar la molienda] en buenas condiciones higiénicas y técnicas, [se lo somete al análisis de grasa y humedad, los más favorables que se deban obtener es 18% de grasa y 80 - 85% de humedad.]

[La carne picada se la coloca en una cámara para mante

ner un buen estado ya que al molerla adquiere calor, y podría ser perjudicial debido al crecimiento microbiológico.]

Posteriormente la carne molida es colocada en un moldeador automático, dando la forma apropiada de hamburguesa.]

Las hamburguesas tienen un peso de 2 a 4 onzas y son colocadas primeramente en papeles parafinados, luego en bandejas inoxidables que los conduce al congelador, donde es congelado por inmersión en refrigerante 12] (su cálculo en detalle se lo hará en otro capítulo más adelante).

3.2.1 Establecimiento de elaboración.- Para la construcción del establecimiento de elaboración de hamburguesas, se tendrá presente la capacidad, producción y localización,] esta última debe ser en una zona libre de contaminaciones como las fábricas, zonas de desechos y ríos que puedan afectar la calidad del producto.

Los edificios se preferirán de una sola planta, esto es para obtener una mejor limpieza y alumbrado.

Se tendrá presente también, las normas higiénicas, a-

sí habrá abundancia de suministro de agua para su eficaz limpieza.

En la construcción de edificios para ésta finalidad se tendrá presente las paredes, techos y pisos, las mismas, deben ser pulidas y de fácil limpieza para impedir el crecimiento microbiológico.

Debe existir una buena ventilación y un alumbrado adecuado para una perfecta salud del trabajador y una limpieza eficaz que impida la acumulación de la suciedad.

[Este establecimiento debe mantenerse para un buen confort a 8 °C. aproximadamente, debe permanecer cerca de una cámara frigorífica donde se va a almacenar las hamburguesas] para evitar su deterioro.

El embalaje y el almacenamiento de las hamburguesas como también su distribución se considerarán en el capítulo 11.

3.2.2 Máquinas utilizadas en la molienda.-Las principales máquinas utilizadas en la elaboración de hamburguesas son: Los molinos, mezcladoras y moldeadoras.

[La selección de éstas máquinas debe ser tal que la

producción alcance para cubrir la demanda, es decir superior a 1 Ton/h. También se debe tener en consideración el máximo rendimiento y emplear la menor cantidad de mano de obra, evitar el calentamiento del producto, fácil limpieza y funcionamiento.

Entre los más importantes molinos existentes, encontramos los molinos de disco y los molinos coloidales.

Los molinos de disco utilizan fuerza de cizalla, éstas son muy utilizadas en la transformación de la carne, varían de acuerdo a las necesidades y se recomienda para esta instalación. Los molinos recomendados tienen tres discos que varían desde 70 mm. (2 3/4") hasta 200 mm. (7 4/5"), la primera es el disco inicial, la segunda es la intermedia con una perforación de 3/8" y la última con una perforación de 1/8", según se puede observar en la figura 3.2 y 3.3.

Las mezcladoras son utilizadas para efectuar una combinación uniforme de la grasa con la carne, éstas son incorporadas en el molino en la tolva de alimentación utilizando agitadores ya sea de tipo de paleta, turbina o de hélice.

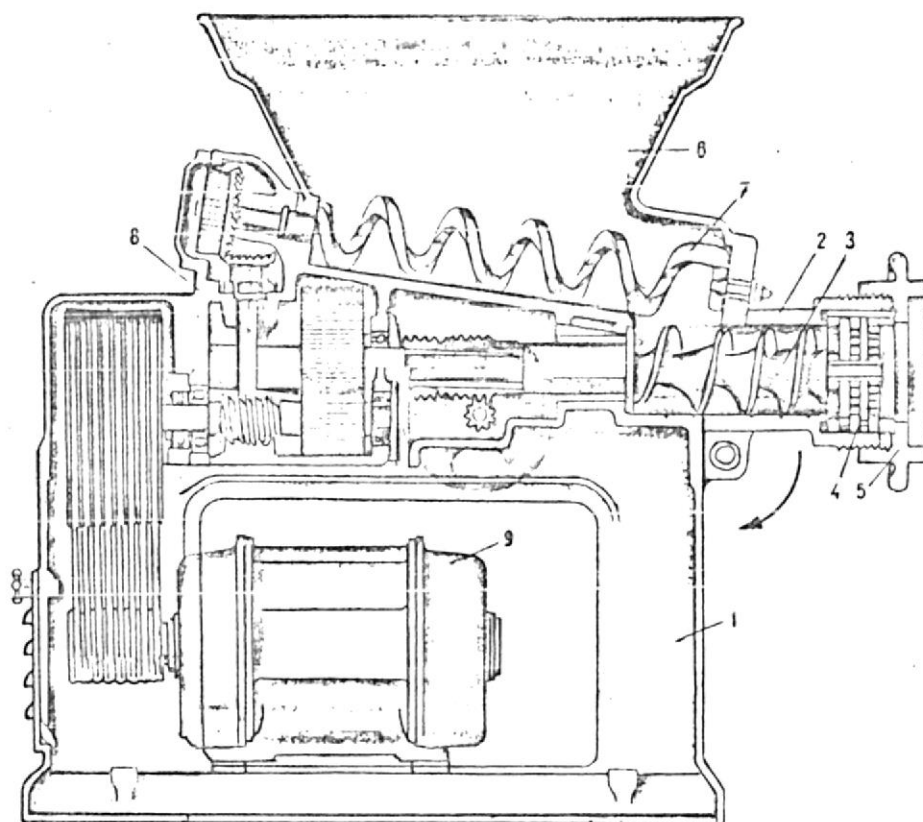


Fig. 3.2 .- SECCION TRANSVERSAL DE UNA PICADORA
 FUENTE: TECNOLOGIA PRACTICA DE LA CARNE, H. WEINLING

- 1) Soporte
- 2) Caja de tornillo propulsor
- 3) Tornillo propulsor
- 4) Dispositivos de discos y cuchillas
- 5) Cabeza de cierre con anillo tensor
- 6) Tolva de alimentación
- 7) Tornillo de aprovisionamiento
- 8) Piñón transmisor
- 9) Motor

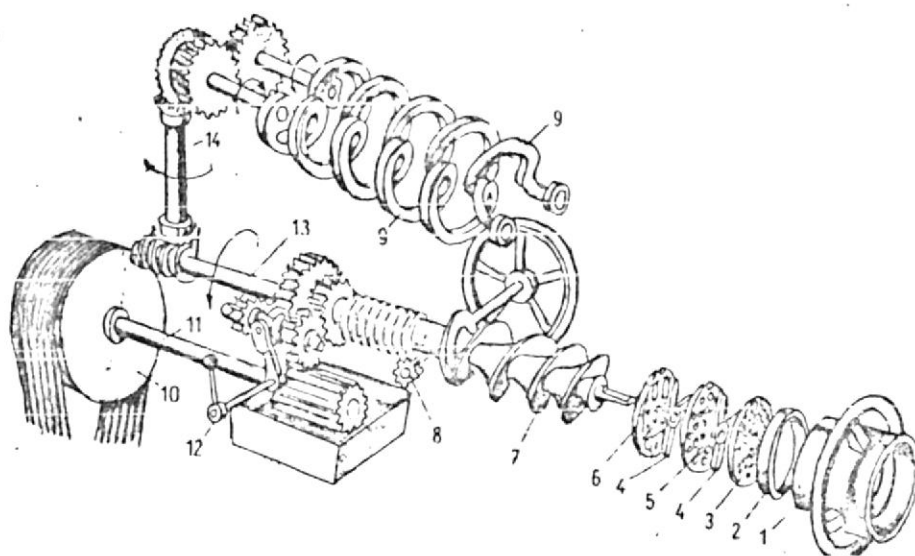
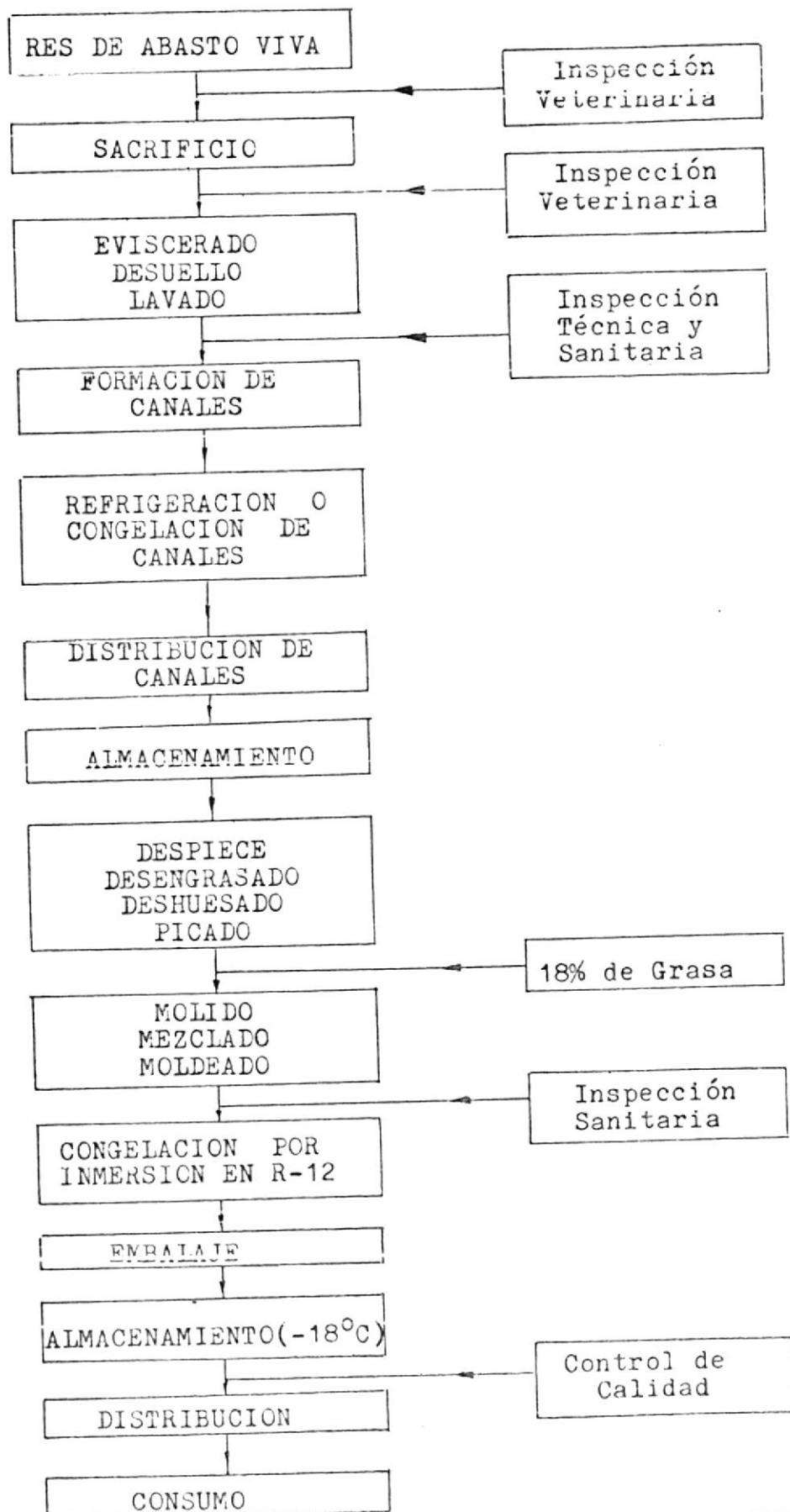


Fig. 3.3.- Esquema de una picadora automática

FUENTE : TECNOLOGIA PRACTICA DE LA CARNE, H. WEINLING

- 1.- Cabeza de cierre
- 2.- Anillo tensor
- 3.- Disco con orificio
- 4.- Cuchillas
- 5.- Disco intermedio
- 6.- Disco inicial
- 7.- Tornillo propulsor
- 8.- Expulsor del tornillo
- 9.- Tornillos de aprovisionamiento
- 10.- Polea transmisora
- 11.- Eje motriz
- 12.- Palanca de puesta en marcha
- 13.- Eje transmisor
- 14.- Eje motriz de los tornillos de aprovisionamiento

FLUJOGRAMA DEL PROCESO



C A P I T U L O 4

R E F R I G E R A N T E S .

Los refrigerantes o flúidos frigorígenos (1) [son sustancias que circulan cíclicamente en una instalación frigorífica, teniendo como objetivo disminuir la temperatura de un cuerpo.]

4.1 CLASIFICACION DE LOS REFRIGERANTES.

Los refrigerantes se pueden clasificar en primarios y secundarios.

Refrigerantes Primarios.-Son sustancias químicas que se caracterizan por su tendencia a vaporizarse a bajas temperaturas al absorber calor (en los evaporadores) y además por su fácil tendencia a condensarse a temperaturas ambientes al ceder calor (en los condensadores).

(1) Denominación técnica muy utilizada en España.

Refrigerantes secundarios.- Son sustancias químicas cuyo objetivo es absorber calor de los cuerpos que se van a enfriar ⁽¹⁾. Estos se usan en sistemas de refrigeración indirecta cuyas características principales son tener bajo punto de congelación o un bajo punto eutéctico.

Entre los refrigerantes secundarios encontramos el agua, las salmueras y los anticongelantes.

La ASRE(American Society of Refrigerating Engineers) según norma 34 ha clasificado los refrigerantes en:

a) Hidrocarburos Halogenados.- Algunos pertenecientes a este grupo se indican en la siguiente tabla.

TABLA VII.- HIDROCARBUROS HALOGENADOS

DENOMINACION NUMERICA	NOMBRE QUIMICO	FORMULA QUIMICA
11	Tricloro Defluormetano	C Cl ₃ F
12	Dicloro Trifluormetano	C Cl ₂ F ₂
13	Mono Clorotrifluormetano	C Cl F ₃
22	Mono Clorodifluormetano	CH Cl F ₂
30	Cloruro de Metileno	CH ₂ Cl ₂
40	Cloruro de Metilo	CH ₃ Cl
113	Triclorotrifluoretano	C Cl ₂ FC Cl F ₂
114	Diclorotetrafluoretano	C Cl F ₂ C Cl F ₂
114a	Diclorotetrafluoretano	C Cl ₂ F C F ₃
152a	Difluoretano	CH ₃ CH F ₂

FUENTE: Stoecker W. F. (Referencia 30)

(1) Estos refrigerantes se caracterizan por no cambiar de fase, sino hacer uso de su calor sensible.



- b) Aceotrópicos. - Son mezclas de hidrocarburos, entre las que se puede citar: R 500, R 502, R 503, R 504.
- c) Hidrocarburos. - En este grupo estan el Metano, Etano y Propano.
- d) Compuestos Inorgánicos. - Son el Amoníaco, Agua, Aire, Anhídrido Carbónico y Anhídrido Sulfuroso.
- e) Sustancias Orgánicas No Saturadas. - Pertenecen el Etileno y el Propileno.

4.1.1 Características de los Refrigerantes. - Las características de los refrigerantes que se deben tener presente son: Termodinámicas, de Seguridad, Técnicas y Económicas.

Termodinámicas. - Se deben tener presente las temperaturas de evaporación y condensación, así: la de evaporación debe ser más grande que la temperatura de ebullición y la temperatura crítica lo más alta posible con respecto a la temperatura de condensación. Otro factor importante que se debe tener presente es la razón de compresión, debiendo ésta ser lo más baja posible.

Seguridad. - La Toxicidad e inflamabilidad debe



ser lo más baja posible. Existen refrigerantes como el Propano, Etano y Butano que son altamente inflamables y otros como los hidrocarburos halogenados que se consideran no inflamables.

La toxicidad es importante para ésta tesis, ya que en el congelador objeto de ésta tesis, el refrigerante entra en contacto con la carne, por lo que se requiere que su acción sea nula.

Según la Underwriters Laboratories de EE.UU, ésta ha clasificado a los refrigerantes según su toxicidad relativa, esto se ve en la tabla 4.1, aquí podemos observar que los refrigerantes más tóxicos son el SO_2 , amoníaco y los menos tóxicos el R-22 y el R-12.

Técnicas. - Con respecto a las características técnicas se debe considerar lo siguiente:

- La acción sobre los metales deberá ser nula.
- La acción sobre los aceites de lubricación deberá ser positiva con una miscibilidad tal que se logre el retorno del aceite al compresor.
- Que no sean factibles a fugarse o escaparse en los circuitos frigoríficos.

Económicas. - Se debe considerar que su costo sea re-

lativamente bajo y que se logre conseguir en el mercado sin dificultades.

- TABLA VIII -

CLASIFICACION DE LOS REFRIGERANTES SEGUN SU TOXICIDAD.

REFRIGERANTE	CONCENTRACION EN EL AIRE (%)	DURACION DE EXPOSICION	GRUPO
SO ₂	0.5 al 1	5 min.	1
AMONIACO	0.5 al 0.6	1/2 hora	2
BROMURO DE LITIO* TETRACLORURO DE CARBONO* CLOROFORMO*	2 al 2.5	1 hora	3
R 113*	4.8 al 5.2	1 hora	4
CLORURO DE ETILO* CLORURO DE METILO* BROMURO DE METILO*	2 al 2.5	2 horas	4
ANHIDRIDO CARBONICO	29 al 30	2 horas	5
R 11*	10	2 horas	5
R 22	18 al 22.6	2 horas	5
R 12	28.5 al 30.4	Ningún daño	6

* Refrigerantes secundarios.

4.2 SELECCION de los REFRIGERANTES.

En toda instalación frigorífica se debe tener presente todas las medidas de higiene y seguridad para el personal que en ella labora. La atmósfera, debe estar li-

bre de contaminación y siendo el principal contaminante en las instalaciones frigoríficas el flúido refrigerante, se lo debe seleccionar teniendo presente que cumpla todas las exigencias termodinámicas, de seguridad, técnicas y económicas descritas en 4.1, para mantener en una porción tolerable libre de inflamaciones y toxicidades.

Teniendo estas consideraciones, se ha seleccionado para esta instalación el R-12 como medio de congelación por inmersión y el R-22 para el circuito frigorífico.

En la siguiente tabla se dan algunas propiedades más importantes para los refrigerantes seleccionados.

- TABLA IX -

PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES SELECCIONADOS

PROPIEDADES	UNIDADES	R - 12	R - 22
Fórmula Química	---	C Cl ₂ F ₂	CH Cl F ₂
Peso Molecular	Kg/K _{mol} .	120.93	86.48
Punto de ebullición a 1 atm.	^o F ^o C	- 21.62 - 29.8	- 41.4 - 40.8
Punto de Congelac.	^o F ^o C	-252 -158	-256 -160
Temperatura Crítica	^o F ^o C	233.6 112	204.8 96
Presión Crítica	atm lb/pul ² kg/cm ²	40.6 596.9 42	48.7 716 50.3

Continuación de la Tabla IX

PROPIEDADES	UNIDADES	R-12	R-22
Densidad del líquido en el punto de ebullición	Kg/l	1.486	1.413
Densidad del gas para 0 °C y 760 mm Hg.	g/l	5.510	3.950
Volumen crítico	pies ³ /lb cc/mol	0.0287 217	0.0305 164
Densidad crítica	lb/pies g/cc	34.84 0.558	32.8 0.525
Viscosidad del líquido a: 86 °F 30 °C	Centipoise Centipoise	0.405 0.405	0.251 0.251
Miscibilidad con los aceites	----	buena	Variable con la temperatura y la concentración de la mezcla.
Utilización tipo de compresor	-----	Alternativo Rotativo Centrífugo	Alternativo

FUENTE: Pohlmann Walther, Manual de Técnica Frigorífica

4.3 REFRIGERANTE UTILIZADO COMO MEDIO DE INMERSION.

El refrigerante utilizado para congelar hamburguesas por el sistema de inmersión es el diclorodifluorometano ($\text{C Cl}_2 \text{ F}_2$) conocido también como R-12, cuya temperatura de ebullición es de $-29.8 \text{ }^\circ\text{C}$ a presión atmosférica.

rica.

Este refrigerante tiene las mejores condiciones para nuestro propósito, así:

- a) No es tóxico
- b) No es combustible ni explosivo en ninguna porción en el aire.
- c) No hay asfixia en una habitación que contenga R-12, debido a que su peso específico elevado le permite depositarse en el suelo.
- d) La acción sobre los productos combustibles es nula, pudiéndose injerir sin ningún riesgo los productos que han estado en contacto con R-12.
- e) Su costo es relativamente bajo.
- f) Se puede adquirir fácilmente en el mercado.

4.4 REFRIGERANTE PRIMARIO USADO EN EL CIRCUITO DE REFRIGERACION.

El refrigerante utilizado en el circuito de refrigeración es el CH Cl F_2 (Clorodifluorometano) conocido también como R-22.

Este refrigerante se usa ampliamente en las instalaciones frigeríficas modernas debido a su fácil aplicación a bajas temperaturas, siendo su punto de ebullición a -40°C .

El R-22 tiene la ventaja de necesitar un menor desplazamiento de compresor por ton. de refrigeración, haciendo por tanto la utilización de compresores relativamente pequeños.

El R-22 es un compuesto no inflamable ni explosivo y virtualmente no tóxico, que en casos de fugas tiene poco efecto en los alimentos o en otros materiales que puedan estar expuestos normalmente en un lugar refrigerado.

C A P I T U L O 5

SELECCION DEL SISTEMA DE CONGELACION

5.1 SISTEMAS DE CONGELACION.

En la actualidad existe una gran gama de equipos para congelación que se pueden agrupar en los siguientes métodos:

- Congelación por Corriente de Aire Forzado
- Congelación por Placas de Contacto
- Congelación por Aspersión con N₂ Líquida
- Congelación por Inmersión en Refrigerante R-12

El Costo más considerable de éstos métodos de congelación es la instalación del equipo pues el de explotación en algunos casos es relativamente pequeño, en los equipos modernos la mano de obra es mínima, no se requiere material de embalaje y no hay pérdidas del producto, siendo el único más importante la corriente eléctrica.

A continuación se describe en forma somera los métodos de congelación, dando mayor énfasis a sus ventajas y desventajas. El método de inmersión en R - 12,

objetivo de ésta tesis, se describirá con mayor detalle en el punto 5.2.

Congelación por corriente de aire forzado.- Este método de congelación se realiza en túneles, utilizando aire forzado por ventiladores, la velocidad del aire es de 5 a 16 m/s.

Este método tiene grandes desventajas tales como:

- a) Los coeficientes de transmisión de calor desarrollados en la superficie de los alimentos son menores que en los sistemas de congelación por inmersión en líquidos.
- b) La densidad en almacenamiento es inferior que en la congelación por inmersión.
- c) Se necesitan ventiladores potentes que consumen gran energía eléctrica.
- d) La energía necesaria para el funcionamiento de los ventiladores, se convierte además en calor, recargándose así el equipo frigorífico.
- f) El aumentar la velocidad del aire para obtener un mayor coeficiente de transmisión de calor, no es justificado económicamente, debido al aumento de la capacidad de los ventiladores. De igual manera al aumentar la circulación del aire influye sobre el producto debido a la evaporación del agua

y con la correspondiente disminución de peso.

Congelación por Placas de Contacto.- En este tipo de congelación rápido, los productos son colocados entre placas metálicas huecas a una temperatura entre -30°C a -40°C , por cuyo interior circula el refrigerante. La transmisión de calor en este método es por conducción.

Existen dos tipos de congeladores a Placas:

- Congeladores de Placas Horizontales
- Congeladores de Placas Verticales.

Entre las ventajas tenemos:

- a) Ocupan menos espacio que en la congelación por corriente de aire forzado.
- b) Se consume menos energía eléctrica que los congeladores de aire forzado.
- c) Se producen pequeñas pérdidas por deshidratación en comparación al aire forzado.

Entre las desventajas tenemos:

- a) Presenta alteraciones bioquímicas debido a las modificaciones del color de la carne por paso de la miohemoglobina a metahemoglobina.

- b) Se requiere mayor potencia frigorífica comparada con el método de inmersión.
- c) La densidad de almacenamiento es inferior a la del método de inmersión.
- d) Los coeficientes de transmisión de calor entre el refrigerante y el producto son menores que los del método por inmersión.

Congelación por Aspersión con N₂ Líquido.- El refrigerante utilizado en este método es el Nitrógeno Líquido, cuya temperatura de ebullición a 760 milímetros de mercurio es de -195 °C. Este tipo de congelación es rápida oscilando entre 30 seg. y 10 minutos, es un método ideal debido a las bajas pérdidas de peso de la carne, pero el gasto elevado del refrigerante (1.3 a 1.5 litros/Kg.) y el alto precio del nitrógeno, hacen que este tipo de congelación sea muy caro a pesar que el equipo es relativamente barato.

Modificaciones modernas de este sistema lo constituye el método de inmersión en refrigerante 12 que combinado con pulverización con R - 12 da un excelente sistema de congelación obteniendo así grandes coeficientes de transmisión de calor entre el sólido y el

líquido, obteniendo también productos congelados rápida e individualmente (IQF =Individual Quick Freezing), siendo esto muy ventajoso ya que permite extraer piezas individuales de los paquetes y retener el resto de los mismos en el paquete, y almacenarlo hasta que se necesite.

5.2 SELECCION DEL SISTEMA.

Debido a las grandes ventajas que presenta el método de congelación por inmersión en refrigerante dicloro difluorometano (R-12) con relación a los otros métodos descritos anteriormente, es conveniente seleccionar este método para la congelación de hamburguesas.

Este método de inmersión ha pesar que no se trabaja más que a -30°C presenta un cierto número de cualidades únicas que lo vuelven sin comparación en algunas aplicaciones.

Este tipo de congelación es una de las innovaciones más recientes que la ciencia ha creado y está adquiriendo éxito debido a las grandes ventajas que presenta.

Para el funcionamiento de éste sistema se exige que la congelación sea de una pureza al menos igual a 99.75% y no tenga más de 100 PPM de residuos del re-

frigerante en los alimentos al momento del consumo.

Pero esto se cumple ampliamente debido a que la congelación en la superficie es instantánea y el refrigerante no penetra en el interior del producto, más aún mientras los productos son descongelados y cocidos el residuo del refrigerante disminuye fuertemente del producto ya que el R-12 tiene un punto de ebullición a la presión atmosférica de -29.8°C , obteniendo por lo tanto un producto puro con una cantidad mucho menor al límite de 100 PPM.

La transmisión de calor eficaz del sistema por inmersión en R-12 LFF (Liquid Freon Freezing), da entre otras ventajas (Sture Satrom M., Ref. 29) las siguientes:

- a) Una calidad superior de los productos congelados rápida e individualmente.

El hecho de que el refrigerante se dilata muy fuertemente en la superficie del producto, da una separación positiva de las partículas del producto.

Así, se pueden congelar productos cuya superficie sea un poco pegajosa sin que se formen aglomera-

ciones, es decir que las partículas son congeladas individualmente.

- b) Se pueden congelar productos de regular tamaño. La posibilidad de separar las partículas que tengan tendencia a aglutinarse y el tiempo de congelación extremadamente corto para productos tan grandes como el maíz, permiten un campo de aplicación más amplia que otro método de congelación IQF.
- c) La congelación es rápida.
En el sistema LFF se puede programar el contacto directo entre el refrigerante y el producto de tal manera que se obtiene la rapidez de congelación óptima en cada corte transversal del producto.
El mejoramiento de calidad gracias a la congelación ultra-rápida se obtiene con costos más bajos que otros sistemas.
- d) Ninguna pérdida de peso. La congelación por inmersión no ocasiona ninguna posibilidad de deshidratación de los productos.
- e) Operación con costos más bajos que por el sistema de aspersion con N_2 líquido.
- f) Es movable, fácil de llevar de un lugar a otro.

g) Las pérdidas del refrigerante son mínimas ya que el refrigerante es 5 veces más denso que el aire, habiendo pérdidas inferiores al 1% del peso del producto congelado.

Este sistema de congelación es aplicado a varios productos.

En la tabla siguiente se indican algunos productos con el tiempo respectivo de congelación, utilizando el método de inmersión en R-12.

TABLA X

TIEMPO DE CONGELACION DE ALGUNOS PRODUCTOS

PRODUCTOS	TIEMPO DE CONGELACION
Guisantes (Chícharos)	30 seg.
Haba Verde	60 seg.
Maíz en grano	7 min.
Papas fritas	60 seg.
Camarón Crudo	2.5 min.
Hamburguesas	3.0 min.

5.3 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DEL CONGELADOR POR INMERSION.

Los productos a congelar son introducidos en (1), el congelador mostrado en el gráfico 5.1. La primera ban

da transportadora los sumerge en un baño (5) de hidrocarburo halogenado líquido R-12 (CF_2Cl_2), evaporándose bajo la presión atmosférica y a una temperatura de -30°C . Los productos sufren una congelación superficial muy rápida en razón del excelente intercambio térmico, siendo esta la mejor forma de transmisión de calor que la técnica conoce.

Para acabar la congelación al corazón de los productos se hace pasar a éstos sobre una segunda banda (6), siendo aquí rociados por R-12 líquido, (3), el cual es puesto en circulación por medio del grupo de bombeo (4). Después de la congelación de los productos éstos son extraídos del aparato en (7) por medio de una última banda transportadora.

Los vapores que resultan de la vaporización del refrigerante son condensados en un evaporador-condensador (10), en cuyo interior circula R-22 (CHF_2Cl), impulsado por una máquina frigorífica ordinaria.

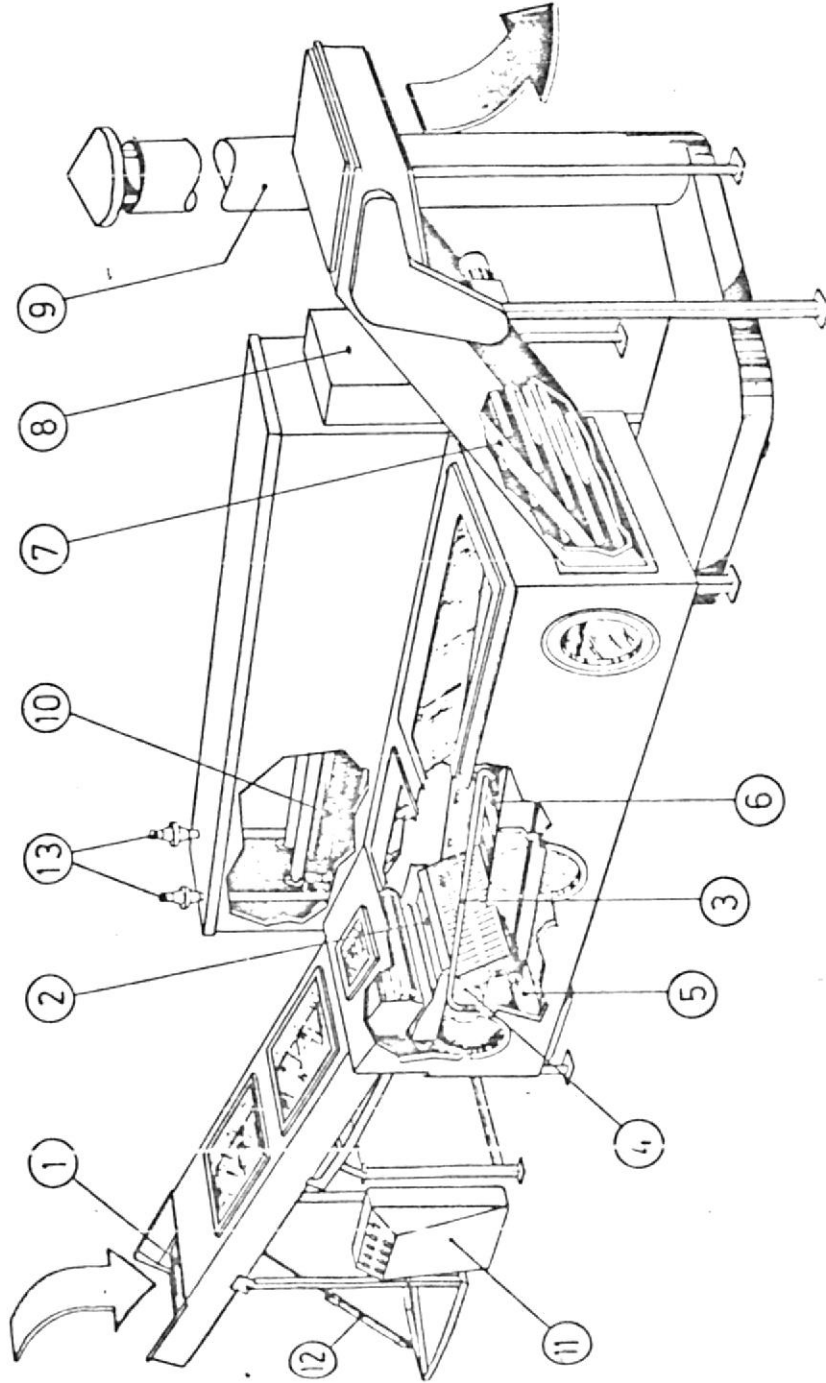
El R-12 líquido de congelación ya condensado por el R-22 vuelve a caer en (5). El aparato es encerrado en una envuelta aislante sobre la cual se encuentra algunas ventanillas de vidrio para la inspección.

Esta máquina tendrá una capacidad de 1 ton/h y se

utilizará específicamente para la congelación de hamburguesas.

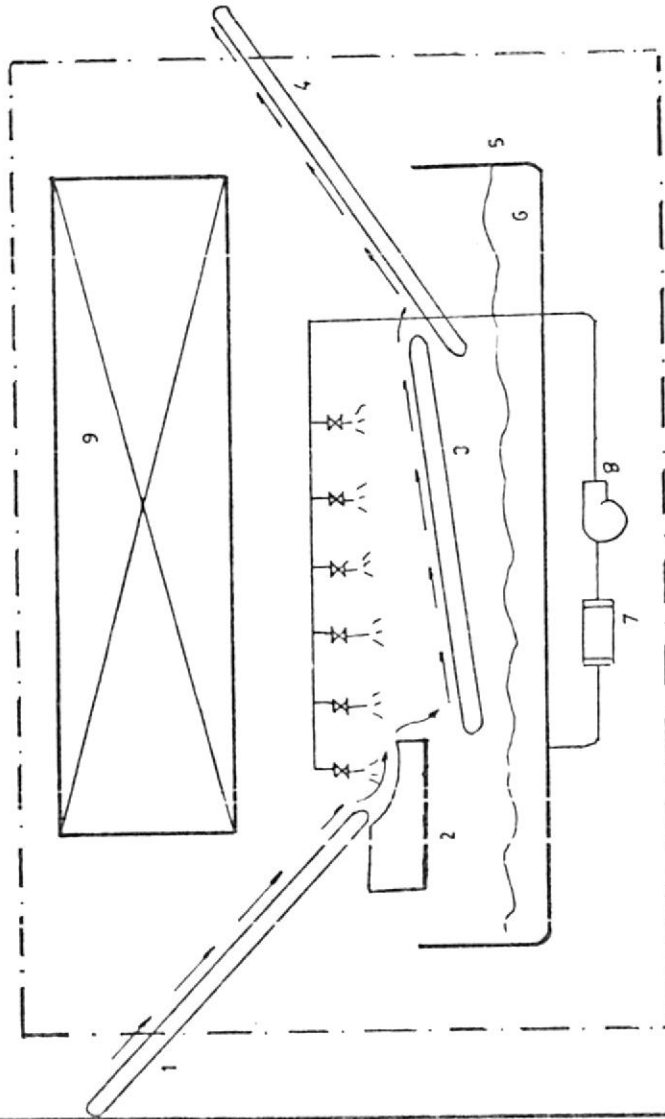
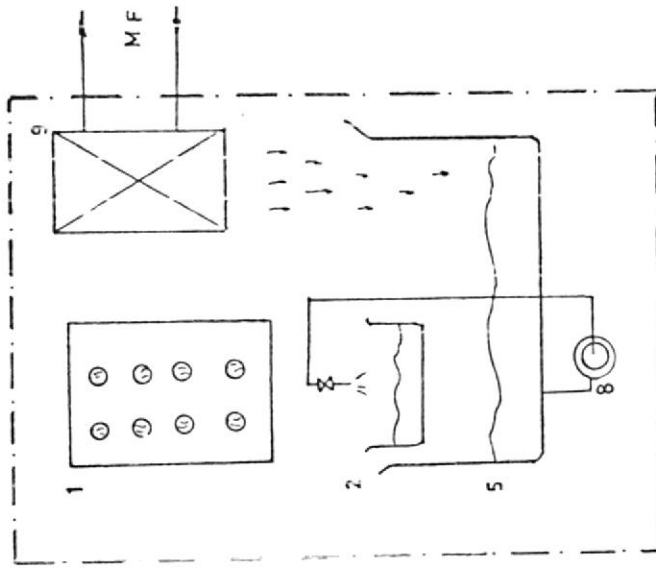
Las dimensiones del congelador se indicaran en el capítulo 6.

FIG. 5.1 CONGELADOR



- 1.- BANDA DE ALIMENTACION
- 2.- BAÑO IQF
- 3.- DISPOSITIVO DE ASPERSION
- 4.- FILTRO
- 5.- CARTER PARA REFRIGERANTE
- 6.- BANDA DE CONGELACION
- 7.- BANDA PARA EXTRAER EL PRODUCTO CONGELADO
- 8.- CENTRAL DE VALVULAS
- 9.- TAMBOR DE VENTILACION
- 10.- DISPOSITIVO DE CONDEN-
SACION
- 11.- TABLA DE COMANDO
- 12.- CILINDRO DE MAVEJO DE LA BANDA DE ALIMENTACION
- 13.- RAMIFICACION DEL EQUIPO FRIGORIFICO

FIG 5.2 ESQUEMA GENERAL DEL CONGELADOR



1,3,4 BANDAS

2 BANO CON R 12

5 RECIPIENTE QUE CONTIENE R-12

6 R 12

7 FILTRO

8 BOMBA

9 EVAPORADOR

MF MAQUINA FRIGORIFICA

C A P I T U L O 6

CALCULO DE CARGA FRIGORIFICA

6.1 CALCULO DE LOS APORTES INTERNOS

6.1.1 Aportes de las hamburguesas.- El calor extraído de las hamburguesas para su congelación se puede obtener por la siguiente fórmula.

$$Q_1 = m(\Delta H_{fm}) \quad (6.1)$$

Siendo:

Q_1 = Calor extraído de las hamburguesas

m = Masa de las hamburguesas

ΔH_{fm} = Variación de entalpía de las hamburguesas desde la entrada y salida del congelador.

La carne que constituye la hamburguesa es carne de vaca magra conteniendo 74% de agua y 18% de grasa.

Para obtener ΔH_{fm} utilizamos la fórmula propuesta en 2.2.2.

$$\Delta H_{fm} = f(\Delta H_f) + (1-f)\Delta H \quad (6.2)$$

Para determinar cada uno de los parámetros de la fórmula

mula (6.1), consideremos los siguientes datos:

- Temperatura de entrada de las hamburguesas al congelador $\theta_i = + 25 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Temperatura de salida de las hamburguesas del congelador $\theta_f = - 20 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Masa de hamburguesas = 1 ton/h. = 1000 kg./h.

