

**ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL**

Facultad de Ingeniería Mecánica

**“Instalación Frigorífica de una Central  
Lechera para la Ciudad de Loja”**

Tesis de Grado

Previa a la Obtención del Título de:

**INGENIERO MECANICO**

Presentada por:

**Thuesman Estuardo Montaña N.**

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

**1987**

A G R A D E C I M I E N T O

Al Ing. ANGEL VARGAS ZUÑIGA, que  
bajo su acertada dirección se pu  
do desarrollar esta tesis.

Al personal de la Fábrica de Lác  
teos de la Universidad Técnica  
Particular de Loja.

DEDICATORIA

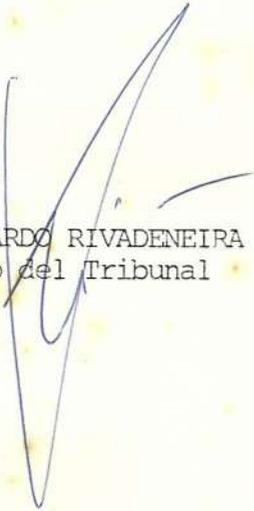
A MIS PADRES  
A MI ESPOSA  
A MIS HERMANOS



ING. EDUARDO ORCES P.  
Decano  
Facultad de Ingeniería Mecánica



ING. ANGEL VARGAS Z.  
Director de Tesis



ING. EDUARDO RIVADENEIRA P.  
Miembro del Tribunal

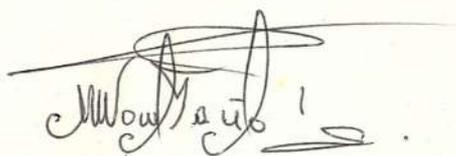


ING. RICARDO CASSIS M.  
Miembro del Tribunal

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).



.....  
THUESMAN MONTAÑO PERALTA

## R E S U M E N

La instalación frigorífica dentro de una planta lechera, es de vital importancia en la misma, debido al frío que aporta para la preservación de todos los productos lácteos.

Con el propósito de determinar la instalación frigorífica, fue necesario realizar un estudio sobre las características de la leche, producción y demanda en la ciudad de Loja, a fin de establecer la capacidad de la instalación y a su vez especificar los subproductos que se puedan elaborar para poder aplicar la refrigeración donde lo requieren durante el proceso de elaboración.

Para ello se procedió a desarrollar la fuente del frío, el dimensionamiento de la misma; así como también realizar el cálculo de las dimensiones y formas de construcción de las cámaras frigoríficas, en base a la producción necesaria para su comercialización de los productos lácteos, los mismos que serán almacenados hasta su expendio.

Una vez conocidas las formas de construir las cámaras frigoríficas y la fuente donde se produce el frío, se procedió a seleccionar el refrigerante y el sistema de refrigeración, para después calcular y seleccionar la maquinaria frigorífica, la cual se pudo realizar en base a los cálculos de carga y características del ciclo.

Luego se realizó el análisis económico de la instalación frigorífica sobre cual trabajará en la planta lechera en general.

I N D I C E      G E N E R A L

	Pág.
<u>RESUMEN</u> .....	VI
INDICE GENERAL .....	VIII
INDICE DE FIGURAS .....	XIII
INDICE TABLAS .....	XV
INDICE DE PLANOS .....	XVII
INDICE DE CUADROS SINOPTICOS .....	XVIII
SIMBOLOGIA .....	XIX
INTRODUCCION .....	21
 I.    CAPITULO .....	 24
FACTIBILIDAD DEL PROYECTO .....	24
1.1 Consideraciones generales .....	24
1.1.1 Estimaciones sobre el área del proyecto. ....	24
1.1.2 <u>Demanda actual</u> .....	27
1.1.3 Crecimiento y proyección pobla- cional. ....	28
1.1.4 <u>Justificación del estudio de</u> <u>instalación.</u> ....	34
1.1.5 Ubicación de la planta .....	35
 II.   CAPITULO .....	 38
<u>CARACTERISTICAS DEL PROCESO DE PASTEURIZA-</u> <u>CIÓN DE LA LECHE DE VACA.</u> .....	38
2.1 Definiciones preliminares .....	38

	Pág.
2.1.1 Composición química de la leche de vaca. ....	41
2.1.2 Principales propiedades físicas de la leche. ....	41
2.1.2.1 Densidad .....	42
2.1.2.2 Viscosidad .....	43
2.1.2.3 Punto de congelación .	43
2.1.2.4 pH y acidez de la leche. ....	45
2.1.2.5 Calor específico .....	45
2.2 Equipos de pasteurización .....	46
2.2.1 Aparatos de pasteurización baja	50
2.2.2 Aparatos de pasteurización alta	50
III, CAPITULO .....	55
DETERMINACION DE LA DEMANDA DE PRODUCCION DE FRIO PARA LA CENTRAL LECHERA. ....	55
3.1 Cálculo de la carga de enfriamiento .	63
3.1.1 Requerimientos de agua helada .	64
3.1.2 Cálculo del volumen del tanque	67
3.1.2.1 Descripción del tanque	71
3.1.2.2 Aislamiento del tanque	72
3.1.2.3 Cálculo de los espesores del aislante. ...	72
3.1.3 Dimensionamiento de las cámaras frigoríficas. ....	85
3.1.3.1 Ubicación geográfica de las cámaras. ....	92
3.1.3.2 Configuración de paredes, pisos y techos de las cámaras frigoríficas. ....	92

	Pág.
3.1.3.3 Cálculo de los espesores de aislamientos para las cámaras frigoríficas. ....	95
3.1.4 Cálculo de la cantidad de frío. ....	107
3.1.4.1 Cálculo del frío necesario para el banco de agua helada. ....	107
3.1.4.2 Cálculo de la cantidad de frío para las cámaras frigoríficas. ...	115
3.2 Selección del refrigerante a usarse...	133
IV. CAPITULO .....	138
INGENIERIA DEL DISEÑO .....	138
4.1 Determinación de la capacidad de planta. ....	138
4.2 Selección del sistema a emplearse ...	142
4.2.1 Determinación de la temperatura de operación. ....	145
4.2.2 Determinación de la temperatura de condensación. ....	146
4.2.3 Selección del ciclo de compresión mecánica. ....	148
4.2.3.1 Ciclo en cascada ....	148
4.2.3.2 Ciclo a 3 etapas ....	149
4.2.3.3 Ciclo a 2 etapas ....	149
4.2.3.4 Ciclo a 1 etapa ....	150
4.2.4 Características del ciclo termodinámico. ....	150

	Pág.
4.3 Cálculo y selección del compresor ...	156
4.3.1 Consideraciones generales en la selección de compresores. ....	157
4.3.2 Características generales del compresor. ....	159
4.4 Cálculo y selección del condensador ..	165
4.4.1 Selección de la torre de enfria miento. ....	186
4.5 Cálculo y selección del evaporador ..	188
4.5.1 Evaporador para el tanque de agua helada. ....	189
4.5.2 Evaporador para la Cámara N° 1.	199
4.5.3 Evaporador para la Cámara N° 2.	209
4.5.4 Evaporador para la Cámara N° 3.	210
4.6 Cálculo y selección de tuberías ....	211
4.6.1 Tuberías del refrigerante ....	212
4.6.2 Tuberías para el agua de enfria miento. ....	213
4.6.2.1 Tuberías para equipos enfriadores de lácteos en circulación y para las cámaras frigoríficas. ....	215
4.6.2.2 Tuberías para agua en condensador-torre de enfriamiento. ....	220
4.6.3 Caídas de presión en ls tube- rías. ....	221
4.7 Selección de bombas ....	225
4.8 Selección de los aislamientos a utili- zarse. ....	233

	Pág.
V. CAPITULO .....	238
ACCESORIOS DE CONTROL .....	238
5.1 Accesorios automáticos de control ...	238
5.2 Equipos auxiliares .....	246
VI. CAPITULO .....	251
ESQUEMA GENERAL DE LA INSTALACION FRIGORIFI CA. ....	251
VII. CAPITULO .....	253
ANALISIS ECONOMICO .....	253
7.1 Costos de instalación .....	254
7.1.1 Sala de máquinas .....	254
7.1.2 Cámaras frigoríficas .....	255
7.1.3 Maquinaria y equipos .....	255
7.1.4 Instalación y montaje de la ma- quinaria. ....	257
7.1.5 Otros activos .....	260
7.2 Costos de operación .....	260
7.2.1 Mano de obra directa .....	261
7.2.2 Carga fabril .....	261
7.3 Punto de equilibrio .....	264
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	266
ANEXOS .....	269
BIBLIOGRAFIA .....	295

## INDICE DE FIGURAS

Nº		Pág.
1.1	Comportamiento de la línea de tendencia...	37
2.1	Densidad de la leche y de la nata en función de la temperatura. ....	47
2.2	Calor específico de la leche en función de la temperatura. ....	48
3.1	Esquema del pasteurizador PAASCH & SILKBORG	68
3.2	Esquema de la constitución de las paredes del tanque. ....	74
3.3	Constitución del fondo del tanque .....	81
3.4	Constitución de la cubierta del tanque ..	83
3.5	Ubicación geográfica de las cámaras frigoríficas. ....	94
3.6	Configuración de las paredes de las cámaras frigoríficas. ....	94
3.7	Forma de construcción del piso para las cámaras frigoríficas. ....	95
3.8	Configuración del techo de las cámaras frigoríficas. ....	96
3.9	Constitución de pared interior de las cámaras. ....	101
4.10	Esquema de refrigeración directa e indirecta. ....	144
4.2	Diferencia de temperatura de evaporación y la del agua a la entrada y salida. ....	147

Nº		Pág.
4.3	Ciclo termodinámico .....	151
4.4	Rendimiento volumétrico para compresores frigoríficos. ....	161
4.5	Diagrama para determinar la temperatura ex terior de los tubos del condensador en ba se a la Tabla VIII. ....	179
4.6	Diferencia de temperaturas entre el agua y el refrigerante en el condensador. ....	180
4.7	Esquema del evaporador "Gram Ice Bank Coil"	191
4.8	Vista lateral de las aletas .....	207
4.9	Esquema de las tuberías para las cámaras frigoríficas. ....	219
4.10	Nomograma para determinar el espesor míni mo para aislamiento. ....	237
5.1	Agitadores "Gram" .....	247
7.1	Cronograma de trabajo de instalación y mo taje frigorífico. ....	258

## INDICE DE TABLAS

Nº		Pág.
I.	Población y crecimiento poblacional de la ciudad de Loja. ....	31
II.	Cuadro de valores .....	32
III.	Diferencias de valores reales y estimativos. ....	33
IV.	Calor específico a diferentes temperaturas. ....	46
V.	Propiedades físicas de la leche de vaca .	49
VI.	Características técnicas del pasteurizador PAASCH & SILKEBORG. ....	69
VII.	Propiedades del refrigerante seleccionado	137
VIII.	Valores para determinar la temperatura exterior de los tubos del condensador. ...	178
IX.	Condensadores multitubulares horizontales "Vilter" para amoniaco. ....	280
X.	Características del evaporador "Gram Ice Bank Coil". ....	281
XI.	Coeficientes para calcular, por medio de las ecuaciones de Mc Adams, el coeficiente de convección sobre superficies exteriores. ....	205

Nº		Pág.
XII.	Evaporador "Gram Finned" .....	282
XIII.	Tablas referentes a las pérdidas por	285
XIV.	fricción para agua en tuberías de acero	286
XV.	cédula 40. ....	287
XVI.	.....	288
XVII.	Agitador "Gram" .....	289
XVIII.	Valores económicos del trabajo de <u>insta</u> lación y montaje frigoríficos. ....	290

## INDICE DE PLANOS

Nº		Pág.
I.	Zona del proyecto de instalación .....	291
II.	Diagrama de la instalación frigorífica con sus accesorios de control automático y equipos auxiliares. ....	292
III.	Esquema general de la instalación frigorí fica. ....	293
IV.	Vista en planta de la instalación frigorí fica en la planta lechera. ....	294

## INDICE DE CUADROS SINOPTICOS

Nº		Pág.
I.	Representación esquemática de la tecnología de la leche de consumo. ....	60
II.	Representación esquemática de la tecnología de la mantequilla. ....	62
III.	Tecnología del queso .....	62

## S I M B O L O G I A

A	:	Area
a	:	Ancho
c	:	Calor específico
D, d	:	Diámetro
e	:	Espesor
f	:	Coefficiente de rozamiento
G	:	Velocidad másica
g	:	Aceleración de la gravedad
H	:	Altura, calor latente
h	:	Entalpía, pérdidas
K	:	Coefficiente global de transferencia de <u>ca</u> lor.
L, l	:	Longitud
m	:	Masa
N	:	Número de tubos
n	:	Revoluciones por minuto
P	:	Potencia
p	:	Presión
Q	:	Calor por unidad de tiempo
R	:	Relación, resistencia
r	:	Tasa de compresión

S	:	Paso entre tubos
T, t	:	Temperatura
V	:	Volumen
v	:	Velocidad, volumen específico
W	:	Peso
Z	:	Número de cilindros
Gr	:	Número de Grassof
Nu	:	Número de Nusselt
Re	:	Número de Reynolds
St	:	Número de Stanton
Pr	:	Número de Prandtl
$\mu$	:	Viscosidad dinámica
$\nu$	:	Viscosidad cinemática
$\eta$	:	Rendimiento, eficiencia
$\dot{m}$	:	Caudal másico
$\alpha$	:	Coefficiente de convección
$\lambda$	:	Coefficiente de conductividad
$\rho$	:	Densidad
$\Delta$	:	Diferencia, caída
$\theta$	:	Tiempo
$\psi$	:	Humedad relativa
$\bar{X}$	:	Título
NPSHR	:	Cabzal de succión neto positivo
TDH	:	Altura dinámica total

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

Desde hace mucho tiempo se reconoce la gran importancia que tienen la leche y sus subproductos en la dieta de los seres humanos, es así que el hombre ha utilizado la leche como alimento desde que comenzó a relatarse la historia o talves miles de años antes que comenzará escribirse.

La leche contiene todos los principios nutritivos necesarios para la conservación y el desarrollo de la vida (carbohidratos, lípidos, materias albuminoides, sales minerales, vitaminas y enzimas).

Es particularmente importante que el valor protéico de la leche de vaca, es decir, la participación porcentual del poder energético de las proteínas y el valor calórico total de la leche, supere en un 20% a cualquier otro alimento (excepto la leche de mujer).

El hombre puede cubrir sus necesidades diarias con un litro de leche diario en los principios siguientes:

Calcio .....	en el 100%	Vitamina A ....	en el 30%
Fósforo .....	en el 67%	Vitamina B <sub>1</sub> ....	en el 27%
Vitamina B <sub>2</sub> ..	en el 66%	Vitamina C .....	en el 27%
Proteínas ....	en el 49%	Hierro .....	en el 3%

Es así mismo que la leche por ser un alimento completo, es también un medio ideal para el desarrollo de la flora microbiana, la misma que al hacerlo descompone a sus diversos elementos constitutivos en pocas horas si no se toman las medidas necesarias para evitar su contaminación en el desarrollo de microorganismos saprófitos o patógenos, que inevitablemente contiene la leche.

### Introducción

La leche contaminada con organismos patógenos (ya sean introducidos éstos por animales o seres humanos) en el lugar de producción constituye un peligro para la salud, de igual manera el manipuleo que sufre hasta llegar a su consumo.

Lo ideal en la producción de la leche sería aquella, que reúna los siguientes requerimientos: bajo recuento bacterial libre de impurezas y de gérmenes patógenos, producida en locales limpios.

Es por ello la necesidad de preservar tecnológicamente la leche de consumo en esta ciudad y, la forma más facul

tativa es una planta pasteurizadora, ya que la pasteurización es el medio práctico para que la misma esté libre de organismos patógenos logrando además mejorar la calidad de conservación de la leche de forma que no perjudique su sabor.

Inmediatamente a la pasteurización es necesario la refrigeración de la leche, así como a sus subproductos antes de su elaboración final, ya que el efecto del choque térmico frena el desarrollo de los gérmenes que resisten la pasteurización, impidiendo además en gran parte las repercusiones de una eventual contaminación de la leche pasteurizada, así como de sus subproductos.

La refrigeración es esencial para la conservación de los ricos sabores naturales de los productos lecheros y es parte integrante de muchos variados procesos que se emplean en la industria lechera.

El frío debe producirse en la industria lechera tanto para refrigerar líquidos lácteos como para las cámaras frigoríficas.

## CAPITULO I

### FACTIBILIDAD DEL PROYECTO

#### 1.1 CONSIDERACIONES GENERALES.-

Para determinar la posibilidad de la creación de una planta pasteurizadora y por ende su instalación frigorífica en la ciudad de Loja, se considera necesario realizar un análisis en lo que tiene que ver con ciertos aspectos del lugar donde se vaya a ejecutar el proyecto, así como también considerar demandas actuales, crecimiento poblacional y proyecciones futuras, para luego justificar el estudio de la misma y, además preveer la localización de la planta.

##### 1.1.1 Estimaciones sobre el área del proyecto.-

El sector en referencia se halla situado en la provincia de Loja, la misma que se encuentra ubicada en la zona meridional de la sierra interandina con una extensión territorial de 11.214 Km<sup>2</sup> y con una población que en 1982

*estimada del año  
de 1997 al año 96 -  
es de 150.000*

alcanza la cifra de 360767 habitantes. (Ref. 10).

Loja, capital de la provincia se sitúa en la hoya de Zamora y limita al norte por un sector del nudo de Atacama-Guagrauma, al sur por el pequeño nudo de Cajanuma que enlaza las bajas serranías de los Punzaras en donde se eleva el Villonaco con la cordillera oriental. La ciudad de Loja se asienta sobre una altura de 2.064m., sobre el nivel del mar y cuenta con una superficie de 2.307 km<sup>2</sup>, en cuanto a su aspecto ecológico registra una temperatura anual de 18.5°C, siendo la máxima absoluta de 26.8°C, y la mínima de 9.2°C. (Ref.9).

La zona cubre una vasta región lechera, la que se encuentra cruzada por los ríos Zamora y Malacatos rodeados por montañas de la cordillera que dejan a sus faldas y orillas de los ríos pequeñas llanuras en donde se desarrolla en parte la ganadería lechera, cuya producción se destina al consumo directo en condiciones nada recomendables y otra parte es dedicada a la elaboración manual de que-

sos, quesillo (cuajada), y mantequilla.

Según estimación realizada por la Dirección Sectorial de Planificación y División de Informática y Estadística del MAG (Ministerio de Agricultura y Ganadería Provincial de Loja), la producción de leche en la provincia en 1984, es de 140.000 litros por día. En el cantón es de aproximadamente 48.600 litros diarios, siendo las zonas aledañas a la ciudad de buena productividad lechera, de la cantidad mencionada anteriormente 17.577 litros o sea el 36% son llevados diariamente a la ciudad, de acuerdo a estudios realizados en el año 82 (Ref. 24), en el cual se argumenta que no es posible obtener datos exactos acerca de la producción, ya que pocos productores de leche llevan actualmente registros diarios de producción, siendo más bien éstos valores estimativos.

Para el acopio y transporte de la leche desde los diferentes lugares de producción, la ciudad cuenta con un regular sistema de viabilidad.

1.1.2 Demanda actual.-

Tomando en cuenta que en la ciudad de Loja existen <sup>156.000 aprox</sup> 96.776 habitantes, según INEC año 1982, como se muestra en la Tabla I y como se explicó anteriormente los litros diarios de leche que ingresan son 17.577, determinamos el consumo medio por habitantes y por día con la finalidad de facilitar el estudio en las demandas futuras, como exponemos a continuación:

Localidad	Población consumidora (Hab.)	Consumo litros	Ración Percápita
Loja	98.776	17.577	0.18

Ahora bien, en 1986 la población estimativa de la ciudad es 122.366 (como se deducirá más adelante); y según la Oficina de División y Planificación de Informática y Estadísticas MAG. Loja Zona 10, la cantidad de leche que ingresa a la misma fluctúa entre los 20.000 litros, luego:

Localidad	Población consumidora (Hab.)	Consumo Litros	Ración Percápita
Loja	122.366	20.000	0.16

Como se observa existe una disminución en el consumo medio, debido en parte al mayor aumento de población. Pues bien, considerando que es recomendable un consumo de 1/2 litro diario por persona, esto sin contar a niños y lactantes los cuales consumen un litro diario, notamos que existe un déficit de 0.34 litros diarios en la ciudad, lo cual es bastante elevado.

### 1.1.3 Crecimiento y proyección poblacional.-

Con el objeto de contribuir a la factibilidad de la planta, es estimable preveer el crecimiento poblacional de la ciudad. En la Tabla I, se muestra la población y crecimiento poblacional.

El INEC, establece que la tasa de crecimien-

to entre los años 74-82, se mantendrá hasta el año 86, luego por cálculos la población de la ciudad será de 122.366 habitantes.

Con el propósito de conocer la proyección de demanda futura (10 años) de esta planta, trazamos un gráfico de coordenadas habitantes versus años y así mismo determinar la línea de tendencia, tal como se ilustra en el gráfico 1.1.

Del mismo modo observamos que dicha línea de tendencia es no lineal y, más bien se comporta de la forma de un polinomio de segundo orden:

$$y = a + bx + cx^2$$

Hay que añadir que el valor calculado por esta ecuación es sólo estimativo, razón por la cual se lo representa por  $\hat{y}$ , debido a que cada valor de  $y$  puede no coincidir con el valor real, de esta manera también se representará a los valores de  $\hat{a}$ ,  $\hat{b}$  y  $\hat{c}$ .

Ajuste analítico de la línea de tendencia:

Los valores de  $\hat{a}$ ,  $\hat{b}$  y  $\hat{c}$  se los estima por me dio del principio de los mínimos cuadrados, para así determinar la línea que minimice la suma de los cuadrados de las diferencias o desvíos entre valores reales  $y_i$  y los  $\hat{y}_i$  estimados.

Matemáticamente:

$$F = (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (1.1)$$

Donde:

$$\hat{y}_i = \hat{a} + \hat{b}x_i + \hat{c}x_i^2 \quad (1.2)$$

Reemplazando (1.2) en (1.1)

$$F = \sum y_i \left[ - (\hat{a} + \hat{b}x_i + \hat{c}x_i^2) \right] \quad (1.3)$$

El sistema de ecuaciones por mínimos cuadrados contiene una para cada constante, y es del siguiente modo:

TABLA I

POBLACION Y CRECIMIENTO POBLACIONAL DE LA CIUDAD DE LOJA  
(1950-1982)

AÑO CENSAL	POBLACION	TASA DE CRECIMIENTO
1950	22.809	---
1962	37.369	4.2
1974	64.105	4.6
1982	98.776	5.5

$$\hat{a} + \hat{b}\Sigma x + \hat{c}\Sigma x^2 = \Sigma y \quad (1.4)$$

$$\hat{a}\Sigma x + \hat{b}\Sigma x^2 + \hat{c}\Sigma x^3 = \Sigma xy \quad (1.5)$$

$$\hat{a}\Sigma x^2 + \hat{b}\Sigma x^3 + \hat{c}\Sigma x^4 = \Sigma x^2 y \quad (1.6)$$

Las ecuaciones anteriores son obtenidas a partir de la derivación de la ecuación 1.3, con respecto a  $\hat{a}$ ,  $\hat{b}$  y  $\hat{c}$  e igualadas a cero. (Ref. 16).