Según diagrama entálpico figura 2.2 sección 2.2.2, la variación de entalpía para la carne magra es:

Con $\theta_i = + 25 \text{ }^\circ\text{C}$ y $X = 74\%$ de agua, obtenemos:

$$H_i = 375 \text{ KJ/kg.}$$

Con $\theta_f = - 20 \text{ }^\circ\text{C}$. y $X = 74\%$ de agua, obtenemos:

$$H_f = 40 \text{ KJ/kg.}$$

Así:

$$\Delta H = H_i - H_f = 335 \text{ KJ/kg} = 80.2 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{kg.}$$

$$(1 \text{ K}_{\text{cal}} = 4.187 \text{ KJ})$$

La variación de entalpía de la grasa (ΔH_f) desde $+25 \text{ }^\circ\text{C}$ a $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ es $73 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{kg}$. (Plank Rudolf, Ref. 22). Reemplazando en (6.2) tenemos:

$$\Delta H_{fm} = 0.18(73) + (1 - 0.18)(80.2)$$

$$\Delta H_{fm} = 78.9 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{kg.}$$

Reemplazando en (6.1), tenemos que:

$$Q_1 = (1000 \text{ kg/h.})(78.9 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{kg.})$$

$$Q_1 = 78900 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{h.}$$

6.2 CALCULO DE LOS APORTES EXTERNOS.

La transferencia de calor del exterior a través de las paredes del congelador depende del material aislante a utilizar. En general se puede calcular por la siguiente fórmula (Ref. 23):

$$Q_2 = KA(\theta_{\text{ex}} - \theta_{\text{int.}}) \quad (6.3)$$

Donde:

Q_2 = Calor exterior ingresado por las paredes en $\text{K}_{\text{cal}}/\text{h.}$

K = Coeficiente de transferencia de calor de las paredes en $\text{K}_{\text{cal}}/\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C.}$

A = Superficie total del congelador en m^2

θ_{ex} = Temperatura exterior del congelador en $^\circ\text{C.}$

θ_{in} = Temperatura interior del congelador en $^\circ\text{C.}$

El coeficiente de transferencia de calor (K) se puede calcular por (Ref.23) la siguiente relación:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (6.4)$$

Siendo:

α_i = Coeficiente de convección de calor del R-12 hacia la pared interior del congelador en: $K_{cal}/m^2h \text{ } ^\circ C$.

α'_e = Coeficiente de convección de calor en la superficie exterior del congelador en $K_{cal}/m^2h \text{ } ^\circ C$.

λ = Coeficiente de conductividad térmica de cada uno de los materiales que constituyen el aislante del congelador en $K_{cal}/mh \text{ } ^\circ C$.

l = Espesor de las diversas capas de la pared del congelador en m.

6.2.1 Selección del Aislante.- Tanto las paredes laterales como el techo y el piso del congelador se considerarán del mismo material. Todas ellas estarán compuestas por dos láminas de acero inoxidable, la una en contacto con el R-12 y la otra con el ambiente; entre estas dos placas se colocará un aislante, siendo este ESPUMA DE POLIURETANO. La selección de este aislante se ha hecho por varias ventajas que presenta tales como:

- a) Este aislante se lo puede expandir dentro de las placas de acero. Esta expansión se puede lograr por colado o por pulverización.

- b) Tiene un coeficiente de conductividad más bajo con relación a otros aislantes tradicionales; siendo su conductividad de $0,020 \text{ Kcal/mh } ^\circ\text{C}$.
- c) Tiene gran resistencia a la compresión, ésta aumenta al reducir la temperatura. Para una densidad de $30 \text{ a } 40 \text{ kg/cm}^3$ la resistencia es del orden de $3 \text{ a } 4 \text{ kg/cm}^2$ a $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

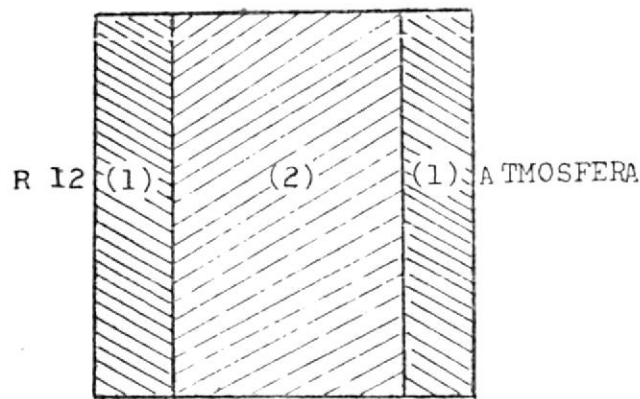


FIG. 6.1.-SECCION TRANSVERSAL DE LA PARED DEL CONGELADOR.

La figura 6.1 indica la sección transversal de la pared del congelador y esta compuesta así:

- (1) Acero Inoxidable de $1/2''$ de espesor (12,7 mm.)
 (2) Espuma de Poliuretano de 130 mm de espesor.

El coeficiente de convección del R-12 es $2000 \frac{\text{Kcal.}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ\text{C}}$
 (Pohlmann, ref23).

El coeficiente de conductividad del acero inoxidable es:

$$12 \frac{\text{Kcal.}}{\text{mh } ^\circ\text{C}} \quad (\text{Kreith, ref. 17})$$

y el de convección de la parte exterior (contacto con la atmósfera) es de $7 \frac{\text{Kcal.}}{\text{m}^2\text{h } ^\circ\text{C}}$ (Pohlmann, ref. 23).

La superficie total del congelador es de 15.5 m^2 y estará distribuído de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \text{PAREDES LATERALES: } (1.5\text{m})(1\text{m})(2) &= 3 \text{ m}^2 \\ (2.5\text{m})(1\text{m})(2) &= 5 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{TECHO Y PISO} \quad : (2.5)(1.5)(2) = 7.5 \text{ m}^2$$

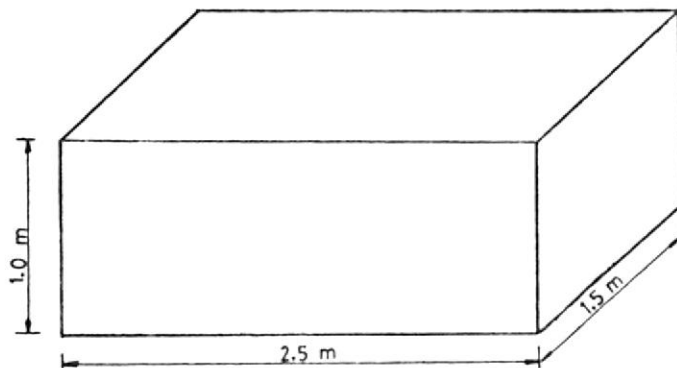


FIG. 6.2.- TAMAÑO DEL CONGELADOR

Con los datos obtenidos en el análisis anterior reemplazamos en (6.4) y obtenemos el siguiente valor del coeficiente de transferencia de calor:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2000} + 2 \frac{0.0127}{12} + \frac{0.13}{0.020} + \frac{1}{7}} = 0.1504 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde el flujo térmico global a través de las paredes es:

$$K(\Delta\theta) = (0.1504 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{m}^2 \text{h } ^\circ\text{C} (55 \text{ } ^\circ\text{C}))$$

$$K(\Delta\theta) = 8.2 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{hm}^2$$

Siendo este valor razonable tanto del punto técnico como económico, (Ref. 33)

Reemplazando en (6.3) obtenemos finalmente la transferencia total de calor por las paredes, pisos y techos.

$$Q_2 = 8.2 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{hm}^2 (15.5)\text{m}^2$$

$$Q_2 = 127 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{h}.$$

6.2.2 Aporte Calorífico de la Bomba.- Para completar la congelación de las hamburguesas se realiza el rociado de R-12 el cual se expande por medio de una bomba que tiene una potencia de 1 Kw. Entonces el calor suministrado por ésta bomba Q_3 , será:

$$\text{Potencia} = 1 \text{ Kw.} = 1 \text{ KJ/S} = 860 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{h}.$$

$$Q_3 = 860 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{h}.$$

Carga Frigorífica Horaria (Q_T).- La cantidad total de frío necesario a generar, se deduce de las fracciones calculadas, así:

$$Q_T' = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q_T' = 78900 + 127 + 860$$

$$Q_T' = 79900 \text{ Kcal/h.}$$

A este valor (Q_T') se le agrega el 12%(1) por diversas pérdidas como es el funcionamiento de las bandas transportadoras, de la iluminación, de tuberías, aire, etc.

$$Q_T = Q_T' + 12\% Q_T'$$

$$Q_T = 90000 \text{ Kcal/h.}$$

Siendo entonces, la potencia frigorífica horaria (ϕ_o) de 90000 FRIG/h, que es la cantidad de frío que debe producirse en el evaporador.

(1) En la práctica, generalmente se lo suma a la potencia frigorífica calculada en 10 al 15 %, debido a varias pérdidas que ésta se encuentra expuesta.

C A P I T U L O 7

SELECCION Y TRAZADO DEL CICLO TERMODINAMICO

7.1 CONDICIONES DE DISEÑO

7.1.1 Determinación de la Temperatura de Evaporación.- Para determinar la temperatura de evaporación se tendrá presente la humedad relativa de la carne dentro del congelador ($\varphi = 80\%$) y la temperatura dentro del congelador ($- 30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

La cantidad de calor latente absorbida por el R - 22 que se evapora es suministrado por el calor del vapor R-12, evaporándose este a su vez por el calor presente en las hamburguesas.

La diferencia de temperatura de evaporación entre el R-12 (temperatura de evaporación a la presión atmosférica es $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$) y la del R-22 se debe tener muy en cuenta.

Si la diferencia de temperatura entre los dos refrigerantes es $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, el R-22 se encontraría a $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo que

nos conduciría a tener una superficie de evaporación muy grande y ocuparía un gran espacio debido a las dimensiones que tendrá el congelador.

Para esta temperatura de R-22 (-35°C), eventualmente, nos conduce a utilizar un compresor de una sola etapa, que sería muy interesante por varias razones de simplicidad y economía en la instalación como se verá posteriormente.

Si adoptamos una diferencia de temperatura de 10°C , el R-22 se encontraría a -40°C , entonces tendremos una superficie de evaporación mucho más pequeña y una condensación de R-12 más fácil y el congelador será por consiguiente más pequeño. Siendo entonces ésta, la temperatura recomendada (Duminil M., Ref. 7).

7.1.2 Determinación de la temperatura de condensación .- El objetivo de la condensación es restituir el calor latente de evaporación del refrigerante a temperatura constante por intercambio de calor con un fluido que absorbe calor en forma sensible aumentando su temperatura.

En nuestro caso el fluido refrigerante es R-22 y el fluido que absorbe el calor del refrigerante es el agua proveniente de una torre de enfriamiento.

Para determinar la temperatura de condensación se debe

tener presente ciertas condiciones:

- a) Temperatura del bulbo húmedo exterior $\theta_h = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.
- b) Temperatura del agua a la salida de la torre de enfriamiento es casi igual a la temperatura de entrada del agua al condensador.
- c) Aproximación ⁽¹⁾ al bulbo húmedo = $4 \text{ }^\circ\text{C}$.

La temperatura de entrada del agua al condensador es:

$$\theta_e = \theta_h + \text{aproximación}$$

$$\theta_e = 25 + 4 = 29 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Por otra parte adoptaremos un incremento de $4 \text{ }^\circ\text{C}$ al agua desde la entrada hasta la salida del condensador, por tanto la temperatura de salida será:

$$\theta_s = \theta_e + 4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\theta_s = 29 \text{ }^\circ\text{C} + 4 \text{ }^\circ\text{C} = 33 \text{ }^\circ\text{C}.$$

En la práctica se admite que la temperatura de condensación se sitúa a unos $5 \text{ }^\circ\text{C}$ por encima de la temperatura

(1) Diferencia entre la temperatura del agua fría de salida de la torre de enfriamiento y la temperatura del bulbo húmedo. Este es un valor razonable de acuerdo a lo recomendado en la referencia 2.

de salida de agua en el condensador (Ref.24), por tanto se puede admitir que la temperatura de condensación es:

$$\theta_k = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La diferencia entre temperatura de condensación y la del agua a la entrada y salida del condensador se puede presentar así:

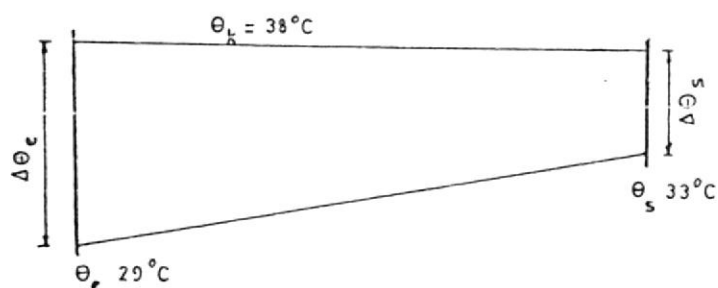


FIG. 7.1.- DIFERENCIA ENTRE TEMPERATURA DE CONDENSACION Y DEL AGUA A LA ENTRADA Y A LA SALIDA.

Para determinar la diferencia media $\Delta\theta_m$, entre las temperaturas del condensador y la de entrada y salida del agua en el condensador, que es un valor importante para el cálculo de la superficie de condensación, como se verá en 8.2 se puede calcular por la ecuación de K. BASER (Ref. 23):

$$\Delta\theta_m = \left(\frac{\sqrt[3]{\Delta\theta_e} + \sqrt[3]{\Delta\theta_s}}{2} \right)^3 \quad (\text{Ec. 7.1})$$

Siendo:

$$\Delta\theta_e = \theta_k - \theta_e = 38 - 29 = 9$$

$$\Delta\theta_s = \theta_k - \theta_s = 38 - 33 = 5$$

Obtenemos:

$$\Delta\theta_m = 6.8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Este valor de $\Delta\theta_m$ se puede también determinar utilizando el NOMOGRAMA DE MEHNER.

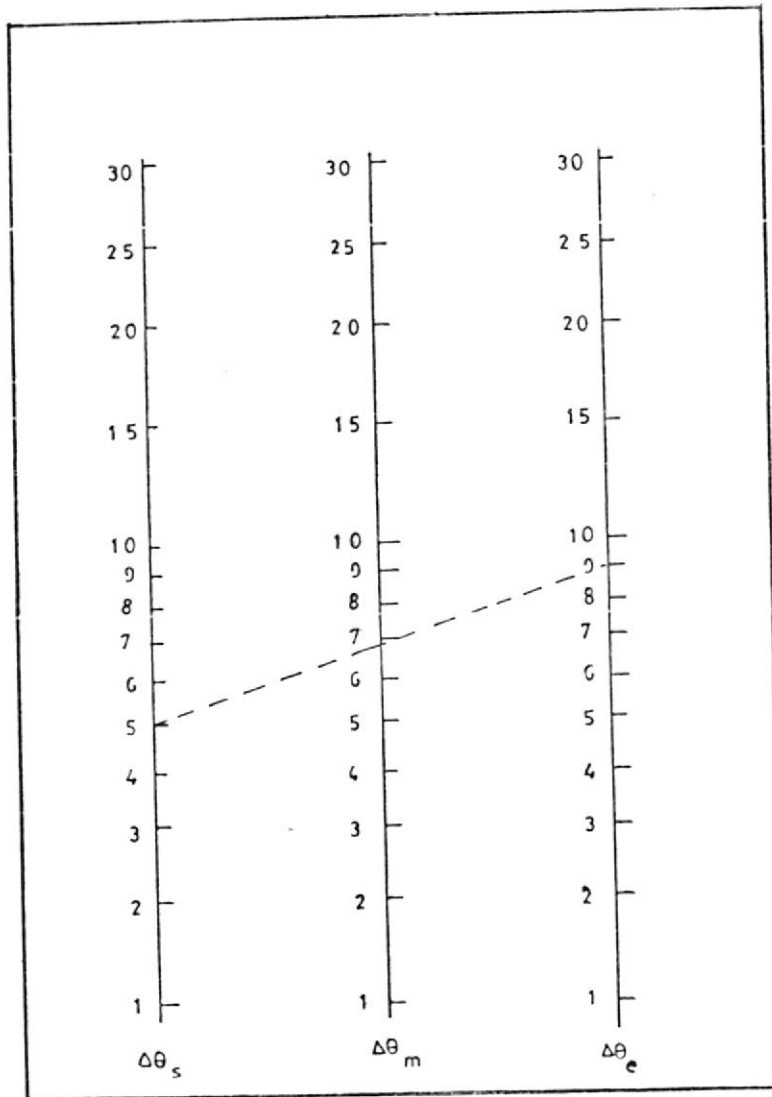


FIG. 7.2.- NOMOGRAMA DE MEHNER

FUENTE: Manual de Técnica Frigorífica
por W. Pohlmann

7.2 SELECCION DEL CICLO

Existen varios ciclos termodinámicos y se los puede clasificar de acuerdo a las máquinas de producción de frío, así tenemos:

- a) El ciclo de aire
- b) Ciclo de máquinas de absorción
- c) Ciclo por chorro de vapor de agua
- d) Ciclos de compresión mecánica.

7.2.1 Ciclo de aire.- Este ciclo es producido por máquinas frigoríficas de aire que lo expansionan efectuando un trabajo exterior. Este ciclo generalmente es utilizado en aviones.

7.2.2 Ciclos de Máquinas de absorción.- En las máquinas de absorción, los vapores son absorbidos por otro cuerpo, la instalación de este sistema es aconsejable en el caso que exista una instalación de vapor, o en el caso que se vaya a utilizar energía solar.

7.2.3 Ciclos por chorro de vapor de agua.- En el ciclo por chorro de vapor de agua, requiere como en el caso de la absorción vapor, por lo que una industria que carezca de una instalación de vapor le resultaría caro la instalación de estas máquinas frigoríficas.

7.2.4 Ciclos de Compresión Mecánica.- Entre los ciclos de compresión mecánica encontramos:

- a) Ciclos de 1 etapa
- b) Ciclos de 2 etapas
- c) Ciclos de 3 etapas
- d) Ciclos de cascada.

7.2.4.1 Ciclo de Cascada.- El ciclo de cascada es utilizado cuando se requiere temperaturas muy bajas como -60°C . Su costo de instalación y operación es muy elevado.

7.2.4.2 Ciclo de tres etapas.- El ciclo de tres etapas también es utilizado para temperaturas bajas. Este tipo de ciclos se usan cuando la relación de compresión es superior a 28 (A. Vargas). Debido a que para nuestro caso no se alcanza esta relación de compresión, descartamos su aplicación.

7.2.4.3 Ciclos de una etapa:

VENTAJAS:

- Simplicidad en la instalación y es más económica.

DESVENTAJAS:

- Bajo rendimiento energético (para altas relaciones de compresión) que influye en la producción frigorífica del compresor y conduce a una disminución

del rendimiento volumétrico comparado con el ciclo de dos etapas.

En nuestro caso, al utilizar éste sistema de una sola etapa tendremos la siguiente relación de compresión:

Según se analizó anteriormente (7.1.2), la temperatura de condensación es de $\theta_k = + 38 \text{ }^\circ\text{C}$ y la de evaporación $\theta_o = - 35 \text{ }^\circ\text{C}$, las que respectivamente corresponden a las siguientes presiones:

$$P_k = 15.49 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_o = 1.354 \text{ Kg/cm}^2$$

Donde $\bar{v} = \frac{P_k}{P_o} = 11.44$

Siendo este valor muy elevado para el caso de hidrocarburos halogenados, lo que descarta el uso de éste ciclo, el valor permitido para usar éste ciclo se observa en la Fig. 7.3.

7.2.4.4 Ciclo de dos etapas. - Debido a los inconvenientes presentados en los anteriores ciclos, el ciclo que más nos interesa para nuestra instalación, como se mostrará posteriormente es el ciclo de compresión de dos etapas.

De acuerdo a las experiencias prácticas es aconseja

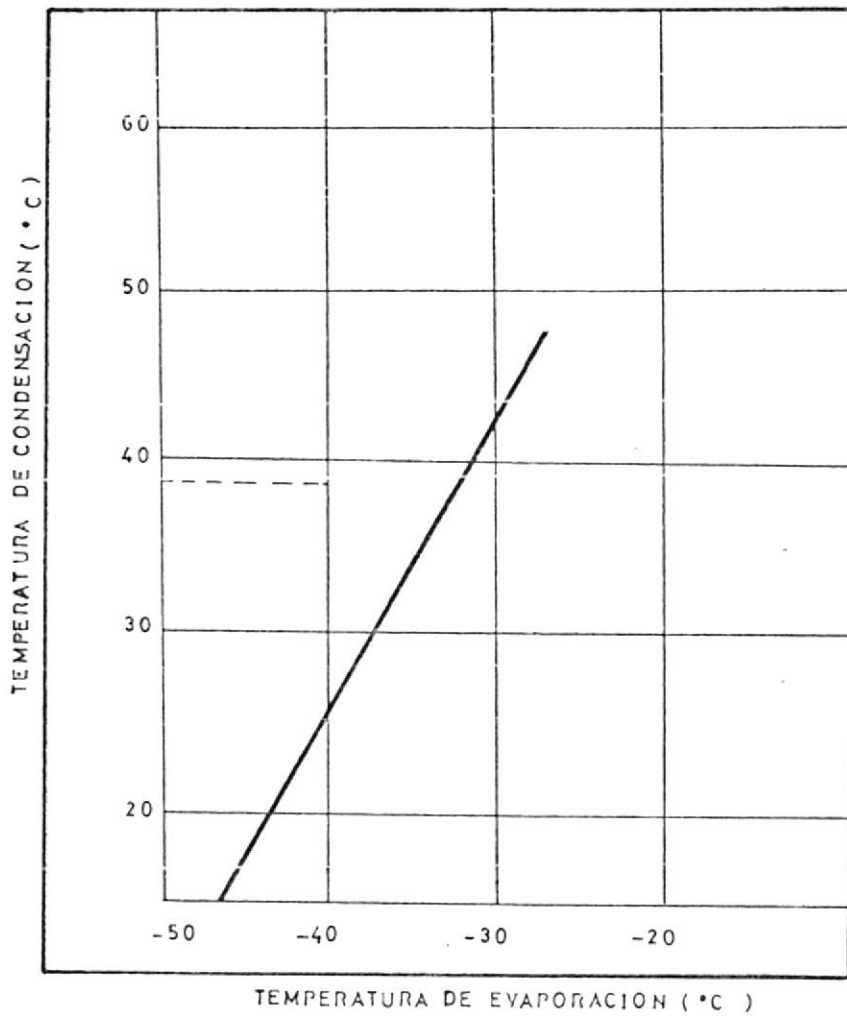


FIG. 7.3.- Este diagrama ilustra el límite entre la compresión de dos etapas (a la izquierda de la línea) y la compresión en una etapa (de recha de la línea límite).

La línea límite representa la relación de presión de 10 a 1.

FUENTE: ASHRAE.

ble (Ing. A. Vargas, Ref. 33) adoptar para un ciclo de dos etapas que utilizan refrigerante halogenado los siguientes valores:

$$a) \quad \Delta\theta = \theta_k - \theta_o \geq 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$b) \quad \zeta = P_k/P_o \geq 10$$

Así en nuestro caso:

$$\Delta\theta = \theta_k - \theta_o = 38 - (-40) = 78 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\zeta = P_k/P_o = 15.49/1.076 = 14.38$$

Siendo éstos valores los exigidos para la utilización de un ciclo de compresión de dos etapas, figura 7.3.

Existen dos tipos de ciclos de dos etapas, siendo estos:

- a) Ciclos de inyección total
- b) Ciclos de inyección parcial.

La diferencia entre éstos dos ciclos de inyección, es que en la inyección parcial se puede obtener la presión parcial intermedia P_i por medio de la siguiente relación:

$$P_i = \sqrt{P_k \cdot P_o}$$

En cambio en el ciclo de inyección total, depende de la temperatura que se desea utilizar.

En nuestro caso utilizaremos el ciclo de inyección parcial debido a que la producción de frío para condensar el R-12 será solamente en la baja etapa y no en la presión intermedia, como es el caso del ciclo de inyección total que se tiene una producción de frío simultánea en la etapa de baja presión y en el intermedio.

La presión intermedia para este ciclo es:

$$P_i = \sqrt{(15.49)(1.076)} = 4.08 \text{ Kg/cm}^2$$

La relación de compresión para la baja y alta etapa son respectivamente:

$$\zeta = \frac{P_i}{P_o} = \frac{4.08 \text{ Kg/cm}^2}{1.076 \text{ Kg/cm}^2} = 3.79$$

$$\zeta = \frac{P_k}{P_i} = \frac{15.49 \text{ Kg/cm}^2}{4.08 \text{ Kg/cm}^2} = 3.79$$

Para encontrar la eficiencia volumétrica η_v , tanto para la etapa de baja como la de alta presión, que es un valor importante para cálculos posteriores nos

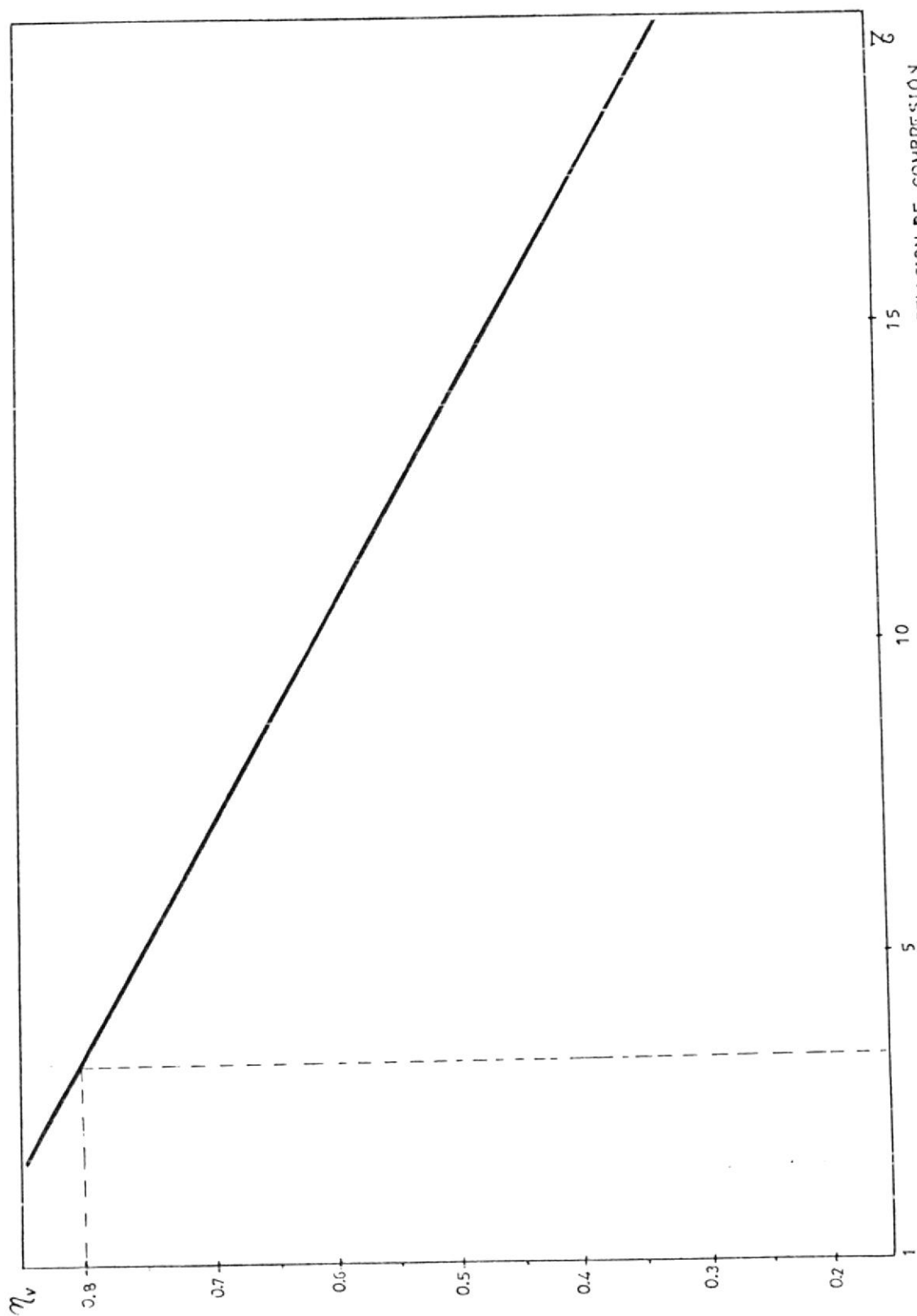


FIG. 74. VARIACION DEL RENDIMIENTO VOLUMETRICO EN FUNCION DE LA RELACION DE COMPRESION

FUENTE: ING. A. VARGAS (Ref. 33)

nos valemos de la figura 7.4, obteniendo un valor de 0.800 tanto para la compresión de baja como la de alta presión.

7.3 TRAZADO DEL CICLO.

El principio del diagrama del circuito frigorífico de nuestra instalación se indica (El diagrama completo se presenta en la sección de esquemas) en la figura 7.5 y el ciclo termodinámico correspondiente a este diagrama entálpico en la figura 7.6; y el ciclo ideal, sin considerar pérdidas en la figura 7.8.

7.3.1 Funcionamiento del Diagrama.-Según el diagrama, el R-22 es aspirado en el punto (1) por el compresor de baja presión donde es comprimido hasta (2), este valor comprimido se mezcla con el vapor proveniente del intercambiador de calor EN_2 disminuyendo la temperatura.

Estos vapores son trasladados a la botella de líquido B_2 , donde también llega una mezcla de líquido - vapor proveniente del condensador y expandido en R_3 , en ésta botella (B_2) se separa el vapor del líquido siendo aspirado éste vapor por el compresor de alta presión desde P_1 hasta P_k , para luego entrar al condensador donde se condensa y eventualmente se enfría en el recipiente del líquido B hasta la temperatura T_6 . El líquido así formado pasa, una parte por el serpentín dispuesto en

el intercambiador de calor EN_2 , otra por la válvula R_3 que alimenta a la botella B_2 y el resto por la válvula de expansión R_2 que se inyecta en el recipiente intercambiador EN_2 enfriando el líquido que circula dentro de los serpentines y a los vapores comprimidos procedente del compresor de baja. Antes de llegar a R_1 el refrigerante líquido R - 22, pasa por un segundo intercambiador EN_1 que sub-enfría al líquido desde el punto 10 hasta el 11 utilizando vapor procedente del evaporador, luego el R-22 sufre una expansión en R_1 y entra al evaporador donde produce el enfriamiento de R-12 que se encuentra en el congelador y al mismo tiempo evaporándose el R-22.

7.3.2 Temperaturas adoptadas.- La temperatura del R-22 en el evaporador, como se ha determinado anteriormente es de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, pero ésta no es la que tiene los vapores a la entrada al compresor de baja presión. Debido a los siguientes recalentamientos.

- a) Recalentamiento de las tuberías del evaporador de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, por tanto el punto 13 en el diagrama 7.5 será de $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- b) El R-22 antes de entrar al compresor de baja presión pasará por un intercambiador de calor EN_1 , donde se logrará un recalentamiento de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$,

obteniendo el punto 14 a una temperatura de -20°C .

c) Se tendrá presente, que al pasar por las tuberías y por la botella B_1 la temperatura aumenta 7°C .

Por tanto, la temperatura de entrada al compresor de baja presión será de -13°C (θ_1).

Utilizando el diagrama entálpico del R-22 y con una compresión isentrópica⁽⁺⁾ desde 1 hasta 2 tenemos (en el punto dos la presión $P_1 = P_2 = 4.08 \text{ Kg./cm}^2$) que la temperatura a la salida del compresor de baja presión es de 51°C (θ_2), ésta temperatura va a disminuir antes de entrar al compresor de alta, debido a la presencia de vapores provenientes del intercambiador de calor EN_2 y de la expansión R_3 del líquido proveniente del condensador.

Consideremos también, que la tubería desde 8 hasta 9 sufre un calentamiento de 3°C y la válvula R_3 3°C , teniendo por tanto:

(+) Teóricamente consideramos como un proceso isentrópico, pero realmente, esto no sucede como analizaremos posteriormente.

$$\theta_9 = - 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\theta_4 = - 2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Siendo entonces, $\theta_4 = -2 \text{ } ^\circ\text{C}$. la temperatura de entrada al compresor de alta presión, ésta temperatura se encuentra recalentada $6 \text{ } ^\circ\text{C}$. ($\theta_4 - \theta_{int}$).

Utilizando nuevamente el diagrama entálpico y con una compresión isentrópica desde 4 hasta 5 ($P_k = 15.49 \text{ Kg/cm}^2$) tenemos que la temperatura a la salida del compresor de alta presión es de $74 \text{ } ^\circ\text{C}$.

El R-22 al salir del condensador va a sufrir un sub-enfriamiento debido a:

- a) Enfriamiento en el condensador hasta $34 \text{ } ^\circ\text{C}$, esto es $4 \text{ } ^\circ\text{C}$ menos que el punto de saturación.
- b) Debido al intercambiador EN_2 donde se sub-enfría el líquido hasta $-4 \text{ } ^\circ\text{C}$ (θ_{10}).

En el intercambiador EN_2 el líquido que pasa por dentro de los serpentines pierde calor lo que es absorbido por el líquido expandido en R2, por lo tanto, el diferencial de temperatura entre entrada y salida de EN_2 es idéntica para ambos líqui-

dos (dentro y fuera del serpentín)

El líquido se expande desde 6 ($\theta_6 = 34 \text{ }^\circ\text{C}$) hasta θ_8 ($\theta_{\text{int}} = -8 \text{ }^\circ\text{C}$) disminuyendo la temperatura en $42 \text{ }^\circ\text{C}$ y, considerando $4 \text{ }^\circ\text{C}$ por pérdidas, el líquido que pasa dentro de los serpentines desde 6 hasta 10 decreta su temperatura a $-4 \text{ }^\circ\text{C}$ (θ_{10}).

- c) Debido al intercambiador EN_1 donde enfría el líquido $5.8 \text{ }^\circ\text{C}$, se obtiene la temperatura θ_{11} de $-9.8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Este último valor se obtuvo de la siguiente manera:

$$H_{14} - H_{13} = H_{10} - H_{11}$$

$$147.35 - 145.67 = 98.87 - H_{11}$$

$$H_{11} = 97.19 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{Kg}.$$

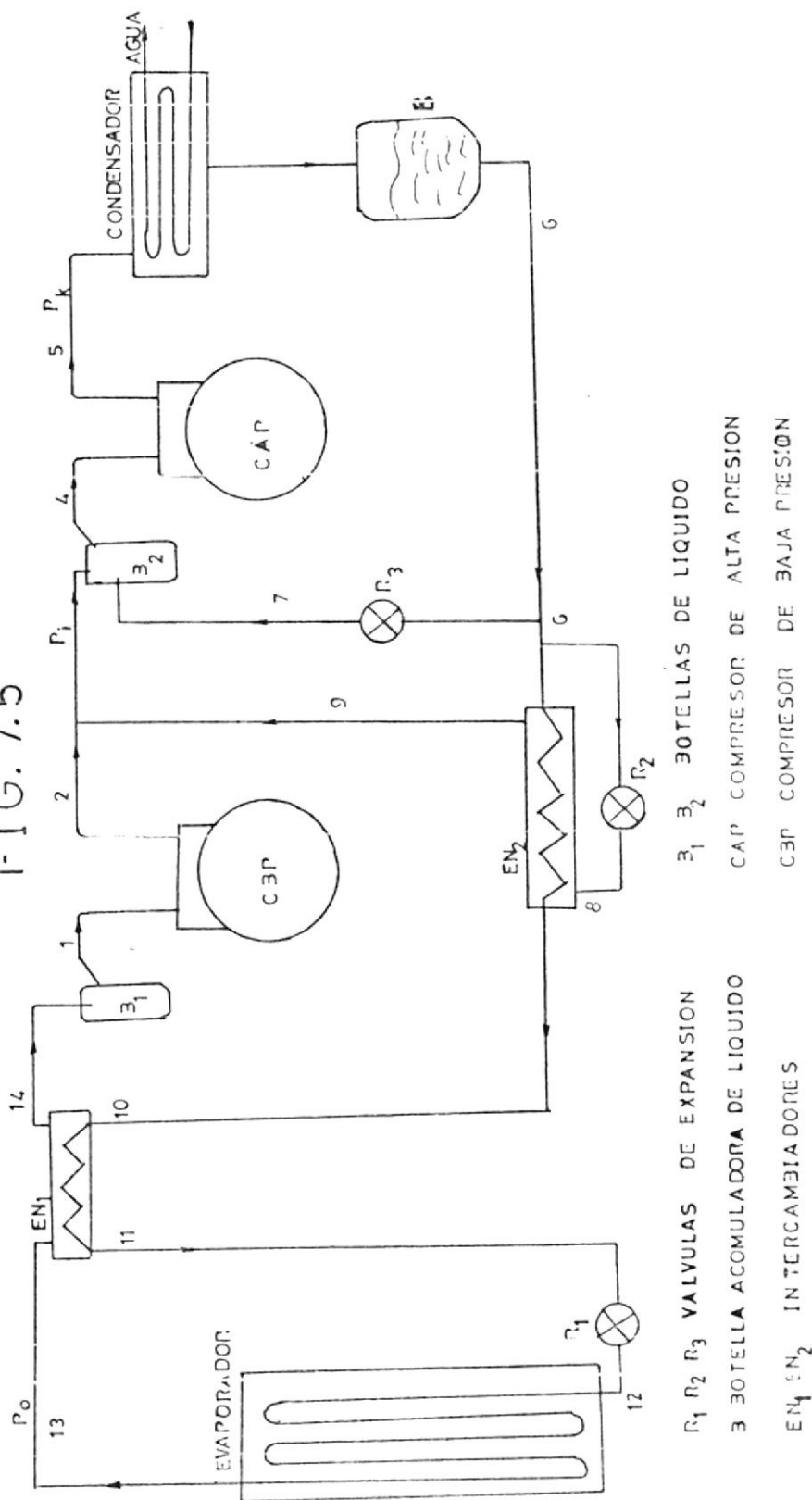
Con H_{11} y P_k en el diagrama entálpico Fig. 7.4., obtenemos que:

$$\theta_{11} = -9.8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Para obtener valores más próximos a la realidad

DIAGRAMA DEL CIRCUITO FRIGORIFICO

FIG. 7.5



vamos a considerar que las pérdidas de presión en las tuberías de aspiración y descarga son las máximas recomendadas por R. J. Rapín (Ref. 24), así:

Para la etapa de baja presión, cuando la temperatura del evaporador es -40°C . tenemos:

- Aspiración = 0.0875 Kg/cm^2
- Descarga = 0.1875 Kg/cm^2

Para la etapa de alta presión, cuando la temperatura intermedia es desde -10°C a 10°C , tenemos:

- Aspiración = 0.135 Kg/cm^2
- Descarga = 0.1875 Kg/cm^2

La compresión real de los compresores necesita más trabajo que los compresores adiabáticos, por lo que se presenta un determinado rendimiento en relación a la adiabática, que se lo llama rendimiento indicado.