A continuación se construye el cuadro de valores de los datos referidos anteriormente, donde  $\underline{x}$  son los años y  $\underline{y}$  el número de habitantes.

TABLA II  
CUADRO DE VALORES

AÑOS	x	y	x <sup>2</sup>	x <sup>3</sup>	x <sup>4</sup>	xy	x <sup>2</sup> y
1950	1	22.809	1	1	1	22.809	22.809
1962	2	37.369	4	8	16	74.738	149.476
1974	3	64.105	9	27	81	192.315	576.945
1986	4	122.366	16	64	256	489.464	1'957.856
	10	246.649	30	100	354	779.326	2'707.086

Reemplazando estos valores en las ecuaciones (1.4), (1.5), (1.6) y resolviendo el sistema obtenemos los coeficientes:

$$\hat{a} = 34.935$$

$$\hat{b} = -22.084$$

$$\hat{c} = 10.925$$

La ecuación de la línea de ajuste será:

$$y = 34935 - 22084 x + 10925 x^2$$

Dando los valores de 1 a 4, se obtiene la línea de ajuste Fig. 1.1.

En la siguiente tabla exponemos las diferencias de los valores reales y los estimativos.

TABLA III

DIFERENCIA DE VALORES REALES Y ESTIMATIVOS

x	y	$\hat{y}$	$y - \hat{y}$
1	22.809	23.776	-967
2	37.369	34.467	2902
3	64.105	67.008	-2902
4	122.366	121.399	967

Además con la finalidad de determinar la bondad de ajustamiento o precisión realizaremos el cálculo del intervalo de confianza, para así obtener una estimación para el año 1996.

$$s_y^2 = \frac{1}{n - 2} (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (1.7)$$

$$s_y = \sqrt{\frac{1}{n - 2} (y_i - \hat{y}_i)^2}$$

$$s_y = \sqrt{\frac{1}{n - 2} (10291782)^2}$$

$$s_y = 3059$$

Por lo tanto, es posible dibujar una franja de valores  $y \pm 3059$ , que define el intervalo de confianza para cada valor correspondiente de  $x$ .

Luego la población de la ciudad de Loja para 1996 será de  $163.560 \pm 3.059$ , como resultado de la extrapolación de la línea de tendencia y su correspondiente intervalo de confianza.

#### 1.1.4 Justificación del estudio de instalación.-

De lo expuesto en el gráfico 1.1, podemos darnos cuenta del incremento de la población para años posteriores, lo cual incidirá en un aumento necesario en la demanda de leche en Loja.

El déficit en el futuro puede ser compensado de la confianza que adquiera la planta con el ganadero lechero, que entregue la leche para su elaboración de calidad y aceptación del producto por parte de la población consumidora, y del establecimiento oportuno de un buen sistema de comercialización de la materia prima, que sí existe en los alrededores

de la ciudad y del cantón; y aún más en la provincia como se anotó en índices anteriores.

La leche que se distribuye en la población de Loja se realiza en condiciones antihigiénicas, razón por la cual consideramos necesario el establecimiento de una planta pasteurizadora con su adecuada instalación frigorífica para los distintos usos que ella requiera, como una causa poderosa para proteger la salud del pueblo.

Tenemos que acotar, que la refrigeración previene una mayor conservación de la leche y los variados subproductos lecheros.

#### 1.1.5 Ubicación de la planta.-

La planta motivo del proyecto podrá ser ubicada en el sitio denominado Jipiro, al norte de la ciudad, por las ventajas que ofrece al ser considerado como sector industrial por el H.Municipio de Loja, contando con buenas vías de acceso, agua potable, servicio eléctrico, etc.

En el Plano I, se ilustra la ubicación de la planta.

HABITANTES  
X 3000

150.000 hab.

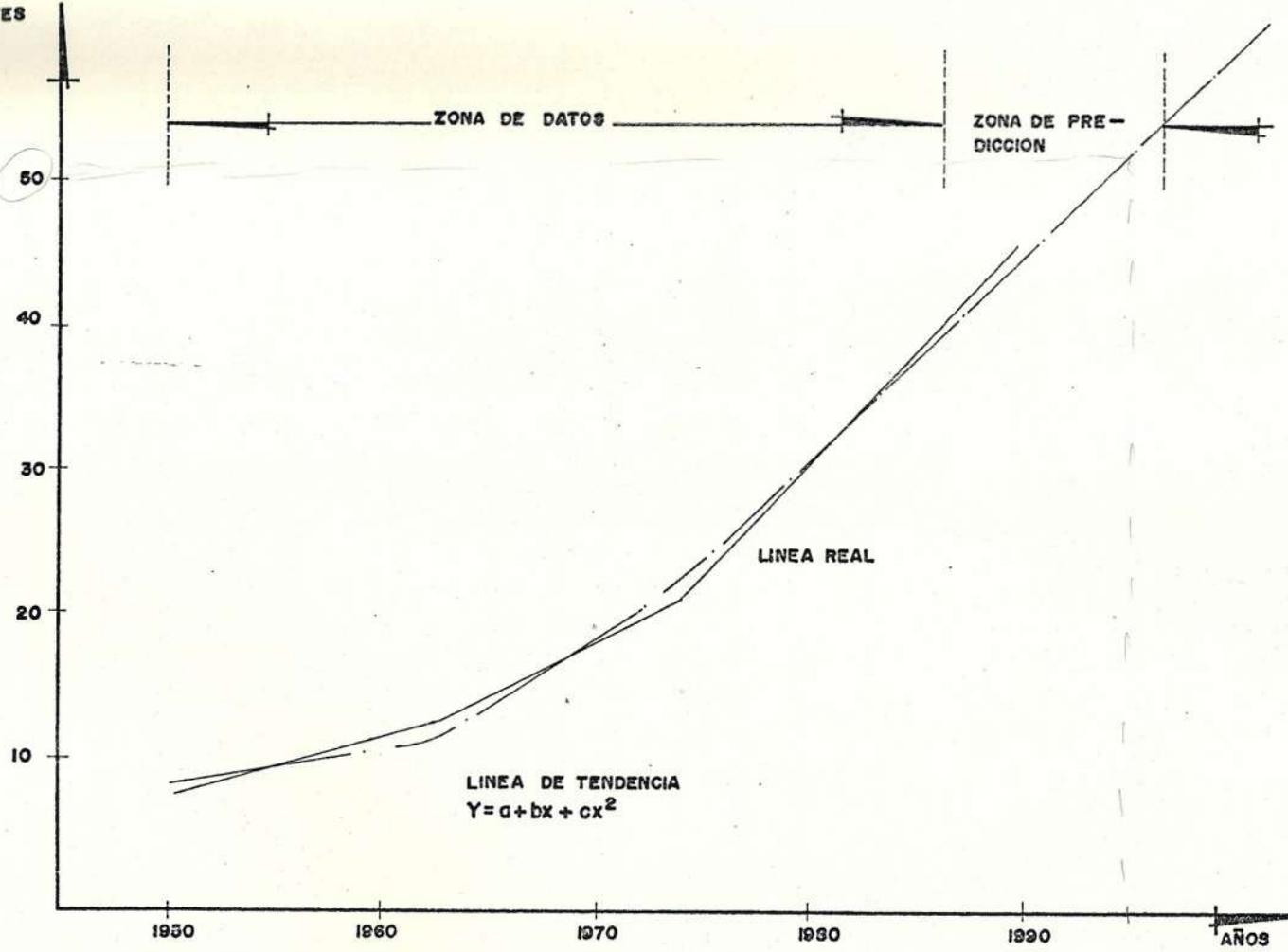


FIG. I.I.- COMPORTAMIENTO DE LA LINEA DE TENDENCIA

## CAPITULO II

### CARACTERISTICAS DEL PROCESO DE PASTEURIZACION DE LA LECHE DE VACA

#### 2.1 DEFINICIONES PRELIMINARES.-

Primeramente realizamos un enfoque sobre las características bacteriológicas de la leche, para luego elaborar un análisis de las condiciones higiénicas en base a observaciones microscópicas de la leche que se consumen en la ciudad de Loja; sobre las cuales es necesario la aplicación de los métodos de conservación.

#### Análisis bacteriológicos de la leche:

La flora microbiana varía grandemente tanto en cantidad como en calidad, dependiendo de una serie de factores tanto de orden interno como de orden externo.

Los de orden interno podemos apuntar los provenien-

tes del animal. Entre los de orden externo incluiremos; los del local o del medio ambiente en que se ordena.

Los microorganismos de la leche pertenecen al grupo de los hongos, levaduras y bacterias. Los dos predominan en medios ácidos, mientras que los últimos abundan en medios alcalinos.

Se habla también de microbios saprófitos y los patógenos.

Los saprófitos no son dañinos por si mismo, pero pueden llegar a serlo, provocando alteraciones nocivas al líquido, como ejemplo tenemos los fermentos lácticos a los que se deben las primeras modificaciones de la leche, haciendo pasar lactosa a ácido láctico.

Los agentes patógenos son peligrosos debido a la transmisión de enfermedades infectocontagiosas como tuberculosis, fiebre aftosa, etc.

En la ciudad de Loja, de acuerdo al análisis de la leche de consumo, ha sido posible detectar los siguientes tipos de gérmenes conocidos con su nombre científico (Ref. 4):

Escherichia Coli  
Proteus Vulgaris  
Pseudomona Aeruginosa  
Streptococcus Agalatae  
Staphilococcus Aureos  
Corynebacterium Pyogenes  
Streptococcus Pyogenes

La escherichia coli es el principal componente de las heces de cualquier tipo, de la cual se deduce que la leche de consumo en Loja está contaminada por materias fecales, por lo mismo todas las personas que consumen este tipo de leche están expuestas a ser víctimas de gastroenteritis y otros trastornos.

El streptococcus pyogenes y el staphilococcus aureos tienen un gran poder patógeno en el hombre, ya que pueden producir fuertes infecciones en la garganta, como faringitis, amigdalitis y fiebre reumática.

De lo anterior, nos demuestra que clase de leche se consume en la ciudad de Loja.

### 2.1.1 Composición química de la leche de vaca.-

La composición media de la leche normal de vaca es la siguiente:

		Agua .....	87.5%
		Grasa .....	3.5%
Extracto seco 12.5%	{ Extracto seco desengrasado 9.0%	Proteínas ...	3.5%
		Lactosa .....	4.7%
		Sales minera-	
		les. ....	0.8%
			<hr/>
			100.0%

La leche contiene además enzimas (fermentos), vitaminas y ácidos libres.

### 2.1.2 Principales propiedades físicas de la leche.-

La leche es un sistema polidisperso, esto es que sus distintos componentes forman partículas de tamaño disperso, en diferentes grados de dispersión y formas de solución. Es importante conocer las diferentes formas de solución debido a que algunas tecnologías (por ejemplo; la fabricación del queso) dependen

den en lo esencial de las variaciones de los mismos.

Las propiedades físicas de la leche así como las químicas influyen en forma destacada sobre el diseño y empleo del equipo lechero.

#### 2.1.2.1 Densidad.-

La densidad de la leche oscila entre 1.027 g./l. y 1.035, según la clase y cantidad de partículas contenidas en ella, ya sean disueltas o emulsionadas.

Para la leche de estas zonas tenemos densidades que varían desde 1.024 hasta 1.035 siendo la densidad media 1.030 (Ref. 13), valores que están de acuerdo con las normas internacionales que dan una densidad media de 1.032 g./l.

La adición de agua a la leche disminuye evidentemente la densidad.

La densidad depende de la temperatura como lo muestra la Figura 2.1. (Ref. 27).

#### 2.1.2.2 Viscosidad.-

La viscosidad depende de la resistencia de rozamiento entre las moléculas. Disminuye al aumentar la temperatura.

La viscosidad de la leche oscila entre 1.5 y 4.2 cP.

#### 2.1.2.3 Punto de congelación.-

El punto de congelación se encuentra por debajo de 0°C (a -0.55°C) por que las materias disueltas (lactosa, sales) reducen proporcionalmente a sus cantidades dicho punto crítico.

La adición de agua a la leche traslada su punto de congelación al punto de congelación del agua (Ref. 8).

La leche se altera en gran parte al congelarse. Es de notar que lo primero que se congela es el agua, y en la parte de la leche que aún no se congela aumenta la concentración de los componentes de extracto seco, por lo que en la porción inferior congelada aumenta la riqueza de ferroproteína y de sustancias minerales, mientras que en la superior se concentra la grasa.

Cuando se descongela es difícil que la grasa vuelva a dispersarse con la misma perfección que lo estaba al principio. Es por ello que los resultados analíticos obtenidos con la leche congelada, no se correspondan con la composición real del producto fresco. (Ref. 31).

Como una anotación para el control cualitativo de la leche cruda es que nunca deben tomarse muestras de productos congelados.

#### 2.1.2.4 pH y acidez de la leche.-

Todos los fenómenos microbiológicos, los procesos de formación de mantequilla, de precipitación de las proteínas y el resultado de la pasteurización dependen de la reacción química. Esto puede expresarse en neutralidad, acidez y alcalinidad. En general la leche tiene una reacción iónica cercana a la neutralidad.

De 6.5 a 6.45 corresponde el pH de la leche recién ordeñada de vacas sanas.

#### 2.1.2.5 Calor específico.-

El calor específico de la leche y de la crema varía considerablemente dependiendo de su contenido de grasa y temperatura, un mayor porcentaje de grasa produce un calor específico menor, a excepción de la temperatura de 20°C, tal como se indica

en el gráfico 2.2.

En el siguiente cuadro se detallan algunos valores de calores específicos a diferentes temperaturas.

TABLA IV

CALOR ESPECIFICO A DIFERENTES TEMPERATURAS

	0°C	15°	40°	60°
Leche entera	0.92	0.94	0.93	0.92
Leche descremada	0.94	0.94	0.95	0.96
Crema con 30% de mat.grasa	0.67	0.98	0.85	0.86
Crema con 60% de mat.grasa	0.56	1.05	0.72	0.74
Mantequilla	0.51	0.53	0.56	0.58
Lactosuero	0.98	0.98	0.97	0.97

En la Tabla V se resumen todas las propiedades físicas de la leche, que son de gran utilidad en la elaboración de cualquier producto o tratamiento lechero.

## 2.2 EQUIPOS DE PASTEURIZACION.-

- 1.- LECHE DESNATADA
- 2.- LECHE COMPLETA CON EL 2.5% DE MATERIA GRASA
- 3.- LECHE CRUDA CON EL 4.5% DE MATERIA GRASA
- 4.- NATA CON EL 30% DE GRASA
- 5.- NATA CON EL 48% DE GRASA
- 6.- AGUA DESTILADA

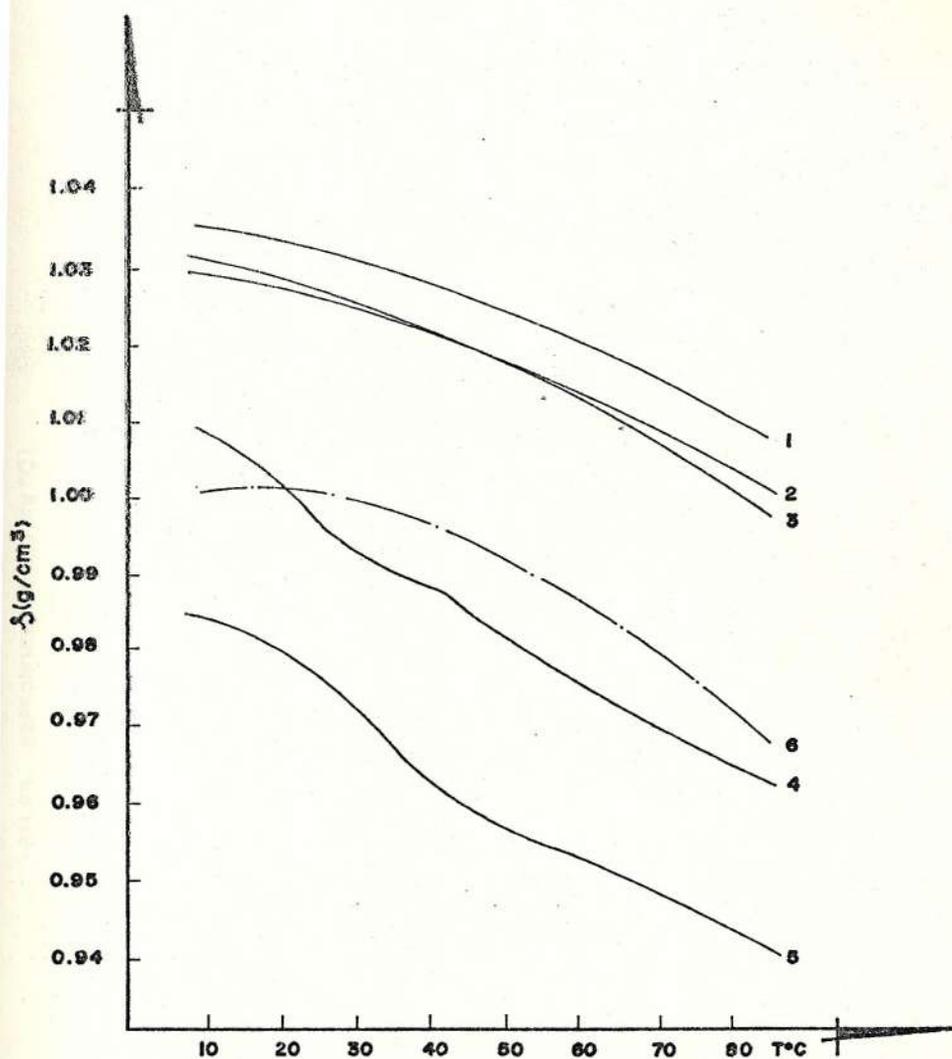


FIG. 2.1.- DENSIDAD DE LA LECHE Y DE LA NATA EN FUNCION DE LA TEMPERATURA.

FIG. 2.2... CALOR ESPECIFICO DE LA LECHE EN FUNCION DE LA TEMPERATURA

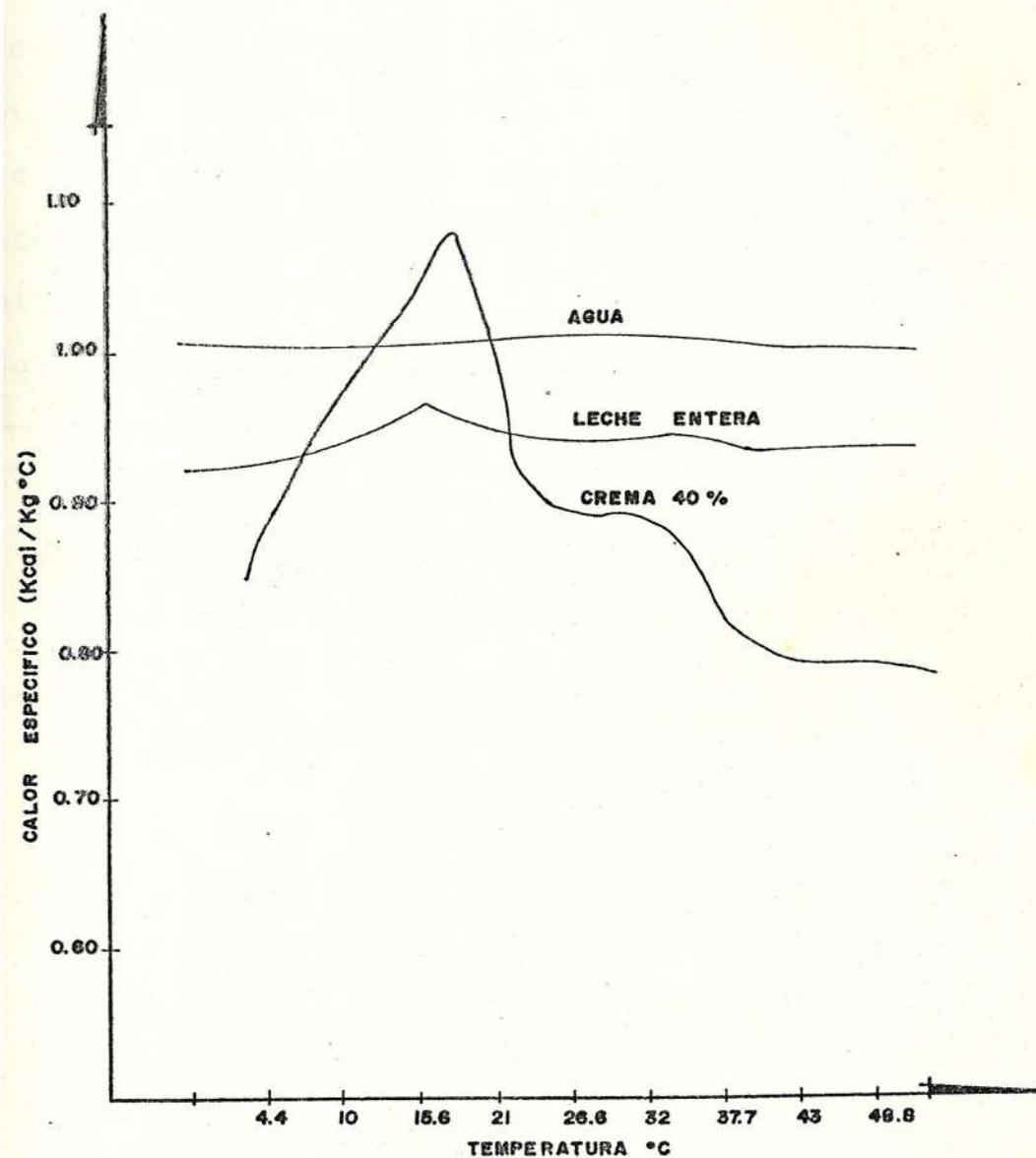


TABLA V

## PROPIEDADES FISICAS DE LA LECHE DE VACA

Densidad de la leche	1.032 Kg/l.
Densidad de la leche descremada	1.036 Kg/l.
Densidad de la materia grasa	0.940 Kg/l.
Poder calórico (por litro), calorías	700
pH	6.6 - 6.8
Conductibilidad eléctrica, mhos	$4.5 \cdot 10^{-4}$
Tensión superficial, dinas/cm	53
Viscosidad absoluta (15°C)	0.0212
Viscosidad relativa (específica)	1.6 - 2.15
Punto de congelación	-0.55°C
Calor específico	0.93

### 2.2 Equipos De Pasteurización

Una instalación de pasteurización se compone de un aparato de refrigeración y un aparato de calentamiento. El conjunto puede completarse con un intercambiador-recuperador de calor.

El calentamiento o refrigeración se realiza a través de pared metálica delgada; por intercambio de calor, entre la leche por una parte y un fluido calefactor o refrigerante por otro.

Los equipos mayormente conocidos en el tratamiento

de la leche se reducen a dos.

### 2.2.1 Aparatos de pasteurización baja.-

Realizan el proceso de baja temperatura - largo tiempo.

Este método está casi abandonado. Apenas subsiste uno que otra planta que lo emplea todavía.

### 2.2.2 Aparatos de pasteurización alta.-

Es un aparato que efectúa el proceso de alta temperatura-corto tiempo designado por las siglas HTST. Este sistema es preferido, por su elevado efecto germicida. Tiene grandes ventajas en relación al proceso de baja temperatura y largo tiempo como: bajo costo de instalación, mayor facilidad de limpieza, rapidez de la operación, permite un trabajo continuo, bajo costo de operación debido al empleo de regeneración (Ref. 26).