En la práctica se considera a este rendimiento aproximadamente igual al rendimiento volumétrico (Ref.33, A. Vargas y Ref. 7, Duminil M.), esto es 0.80. Por tanto los valores de H_2 , y H_5 , son:

$$H_2' = H_1 + \frac{H_2 - H_1}{\eta_i} = 159 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_5' = H_4 + \frac{H_5 - H_4}{\eta_i} = 160.1 \text{ Kcal/Kg.}$$

TABLA XI

VALORES DE ALGUNAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS EN DISTINTOS
PUNTOS DEL CICLO REAL

PUNTO	PRESION Kg/cm ²	TEMPERATURA °C	ENTALPIA Kcal/Kg.	VOLUMEN ESPECIFICO	
				m ³ /Kg.	L/Kg.
1	0.988	- 13	148.12	0.225	
2	4.260	51	157.70	0.068	
2'	4.260	65	159.00	0.075	
3	---	--	---	---	
4	3.940	- 2	149.23	0.064	
5	15.670	74	158.20	0.0170	
5'	15.670	82	160.10	0.0180	
6	15.49	34	110.10	0.000857	0.857
7	4.08	- 8	110.10	---	
8	4.08	- 8	110.10	---	
9	4.01	- 5	148.93	0.062	
10	15.49	- 4	98.87	0.00077	0.770
11	15.49	- 9.8	97.19	---	
12	1.076	- 40	97.19	---	
13	1.076	- 35	145.67	0.210	
14	1.032	- 20	147.35	---	

7.4 CALCULO DE ALGUNOS PARAMETROS DE LA INSTALACION.

7.4.1 Caudal másico en la etapa de baja presión (\dot{m}_{BP})..- Se obtiene por medio de la siguiente relación:

$$\phi_o = \dot{m}_{BP}(H_{13} - H_{11}) = \dot{m}_{BP}(H_{14} - H_{10})$$

$$\dot{m}_{BP} = \frac{\phi_o}{H_{14} - H_{10}} \quad (\text{Ec. 7.2.})$$

Donde:

$$\phi_o = \text{Carga frigorífica horaria} = 90000 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{h.}$$

$$H_{14} = \text{Entalpía específica del R-22 a la salida del evaporador} = 147.35 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{Kg.}$$

$$H_{10} = \text{Entalpía específica del R-22 a la entrada del evaporador} = 98.87 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{Kg.}$$

Por tanto:

$$\dot{m}_{BP} = \frac{90000 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{h.}}{(147.35 - 98.87)\text{K}_{\text{cal}}/\text{Kg.}}$$

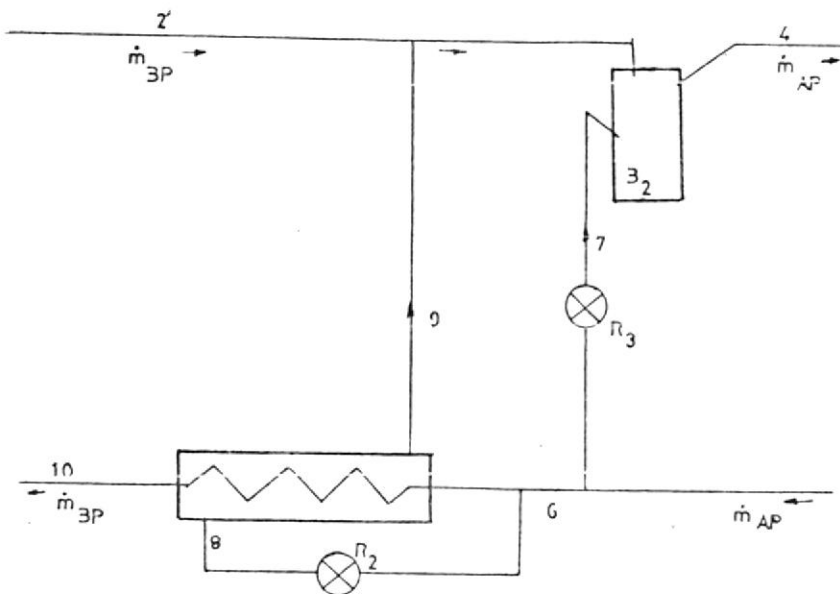
$$\dot{m}_{BP} = 1857 \text{ Kg/h}$$

7.4.2 Caudal másico en la etapa de alta presión (\dot{m}_{AP})..-Para determinar el caudal másico en la etapa de alta presión, realizamos un balance energético con la parte de la instalación determinada por los puntos 2 - 10 - 6 - 4 - 2, que comprende el intercambiador EN_2 , las válvulas

de expansión R_2 y R_3 y la botella de líquido B_2 . (Fig. 7.7).

Para realizar el Balance Energético vamos a considerar que ésta parte funciona en régimen permanente y a diabático.

FIG.:7.7.- BALANCE ENERGETICO PARA DETERMINAR \dot{m}_{AP}



$$\dot{m}_{BP} H'_2 + \dot{m}_{AP} H_6 = \dot{m}_{AP} H_4 + \dot{m}_{BP} H_{10}$$

$$\dot{m}_{BP} (H'_2 - H_{10}) = \dot{m}_{AP} (H_4 - H_{10})$$

$$\dot{m}_{AP} = \frac{\dot{m}_{BP} (H'_2 - H_{10})}{H_4 - H_6}$$

Siendo:

H_2' = Entalpía específica a la salida del compresor de baja presión igual a 159 Kcal/Kg .

H_{10} = Entalpía del líquido subenfriado a la salida de EN_2 igual a 98.87 Kcal/Kg .

H_4 = Entalpía de entrada al compresor de alta presión igual a 149.23 Kcal/Kg .

H_6 = Entalpía del líquido subenfriado por la botella B igual a 110.10 Kcal/Kg .

Por tanto:

$$\dot{m}_{AP} = \frac{1857 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} (159 - 98.87) \text{Kcal/kg.}}{(149.23 - 110.1) \text{Kcal/Kg.}}$$

$$\dot{m}_{AP} = 2853 \text{ Kg/h.}$$

7.4.3 Caudal Volumétrico Real Aspirado en la Etapa de Baja Presión (\dot{V}_{BPR}).

$$\dot{V}_{BPR} = \dot{m}_{BP} \nu_1 \quad (7.4)$$

Siendo:

ν_1 El volumen específico a la entrada al compresor de baja presión.

$$\dot{V}_{BPR} = (1857 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}) (0.225 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}})$$

$$V_{BPR} = 418 \text{ m}^3/\text{h.}$$

7.4.4 Caudal Volumétrico Real Aspirado en la Etapa de Alta Presión (\dot{V}_{APR}).

$$\dot{V}_{APR} = \dot{m}_{AP} \cdot v_4$$

$$\dot{V}_{APR} = (2853 \frac{\text{Kg.}}{\text{h}})(0.064 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg.}})$$

$$\dot{V}_{APR} = 182\text{m}^3/\text{h}$$

7.4.5 Caudal Volumétrico Teórico Barrido por los Pistones del Compresor de Baja Presión (\dot{V}_{BPT}).- Para determinar este valor utilizamos la siguiente relación:

$$\dot{V}_{BPT} = \frac{\dot{V}_{BPR}}{\eta_v} \quad (7.5.)$$

Donde:

\dot{V}_{BPR} =Volumen horario real, aspirado en la baja presión

η_v =Eficiencia volumétrica del compresor de baja presión.

Por tanto.

$$\dot{V}_{BPT} = \frac{418\text{m}^3/\text{h.}}{0.80} = 522\text{m}^3/\text{h.}$$

7.4.6 Caudal Volumétrico Teórico Barrido por los Pistones del Compresor de Alta Presión (\dot{V}_{APT}).

$$\dot{V}_{APT} = \frac{\dot{V}_{APR}}{\gamma_v}$$

$$V_{APT} = \frac{182}{0.80} = 227 \text{ m}^3/\text{h}.$$

7.4.7 Coeficiente de Funcionamiento (COP.) o Coeficiente de Perfomancia:

$$\text{COP} = \frac{\dot{m}_{BP}(H_{13} - H_{12})}{\dot{m}_{BP}(H_{2'} - H_1) + \dot{m}_{AP}(H_{5'} - H_4)} = 1.8$$

En los cálculos anteriores hemos tomado en consideración las posibles pérdidas de presiones y temperaturas en diferentes partes de la instalación donde tenemos un coeficiente de funcionamiento de 1.8. Para comparar este valor con un ciclo ideal donde no existen pérdidas y observar que se encuentre en un rango aceptable, vamos a trazar el siguiente ciclo ideal.

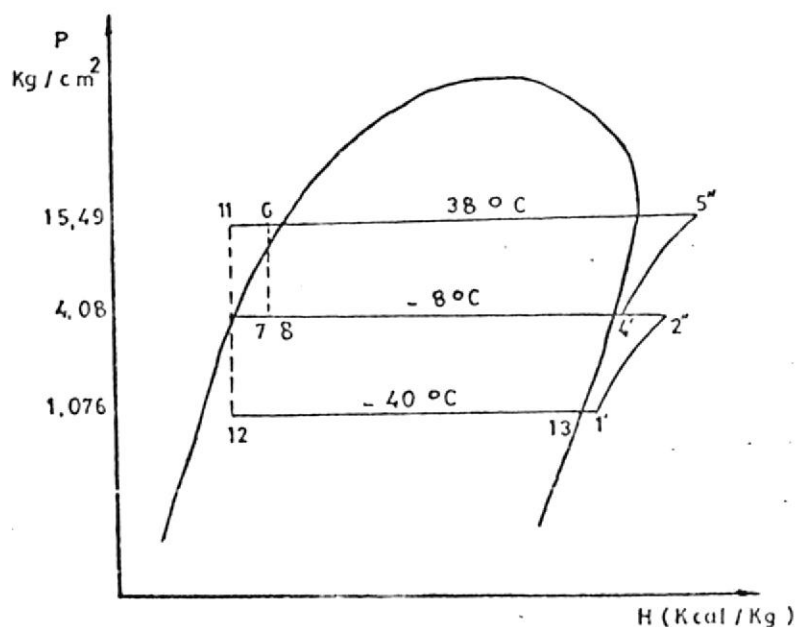


FIG. 7.8.- CICLO TERMODINAMICO IDEAL.

T A B L A XII

VALORES DE ALGUNAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS EN DISTINTOS PUNTOS DEL CICLO IDEAL.

PUNTO	PRESION Kg/cm ²	TEMPERATURA °C	ENTALPIA K _{cal} /Kg.
1'	1.076	-25	147.40
2"	4.080	35	155.50
4'	4.080	- 2	149.20
5"	15.490	72	158.00
10	15.490	- 4	98.87
12	1.076	-40	95.87
13	1.076	-40	145.00

El coeficiente de funcionamiento para el ciclo ideal es:

$$\text{COP} = \frac{\dot{m}_{BP}(H_{13} - H_{12})}{\dot{m}_{BP}(H_{2''} - H_{1'}) + \dot{m}_{AP}(H_{5''} - H_4)}$$

$$\text{COP} = 2.35$$

Donde obtenemos una relación del COP real a la ideal de:

$$\frac{1.80}{2.35} = 0.76$$

Estando en un rango aceptable

C A P I T U L O 8

CALCULO DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DE LA INSTALACION

8.1 CALCULO DE LOS COMPRESORES.

8.1.1 Selección de los Compresores.- Los compresores mecánicos más comunes se los clasifica en:

- a) Compresores Alternativos de Pistón
- b) Compresores Rotativos
- c) Compresores Centrífugos.

El compresor alternativo consiste de un pistón que se mueve alternativamente dentro de un cilindro utilizando válvulas de admisión y de escape que permiten realizar la compresión.

En la práctica estos tipos de compresores son utilizados para caudales menores a $1500 \text{ m}^3/\text{h}$ y una relación de compresión no menor de 2,5.

Debido a que nuestra instalación obedece a éstas condiciones es recomendable utilizar compresores alternativos de pistón.

Los compresores rotativos y centrífugos poseen órganos giratorios con la diferencia de que el rotativo es un compresor volumétrico de desplazamiento positivo y el centrífugo es un compresor que pertenece al grupo de los no volumétricos, este último es utilizado cuando los caudales son superiores a $1000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Una vez seleccionado el tipo de compresor que se va a utilizar, procedemos a encontrar los parámetros más importantes como es, el caudal desplazado y la relación de compresión, tanto para la etapa de baja presión como para la de alta presión.

Determinados los parámetros más importantes, podremos considerar las características geométricas de los compresores, como son:

- a) Número de cilindros n_c
- b) Diámetro interior de los cilindros d_i
- c) Carrera de los pistones c .
- d) Velocidad de rotación del compresor N .

8.1.2 Características de los compresores.- El caudal volumétrico teórico barrido por los pistones tanto para el compresor de baja presión (\dot{V}_{BPT}) como el de alta presión fueron calculados en la sección 7.3.3, siendo:

$$\dot{V}_{BPT} = 522 \text{ m}^3/\text{h}.$$

$$\dot{V}_{\text{APT}} = 227 \text{ m}^3/\text{h}$$

La velocidad de rotación del compresor depende del número de polos del motor de impulsión, así para una frecuencia de 60 ciclos/seg.⁽¹⁾ tenemos:

# DE POLOS	# RPM
2	3500
4	1750
6	1175
8	875

FUENTE: ASHRAE

Para nuestro caso adoptaremos una velocidad de:

$$N = 1750 \text{ RPM.}$$

Para calcular la velocidad lineal de los pistones nos valemos de la siguiente relación:

$$V_L = \frac{2c N}{60} \text{ m/s} \quad (8.1) \quad [\text{Ref. 33}]$$

Donde:

V_L = Velocidad lineal m/s.

c = Carrera del pistón en mm.

N = Revoluciones por minuto.

La relación entre la carrera del pistón (c) y el diámetro

(1) Frecuencia utilizada normalmente en todas las Instalaciones Eléctricas que funcionan en el Ecuador.

tro del cilindro (d_i) según referencia 33 varía de acuerdo al refrigerante utilizado. Para el caso particular del R-22, dicha relación varía de 0.8 a 1 (1).

Nosotros adoptaremos el valor de 0.8.

$$\frac{c}{d_i} = 0.8$$

$$c = 0.8 d_i$$

Como no conocemos los valores de c ni de d_i fijamos arbitrariamente el valor de d_i como sigue:

$$d_i = 100 \text{ mm.}$$

Por tanto:

$$c = 80 \text{ mm.}$$

Reemplazando en la ecuación 8.1, tenemos:

$$V_L = \frac{(2)(0.08\text{m})(1750)}{60}$$

$$V_L = 4.6 \text{ m/s.}$$

Que es un valor aceptable ($2 \leq V_L \leq 5$)(A.Vargas,Ref.33)

(1) En el caso de que la carrera de los pistones sea igual al diámetro de los cilindros se denomina a los compresores como compresores cuadrados (Ref. 24).

Para calcular el número de cilindros para cada compresor trataremos en lo posible que ambos compresores sean similares con el objeto de homogenizar la instalación, la velocidad teórica unitaria se calcula por la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_{tu} = \frac{1}{4} \pi d_i^2 c \cdot n_c N \quad (8.2) \quad [\text{Ref. 33}]$$

Siendo:

\dot{V}_{tu} = Caudal volumétrico teórico unitario

d_i = Diámetro interior del cilindro = 0.10 m.

c = Carrera del pistón 0.08 m.

n_c = Número de cilindros = 1

N = Velocidad angular = 1750 RPM.

$$\dot{V}_{tu} = \frac{3.1416}{4} (0.10)^2 (0.08) \cdot 1 \cdot 1750 \cdot 60$$

$$\dot{V}_{tu} = 65.9 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Para encontrar el número de cilindros n_c para cada compresor relacionaremos el caudal volumétrico teórico barrido por cada uno de los compresores con respecto al caudal volumétrico teórico unitario.

Para el compresor de baja presión tenemos:

$$n_{CBP} = \frac{\dot{V}_{BPT}}{\dot{V}_{tu}} = 522/65.9 = 7.9$$

Para el compresor de alta presión:

$$n_{CAP} = \frac{\dot{V}_{APT}}{\dot{V}_{tu}} = \frac{227}{65.9} = 3.4$$

Los catálogos de fabricantes de compresores muestran que, en el mercado existen compresores de 8 y 4 cilindros, y; debido a que nuestro cálculo se aproxima a es tos valores utilizaremos entonces:

$$n_{CAP} = 4 \text{ cilindros}$$

$$n_{CBP} = 8 \text{ cilindros}$$

Resumiendo las características de los compresores calculados tenemos:

COMPRESOR DE BAJA PRESION

- Volumen real	418 m ³ /h
- Volumen teórico	522 m ³ /h
- Número de cilindros	8
- Flujo másico	1857 kg/h.
- Velocidad de rotación	1750 RPM 875
- Diámetro del cilindro	100 mm.
- Carrera del pistón	80 mm.
- Modo de arranque	directo.

COMPRESOR DE ALTA PRESION

- Volumen real	174 m ³ /h
- Volumen teórico	227 m ³ /h
- Número de cilindros	4
- Flujo másico	2853 Kg / h

- Velocidad de rotación 1750 RPM 875
- Diámetro del cilindro 100 mm.
- Carrera del pistón 80 mm.
- Modo de arranque directo

En el mercado es casi imposible encontrar compresores con las características particulares obtenidas en nuestro cálculo, por lo tanto, es necesario revisar catálogos de fabricantes y seleccionar el que más se asemeje a nuestros requerimientos, ésto se hará después del cálculo de la potencia de los motores para los compresores.

Cálculo de los motores eléctricos para el arranque de los compresores.

MOTOR PARA EL COMPRESOR DE BAJA PRESION

POTENCIA TEORICA P_{tBP}

$$P_{tBP} = \frac{\dot{m}_{BP}(H_2' - H_1)}{860} \quad (\text{Kw})$$

Siendo:

P_{tBP} = Potencia teórica del compresor de baja presión

\dot{m}_{BP} = Flujo másico en la etapa de baja presión
1857 Kg/h.

H_2' = Entalpía a la salida del compresor de baja presión igual a 157.7 K_{cal}/Kg.

H_i = Entalpía a la entrada al compresor de baja presión = 148.12 Kcal/Kg.

Por tanto:

$$P_{tBP} = \frac{1857.0(157.7 - 148.12)}{860}$$

$$P_{tBP} = 20.6 \text{ Kw.}$$

POTENCIA REAL P_{RBP}

La potencia real P_{RBP} es igual a la potencia efectiva sobre el árbol de la máquina.

$$P_{RBP} = \frac{P_{tBP}}{\eta_{mBP} \cdot \eta_{iBP}}$$

Siendo:

η_{iBP} = Eficiencia indicada. En la práctica se considera que la eficiencia indicada es aproximadamente igual a la eficiencia volumétrica, según el cálculo en 7.3.3.5 es 0.80.

η_{mBP} = Eficiencia mecánica, adoptamos 0.9 (Ref. 33)

$$P_{RBP} = \frac{(20.6)}{(0.8)(0.90)} = 29.6 \text{ Kw.}$$

Escogeremos un motor comercial de potencia aproximada pero ligeramente superior a la cifra arriba calculada.

MOTOR PARA EL COMPRESOR DE ALTA PRESION

POTENCIA TEORICA P_{tAP}

$$P_{tAP} = \frac{\dot{m}_{AP}(H_{5'} - H_4)}{860} \quad \text{KW}$$

Siendo:

\dot{m}_{AP} = Flujo másico en la etapa de alta presión

$H_{5'}$ = Entalpía a la salida del compresor de alta

H_4 = Entalpía a la entrada al compresor de alta.

Por tanto:

$$P_{tAP} = \frac{2853(160.1 - 149.23)}{860}$$

$$P_{tAP} = 36 \text{ Kw.}$$

POTENCIA REAL PRAP

$$P_{RAP} = \frac{P_{tAP}}{\eta_{mAP} \cdot \eta_{iAP}}$$

η_{iAP} = Eficiencia indicada que lo consideramos también i
 gual a $\eta_{VBP}=0.80$ (Valor calculado en 7.3.3.6).

η_{MAP} = Eficiencia mecánica del compresor de alta presión = 0.90, (Ref. 33).

Por tanto:

$$P_{\text{RAP}} = \frac{36}{(0.80)(0.90)} = 50 \text{ Kw.}$$

Al igual que en el caso anterior escogeremos un valor comercial próximo superior a ésta potencia.

8.2 CALCULO DEL CONDENSADOR

8.2.1 Selección del Condensador.- Los condensadores son aparatos intercambiadores de calor y su objetivo es eliminar el calor que adquieren los flúidos refrigerantes en el evaporador y en el compresor, utilizando para ello flúidos como el aire y el agua.

Las funciones de un condensador son:

- Enfriar los vapores recalentados evacuando calor sensible.
- Condensar los vapores enfriados, evacuando calor latente de licuefacción.
- Sub-enfriar eventualmente el líquido condensado, evacuando calor sensible.

Los flúidos más utilizados para evacuar los calores mencionados son el aire y el agua.

Los condensadores enfriados por aire son utilizados en instalaciones de pequeñas potencias, inferiores a $5000 K_{cal}/h$. (Ref. 24) por tanto debido a que nuestra instalación tendrá mayor potencia, descartamos el uso de estos tipos de condensadores utilizando a su vez condensadores enfriados por agua.

Existen un gran número de condensadores enfriados por

agua siendo éstos:

- Condensadores por inmersión
- Condensadores de doble tubo o contra corriente
- Condensadores multitubulares horizontales
- Condensadores multitubulares verticales
- Condensadores evaporativos.

Los condensadores de inmersión, actualmente están en decadencia debido a:

- Baja potencia frigorífica
- Bajo coeficiente global de transferencia de calor
- Gran superficie de refrigeración, exceso de espacio y precio.

Los condensadores de doble tubo o contra corriente, al igual que los de inmersión se usan poco debido a su costo de construcción y a la gran cantidad de tubos y codos.

Los condensadores multitubulares y verticales se usan especialmente en instalaciones que utilizan amoníaco.

Los condensadores evaporativos tienen un coeficiente de transmisión de calor bajo en comparación con los multitubulares horizontales, además su costo de instalación es relativamente elevado.

Debido a las desventajas de los condensadores prescri

tos, en las instalaciones del tipo de nuestro cálculo se utilizan frecuentemente condensadores multitubulares horizontales, éstos presentan las siguientes ventajas:

- Alto coeficiente de transmisión de calor
- Estructura compacta
- Costo de la instalación relativamente baja
- Para no desperdiciar el agua de circulación se pueden combinar con torres de enfriamiento.

Los inconvenientes de éstos condensadores multitubulares horizontales pueden resumirse como sigue:

- Se requiere un tratamiento del agua
- Requieren el uso de ánodos de zinc como medio de protección anticorrosiva.

8.2.2 Cantidad de calor evacuado en el condensador (ϕ_k)..-La cantidad de calor que se debe evacuar en el condensador, es la suma de la energía mecánica rendida por los motores de accionamiento a los compresores más la cantidad de frío producido en el evaporador, más los recalentamientos que se produzcan en el circuito comprendido entre el evaporador y el compresor.

El valor teórico ϕ_{kt} se puede calcular por medio del ciclo termodinámico, así:

$$\phi_{kt} = \dot{m}_{AP}(H_5 - H_6) \quad (8.2.1)$$

$$\phi_{kt} = 2853 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} (48.1) \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg.}}$$

$$\phi_{kt} = 137229 \text{ Kcal/h.}$$

Y la cantidad de calor real ϕ_{KR} es:

$$\phi_{KR} = \dot{m}_{AP}(H_5' - H_6) \quad (8.2.2)$$

$$\phi_{KR} = 2853 \text{ kg/h}(50) \text{ Kcal/kg.}$$

$$\phi_{KR} = 142650 \text{ Kcal/h.}$$

Donde por razones de seguridad adoptaremos para nuestros cálculos el valor de:

$$\phi_K = 143000 \text{ Kcal/h.}$$

8.2.3 Caudal másico del agua que atraviesa el condensador(\dot{m}_k)

En el capítulo 7, hemos considerado los siguientes parámetros:

- $\theta_k = 38 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\theta_e = 29 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\theta_s = 33 \text{ }^\circ\text{C.}$

Para determinar \dot{m}_k nos valemos de la siguiente ecuación (referencia 24):

$$\dot{m}_k = \frac{\phi_k}{c_p(\theta_s - \theta_e)} \quad (8.2.3)$$

Donde:

\dot{m}_k = Caudal másico del agua que atraviesa el condensador.

\dot{Q}_k = Calor real evacuado del condensador
= 143000 Kcal/h.

C_p = Calor específico del agua a presión constante a 31 °C. (temperatura promedio del agua) = 0.998 Kcal/kg °C.

$$\dot{m}_k = \frac{143000 \text{ Kcal/h.}}{0.998 \frac{\text{Kcal.}}{\text{Kg. } ^\circ\text{C}} (33-29) ^\circ\text{C}}$$

$$\dot{m}_k = 35822 \text{ kg/h.}$$

8.2.4 Caudal volumétrico del agua a través del condensador.

$$\dot{V}_k = \dot{m}_k \nu \quad (8.2.4)$$

Donde:

\dot{V}_k = Caudal volumétrico del agua

\dot{m}_k = Caudal másico del agua

ν = Volumen específico del agua a 31 °C

$\nu = 0.99536 \text{ lt/Kg.}$

Reemplazando en 8.2.4 tenemos:

$$\dot{V}_k = 35822 \frac{\text{kg}}{\text{h}} 0.99536 \frac{\text{lt}}{\text{kg}} \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ lt}} = 36 \text{ m}^3/\text{h}$$

Esta cantidad (\dot{V}_k) es importante, lo que justifica la

utilización de una torre de enfriamiento.

8.2.5 Selección de tubos del condensador.- En la práctica los condensadores normalmente utilizan tubos de diámetro que varían entre 20 a 50mm. Lo mismo la velocidad de circulación del agua está entre 1.0 a 2.5 m/s (Ref. 34).

Frecuentemente se utilizan (para flúidos halogenados) tuberías a base de cobre y aleaciones de cobre. Los tubos de cobre se emplean en condensadores alimentados con agua dulce, y las aleaciones cuando se hace circular agua del mar.

Para éste caso seleccionaremos tubos de cobre con diámetro exterior de 1"(25.4 mm.), diámetro interior de 23 mm. y un espesor de 2.4 mm.

La velocidad del agua dentro de los tubos debe mantener un flujo turbulento con la finalidad de aumentar el coeficiente global de transferencia de calor.

Para este caso utilizaremos velocidades de 1.5m/s, estando este valor dentro de los límites permitidos.

Para determinar el número de tubos necesarios en el condensador, se relaciona el caudal volumétrico del agua que atraviesa por el condensado al caudal que atraviesa por un tubo.

El caudal que atraviesa por un tubo se puede calcular por la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_u = \frac{\bar{v} \pi d_i^2}{4}$$

Donde: \bar{v} = Velocidad del agua = 1.5 m/s.

d_i = Diámetro interior del tubo = 0.023 m.

Entonces: $\dot{V}_u = 2.25 \text{ m}^3/\text{h}$

El número de tubos será entonces:

$$\frac{\dot{V}_k}{\dot{V}_u} = \frac{36}{2.25} = 16$$

Para determinar la longitud de las tuberías y por tanto el condensador tenga una longitud apropiada, como se calculará posteriormente, se dividen las tuberías en 4 pasos y un total de 64 tubos.

8.2.6 Cálculo de la superficie de transferencia de calor.-

Para calcular la superficie de transferencia de calor en el condensador, se tendrá presente tres zonas:

- Zona de recalentamiento del R-22
- Zona de condensación del R-22 y
- Zona de subenfriamiento.

En la zona de condensación el refrigerante pierde calor latente (Q_{KL}), este se puede encontrar por la siguiente relación:

$$Q_{KL} = \dot{m}_{AP}(H_V - H_L) \quad (8.2.6)$$

Siendo:

$H_V - H_L$ = Calor latente de condensación.

$$H_V - H_L = 152.03 - 111.43 = 40.6 \text{ Kcal/Kg.}$$

Reemplazando en 8.2.6 tenemos:

$$Q_{KL} = (2853) \frac{\text{Kg}}{\text{h}} (40.6) \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 115832 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

En la zona de subenfriamiento la transferencia de calor comparada con las demás zonas es pequeña y para determinar el área total de transferencia en el condensador vamos a despreciar esta zona, ya que debido a su pequeño valor no trae variación significativa al área total.

En la zona de recalentamiento, el calor sensible Q_{KD} será:

$$Q_{KD} = \dot{Q}_K - Q_{KL}$$

$$Q_{KD} = 143000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} - 115832 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 27168 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

8.2.6.1 Superficie de transferencia de calor en la zona de Condensación (A_K).- Esta superficie se puede calcular por medio de la siguiente ecuación (Ref. 24):

$$Q_{KL} = A_K (\Delta \theta_m) \quad (8.2.7)$$

Donde:

A_K = Superficie de transferencia de calor

Q_{KL} = Calor latente cedido en la condensación
= 115832 Kcal/h.

$\Delta\theta_m$ = Diferencia media de temperatura entre el agua y el refrigerante (calculado en la sección 6.2) igual a 6.8°C .

K = Coeficiente global de transferencia de calor, éste valor se determina a continuación.

8.2.6.1.1 Coeficiente global de transferencia de calor (K). - Para calcular K se debe tener presente que la transmisión de calor desde el refrigerante hasta el agua de enfriamiento tiene lugar en varias etapas, estas se indican en la figura 8.1 y son:

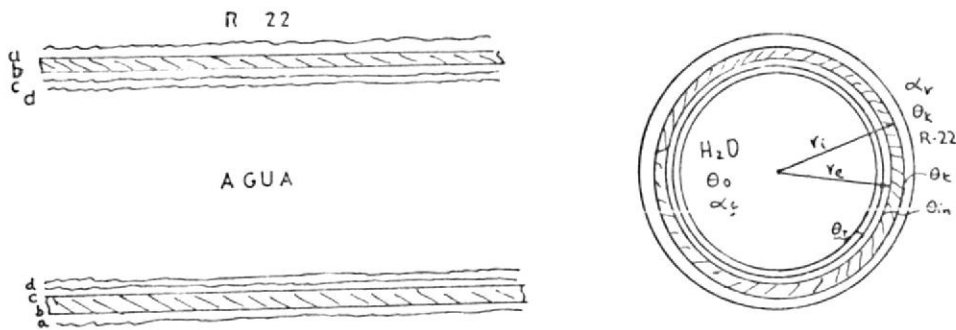


FIG.8.1.- ETAPAS PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

- a) El paso de calor desde R-22 hasta el tubo, a través de la película de aceite.

$$Q_{KL} = \alpha_r A_{ex} (\theta_k - \theta_t) \quad (\text{Ref. 7})$$

- b) Desde la superficie exterior del tubo hasta la superficie interior.

$$Q_{KL} = \frac{\lambda A_m}{e} (\theta_t - \theta_{in}) \quad (\text{Ref. 7})$$

c) Desde la superficie interior del tubo, a través de la capa de incrustaciones hasta la capa límite.

$$Q_{KL} = \alpha_w A_{in} (\theta_{in} - \theta_T) \quad (\text{Ref. 7})$$

d) Desde las incrustaciones, a través de la capa límite hasta el agua.

$$Q_{KL} = \alpha_f A_{in} (\theta_T - \theta_o) \quad (\text{Ref. 7})$$

Despejando las temperaturas de las ecuaciones anteriores y sumando, tenemos:

$$\theta_k - \theta_o = \frac{Q_{KL}}{\alpha_r A_{ex}} + \frac{Q_{KL} \cdot e}{\lambda A_m} + \frac{Q_{KL}}{\alpha_w A_{in}} + \frac{Q_{KL}}{\alpha_f A_{in}}$$

Si igualamos esta última ecuación con la ecuación 8.2.7 tenemos que:

$$\frac{1}{K A_{ex}} = \frac{1}{\alpha_r A_{ex}} + \frac{e}{\lambda A_m} + \frac{1}{\alpha_w A_{in}} + \frac{1}{\alpha_f A_{in}}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{e}{\lambda} \left(\frac{A_{ex}}{A_m} \right) + \frac{1}{\alpha_w} \left(\frac{A_{ex}}{A_{in}} \right) + \frac{1}{\alpha_f} \left(\frac{A_{ex}}{A_{in}} \right)$$

Donde el coeficiente global de transferencia K es:

$$K = \frac{1}{\frac{S_r}{\alpha_f} + \frac{S_r}{\alpha_w} + \frac{e}{\lambda} \cdot \frac{r_e}{r_m} + \frac{1}{\alpha_r}} \quad (8.2.8)(\text{Ref.7})$$



Siendo:

S_r = Relación entre la superficie exterior e interior del tubo ($S_r = r_e/r_i$) = 1.10.

α_f = Coeficiente de convección en la capa límite.

α_w = Coeficiente de transferencia de barro (incrustaciones y lados) lado del agua = $5000 \frac{\text{K}_{\text{cal.}}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$

($1/\alpha_w = f = 0.0005 \text{ m}^2\text{h } ^\circ\text{C}/\text{K}_{\text{cal.}}$ según referencia 33).

e = Espesor de la pared del tubo = 2.4 mm.

λ = Conductividad térmica del tubo = $19.6 \text{ K}_{\text{cal.}}/\text{hm } ^\circ\text{C}$.

α_r = Coeficiente de convección lado del refrigerante en el exterior de los tubos.

Cálculo del coeficiente de transmisión de calor en la capa límite (α_f). - Para calcular el coeficiente α_f utilizamos las relaciones de M_c . Adams para convección forzada en tubos horizontales y con flujo turbulento.

$$\alpha_f = c \frac{\lambda}{d_i} (R_e)^{0.8} (P_r)^{0.4} \quad (8.2.9)(\text{Ref. } 30)$$

Donde:

R_e = Número de Reynolds

P_r = Número de Prandtl

λ = Conductividad térmica del agua = $0.529 \frac{\text{Kcal.}}{\text{mh } ^\circ\text{C.}}$

d_i = Diámetro interior de la tubería = 2.30 cm.

c = Es una constante, fué determinada por McAdams igual a 0.023, pero Katz encontro que el valor real de los condensadores era alrededor al 15% más alto, es decir 0.0264 (ref. 30).

El número de Reynolds está dado por:

$$R_e = \frac{V d_i \rho}{\mu} \quad (8.2.10)$$

Donde:

V = Velocidad del agua = 1.5 m/s = 150 cm/s.

d_i = Diámetro interior del tubo = 2.30 cm.

ρ = Peso específico del agua (31 °C) =
1.00466 gr/cm²

μ = Viscosidad dinámica del agua (31 °C) =
0.8029 . 10⁻² poise

(1 Poise = 1 gr/s.cm.)

$$R_e = \frac{(150 \text{ cm/s})(2.30 \text{ cm})(1.00466 \text{ gr/cm}^3)}{0.8029 \cdot 10^{-2} \text{ gr/s.cm}} = 43169$$

Para flujo turbulento R_e es mayor a 10000, por tanto el valor calculado es aceptable.

El número de Prandtl es:

$$P_r = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (8.2.11)$$

Donde:

C_p = Calor específico a presión constante del agua
(31 °C) = 0.998 K_{cal}/Kg °C.

μ = Viscosidad del agua (31 °C) = 2.89 Kg/h.m.

λ = Conductividad térmica del agua = 0.529 K_{cal}/hm °C.

$$P_r = \frac{(0.998 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C})(2.89 \text{ Kg/h.m})}{0.52 \text{ Kcal/hm } ^\circ\text{C}} = 5.45$$

Reemplazando en la ecuación 7.2.9 tenemos:

$$\alpha_f = C \frac{\lambda}{d_i} (R_e)^{0.8} (P_r)^{0.4}$$

$$\alpha_f = (0.0264) \left(\frac{0.529 \text{ Kcal/m h } ^\circ\text{C}}{23.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) (43169)^{0.8} (5.45)^{0.4}$$

$$\alpha_f = 6110 \text{ Kcal/hm } ^\circ\text{C}.$$

Cálculo del coeficiente de calor lado del refrigerante (α_r)..-Para calcular α_r utilizamos la expresión propuesta por Nusselts para condensadores de tubos horizontales (Ref. 30):

$$\alpha_r = 0.725 \left[\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g H_{V1} \lambda^3}{N_n d_e (\theta_k - \theta_t) \mu_i} \right]^{1/4} \quad (8.2.13)$$

Donde:

ρ_L = Densidad del refrigerante R - 22 líquido saturado = 1413 Kg/m³

ρ_V = Densidad del refrigerante R-22 vapor saturado = 3.95 Kg/m³.

g = Aceleración de la gravedad = 9.81 m/S² = 127137600 m/h²

H_{V1} = Calor latente de vaporización del R-22 = $H_V - H_L$
= 40.6 K_{cal}/Kg.

λ = Conductividad térmica del R-22 = 0.085 $\frac{\text{Kcal.}}{\text{h m } ^\circ\text{C.}}$

N_n = Número de tubos promedios colocados en hilera vertical = 5.4.

d_e = Diámetro exterior del tubo = 0.0254m.

μ = Viscosidad dinámica del R-22 = 0.0133 centipoise = 0.0479 Kg/m.h.

θ_k = Temperatura de condensación del R -22 = 38 °C.

θ_t = Temperatura de la superficie exterior de los tubos = ?

Para determinar la temperatura exterior del tubo θ_t utilizaremos el método gráfico propuesto por DUMINIL, así asumiendo temperaturas θ_t calculamos los flujos térmicos unitarios entre el refrigerante y el tubo y entre el refrigerante y el agua. Una vez que hemos logrado un mismo valor para estos dos flujos térmicos unitarios, decimos entonces que esa temperatura es lo que buscamos.

Los pasos a seguir son:

- 1.- Con un valor arbitrario de θ_t encontramos α_r
- 2.- Calculamos el flujo unitario de calor entre el tubo y el refrigerante por la siguiente ecuación:

$$Q_u = \alpha_r(\theta_k - \theta_t) \quad (8.2.14) \text{ (Ref. 7)}$$

- 3.- Calculamos el coeficiente global de transferencia de calor (K) por medio de la ecuación 8.2.8 la temperatura θ_t arbitrario.
- 4.- Encontramos el flujo unitario de calor entre el refrigerante y el agua.

$$Q_u = K(\Delta\theta_m) \quad (8.2.15) \text{ (Ref. 7)}$$

Donde:

$\Delta\theta_m$ es la diferencia media de temperatura = 6.8 °C.

En la tabla XIV, se resumen los valores obtenidos para distintos θ_t y el gráfico 8.2, el punto de equilibrio para la temperatura θ_t requerida.

TABLA XIV

VALORES PARA DETERMINAR LA TEMPERATURA EXTERIOR DE LOS TUBOS DEL CONDENSADOR.