Las pasteurizadoras a corto plazo se combi-

nan siempre con un enfriador o un regenerador del tipo rápido puesto que la leche debe enfriarse rápidamente para evitar que se altere.

La aplicación del principio de regeneración es de gran importancia, puesto que la leche caliente saliente calienta parcialmente la leche fría que entra y la leche fría que entra enfría parcialmente la leche caliente de salida.

En estos sistemas de pasteurización, es necesario controles de temperatura muy precisos, así, como sistemas positivos de seguridad como la válvula de diversificación de corriente, puesto que el plazo de tiempo es corto y debe impedirse a toda costa que pase leche no pasteurizada.

El equipo de HTST se compone generalmente de 5 secciones (Ref. 23):

1era. SECCION:

Intercambiador de calor, para el precalenta

miento de la leche que se va a filtrar, aprovechando el calor de la leche pasteurizada.

Aquí se dá el primer salto térmico positivo de la leche hasta aproximadamente  $40^{\circ}\text{C}$ , simultáneamente se hace el primer salto negativo de la leche pasteurizada que sale a  $75^{\circ}\text{C}$  y pasa a  $60^{\circ}\text{C}$  aproximadamente.

#### 2da. SECCION:

Intercambiador de calor para el precalentamiento de la leche que se va a pasteurizar, utilizando el calor de la leche pasteurizada.

Aquí se produce el segundo salto térmico positivo llegando por ejemplo a  $60 - 65^{\circ}\text{C}$ , simultáneamente se produce el segundo salto térmico negativo de la leche pasteurizada enviada a enfriamiento por ejemplo a  $30 - 30^{\circ}\text{C}$ .

#### 3era. SECCION:

Intercambiador a vapor o con circulación de

agua caliente para la verdadera y propia pasteurización de la leche. En ese momento se dá el tercer salto térmico positivo a 72 - 75°C.

Verdadera pasteurización en la zona de termoestabilización o de retención, en la cual ya no recibe más calor, pero permanece por algunos segundos en movimiento turbulento a la temperatura precedentemente alcanzada 72 - 75°C.

#### 4ta. SECCION:

Segundo enfriamiento sucesivo de la leche saliente; prerenfrigeración a costa de leche fría entrante y tercer salto térmico negativo de 35 a 18°C.

#### 5ta. SECCION:

Enfriamiento ulterior de la leche saliente, y precedentemente enfriado con salmuera o agua helada.

Aquí se produce el cuarto salto térmico negativo, por ejemplo, el paso de  $18^{\circ}\text{C}$  a  $3 - 4^{\circ}\text{C}$ .

Tanto para el calentamiento, como para el enfriamiento en este tipo de pasteurizadoras, las diferentes marcas de esta clase de equipos, especifican en sus diseños las relaciones de agua caliente, salmuera o agua fría en circulación con respecto a la leche.

① Descripción  
~~Determinación~~ de la capacidad de la planta

### CAPITULO III

#### DETERMINACION DE LA DEMANDA DE PRODUCCION DE FRIO PARA LA CENTRAL LECHERA

##### ESPECIFICACIONES.-

Para establecer la demanda de frío, detallamos el proceso, tecnología del producto y subproductos a elaborarse, a fin de determinar donde es necesario la refrigeración, para establecer la fuente donde se obtiene el frío, así como las condiciones para mantener la refrigeración.

##### DESCRIPCION DEL TRABAJO.-

La planta estará capacitada para 25.000 litros diarios (especificado en el ítem 4.1), tanto para el tratamiento de la leche de consumo, como para la obtención de crema, elaboración de mantequilla y queso.

El frío es aprovechado para los siguientes propósitos:

- Enfriar la leche cruda, operación que es esencial para retardar la multiplicación de los microorganismos que contiene la leche. (Ref. 8)
- Refrigerar inmediatamente la leche pasteurizada destinada al consumo directo.
- Refrigerar el producto básico para la elaboración del queso, una vez pasteurizado.
- Refrigerar la crema pasteurizada para la elaboración de mantequilla.
- Mantener las temperaturas convenientes en las cámaras frigoríficas para el almacenamiento de los productos respectivos.

Por tanto, la utilización del frío es de gran importancia en la planta de estudio.

Para el enfriamiento de líquidos lácteos consideramos el sistema indirecto, por las razones anotadas en un párrafo posterior.

② — Selección del tipo de refrigerante secundario

De este método existen dos formas de refrigeración según el tipo de refrigerante secundario usado en plantas le-

cheras, a saber (Ref. 17):

Sistema con circulación de agua refrigerada

Sistema con circulación de salmuera refrigerada

De los dos sistemas señalados anteriormente, hacemos uso del sistema de agua refrigerada a una temperatura de  $1^{\circ}\text{C}$  por los argumentos expuestos a continuación:

- Cuando el producto no necesita bajarse a menos de 1 a  $2^{\circ}\text{C}$ , se obtiene un enfriamiento satisfactorio usando agua en vez de salmuera, siendo además un medio efectivo para impedir que la leche se congele en el enfriador, puesto que el agua refrigerada nunca se ha de encontrar a un punto inferior al punto de congelación de la leche. (Ref. 5).
- La mayor corrosión que presenta la salmuera en los intercambiadores de acero inoxidable. (Ref. 5)

En relación al frío demandado por las cámaras frigoríficas lo detallaremos posteriormente.

TECNOLOGIA DEL PRODUCTO Y SUS SUBPRODUCTOS.-

### Tecnología de la leche de consumo:

La leche cruda que llegue a la planta será refrigerada hasta una temperatura de  $4^{\circ}\text{C}$ , desde una temperatura promedio de recepción de  $25^{\circ}\text{C}$ . (Ref. 13)

La leche enfriada puede ser directamente pasteurizada o almacenada en tanques aislados para luego ser pasterizada y enfriada inmediatamente.

Con referencia a la pasteurización de la leche, ésta será llevada a cabo a  $74^{\circ}\text{C}$  y enfriada a  $5^{\circ}\text{C}$ , con el objeto de cumplir con las designaciones del INEN, norma 17 que establece de 8 a 10 coliformes por  $\text{cm}^3$ . (~~Ref. 13~~)

Durante el proceso de pasteurización tiene lugar el descremado de la leche.

A los pasos señalados anteriormente tiene lugar la tipificación del contenido graso en los depósitos de almacenamiento de la leche ya pasterizada.

Desde los depósitos de almacenamiento, la leche es enviada hacia la máquina envasadora, cuyo embalaje para nuestro caso serán fundas de polietileno de alta densidad,

tipo prepac con capacidad de un litro.

La leche enfundada podrá ser distribuida inmediatamente o almacenada durante la noche para la distribución en las primeras horas del día siguiente.

Las fundas de leche serán embaladas en gavetas plásticas con capacidad de 40 fundas.

En el cuadro sinóptico 1, representaremos esquemáticamente la tecnología de la leche de consumo.

#### Tecnología de la crema y mantequilla:

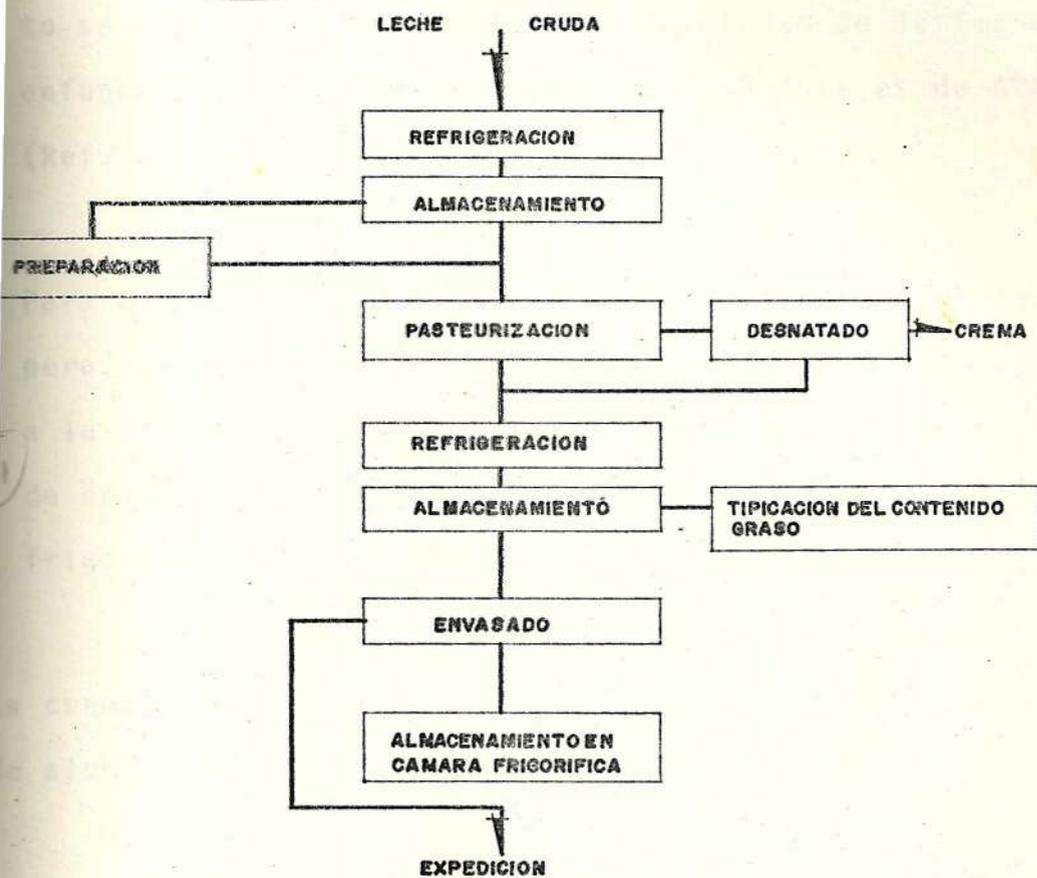
La crema obtenida en el proceso de descremado, puede distribuirse como producto directo, o, prepararse para la elaboración de mantequilla.

Existen diversos tipos de mantequilla, en que cada uno de ellos requiere una composición y un tratamiento distinto, en cuyo caso la refrigeración que se provea depende de la relación de agua helada al producto a enfriar.

Para nuestro caso, consideraremos la elaboración de mantequilla a base de crema dulce, cuyo proceso explicamos a continuación:

La leche durante el proceso de pasteurización, sale de la primera sección del pasteurizador de placas a 37°C (Ref. 19) y es descremada a esta temperatura en un desnatador centrífugo, la leche descremada continúa el proceso de pasteurización.

*Flujo del Material* ✓



CUADRO SINOTICO 1.- REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LA TECNOLOGIA DE LA LECHE DE CONSUMO.

- La crema obtenida es pasteurizada y, enfriada aproximadamente desde 23°C hasta 6-8°C con agua helada.

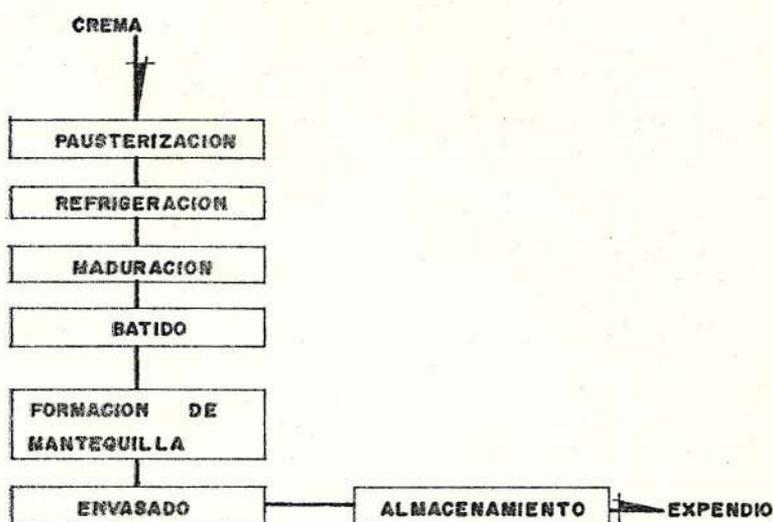
- Posteriormente la crema obtenida es enviada a la cámara frigorífica (para no hacer uso de fermento láctico considerándose su distribución en corto tiempo) para la maduración de la misma, manteniéndola durante toda la noche a una baja temperatura, hasta el batido a la mañana siguiente. La cámara que sirve para el propósito será la misma que la de almacenamiento de la leche enfundada, cuya temperatura correspondiente es de 4°C. (Ref. 31)

- Para el batido de la crema deberá ajustarse a una temperatura de 8 - 10°C, una vez concluido el mismo, pasa a la formación de mantequilla y luego hacia la sección de envasado para seguidamente almacenarlo en la cámara frigorífica a 4°C, (Ref. 27) hasta su expendio.

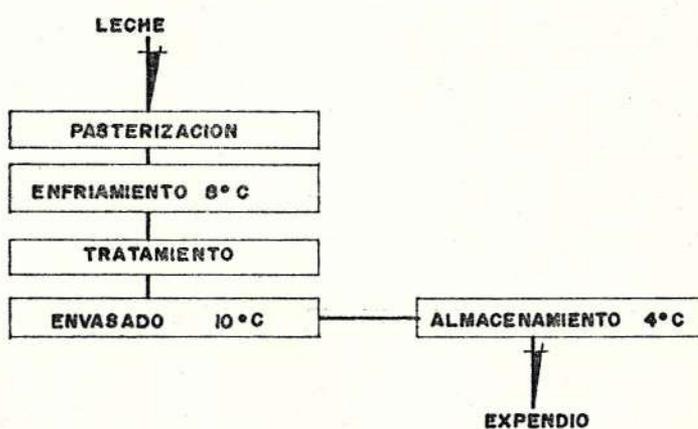
La crema para su maduración se almacenará en cántaras de aluminio de 40 litros.

La mantequilla será envasada en papel pergamino, recomendándose para su apilamiento bloques de 60 paquetes contenidos en cajas de cartón. Paquetes de 250 gramos. (Ref. 27)

En el cuadro sinóptico 2, se resume la tecnología de la mantequilla.



CUADRO SINOPTICO 2.- REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LA TECNOLOGIA DE LA MANTEQUILLA.



CUADRO SINOPTICO 3.- TECNOLOGIA DEL QUESO

## Tecnología del queso:

Varias clases de quesos pueden ser obtenidos, los cuales requieren de tratamientos diferentes. Nos referiremos al queso fresco.

El requerimiento de frío es inmediato a la pasteurización de la leche destinada a la elaboración de este producto, así como también en el cuarto donde se lo almacenará hasta su distribución. En el cuadro sinóptico 3 presentamos su tecnología esquemáticamente.

### 3.1 CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO.-

Para conocer la carga de enfriamiento, la misma que es esencial para establecer la potencia frigorífica de los compresores, y, en vista de que hemos escogido el sistema indirecto para la refrigeración a base de agua helada, que representa la fuente de frío para nuestra instalación, debemos conocer el volumen del banco o tanque de agua helada, tanto para los enfriadores de circulación de la leche y subproductos, así como para los cuartos frigoríficos.\*

---

\* Especificado en el ítem 3.2

Por lo mismo debemos determinar también las dimensiones de cada uno de los almacenes frigoríficos, espesor de los aislamientos requeridos para disminuir la transferencia de calor a través de diferentes áreas, del tanque y de los cuartos.

### 3.1.1 Requerimientos de agua helada.-

El agua de enfriamiento se aloja en el banco del mismo nombre, el cual consta de un agitador, y serpentín en cuyo interior circula el refrigerante primario, que sirve para enfriar el agua a una temperatura de 1°C.

Para los requerimientos de agua; nos basamos en la mayor utilización en los equipos de circulación como es el caso del enfriador de leche cruda y el pasteurizador de leche en el cual viene incorporado la sección de enfriamiento, para ello partimos de la utilización de equipos de placas por las razones expuestas a continuación:

- Por el uso del efecto regenerativo, que se traduce en ahorros de refrigeración y cale

facción.

- Circulación en contra corriente, favoreciendo de esta manera el transfer de calor.
- Para capacidades mayores de 6000\* litros, es necesario el empleo de estos equipos con la finalidad de facilitar holgura en el trabajo.

Datos técnicos sobre la relación de agua helada a leche, en este tipo de equipos recomienda valores de 3-5: 1, o sea de agua en circulación. (Ref. 27)

Para un conocimiento exacto de esta relación nos basamos en los equipos que presentan en el mercado nacional las casas comerciales encargadas de la importación de estos artículos, debido a que las diferentes marcas de equipos fijan en sus diseños estas relaciones.

El pasteurizador y enfriador de leche lo seleccionamos con una capacidad de 5.000 litros por hora ya que es recomendable (Ref. 3) para producciones de más de 10.000 litros por día, equipos de estas capacidades para proporcionar flexibilidad a la planta.

la marca de pasteurizador y enfriador de leche, así como el pasteurizador de crema a los cuales nos referiremos por menor costo son los Paasch & Silkeborg.

En la Tabla VI presentamos las características técnicas, y en la Figura 3.1, ilustramos este tipo de pasteurizador con sus diferentes secciones.

De la tabla en mención observamos la relación de agua helada a leche, agua que es extraída desde el banco; y, es la capacidad de la bomba la que tiene que mantener la relación especificada.

El volumen de agua que debe existir en el tanque lo determinamos de acuerdo a la siguiente relación (Ref. 11):

10.000 litros de agua por cada equipo de circulación de capacidad horaria de 5.000 litros por donde circula la leche, o sea una relación de 2:1 por equipo de mayor capacidad, considerando trabajo simultáneo.

El volumen debe ser lo suficiente a fin de proporcionar flexibilidad, para utilización del frío, al mismo tiempo tanto para los enfriadores de circulación de la leche y sub-productos, como para los cuartos frigoríficos.

Siendo así, consideramos necesario un aumento del 20%, con lo cual el volumen de agua será de 24.000 litros, incluidos los 20.000 litros correspondientes al pasterizador y enfriador de leche cruda.

### 3.1.2 Cálculo del volumen del tanque.-

Al volumen de agua, agregamos el volumen del serpentín, para determinar el volumen del tanque.

- A ENTRADA DE LECHE  
 C SALIDA DE LECHE HACIA LA DESNATADORA  
 D ENTRADA DE LECHE DESDE LA DESNATADORA  
 EB SALIDA DE LECHE A FLUIR  
 EC ENTRADA DE LECHE  
 N SALIDA DE LECHE ENFRIADA  
 V ENTRADA DE AGUA CALIENTE  
 X SALIDA DE AGUA CALIENTE  
 AH ENTRADA DE AGUA HELADA  
 AJ SALIDA DE AGUA HELADA  
 AB CONEXION PARA TERMOMETRO DE DIAL B. S. P. T. INTERIOR  
 AC TERMOMETRO  
 AM LLAVE DE AIRE  
 BS CONEXION PARA CONTACTO-TERMOMETRO DISCO B. S. P. T. INTERIOR

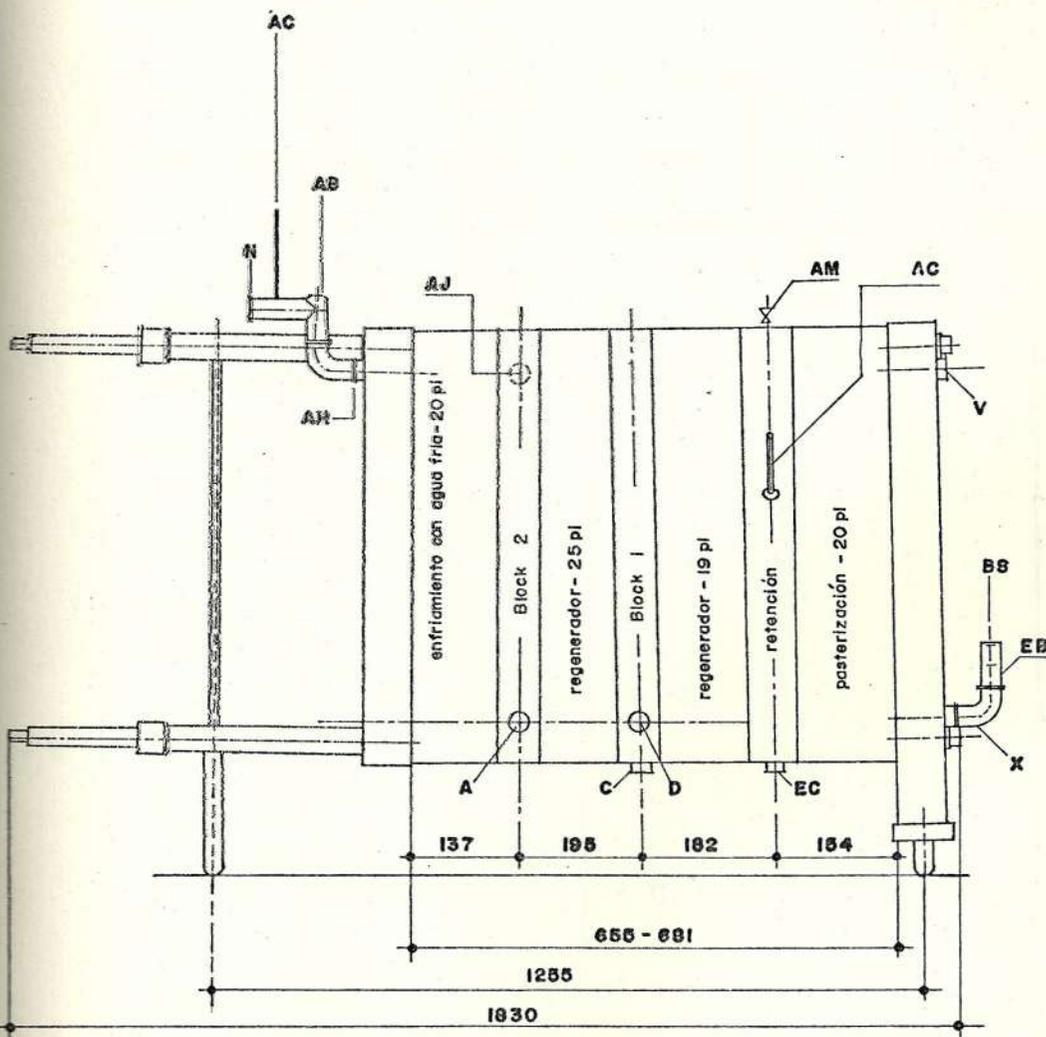


FIG. 3.1... ESQUEMA DEL PASTEURIZADOR — PAASCH & SILKEBORG —

TABLA VI

CARACTERISTICAS TECNICAS DEL PASTEURIZADOR "PAASCH &  
SILKEBORGE"

Material	Acero inoxidable Z6CND 17/11
Superficie de transferencia de calor por placa.	0.26 m <sup>2</sup>
Posición de las placas	Vertical
Secciones	Pasteurización - Retención - Regenerador-Regenerador - Enfriador.
Temperaturas de trabajo.	5 - 37 - 60 - 74 - 51 19 - 5.
Efecto de regeneración	80%
Ancho de la cámara de retención.	96 mm
Tiempo de retención	16 seg.
Razón de agua caliente a leche.	4: 1
Temperatura de agua caliente.	79 °C
Entrada de agua caliente.	2 ½"
Salida de agua caliente.	2 ½"
Razón de agua helada a leche.	4 : 1
Temperatura de agua helada.	1°C
Entrada de agua helada	2"
Salida de agua helada	2"

El serpentín seleccionado, el cual debe estar completamente sumergido en agua, es el "GRAM ICE BANK COIL" por las razones, explicadas en el ítem 4.5. Este tipo de serpentín es hecho de tubos de acero sin costura.