θ_t °C	$\theta_K - \theta_t$ °C	α_r $\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$	K $\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$	Q'_u $\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$	Q_u $\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$
33.6	4.4	2799	1120	13216	7616
33.8	4.2	2832	1126	11894	7657
34.0	4.0	2867	1131	11468	7691
34.2	3.8	2904	1137	11035	7731
34.6	3.4	2986	1149	10152	7813
34.8	3.2	3032	1160	9702	7888
35.0	3.0	3081	1163	9243	7908
35.2	2.8	3135	1170	8778	7956
35.3	2.7	3163	1174	8540	7983
35.4	2.6	3193	1178	8302	8010
35.5	2.5	3224	1183	8060	8044
35.6	2.4	3258	1187	7819	8071
35.7	2.3	3292	1191	7571	8098
35.9	2.1	3368	1201	7073	8167
36.0	2.0	3410	1207	6820	8207

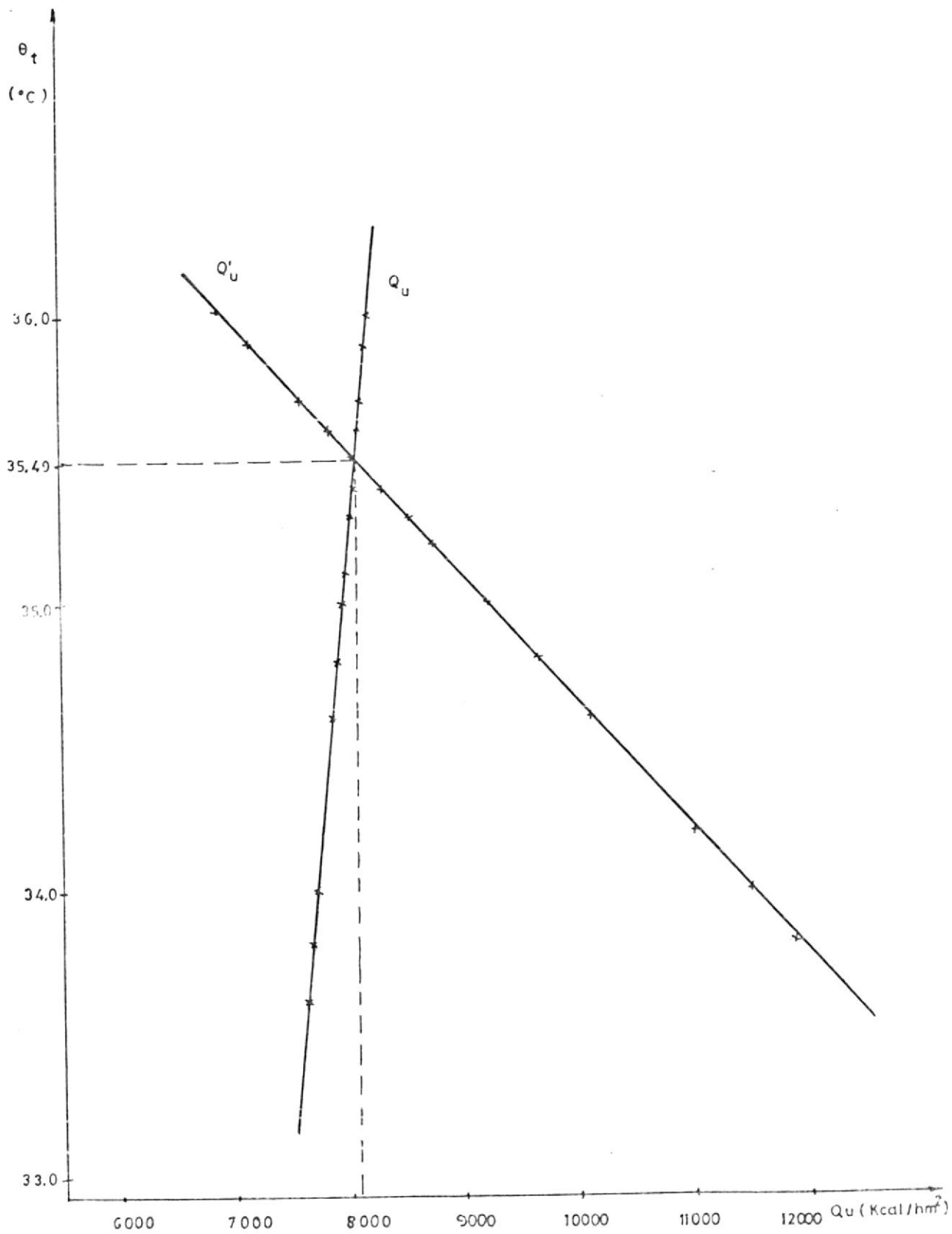


FIG. 8.2.- Diagrama para determinar la temperatura exterior de las tuberías del condensador, de acuerdo a la tabla XIV.

Vemos en la figura que el punto de intersección Q'_u y Q_u corresponde a una temperatura $\theta_t = 35.49^\circ\text{C}$. Con este valor calculamos los valores verdaderos de α_r y K .

$$\begin{aligned} Q'_u &= 8086 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{hm}^2 \\ Q_u &= 8086 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{hm}^2 \\ \alpha_r &= 3221 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ K &= 1182 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Utilizando la ecuación 8.2.7 encontramos la superficie de transferencia de calor en la zona de condensación:

$$A_K = \frac{115832 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{h.}}{(1182)(\text{K}_{\text{cal}}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C})(6.8 \text{ } ^\circ\text{C})}$$

$$A_K = 14.41 \text{ m}^2$$

8.2.6.2 Superficie de transferencia de calor en la zona de recalentamiento (A_D).- La superficie de transferencia de calor A_D , se calcula utilizando la siguiente ecuación (Ref. 24):

$$A_D = \frac{Q_{KD}}{K \Delta\theta_m} \quad (8.2.16)$$

Donde:

Q_{KD} = Calor sensible transferido en la zona de recalentamiento = $27168 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{h.}$

K = Coeficiente global de transferencia de calor.
 $\Delta\theta_m'$ = Diferencia media logarítmica entre el refrigerante y el agua.

Cálculo de $\Delta\theta_m'$.- Para determinar el valor de $\Delta\theta_m'$ utilizamos la ecuación de K. Baser, (Ref. 23).

$$\Delta\theta_m' = \left(\frac{\sqrt[3]{\Delta\theta_e} + \sqrt[3]{\Delta\theta_s}}{2} \right)^3 \quad (8.2.17)$$

Donde:

$$\Delta\theta_e = \theta_5'' - \theta \text{ Promedio del agua} = 82^\circ\text{C} - 31^\circ\text{C} = 51^\circ\text{C}.$$

$$\Delta\theta_s = \theta_k - \theta \text{ Promedio del agua} = 38^\circ\text{C} - 31^\circ\text{C} = 7$$

Luego:

$$\Delta\theta_m' = 22.2^\circ\text{C}.$$

Cálculo de K .- Para flujos turbulentos sobre haces de tubos sin importar si están escalonados o en línea, los datos experimentales concuerdan con la siguiente ecuación (Ref. 17).

$$N_u = 0.33 C_H R_e^{0.6} P_r^{1/3} \quad (8.2.18.)$$

El valor de C_H se ha encontrado experimentalmente y para intercambiadores de calor no se desvía más del 10% de la unidad para cualquier posición de los tu-

bos en prueba, por lo tanto se considerará como la unidad.

La temperatura promedio de la película del refrigerante θ_f se determina así, (Ref. 8):

$$\theta_f = \left(\frac{1}{2}\right) \left(\frac{\theta_5'' + \theta_K}{2} + \theta \text{ agua promedio} \right)$$

$$\theta_f = \frac{1}{2} \left(\frac{82 + 38}{2} + 31 \right) = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las propiedades del refrigerante R-22 a ésta temperatura son:

$$\text{Conductividad térmica } \lambda = 0.085 \frac{\text{Kcal.}}{\text{hm } ^\circ\text{C.}}$$

$$\text{Viscosidad dinámica } \mu = 0.0135 \text{ Centipoises} = 0.0486 \frac{\text{Kg}}{\text{m.h}}$$

$$\text{Calor específico } C_p = 0.26 \frac{\text{Kcal.}}{\text{Kg. } ^\circ\text{C.}}$$

Número de Reynolds:

$$R_e = \frac{G d_e}{\mu} \quad (8.2.19) \text{ (Ref.17)}$$

Donde:

d_e = Diámetro exterior del tubo = 25.4 mm.

G = Velocidad másica del refrigerante referido al

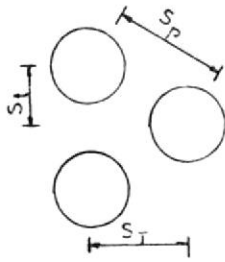
espacio libre mínimo entre tubo y tubo.

μ - Viscosidad dinámica del R-22 = 0.0486Kg/m.h.

La Asociación de Fabricantes de Condensadores de Calor Tubulares (Ref.17), recomienda que la distancia centro a centro de espaciamento mínimo entre tubo, deberá ser 1.25 veces del diámetro exterior del tubo. Para nuestro caso será:

$$S_p = 1.25 d_e$$

$$S_p = 1.25(1") = 1.25" = 3.175 \text{ cm.}$$



S_t = Paso transversal

S_L = Paso Longitudinal

Para determinar el área mínima establecemos que la longitud de los tubos sea de 3.5m de longitud, por tanto.

$$A_{\min} = (S_p - D_o)l$$

$$A_{\min} = (3.175 - 2.54)\text{cm} \cdot 350 \text{ cm.}$$

$$A_{\min} = 0.0222 \text{ m}^2$$

$$G = \frac{\dot{m}_{AP}}{A_{min.}} = \frac{2853 \text{ Kg/h.}}{0.0222 \text{ m}^2} = 128513 \frac{\text{Kg/h}}{\text{m}^2}$$

$$R_e = \frac{G d_e}{\mu} = \frac{(128513 \text{ Kg/h-m}^2)(0.0254 \text{ m})}{0.0486 \text{ Kg/m-h}}$$

$$R_e = 67165$$

Número de Prandtl

$$P_r = \frac{C_p \mu}{\lambda}$$

$$P_r = \frac{(0.26 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C})(0.0486 \text{ Kg/m-h})}{0.085 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}}$$

$$P_r = 0.148$$

Número de Nusselt

$$N_u = 0.33 R_e^{0.6} P_r^{1/3}$$

$$N_u = (0.33)(67165)^{0.6}(0.148)^{1/3} = 137$$

Para determinar α_r se utiliza la siguiente relación

$$\alpha_r = \frac{N_u \lambda}{d_e} \quad (\text{Ref. 17})$$

$$\alpha_r = \frac{(137)(0.085 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C})}{0.0254} = 458 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Reemplazando en la ecuación 8.2.16 tenemos:

$$A_D = 3.55 \text{ m}^2$$

Superficie total de transferencia de calor.-

$$A_T = A_K + A_D = 14.41 + 3.55 = 17.96 \text{ m}^2$$

Para determinar la longitud de los tubos apropiados seleccionamos un condensador de 64 tubos con 4 pasos, luego la longitud de los tubos serán:

$$\frac{A_e}{A_i} = \frac{A_T}{(\text{No tubos}) (\pi d_i L)} \quad (\text{Ref. 30})$$

$$L = \frac{17.96 \text{ m}^2}{(64)(\pi)(23.0 \cdot 10^{-3} \text{ m})(1.10)}$$

$$L = 3.53 \text{ m.}$$

Resumiendo las características del condensador calculado tenemos:

- Potencia Calorífica	143000 K _{cal} /h.
- Caudal Volumétrico del agua	36 m ³ /h.
- Temperatura de Condensación	38 °C
- Temperatura de entrada del agua	29 °C
- Total de tubos	64
- Número de pasos	4
- Diámetro exterior de los tubos	25.4 mm.
- Diámetro interior de los tubos	23.0 mm.

Longitud de los tubos 3.53 m.

Superficie total de transferencia 17.96 m²

8.3 CALCULO DEL EVAPORADOR.

Para nuestro caso el evaporador a calcularse consiste en tubos horizontales, en cuyo interior circula el refrigerante R-22 y la parte superior en contacto con el vapor del refrigerante R-12.

Este evaporador tiene como objetivo condensar el R-12 que se ha evaporado debido al contacto con las hamburguesas, al mismo tiempo el R-22 se evapora dentro de las tuberías ya que éste absorbe el calor del R-12, es decir este aparato tendrá la función de un evaporador-condensador.

8.3.1 Determinación de las características técnicas.

8.3.1.1 Superficie necesaria para el paso del R-22

La cantidad en volumen \dot{V}_c del R-22 a la salida del evaporador es:

$$\dot{V}_c = \dot{m}_{BP} v_{13} \quad (\text{Ec. 8.3.1})$$

$$\dot{V}_c = (1857 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}) (0.210 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}) \cdot \frac{\text{h}}{3600 \text{ s.}}$$

$$\dot{V}_c = 0.11 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para la velocidad del vapor adoptaremos un valor ligeramente inferior a la velocidad del vapor dentro de la conducción de aspiración, así asumimos:

$$V = 12 \text{ m/s}$$

Entonces la superficie transversal de los tubos para R-22 será:

$$A_{in} = \frac{\dot{V}_c}{V} = \frac{0.11 \text{ m}^3/\text{s}}{12 \text{ m/s.}}$$

$$A_{in} = 92 \text{ cm}^2$$



8.3.1.2 Selección de tuberías.- Los tubos más utilizados en el evaporador son de cobre. En la tabla XV se muestran algunos de ellos con sus respectivas superficies y el número de tubos utilizados.

TABLA XV
TUBOS UTILIZADOS EN EVAPORADORES

TUBOS DE COBRE	$A_{in}(\text{cm}^2)$	NUMEROS DE TUBOS UTILIZADOS
28-30	6.15	15
30-32	7.07	13
32-34	8.04	11

Para éste caso seleccionaremos tubos de cobre 30 -

32 (30mm. de diámetro interior y 32 mm. de diámetro exterior) por tanto utilizaremos 13 capas de éstos tubos.

$$\text{Area Total } A_T = (13)(A_{in}) \quad (\text{Ec. 8.3.2})$$

$$A_T = (13)(7.07 \text{ cm}^2)$$

$$A_T = 92 \text{ cm}^2 \text{ que corresponde al valor calculado en 8.3.1.1.}$$

8.3.1.3 Flujo Másico por Unidad de Area.-El Flujo Másico del R-22 que circula por el evaporador por unidad de área será:

$$\dot{m}_{VC} = \frac{\dot{m}_{BP}}{A_T} = \frac{(1857) \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{9.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\dot{m}_{VC} = 56.05 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

8.3.1.4 Coefficiente Global de Transferencia de Calor.- Para

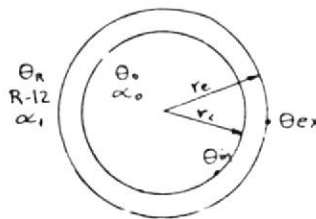


FIG.8.3.- Etapas para determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

determinar el flujo unitario de calor a través de cada tubo procedemos de la siguiente manera:

- a) El flujo de calor que transmite el R-12 al exterior del tubo es:

$$Q_{ui} = \alpha_1 (2\pi r_e) (\theta_R - \theta_{ex}) \quad (\text{Ref. 7})$$

Donde:

α_1 = Es el coeficiente de convección del R-12 hacia la superficie exterior del tubo.

- b) El flujo de calor de R-12 desde la superficie exterior del tubo hacia el interior:

$$Q_{ui} = \lambda_c (2\pi r_m) \frac{(\theta_{ex} - \theta_{in})}{r_e - r_i} \quad (\text{Ref. 7})$$

Donde:

λ_c = Coeficiente de conductividad térmica a través del tubo.

$$r_m = \frac{r_e + r_i}{2} = 15.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

- c) Flujo de calor desde la superficie interior del tubo hacia el R-22.

$$Q_{ui} = \alpha_o(2\pi r_i)(\theta_{in} - \theta_o) \quad (\text{Ref. 7})$$

Donde:

α_o = Es el coeficiente de convección del R-22 hacia la pared interior del tubo.

Como los flujos unitarios mencionados son iguales, entonces:

$$\frac{\theta_R - \theta_{ex}}{\frac{1}{\alpha_1 2\pi r_e}} = \frac{\theta_{ex} - \theta_{in}}{\frac{r_e - r_i}{\lambda_c(2\pi r_m)}} = \frac{\theta_{in} - \theta_o}{\frac{1}{\alpha_o 2\pi r_i}}$$

Simplificando:

$$\frac{\theta_R - \theta_{ex}}{\frac{1}{\alpha_1 r_e}} = \frac{\theta_{ex} - \theta_{in}}{\frac{r_e - r_i}{\lambda_c r_m}} = \frac{\theta_{in} - \theta_o}{\frac{1}{\alpha_o r_i}}$$

Por lo que el coeficiente global de transferencia de calor cuando el R-22 circula dentro del tubo y el R-12 se condensa en la superficie exterior es:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{r_c - r_i}{\lambda_c} + \frac{r_e}{r_m} + \frac{r_e}{\alpha_o r_i}} \quad (\text{Ref. 7})$$

Cálculo del Coeficiente de Convección α_o .-La trans

misión térmica que produce la vaporización del refrigerante R-22 dentro del tubo depende del vapor de la velocidad másica \dot{m}_{vc} . Para valores de \dot{m}_{vc} relativamente bajas existe una mayor influencia térmica que para valores de \dot{m}_{vc} relativamente elevada.

Para determinar la transferencia térmica total del R-22 en el interior del tubo, utilizamos las siguientes relaciones de SLIPCEVIC (Duminil M., Ref. 7).

Si el valor de \dot{m}_{vc} es relativamente baja, es decir.

$$\dot{m}_{vc} < \frac{A'}{B'}^{0.769} \cdot Q_{ui}^{0.538}$$

Utilizamos:

$$\alpha_o = \frac{A'}{S_r^{0.7}} \frac{\dot{m}_{vc}^{0.1} \cdot Q_{ui}^{0.7}}{d_i^{0.5}} \quad (8.3.4)$$

Y si el valor de \dot{m}_{vc} es relativamente alta, es decir:

$$\dot{m}_{vc} > \frac{A'}{B'}^{0.769} \cdot Q_{ui}^{0.538}$$

Utilizaremos:

$$\alpha_o = \frac{B' \dot{m}_{vc}^{1.4}}{d_i^{0.5}} \quad (8.3.4)-b$$

Donde:

A' y B' son coeficientes que dependen de la temperatura, así tenemos para el R-22 los siguientes valores:

TABLA XVI
COEFICIENTES PARA DETERMINAR α_0

Temperatura del R-22 θ ($^{\circ}\text{C}$)	A'	B'
- 50 $^{\circ}\text{C}$	0.116	0.635
- 40 $^{\circ}\text{C}$	0.122	0.470
- 30 $^{\circ}\text{C}$	0.128	0.351
- 20 $^{\circ}\text{C}$	0.134	0.272

FUENTE: Duminil M., Ref. 7.

Supongamos que \dot{m}_{vc} es relativamente elevado, entonces, utilizando la ecuación 8.3.4, tenemos:

$$\alpha_0 = B' \frac{\dot{m}_{vc}^{1.4}}{d_i^{0.5}} \quad \text{Con } B' = 0.470 (\theta_0 = -40 \text{ } ^{\circ}\text{C})$$

$$\alpha_0 = 0.47 \frac{(56.05)^{1.4}}{(3 \cdot 10^{-2})^{0.5}} = 762 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}}$$

$$\alpha_0 = 656 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}} \quad (\text{Kw} = 1000\text{W} = 860 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}})$$

Ahora comprobaremos, si lo asumido es correcto, es decir que:

$$m_{vc} > \left(\frac{A'}{B'} \right)^{0.769} Q_{ui}^{0.538}$$

Para determinar el flujo unitario Q_{ui} utilizamos la siguiente relación:

$$Q_{ui} = \alpha_o \Delta\theta \quad (\text{Ec. 8.3.5})$$

Donde:

$$\Delta\theta = \theta_R - \theta_o$$

El flujo unitario será máximo cuando la diferencia de temperatura ($\Delta\theta$) sea también máxima, así:

$$\theta_{\max} = \theta_R - \theta_o$$

$$\theta_{\max} = -30 \text{ } ^\circ\text{C} - (-40 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$\theta_{\max} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\text{Luego: } Q_{ui\max} = \alpha_o (\Delta\theta)_{\max}$$

$$Q_{ui\max} = \left(656 \frac{\text{K}_{\text{cal}}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right) (10 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$Q_{ui\max} = 6560 \frac{\text{K}_{\text{cal}}}{\text{hm}^2} = 7620 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Entonces verificamos que:

$$\dot{m}_{vc} > \frac{A'}{B'}^{0.769} Q_{ui}^{0.538}$$

$$(56.07) > \frac{0.122}{0.470}^{0.769} (7620)^{0.538}$$

$$(56.07) > 43.5$$

Donde vemos que nuestra hipótesis cumple, siendo entonces correcto lo asumido.

Cálculo del coeficiente de convección α_1 . - El R-12 se condensa en el exterior de los tubos dentro del cual circula el R-22. Para determinar el coeficiente de convección α_1 , utilizaremos la relación de NUSSELT (Stoecker, Ref. 30).

$$\alpha_1 = 0.725 \left[\frac{\rho^2 g H V_2 \lambda^3}{\mu d_e (\theta_R - \theta_{ex})} \right]^{1/4} \quad (8.3.6.)$$

Donde:

$$\rho = \text{Densidad del R-12} = 6.2 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = \text{Aceleración de la gravedad} = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$g = 127137600 \frac{\text{m}}{\text{h}^2}$$

$$H_{v2} = \text{Calor latente de condensación del R - 12} \\ = 39.37 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$\lambda = \text{Conductividad térmica del R-12} = 6 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$d_e = \text{Diámetro exterior del tubo} = 32 \cdot 10^{-3} \text{m.}$$

$$\mu = \text{Viscosidad dinámica del vapor de R - 12} \\ = 0.0388 \text{ Kg/mh}$$

$$\theta_R = \text{Temperatura del R-12} = - 30 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$\theta_{ex} = \text{Temperatura de la superficie exterior del tubo}$$

Reemplazando los valores de cada parámetro en la ecuación 8.3.6 tenemos:

$$\alpha_1 = 0.725 \left[(6.2)^2 \frac{\text{Kg}^2}{\text{m}^6} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 39.37 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg.}} \cdot 6^3 \frac{\text{Kcal}^3}{\text{h}^3 \text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}^3} \right. \\ \left. \frac{3600 \text{h}}{\text{h}} / 1.08 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Kg.}}{\text{m} \cdot \text{s}} \cdot 32 \cdot 10^{-3} \text{ m} (\theta_R - \theta_{ex}) \right]^{1/4}$$

$$\alpha_1 = \frac{0.725 \cdot 2418}{(\theta_R - \theta_{ex})^{1/4}} \quad (8.3.7)$$

$$\alpha_1 = \frac{1753}{(\theta_R - \theta_{ex})^{1/4}}$$

En ésta última ecuación no conocemos θ_{ex} y para determinarlo procedemos por el método gráfico propuesto por DUMINIL (Ref. 7).

El flujo térmico por unidad de superficie que va desde la superficie exterior hacia la inferior del tubo es:

$$Q_{ui1} = K(\theta_{ex} - \theta_o) \quad (8.3.8)$$

El flujo térmico por unidad de superficie que sale hacia el exterior del tubo es:

$$Q_{uio} = \alpha_1(\theta_R - \theta_{ex}) \quad (8.3.9)$$

Si nosotros representamos los valores de Q_{ui1} y Q_{uio} en función de varias temperaturas supuestas, tendremos dos curvas y el punto de intersección de estas dos curvas nos dará la temperatura de la pared exterior del tubo, siendo los flujos unitarios iguales en este punto.

Los pasos a seguir son los siguientes:

- a) Asumimos un valor θ_{ex}
- b) Calculamos α_1 por medio de la ecuación 8.3.7
- c) Calculamos K por medio de la siguiente relación:

$$K = \frac{1}{\frac{r_e}{\alpha_o r_i} + \frac{r - r_i}{\lambda c} + \frac{r}{r_m}} = 614 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

d) Calculamos los flujos unitarios Q_{ui1} y Q_{uio} por medio de las ecuaciones (8.3.8) y (8.3.9).

e) Graficamos las temperaturas θ_{ex} asumidas versus Q_{ui1} y Q_{uio} (Fig. 8.4).

f) Determinamos θ_{ex} correcto.

Los valores calculados para diferentes θ_{ex} , resumimos en la tabla XVII.

TABLA XVII

θ_o °C	θ_R °C	θ_{ex} °C	$\theta_R - \theta_{ex}$ °C	$\theta_{ex} - \theta_o$ °C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$ α_1	$\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$ K	Q_{ui1} $\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$	Q_{uio} $\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$
-40	-30	-30.0	0.0	10.0		614	6140	0
-40	-30	-31.0	1.0	9.0	1753	614	5526	1753
-40	-30	-32.0	2.0	8.0	1474	614	4912	2948
-40	-30	-33.0	3.0	7.0	1216	614	4298	3648
-40	-30	-33.5	3.5	6.5	1282	614	3991	4487
-40	-30	-34.0	4.0	6.0	1240	614	3684	4960
-40	-30	-35.0	5.0	5.0	1172	614	3070	5860
-40	-30	-36.0	6.0	4.0	1120	614	2456	6720
-40	-30	-38.0	8.0	2.0	1042	614	1228	8336
-40	-30	-40.0	10.0	0.0	986	614	0	9860

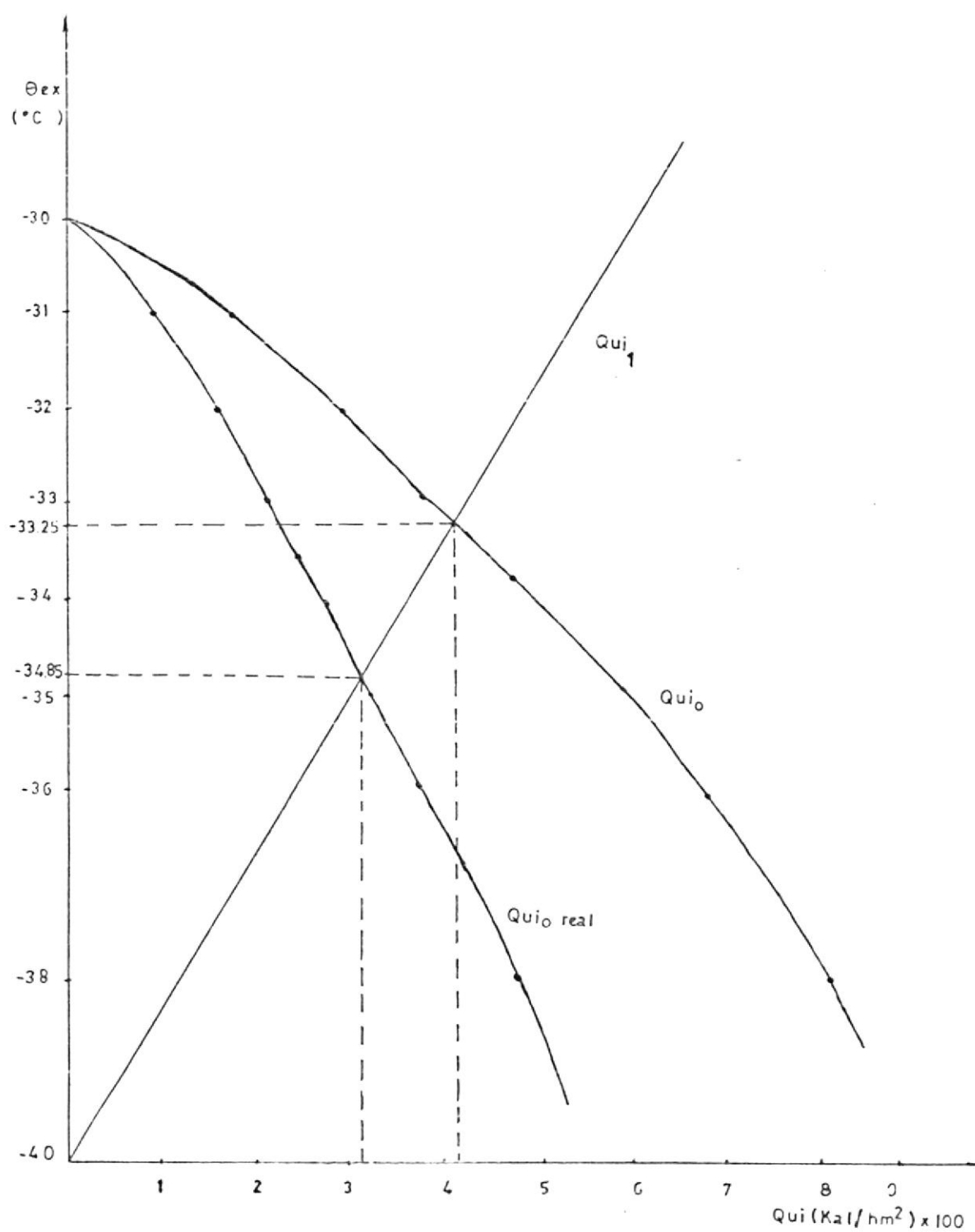


FIG.6.4 .- Diagrama para determinar la Temperatura Exterior de las Tuberías del Evaporador, de acuerdo a la tabla XVII y XVIII.

El punto de intersección según gráfico 8.4 es:

$$\theta_{ex} = - 33.25 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$Q_{ui} = 4270 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$$

Entonces α_1 según ecuación (8.3.7) es:

$$\alpha_1 = \frac{1753}{(-30 + 33.25)^{1/4}} = 1305 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (8.3.3) tenemos entonces, que el coeficiente global de transferencia es:

$$K = 417 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Cálculo teórico de la superficie interior del evaporador.-

$$S_{Tt} = \frac{\emptyset_o}{Q_{ui}} \quad (8.3.10)$$

$$S_{Tt} = \frac{90000 \text{ Kcal/h.}}{4270 \text{ Kcal/hm}^2} = 21 \text{ m}^2$$

Cálculo teórico de la longitud total de los tubos.

$$L_{Tt} = \frac{S_{Tt}}{\text{Perímetro}} = \frac{S_{Tt}}{\pi d_i} = \frac{21\text{m}^2}{(\pi)(30 \cdot 10^{-3}\text{m})} = 222\text{m.}$$

Cálculo teórico de la longitud total de un tubo.

$$L_T = \frac{L_{Tt}}{\text{Número de capas}} \quad (8.3.11)$$

$$L_T = \frac{222}{13} = 17\text{m.}$$

Las dimensiones teóricas de las tuberías que hemos calculado ($L_T = 17$ m) resultan muy largas en comparación con las dimensiones del congelador, entonces para obtener tuberías adecuadas con relación a las dimensiones del congelador adoptamos 10 capas verticales de tubos.

8.3.2 Cálculo Real.- Al disponer 10 capas verticales de tubos el líquido condensado sobre los tubos superiores aumenta el espesor de la capa límite sobre los tubos inferiores. Por tanto, para determinar el coeficiente promedio de convección α_{10} relativo a las 10 capas dispuestas verticalmente una debajo de otra, se calcula con relación al coeficiente relativo al tubo superior, según M. DUMINIL ésta relación es:

$$\begin{aligned} \alpha_n &= \alpha_1 \sqrt[4]{1/n} \\ \alpha_{10} &= \alpha_1 \sqrt[4]{1/10} \\ \alpha_{10} &= 0.56\alpha_1 \end{aligned} \quad (8.3.12)$$

Utilizando éste valor, realizamos nuevamente los cálculos en la forma que hemos realizado anteriormente y los resultados obtenidos resumimos en la tabla 8.4.

TABLA XVIII

θ_R °C	θ_{ex} °C	$\theta_R - \theta_{ex}$ °C	α_1 $\frac{Kcal}{hm^2 \text{ } ^\circ C}$	α_{10} $\frac{Kcal}{h m^2 \text{ } ^\circ C}$	Quio Real $\frac{Kcal}{h m^2}$
- 30	- 30.0	0.0			
- 30	- 31.0	1.0	1753	982	982
- 30	- 32.0	2.0	1474	825	1650
- 30	- 33.0	3.0	1216	681	2043
- 30	- 33.5	3.5	1282	718	2513
- 30	- 34.0	4.0	1240	694	2776
- 30	- 35.0	5.0	1172	656	3280
- 30	- 36.0	6.0	1120	627	3762
- 30	- 38.0	8.0	1042	583	4664
- 30	- 40.0	10.0	986	552	5520

Graficando la curva Q_{ui0} real en el gráfico 8.4., tenemos que:

$$\theta_{ex} = - 34.85 \text{ } ^\circ C$$

$$Q_{ui0} = 3250 \text{ Kcal/hm}^2.$$

El valor de α_1 real será, según ecuación 8.3.6.

$$\alpha_1 \text{ real} = 1171 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ C.$$

El coeficiente medio α_{10} según ecuación 8.3.12:

$$\alpha_{10} = 0.56 \alpha_1 \text{ real}$$

$$\alpha_{10} = (0.56)(1171) \frac{Kcal}{hm^2 \text{ } ^\circ C} = 655.76 \frac{Kcal.}{hm^2 \text{ } ^\circ C}$$

El coeficiente global de transferencia K según la ecuación 8.3.3 es:

$$K = 325 \frac{Kcal}{h m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Debido a que nuestro evaporador es inundado se debe tener presente el coeficiente de llenado o de carga, que para calculos un valor permitido es de 0.90.

También se debe tener en cuenta la presencia de aceite u otros factores que afectan el coeficiente global de calor K, en la práctica se estima a éste coeficiente en estos tipos de evaporadores en 0.90.

Entonces el coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador será:

$$K_{\text{real}} = K(0.9)(0.9)$$

$$K_{\text{real}} = 325 \frac{\text{Kcal.}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} (0.81)$$

$$K_{\text{real}} = 263 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C.}}$$

Superficie Total Real del Interior del Evaporador.-

$$S_{\text{TR}} = \frac{\phi_0}{Q_{\text{ui real}}}$$

$$S_{\text{TR}} = \frac{90000 \text{ Kcal/h.}}{3250 \text{ Kcal/hm}^2.}$$

$$S_{\text{TR}} = 27.6 \text{ m}^2$$

Longitud total real de los tubos:

$$L_T = \frac{27.6 \text{ m}^2}{(\pi)(30 \cdot 10^{-3} \text{ m})} = 297 \text{ m.}$$

Longitud de un tubo:

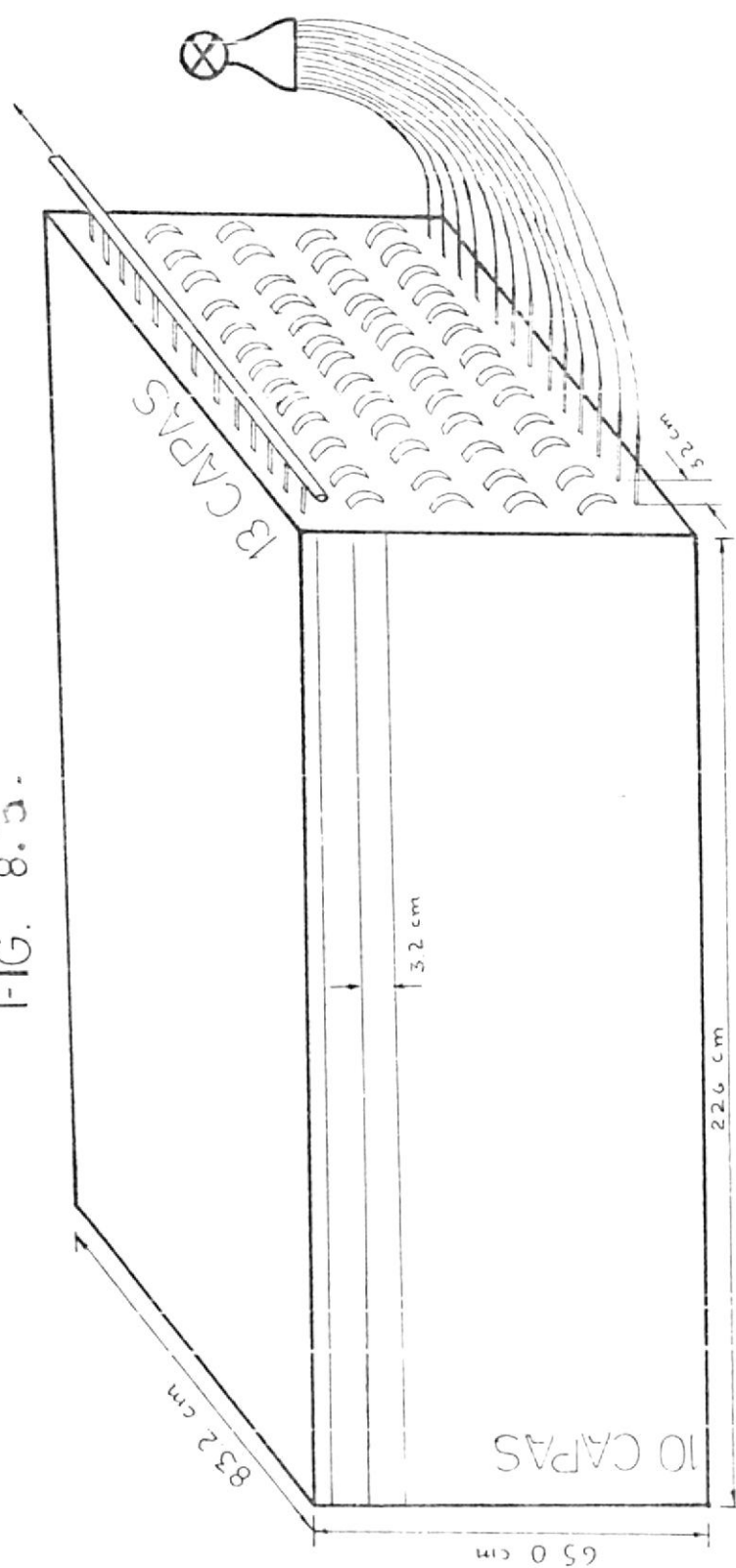
$$L = \frac{297 \text{ m.}}{(13)(10)} = 2.25 \text{ m.}$$

Resumen de las características del evaporador:

- Potencia de la máquina frigorífica = $90000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}$
- Tubos de Cu 30-32 con 13 capas delgadas horizontales y 10 capas verticales
- $\alpha_0(\text{R-22}) = 656 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C.}$
- $\alpha_1(\text{R-12}) = 1171 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C.}$
- Coeficiente global de transferencia $K=263 \frac{\text{Kcal.}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$
- Superficie total en el interior del Evaporador:
 $S_t = 27.6 \text{ m}^2$
- Longitud total de los tubos = 294 m.
- Longitud de cada tubo = 2.26 m.

ESQUEMA DEL EVAPORADOR

FIG. 8.5.



8.4 DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERIAS.

Para dimensionar las tuberías vamos a considerar dos sis temas:

- Tuberías del refrigerante
- Tuberías para el agua de enfriamiento.

8.4.1 Tuberías del refrigerante.- Las tuberías por donde circula el refrigerante se dividen en tuberías de descarga, de aspiración y de líquido tal como se detalla a continuación:

- Aspiración al compresor de baja presión
- Descarga del compresor de baja presión
- Aspiración al compresor de alta presión
- Descarga del compresor de alta presión
- De líquido después de la botella acumuladora de líquido B
- De líquido después del intercambiador EN2

Para el dimensionamiento de las tuberías se tendrá presente la velocidad del fluido refrigerante, así; a una velocidad apropiada asegurará el retorno del aceite al compresor, entonces utilizaremos grandes velocidades que serán suficiente para arrastrar el aceite.

Según referencia (24), P.J. Rapin, recomienda que las velocidades de circulación del R-22 más apropiadas son:

- Aspiración = 8 a 15 m/s.
- Descarga = 15 a 25 m/s.

- Líquido = 0.50 a 1.25 m/s.

En nuestro caso utilizaremos los siguientes valores:

- Aspiración = 15 m/s
- Descarga = 15 m/s
- Líquido = 1 m/s

Las tuberías a utilizar serán de acero estirado sin soldadura.

8.4.1.1 Cálculo teórico de los diámetros.- Para calcular el diámetro de las tuberías utilizamos la ecuación de continuidad:

$$\dot{m} = \rho VA \quad (8.4.1)$$

Donde:

\dot{m} = Caudal másico del refrigerante

V = Velocidad del refrigerante

A = Area transversal de los tubos = $1/4 \pi d_i^2$

ρ = Densidad del refrigerante.

Reemplazando en 8.4.1., tenemos que el diámetro interior es igual a:

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho V \pi}} \quad (8.4.2)$$

Tubería de aspiración del compresor de baja presión

Para determinar el diámetro interior utilizamos la e

cuación 8.4.2, donde:

$$\dot{m}_{BP} = \text{Caudal másico} = 1857 \text{ Kg/h} = 0.5156 \text{ Kg/s.}$$

$$f = \text{Densidad del R-22 en condiciones de vapor (punto uno del diagrama 7.6,} = 4.44 \text{ Kg/m}^3.$$

Entonces:

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{0.5156 \text{ Kg/s.}}{(4.44 \frac{\text{Kg.}}{\text{m}^3})(15\text{m/s})(3.14)}}$$

$$d_i = 0.089 \text{ m.}$$

Utilizaremos tubos comerciales con las siguientes características:

Diámetro nominal	3 1/2"
Diámetro exterior	10.16 cm.
Diámetro interior	9.74 cm.
Espesor	0.211cm.
Peso	5.163 Kg/m
Sección interior	74.5 cm ²

Tuberías de descarga del compresor de baja presión.-

El dimensionamiento de ésta tubería se lo va ha considerar en dos partes:

a) Antes de la inyección parcial:

$$\dot{V}_{ABP} = \dot{m}_{BP} \cdot v_2 \quad (8.4.3)$$

Donde:

\dot{V}_{ABP} = Caudal volumétrico antes de la inyección parcial

\dot{m}_{BP} = Flujo másico = 1857 Kg/h

v_2 = Volumen específico (punto dos del diagrama 7.6).

$$= 0.075 \text{ Kg/m}^3$$

Luego:

$$\dot{V}_{ABP} = (1857 \text{ Kg/h})(0.75 \text{ Kg/m}^3) = 139.23 \text{ m}^3/\text{h}.$$

La sección transversal A_{ABP} del tubo será:

$$A_{ABP} = \frac{\dot{V}_{ABP}}{v} = \frac{139.23 \text{ m}^3/\text{h}}{15 \text{ m/s} \cdot 3600 \text{ s/h}}$$

$$A_{ABP} = 2.58 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

De allí que $A_{ABP} = 1/4 \pi d_i^2$, despejando d_i tenemos:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 A_{ABP}}{\pi}} = \sqrt{\frac{(4)(2.58 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2)}{\pi}}$$

$$d_i = 0.0573 \text{ m}.$$

Utilizaremos tubos de acero comerciales con las siguientes características:

Diámetro exterior	5.71 cm (2 1/4")
Diámetro interior	5.50 cm
Espesor	0.305 cm.

b) Después de la inyección parcial:

$$\dot{V}_{TDBP} = \dot{V}_{ABP} + \dot{V}_{R2} \quad (8.4.4)$$

Donde:

\dot{V}_{TDBP} = Volumen total después de la inyección parcial

\dot{V}_{ABP} = Volumen antes de la inyección parcial $139.23 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

V_{R2} = Volumen de inyección por la válvula R_2

La cantidad de líquido que pasa por la válvula R_2 es 537 Kg/h (el cálculo se encuentra en el capítulo 10) por lo que el volumen inyectado por R_2 es:

$$\dot{V}_{R2} = \dot{m}_{R2} \cdot v_g$$

$$\dot{V}_{R2} = (537 \text{ Kg/h})(0.062 \text{ m}^3/\text{Kg})$$

$$\dot{V}_{R2} = 33.29 \text{ m}^3/\text{h}$$

Reemplazando en la ecuación 8.4.4 tenemos:

$$\dot{V}_{TDBP} = 139.23 \text{ m}^3/\text{h} + 33.29 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{TDBP} = 172.52 \text{ m}^3/\text{h}$$

La sección transversal será:

$$A_{DBP} = \frac{\dot{V}_T}{v} = \frac{172.57 \text{ m}^3/\text{h}}{15 \text{ m/s} \cdot 3600 \text{ s/h}}$$

$$A_{DPB} = 3.19 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Entonces el diámetro interior será de:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 A_{DBP}}{\pi}} = \sqrt{\frac{(4)(3.19 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2)}{\pi}}$$

$$d_i = 0.0637 \text{ m}$$

Utilizaremos tubos de acero con las siguientes caracteris

ticas:

Diámetro Nominal	2 1/2"
Diámetro Exterior	7.30 cm.
Diámetro Interior	6.27 cm.
Espesor	0.51 cm.
Area Interior	30.9 cm ² .
Peso	8.62 Kg/m.

Tuberías de aspiración al compresor de alta presión.

$V =$ Velocidad = 15 m/s

$\dot{m}_{HP} =$ Flujo másico = 2853 Kg/h = 0.7924 Kg/s.

$\rho =$ Densidad del R-22 ($\theta_4 = -2 \text{ }^\circ\text{C}$) = $\frac{1}{V_4} = \frac{1}{0.066}$

$\rho = 15.62 \text{ Kg/m}^3$

El diámetro interior es igual a:

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{\dot{m}_{AP}}{\rho V \pi}}$$

$$d_i = 0.0656 \text{ m.}$$

Utilizaremos tubos comerciales con las siguientes características:

Diámetro Nominal	2 1/2"
Diámetro Exterior	7.3 cm.
Diámetro Interior	6.69 cm.
Espesor	0.305 cm.
Peso	5.25 Kg/m.

Sección interior 35.16 cm²

Tubería de descarga del compresor de alta presión.-

V = Velocidad = 15 m/s

$\dot{m}_{HP} = 2853 \text{ Kg/h} = 0.7924 \text{ Kg/s.}$

$\rho = \text{Densidad } (\theta_5 = 82 \text{ }^\circ\text{C}) = 1/\nu_5 = 1/0.018 = 55.5 \text{ Kg/m}^3$

Por tanto:

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{0.7924 \text{ Kg/s}}{(55.5 \text{ Kg/s})(15 \text{ m/s})(3.1416)}}$$

$d_i = 0.0348 \text{ m.}$

Utilizaremos tubos comerciales con las siguientes características:

Diámetro Nominal	1 1/2"
Diámetro Exterior	4.2 cm.
Diámetro Interior	3.6 cm.
Espesor	0.277 cm.
Peso por metro	2.686 Kg.
Sección Interior	10.54 cm ²

Tubería después de la botella de líquido B.- Las tuberías usadas para el refrigerante líquido pueden ser de acero o de cobre, para este caso utilizaremos de a cero.

$\dot{m}_{HP} = 2853 \text{ Kg/h} = 0.7924 \text{ Kg/s}$

$\rho = \text{Densidad } (\theta_6 = 34 \text{ }^\circ\text{C}) = 1167 \text{ Kg/m}^3$

V = 1 m/s.



Reemplazando en 8.4.2, tenemos:

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{0.9724 \text{ Kg/s}}{(1167 \text{ Kg/m}^3)(1 \text{ m/s})(3.1416)}}.$$

$$d_i = 0.0325\text{m}$$

Tomaremos tubos con las siguientes características:

Diámetro nominal	1'
Diámetro exterior	3.34 cm.
Diámetro interior	2.79 cm.
Espesor	0.277 cm.
Peso por metro	2.089 Kg.
Sección interior	6.10 cm ²

Tuberías después del intercambiador de calor EN₂.

$$\dot{m}_{BP} = 1857 \text{ Kg/h} = 0.5156 \text{ Kg/s}$$

$$f = 1/7.69 \cdot 10^{-4} = 1299 \text{ Kg/m}^3 \quad (\theta_{10} = -4 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$V = 1 \text{ m/s.}$$

Reemplazando en 8.4.2, tenemos:

$$d_i = 0.0225\text{m.}$$

Seleccionaremos tubos con las siguientes características:

Diámetro nominal	3/4"
Diámetro exterior	2.67 cm.
Diámetro interior	2.24 cm.
Espesor	0.211 cm.
Peso por metro	1.275 Kg.

Sección interior 3.96 cm²

8.4.2 Tubería para el agua de enfriamiento.- El dimensionamiento de ésta tubería es muy importante ya que según ella se determina la POTENCIA DE LA BOMBA.

Para nuestra instalación utilizaremos tuberías soldadas de hierro dulce de:

Diámetro nominal	3 1/2"
Diámetro exterior	10.16 cm.
Diámetro interior	9.57 cm.

La velocidad del agua dentro de éstas tuberías, así como las pérdidas y la potencia de la bomba se seleccionará en 8.4.3.3.

8.4.3 Caída de presión en las tuberías.- Las pérdidas de carga en las tuberías, es un factor muy importante que se debe tener en consideración, éstas pueden aumentar la relación de compresión motivando una baja en el rendimiento volumétrico produciendo a la vez una reducción de la producción frigorífica, también puede ocasionar la evaporación del líquido refrigerante antes de llegar al evaporador.

Las pérdidas de carga dentro de una tubería dependen de los siguientes factores:

V = Velocidad de circulación del fluido
 d_i - Diámetro interior de la tubería
 μ = Viscosidad cinemática del fluido.

Las pérdidas producidas en las tuberías de un sistema

de refrigeración y con la que se va a comparar éstos resultados, han sido tomados a partir de las recomendadas en la práctica por P. J. Rapin (ref. 24) siendo éstas:

- Tuberías de líquido = 0.3515 Kg/cm^2
- Tuberías de descarga = 0.1875 Kg/cm^2
- Tuberías de aspiración = 0.0875 Kg/cm^2 (cuando la temperatura del evaporador es $-40 \text{ }^\circ\text{C}$).

En la gráfica 8.6 (referencia 24) se puede ver el efecto de la caída de presión con respecto a las caídas de la temperatura equivalente de evaporación a distintas temperaturas de evaporación.

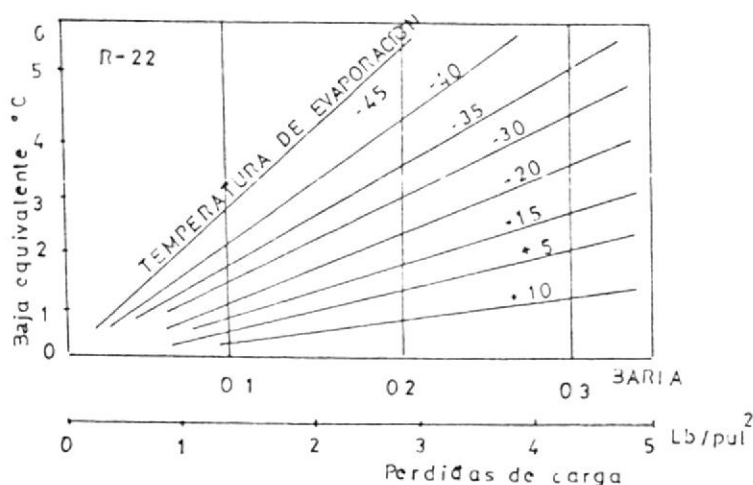


FIG. 8.6.- CAIDA DE PRESION CON RESPECTO A LAS CAIDAS DE LA TEMPERATURA EQUIVALENTE DE EVAPORACION.

Para determinar las pérdidas, es necesario conocer la longitud equivalente de las tuberías, para ello utilizamos W. F. Stoecker y el manual de la TRANE.

8.4.3.1 Caída de presión en las tuberías de aspiración:

a) Tuberías de baja presión

Longitud de la tubería	=	5.90 m.
Válvula	=	30.2 m.
2 codos de 90° = 2(3)	=	6.0 m.
Longitud total equivalente	=	42.1 m.

Las pérdidas por fricción se calculan por medio de la ecuación 8.4.5 recomendada por Fox & McDonald (referencia 10).

$$h_f = \frac{f L_e V^2}{d_i 2 g} \quad (8.4.5)$$

Donde:

h_f	=	Pérdidas por fricción m
f	=	Coefficiente de rozamiento =
L_e	=	Longitud equivalente total = 42.1 m.
d_i	=	Diámetro interior de la tubería = 0.0974 m.
V	=	Velocidad del refrigerante = 15 m/s
g	=	Aceleración de la gravedad = 9.81 m/s ²

Para determinar el coeficiente de rozamiento f utilizamos el diagrama de Moody, para esto tenemos que conocer el número de Reynolds del refrigerante R-22 en el interior de las tuberías (fig. 8.8) y la rugosidad relativa e/D del material del tubo (figura - 8.9), así:

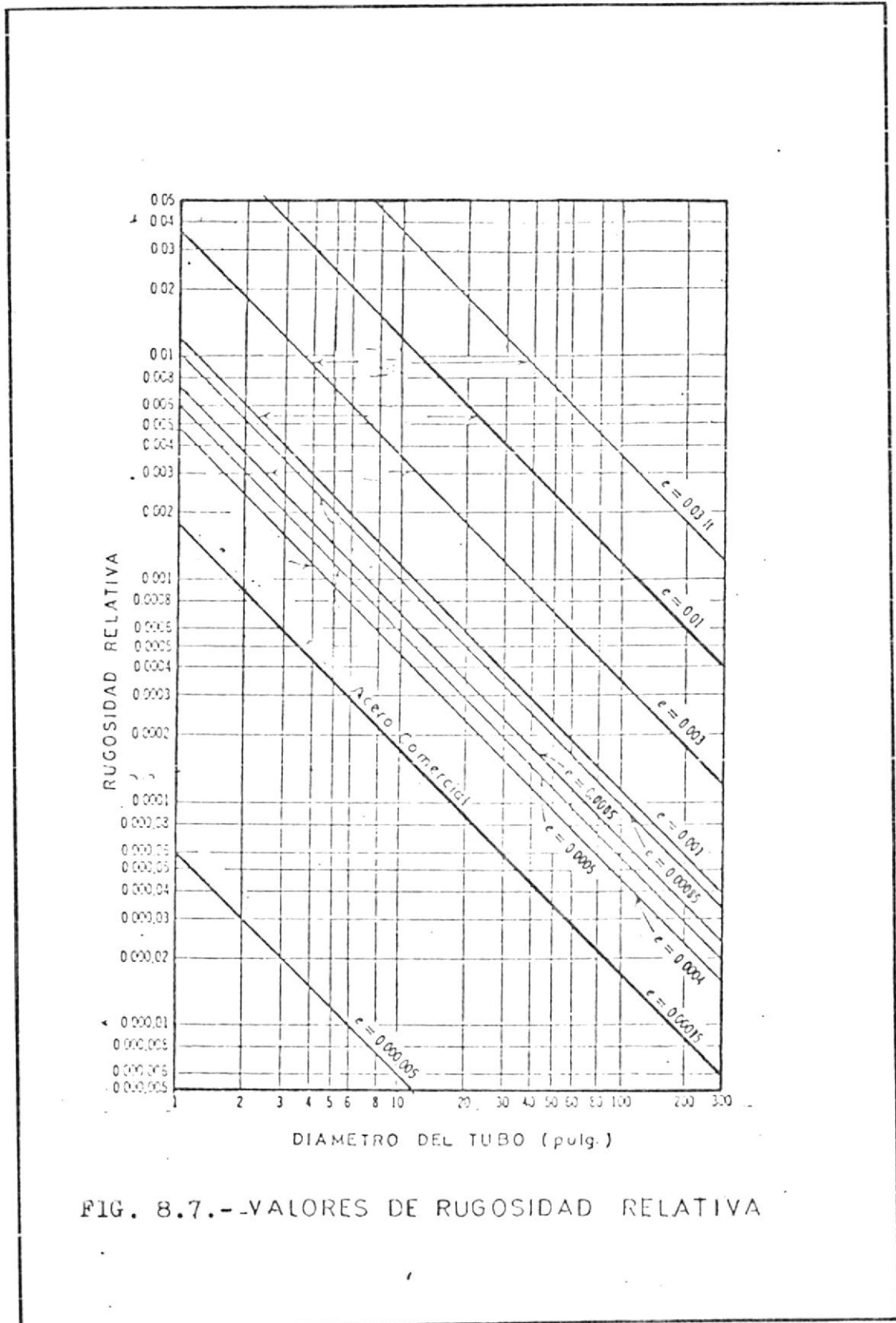


FIG. 8.7.- VALORES DE RUGOSIDAD RELATIVA

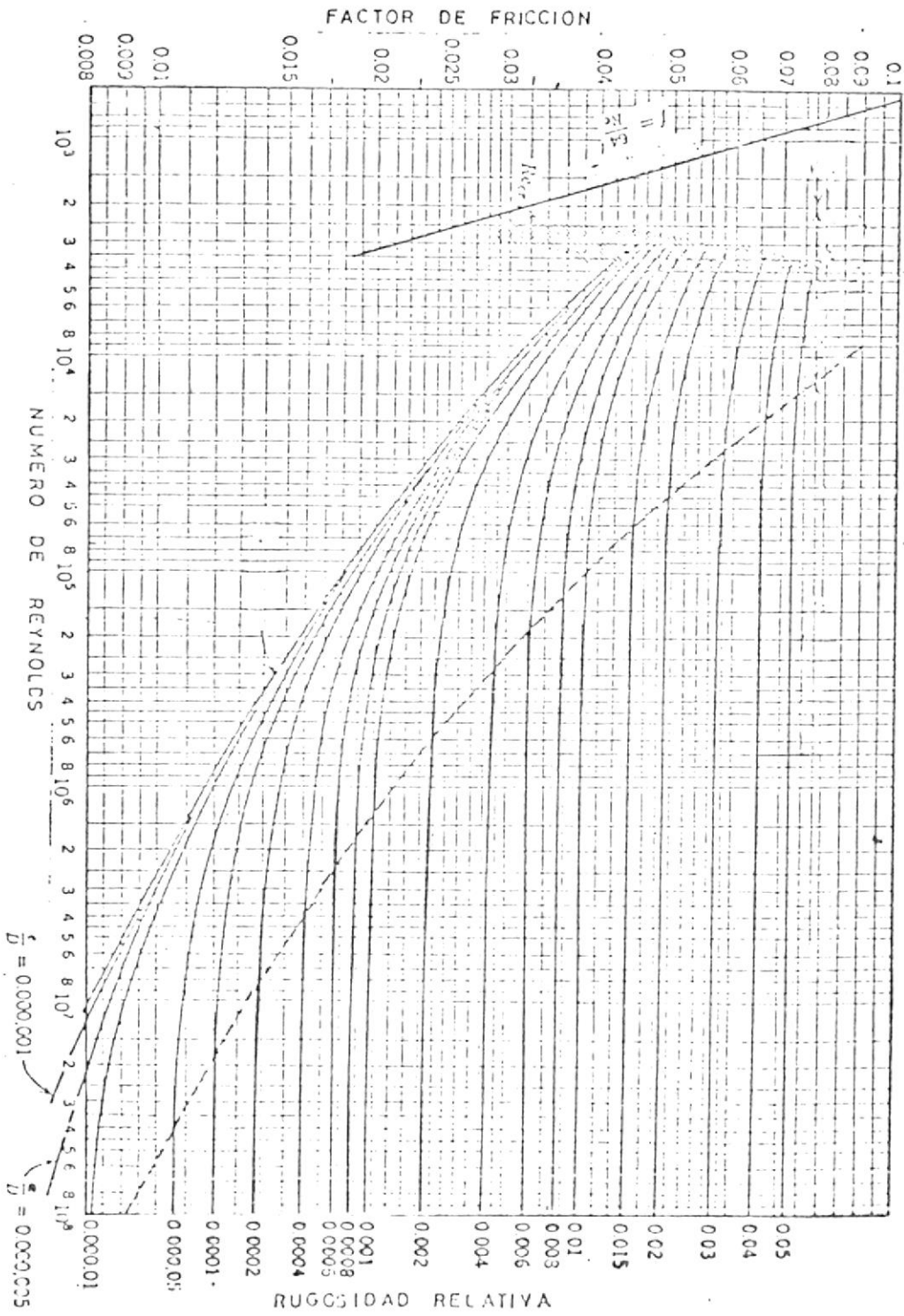


FIG. 8.8-2 FACTOR DE FRICCION PARA FLUJO COMPLETAMENTE DESARROLLADO EN TUBOS CIRCULARES

$$R_e = \frac{V d_i \rho}{\mu}$$

Donde:

μ = Viscosidad cinemática de R-22 = $1.15 \cdot 10^{-5}$ Kg/m-s

ρ = Densidad de R-22 = 4.44 Kg/m^3

d_i = Diámetro interior del tubo = 0.0974 m .

$$R_e = \frac{(15 \text{ m/s})(0.0974 \text{ m})(4.44 \text{ Kg/m}^3)}{(1.15) \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m-s}} = 5.64 \cdot 10^5$$

$$e/D = 0.006$$

$$f = 0.0255$$

Reemplazando en 8.4.1 tenemos:

$$h_f = 0.0235 \frac{(42.1)(15 \text{ m/s})^2}{(0.0974 \text{ m})(2)(9.8 \text{ m/s})} = 116 \text{ m}$$

La caída de presión será por tanto:

$$\Delta P = h_f \cdot \rho$$

$$\Delta P = (116 \text{ m})(4.44 \text{ Kg/m}^3)$$

$$\Delta P = 0.051 \text{ Kg/cm}^2$$

b) Tubería de alta presión.

Longitud de la tubería 3.00 m.

1 valvula 9.1 m.

2 codos de 90° 2(2.1) 4.2 m.

Longitud equivalente total 16.3 m.

$$d_i = 0.0669 \text{ m}$$

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

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\mu(\theta_4 = -2 \text{ }^\circ\text{C}) = 0.0119 \text{ Centipoises} = 1.19 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m-s}$$

$$\rho(\theta_4 = -2 \text{ }^\circ\text{C}) = 15.62 \text{ Kg/m}^3$$

$$R_e = \frac{(15 \text{ m/s})(0.0669 \text{ m})(15.62 \text{ Kg/m}^3)}{1.19 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m-s}} = 1.31 \cdot 10^6$$

$$e/D = 0.00676$$

$$f = 0.0205$$

$$h_f = 0.202 \frac{(16.3 \text{ m})(15 \text{ m/s})^2}{(0.0669 \text{ m})(2)(9.81 \text{ m/s}^2)} = 56.4 \text{ m.}$$

$$\Delta P = (56.4 \text{ m})(15.62 \text{ Kg/m}^3)$$

$$\Delta P = 0.084 \text{ Kg/cm}^2$$

8.4.3.2 Caída de presión en las tuberías de descarga.

a) Tubería de baja presión

Longitud de tubería 2.20 m.

1 válvula 9.2 m.

2 codos de $90^\circ = 2(1.8)$ 3.6 m.

Longitud equivalente total 15.0 m.

$d_i = 5.405 \text{ cm.}$

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

$g = (9.81) \text{ m/s}^2$

$\mu(\theta_2 = 65 \text{ }^\circ\text{C}) = 0.013 \text{ Centipoises} = 1.3 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m-s}$

$$Re = \frac{(15 \text{ m/s})(0.05405 \text{ m})(13.3 \text{ Kg/m}^3)}{1.3 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m-s}} = 8.29 \cdot 10^5$$

$$e/D = 0.0078$$

$$f = 0.02107$$

$$h_f = 0.02107 \frac{(15 \text{ m})(15 \text{ m/s})^2}{(0.05405 \text{ m})(2)(9.81 \text{ m/s}^2)} = 67 \text{ m.}$$

$$\Delta P = (67 \text{ m})(13.3 \text{ Kg/m}^3)$$

$$\Delta P = 0.089 \text{ Kg/cm}^2$$

b) Tubería de alta presión.

Longitud de tubería 2.20 m.

Codo de 90° 1.2 m.

1 Valvula 5.8 m.

Longitud equivalente total 9.2 m.

$d_i = 0.06 \text{ m.}$

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

$g = 9.8 \text{ m/s}^2$

$\mu(\theta_5' = 82 \text{ }^\circ\text{C}) = 1.4 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m-s}$

$f(\theta_5' = 82 \text{ }^\circ\text{C}) = 50 \text{ Kg/m}^3$

$$Re = \frac{(15 \text{ m/s})(0.06 \text{ m})(50 \text{ Kg/m}^3)}{1.45 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m-s}} = 3.10 \cdot 10^6$$

$$e/D = 0.0014$$

$$f = 0.021$$

$$h_f = 0.021 \frac{(9.2 \text{ m})(15 \text{ m/s})^2}{(0.06)(2)(9.81 \text{ m/s}^2)} = 36.9 \text{ m.}$$

$$\Delta P = (36.9 \text{ m})(50 \text{ Kg/m}^3)$$

$$\Delta P = 0.184 \text{ Kg/cm}^2$$

8.4.3.3 Caída de presión en las tuberías de líquido.

Longitud de tubería	5.00 m.
1 recipiente	8.5 m
1 válvula de paso	8.5 m.
1 válvula solenoide	8.5 m.
4 codos de $90^\circ = 4(0.90)$	3.6 m.
3 accesorios de medición	0.40 m.
Longitud total equivalente	34.5 m.

$$d_i = 0.0279 \text{ m.}$$

$$V = 1 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0.0116 \text{ Centipoises} = 1.16 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m-s}$$

$$\rho = 1150.6 \text{ Kg/m}^3$$

$$Re = 2.76 \cdot 10^6$$

$$e/D = 0.0018$$

$$f = 0.0235$$

$$h_f = 1.49$$

$$\Delta P' = (1.49 \text{ m})(1150.6 \text{ Kg/m}^3) = 1714.8 \text{ Kg/m}^2$$

A éste último valor se le suma las pérdidas estáticas, según RAPIN (ref. 24) éstas pérdidas son alrededor de 0.119 Kg/cm^2 , por tanto:

$$\Delta P = 0.209 \text{ Kg/cm}^2$$

RESUMEN DE LAS CAIDAS DE PRESION EN LAS TUBERIAS DEL
REFRIGERANTE

- Aspiración de baja presión	0.051 Kg/cm ²
- Aspiración de alta presión	0.084 Kg/cm ²
- Descarga de baja presión	0.089 Kg/cm ²
- Descarga de alta presión	0.184 Kg/cm ²
- Tubería de líquido	0.290 Kg/cm ²

Veemos que éstos valores se encuentran en el rango recomendado.

8.4.3.3 Pérdidas en la tubería para el agua de enfriamiento y cálculo de la potencia para la bomba.

La velocidad del agua dentro de éstas tuberías para el caudal (36 m³/h) requerido para el condensador, según el ábaco (fig. 8.9) corresponde a una velocidad de 1.3 m/s.

Para determinar las pérdidas en ésta tubería, utilizamos el manual de refrigeración "TRANE" y según esquema 3, tenemos los siguientes valores:

- 4 codos de 90°	11.3 m.
- 2 válvulas de paso	60.3 m.
- Longitud de la tubería	10.0 m.
- Longitud equivalente	81.6 m.

$$Re = \frac{V D}{\mu} = \frac{(1.30)(0.095)}{7.6 \cdot 10^{-5}} = 1.57 \cdot 10^5$$

$$e/D = 0.0005$$

$$f = 0.027$$

$$h_f = 0.027 \frac{(81.6)(1.3)^2}{(0.095)(2)(9.81)} = 19.80 \text{ m.}$$

El cabezal total para determinar la Potencia de la bomba es:

$$h_p = h_f + h_t + h_{bt}$$

Donde:

h_f son las pérdidas por rozamiento = 19.80 m.

h_t es la altura de la Torre de Enfriamiento = 2 m.

h_{bt} la base de la Torre de Enfriamiento = 0.4 m.

Donde:

$$h_p = 22.4 \text{ m.}$$

La potencia se determina con la siguiente relación:

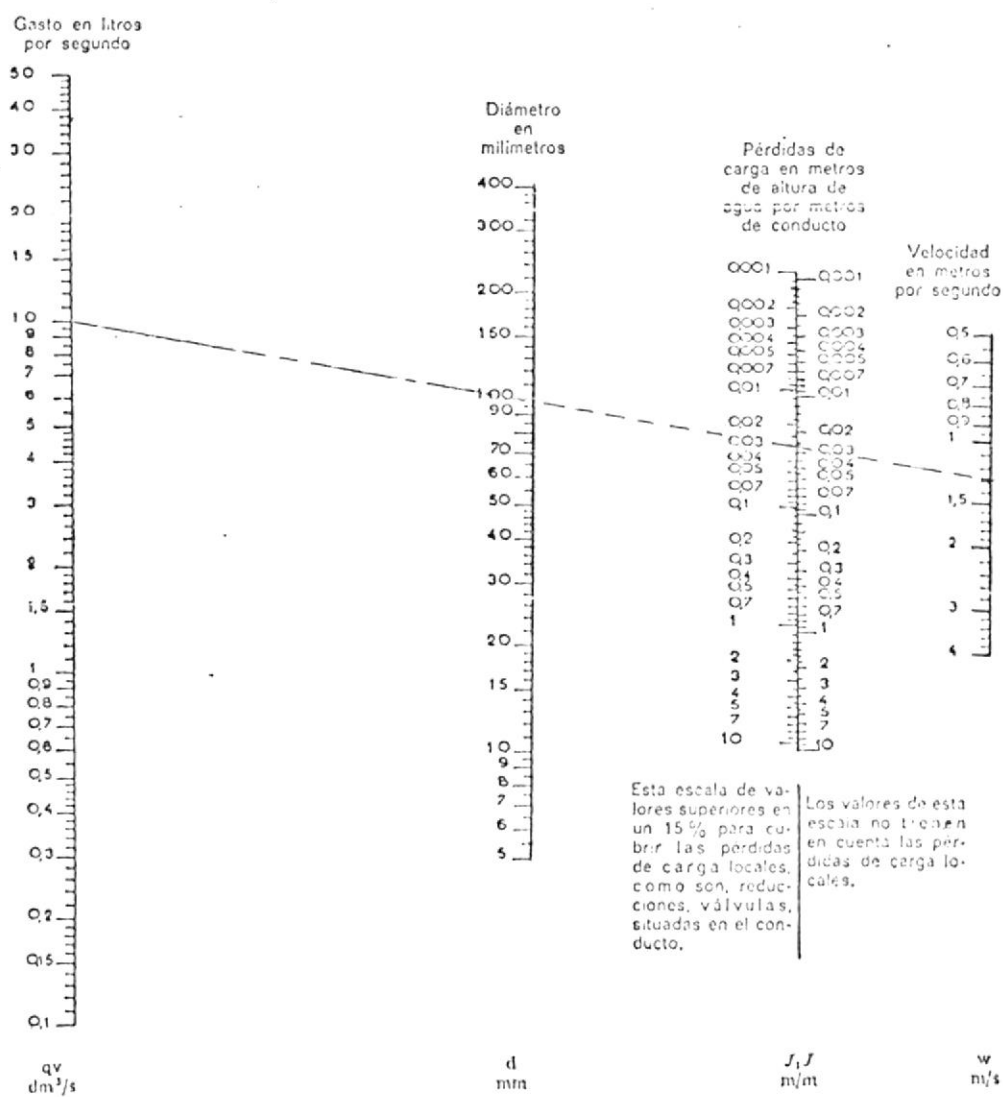
$$P_B = \frac{\dot{V}_k h_p}{270} \quad (\text{HP}) \quad (\text{Ref. 8})$$

$$P_B = \frac{(34 \text{ m}^3/\text{h})(22.4 \text{ m})}{270}$$

$$P_B = 3 \text{ Hp.}$$

FIG. 8.9

ABACO PARA EL CALCULO DE LOS CONDUCTOS DE AGUA



8.4.4 Aislamiento de Tuberías.- Para evitar pérdidas de energía calorífica y así obtener un correcto funcionamiento de las válvulas de expansión es necesario aislar las tuberías de aspiración para evitar un recalentamiento elevado.

El aislante seleccionado es el Poliuretano Expandido, siendo éste en el Ecuador el más usado debido a sus características (cap. 6) y la diversidad de formas existentes.

Es fundamental determinar el espesor mínimo del aislante y de esta manera evitar la condensación en la parte exterior, por tanto la temperatura exterior del refrigerante será mayor que la del punto de rocío correspondiente a la temperatura y humedad relativa del aire que rodea la tubería.

Una manera de impedir que la humedad penetre en el aislante es colocar una barrera antivapor que podría ser papel de aluminio, por ejemplo.

Para determinar el espesor mínimo del aislante utilizamos el nomograma de la fig. 8.10.

Tubería de aspiración en la etapa de baja presión.-

d_n = Diámetro nominal = 8.95 cm (3 1/2").

θ_{13} = Temperatura del refrigerante = - 13 °C

ψ = Humedad relativa = 77 %

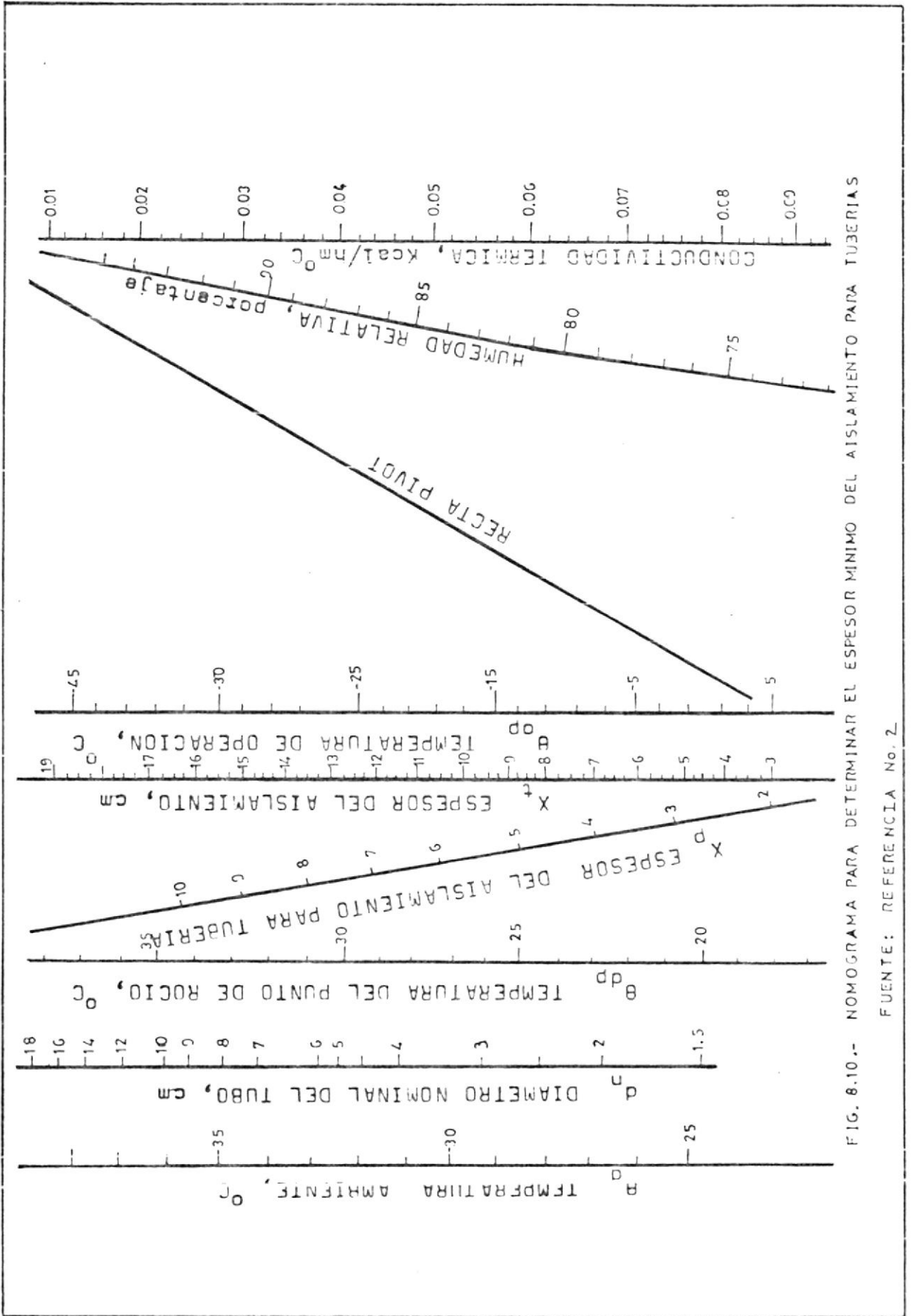


FIG. 8.10.- NOMOGRAMA PARA DETERMINAR EL ESPESOR MINIMO DEL AISLAMIENTO PARA TUBERIAS

FUENTE: REFERENCIA No. 2.

$\theta_a =$ Temperatura ambiente = 32 °C

$\lambda =$ Coeficiente de transferencia de calor del aislante = 0.02 Kcal/hm °C.

$e =$ Espesor = 2.5 cm.

Tubería de aspiración en la etapa de alta presión.

$d_n =$ 6.03 cm.

$\theta_4 =$ -2 °C

$e =$ 1.8 cm.

El espesor del aislante en la tubería de líquido refrigerante es el mismo que en la aspiración de baja presión, es decir 2.5 cm. siendo éste aceptable en la práctica, (Ref. 8)

SELECCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Para seleccionar la torre de enfriamiento se tendrá presente el caudal del agua que circula por el condensador más una pequeña cantidad para el enfriamiento de los compresores.

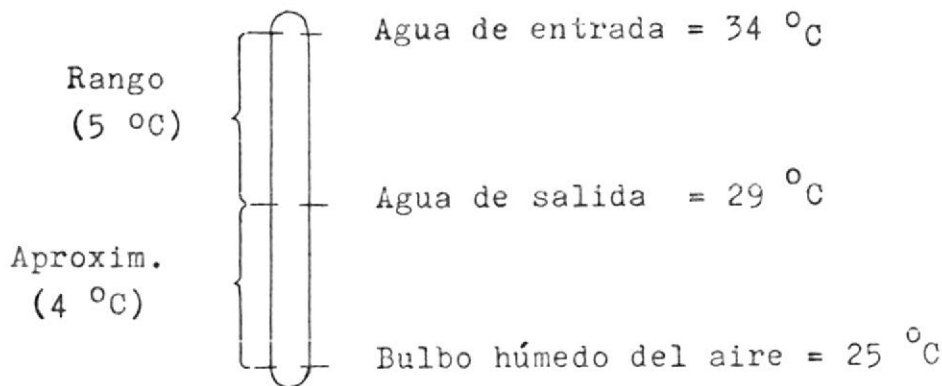
La cantidad total de agua requerida y que se va a enfriar en la torre de enfriamiento es aproximadamente:

$$\dot{V}_{TE} = 40 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Para determinar la carga total de la torre de enfriamiento se tendrá presente los siguientes factores:

- Temperatura del agua a la entrada = 34 °C
- Temperatura del agua a la salida = 29 °C
- Salto térmico (rango) = 5 °C
- Temperatura del bulbo húmedo = 25 °C (+)
- Aproximación del bulbo húmedo = 4 °C.