El volumen del serpentín lo evaluamos a partir del volumen de agua desplazado en el tanque.

En consecuencia:

$$W_a = \rho_a \times V_a \times g$$

$$W_s = \rho_s \times V_s \times g$$

$$W_a = \text{Peso de agua}$$

$$W_s = \text{Peso del serpentín}$$

$$\rho_a = \text{Densidad del agua} = 1000 \text{ Kg/m}^3 \text{ (a } 1^\circ\text{C)}$$

$$\rho_s = \text{Densidad del serpentín} = 7800 \text{ Kg/m}^3$$

$$V_a = \text{Volumen de agua} = 24 \text{ m}^3$$

$$V_s = \text{Volumen del serpentín}$$

Puesto que el serpentín tiene que encontrarse en equilibrio, tenemos que:

$$W_a = W_s$$

Luego:

$$V_s = 3.0 \text{ m}^3$$

Este volumen representa la cantidad de agua desplazada por el peso del serpentín sumergido. Entonces, el volumen del tanque será:

$$24 \text{ m}^3 + 3.0 \text{ m}^3 = 27 \text{ m}^3$$

L = Longitud = 5 m

a = Ancho = 2.7 m

H = Altura = 2.0 m

A la altura estimamos el espacio de aire y espacio para la tapa de la cubierta, con lo que la altura la fijamos en 2.2m. A estas dimensiones debe acomodarse el evaporador.

*Construcción del tanque*

### 3.1.2.1 Descripción del tanque.-

El material de que está construido el tanque, lo seleccionamos de planchas de hierro, en la posibilidad de agrandararlo en previsión de una

mayor capacidad que requiera la plan  
ta. Las planchas serán de hierro  
negro soldadas entre sí.

Las planchas existentes en el merca  
do presentan dimensiones de 1.2 por  
2.5 y por 0.006 m. de espesor.

### 3.1.2.2 Aislamiento del tanque.-

Con el objeto de disminuir la entra  
da de calor, que representa una eco  
nomía de frío; y, a su vez una eco  
nomía de la máquina frigorífica, es  
necesario aislar las paredes con po  
liuretano; sobre cuya selección dis  
cutiremos en el párrafo 4.8.

### 3.1.2.3 Cálculo de los espesores de aislan tes.-

El cálculo lo realizamos en tres  
partes:

a) Espesor de las paredes laterales

- b) Espesor del fondo
- c) Espesor de la cubierta

a) ESPESOR DE LAS PAREDES:

Consideramos que el aire que rodea al tanque se encuentra en reposo y que las condiciones dentro del tanque, debido al movimiento del agua por medio de los agitadores entre la pared y agua es de convección forzada.

El espesor lo calculamos a fin de evitar la condensación en la parte exterior de la pared, por ello la temperatura de la superficie debe ser superior a la temperatura del punto de rocío, correspondiente a la temperatura y humedad que rodea al banco de agua.

Para ello adoptamos los siguientes valores\*:

Temperatura \*\* =  $18.5^{\circ}\text{C}$

Humedad relativa\*\*\* = 76%

De la carta psicrométrica Figura 1, observamos que para estas condiciones la temperatura del punto de rocío corresponde a 14, por lo que para efectos de nuestros cálculos establecemos la temperatura de la superficie en  $15^{\circ}\text{C}$ .

Para el cálculo nos referimos a la figura siguiente.

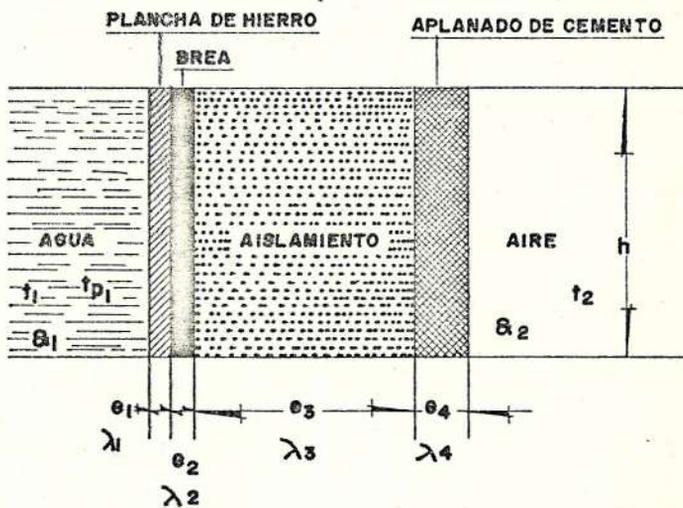


FIGURA 3.2.- ESQUEMA DE LA CONSTITUCION DE LAS PAREDES DEL TANQUE

temperatura promedio anual  
valor promedio anual

Ahora bien, para la práctica con sideramos el coeficiente máximo de transferencia de calor para paredes de recipientes en la cla se de enfriadores de agua en  $K = 0.34 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C.}$  (Ref. 21)

Los datos de los cuales dispone mos son:

- Temperatura del agua  $t_1 = 1^\circ\text{C}$
- Espesor de la plancha de hierro  $e_1 = 0.006 \text{ m.}$
- = Coeficiente de conducción del hierro  $\lambda_1 = 51.8 \text{ Kcal/h.m.C.}$
- Espesor de brea  $e_2 = 0.01 \text{ m.}$
- Coeficiente de conducción de brea  $\lambda_2 = 0.7 \text{ Kcal/h.m.°C.}$
- Espesor del aislamiento  $e_3$
- Coeficiente de conducción del aislamiento  $\lambda_3 = 0.02 \text{ Kcal/h. m.°C.}$
- Coeficiente de conducción del aplanado de cemento  $\lambda_4 = 0.74 \text{ Kcal/h.m.°C.}$
- Espesor del aplanado  $e_4 = 0.02\text{m.}$

- Coeficiente de conductividad del agua  $\lambda = 0.477 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C.}$
- Coeficiente de conductividad del aire:  $\lambda = 0.021 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C.}$
- Temperatura de la superficie exterior  $t_{p2} = 15^\circ\text{C.}$
- Altura de las paredes del tanque  $h = 2.2 \text{ m.}$

El espesor del aislamiento lo podemos determinar en base a la ecuación:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_j} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad (3.1) \quad (\text{Ref. 12})$$

Donde:

- $K$  = Coeficiente global de transferencia de calor.
- $\alpha_j$  = Coeficiente de conducción pared agua.
- $e$  = Espesores de los materiales.
- $\lambda$  = Conductividad del material
- $\alpha_e$  = Coeficiente de conducción pared aire.

### Cálculo del coeficiente $\alpha_1$ Pared-

#### Agua:

El valor del coeficiente de convección agua-pared, podemos evaluarlo en base a la ecuación para convección forzada, considerando el caso durante el funcionamiento del agitador, en cuyo caso en la frontera de la pared las líneas de corriente serían laminares.

$$\text{Nu} = 0.664 \text{ Re}^{1/2} \text{ Pr}^{1/3} \quad (3.2) \text{ (Ref. 12)}$$

Nu = Número de Nusselt

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

$$\text{Re} = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (3.3) \text{ (Ref. 12)}$$

La velocidad promedio que se puede considerar del agua en el tanque es de 0.3 m/seg. (Ref. 1).

$$Re = \frac{1000 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0.2 \text{ m/seg} \cdot 2.2 \text{ m}}{1.72 \text{ Kg/m} \cdot \text{seg} \cdot 10^{-3}}$$

$$Re = 2.56 \quad \times \quad 10^5$$

$$Pr = 12.1$$

Utilizando la ecuación 3.2;

$$Nu = 0.664 (2.56 \cdot 10^5)^{1/2} (12.1)^{1/3}$$

$$Nu = 771.3$$

Y de la ecuación de Nusselt:

$$Nu = \frac{\alpha_i \times L}{\lambda} \quad (3.4) \quad (\text{Ref. 12})$$

$$\alpha_i = \frac{944.2 \times 0.477 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}}{2.2 \text{ m}}$$

$$\alpha_i = 167.4$$

Cálculo del coeficiente  $\alpha_e$  Pared-aire:

Para el caso del coeficiente de convección pared-aire, consideramos convección libre.

Hacemos uso de la ecuación siguiente:

$$Gr = \frac{L^3 \rho^2 \beta g (t_2 - t_{p2})}{\mu^2} \quad (3.5)$$

$$Gr = 2.2^3 \text{ m}^3 \times 9.14 \times 10^7 / \text{m} \cdot 3^\circ \text{C} \times (22-15)^\circ \text{C}$$

$$Gr = 6.81 \cdot 10^9$$

$$Pr = 0.73$$

Del gráfico 2, para paredes verticales (Ref. 12).

$$Nu = 0.555 (Gr Pr)^{1/4} \quad (3.6)$$

$$Nu = 148$$

Usando la ecuación 3.4:

$$\alpha_e = \frac{148 \cdot 0.021 \text{ Kcal/h.m.}^\circ \text{C}}{2.2 \text{ m}} = 1.42$$

Podemos utilizar la ecuación 3.1, para determinar el espesor del aislamiento.

Probamos con un espesor de 60mm:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{167.4} + \frac{0.006}{51.8} + \frac{0.01}{0.7} + \frac{0.06}{0.02} + \frac{0.02}{0.74} + \frac{1}{1.42}}$$

$K = 0.27$  valor menor al fijado

b) ESPESOR DEL FONDO:

En la Figura 3.3 mostramos su constitución.

Datos:

- Espesor del aplanado  $e_3 = 0.02\text{m}$
- Espesor de concreto  $e_4 = 0.20\text{m}$
- Coeficiente de conductividad de la losa  $\lambda_4 = 0.50 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$ .

Utilizamos  $K = 0.34 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$

El coeficiente de convección agua piso lo evaluamos de las ecuaciones 3.2, 3.3 y 3.4.

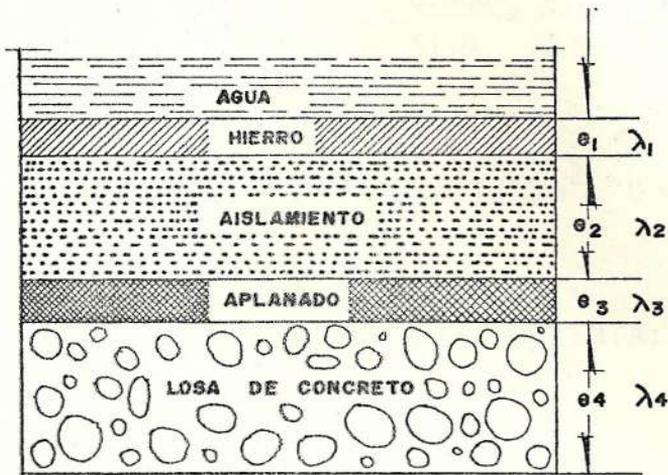


FIGURA 3.3.- CONSTITUCION DEL FONDO DEL TANQUE

$$Re = \frac{1000 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0.3 \text{ m/seg} \cdot 5\text{m}}{1.72 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m}\cdot\text{seg.}}$$

$$Re = 8.72 \times 10^5$$

$$Pr = 12.1$$

$$Nu = 1423$$

$$\alpha_i = \frac{1423 \cdot 0.477 \text{ Kcal/h}\cdot\text{m}\cdot^\circ\text{C}}{5 \text{ m}}$$

$$\alpha_i = 135.7 \text{ Kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

Con la ecuación 3.1 y espesor de 60 mm:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{135.7} + \frac{0.006}{51.8} + \frac{0.06}{0.02} + \frac{0.02}{0.74} + \frac{0.20}{0.50}}$$

$$K = 0.291 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C}$$

c) ESPESOR DE LA CUBIERTA:

Con el fin de impedir un calentamiento del agua, y, entrada de partículas extrañas es necesario cubrir la parte superior del recipiente.

La protección lo realizamos con planchas de madera de pino de 2 cm, y entre ellas el aislamiento respectivo.

Despreciamos el efecto de radiación en el espacio de aire entre la cubierta y el agua, considerando sólo el efecto de convección.

En la Figura 3.4, exponemos la forma de la cubierta.

Datos a usarse:

- Espesor de las planchas  $e_1 = 0.02$  m.
- Coeficiente de conductividad del pino  $\lambda_1 = 0.097$  Kcal/h.m. °C.

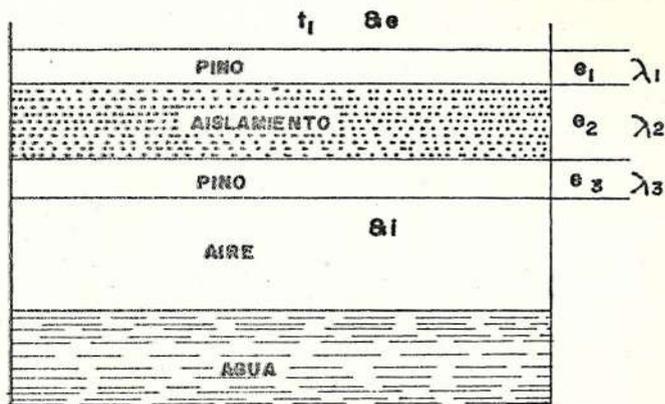


FIGURA 3.4.- CONSTITUCION DE LA CUBIERTA

Hacemos uso de la ecuación de la figura 2, para convección libre en aire cubierta superior, debido a que las ecuaciones para placas verticales pueden calcularse con suficiente aproximación para superficies horizontales (Ref. 12).

De lo anterior tenemos que:

$$\alpha_e = 1.32 \text{ Kcal/h.m}^2\text{°C, y;}$$

$$\alpha_i = 1.003 \text{ Kcal/h.m}^2\text{°C.}$$

Podemos utilizar la ecuación 3.1, para conocer el espesor del aislamiento. Para fines prácticos, establecemos en  $8 \text{ Kcal/h.m}^2$ .

(Ref. 29) la cantidad de calor permisible al pasar por la cubierta del tanque.

Probamos con un espesor de 30mm.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1.32} + \frac{2(0.02)}{0.097} + \frac{0.03}{0.02} + \frac{1}{1.003}}$$

$$K = 0.28 \text{ Kcal/h.m}^2\text{°C}$$

La temperatura exterior sobre la cubierta la estimamos en  $24\text{°C}$ , para efectos prácticos, luego:

$$K \cdot \Delta T = \text{flujo térmico}$$

$$K \times \Delta T = 0.28 (24 - 1)$$

$$K \times \Delta T = 6.44 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ valor}$$

aceptable.

### 3.1.3 Dimensionamiento de las cámaras frigoríficas

El cálculo lo realizaremos para las tres cámaras, destinadas al almacenamiento.

A estas cámaras las designamos y dividimos en:

#### Cámara N° 1:

Para la leche pasteurizada en fundas y para la crema en cántaras.

#### Cámara N° 2:

Para la mantequilla

#### Cámara N° 3:

Para quesos

Dimensionamiento de la Cámara N° 1:

Se dispondrán de 22.000 litros de leche a pasteurizarse para el consumo directo, 3.000 litros para la elaboración de queso. De los 22.000 litros pueden obtenerse 1.914 litros de crema a partir del descremado.

En el párrafo 4.1, explicamos los fundamentos de seleccionar estas cantidades y las formas de obtener las proporciones de leche, crema y quesos.

Para facilidad de cálculo primero nos referiremos a la leche y luego a la crema.

Leche:

Las cestas o gavetas de capacidad de 40 fundas tienen las siguientes medidas:

Largo = L = 46.0 cm.

Ancho = a = 32.0 cm.

Altura = h = 42.0 cm.

Area de piso que se requiere para una gaveta

$$A = 0.46 \times 0.32 = 0.15 \text{ m}^2$$

Consideramos  $1/3^*$  para espacio de ventilación entre gavetas =  $0.15 \times 1.33 = 0.196 \text{ m}^2$ ,

luego:

$$1 \text{ gaveta ocupa una área} = 0.196 \text{ m}^2$$

Los 22.000 litros podrán embalsarse en 478 gavetas, y; las 478 cestas ocuparán entonces:

$$\text{Area} = 93.7 \text{ m}^2$$

$$\text{Volumen} = 39.4 \text{ m}^3$$

La crema como se explicó en ítems anteriores será embalada en cántaras de aluminio de 40 litros cuyas dimensiones\* son:

$$\text{Altura} = 60.0 \text{ cm.}$$

$$\text{Diámetro} = 40.0 \text{ cm.}$$

---

Ref. 32)

existentes en el mercado

Area de piso que se necesita para una cántara =  $A = 0.4 \times 0.4 = 0.16 \text{ m}^2$ , añadimos  $1/3^*$  para espacio de trabajo y ventilación entre cántaras  $0.16 \times 1.33 = 0.21 \text{ m}^2$ .

Los 1914 litros de crema se embalarán en 48 latas; y, las mismas ocuparán entonces:

$$\text{Area} = 48 \times 0.21 = 10.1 \text{ m}^2$$

$$\text{Volumen} = 10.1 \text{ m}^2 \times 0.6 \text{ m} = 6.06 \text{ m}^3$$

El volumen de los 2 productos será:

$$39.4 \times 6.06 = 45.5 \text{ m}^3$$

Para una correcta aireación de las cámaras para productos lecheros es conveniente considerar el 75% (Ref. 32) del espacio estipulado, y por, estimaciones prácticas\*\* de productos lácteos establecemos la cámara en  $105 \text{ m}^3$ , con dimensiones:

---

Ref. 32)

Ref. 11)

Longitud = L = 7m  
 Ancho = a = 5m.  
 Altura = 3 m.

Las gavetas de leche en funda pueden colocarse en pilas de 4 o 5; y las cántaras en pilas de 2 o 3, según facilidad de trabajo.

Dimensionamiento de la Cámara N° 2:

Kilogramos de mantequilla = 957 Kg.

Cajas de cartón que contienen 15 Kg, de mantequilla de 250 gr, apilados en 10 paquetes de base por una altura de 6 paquetes de 250 gr. cada uno; tiene las dimensiones siguientes:

Longitud = L = 42 cm.  
 Alto = 16 cm.

Area de piso de cada cartón =  $0.42 \times 0.37 \text{ m}^2$   
 =  $0.16 \text{ m}^2$ ; y, el espacio incluyendo ventilación entre cartones es  $0.16 \times 1.33 = 0.21 \text{ m}^2$ .

El número de cartones es  $957/15 = 64$ , los cuales serán colocados sobre planchas de madera, para protegerlos de causas exteriores o de una posible humedad.

Debido a que no puede apilarse un cartón sobre otro serán colocados en forma de tarimas o estantes con una separación entre planchas de 0.40 m (Ref. 32).

Medidas de las planchas:

Largo = L = 2.0 m.

Ancho = a = 0.8 m.

Espesor = e = 0.04 m.

Area =  $2.0 \times 0.8 = 1.6 \text{ m}^2$

Número de cartones por nivel =  $1.6/0.21 = 7$

Número de niveles = 10

Número de estantes = 2 con 5 niveles  
cada uno.

De acuerdo a lo anterior, éstos pueden acomodarse en una cámara de  $2.5 \times 3 \times 3$ , incluyendo espacio para una buena circulación del aire; pero a ello debemos considerar espacio en caso de que el producto tenga cierta demo

ra en su expedición, razón por la cual fijamos la cámara en 5 m x 3 m x 3 m, en que pueden acomodarse 5 estantes en paralelo incluido espacio para facilidad en la manipulación de carga.

Dimensiones de la Cámara N° 3:

Kilogramos de quesos	=	321 Kg.
Bloques de queso	=	0.5 Kg
Número de quesos	=	$321/0.5 = 642$
Dimensiones de queso de 0.5 Kg.	=	0.18 x 0.10 y por 0.06m.
Area de piso de cada bloque	=	$0.024 \text{ m}^2$

Los quesos serán colocados individualmente sobre planchas de madera (y no embaladas o apiladas en cartones por seguridad de los mismos) de las mismas especificaciones que para las de la Cámara N° 2.

Número de quesos por nivel	=	$0.16/0.024 = 66$
Número de niveles	=	10

Por las exposiciones apuntadas para la Cáma-

ra N° 2, esta cámara tendrá las medidas de 5 m x 3m y por 3m; o sea de 45 m<sup>3</sup> de volumen.

### 3.1.3.1 Ubicación geográfica de las cámaras

Es de notar que la transferencia de calor desde el exterior hacia las cámaras depende de la ubicación geográfica de las mismas, ya que la temperatura exterior se debe aumentar en 10°C, las paredes expuestas al oeste, y en 5°C las paredes expuestas al sur y al este. (Ref. 29).

Para exponer lo menos posible las paredes hacia el oeste, las cámaras tendrán la ubicación geográfica mostrada en la Figura 3.5.

### 3.1.3.2 Configuración de paredes, pisos y techos de las cámaras en la instalación:-

PAREDES:

Las paredes serán construídas de

bloques de ladrillo como pared de apoyo, cuyas dimensiones existentes en el mercado local son de 32 x 18 x 7 cm. El acabado tanto interior como exterior serán de aplanado de cemento, constituidos con el aislamiento respectivo (poliuretano) y, actuando como repelente de humedad el asfalto, el cual se lo instalará entre las paredes y el aislamiento.

En la Figura 3.6 ilustramos la configuración de las paredes para cámara de lácteos.

#### PISOS:

Los pisos se construyen usando los mismos principios que las paredes, pero tomando en cuenta que deben soportar una fuerza mecánica adicional; de manera a poder aguantar el peso de acarreo y manutención de los productos.

En la Figura 3.7, exponemos un sis-

tema típico de construcción de pisos para cuartos frigoríficos en la industria lechera.

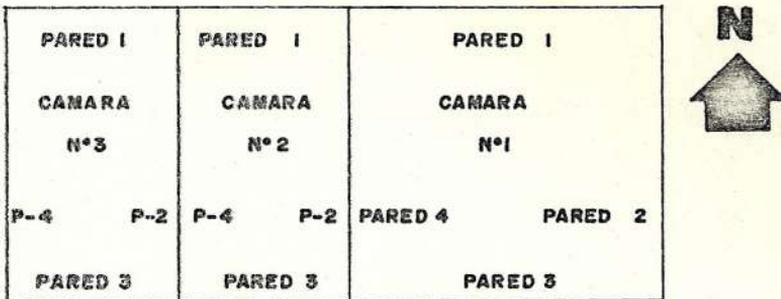


FIGURA 3.5.- UBICACION GEOGRAFICA DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

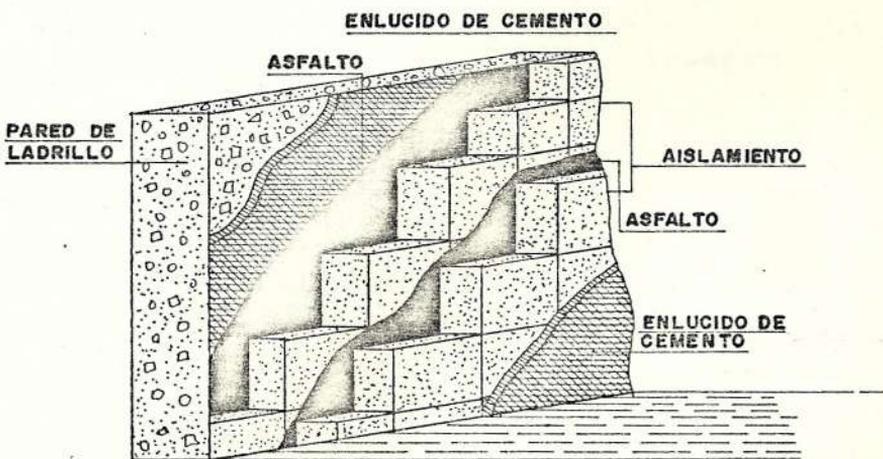


FIGURA 3.6.- CONFIGURACION DE PAREDES DE CAMARAS FRIGORIFICAS

## TECHOS:

En el techo se utiliza concreto, clavos de sujeción u otros medios de sostenimiento.