Los valores del rango y de la aproximación se indican en el gráfico siguiente:



La carga de enfriamiento según los fabricantes de la marca BALTIMORE A V N - LINE (Boletín 215 NM de 1771) se calcula por la siguiente ecuación:

$$Q_{TE} = \dot{V}_{TE} \cdot \text{rango} \cdot 1000$$

Siendo:

$$Q_{TE} = \text{Carga total de la torre de enfriamiento en } K_{cal}/h.$$

(+) Se ha tomado un valor promedio con relación a la variación de temperatura exterior de Guayaquil en las 24 horas (EMPRESA DELFINI CIA LTDA).

$$\dot{V}_{TE} = \text{Caudal de agua en m}^3/\text{h}$$

Por tanto:

$$Q_{TE} = (40 \text{ m}^3/\text{h})(5 \text{ }^\circ\text{C})(1000) = 200000 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{h}.$$

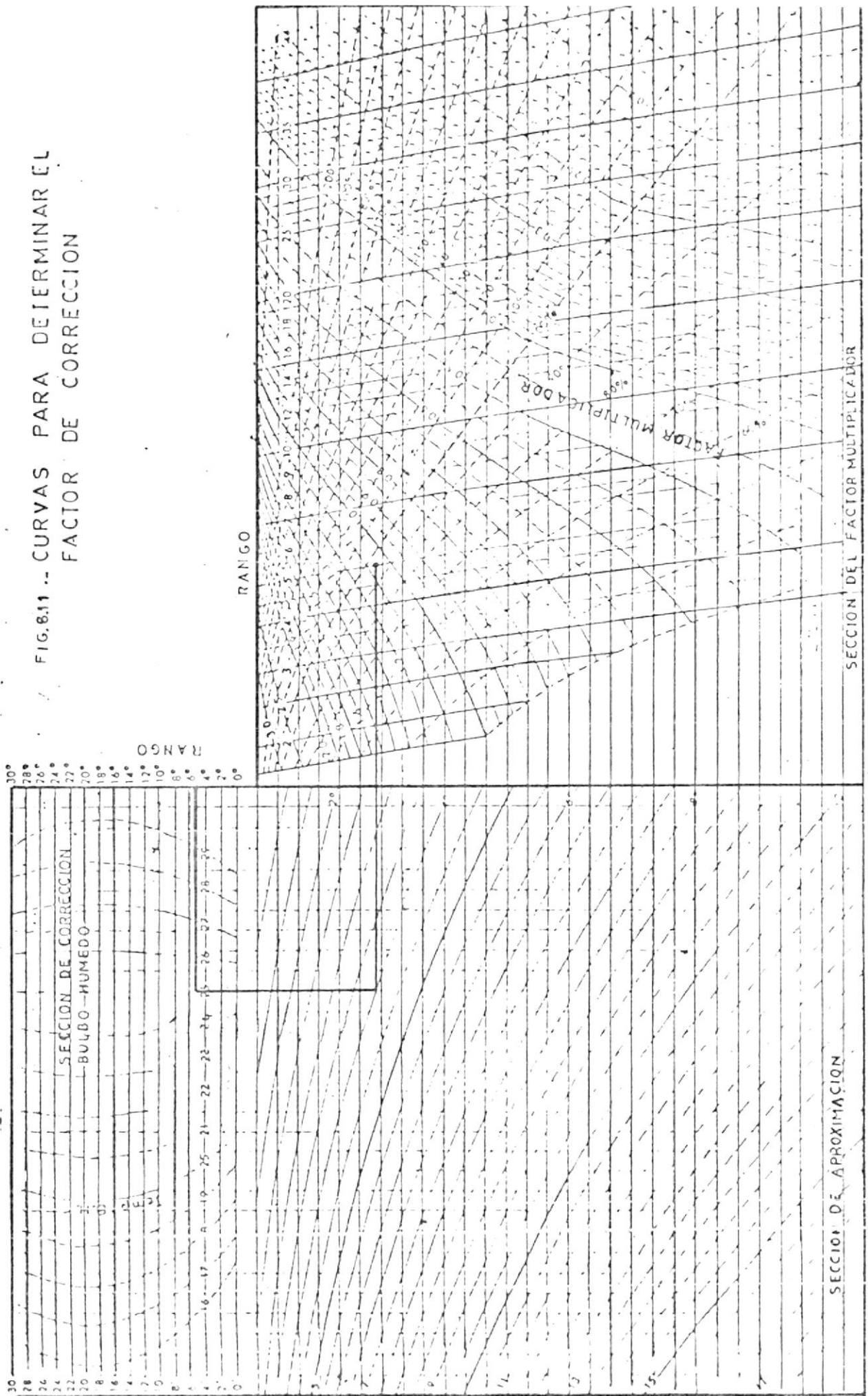
A éste valor tenemos que multiplicar por un factor de corrección. Este valor depende de la casa fabricante, para nuestro caso utilizaremos la de VN - LINE (figura 8.11), siendo igual a 1.08.

$$Q_{TE} = (200000)(1.08) = 216000 \text{ K}_{\text{cal}}/\text{h}.$$

Con éste valor y según figura 8.12 , la torre seleccionada tiene las siguientes características:

- Marca: BALTIMORE AIRCOIL (BAC)
- Modelo: VNT - 60
- Peso (parado) = 890 Kilos
- Peso (funcionando) = 1120 Kilos
- Dimensiones: ancho=889 mm, alto=2048 mm, largo = 2737 mm.
- Flujo de aire = 26180 m³/h
- Caballo de fuerza del motor del ventilador 7.5 HP.

FIG. 8.11 -- CURVAS PARA DETERMINAR EL FACTOR DE CORRECCION



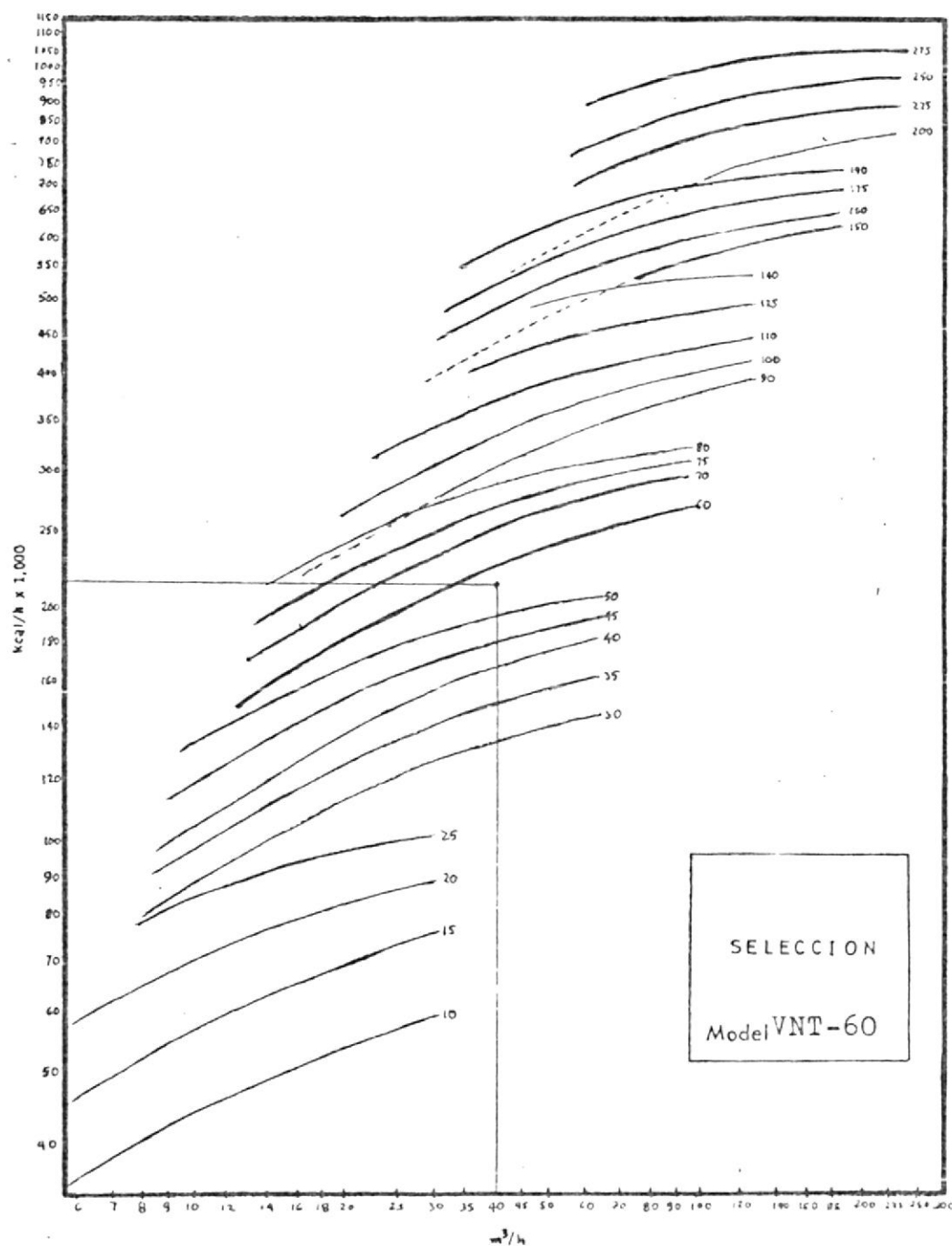


FIG. 8.12

SELECCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

C A P I T U L O 9

SELECCION DE LOS DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICO

9.1 GENERALIDADES.

El objetivo primordial para un buen funcionamiento de la instalación frigorífica es la incorporación de varios accesorios automáticos. Estos tienen varias funciones a saber:

- Alimentar al evaporador con la cantidad suficiente y necesaria de refrigerante.
- Obtener la temperatura en el congelador a un rango aceptable.
- Mantener la presión en el condensador dentro de los límites permitidos.
- Regular las presiones y temperaturas en distintos puntos del sistema para que estas alcancen el nivel deseado.

Todos estos componentes permiten entonces:

- Funcionamiento totalmente estable en la instalación dentro de unos límites de necesidades muy amplias y varia

das.

- Un flujo de refrigerante constante por el evaporador e vitando la acumulación de aceite.
- Un adecuado rendimiento de los componentes mecánicos y eléctricos.
- Un amplio margen de seguridad en el funcionamiento de la instalación.

9.2 SELECCION DE LOS DISPOSITIVOS.

9.2.1 Dispositivos de Expansión. - El objetivo de los dispositivos de expansión es reducir las presiones del líquido refrigerante y regular el paso de dichos flúidos al evaporador.

Los aparatos de expansión más comunmente utilizados son:

- Tubos capilares
- Válvula de expansión Automáticas (de Presión constante).
- Válvulas con Flotadores de alta y baja presión
- Válvula de expansión termostática.

9.2.1.1 Tubos Capilares. - Son frecuentemente utilizados en instalaciones de pequeña potencia, donde existen eva

poradores con una variación de carga muy pequeña.

El caudal del tubo capilar y el carácter con que se alimenta al evaporador dependen de varios factores lejanos a la variación de carga por lo que no se pueden ajustar a dichas variaciones:

Los tubos capilares como tales, no se utilizarán en ésta instalación.

9.2.1.2 Válvula de Expansión Automática.- Las válvulas de expansión automática tienen como finalidad alimentar automáticamente flúido refrigerante al evaporador de acuerdo a las necesidades. Esta válvula funciona para mantener una presión constante en el evaporador y por lo tanto su temperatura constante, es así: que cuando la presión desciende por debajo del punto de control, la válvula se abre más y cuando sube se cierra parcialmente.

Estas válvulas no permiten alimentar convenientemente al evaporador con carga frigorífica variable, por lo que no se puede asegurar una disminución rápida de temperatura dentro del evaporador, por lo que es recomendable solo en instalaciones de pequeña potencia.

Debido entonces a éstos inconvenientes descartamos

el uso de estas válvulas de expansión en ésta instalación.

9.2.1.3 Válvulas de Flotador.- Existen dos tipos de válvulas Flotador, la una es con Flotador de Alta Presión y la otra con Flotador de Baja Presión.

El objetivo de éstas válvulas es alimentar automáticamente el fluido refrigerante al evaporador de acuerdo a las necesidades controlando el nivel del fluido en recipientes, así como por ejemplo en el acumulador de líquido (Flotador de Alta Presión) y en la botella separadora de líquido (Flotador de Baja Presión).

Este tipo de válvulas son utilizadas en potencias elevadas, pero en nuestro caso no la usaremos, pues las válvulas seleccionadas serán del tipo de válvulas de Expansión Termostática.

9.2.1.4 Válvulas de Expansión Termostática.- La finalidad de estas válvulas es regular el caudal del fluido refrigerante al evaporador, así como el recalentamiento a la salida del evaporador.

Existen dos tipos de válvulas de Expansión Termostáticas, siendo éstas:

- Válvulas de Expansión Termostática con equilibrador interno de presión y

- Válvulas de Expansión Termostática con equilibrador externo de presión.

Válvulas de Expansión Termostática con Equilibrador Interno de Presión.- Estas válvulas permiten asegurar la máxima alimentación al evaporador cualquiera que sean las condiciones de funcionamiento de la máquina, asegurando un constante recalentamiento de los vapores descargados del evaporador.

Las válvulas de este tipo constan de un bulbo palpador que contienen refrigerante (generalmente el mismo del circuito) llamado fluido de potencia, este palpador se coloca a la salida del evaporador con la finalidad de captar la temperatura en este lugar.

En este tipo de válvulas la presión de inyección actúa directamente bajo la acción del fuelle.

Cuando la temperatura a la salida del evaporador aumenta, aumenta también la temperatura del bulbo, lo que aumenta a su vez la presión sobre el diafragma haciendo que la válvula se abra dando mayor paso al

fluido y lo contrario si la temperatura del diafragma disminuye la válvula se cierra reduciendo el paso del fluido.

La diferencia de temperatura entre el evaporador y el bulbo debe ser aproximadamente de 7°C y de ser posible se ha de mantener constante.

La figura 9.1 indica en forma esquemática este tipo de válvulas.

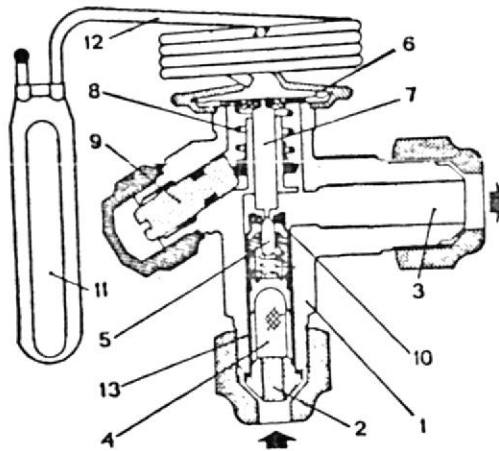


Figura 9.1.- Válvula de expansión termostática con equilibrado interno de presión: 1. Cuerpo de la válvula; 2. Racor de entrada; 3. Racor de salida; 4. Filtro de líquido; 5. Punzón; 6. Membrana; 7. Vástago deslizante; 8. Resorte de regulación; 9. Tornillo de regulación; 10. Asiento del punzón; 11. Bulbo; 12. Tubo capilar de unión a la válvula; 13. Conjunto de punzón y asiento del punzón.

FUENTE: Instalaciones Frigoríficas por, Pierre J. Rapin.

Válvula de Expansión Termostática con Equilibrador Externo de Presión.- Las válvulas de expansión termostáticas con equilibrador interno presenta ciertos inconvenientes especialmente cuando el evaporador tiene una pérdida de carga no despreciable, entonces para contrarrestar éstos inconvenientes y obtener una buena alimentación del evaporador se utiliza la válvula de expansión termostática con equilibrador externo de presión.

El funcionamiento y la concepción general de ésta válvula es semejante al de la válvula con equilibrador interno, no obstante existen dos particularidades (fig. 9.2 y fig. 9.3) propias de éstas que son:

- El paso en el vástago que une el fuelle con el punzón debe ser estanco por medio de prensaestopas.
- La presión obtenida a la salida del evaporador llega hasta la válvula de expansión por medio de un tubo especialmente previsto a este efecto, conducido hasta debajo de la membrana (o el fuelle) por el racor especial colocado sobre el cuerpo de la válvula de expansión.

Estas válvulas exigen que:

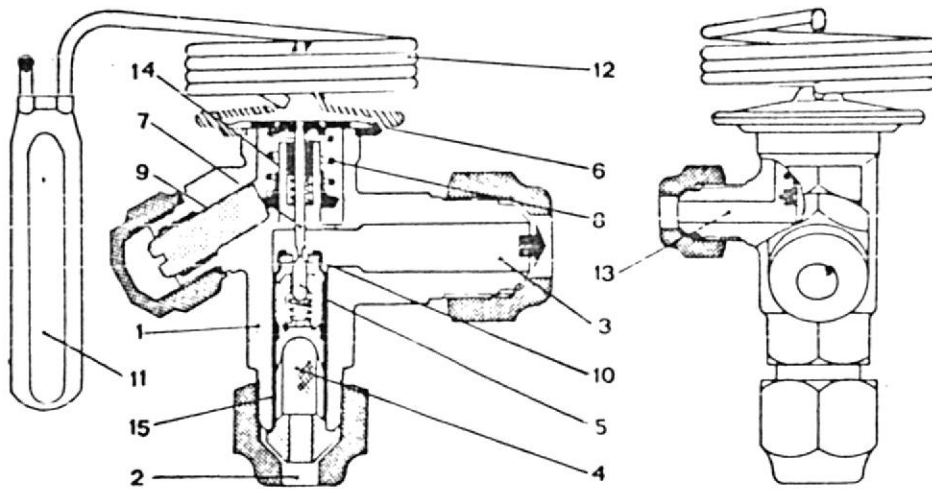


Figura 9,3.- Válvula de expansión termostática con equilibrador exterior de presión: 1. Cuerpo de la válvula; 2. Racor de entrada; 3. Racor de salida; 4. Filtro de líquido; 5. Punzón; 6. Membrana; 7. Vástago deslizante; 8. Resorte de regulación; 9. Tornillo de regulación; 10. Asiento del punzón; 11. Bulbo; 12. Capilar de unión; 13. Racor del equilibrador exterior de presión; 14. Prensaestopas del vástago; 15. Conjunto inferior punzón-asiento.

FUENTE: Instalaciones Frigoríficas, segundo tomo
Por: P. J. Rapin.

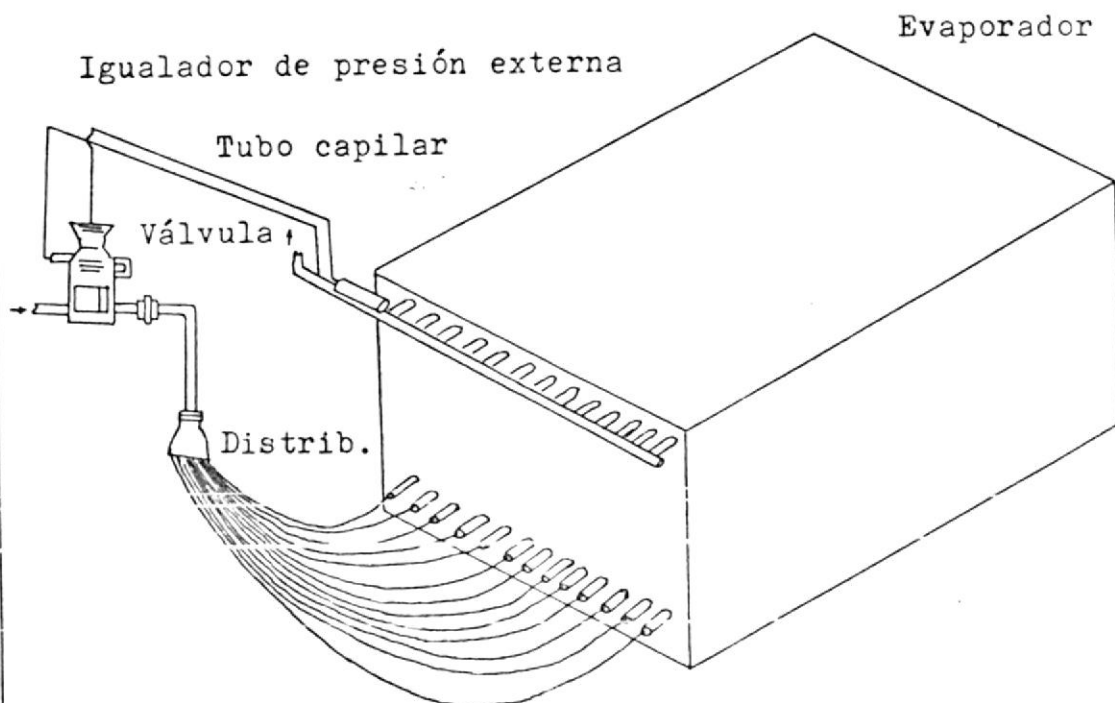


FIG.9.3.-CONEXION DE LA VALVULA DE EXPANSION CON EL EVAPORADOR

- La toma de presión debe hacerse de forma que no se arrastre líquido o aceite hacia la cabeza de la válvula de expansión.
- La conexión del equilibrador externo debe efectuarse de igual forma aunque el evaporador no presente pérdidas de presión apreciables.

Las fuerzas ejercidas en una Válvula Termostática se indican en la figura 9.4.

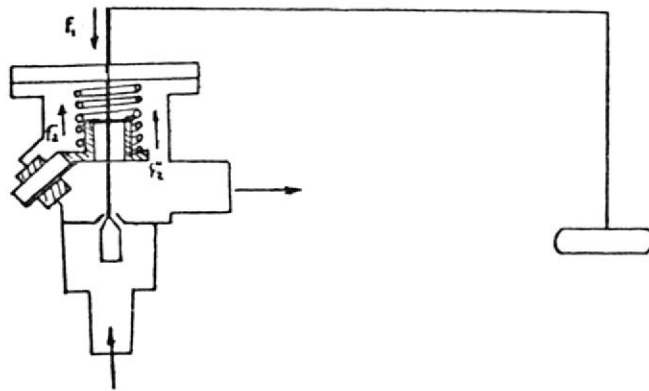


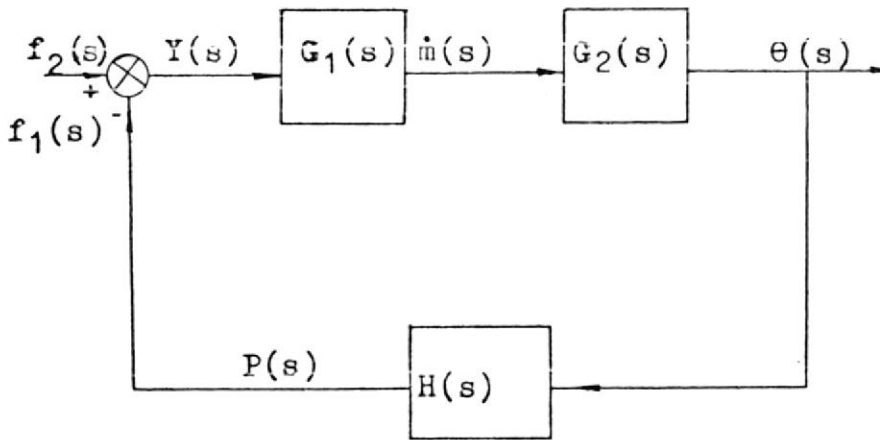
FIGURA 9.4.- Fuerzas ejercidas en la Válvula Termostática

El control de la válvula termostática se puede representar en bloques, figura 9.5.

f_2 = Fuerza de referencia en la válvula ejercida por el resorte y el evaporador.

f_1 = Fuerza debido a la presión que ejerce el bulbo.

FIG.9.5.- Representación en bloques de la Válvula Termostática.



$Y(s)$ = Desplazamiento del punzón

$\dot{m}(s)$ = Flujo másico del refrigerante

$\theta(s)$ = Temperatura a la salida del evaporador

$G_1(s)$ = Elemento de control que permite el paso de un flujo másico \dot{m} de acuerdo a la abertura Y

$$G_1(s) = \frac{\dot{m}(s)}{Y(s)}$$

$G_2(s)$ = Elemento de control que da una señal de temperatura de acuerdo al flujo másico.

$$G_2(s) = \frac{\theta(s)}{\dot{m}(s)}$$

$H(s)$ = Elemento de retroalimentación que de acuerdo a la temperatura θ da una señal de presión.

Esta presión se transforma en fuerza que actúa sobre el diafragma de la válvula, controlando a su vez la abertura Y que regula el flujo másico necesario para el sistema.

$$H(s) = \frac{P(s)}{\theta(s)}$$

El diagrama de bloques (Fig. 9.5) se puede simplificar y se obtiene el siguiente diagrama de operación.

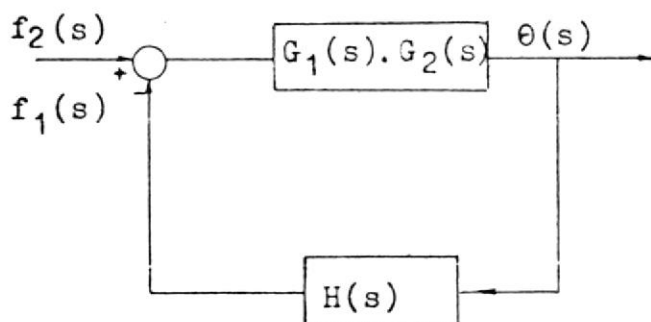


FIG.9.6.- Diagrama de Operación de la Válvula Termotática.

Siendo:

$$G_0(s) = G_1(s) \cdot G_2(s)$$

$$H_0(s) = H(s)$$

La función de transferencia será:

$$\frac{\theta(s)}{f_2(s)} = \frac{G_0}{1 + H_0 G_0}$$

En ésta instalación la válvula de expansión seleccionada tendrá las siguientes características:

- Marca: DANFOSS
- Tipo : TEX 20 - 30
- Capacidad 90000 K_{cal}/h
- Refrigerante R-22
- Presión de prueba máxima 28 atm
- Temperatura máxima del bulbo 80 °C
- Número 68 B 2020

También se utilizaran en ésta instalación dos válvulas de expansión termostáticas adicionales R₂ y R₃.

La válvula R₂ (ver diagrama general de control automático) tiene como finalidad disminuir la temperatura y por ende la presión del fluido líquido donde se inyecta al intercambiador EN₂ para lograr un subenfriamiento del fluido y al mismo tiempo disminuir la temperatura del vapor procedente del compresor de baja presión.

El caudal másico a circular por ésta válvula será:

$$\dot{m}_{R2} = \frac{\dot{Q}_{EN_2}}{H_9 - H_6}$$

Donde:

\dot{Q}_{EN_2} es calculada en 10.6 e igual a 20854K_{cal}/h. y

H₉ - H₆ en el capítulo 7 (diagrama entalpico).

$$\dot{m}_{R2} = \frac{20854 \text{ Kcal/h}}{(148.93 - 110.1) \text{ Kcal/Kg}}$$

$$\dot{m}_{R2} = 537 \text{ Kg/h.}$$

La válvula R_2 seleccionada tendrá las siguientes características:

- Marca: DANFOSS
- Tipo : $T_5 - TE_5$
- Refrigerante R-22
- Capacidad 22500 Kcal/h.
- Número 68B2106
- Máxima presión de prueba 28 atm
- Máxima temperatura de prueba 80 °C.

La válvula R_3 expansiona una parte del líquido proveniente del condensador hacia la botella de líquido B_2 (botella de aspiración) con la finalidad de acelerar la revaporización (cap. 10).

El caudal másico a circular por R_3 es:

$$\dot{m}_{R3} = \dot{m}_{AP} - \dot{m}_{BP} - \dot{m}_{R2}$$

$$\dot{m}_{R3} = 2853 - 1857 - 537 = 459 \text{ Kg/h.}$$

La cantidad de calor aportada a la botella de líquido B_2 es entonces:

$$\dot{Q}_{B_2} = \dot{m}_{R3}(H_4 - H_7) = 17960 \text{ Kcal/h.}$$

Las características de la válvula R₃ seleccionada es:

- Marca DANFOSS
- Tipo T5 - TE5
- Refrigerante R-22
- Máxima presión de prueba . 28 atm
- Capacidad 22500 K_{cal}/h
- Número 68B2106

9.2.2 Presostatos. - De acuerdo a sus funciones los presostatos se dividen en:

- Presostatos de Baja Presión
- Presostatos de Alta Presión
- Presostatos Combinados
- Presostato Diferencial de Aceite.

Presostato de Baja Presión. - Es utilizado como aparato de regulador de marcha y como aparato de protección.

Regula la marcha de acuerdo a la presión de evaporación del fluido refrigerante regulando indirectamente la temperatura dentro del congelador.

Detiene al compresor, cuando la presión de aspiración desciende fuera de lo normal, lo que podría ocasionar un trabajo en vacío y a veces la succión del aceite del cárter dejando sin lubricación.

Presostato de Alta Presión. - Se utiliza unicamente como aparato de protección, es así; que en un aumento anormal de presión de descarga produce la detención del

compresor actuando sobre el contacto de mando del motor. Estos aparatos son colocados a la descarga del compresor.

Presostato Combinado.- Con la finalidad de simplificar los circuitos eléctricos los Presostatos de Alta y de Baja Presión se pueden resumir en una misma caja. El objetivo de cada uno de éstos presostatos es idéntico a los anteriores que funcionan separadamente.

Debido a las ventajas que presentan, en éste sistema seleccionaremos Presostatos Combinados (Fig.9.7) y tendrán las siguientes características:

- Para el compresor de Baja Presión:

Marca DANFOSS
 Tipo M P 15
 Conexión de Entrada M 10 . 0.75
 Presión de prueba máx.baja pres. 16 atm.
 Presión de prueba máx.alta pres. 32 atm.
 Caja IP 33 según DIN 40050

- Para el compresor de Alta Presión:

Marca DANFOSS
 Tipo M P 15
 Temperatura ambiente .. 40 a 60 °C.
 Presión de prueba máxima baja pres. 16 atm.
 Presión de prueba máxima alta pres. 32 atm.
 Caja IP 33 según DIN 40050

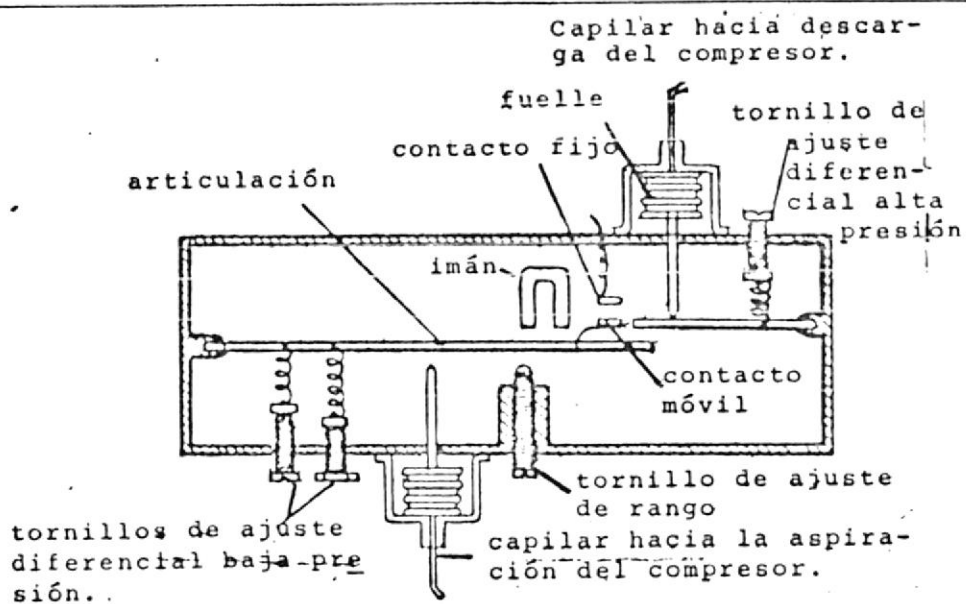


Fig. 9.7 - Esquema de Presostato combinado de alta y baja presión (PCABP).

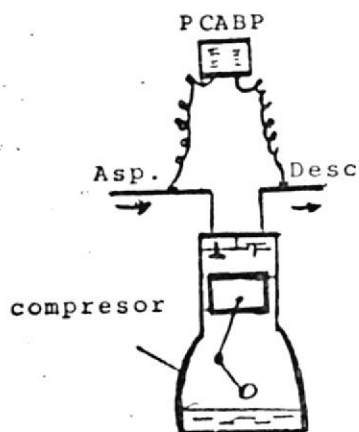


Fig.9.7.1- Disposición del Presostato PCABP con respecto al compresor.

FUENTE: Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros, Por: Ing. Angel Vargas

Presostato Diferencial de Aceite.- Estos aparatos aseguran la lubricación correcta de los órganos del compresor. Cuando la lubricación es defectuosa, es decir, cuando la diferencia de presión entre el cárter y la bomba de aceite es inferior a la presión de trabajo del sistema de lubricación produce la parada del compresor.

En éste caso seleccionaremos dos presostatos diferenciales de aceite, uno en el compresor de baja y otro en el de alta, teniendo las sgtes. características:

- Marca DANFOSS
- Tipo R 260 A
- Diferencia de contacto .. 0.3 atm
- Presión diferencial(escala) 0.5 a 4 atm.
- Presión máxima en el fuelle 25 atm
- Refrigerante R 22
- Caja Según DIN 40050 -- IP66
- Red de alimentación 6 - 14mm.de diámetro.

9.2.3 Termostato.- Es necesario utilizar un termostato para detectar la temperatura del agua en la torre de enfriamiento.

Este se encuentra acoplado a los ventiladores por medio de un sistema eléctrico. Estas válvulas permiten que la temperatura del agua se encuentre entre un rango previamente fijado.

Las válvulas seleccionadas tienen las siguientes ca-

racterísticas:

- Marca	DANFOSS
- Tipo	MP66
- Código	60 L 0110
- Rango de regulación	10 - 45 °C
- Voltaje	AC., 380 V

9.2.4 Válvula Presostática de Agua.-Estas válvulas (Fig.9.8)

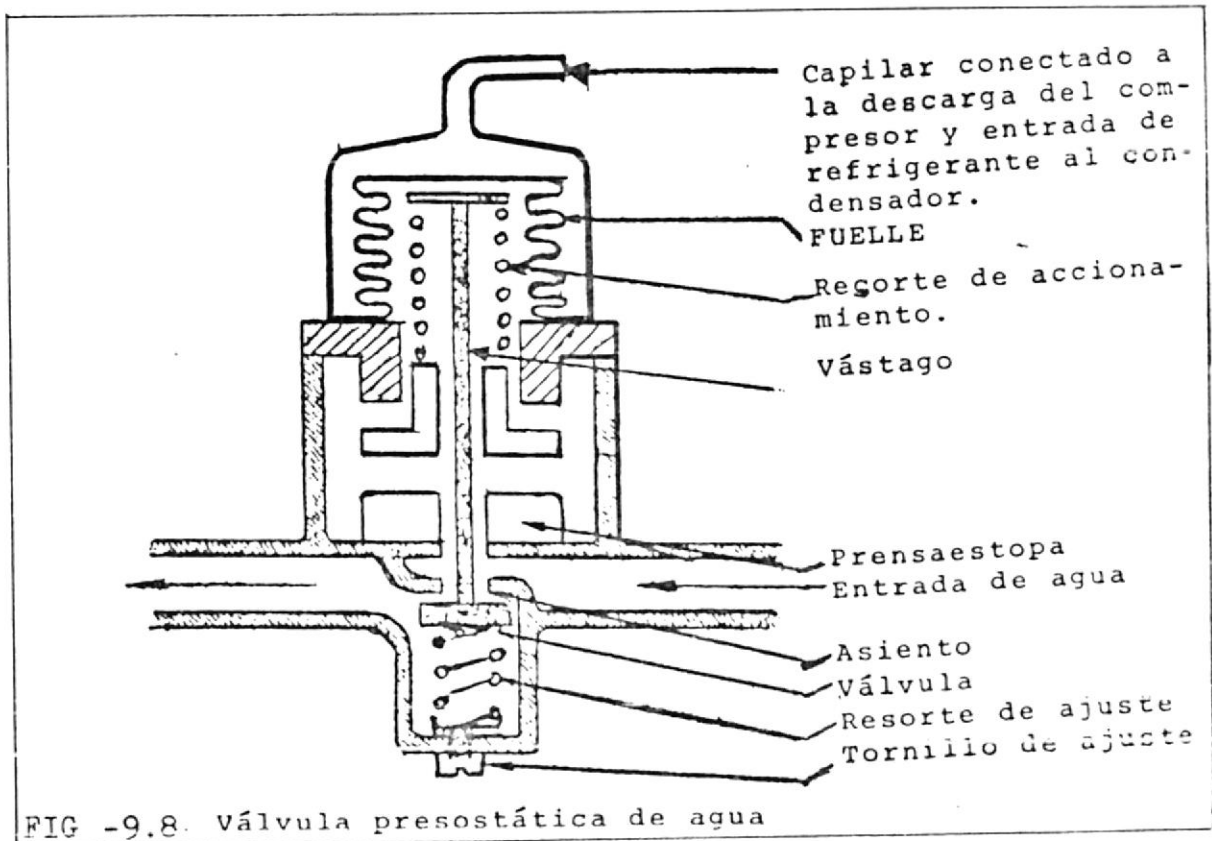
son instaladas en las tuberías de entrada del agua al condensador y tiene como finalidad regular la entrada del agua de acuerdo a la presión de condensación del refrigerante.

Un aumento en la presión de condensación tiende a comprimir el fuelle y abrir la válvula contra la tensión del resorte, aumentando así el paso del agua a través del condensador. Una disminución de la presión de condensación, en cambio tenderá a cerrar la válvula y por lo tanto a disminuir el caudal de agua en el condensador.

Cuando el compresor se detiene, la válvula de agua permanece abierta y el agua continúa circulando a través del condensador hasta que la presión en el condensador se reduce a un cierto mínimo predeterminado, cerrando se entonces la válvula completamente y cortando así el paso de agua, cuando el compresor se pone nuevamente en servicio, la válvula permanece cerrada hasta que la presión en el condensador vence la presión de abertura de la válvula, abriéndose así esta y permi-tiendo otra vez el paso de agua por el condensador. La válvula presostática de agua seleccionada tendrá

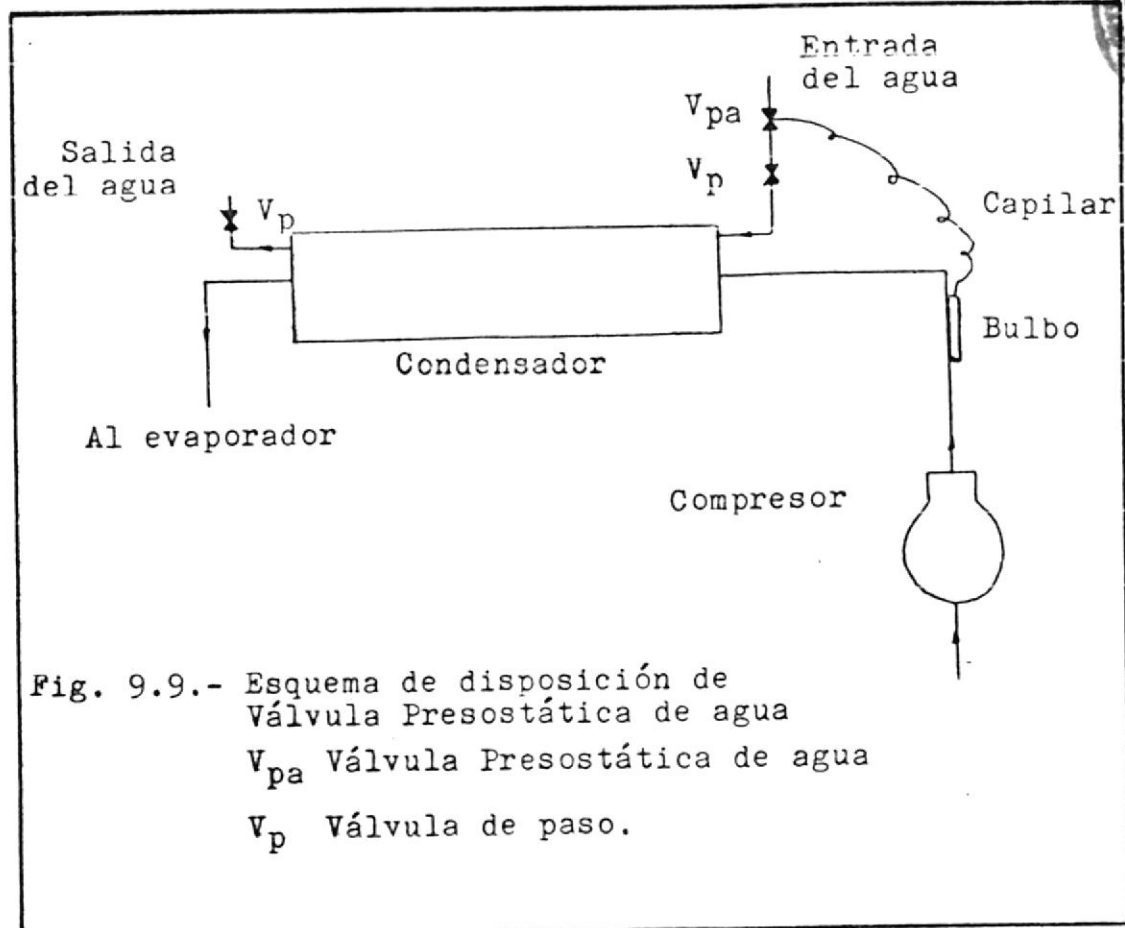
las siguientes características:

- Tipo WVS 100
- Diferencial de presión 0.25 - 4 Kg/cm²
- El fuelle no ha de exponerse a presión de condensación superior a 26.5 Kg/cm², y la presión del agua no ha de superar 16 Kg/cm². La Válvula esta ajustada en fábrica para que empiece a abrirse para una presión de condensación de 6 Kg/cm².
- Pueden ajustarse durante el período de funcionamiento hasta que, en las condiciones de funcionamiento normales, suministre el volumen de agua necesario para mantener la presión de condensación deseada.



FUENTE: "Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros"

POR. Ing. Angel Vargas Z.



9.2.5 Válvulas Electromagnéticas.- Estas válvulas llamadas también SOLENOIDES, permanecen abiertas cuando circula corriente por su bobina y cerradas al cesar la corriente.

Existen dos tipos de válvulas solenoides la una de acción directa y las otras operadas por piloto.

La válvula de acción directa se usa para tuberías de diámetro inferior a 50mm. y su funcionamiento se basa en la energía eléctrica que reciba del sistema, la cual

hace que se cree un campo magnético en la bobina y atrae al núcleo hacia arriba (Fig. 9.10) para dar paso al refrigerante en estado líquido y esta válvula cierra cuando se encuentra sin corriente eléctrica, es decir que ésta válvula actúa en dos posiciones: abierta o cerrada. (ON - OFF).

Las operadas por piloto trabajan en combinación con una válvula principal de manera que abren o cierran esta válvula haciendo las veces de piloto.

Frecuentemente son instaladas en las tuberías de líquido, antes de la válvula de expansión termostática, como también en la tubería de aspiración detrás del evaporador.

La válvula solenoide en la tubería de líquido asegura un suministro continuo de fluido refrigerante al evaporador, porque el bulbo de la válvula de regulación térmica actúa más lentamente frente a las oscilaciones de temperatura del congelador y una válvula de expansión tampoco cierra herméticamente después de un servicio prolongado.

La válvula magnética en la tubería de aspiración interrumpe inmediatamente la producción de frío en el evaporador cuando el termostático ha alcanzado la tempe-

ratura fijada en el congelador.

En nuestro caso utilizaremos tres válvulas solenoides, la una antes de la válvula de expansión termostática y las otras dos a la entrada de los compresores.

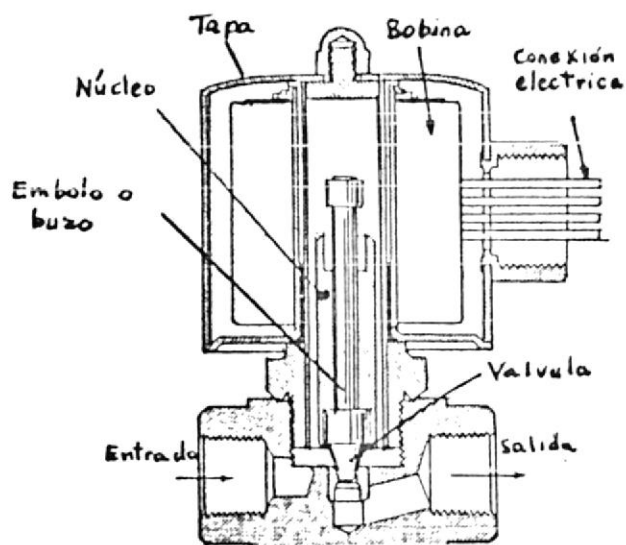
Las características de las válvulas seleccionadas son las siguientes:

- En la tubería de líquido:

- . Marca DANFOSS
- . Tipo EUJ - 2
- . Presión de prueba máxima permisible +10a - 15%
- . Se encuentra localizada a 0.3m de la válvula de expansión termostática.

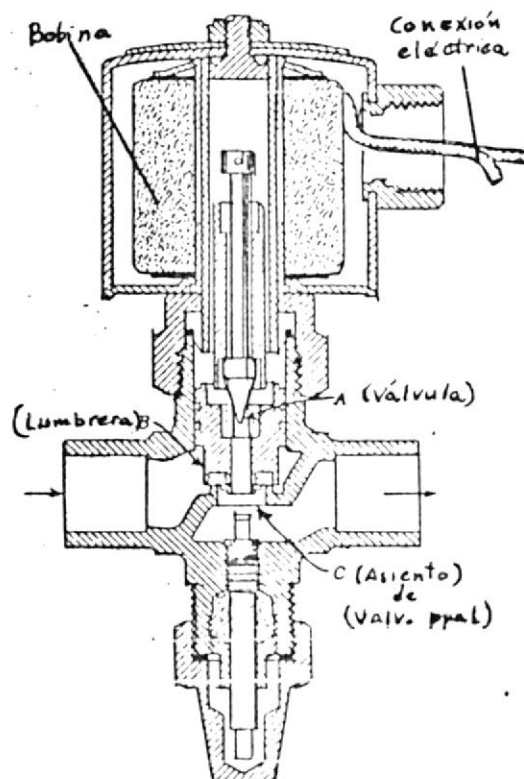
- En la tubería de aspiración:

- . Marca DANFOSS
- . Tipo EUSA 25
- . Temperatura media - 60a + 50 °C.
- . Temperatura ambiente - 5 a 60 °C.
- . Máxima presión de prueba 34 atm.
- . Presión diferencial mínimo 0 atm.
- . Presión diferencial máxima 17.5atm(Corriente alt)
- . Presión diferencial máxima 15 atm(Corr.contínua)
- . Variación de tensión y frecuencia admisible \pm 10%
- . Rendimiento de la bobina 22 W.
- . Caja IP67 según DIN 40050.



9.10 - Válvula de solenoide pequeña de acción directa

FUENTE: Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros, Por: Ing. Angel Vargas.



9.11-Válvula solenoide con servomando

FUENTE: Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros, Por: Ing. Angel Vargas.

C A P I T U L O 10

SELECCION DE LOS EQUIPOS AUXILIARES DE LA INSTALACION FRIGORIFICA

Con el fin de conseguir que la instalación sea apta a nuestros requerimientos será necesario añadir entre los aparatos principales (compresor, condensador, válvula de expansión y evaporadores): otros llamados auxiliares, entre estos tenemos la botella de líquido, separadores de aceite, visores, deshidratadores, cambiadores de calor, botella de aspiración, etc. Estos dispositivos serán seleccionados de acuerdo a nuestras necesidades.

10.1 BOTELLA DE LIQUIDO.

Se conoce también a estos recipientes como botella acumuladora o depósito.

El objetivo de estos recipientes es acumular el refrigerante líquido proveniente del condensador y controlar la cantidad de refrigerante existente en el sistema.

Los recipientes de líquido industriales están compuestos

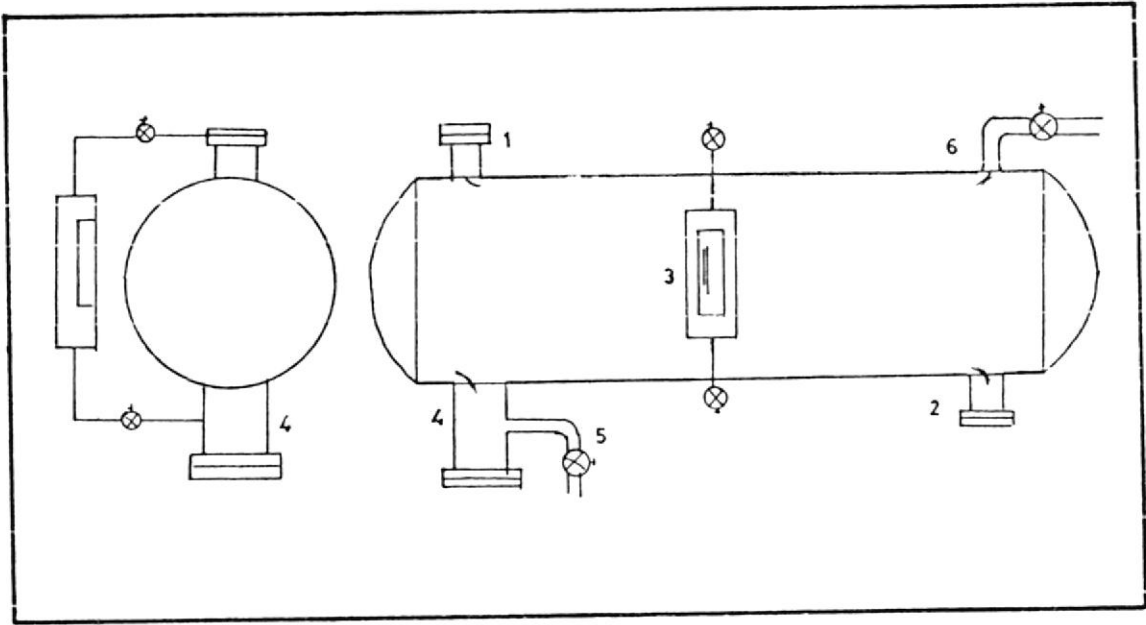


FIG. 10.1.- BOTELLA DE LIQUIDO

FUENTE: INSTALACIONES FRIGORIFICAS, PIERRE RAPIN

por las siguientes partes, ver figura 10.1:

- 1.- Entrada del condensado
- 2.- Salida del condensado
- 3.- Visor
- 4.- Receptáculo decantador del aceite
- 5.- Purga de aceite
- 6.- Purga de gases no condensables.

Para seleccionar este recipiente encontramos primeramente el volumen total de refrigerante necesario en el circuito frigorífico, siendo 0.27m^3 (10.29 pies³). Para este volumen el recipiente recomendado por TRANE tiene las siguientes características:

- Modelo RH 16 x 104
- Tamaño 11,09 ft³
- Carga de operación = 63 lbs.
- Capacidad de alimentación:
 - 80% = 625 lbs. = 284 Kg.
 - 100% = 782 lbs. = 355 Kg.

10.2 Separador de Aceite.- El objetivo de los separadores se puede dividir en tres puntos:

- a.- Mantener un nivel de aceite conveniente en el carácter del compresor y lograr una buena lubricación en los órganos de movimiento.
- b.- Impedir la acumulación del aceite en algunos lugares de la instalación, principalmente: en los puntos de baja temperatura, como es el caso de los evaporadores, aquí: el aceite llega a ocupar una parte del volumen con la consiguiente reducción de la superficie útil.
- c.- Mantener una reducida concentración de aceite con el refrigerante, la forma de lograr esta separación es producir cambios bruscos de la velocidad o por medio de choques sobre las paredes. A esto se agrega para una mayor separación, un enfriamiento de los vapores aumentando la viscosidad del aceite,

este enfriamiento se logra por circulación de agua en la camisa que rodea al separador para el caso del amoníaco y por aire al tratarse de refrigerantes halogenados como es nuestro caso.

Los separadores de aceite son recipientes cilindricos con chapas de acero o fundición y en cuya sección la velocidad de los gases no son mayores que 0.4 a 0.5 m/s. (R. J. Rapin, Ref. 24).

El separador de aceite esta constituido (por figura 10.2) por las siguientes partes:

- 1.- Entrada de los Gases Comprimidos
- 2.- Salida de los Gases
- 3.- Cuerpo del Separador
- 4.- Recipiente del Aceite Separado
- 5.- Elemento Separador de Aceite
- 6.- Placa de Recuperación del Aceite
- 7.- Flotador para Retorno Automático
- 8.- Punzón de Retorno del Aceite
- 9.- Asiento del Punzón
- 10.- Toma de Retorno del Aceite

Los separadores de aceite seleccionados para el de baja y alta etapa de compresión son respectivamente los siguientes:

- a) Baja Etapa:

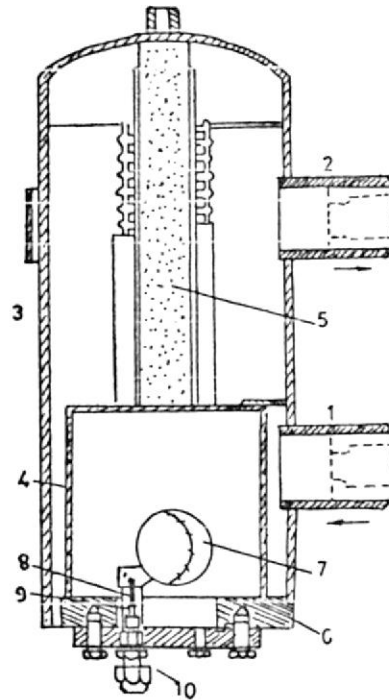


FIG. 10.2.- SEPARADOR DE ACEITE
 FUENTE: INSTALACIONES FRIGORIFICAS, PIERRE RAPIN

- Marca: DANFOSS
- Tipo : O U B - 10
- Máxima presión diferencial entre aspiración y
 descarga 23 atm.
- Presión de prueba máxima = 44 atm.

b) Alta Presión:

- Marca: DANFOSS
- Tipo : O U B - 16
- Máxima presión diferencial 23 atm.
- Presión de prueba máxima = 44 atm.

10.3 VISORES.

Los visores son instalados en las tuberías de líquido

entre el deshidratador y la válvula de expansión y también en las tuberías de retorno de aceite a los compresores.

El objetivo de estos visores es detectar la presencia de burbujas de vapor en la tubería de líquido y verificar un correcto funcionamiento del retorno de aceite del separador.

Algunos visores llevan incorporados en la parte superior una pastilla de sal química higroscópica que indica la humedad del fluido frigorífico, esta pastilla cambia de color cuando existe humedad, generalmente se usa verde para indicar la ausencia de humedad y cambia a amarilla cuando existe humedad.

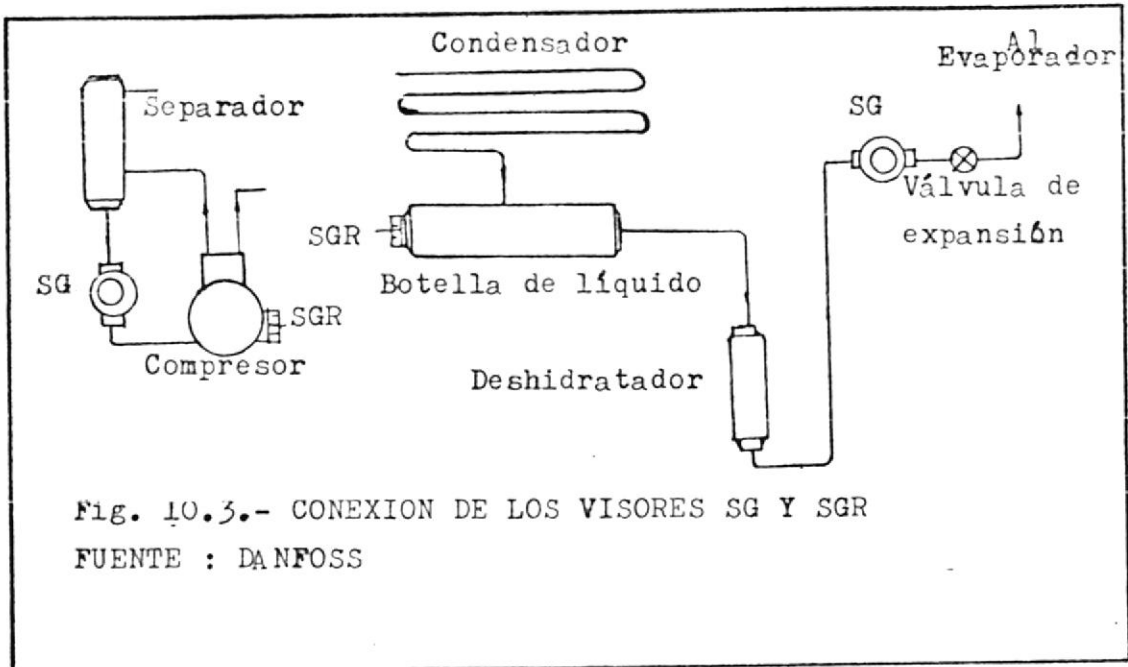
Los visores instalados en la tubería de líquido y en la de retorno a los compresores tendrán las siguientes características:

- Marca: DANFOSS
- Tipo : SG
- Presión máxima: 22 atm

Y los que indican el nivel de aceite en el cárter de los compresores y en la botella de líquido:

- Marca: DANFOSS
- Tipo : SGR

Presión máxima = 26,5 atm.



10.4 DESHIDRATADORES.

Los deshidratadores tienen como finalidad eliminar la humedad del refrigerante evitando las obstrucciones en la válvula de expansión, corrosión en las tuberías y contaminación del aceite.

Las sustancias deshidratantes más comúnmente utilizadas en instalaciones con flúidos cloroflurados son el Gel de Sílice (silicagel) y los tamices moleculares.

La Gel de Sílice se utiliza preferentemente a temperaturas constantes donde son eficaces para absorber hume

dad.

Los tamices moleculares están formados por cristales de silicato de alúmina y presentan una porosidad molecular uniforme y poseen un alto poder selectivo sin importar las variaciones de temperatura.

Los deshidratadores son colocados en las tuberías de líquido y se montan siempre verticalmente permitiendo, preferentemente: que el fluido circule de arriba hacia abajo.

Para seleccionar un deshidratador, se debe conocer la capacidad de la misma, para ello se debe saber la cantidad de agua presente en el refrigerante y la temperatura en que se realiza la deshidratación, ya que la capacidad de absorción de los agentes deshidratantes disminuye con la temperatura.

A veces no es posible conocer la cantidad de agua contenida en el refrigerante, entonces ASRE (American Society of Refrigerating Engineers), según referencia²⁴ recomienda valores específicos de humedad antes y después del deshidratador, así para R-22 el contenido de humedad antes de la deshidratación es 1050 PPM o sea 1050 mg. de agua por Kg. de R-22 y después del deshidratador 60 PPM o sea 60mg. de agua por Kg. de R-22.

Por tanto será necesario absorber $1050 - 60 = 990$ mg. de

agua/Kg. de R-22.

Para nuestro caso el flujo de R-22 en la etapa de baja presión es 1357 Kg entonces:

$$(990 \text{ mg. de agua/kg. R-22})(1357 \text{ Kg. R-22}) = 1837836 \text{ mg. de H}_2\text{O.}$$

o sea, tenemos que absorber 1837gr. de H₂O

Para la etapa de alta presión será:

$$(990 \frac{\text{mg. de agua}}{\text{Kg. R-22}})(2722 \text{ Kg. R-22}) = 2694 \text{ gr. de agua que}$$

se tiene que absorber.

La figura 10.4 indica las cantidades de agua soluble que puede contener los fluidos refrigerantes más comunes:

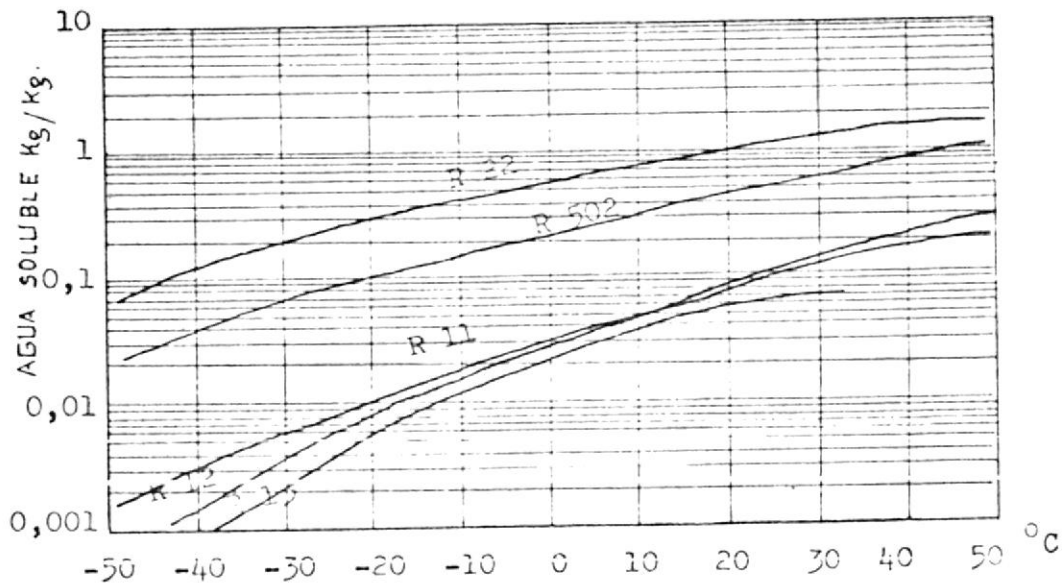


FIG. 10.4.- DIAGRAMA DE SATURACION

FUENTE : INSTALACIONES FRIGORIFICAS, PIERRE RAPIN

El deshidratador seleccionado es:

- Marca: DANFOSS
- Tipo : DM (tamices moleculares)
- R-22

10.5 INTERCAMBIADORES LIQUIDO - VAPOR

Los intercambiadores de calor tienen como objetivo poseer un alto coeficiente de transmisión de calor y una pérdida de carga lo más baja posible.

En nuestra instalación utilizaremos dos intercambiadores de calor.

El intercambiador de calor EN_1 , que tiene como objetivo subenfriar el líquido antes de la válvula de expansión utilizando vapor procedente del evaporador, este vapor al mismo tiempo se calienta, evitando que este llegue al compresor con líquido.

Para determinar la capacidad de transferencia del intercambiador EN_1 utilizaremos el diagrama del circuito frigorífico, (fig. 7.5) y así tenemos:

$$EN_1 = \dot{m}_{BP}(H_{14} - H_{13})$$

$$EN_1 = 1857.4 \text{ Kg/h}(147.35 - 145.67)K_{cal}/Kg.$$

$$EN_1 = 2120 K_{cal}/h.$$

El intercambiador EN_2 (conocido también como evaporador auxiliar) sirve para sub-enfriar el líquido que viene del condensador, el líquido inyectado a este intercambiador enfría los vapores comprimidos procedentes del compresor de baja.

Para determinar la capacidad de transferencia del EN_2 utilizamos el diagrama del circuito frigorífico, figura 7.5.

$$EN_2 = \dot{m}_{BP}(h_6 - h_{10})$$

$$EN_2 = 1857 \text{ Kg/h}(110.1 - 98.87) \text{ K}_{cal}/\text{Kg}.$$

$$EN_2 = 20854 \text{ K}_{cal}/\text{h}.$$

Los intercambiadores EN_1 y EN_2 recomendados en nuestra instalación, tienen las siguientes características:

Marca: DANFOSS

Tipo : HE 05 - 8

Presión máxima permitida = 28 atm.

C A P I T U L O 11

ALMACENAMIENTO Y DISTRIBUCION DE LA CARNE MOLIDA.

11.1 ASPECTOS GENERALES DEL ALMACENAMIENTO DE LA CARNE MOLIDA (HAMBURGUESAS) CONGELADAS.

Una vez congeladas las hamburguesas por el sistema de inmersión en R-12 calculada en capítulos anteriores, se procede a ponerlas en embalajes, utilizando materiales plásticos retráctiles, este embalaje se realiza automáticamente en máquinas empacadoras, las mismas que permitirán llenar con cuatro hamburguesas un embalaje plástico, sellándolo y manipulándolo mecánicamente a recipientes donde serán llevados a la cámara de almacenamiento.

Embalajes.- El embalaje de las hamburguesas después de la congelación en R-12 se realizará en máquinas especiales del tipo "SERIPE" donde se extrae el aire por procedimiento de boquilla o campana inyectando la atmósfera indicada (20% de CO₂ y 80% de N₂) y asegurando el cierre del material por termosoldadura.

Los requisitos que deben cumplir los embalajes, entre otros tenemos:

- Ser químicamente inertes y estables
- Libres de infecciones y olores
- No contener sustancias tóxicas
- Ser impermeables al vapor de agua, a las sustancias volátiles y a todo olor del ambiente.
- Ser manipuladas en máquinas de embalaje automáticas.
- Obedecer a dimensiones y formas requeridas.
- Asegurar una protección contra las contaminaciones.
- Fácil de abrir.
- Resistencia a la baja temperatura.

Teniendo en consideración los requisitos mencionados, los materiales seleccionados para el embalaje de las hamburguesas serán del tipo de material retráctil. Las características de éstos materiales con respecto a su estructura estarán dadas por las siguientes especificaciones: Ser contruídos por bolsas del film multicapa de un copolímero del vinilideno clorido y poliolefinas irradiadas (código BB-1 y tener una temperatura de encogimiento de 84 °C.), Ref. 26.

El almacenamiento de las hamburguesas en embalajes tienen las siguientes ventajas:

- Evitar pérdidas de peso por deshidratación
- Alargamiento de vida
- Mayor higiene
- Menor costo en el transporte.

- Reducción del espacio de almacenamiento
- No desperdicios
- Contaje simplificado

11.1.2 Almacenamiento.- El almacenamiento de las hamburguesas se realizará en cámaras frigoríficas, donde se mantendrá a una temperatura entre -18°C y -22°C con una humedad relativa mínima de 85 a 90% y una circulación de aire moderada. La estiba se realizará de tal modo, que permita una buena circulación de aire por todas partes.

Los recipientes donde se deben transportar las hamburguesas serán canastillas de plástico (Fig.11.1), las mismas que no se deberán colocar inmediatamente en la cámara frigorífica, sobre el suelo ni tampoco junto a las paredes, también se debe evitar la colocación de éstos recipientes uno encima de otro, por tanto se debe colocar en listones de madera o metal (para evitar que se peguen entre sí). En nuestro caso utilizaremos estanterías rodantes de metal ligero con 4 ruedas y 6 estantes (Fig. 11.2.).

Utilizaremos 16 estanterías con capacidad de 40 canastillas y en cada una de éstas canastillas se colocarán 25 paquetes de hamburguesas, es decir 100 hamburguesas.

La producción semanal (lunes a viernes) será de 221000

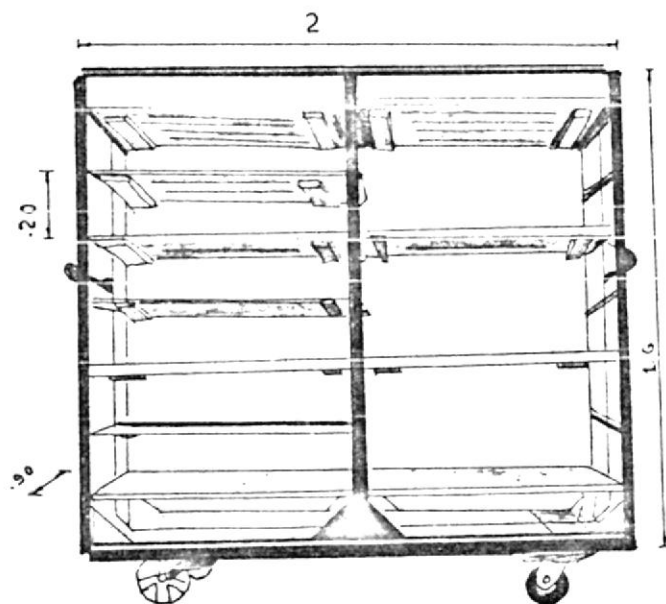


Fig. 11.1.- ESTANTERIA

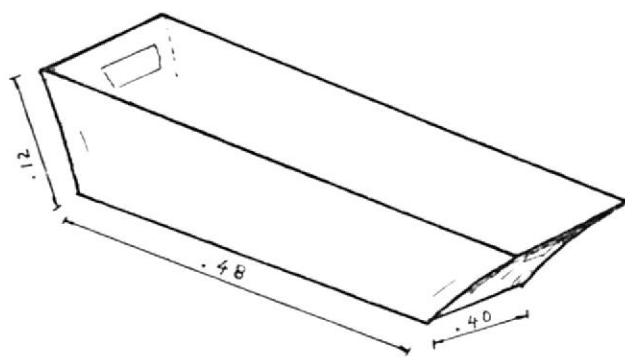


Fig. 11.2.- CANASTILLA PLASTICA

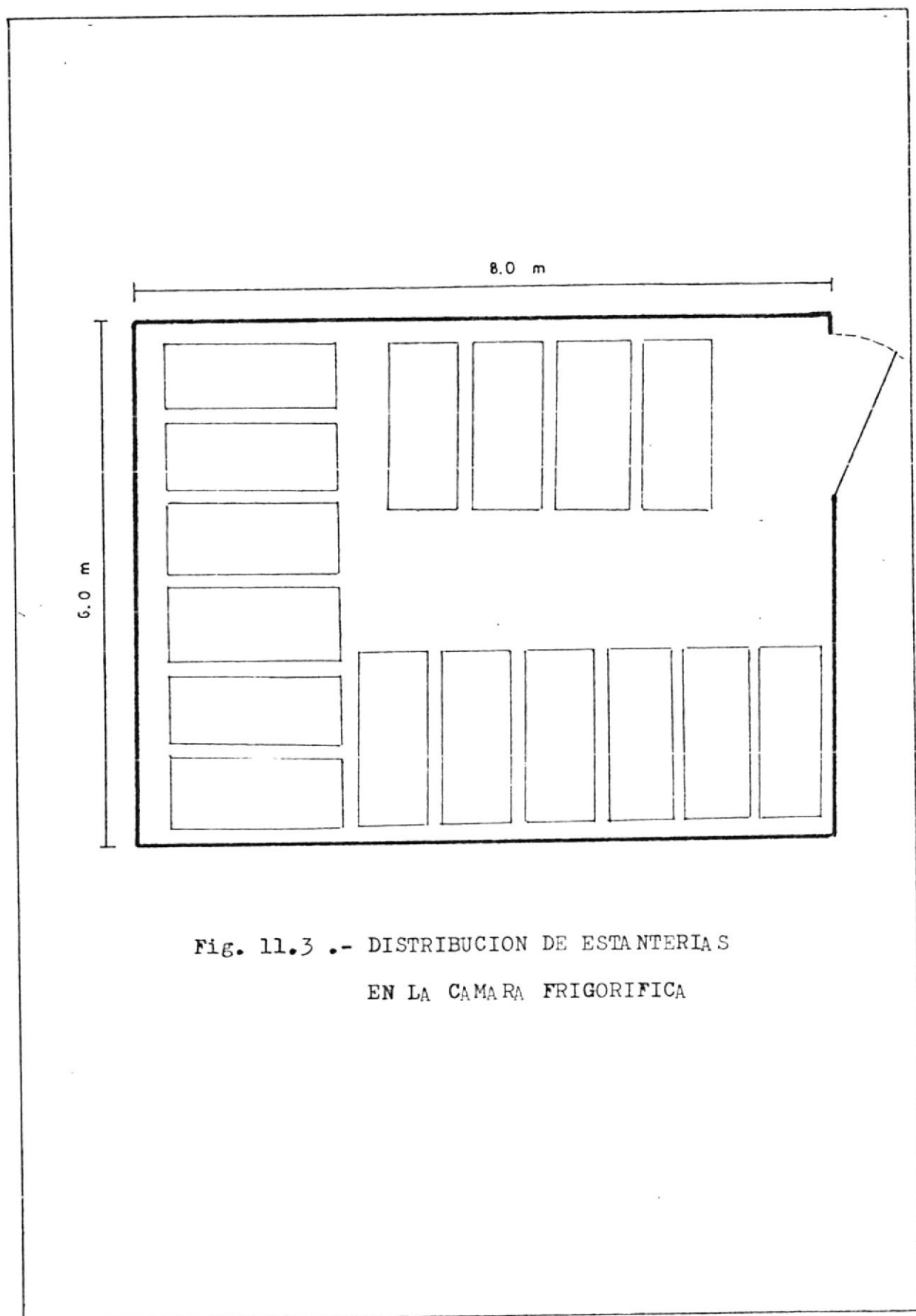


Fig. 11.3 .- DISTRIBUCION DE ESTANTERIAS
EN LA CAMARA FRIGORIFICA

hamburguesas (ver capítulo 1), es decir 42200 diarias, y para calcular el volumen de la cámara de almacenamiento vamos a considerar que la cantidad almacenada es el 100% de la producción diaria más el 50% del día anterior, por lo tanto la capacidad de la cámara será para 63300 hamburguesas.

El volumen de cada estantería es 2.88m^3 y las 16 ocuparán 46m^3 dentro de la cámara.

Para dimensionar la cámara de almacenamiento (aquí solo dimensionaremos, el cálculo frigorífico de esta cámara no es objetivo de esta tesis) se debe tener en cuenta este volumen más el espacio para una buena circulación del aire y movilización de la mercadería así como para la inspección.

El volumen total de la cámara (Fig.11.3), estará distribuido de la siguiente manera:

Altura = 2,5m.

Fondo = 8,0m.

Anchura = 6,0m.

La distribución de las estanterías se indican en la figura 11.3.

11.2 ASPECTOS GENERALES DEL TRANSPORTE Y DISTRIBUCION DE LA

CARNE MOLIDA (HAMBURGUESAS) CONGELADAS.

Las hamburguesas deberán ser distribuídas directamente a los puestos de venta como son comisariatos y/o supermercados, hoteles, etc.

El transporte del producto entre la cámara de almacenamiento y los vehículos deberá hacerse lo más rápido posible para que el producto no se caliente debido a la temperatura atmosférica elevada, lo mismo deberá preverse entre el vehículo y el lugar de venta.

El transporte de hamburguesas debe efectuarse en camiones frigoríficos que reúnan las más estrictas normas de higiene, sean fáciles de limpiar e impidan durante la distribución el deterioro de las mismas.

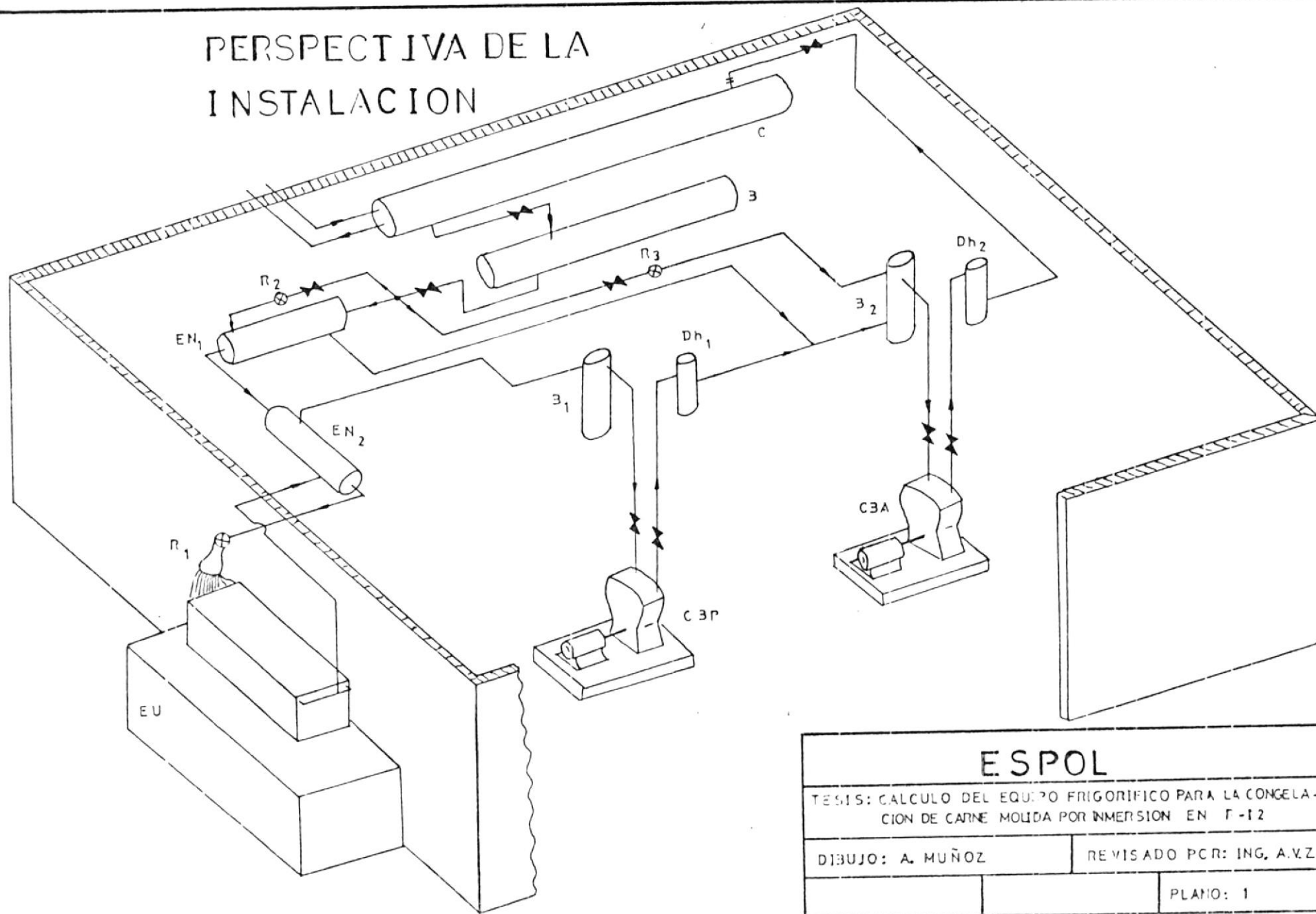
Estos transportes antes de ser cargados serán enfriados a una temperatura conveniente.