En la Figura 3.8, consta la forma de construcción de los techos.

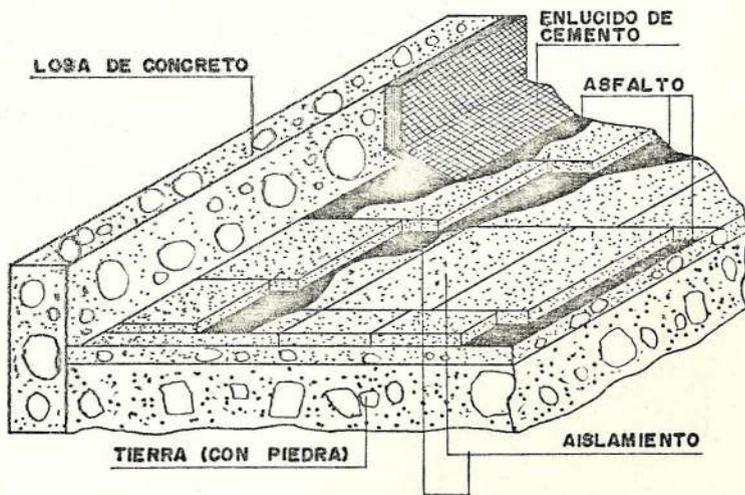


FIGURA 3.7.- FORMA DE CONSTRUCCION DEL PISO PARA LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

3.1.3.3 Cálculo de los espesores de aislamiento para las cámaras frigoríficas.-

Los espesores, los tomamos en función de una pérdida máxima admitida de  $8 \text{ Kcal/h.m}^2$ . (Ref. 29).

El aislamiento utilizado es el poliuretano.

Los datos correspondientes del medio que rodea las cámaras son:

- Temperatura =  $25^{\circ}\text{C}^*$
- Humedad relativa = 76%

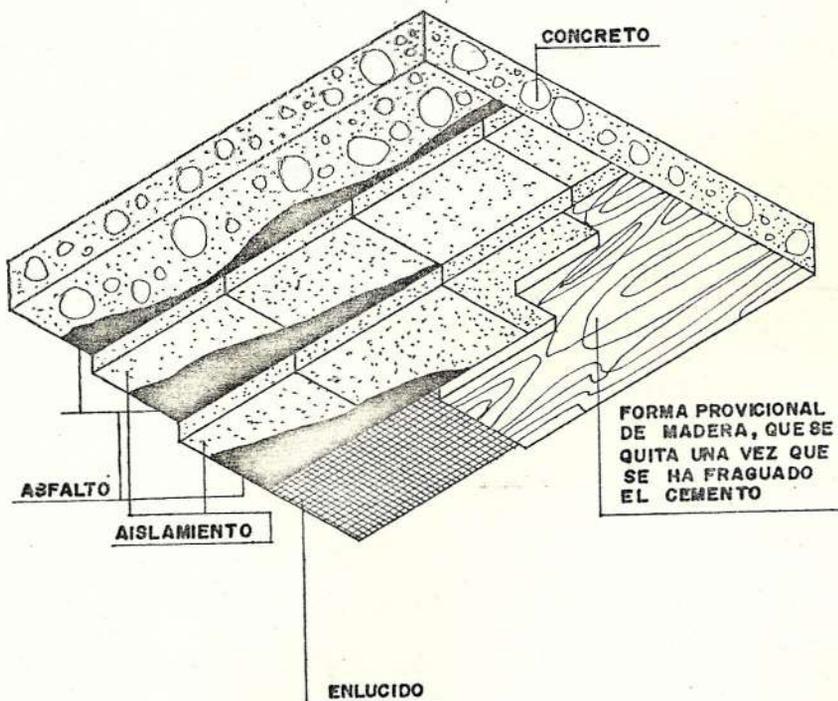


FIGURA 3.8.- CONFIGURACION DEL TECHO DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

temperatura máxima promedio (Ref. 9)

Para facilitar la comprensión de los cálculos, éstos se harán separadamente para cada una de las cámaras.

El coeficiente global de transferencia de calor lo definimos de la ecuación 3.1.

Los valores de los coeficientes de convección que utilizaremos son (Ref. 29).

$$\alpha = 20 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C}$$

Para pared en contacto con el aire exterior.

$$\alpha = 10 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C}$$

Pared en contacto con el aire de una cámara ligeramente ventilada.

$$\alpha = 7 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C}$$

Pared en contacto con el aire de una cámara no ventilada.

Cálculo de los espesores para la cámara N° 1:

PARED N° 1:

Esta pared se encuentra ubicada al norte.

Datos de los materiales a utilizarse:

	Espesor	Kca/h.m. °C
Enlucido de cemento	0.01 ( $e_1$ )	0.74
Ladrillo	0.18 ( $e_2$ )	0.68
Asfalto	0.005 ( $e_3$ )	0.70
Aislamiento	( $e_4$ )	0.02

De la ecuación 3.1, el valor de K, queda representado así:

$$K = \frac{1}{\frac{i}{\alpha e} + \frac{3e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{2e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha i}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{3(0.01)}{0.74} + \frac{0.18}{0.68} + \frac{2(0.005)}{0.7} + \frac{e_4}{0.02} + \frac{1}{10}}$$

Probamos con un espesor de 0.050 m:

$$K = 0.336 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C.}$$

Multiplicando por la diferencia de temperatura entre el exterior e interior.

$$K \times \Delta T = 0.336 \times (25 - 4)$$

$$K \times \Delta T = 7.056 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ valor menor al máximo permisible.}$$

PARED N° 2:

Esta pared está situada al este, luego la temperatura exterior es de 30°C.

Probamos con un espesor de 0.06 m. en la ecuación 3.1, entonces:

$$K = 0.288 \times (30 - 4)$$

$$K = 7.49 \text{ Kcal/h.m.}^2 \text{ Valor aceptable.}$$

## PARED N° 3:

En vista de que la pared está situada al sur y dado que las condiciones son las mismas que la pared 2, el espesor será el mismo que para la pared mencionada, o sea de 0.06 m.

## PARED N° 4:

Esta pared corresponde a una pared interior, por tanto la constitución de la misma será la mostrada en la Figura 3.9. Utilizamos la ecuación 3.1 y con un espesor de 0.020 m:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{4(0.1)}{0.74} + \frac{0.18}{0.68} + \frac{2(0.005)}{0.7} + \frac{0.01}{0.02} + \frac{1}{7^*}}$$

$$K = 0.484 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C.}$$

ando el caso de que la cámara adyacente no este onando y, tenga una temperatura de 14°C.

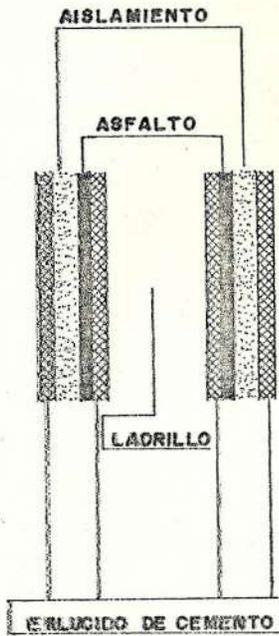


FIGURA 3.9.- CONSTRUCCION DE PARED INTERIOR DE LAS CAMARAS

Multiplicado K por T

$$K \times \Delta T = 0.484 \times (14 - 4)$$

$$K \times \Delta T = 4.84 \text{ Kcal/h.m.}^2. \text{ Valor admisible.}$$

PISO:

Materiales requeridos en su orden según Figura 3.7:

	Espesor	Kcal/h.m.°C
Aglomerado de cemento.	0.10 ( $e_1$ )	0.6
Asfalto	0.01 ( $e_2$ )	0.7
Aislamiento	( $e_3$ )	0.02
Asfalto	0.01 ( $e_2$ )	0.70
Concreto	0.10 ( $e_4$ )	0.64
Tierra (con) piedra	0.40 ( $e_5$ )	0.45

Calculamos K, con un espesor de 0.02 m:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0.10}{0.6} + \frac{3(0.01)}{0.7} + \frac{0.02}{0.02} + \frac{0.10}{0.64} + \frac{0.40}{0.45}}$$

$$K = 0.465 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C}$$

Asumimos la temperatura del suelo aproximadamente en 16°C.

$$K \times \Delta T = 0.465 \times (16 - 4)$$

$$K \times \Delta T = 5.58 \text{ Kcal/h.m.}^2 \text{ Valor aceptable.}$$

TUMBADO:

Datos de los materiales

	Espesor	Kcal/h.m. °C.
Concreto	0.10 ( $e_1$ )	0.64
Asfalto	3(0.005) ( $e_2$ )	0.70
Aislante	2( $e_3$ )	0.02
Enlucido de cemento.	0.01 ( $e_4$ )	0.74

Probamos con un espesor de 0.09 m:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0.10}{0.64} + \frac{3(0.005)}{0.70} + \frac{0.09}{0.02} + \frac{0.01}{0.74} + \frac{1}{10}}$$

$$K = 0.206 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C.}$$

La temperatura para techados se mayor en 15°C (Ref. 29), entonces la temperatura exterior corresponde a 40°C.

$$K \times \Delta T = 0.206 \times (40 - 4)$$

$$K \times \Delta T = 7.42 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

Cálculo de los espesores para la Cá-  
mara N° 2:

PARED N° 1

Ubicación : Norte

Temperatura exterior : 25°C

Espesor del aislamiento : 0.05 m

$$K = 0.336 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C}$$

$$K \times \Delta T = 7.05 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

PARED N° 2

Pared interior

Espesor del aislamiento : 0.02 m

$$K = 0.484 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C}$$

$$K \times \Delta T = 0.484 \times (14 - 4)$$

$$K \times \Delta T = 4.84 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

PARED N° 3

Ubicación : Sur

Temperatura exterior : 30°C

$$K = 0.288 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C}$$

$$K \times \Delta T = 0.288 \times (30 - 4)$$

$$K \times \Delta T = 7.49 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

## PARED N° 4

Pared interior

Espesor del aislamiento = 0.02 m

$$K = 0.484 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

$$K \times \Delta T = 4.84 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

## PISO

Espesor del aislamiento : 0.02 m

$$K = 0.460 \text{ Kcal/h.m.}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K \times \Delta T = 0.460 (16 - 4)$$

$$K \times \Delta T = 5.52 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

## TUMBADO

Temperatura exterior : 40°C

Espesor del aislamiento : 0.09 m

$$K \times \Delta T = 7.42 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

Cálculo de los espesores para laCámara N° 3:

## PARED N° 1

Ubicación : Norte  
 Espesor del aislamiento : 0.05 m  
 $K = 0.336 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C.}$   
 $K \times \Delta T = 0.336 (25 - 4)$   
 $K \times \Delta T = 7.05 \text{ Kcal/h.m.}^2$

## PARED N° 2

Pared interior  
 Espesor del aislamiento : 0.02  
 $K \times \Delta T = 4.84 \text{ Kcal/h.m.}^2$

## PARED N° 3

Ubicación : Sur  
 Temperatura exterior : 30°C  
 Espesor del aislamiento : 0.06 m  
 $K \times \Delta T = 7.49 \text{ Kcal/h.m.}^2$

## PARED N° 4

Ubicación : Oeste  
 Temperatura exterior : 35°C  
 Espesor del aislamiento : 0.08 m  
 $K \times \Delta T = 0.223 (35-4) = 6.91 \text{ Kcal/h.m.}^2$

PISO

$$K = 0.460 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C}$$

$$K \times \Delta T = 5.52 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

TUMBADO

Espesor del aislamiento : 0.09 m

$$K \times \Delta T = 0.206 (40 - 4)$$

$$K \times \Delta T = 7.42 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

### 3.1.4 Cálculo de la cantidad de frío.-

Para conocer la demanda de frío, es decir la potencia frigorífica, los cálculos los realizamos con el tanque de agua y con las cámaras frigoríficas en su orden.

#### 3.1.4.1 Cálculo del frío necesario para el banco de agua helada.-

La producción frigorífica se compone:

a) Enfriamiento de la masa de agua

- b) Trabajo de los agitadores
- c) Pérdidas debidas a la entrada de calor a través de las paredes del tanque. ( Ref. 21 )

a) Enfriamiento de la masa de agua

La cantidad de frigorías necesarias para la refrigeración del agua, la establecemos a partir de la ecuación ( Ref. 21 ) :

$$Q = m \times c \times \Delta T \quad (3.7)$$

Donde :

m = Masa de la sustancia o producto.

c = Calor específico

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura

Para el tanque  $T = t_1 - t_2$

$t_1$  = Temperatura del agua circulada por los equipos de enfriamiento.

$t_2$  = Temperatura del agua de salida  
1°C .

Desconocemos la temperatura a la que puede elevarse el agua que circula por diferentes dispositivos de enfriamiento.

Para conocer la misma, evaluamos la temperatura de regreso del agua a través del enfriador de leche cruda y pasteurizador; debido a la mayor cantidad de agua ocupada por éstos equipos. La variación de temperatura no debe ser mayor de 5.6°C ( en tanques de agua enfriandose por medio del serpentín) entre el agua que ha circulado por los equipos y la que sale hacia los mismos. (Ref.1)

#### Enfriador

Nos basamos en la extracción de calor de la leche cruda, por el agua helada, de acuerdo a la capacidad horaria.

El calor extraído lo calculamos de la ecuación:

$$Q_{lc} = m \times c \times \Delta T$$

m = Caudal en masa en Kg/h

c = Calor específico de la leche

Luego:

$$Q_{1c} = 5000 \text{ l/h} \times 1.030 \frac{\text{Kg}}{\text{l}} \times 0.94 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} (25 - 4)^\circ\text{C}$$

$$Q_{1c} = 101661 \text{ Kcal/h.}$$

Despreciando pérdidas, el calor extraído es igual al calor ganado por el volumen de agua en circulación.

$$Q_{1c} = Q_{ga}$$

Tomamos en consideración la relación fijada por la paasch & Silkeborg para el enfriador, esto es 4:1, o sea de 20000 litros por hora de agua.

$$101661 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 20.000 \frac{\text{l}}{\text{h}} \times 1 \frac{\text{Kg}}{\text{l}} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (t'_1 - 1)^\circ\text{C}$$

$$t'_1 = 6.08^\circ\text{C}$$

### Pasteurizador

Al igual que en el enfriador, deter

temperatura promedio de ingreso de la leche a la planta. (Ref. 13).

temperatura regularizada a la salida del enfriador paasch & Silkeborg. (Ref. 19).

minaremos la temperatura de regreso del agua desde el pasteurizador.

La temperatura de la leche a la salida del segundo regenerador es de 19°C.

Por tanto:

$$Q_{1p} = 5000 \frac{1}{h} \times 1.03 \frac{\text{Kg}}{1} \times 0.94 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} (19-5)^\circ\text{C}$$

El calor extraído a la leche pasteurizada es:

$$Q_{1p} = 67774 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{1p} = Q_{ga}$$

$$67774 \frac{\text{Kcal}}{h} = 20.000 \frac{1}{h} \times \frac{1\text{Kg}}{1} \times \frac{1\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (t_1'' - 1)^\circ\text{C}$$

$$t_1'' = 4.4^\circ\text{C}$$

El promedio será:

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{6.08 + 4.4}{2}$$

$$t_1 = 5.2^\circ\text{C}$$

La diferencia de temperatura  $\Delta T = 4.2^\circ\text{C}$ , es menor a la máxima establecida.

Utilizando la ecuación 3.7, tenemos:

$$Q = 24.000 \frac{1}{h} \times 1 \frac{\text{Kg}}{1} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \times (5.2 - 1)^\circ\text{C}$$

$$Q = 100800 \text{ Kcal/h} \times 24 \text{ h/día}$$

$$Q = 2419200 \text{ Kcal/día}$$

b) Trabajo del agitador:

Trabajo considerado para proporcionar una distribución de frío a toda la masa de agua.

La carga térmica debida al agitador que para nuestro caso utilizaremos 2, de 3 HP cada uno será;

$$Q = 2 \times 3 \text{ HP} \times 10.68 \frac{\text{Kcal}}{\text{HP} \cdot \text{min}} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \times \frac{24 \text{ h}}{\text{día}}$$

$$Q = 92275.2 \text{ Kcal/día}$$

c) Pérdidas debidas a la entrada de calor a través de las paredes del tanque:

Estas pérdidas comprenden: paredes laterales, fondo del tanque y cubierta.

Paredes laterales

Las pérdidas las evaluamos de acuerdo a la ecuación (Ref. 29):

$$Q = K \times \Delta T \times 24 \quad (3.8)$$

Según las dimensiones del tanque tenemos una área total de:

$$2(5 \times 2.2) + 2(2.7 \times 2.2) = 33.88 \text{ m}^2$$

De esta manera:

$$Q = 0.27 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m.}^2\text{°C}} (22-1)\text{°C} \times 33.88 \text{ m}^2 \times 24$$

$$Q = 4610.3 \text{ Kcal/día}$$

#### Fondo del tanque

El área del fondo es igual a:

$$5 \times 2.70 \text{ m}^2 = 13.5 \text{ m}^2$$

$$Q = 0.29 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m.}^2\text{°C}} (14-1)\text{°C} \times 13.5 \text{ m}^2 \times 24$$

$$Q = 1409.4 \text{ Kcal/día}$$

#### Cubierta del tanque

$$Q = 0.28 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m.}^2\text{°C}} \times (4-1)\text{°C} \times 13.5 \text{ m} \times 24$$

$$Q = 2086.6 \text{ Kcal/día}$$

La suma de los aportes caloríficos anteriores dan como resultado:

$$Q_t = 2519581.5 \text{ Kcal/día}$$

Por seguridad se le agregará el 25% del valor encontrado a la carga frigorífica (Ref. 21), por tanto el nuevo valor será:

$$Q_t = 3149476.88 \text{ Kcal/día}$$

#### 3.1.4.2 Cálculo de la cantidad de frío para las cámaras frigoríficas.-

La demanda de frío para las cámaras comprende:

- Aportes Internos:

El cual incluye enfriamiento de la mercancía y sus embalajes.

- Aportes Externos:

Los podemos evaluar en base al aporte calorífico producido por:

- a) La transferencia de calor a través de paredes, pisos y tumbados.
- b) Personal
- c) Iluminación
- d) Enfriamiento del aire de renovación.

Los cálculos los realizaremos separadamente para cada una de las cámaras.

#### CAMARA N° 1

##### Aportes Internos

##### Enfriamiento del producto

La cantidad de calor que se debe absorber, y mantener a la temperatura requerida se determina por la relación:

$$Q_p = m \times c \times (t_i - t_f)$$

$Q_p$  = Carga de enfriamiento del producto en Kcal/día.

$c$  = Calor específico del producto.

$t_i$  = Temperatura del producto de entrada a la cámara.

$t_f$  = Temperatura final del producto.

### Leche:

#### Enfriamiento de la leche

$m$  = 22.000 litros diarios

$c$  = 0.94 Kcal/Kg°C

$t_i$  = 7°C\*

$t_f$  = 4°C

$$Q_p = 22.000 \frac{1}{\text{día}} \times 1.03 \times 0.94 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg.}^\circ\text{C}} \times (7-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_p = 64581 \text{ Kcal/día}$$

---

*mimos que leche y envase ganan 2°C hasta almacenar-  
y, que las gavetas cántaras ingresan a una tempera  
a de 18°C.*

Enfriamiento del embalaje:

El peso de cada funda de un litro es de 0.019 Kg. (Ref. 2).

$$Q_{emb} = \frac{22.000}{\text{día}} \times 0.019 \text{ Kg} \times 0.55 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} (7-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_{emb} = 690 \text{ Kcal/día}$$

Enfriamiento del empaletado:

Cada gaveta tiene un peso promedio de 3.5 Kg. (Ref. 2).

$$Q_{emp} = \frac{478}{\text{día}} \times 3.5 \text{ Kg} \times 0.4 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \times (18-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_{emp} = 9370 \text{ Kcal/día}$$

Enfriamiento de la crema:

$$m = 1914 \text{ l/día}$$

$$c = 0.84 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_i = 22^\circ\text{C} = \text{temperatura de entrada de la crema.}$$

$$Q_p = \frac{1914}{\text{día}} \times 1 \times 1.031 \frac{\text{Kg}}{1} \times 0.84 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg.}^\circ\text{C}} \times (22-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_p = 29837 \text{ Kcal/día}$$

### Enfriamiento del empaletado:

Las cántaras tienen un peso promedio de 8 Kg. (Ref. 13)..

$$Q_{\text{emp}} = \frac{48}{\text{día}} \times 8 \text{ Kg} \times 0.217 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg.}^\circ\text{C}} \times (18-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{emp}} = 1167 \text{ Kcal/día}$$

### Aportes Externos

#### Aportes por las paredes, pisos y tumbados

El calor transmitido a través de las paredes, piso y tumbado está da do por la ecuación 3.8.

$$Q = K \times A \times \Delta T \times 24$$

- $K$  = Coeficiente global de transferencia de calor en  $\text{Kcal/h.m.}^2\text{C}$   
 $A$  = Superficie media de la pared  
 $\Delta T$  = Diferencia de temperatura entre el exterior e interior en  $^{\circ}\text{C}$ .

PARED N<sup>o</sup> 1

$$K \times \Delta T = 7.05 \text{ Kcal/h.m.}^2$$

$$\text{Area} = 21 \text{ m}^2$$

$$Q = 7.05 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 21 \text{ m}^2 \times 24$$

$$Q = 3553 \text{ Kcal/día}$$

PARED N<sup>o</sup> 2

$$K \times \Delta T = 7.49 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$\text{Area} = 15 \text{ m}^2$$

$$Q = 7.49 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 15 \text{ m}^2 \times 24$$

$$Q = 2696 \text{ Kcal/día}$$

PARED N<sup>o</sup> 3

$$K \times \Delta T = 7.49 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$\begin{aligned}
 Q &= 21 \text{ m}^2 \\
 Q &= 7.49 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 21 \text{ m}^2 \times 24 \\
 Q &= 3775 \text{ Kcal/día}
 \end{aligned}$$

## PARED N° 4

$$\begin{aligned}
 K \times \Delta T &= 4.84 \text{ Kcal/h.m}^2 \\
 \text{Area} &= 15 \text{ m}^2 \\
 Q &= 4.84 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 15 \text{ m}^2 \times 24 \\
 Q &= 1742 \text{ Kcal/día}
 \end{aligned}$$

## PISO

$$\begin{aligned}
 K \times \Delta T &= 5.58 \text{ Kcal/h.m}^2 \\
 \text{Area} &= 35 \text{ m}^2 \\
 Q &= 5.58 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 35 \text{ m}^2 \times 24 \\
 Q &= 4687 \text{ Kcal/día}
 \end{aligned}$$

## TUMBADO

$$\begin{aligned}
 K \times \Delta T &= 7.42 \text{ Kcal/h.m}^2 \\
 \text{Area} &= 35 \text{ m}^2 \\
 Q &= 7.42 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 35 \text{ m}^2 \times 24 \\
 Q &= 6233 \text{ Kcal/día}
 \end{aligned}$$

No consideramos el aporte por personal e iluminación, debido a que la condición de almacenamiento es sólo nocturno, sin que haya manutención en ese lapso.

Aportes caloríficos por enfriamiento y secado del aire de renovación.

Puede ser necesario que la puerta de esta cámara durante las horas de no funcionamiento se abra para limpieza, o que esté abierta por varias horas; por lo que es necesario calcular el aporte por el secado del aire que ingresa.

En razón de que no conocemos especificación sobre el número de renovaciones, asumimos el valor de 1.

Para calcular este aporte calorífico, hacemos uso de la siguiente ecuación:

$$Q_r = N \times \frac{V}{v_a} \times (h_a - h_i)$$

N = Número de renovaciones

V = Volumen de la cámara en m<sup>3</sup>

v<sub>a</sub> = Volumen específico del aire en condiciones ambientales exteriores en m<sup>3</sup>/Kg.

h<sub>a</sub> = Entalpía del aire en las condiciones exteriores, en Kcal/Kg.

h<sub>i</sub> = Entalpía del aire en las condiciones interiores, en Kcal/Kg.

Con las condiciones exteriores, t = 25°C y ψ = 76%, usamos la Figura 1 con la cual hallamos:

$$v_a = 0.86 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$h_a = 11.6 \text{ Kcal/Kg}$$

Con temperatura interior 4°C, y ψ = 80% (Ref. 31), encontramos:

$$h_i = 3.4 \text{ Kcal/Kg}$$

Luego:

$$Q_r = \frac{1}{\text{día}} \frac{105 \text{ m}^3}{0.860 \text{ m}^3/\text{Kg}} (11.6-3.4) \text{ Kca/Kg}$$

$$Q_r = 1001.2 \text{ Kcal/día}$$

La suma de los aportes internos y externos, y; añadidos a éstos el 10% por seguridad, tenemos como resultado la carga frigorífica para esta cá ma ra:

$$Q_t = 142265.2 \text{ Kcal/día}$$

CAMARA N° 2:

### Aportes Internos

#### Enfriamiento del producto:

$$Q_p = 957 \frac{\text{Kg}}{\text{día}} \times 0.53 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (12^*-4)^\circ\text{C}$$

temperatura a la que ingresa la mantequilla luego del proceso de envasado (Ref. 27).

$$Q_p = 4057.7 \text{ Kcal/día}$$

Enfriamiento del embalaje:

El papel pergamino de envoltura para los paquetes de 250 gr., tiene un peso de 0.01 Kg. (Ref. 17).

$$Q_{emb} = \frac{3828}{\text{día}} \times 0.01 \text{ Kg} \times 0.377 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg.}^\circ\text{C}} \times (12-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_{emb} = 116 \text{ Kcal/día}$$

Enfriamiento del empaletado:

Cada cartón, tiene un peso promedial de 0.8 Kg. (Ref. 13).

$$Q_{emp} = \frac{64}{\text{día}} \times 0.8 \text{ Kg} \times 0.324 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg.}^\circ\text{C}} \times (18-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_{emp} = 233 \text{ Kcal/día}$$

Enfriamiento de los estantes:

Los estantes representan el 15% del

peso del producto:

$$Q_{est} = 957 \times 0.15 \text{ Kg} \times 0.65 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \times (18-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_{est} = 1306.3 \text{ Kcal/día}$$

Aportes externos:

Aportes caloríficos por las paredes,  
piso y tumbado.

PARED N° 1

$$K \times \Delta T = 7.05 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$\text{Area} = 9 \text{ m}^2$$

$$Q = 7.05 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 35\text{m}^2 \times 24$$

$$Q = 1522.8 \text{ Kcal/día}$$

PARED N° 2

$$K \times \Delta T = 4.84 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$\text{Area} = 15 \text{ m}^2$$

$$Q = 4.84 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 15\text{m}^2 \times 24$$

$$Q = 1915.2 \text{ Kcal/día}$$

## PARED N° 3

$$K \times \Delta T = 7.49 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$\text{Area} = 9 \text{ m}^2$$

$$Q = 7.49 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 9\text{m}^2 \times 24$$

$$Q = 1617.84 \text{ Kcal/día}$$

## PARED N° 4

$$K \times \Delta T = 4.84 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$\text{Area} = 15 \text{ m}^2$$

$$Q = 4.84 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 15\text{m}^2 \times 24$$

$$Q = 1915.2 \text{ Kcal/día}$$

## PISO

$$K \times \Delta T = 5.52 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$\text{Area} = 15 \text{ m}^2$$

$$Q = 5.52 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 15\text{m}^2 \times 24$$

$$Q = 2008.8 \text{ Kcal/día}$$

## TUMBADO

$$K \times \Delta T = 7.42 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Area} &= 15 \text{ m}^2 \\ Q &= 7.42 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 15\text{m}^2 \times 24 \\ Q &= 2671.2 \text{ Kcal/día} \end{aligned}$$

#### APORTES POR EL AIRE DE RENOVACION

$$\begin{aligned} \psi_r &= 85\% \text{ (Ref. 31)} \\ V &= 45 \text{ m}^3 \\ h_i &= 3.65 \text{ Kcal/Kg} \\ v_a &= 0.860 \text{ m}^3/\text{Kg} \\ Q_r &= 416.2 \text{ Kcal/día} \end{aligned}$$

#### APORTES CALORIFICOS DEBIDO AL PERSONAL.

Estimamos dos personas para el almacenamiento como para la descarga.

Los aportes debidos al personal vienen dados por:

$$\begin{aligned} Q_1 &= P \times Q_d \times \phi \\ P &= \text{Número de personas} = 2 \\ Q_d &= \text{Calor desprendido por cada} \\ &\quad \text{persona en Kcal/hora} = 200 \\ &\quad \text{Kcal/h.} \end{aligned}$$

$\theta$  = Tiempo de permanencia en la  
cámara frigorífica en horas  
= 1 h/día.

$Q_1$  = 2 x 200 Kcal/h x 1 hora/día

$Q_1$  = 400 Kcal/día

#### APORTES CALORIFICOS DE ILUMINACION

Los aportes por iluminación lo consi  
deramos el 3 de los anteriores. (Ref.  
21).

$Q_i$  = 574.71 Kcal/día

La suma de los aportes externos e  
internos, y agregándoles el 10% co-  
mo factor de seguridad, tenemos pa-  
ra esta cámara frigorífica el valor  
de:

$Q_t$  = 21706.20 Kcal/día

CAMARA N° 3

Aportes Internos

Enfriamiento del producto

$$Q_p = 321 \text{ Kg} \times 0.82 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} (10-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_p = 1597.32 \text{ Kcal/día}$$

Enfriamiento del embalaje

$$Q_{emb} = \frac{642}{\text{día}} \times 0.026 \text{ Kg} \times 0.377 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (6-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_{emb} = 37.84 \text{ Kcal/día}$$

Enfriamiento de los estantes

$$Q_{est} = 0.30 \times 321 \text{ Kg} \times 0.65 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (18-4)^\circ\text{C}$$

$$Q_{est} = 876.33 \text{ Kcal/día}$$

Aportes externos

Aportes caloríficos por las paredes,  
piso y tumbado.

PARED N° 1

$$\begin{aligned}
 K \times \Delta T &= 7.05 \text{ Kcal/h.m}^2 \\
 \text{Area} &= 9 \text{ m}^2 \\
 Q &= 7.05 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 9 \text{ m}^2 \times 24 \\
 Q &= 1522.8 \text{ Kcal/día}
 \end{aligned}$$

## PARED N°- 2

$$\begin{aligned}
 K \times \Delta T &= 4.84 \text{ Kcal/h.m}^2 \\
 \text{Area} &= 15 \text{ m}^2 \\
 Q &= 4.84 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 15 \text{ m}^2 \times 24 \\
 Q &= 1742.4 \text{ Kcal/día}
 \end{aligned}$$

## PARED N° 3

$$\begin{aligned}
 K \times \Delta T &= 7.49 \text{ Kcal/h.m}^2 \\
 \text{Area} &= 9 \text{ m}^2 \\
 Q &= 7.49 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 9 \text{ m}^2 \times 24 \\
 Q &= 1617,84 \text{ Kcal/día}
 \end{aligned}$$

## PARED N° 4

$$\begin{aligned}
 K \times \Delta T &= 6.91 \text{ Kcal/h.m}^2 \\
 \text{Area} &= 15 \text{ m}^2 \\
 Q &= 6.91 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 15 \text{ m}^2 \times 24 \\
 Q &= 2487.6 \text{ Kcal/día}
 \end{aligned}$$

## PISO

$$K \times \Delta T = 5.58 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$\text{Area} = 15 \text{ m}^2$$

$$Q = 5.58 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 15 \text{ m}^2 \times 24$$

$$Q = 2008.8 \text{ Kcal/día}$$

## TUMBADO

$$K \times \Delta T = 7.42 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$\text{Area} = 15 \text{ m}^2$$

$$Q = 7.42 \text{ Kcal/h.m}^2 \times 15 \text{ m}^2 \times 24$$

$$Q = 2671.2 \text{ Kcal/día}$$

Aportes por el aire de renovación

$$\psi_r = 85\% \text{ (Ref. 13)}$$

$$h_i = 3.05 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_r = 416.2 \text{ Kcal/día}$$

Aportes debidos al personal

$$P = 2$$

$$Q_\ell = 400 \text{ Kcal/día}$$

Aportes caloríficos debido a iluminación

$$Q_i = 496.80 \text{ Kcal/día}$$

A la suma de los aportes externos e internos encontrados, le agregamos el 10% por seguridad, lo que nos dá:

$$Q_t = 19309.12 \text{ Kcal/día}$$

## 2 SELECCION DEL REFRIGERANTE A USARSE:

Los refrigerantes son fluidos de transporte desde el nivel de baja temperatura al nivel de alta temperatura, donde pueden ceder su calor.

Los refrigerantes pueden clasificarse en primarios y secundarios.

### REFRIGERANTES PRIMARIOS

Son sustancias químicas que se vaporizan a bajas

temperaturas y presiones absorbiendo calor, así como también se condensan a altas temperaturas y presiones cediendo calor.

#### REFRIGERANTES SECUNDARIOS

Son fluidos cuyo objetivo es absorber calor del medio o producto a enfriar, haciendo uso de su calor sensible en la transmisión de calor.

Estos refrigerantes son usados en sistemas de refrigeración indirecta.

Entre los fluidos secundarios encontramos:

- Agua
- Salmueras
- Incongelables

En la industria lechera, el enfriamiento a través de los equipos de refrigeración entre el refrigerante y los productos lácteos; tiene lugar solamente por medio de agua refrigerada o salmuera refrigerada actuando como refrigerante secundario, constituyéndose un sistema indirecto, por los cuales se pue

de conservar o almacenar frío, siendo de amplia ven  
taja para la planta.

De los dos refrigerantes; nosotros hemos escogido el agua refrigerada por los argumentos expuestos al inicio del capítulo y por los acotados a continuación:

- Mayor posibilidad de almacenamiento de frío que la salmuera refrigerada.
  
- Mayor rendimiento

Para la selección del refrigerante primario a utilizarse conceptuamos lo siguiente:

El refrigerante R.12, R.22 y  $\text{NH}_3$  son usados en la industria lechera.

Para el enfriamiento de los bancos de agua y salmue  
ra, es utilizado el amoniaco en razón de su mayor calor latente de evaporación, mejorando el rendimien  
to frigorífico por unidad de peso.

El R.12 y R.22 son utilizados para enfriamiento de

agua en circulación, a utilizarse en equipos de refrigeración de productos lácteos con capacidades de 1500 litros por hora o menos.

El R.12 y R.22, tienen mayor difusión en la refrigeración de las cámaras frigoríficas que almacenan los productos lácteos.

Para el enfriamiento del banco de agua, el refrigerante no debe tener una muy baja presión de evaporación, ni tampoco una alta presión de condensación.

En consecuencia, de lo que se anotado anteriormente, escogemos como refrigerante primario al amoníaco, siendo de bajo costo y fácil de manejar.

El amoniaco es el refrigerante más ampliamente empleado en la industria lechera de mediana y mayor capacidad.

Las cámaras frigoríficas serán refrigeradas por medio del sistema indirecto, para aprovechar el agua helada del cual se dispone.

En la Tabla VII se muestran algunas propiedades importantes del refrigerante seleccionado.

## TABLA VII

## PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE SELECCIONADO

Temperatura de ebullición normal	- 33.35°C
Temperatura crítica	132.4 °C
Tasa de compresión Pc/Pe	4.936
Punto de congelación	- 77.7 °C
Calor latente	313 Kc/Kg

En lo referente a los criterios técnicos:

El  $\text{NH}_3$  ataca al cobre y sus aleaciones; por lo que las tuberías a utilizarse serán de acero.

La aptitud a las fugas es ligera y de fácil detección por medio del olor y analizadas mediante azufre.

En cuanto a criterios de seguridad:

Es tóxico y su acción sobre los alimentos muy fuerte, por ello la sala de máquinas se encontrará en un cuarto independiente de la sala de elaboración y proceso de los productos lecheros, por cuestiones de seguridad.

## CAPITULO IV

### INGENIERIA DEL DISENO

#### 1 DETERMINACION DE LA CAPACIDAD DE LA PLANTA.-

Son varias las consideraciones que influyen en la escala y diversidad de las operaciones que hay que tener en cuenta en la fijación del volumen a procesar en la planta, con el propósito de seleccionar la capacidad y por ende los equipos y cámaras frigoríficas.

Por ello es válido las siguientes estimaciones:

- En particular, dependiendo de las zonas de producción lechera; de la cantidad que produzcan los sectores ganaderos, de la confianza entre la planta y el ganadero lechero es conveniente considerar aproximadamente en un 40%\*, el ingreso de le-

---

(Ref. 11)

che fresca a la planta, en su fase inicial.

- La capacidad de los equipos tiene que ser flexible, para poder realizar reajustes y modificaciones cuando sea menester.
- Tener la posibilidad de realizar una futura ampliación permitiendo reducir a un mínimo los gastos iniciales de inversión y lograr el desarrollo económico ulterior.

Ateniéndose a los puntos anteriores, estimamos conveniente una capacidad de 25.000 litros diarios, representando una cantidad razonable, en vista de que el equipo frigorífico proporcione tolerancia a la planta y además mantenga un factor de seguridad.

La diversidad de bebidas y alimentos que pueden producirse a base de leche es casi ilimitada, existiendo un enorme potencial para poder aplicar un procedimiento racionalizado de elaboración de productos.

Por esta razón para cada caso especial, la selección inicial de los productos y la escala de operaciones, tendrían forzosamente que determinarse to-

mando en cuenta el mercado potencial, influyendo fuertemente las tradiciones locales y, en previsión a una ampliación y comercialización futura, las tradiciones nacionales, locales, esto en lo que respecta a la preferencia de alimentos.

Por estos criterios los productos a elaborarse en su fase inicial serían:

Elaboración de leche pasteurizada

Mantequilla de crema dulce

Queso fresco (de amplia aceptación en la ciudad)

Los dos últimos por representar una buena rentabilidad para la empresa. La operación de yogurth, es también de buena ventaja económica, pero puede predecirse para un futuro, diversificando las operaciones a medida que aumente la confianza y el mercado se amplíe.

Las proporciones de la elaboración de los productos, podemos señalarle de la siguiente manera:

En la época de mayor actividad, el volumen de entrada de leche cruda sería de 25.000 litros con un promedio de 3.4%\* de contenido graso, de esta cantidad se pasteurizarán y desnatarán 22.000 litros para leche de consumo, los 3000 litros restantes serán utilizados para la elaboración de queso.

El volumen de crema que puede obtenerse es el 8.7%\*, con lo que se obtiene una cantidad promedio de 1914 litros. De esta cantidad se puede obtener el 50%\*, en mantequilla, lo que dá 957\* Kg. (Producción máxima).

En lo que se refiere al queso, de los 3.000 litros destinados a la elaboración de este producto, pueden obtenerse aproximadamente una producción de 321\* Kg. de queso fresco.

La maquinaria frigorífica, debe estar capacitada para surtir de frío a los almacenes frigoríficos y a los productos de elaboración; en las cantidades especificadas como máximas por variabilidad.

Debemos señalar que en la temporada de menor actividad, el volumen de entrada de leche cruda inevitablemente descenderá, por cuyo motivo el volumen tendría que completarse con leche reconstituída y re-combinada, y; por tal efecto se suspendería la elaboración de crema, mantequilla y quesos, incidiendo por tal, en el receso de las cámaras frigoríficas y utilización del frío donde necesitan los sub-productos.

## 2 SELECCION DEL SISTEMA A EMPLEARSE.-

Dependiendo del tipo de refrigerante que se emplee en la instalación frigorífica los sistemas se clasifican en:

### SISTEMAS DE REFRIGERACION DIRECTA:

Sistema que utiliza refrigerante primario en el evaporador, el cual enfría el medio o producto; para nuestro caso, el fluido refrigerante es el amoníaco y el producto a enfriar el banco de agua.

### SISTEMAS DE REFRIGERACION INDIRECTA:

Sistemas que usan refrigerante secundario, que en nuestra instalación hemos escogido el agua fría; el mismo que sirve para enfriar la leche y subproductos, además de las cámaras frigoríficas.

En la Figura 4.1, se muestra un esquema de la refrigeración directa e indirecta.

El sistema de refrigeración directa puede ser llevada a cabo por dos tipos de máquinas:

- Máquinas frigoríficas de absorción
- Máquinas frigoríficas de compresión

Las máquinas frigoríficas de absorción, se basan en que el gas es absorbido por el agua y posteriormente es expulsado por calentamiento.

Las máquinas de compresión, reducen el volumen de un gas merced a un compresor, y lo condensan al enfriarlo.

Las industrias lecheras utilizan exclusivamente máquinas de compresión, las de absorción están incluidas casi siempre en muebles frigoríficos o forman

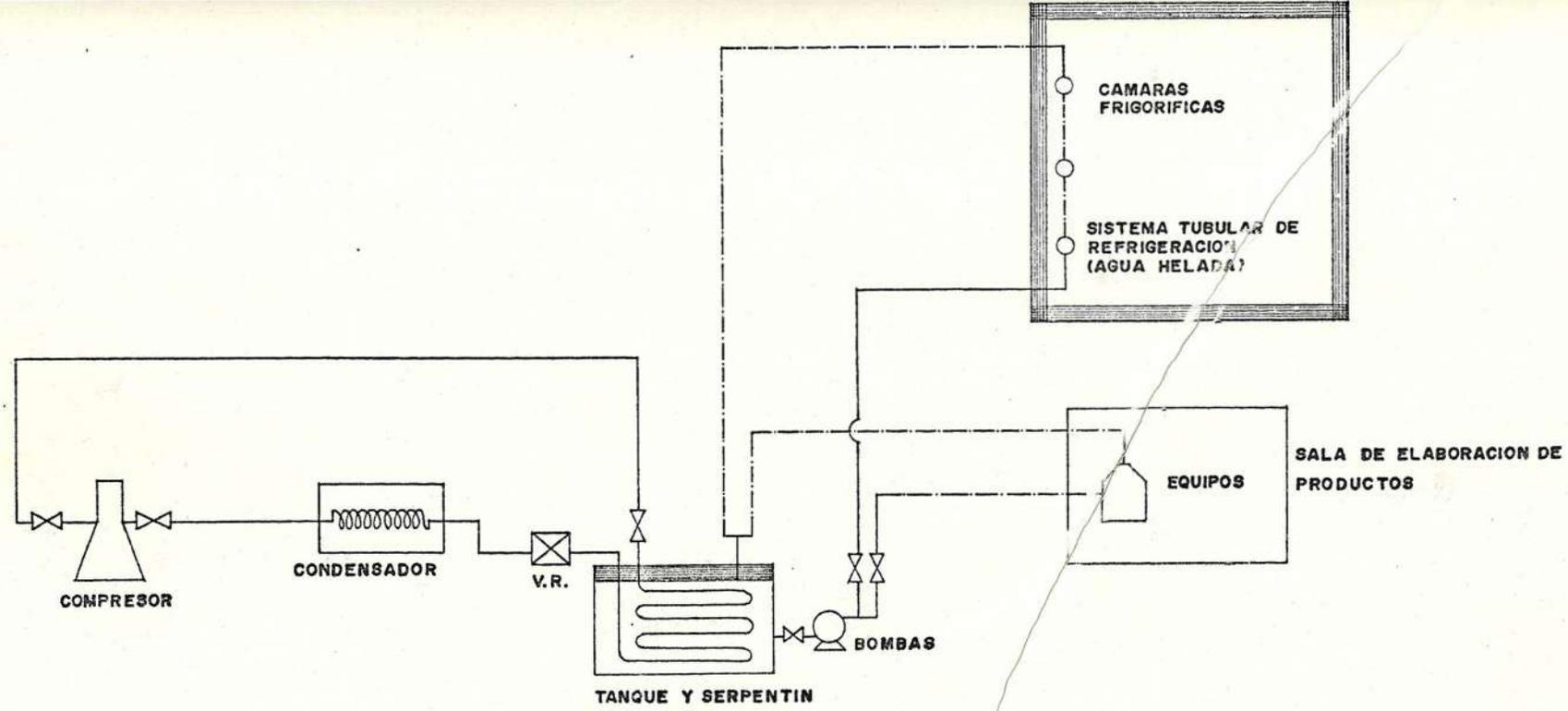


FIG. 4.1.- ESQUEMA DE REFRIGERACION DIRECTA E INDIRECTA

parte de grandes instalaciones cuando se dispone de calor en cantidades considerables.

El sistema por compresión es, de lejos el que más se emplea debido a su seguridad, facilidad de control y simplicidad; por tanto dentro de nuestras necesidades, es el ciclo que emplearemos.

El sistema de compresión puede clasificarse en varias etapas a saber:

- Ciclo en cascada
- Ciclo a 3 etapas
- Ciclo a 2 etapas
- Ciclo a 1 etapa

Para ayudarnos en la selección de cualquier de los ciclos, determinaremos las temperaturas de evaporación y condensación, las mismas que servirán también para el trazado del ciclo.

#### 4.2.1 Determinación de la temperatura de evaporación.-

La temperatura del agua está fijada en 1°C.

Es recomendable que la temperatura de evaporación en serpentines de enfriamiento de agua, se establezca en  $7^{\circ}\text{C}$  por debajo de la temperatura de operación (Ref. 22).