Los vehículos antes de salir al reparto deben planificar el recorrido con la finalidad de llevar el producto por una vía más corta, evitando las vueltas innecesarias.

Los centros de venta deben estar equipados con muebles diseñados para mantener una temperatura razonable y a la vez deberán encontrarse en sitios cuya ubicación co-

merciam sea adecuada para el acceso de los consumidores.

PERSPECTIVA DE LA INSTALACION



ESPOL

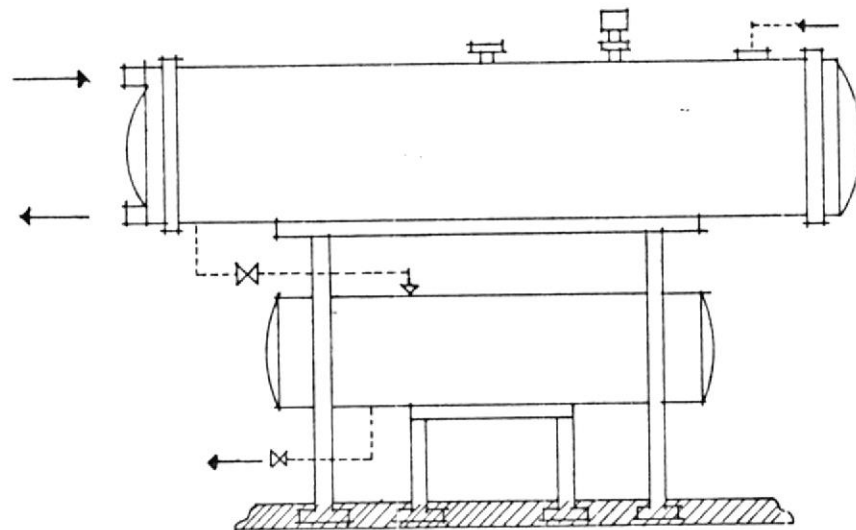
TESIS: CALCULO DEL EQUIPO FRIGORIFICO PARA LA CONGELACION DE CARNE MOLIDA POR INMERSION EN F-12

DIBUJO: A. MUÑOZ

REVISADO POR: ING. A.V.Z.

PLANO: 1

CONEXION DEL CONDENSADOR CON LA BOTEILLA ACUMULADORA



ESPOL

TESIS: CALCULO DEL EQUIPO FRIGORIFICO PARA LA CONGELACION DE CARNE MOLIDA POR INMERSION EN REFRIGERANTE R-12

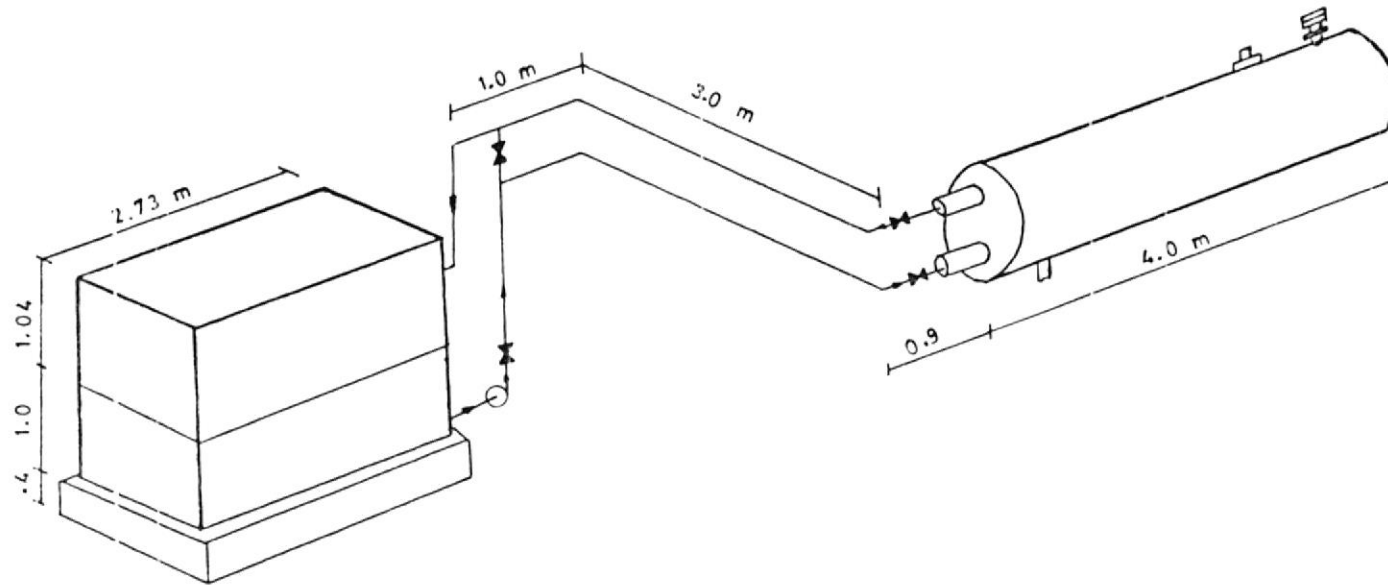
DIBUJO: A.MAÑOZ

REVISADO POR: ING. AVZ

ESCALA 1:50

PLANO N. 2

CONEXION TORRE - CONDENSADOR



ESPOL

TESIS: CALCULO DEL EQUIPO FRIGORIFICO PARA LA CONGELACION
DE CARNE MOLIDA POR INMERSION EN REFRIGERANTE R-12

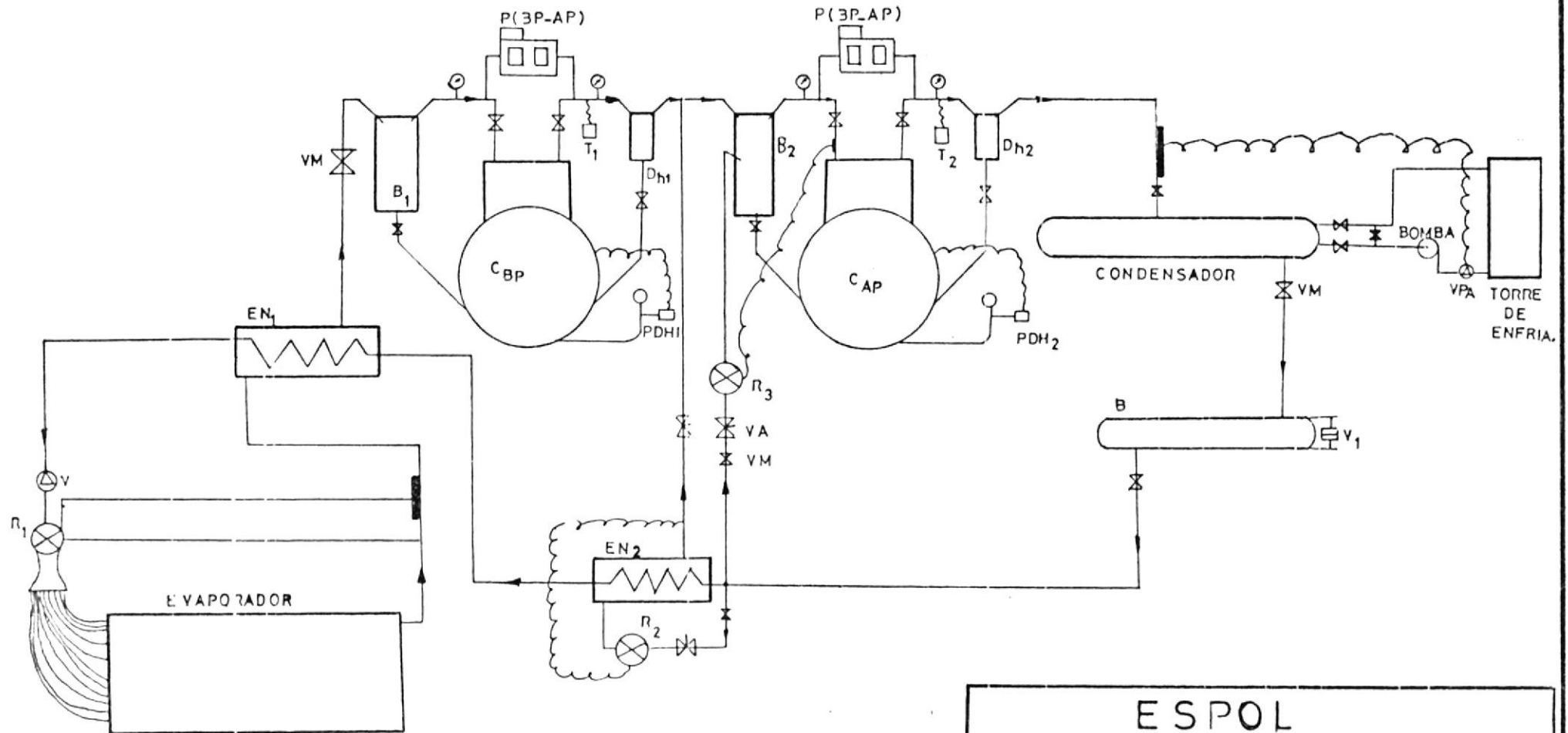
DIBUJO: A. MUNOZ

REVISADO POR: AV. Z

ESCALA:

PLANO 3

CONEXION DE LOS DISPOSITIVOS DE CONTROL



T_1, T_2 TERMOSTATOS DE COMPRESION
 PDH PRESOSTATO DIFERENCIAL DE ACEITE
 R_1, R_2, R_3 VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA
 B BOTELLA ACOMULADORA
 EN_1, EN_2 INTERCAMBIADORES
 B_1, B_2 BOTELLAS DE ASPIRACION
 P(3P-AP) PRESOSTATOS COMBINADOS

Dh_1, Dh_2 SEPARADOR DE ACEITE
 C_{BP} COMPRESOR DE BAJA PRESION
 C_{AP} COMPRESOR DE ALTA PRESION
 VPA VALVULA PRESOSTATICA
 V_1 VISOR
 V VALVULA SOLENOIDE
 VM VALVULA MANUAL

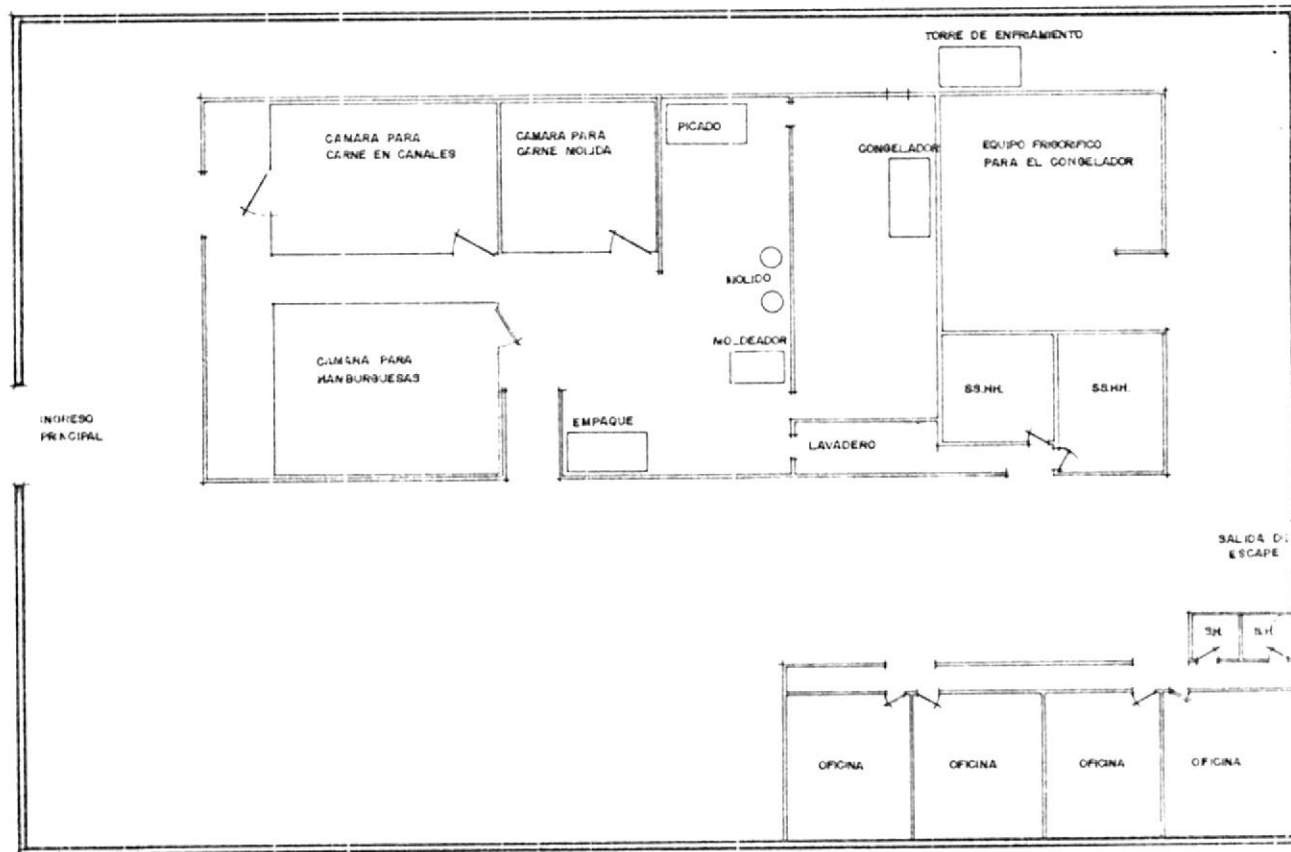
ESPOL

CALCULO DEL EQUIPO FRIGORIFICO PARA LA CONGELACION
DE CARNE MOLIDA POR INMERSION EN R-12

DIBUJO. A. MUÑOZ

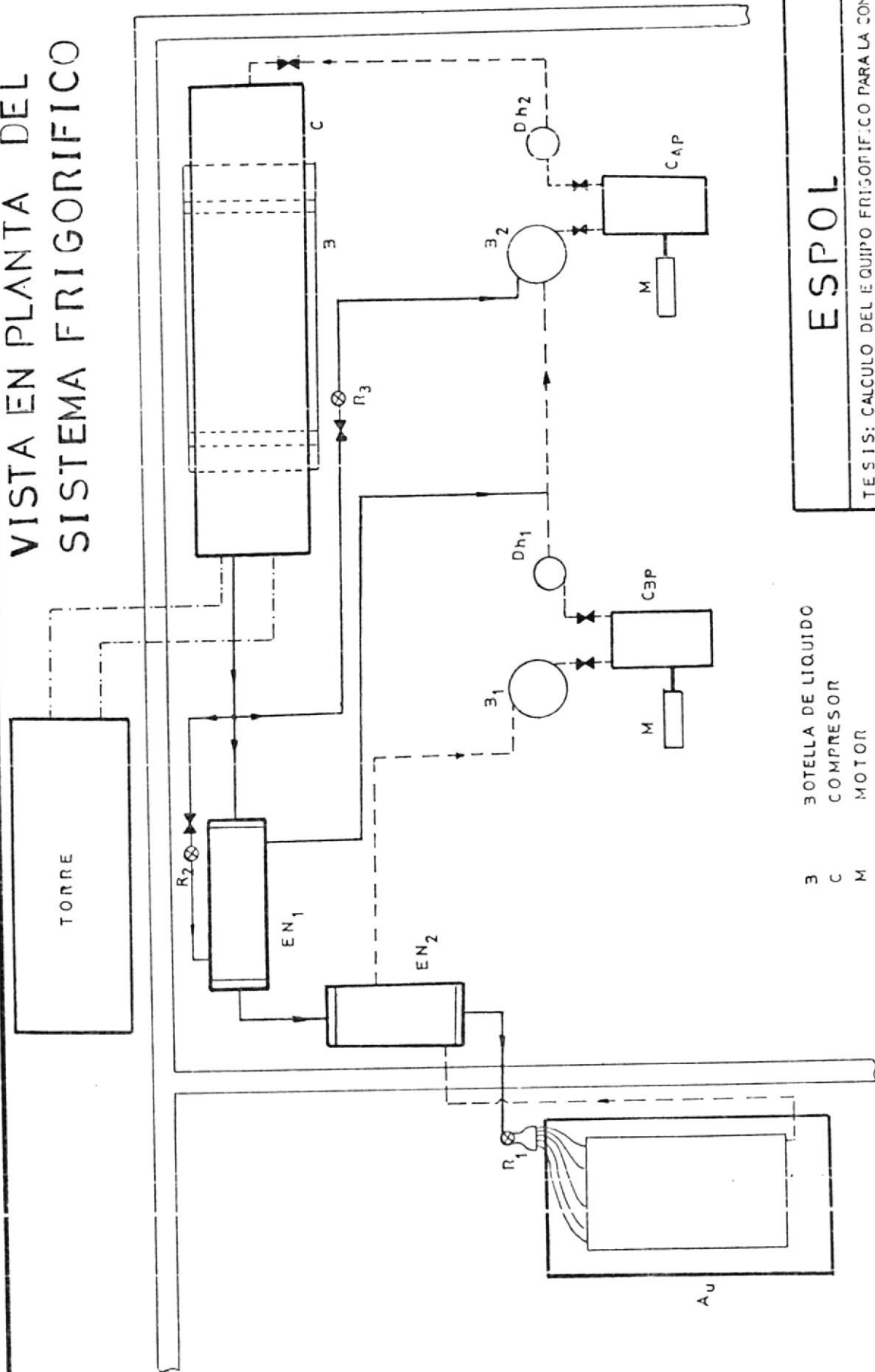
REVISADO POR: ING. A.V.Z

DISTRIBUCION GENERAL DE LA PLANTA



T.E.S.S. CALCULO DEL EQUIPO FRIGORIFICO PARA LA CONSERVACION DE CARNE MOLIDA POR INMERSION EN REFRIGERANTE R-12		
DIBUJO:	A MUÑOZ	REVISADO POR: ING. AVZ
FECHA:	ESCALAS: 1:200	PLANO Nº 5

VISTA EN PLANTA DEL SISTEMA FRIGORIFICO



- - - R-22 GAS
 ——— R-22 LIQUIDO
 - · - · - AGJA DE LA TORRE

B BOTELO DE LIQUIDO
 C COMPRESOR
 M MOTOR
 C3P COMPRESOR DE BAJA PRESION
 CAP COMPRESOR DE ALTA PRESION
 EN1 EN2 INTERCAMBIADORES
 Au CONGELADOR POR INMERSION
 R VALVULAS

ESPOL

TESIS: CALCULO DEL EQUIPO FRIGORIFICO PARA LA CONGELACION DE CARNE MOLIDA POR INMERSION EN R-12	
DIBUJO : A. MUÑOZ	REVISADO POR : ING. A V Z
ESCALA. 1:50	PLANO No 6

C O N C L U S I O N E S

Al termino de éste estudio se llega al siguiente resultado:

- 1.- Que el consumo de hamburguesas en la Ciudad de Guayaquil presenta un marcado déficit, apenas el 3 % de la población consume diariamente este producto; esto se debe a la falta de industrias dedicadas a este faenado.
- 2.- Existe un alto porcentaje (93 %) de hamburguesas procesadas sin vigilancia técnica y sanitaria, muchas veces en la vía pública; esto crea la necesidad de una industria especializada en ésta área que con técnicas modernas y un sistema de congelación rápida disminuya la elaboración empírica.
- 3.- Si se relacionan el bajo consumo de hamburguesas con el alto porcentaje de ellas procesadas inadecuadamente y el alto índice poblacional se observa que el cálculo del equipo seleccionado ayuda en gran porcentaje a aliviar estos inconvenientes. Al principio ésta instalación tendrá una capacidad de 221000 hamburguesas semanales y al transcurrir el tiempo, ésta irá aumentando de acuerdo al crecimiento poblacional y la demanda existente. Se ha considerado que el consumo crece a medida que crece la población y se estima por tanto que en 1995 el consumo en la ciudad de Guayaquil será de 604000 hamb./semana y la producción para ésta ciudad de 302000 hamb./semana.

Para el cálculo del equipo se han tomado las siguientes consideraciones:

- 4.- Entre los refrigerantes existentes, se ha seleccionado el R-12 como medio de inmersión debido a sus características no tóxicas, no explosivas, costo relativamente bajo y debido a que es más denso que el aire lo que impide salirse del congelador.
- 5.- Se ha calculado y dimensionado los compresores, evaporador y condensador de acuerdo a los requerimientos de la producción frigorífica. El coeficiente global de transferencia de calor es muy importante por que al aumentar dicho coeficiente el área de transferencia disminuye, haciendo que el condensador y evaporador sean pequeños.
- 6.- El dimensionamiento de tuberías tanto para el refrigerante R-22 como para el agua se ha seleccionado de acuerdo a las recomendaciones de expertos en ésta materia para evitar en lo posible pérdidas.
- 7.- Se ha seleccionado el equipo auxiliar y automático más apropiado al sistema, para ello se han tomado las especificaciones dadas por los fabricantes.
- 8.- El cálculo está diseñado específicamente para que funcione en la Ciudad de Guayaquil debido a que se ha tomado la humedad relativa, la temperatura del bulbo húmedo, demanda, etc.

R E C O M E N D A C I O N E S

- 1.- Debido al bajo consumo de hamburguesas con relación al número de habitantes existentes, será necesario el lanzamiento de la industria por medio de ofertas y promociones. Esto requiere de una tecnificación adecuada para lograr el aumento de la productividad.
- 2.- Para aumentar la productividad laboral, así como mejorar la calidad del producto será necesario tener un personal calificado, con altos conocimientos biológicos y que permita el rápido tránsito desde la actividad artesanal a la industrial.
- 3.- El medio donde se producen hamburguesas debe estar a una temperatura de 10°C y el sector donde se encuentra el congelador estar bien ventilado especialmente en la parte inferior por que el R-12 es más pesado que el aire atmosférico y tiende a asentarse. También se deben utilizar extractores de pared para eliminar los vapores de R-12 y los olores de la carne.
- 4.- Debido a que se utilizan cámaras frigoríficas tanto para el almacenamiento de la carne como para las hamburguesas, se recomienda utilizar una sola torre de enfriamiento, por tanto la torre a utilizarse será de mayor capacidad que la seleccionada en éste cálculo.

- 5.- Al hacerse realidad este estudio, el equipo frigorífico para las cámaras se debiera colocar encima (en losas) de las cámaras, para ahorrar más espacio.
- 6.- Una vez que ya se encuentre operando el sistema calculado; se debiera hacer un tratamiento al agua para impedir incrustaciones en las tuberías que causarían a la larga averías, ocasionando una disminución del rendimiento.
- 7.- Se deberán utilizar tableros eléctricos de control, con interruptores de emergencia para todo el sistema.
- 8.- En caso se requiera utilizar éste congelador para otros productos, se recomienda cambiar el refrigerante que se encuentra con olor a carne por otro limpio.
- 9.- Si se pensara hacer efectivo éste proyecto es necesario hacer el estudio económico acoplado a la realidad del momento.

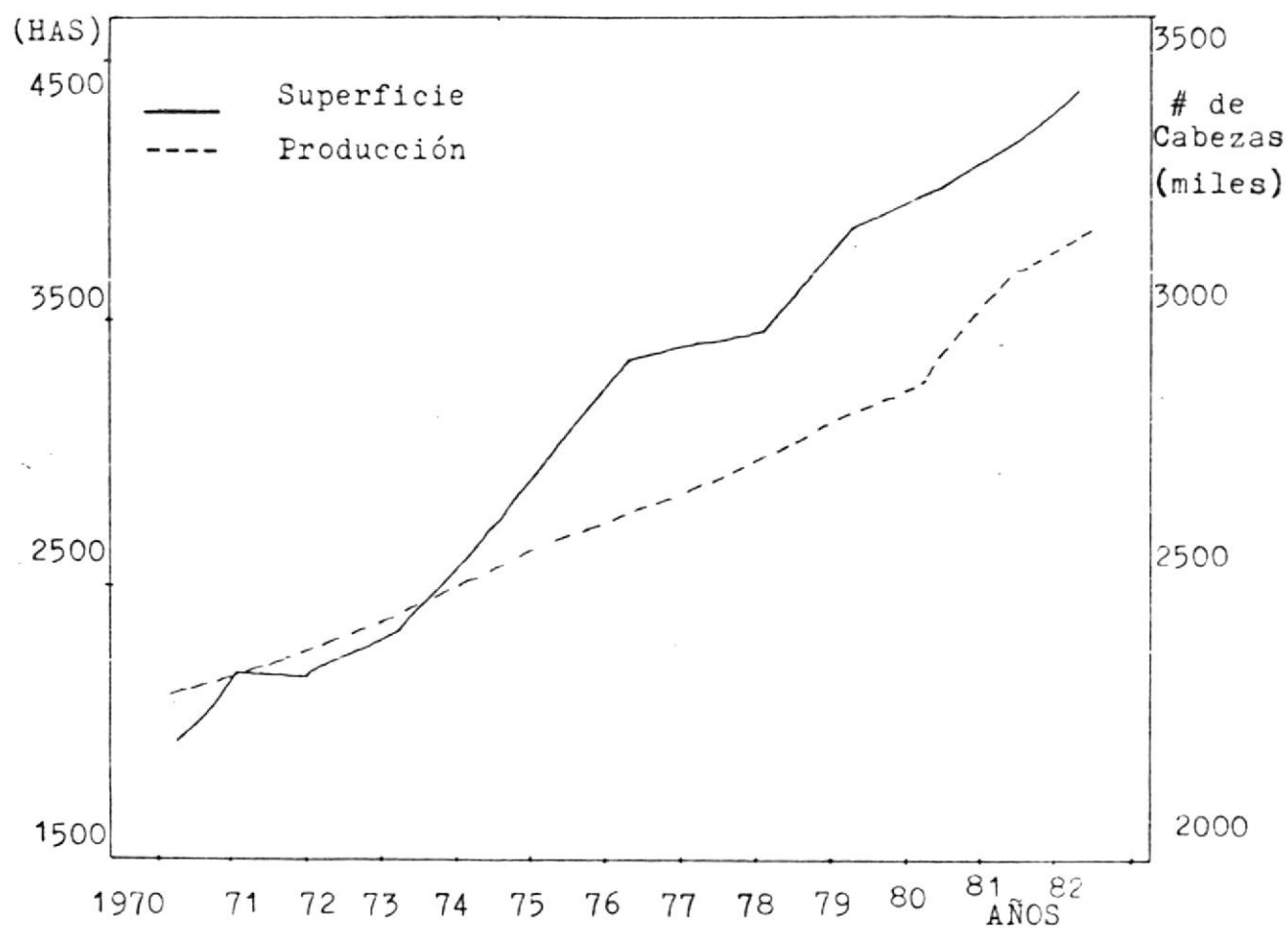
A N E X O S

TABLA A - 1 .- Total de carne Bovino, en Kg., Distribu
do en la ciudad de Guayaquil desde 1978
al 1983.

AÑOS	CAMAL MUNICIPAL	LUGAR ECUADASA	T O T A L
1978	16'425056	825485	17'250541
1979	16'201832	2'417908	18'619740
1980	16'072796	3'384103	19'456899
1981	13'979519	3'402014	17'381533
1982	13'461316	4'522703	17'984019
1983	12'394721	4'032210	16'426931

FUENTE: Ministerio de Agricultura y Ganadería.

FIG. A-1.- Fluctuaciones de la superficie de Pastos
y de la Población Bovina.



FUENTE: Ministerio de Agricultura y Ganaderia

TABLA A - 2 .- Estimación de la Producción
de carne Bovina en el Ecua-
dor.

AÑOS	CARNE BOVINO(T.M.)
1970	53968
1971	55652
1972	56098
1973	64196
1974	64196
1975	67463
1976	68077
1977	73849
1978	84640
1979	88259
1980	89142
1981	91552
1982	96623

FUENTE: Ministerio de Agricultura y
Ganaderia

TABLA A - 3 .- Estimación de la superficie de pastos y de la población bovina en el Ecuador.

AÑOS	PASTOS (HAS.)	POBLACION BOVINA No. DE CABEZAS.
1970	2'182700	2'290400
1971	2'211300	2'347200
1972	2'182900	2'405400
1973	2'314200	2'465000
1974	2'661900	2'526200
1975	3'063500	2'587300
1976	3'412000	2'649800
1977	3'500000	2'714000
1978	3'516400	2'779700
1979	3'921900	2'846000
1980	4'016700	2'915900
1981	4'217500	3'135400
1982	4'419700	3'200400

FUENTE:Ministerio de Agricultura y Ganaderia.

ALGUNOS DE LOS REGLAMENTOS EXISTENTES EN LA REPUBLICA, SOBRE LA LEY DE MATADEROS, INSPECCION, E INDUSTRIALIZACION DE LA CARNE.

La H. Junta Militar de Gobierno, decretó entre otros los siguientes reglamentos: (según Decreto Supremo # 502-C expedido el 10 de marzo de 1964, publicado en el Registro Oficial #221 del 7 de abril de 1964).

Capítulo 1, art.2º- Quedan sujetos a inspección y reinspección, previstas en este Reglamento los animales de carnicería pertenecientes a las siguientes especies: bovina, ovina, porcina, caprina y otras que en el futuro sean incluidas oficialmente para su control - por parte de la Dirección de Fomento Pecuario.

La inspección a que se refiere este reglamento corresponde, bajo el punto de vista industrial y sanitario, al control "ante y post-mortem de los animales, al recibimiento, manipulación, transformación, elaboración, preparación, conservación, acondicionamiento, empaquetamiento, almacenamiento, rotulaje, tránsito y consumo de carnes destinadas o no a la alimentación humana.

art.3º- La Dirección de Fomento Pecuario, por medio del Departamento de Industrias Pecuarias, Sección Mataderos-Frigoríficos, realizará la inspección a que se refiere el artículo anterior, pudiendo recurrir, en casos necesarios, a otras organizaciones sanitarias y especialmente a las mu-

nicipalidades.

Capítulo 2, art.8º- Todo Matadero dispondrá de establos de espera para las especies: bovina, porcina y ovina-caprina; un establo cuarentena; matadero sanitario independiente y todas las instalaciones previstas en el programa adoptado por el Ministerio de Agricultura y Ganadería, en aplicación del Plan General de Desarrollo Económico y Social.

Capítulo 2, art.14º- Los animales destinados al sacrificio en todos los Mataderos de la República se someterán al siguiente procesamiento:

- a) Pesaje al momento de llegar;
- b) Examen ante-mortem;
- c) Según el resultado del examen, los animales pasarán a los establos de espera o de cuarentena, o también podrán ser sacrificados inmediatamente en el matadero sanitario, de acuerdo al criterio del profesional responsable;
- d) Los animales antes de ser introducidos a la sala de matanza recibirán aseo exterior total;
- e) El sacrificio se lo hará previo aturdimiento realizado con: mazo, pistolete o punzón, descarga eléctrica o anhídrido carbónico.
- f) Desangre inmediato con el animal suspendido en

el área de sangría:

- g) Desuello con el animal suspendido en riel y se parados;
- h) Desarticulación, eviseración, separación de tablas e inspección y clasificación, operaciones que serán realizadas en puestos fijos. Las patas, cabeza y víceras serán desalojadas fuera de las naves de matanza.
- i) Pesaje, ducha y almacenamiento en los frigoríficos;
- j) Las pieles, pasarán a los lugares provisionales de almacenamiento;
- k) La sangre, así como todos los tejidos y vísceras que han sido objeto de decomiso, pasarán a la sala de tratamiento de subproductos, a juicio del Médico Veterinario Inspector;
- l) Las partes decomisadas no aptas para ser procesadas en la planta de subproductos, serán incineradas en el horno crematorio;
- m) El contenido gastrointestinal podrá ser tratado industrialmente o recolectado en el estercolero; y,
- n) Las glándulas de aprovechamiento opoterápico deberán ser recolectadas en cámaras de congelamiento con fines industriales.

Capítulo 5, art.31^o- El examen ante-mortem establecerá:

- a) Si el animal adolece o no de enfermedad o lesiones que pudieran afectar la comestibilidad de las carnes o influir sobre su calidad;
- b) Si el animal presenta o no síntomas de enfermedades infecciosas que requerirán medidas profilácticas especiales;
- c) A juicio del médico veterinario, si la temperatura del animal, tomada antes del desposte, supera a los 39 °C no será autorizado el sacrificio del animal y éste será mantenido en observación;
- d) Condiciones generales de todo el cuerpo y del pelo, actitud, movimiento y mirada del animal
- e) Condiciones que presentan las mucosas, las uñas, etc.;
- f) Eventuales disturbios y digestivos; y
- g) Heridas, lesiones, artritis, higromas y otras enfermedades.

art.32^o- Los animales que al examen ante-mortem presenten síntomas de enfermedades infecciosas que determinen confiscación de sus carnes, serán sacrificados inmediatamente en el Matadero Sanitario y sus carnes serán desnaturalizadas o esterilizadas para una recuperación eventual como

subproducto.

Capítulo 11, art.61^o- El personal destinado a la manipulación y contacto con las carnes en los mataderos en los frigoríficos, en las fabricas de embutidos y enlatados, en los lugares de expendio, etc. deberá ser sometido a los controles médicos como requisito previo a la contratación de trabajo y cada 6 meses sucesivo.

art.62^o- Los controles y certificados médicos sanitarios, serán adjuntados a la hoja de trabajo; dichos controles serán efectuados por cuenta de la empresa contratante.

B I B L I O G R A F I A

- 1 ASHRAE JOURNAL, Direct Refrigerant Freezing of Foods using Freezant -12 (New York, 1971), págs. 33 - 35.
- 2 ANDINO JOHNNY F., Cálculo y Diseño de Cámaras Frigoríficas con Atmósfera Controlada (Tesis de Grado, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1984).
- 3 BARTOLI R., COURAUD G., GAC A., GAUTHERIN W., Caracteristiques Thermophysiques de la Viande de Boeuf Hachée (France: IIF, 1975), 10 págs.
- 4 BRENNAN J. G., Las Operaciones de la Ingeniería de los Alimentos (Zaragoza: Editorial ACRIBIA, 1970), 422 págs.
- 5 CERLES ANDRÉ M., La Fabrication de la Viande Hachée Surgelée (France: Technologie de la Viande, 1980), págs. 27 - 35.
- 6 DANFOSS, Automatisation d'Installations Frigorifiques (Denmark: Manuel 100-8.49.04).
- 7 DUMINIL M., Elements de Mecanique des Fluides et Echanges Thermiques (Paris: IFFI, 1972).

- 8 FIERRO ESCOBAR CARLOS, Cálculo y Diseño de una Planta Frigorífica para un Sistema de Fabricación de Hielo (Tesis de Grado, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1975), 167 págs.
- 9 FAIRES VIRGIL MORING, Termodinámica (México: UTEHA, 1973), 890 págs.
- 10 FOX & McDONALD, Introduction to Fluid Mechanics (2nd. edition; New York: John Wiley & Sons, Inc., 1976), Chapter 8.
- 11 GAC ANDRÉ, Les Procédés Actuels de Congélation et de Décongélation dans les Industries Alimentaires (Paris: Dossier Technologie, 1977), págs. 9 - 29.
- 12 INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID, Economie d'Energie en Matière de Froid (Paris: 177, Boulevard Malesherbes - F75017, 1982), 223 págs.
- 13 INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION, Recommendations for the Processing and Handling of Frozen Foods (2nd. edition; Paris, 1972), 240 págs.
- 14 JASPER/PLACZEK, Conservación de la carne por el Frío (España: Editorial ACRIBIA, 1978), 131 págs.
- 15 KOMAROV N. S., Tratado de Refrigeración, Volumen 2.

- (Argentina: Editorial CARTAGO, 1958), 350 págs.
- 16 KOTULA A.W., Effect of Sample Transport Systems on Survival of Bacteria in Ground Beef (Virginia: Applied and Environmental Microbiology, Nov. 1979), págs.789 - 794.
 - 17 KREITH PLANK, Principios de Transferencia de Calor (New York: Intext Press, 1973), 656 págs.
 - 18 LA H. JUNTA MILITAR DE GOBIERNO, Ley de Mataderos (Ecuador: Registro Oficial 221, abril 1964), 30 págs.
 - 19 MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, Volumen 1 y 2 (Bogota: McGraw-Hill, 1982).
 - 20 McADAMS W. H., Heat Transmission (3rd. edition: New York: McGraw-Hill Book Co., 1964), 532 págs.
 - 21 MUNIER NOLBERTO J., Planeamiento y Control de Producción (Argentina:Editorial ASTREA, 1973),págs.63-119.
 - 22 PLANK RUDOLF, El Empleo del Frío en la Industria de Alimentos (España: Editorial Reverté S. A., 1980), 774 págs.
 - 23 POHLMANN WALTHER, Manual de Técnica Frigorífica. (3era.

- edición: España: Editorial OMEGA: 1979), 633 págs.
- 24 RAPIN R.J., Instalaciones Frigoríficas, Volumen 2. (España: Editorial MARCOMBO, 1979), 598 págs.
- 25 RODRIGUEZ MANUEL ALONSO, Conservación por Congelación de la Carne y Derivados Cárnicos. (España: Frío-Calor Aire Acondicionado, enero 1978), págs. 9 - 16.
- 26 RODRIGUEZ MANUEL ALONSO, Conservación Frigorífica de Carnes en Embalajes Plásticos (España: Frío-Calor-Aire Acondicionado, junio 1977), págs. 31 - 35.
- 27 ROMANILLOS JOSE, Regulación Automática de Instalaciones Frigoríficas (España: Frío-Calor-Aire Acondicionado, abril 1977), págs. 9 - 16.
- 28 SERVICIOS DE SELECCIONES TECNICAS, Proyecto de Cámaras Frigoríficas (EE. UU.: Departamento de Comercio y Oficina de Servicios Técnicos para Institutos Internacionales, Boletín 168, marzo de 1964), págs. 33 - 41.
- 29 STURE ASTROM M., Systeme de Surgelation Au Fluocarbone "Freon" (France: Bibliotheque IIF 74 - 1129), págs. 1109 - 1113.
- 30 STOECKER W.F., Refrigeración y Aire Acondicionado(Méxi

co: McGraw-Hill, 1978), 403 págs.

- 31 THRELKELD JAMES L., Ingeniería del Ambito Térmico (España: Editorial Prentice/Hall Internacional, 1973)-págs. 3 - 133.
- 32 TRANE, Refrigeration Manual (Wisconsin: The TRANE Company, 1964), 153 págs.
- 33 VARGAS A., Curso de Refrigeración (Guayaquil: ESPOL, 1979), 156 págs.
- 34 VARGAS A., Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros (Guayaquil: Series VZ, 1979), 221 págs.
- 35 WEINLING H., Tecnología Práctica de la Carne (España: Editorial ACRIBIA, 1973), págs. 109 - 238.