Por tanto tendremos una temperatura de evaporación de  $-6^{\circ}\text{C}$  y una presión de evaporación correspondiente:

$$P_e = 3.481 \text{ Kg/cm}^2$$

#### 4.2.2 Determinación de la temperatura de condensación.-

A objeto de obtener la temperatura de condensación se debe tener presente ciertas condiciones:

- Temperatura de bulbo húmedo =  $22^{\circ}\text{C}^*$
- Aproximación\*\* al bulbo húmedo =  $4^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de entrada del agua =  $22+4=26^{\circ}\text{C}$

---

(Ref. 9)  
Que no debe ser menor a  $3^{\circ}\text{C}$  (Ref. 29)

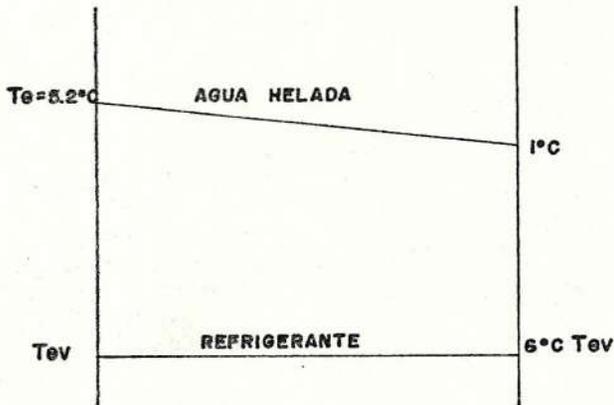


FIGURA 4.2.- DIFERENCIA DE TEMPERATURA DE EVAPORACION Y LA DEL AGUA HELADA A LA ENTRADA Y SALIDA

- Temperatura de salida del agua =  $t_s$

Adoptaremos un incremento de  $4^\circ\text{C}$ , entre el agua a la entrada y la de salida, siendo un valor razonable, luego la temperatura de salida será:

$$t_s = 26 + 4 = 30^\circ\text{C}$$

En la práctica se admite que la temperatura de condensación se sitúe unos  $5^\circ\text{C}$  arriba de la temperatura de salida del agua en el con-

densador, entonces podemos admitir que la temperatura de condensación es:

$$T_c = 35^{\circ}\text{C}$$

La presión de condensación correspondiente a esta temperatura es de:

$$P_c = 13.765 \text{ Kg/cm}^2$$

#### 4.2.3 Selección del ciclo de compresión mecánica.-

##### 4.2.3.1 Ciclo en cascada.-

Este sistema combina dos unidades de compresión de vapor; seleccionado únicamente cuando la instalación opera en rangos de temperatura bastante bajos; así por ejemplo de  $-50^{\circ}\text{C}$  a  $-60^{\circ}\text{C}$  aproximadamente, lo cual no es nuestro caso, por lo que descartamos este ciclo y, además por su costo de instalación que es elevado.

#### 4.2.3.2 Ciclo a 3 etapas.-

Este sistema al igual que el anterior, es utilizado también para bajas temperaturas y para tasas de compresión mayores a 28 (Ref. 29), no correspondiendo a nuestras necesidades descartamos este ciclo.

#### 4.4.3.3 Ciclo a 2 etapas.-

Para adoptar este ciclo es necesario tomar en cuenta los criterios:

- Tipo de refrigerante
- Relación de compresión,  $r = P_c/P_e$

a) Cuando se opera con refrigerantes halogenados.

$$r \geq 10$$

b) Cuando se opera con amoníaco

$$r \geq 7$$

Para nuestro caso:

$$r = \frac{13.765 \text{ Kg/cm}^2}{3.481 \text{ Kg/cm}^2} = 3.95$$

Descartamos este ciclo, debido a que la tasa de compresión es menor al valor establecido.

#### 4.2.3.4 Ciclo a una etapa.-

Siendo fácil su instalación y más económico; adoptaremos este ciclo para nuestra instalación.



#### 4.2.4 Características del ciclo termodinámico.-

El ciclo termodinámico de compresión estándar a una sola etapa,  $\log P$  vs  $h$ , está representado en la Figura 4.3, en cual:

- 1 - 2 : Compresión isentrópica del vapor
- 2 - 3 : Enfriamiento y condensación del vapor a presión constante.
- 3 - 4 : Subenfriamiento del líquido en las tuberías.

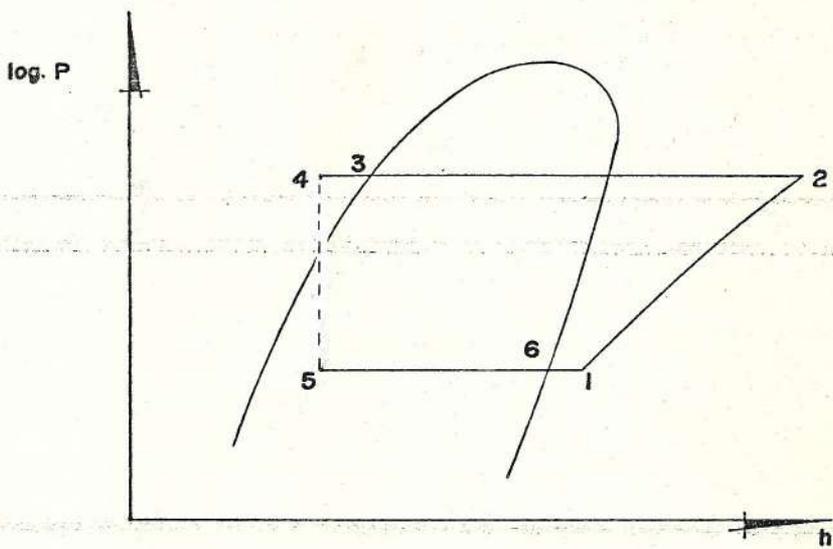


FIGURA 4.3.- CICLO TERMODINAMICO

- 4 - 5 : Expansión irreversible en la válvula de expansión.
- 5 - 6 : Vaporización del líquido en el evaporador a presión constante.
- 6 - 1 : Recalentamiento del vapor en las tuberías.

Para realizar el trazado del ciclo a una sola etapa consideramos lo siguiente:

Asumiremos que la temperatura a la entrada del compresor será aproximadamente  $7^{\circ}\text{C}$  mayor que la temperatura de evaporación, por lo que

la temperatura de entrada será de  $1^{\circ}\text{C}$ , despreciando las caídas de presión a través de las tuberías de aspiración.

De la misma manera asumiremos que la temperatura a la salida del compresor tendrá un subenfriamiento de  $7^{\circ}\text{C}$ , lo cual en la práctica es un valor razonable.

Luego, la temperatura de subenfriamiento queda establecida en  $28^{\circ}\text{C}$ .

Con lo cual:

$T_1 = 1^{\circ}\text{C}$	$h_1 = 414.90 \text{ Kcal/Kg}$
	$v_1 = 0.395 \text{ m}^3/\text{Kg}$
$T_2 = 103^{\circ}\text{C}$	$h_2 = 454.08 \text{ Kcal/Kg}$
$T_3 = 35^{\circ}\text{C}$	$h_3 = 139.65 \text{ Kcal/kg}$
$T_4 = 28^{\circ}\text{C}$	$h_4 = 134.08 \text{ Kcal/Kg}$
$T_5 = -6^{\circ}\text{C}$	$h_5 = 134.08 \text{ Kcal/Kg}$
$T_6 = -6^{\circ}\text{C}$	$h_6 = 399.90 \text{ Kcal/Kg}$

El trazado del ciclo se ilustra en la Figura 3.

POTENCIA DE LA MAQUINA FRIGORICA:

La carga de enfriamiento se ha previsto para 24 horas, pero por razones de longevidad de la instalación, la producción frigorífica se la calculará para un tiempo de funcionamiento de 15 horas por día.

La potencia frigorífica será:

$$Q_f = Q_t / \theta \quad (4.1) \text{ (Ref.29)}$$

Donde:

$Q_t$  = Carga de enfriamiento total del tanque de agua helada.

$\theta$  = Tiempo en marcha o funcionamiento

Por tanto:

$$Q_f = 3149476.88 \text{ Kcal/día.}/15$$

$$Q_f = 209965.12 \text{ Kcal/h.}$$

CAUDAL MASICO:

La cantidad de fluido ( $\text{NH}_3$ ) que debe desplazar el compresor para suministrar la potencia frigorífica está dada por:

$$\dot{m} = \frac{Q_f}{h_6 - h_5} \quad (4.2) \text{ (Ref. 29)}$$

Donde:

$\dot{m}$  = Caudal másico del refrigerante

$Q_f$  = Potencia frigorífica requerida =  
209965.12 Kcal/h'

$h_6$  = Entalpía específica del fluido a la salida del evaporador = 399.90 Kcal/Kg

$h_5$  = Entalpía específica del fluido a la entrada del evaporador = 134.08 Kcal/Kg.

$$\dot{m} = \frac{209965.12 \text{ Kcal/h}}{(399.90 - 134.08) \text{ Kcal/Kg}}$$

$$\dot{m} = 789.87 \text{ Kcal/h}$$

POTENCIA TEORICA DEL COMPRESOR:

La potencia está dada por:

$$P_t = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (4.3) \text{ (Ref. 29)}$$

$h_2$  = Entalpía del refrigerante a la descarga del compresor = 454.08 Kcal/Kg.

$h_1$  = Entalpía del refrigerante a la succión del compresor = 414.91 Kcal/Kg.

$$P_t = 789.87 \text{ Kg/h } (454.08 - 414.91) \text{ Kcal/Kg}$$

$$P_t = 30947 \text{ Kcal/h}$$

ó

$$P_t = \frac{30947 \text{ Kcal/h}}{860}$$

$$P_t = 34 \text{ Kw}$$

POTENCIA CALORIFICA TEORICA EVACUADA EN EL  
CONDENSADOR:

Es equivalente a:

$$Q_c = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (4.4) \text{ (Ref.29)}$$

$h_3$  = Entalpía del refrigerante a la salida  
del condensador = 139.65 Kcal/Kg.

$Q_c = 789.87 \text{ Kg/h} (454.08 - 139.65) \text{ Kcal/Kg}$

$Q_c = 248358.82 \text{ Kcal/h.}$

#### CAUDAL VOLUMETRICO:

El caudal volumétrico es igual a:

$$q_v = \dot{m} \times v_1 \quad (4.5) \text{ (Ref.29)}$$

$v_1$  = Volumen específico en el punto de aspiración del compresor =  $0.395 \text{ m}^3/\text{Kg.}$

$q_v = 789.87 \text{ Kg/h} \times 0.395 \text{ m}^3/\text{h}$

$q_v = 313 \text{ m}^3/\text{h}$

### 3 CALCULO Y SELECCION DEL COMPRESOR.-

El compresor es uno de los 4 equipos de importancia en el circuito frigorífico del sistema de compresión, es la parte que proporciona trabajo.

El compresor tiene dos funciones; en primer lugar, la de sacar el vapor frío del evaporador,

y; de esa manera mantener una presión en el evaporador suficientemente baja para permitir un punto de ebullición del refrigerante lo suficientemente bajo, para asegurar la temperatura deseada en el evaporador, y, en segundo lugar bombear en el condensador a fin de que se licúe.

Con el propósito de proporcionar una amplia flexibilidad y mayor economía de operación, utilizaremos dos compresores en vez de un sólo tamaño por las ventajas que presentan:

- Factor de seguridad en el caso de falla, ya que la producción no se detendría en su totalidad.
- Mayor presencia de equipos de menor capacidad en el mercado.

#### 4.3.1 Consideraciones generales en la selección de compresores.-

Los criterios más importantes en la selección de un compresor son:

- El volumen a desplazar
- Tasa de compresión

Como factores secundarios podemos anotar:

- Espacio y peso
- Regularidad de funcionamiento en caudal desplazado y par resistente.
- Polución del refrigerante por el aceite
- La forma de la curva característica: Caudal presión.

Una aplicación práctica en la selección del compresor, es el caudal volumétrico a desplazar, tomando en cuenta los siguientes puntos:

- a) Para caudales menores a  $1500 \text{ m}^3/\text{h}$  es recomendable utilizar compresores volumétricos a pistón alternativos.
- b) Para caudales superiores a  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$  en cambio es recomendable usar turbocompresores centrífugos.
- c) A caudales intermedios entre los dos gru-

pos anteriores se aconseja usar compresores a tornillo.

- d) A caudales extremadamente grandes se deben usar compresores axiales aunque estos, son muy raramente empleados.

En vista que el caudal que se debe desplazar en nuestra instalación, es muy inferior a  $1500 \text{ m}^3/\text{h}$ , utilizaremos: compresores volumétricos alternativos verticales, siendo los más recomendables en la industria lechera. (Ref. 5).

#### 4.3.2 Características generales del compresor.-

Contamos con los siguientes datos:

$m = 789.87/2 = 394.94 \text{ Kg/h}$       Para cada compresor

$P_t = 15473.5 \text{ Kcal/h}$  o  $17 \text{ Kw}$       Por compresor

$q_v = 156.0 \text{ m}^3/\text{h}$       Por compresor

CAUDAL VOLUMETRICO TEORICO:

$$q_{vt} = q_v/n_v \quad (4.6) \text{ (Ref.29)}$$

$\eta_v$  = Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico está caracterizado por varios parámetros de difícil de terminación analítica, por ello nos referiremos a la Figura 4.4; en cual constan como parámetros la eficiencia volumétrica a la relación de compresión.

Con relación de compresión de 3.95, obtenemos un rendimiento volumétrico de 0.78.

Entonces:

$$q_{vt} = 156 \text{ m}^3/\text{h}/0.78$$

$$q_{vt} = 200.6 \text{ m}^3/\text{h}$$

VELOCIDAD LINEAL PROMEDIO DE LOS PISTONES:

Viene dada por la siguiente fórmula

$$v = \frac{2L n}{60} \quad (4.7) \text{ (Ref.29)}$$

L = Carrera de los pistones

n = Número de revoluciones por minuto

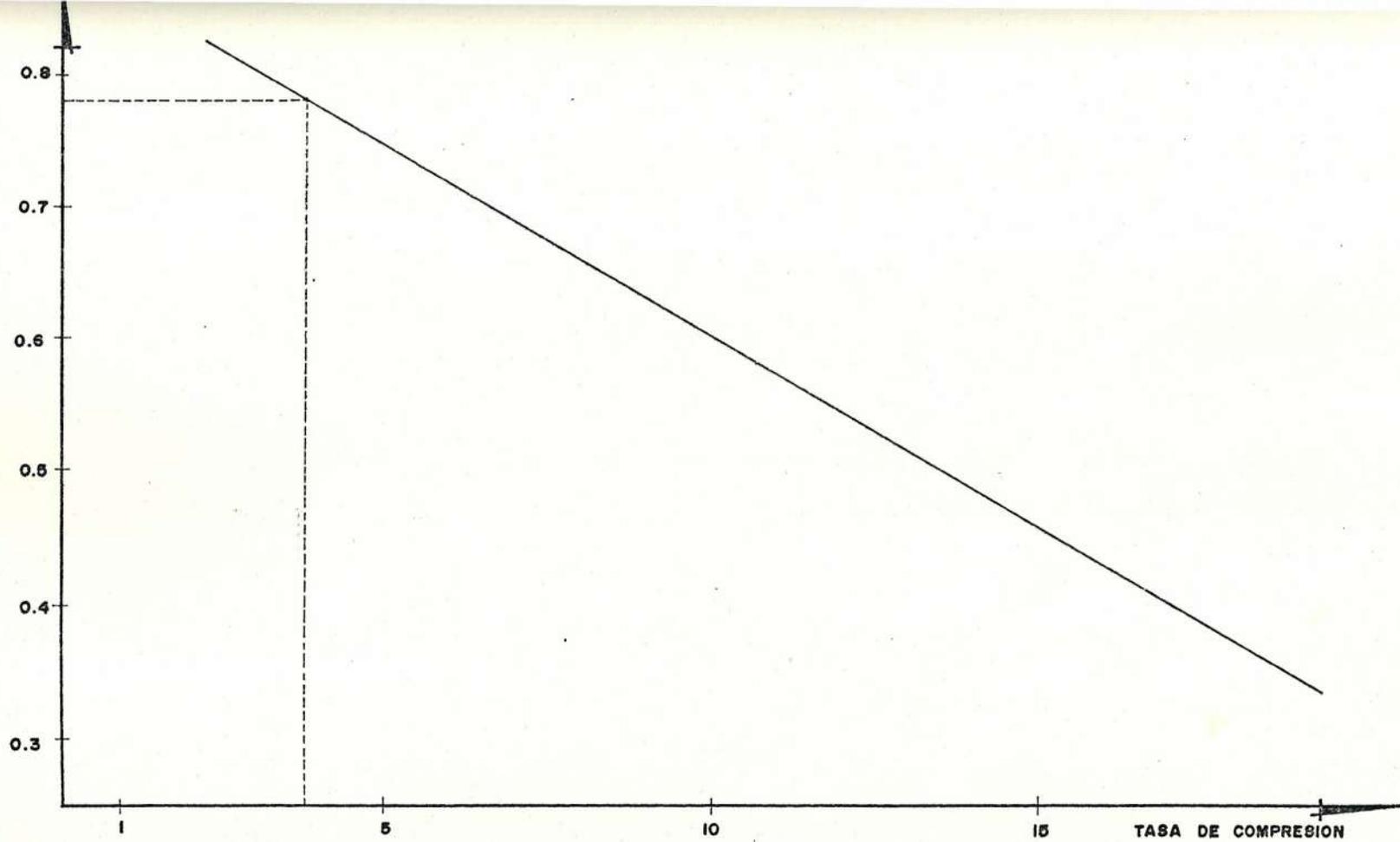


FIG. 4.4.\_ RENDIMIENTO VOLUMETRICO PARA COMPRESORES FRIGORIFICOS

El compresor será impulsado directamente por el motor. La velocidad para una frecuencia de 60 ciclos por segundo que es la utilizada en el Ecuador; es de 1175 RPM, de acuerdo con las velocidades recomendadas entre 250 y 1800 RPM para compresores de amoníaco. (Ref. 29).

En lo relacionado a la carrera de los pistones nos basamos, de acuerdo a la relación que se adopta en la práctica carrera a diámetro L/D de 1.1 a 1.3 para el amoníaco. (Ref.29)

Tomamos el valor de 1.1 y asumimos un diámetro de 0.1 m, con lo cual tenemos:

$$L/D = 1.1$$

$$L/0.1 = 1.1$$

$$L = 0.11\text{m, y; de la ecuación 4.7:}$$

$$v = \frac{2 \times 0.11 \text{ m} \times 1175 \text{ RPM}}{60}$$

$$v = 4.3 \text{ m/seg.}$$

Velocidad que está dentro de los límites recomendados de 2 a 5 m/seg. (Ref. 29)

## CALCULO DEL NUMERO DE CILINDROS:

El número de cilindros necesarios viene dado por medio de la relación:

$$Z = \frac{4 \times qvt}{\pi \times D^2 \times L \times n} \quad (4.8) \text{ (Ref.29)}$$

$$qvt = 200.6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$D = 0.1 \text{ m}$$

$$L = 0.11 \text{ m}$$

$$n = 1175 \text{ RPM}$$

Luego:

$$Z = \frac{4 \times 200.6 \text{ m}^3/\text{h}}{\pi (0.1)^2 \text{ m}^2 \times 0.11 \text{ m} \times 1175 \text{ RPM} \times 60 \text{ RPH}}$$

$$Z = 3.32 \text{ cilindros}$$

$$Z = 4 \text{ cilindros}$$

## POTENCIA DEL MOTOR:

Está dada por:

$$P = \frac{Pt}{\eta_i \times \eta_m}$$

Donde:

$$P_t = 17 \text{ Kw}$$

$\eta_i$  = Eficiencia indicada (aproximadamente igual a la eficiencia volumétrica)  
= 0.78.

$\eta_m$  = Eficiencia mecánica = 0.9 (para compresores de amoniaco).

Luego:

$$P = \frac{17 \text{ Kw}}{0.78 \times 0.9}$$

$$P = 24 \text{ Kw}$$

A este cálculo le agregamos el 25%, considerado por seguridad para el arranque del motor.

Con lo cual:

$$P = 30.0 \text{ Kw}$$

Las características de los motores requeridos para nuestra instalación serán:

## Compresor de 1 etapa

Potencia	:	30 Kw
Voltaje	:	220 voltios
Caudal volumétrico teórico	:	200.6 m <sup>3</sup> /h
Número de cilindros	:	4
Diámetro interior de los cilindros.	:	100 mm
Velocidad	:	1175 RPM

El compresor seleccionado tiene las siguientes características:

Marca	:	Gram
Tipo	:	Hc - 4 - 75 - A
Potencia	:	40 HP
Número de cilindros	:	4
Diámetro del cilindro	:	85 mm
Carrera del pistón	:	75 mm
RPM	:	1420
Frecuencia	:	60 ciclos
Largo	:	730 mm
Peso neto	:	265 Kg
Volumen	:	0.45 m <sup>3</sup>

CALCULO Y SELECCION DEL CONDENSADOR. \_

Los condensadores son equipos cuyo objetivo es intercambiar calor entre fluidos tales como aire o agua y el fluido refrigerante, el cual elimina el calor adquirido en el evaporador y compresor.

La cantidad de calor que debe evacuarse procede de:

- a) El calor sensible de los vapores recalentados
- b) El calor latente de licuefacción
- c) El calor del líquido subenfriado

De esta manera el condensador puede ser dividido en tres zonas:

Zona de recalentamiento

Zona de condensación, y

Zona de subenfriamiento

Por ahorro de energía, utilizaremos condensadores enfriados por agua, de los cuales elegimos el condensador multitubular horizontal por los siguientes fundamentos:

- Alto coeficiente de transmisión de calor
- Costo de instalación relativamente bajo

- Construcción compacta
- Facilidad para la limpieza de los tubos

El condensador multitubular se combinará con una torre de enfriamiento, para evitar el desperdicio de agua.

Conocido el tipo de condensador a usarse, procedemos a determinar las características del mismo, antes de proceder a seleccionarlo.

POTENCIA CALORIFICA TEORICA A EVACUARSE EN EL CONDENSADOR:

$$Q_c = 248359 \text{ Kcal/h}$$

CAUDAL MASICO DE AGUA A TRAVES DEL CONDENSADOR:

Contamos con los siguientes datos:

- Temperatura de entrada de agua =  $26^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de salida de agua =  $30^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de condensación =  $35^{\circ}\text{C}$

La temperatura promedio del agua es  $28^{\circ}\text{C}$

El caudal másico de agua a través del condensador está dado por:

$$\dot{m} = \frac{Q_c}{c_p (t_2 - t_1)} \quad (4.10) \text{ (Ref.29)}$$

$Q_c = 248359 \text{ Kcal/h}$ , calor cedido en el condensador

$c_p = 0.9956 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$  (a  $28^\circ\text{C}$ ), calor específico a presión constante.

$t_2 = 30^\circ\text{C}$ , temperatura del agua a la salida

$t_1 = 26^\circ\text{C}$ , temperatura del agua a la entrada del condensador.

$$\dot{m} = \frac{248359 \text{ Kcal/h}}{0.9956 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} (30 - 26)^\circ\text{C}}$$

$$\dot{m} = 62346.1 \text{ Kg/h}$$

CAUDAL VOLUMETRICO DEL AGUA A TRAVES DEL CONDENSADOR:

$$q_v = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (4.11)$$

$\dot{m} = 62346.1 \text{ Kg/h}$ , caudal másico

$\rho = 997.94 \text{ Kg/m}^3$  (a  $28^\circ\text{C}$ ), densidad del agua

$$q_v = \frac{62346.1 \text{ Kg/h}}{997.94 \text{ Kg/m}^3}$$

$$qv = 62.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

CALCULO DEL NUMERO DE TUBOS DEL CONDENSADOR:

Seleccionamos tubos de 1 1/4, diámetro exterior de 3.175 cm, y diámetro interior de 2.920 cm.

El valor recomendado de la velocidad del agua en este tipo de condensadores oscila entre 1 y 3 m/seg. (Ref. 29), nosotros escogemos una velocidad de 1.5 m/seg.

El caudal volumétrico del agua a través de un tubo será entonces:

$$qv_u = \frac{v \times \pi d^2}{4} \quad (4.12)$$

$$qv_u = \frac{1.5 \text{ m/seg} \times \pi (0.0292 \text{ m})^2}{4}$$

$$qv_u = 3.6 \text{ m}^3/\text{h}$$

El número de tubos necesarios en el condensador, se lo determina relacionando el caudal volumétrico del agua que atravieza por el condensador al caudal que atravieza por un tubo.

Entonces:

$$\frac{qv}{qv_u} = \frac{62.5 \text{ m}^3/\text{h}}{3.6 \text{ m}^3/\text{h}} = 18 \text{ tubos}$$

A efectos de que el condensador no tenga demasiada longitud, adoptamos un condensador de 4 pasos y un total de 72 tubos.

#### CALCULO DE LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO DE CALOR:

El cálculo de la superficie de transferencia se lo realizará en:

- Zona de condensación del  $\text{NH}_3$
- Zona de recalentamiento del  $\text{NH}_3$

Despreciamos la transferencia de calor en la zona de subenfriamiento, ya que comparada con las anteriores es relativamente baja, cuya área no variará significativamente al área total.

En la zona de condensación el refrigerante pierde calor latente, cuyo valor estará dado por la relación:

$$Q_{c_1} = \dot{m} (H_v - H_L) \quad (4.13)$$

$H_v - H_L = 408.02 - 139.7 - 268.32 \text{ Kcal/Kg}$ , calor latente de condensación.

$$Q_{c_1} = 789.87 \text{ Kg/h} \times 268.32 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{c_1} = 211938 \text{ Kcal/h.}$$

El calor sensible cedido en la zona de recalentamiento está dado por:

$$Q_{c_2} = Q_c - Q_{c_1} = 248359 - 211938 = 36421 \text{ Kcal/h}$$

ZONA DE CONDENSACION:

La superficie de intercambio viene dada por:

$$A_1 = \frac{Q_{c_1}}{K \times \Delta T_m} \quad (4.14) \text{ (Ref.1)}$$

Donde:

$Q_{c_1} = 211938 \text{ Kcal/h}$ , calor latente cedido

$K =$  Coeficiente global de transferencia de calor

$T_m =$  Diferencia media logarítmica entre agua y refrigerante.

## DIFERENCIA DE TEMPERATURA:

La evaluamos de acuerdo a la relación:

$$T_m = \frac{T_a - T_b}{\ln T_a / T_b} \quad (4.15) \text{ (Ref. 12)}$$

$T_a$  = Diferencia de temperatura entre la de condensación y el agua de entrada =  $35 - 26 = 9^\circ\text{C}$ .

$T_b$  = Diferencia de temperatura entre la de condensación y el agua de salida =  $35 - 30 = 5^\circ\text{C}$ .

Luego:

$$T_m = \frac{9 - 5}{\ln 9/5} = 6.8^\circ\text{C}$$

## COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

Podemos calcularlo de acuerdo a:

$$K = \frac{1}{\frac{R_s}{\alpha_i} + \frac{R_s}{\alpha_w} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad (4.16) \text{ (Ref. 1)}$$

Donde:

- $R_s$  = Relación de la superficie exterior del tubo a la superficie interior.  
 $\alpha_i$  = Coeficiente de transferencia de calor de película, lado del agua en el interior de los tubos.  
 $\alpha_w$  = Coeficiente de transferencia de calor de sarro lado del agua.  
 $\lambda$  = Conductibilidad del material del tubo  
 $e$  = Espesor  
 $\alpha_e$  = Coeficiente de convección exterior de los tubos.

Datos:

$$R_s = 1.0856$$

$$\lambda = 0.00125 \text{ m}$$

$$1/\alpha_w = 0.003 \text{ h.m.}^2\text{C/Kcal. (Ref. 29)}$$

CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSMISION DE CALOR EN LA CAPA LIMITE  $\alpha_i$ .

Se puede calcular por medio de la ecuación de Nusselt para convección forzada en tubos horizontales y conflujo turbulento.

$$\alpha_i = C \lambda / D_i (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4} \quad (4.17) \text{ (Ref, 28)}$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl = 5.70 (Ref. 12)

$\lambda$  = Conductividad térmica del agua a 28°C = 0.516  
Kcal/h.m.°C

Di = Diámetro interior del tubo = 0.0292 m.

C = Constante = 0.0264 determinado por Katz.  
(Ref. 28)

El número de Reynolds está dado por:

$$Re = \frac{v \, di \, \rho}{\mu}$$

v = Velocidad media del agua = 1.5 m/seg.

di = 0.0292 m

$\mu$  = Viscosidad del agua a 28°C =  $8.4 \cdot 10^{-4}$  Kg/m.  
seg.

Luego:

$$Re = \frac{997.94 \text{ Kg/m}^3 \times 1.5 \text{ m/seg.} \times 0.0292 \text{ m.}}{8.4 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/m. seg.}}$$

Re = 52035

El valor es aceptable por cuanto el flujo es turbulento; utilizando la ecuación 4.17;

$$\alpha_i = \frac{0.0264 \times 0.516 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C} \times (52035)^{0.8} (5.70)^{0.4}}{0.0292 \text{ m}}$$

$$\alpha_i = 5550 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{C}$$

#### CALCULO DEL COEFICIENTE LADO DEL REFRIGERANTE $\alpha_e$

Utilizaremos la ecuación analítica de Wilhelm Nusselt (Ref. 28).

$$\alpha_e = 0.725 \left[ \frac{\lambda_f^3 f (f - v) f \text{ HvL}}{\mu_f \times N \times d_e (T_c - T_s)} \right] \quad (4.18)$$

Donde:

$\lambda_f$  = Conductividad del condensado = 0.428 Kcal/h.  
m. $^\circ$ C.

$\rho_f$  = Densidad del condensado = 587.4 Kg/m<sup>3</sup>

$\rho_v$  = Densidad del vapor = 10.44 Kg/m<sup>3</sup>

$g$  = 9.81 m/seg.<sup>2</sup> = 127137600 m/h<sup>2</sup>

HvL = Calor latente de condensación = 268.32 Kcal/Kg

$\mu_f$  = Viscosidad del condensado = 0.773 Kg/m.h

- $d_e$  = Diámetro exterior = 0.317 m  
 $T_c$  = Temperatura de condensación = 35°C  
 $T_s$  = Temperatura de la superficie exterior del tubo.  
 $N$  = Número de tubos en una fila vertical, para un condensador de 4 pasos y 72 tubos, un buen número promedio de tubos por hilera es 3.

Para determinar la temperatura exterior del tubo utilizaremos el método gráfico (Ref. 18). Asumiendo temperaturas  $T_s$ , realizamos el cálculo de flujos térmicos unitarios entre el refrigerante y el tubo, y; entre el refrigerante y el agua, luego de encontrar para estos flujos un mismo valor determinamos la temperatura conveniente.

El flujo unitario de calor entre el tubo y el refrigerante es:

$$Q_u = \alpha_e (T_c - T_s) \quad (4.19)$$

$\alpha_e$ , lo evaluamos a partir de la ecuación 4.18, con valores  $T_s$  asumidos.

El flujo unitario de calor entre el refrigerante y el agua lo podemos encontrar a partir de:

$$Qu' = K \Delta T_m \quad (4.20)$$

El valor de  $K$ , lo hallamos por medio de la ecuación 4.16.

En la Tabla VIII (Ref. 18), resumimos los valores obtenidos por varias temperaturas de superficie asumidas, y; en el gráfico 4.5 mostramos el punto de intersección de los dos flujos de calor donde se determina la temperatura de superficie.

Del gráfico en mención observamos que la temperatura correspondiente al punto de intersección es igual a  $32.71^\circ\text{C}$ .

Con este valor calculamos los valores verdaderos de  $\alpha_e$  y  $K$ .

$$\alpha_e = 3492 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{C.}$$

$$K = 1191 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{C.}$$

Utilizando la ecuación 4.14, encontramos la superficie de transferencia de calor en la zona de condensación:

TABLA VIII

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

Ts °C	Tc - Ts °C	e $\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$	K $\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$	Q <sub>ú</sub> $\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$	Q <sub>u</sub> $\frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$
30.6	4.4	2966	1123	13050	7636
30.8	4.2	3001	1128	12604	7670
31.0	4.0	3032	1132	12128	7698
31.2	3.8	3077	1138	11693	7738
31.4	3.6	3199	1144	11228	7779
31.6	3.4	3164	1150	10758	7820
31.8	3.2	3212	1156	10278	7861
32.0	3.0	3264	1163	9792	7908
32.2	2.8	3321	1170	9299	7956
32.3	2.7	3351	1171	9048	7983
32.4	2.6	3383	1178	8796	8010
32.5	2.5	3417	1182	8542	8038
32.6	2.3	3489	1190	8284	8065
32.7	2.3	3489	1190	8025	8092
32.8	2.2	3528	1195	7762	8126
32.9	2.1	3569	1200	7495	8160
33.0	2.0	3612	1204	7224	8187
33.2	1.8	3709	1215	6676	8262

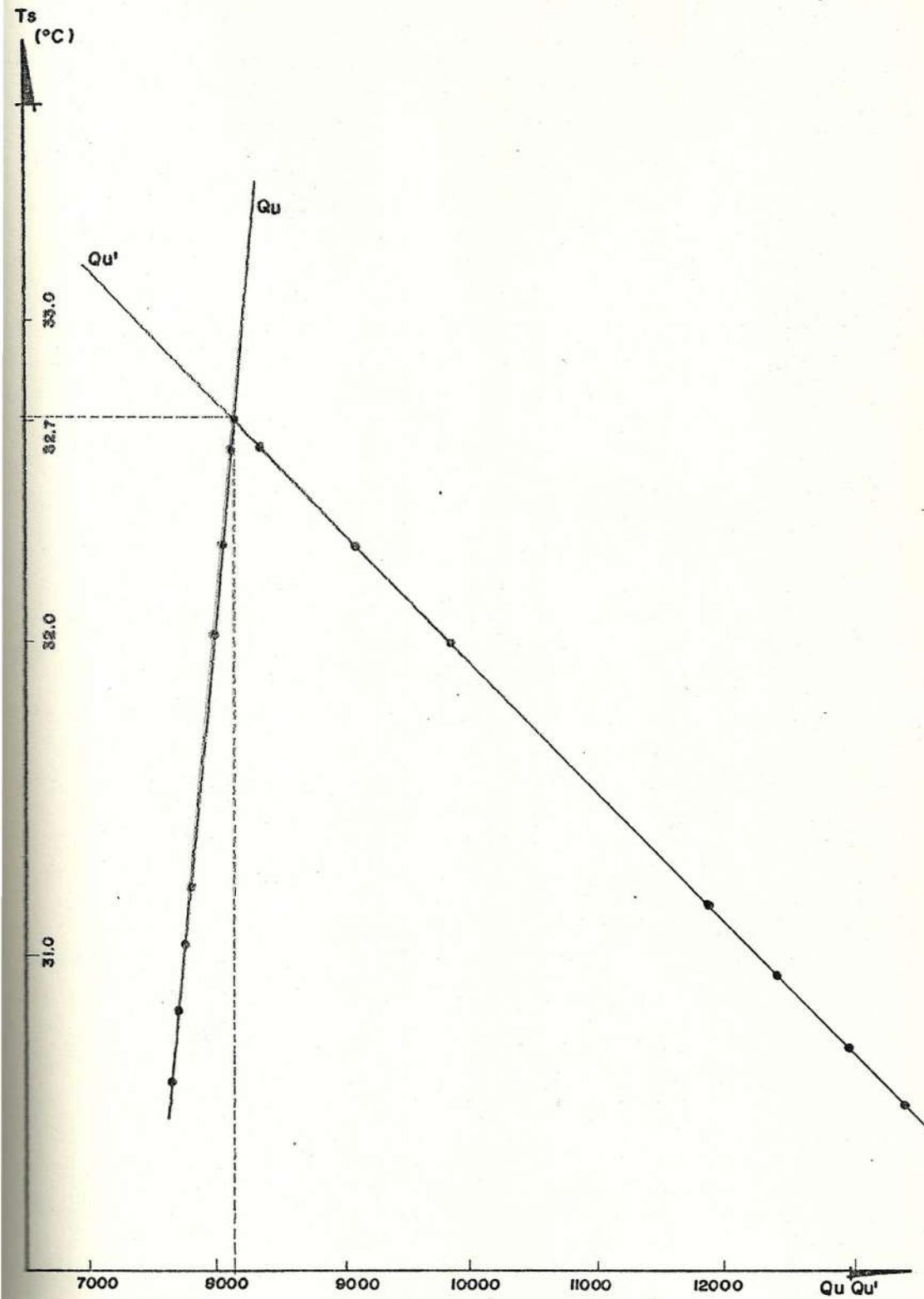


FIG. 4.5... DIAGRAMA PARA DETERMINAR LA TEMPERATURA EXTERIOR DE LOS TUBOS DEL CONDENSADOR EN BASE A LA TABLA VIII.

$$A_1 = \frac{211938 \text{ Kcal/h}}{1191 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C} \times 6.8\text{°C}}$$

$$A_1 = 26.16 \text{ m}^2$$

### SUPERFICIE DE TRANFERENCIA EN LA ZONA DE RECALENTAMIENTO

La superficie al igual que en la zona de condensación esta dada por la ecuación 4.14:

$$A_2 = \frac{Q_{c2}}{K \Delta T_m}$$

$$Q_{c2} = 36421 \text{ Kcal/h}$$

En nuestro condensador el amoníaco entra a 103°C, como gas recalentado y luego se condensa a 35°C.

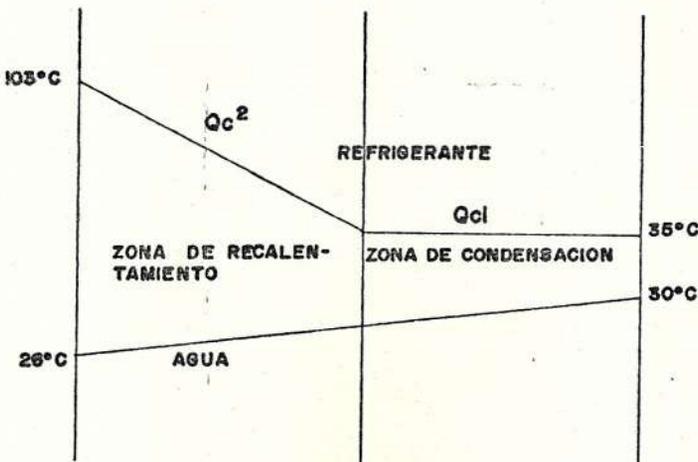


FIGURA 4.6.- DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE EL AGUA Y EL REFRIGERANTE EN EL CONDENSADOR

$$\Delta T_m = \frac{(103 - 28) - (25 - 28)}{1 \ln \frac{(103 - 28)}{(35 - 38)}}$$

$$\Delta T_m = 28.6^\circ\text{C}$$

#### CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para su cálculo utilizaremos la ecuación 4.16; en que todos los valores son iguales a los calculados en la zona de condensación, a excepción del coeficiente de película lado del refrigerante.

#### CALCULO DEL COEFICIENTE DE PELICULA LADO DEL REFRIGERANTE

Utilizaremos la ecuación de Nusselt, para flujos sobre haces de tubos sin importar su arreglo, los datos experimentales concuerdan con la ecuación:

$$Nu = 0.33 CH (Re)^{0.6} (Pr)^{0.3} \quad (4.21)$$

Los valores de esta ecuación se refieren al diámetro exterior de los tubos, a la presión de

condensación, y a la temperatura promedio de la película; cuyo valor es:

$$t_m = \frac{75 - 7}{2} = 34^\circ\text{C}$$

CH = Valor experimental considerado como la unidad para intercambiadores de calor en cualquier posición de los tubos. (Ref. 12)

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{G \text{ de}}{\mu} \quad (4.22)$$

G = Velocidad másica del refrigerante referida al espacio libre mínimo entre tubo y tubo.

de = 0.0317 m; diámetro exterior

$\mu$  = Viscosidad dinámica del refrigerante = 0.748 Kg/m.h.

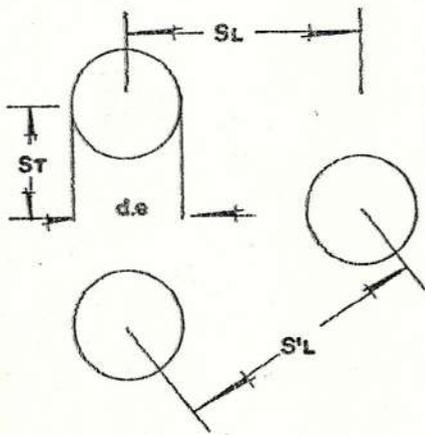
El espaciamiento mínimo recomendado entre tubo y tubo por los fabricantes de intercambiadores de calor es de 1.25 veces el diámetro exterior del tubo (Ref. 12).

Entonces:

$$S'_L = 1.25 \text{ de}$$

$$S'_L = 1.25 \times (0.0317 \text{ m})$$

$$S'_L = 0.04 \text{ m} = 4.0 \text{ cm.}$$



ST = PASO TRANSVERSAL  
SL = PASO LONGITUDINAL

Asumimos la longitud de los tubos en 4m, a fin de establecer el área mínima con lo cual:

$$A \text{ mínima} = (S'_L - d_e) L$$

$$A \text{ mínima} = (0.04 - 0.0317) \text{ m} \times 4\text{m}$$

$$A \text{ mínima} = 0.033 \text{ m}^2$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A \text{ mínima}} = \frac{789,87 \text{ Kg/h}}{0.033 \text{ m}^2} = 23935 \text{ Kg/h.m.}^2$$

Luego el número de Reynolds será

$$Re = \frac{G \, de}{\mu} = 23935 \, \text{Kg/h.m}^2 \times \frac{0.0317 \, \text{m}}{0.748 \, \text{Kg/m.h}} = 992$$

$$Pr = 2.05$$

De la ecuación 4.21; tenemos:

$$Nu = 42$$

De la ecuación:

$$Nu = \frac{\alpha_e \times de}{\lambda}$$

$$\lambda = 0.427 \, \text{Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ conductividad térmica}$$

$$\alpha_e = \frac{Nu \times \lambda}{de} = \frac{42 \times 0.427 \, \text{Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{0.0317 \, \text{m}} = 565.74 \, \text{Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Luego, el valor de K:

$$K = 430.8 \, \text{Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

La superficie de intercambio de calor es:

$$A_2 = \frac{36421 \text{ Kcal/h}}{28.6^\circ\text{C} \times 430.8 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{C}}$$

$$A_2 = 3 \text{ m}^2$$

$$\text{Area total} = A_1 + A_2 = 26.16 + 3 \text{ m}^2 = 29.1 \text{ m}^2$$

Considerando que nuestro condensador es de 4 pasos y 72 tubos, tenemos que la longitud será:

$$L = \frac{A_T}{72 \pi d} = \frac{29.1 \text{ m}^2}{72 \times \pi \times 0.0317} = 4.05 \text{ m}$$

Valor que se ajusta al asumido.

Características del condensador calculado:

- Potencia calorífica : 248359 Kcal/h
- Caudal volumétrico : 62.5 m<sup>3</sup>/h.
- Temperatura de condensación : 35°C
- Total de tubos : 72
- Número de pasos : 4
- Longitud de los tubos : 4.05 m
- Superficie de transferencia : 29.1 m<sup>2</sup> = 313.1 pies<sup>2</sup>

Las características del condensador a seleccionarse

deben acoplarse a las características de nuestro condensador, por ello seleccionamos el condensador "Vilter" Modelo AC.

De la Tabla IX, escogemos el condensador con una su perficie de 348 pies<sup>2</sup> o 32.32 m<sup>2</sup>, de las siguientes características:

- Marca y modelo : "Vilter" AC - 1610
- Número de tubos : 76
- Número de pasos de agua : 4
- Longitud de los tubos : 4.27 m
- Material de los tubos : Acero ASTM A -214
- Diámetro exterior de los tubos. : 1 1/4 o 3.17 cm.
- Diámetro de la carcaza : 40.64cm
- Longitud del condensador : 4.47 m
- Planchas soportes de los tubos. : Planchas de acero de 1 1/4

#### 4.4.1 Selección de la torre de enfriamiento.-

Seleccionaremos la torre para enfriar 64 m<sup>3</sup>/h de agua, tomando en cuenta el caudal requerido por el condensador y una pequeña cantidad para refrigerar los compresores.

Parámetros a utilizar:

- Caudal : 64 m<sup>3</sup>
- Temperatura de entrada del agua. : 30°C
- Temperatura de salida del agua. : 26°C
- Temperatura de bulbo húmedo : 22°C (Promedio Loja)

La transferencia de calor a través de la torre de enfriamiento podemos determinarla de la siguiente forma:

$$Q = \frac{\text{Caudal} \times C_p \Delta T_{\text{agua}}}{3780} \quad (4.23) \text{ (Ref.29)}$$

$$\Delta T_{\text{agua}} = 30 - 26 = 4^\circ\text{C}$$

Luego, la carga de enfriamiento es:

$$\text{Carga} = \frac{64 \text{ m}^3/\text{h} \times 1000 \text{ Kg}/\text{m}^3 \times 0.997 \text{ Kcal}/\text{Kg}^\circ\text{C} \times 4^\circ\text{C}}{3780}$$

$$Q = 67.5 \text{ toneladas}$$

De acuerdo a los catálogos (Torres Marley), con la temperatura de bulbo húmedo y apro

ximación al bulbo húmedo tomamos un factor de corrección de 1.002; luego la carga real será:

Carga real:  $67.5 \times 1.002 = 67.6 \text{ ton.}$

En base a estos parámetros, del catálogo se ha seleccionado la siguiente unidad:

- Marca y modelo : Marley Mod. NC 8606
- Capacidad : 70 ton.
- Flujo de agua
  - Máximo : 450 gal/min o  $102 \text{ m}^3/\text{h.}$
- Flujo de agua
  - Mínimo : 72 gal/min o  $16.4 \text{ m}^3/\text{h.}$
- Motor ventilador : 5 HP - 220 V
- Flujo de aire :  $21400 \text{ pies}^3/\text{min}$  o  $36363 \text{ m}^3/\text{h.}$
- Longitu de la torre : 0.96 m
- Ancho : 1.66 m
- Alto : 1.50 m

##### 5 CALCULO Y SELECCION DEL EVAPORADOR.-

La utilización de evaporadores tiene lugar en el tanque de agua y en las cámaras frigoríficas, por

ello analizaremos independientemente cada evaporador.

#### 4.5.1 Evaporador para el tanque de agua helada.-

El evaporador para el tanque de agua, tendrá que hacer uso del calor latente del medio refrigerador para absorber el calor del agua.

Existen algunos tipos de evaporadores que puedan utilizarse para el enfriamiento del agua.

Nosotros escogemos el tipo; banco de serpentín de hielo, en cuyo interior de los tubos circula el refrigerante (amoníaco); y en su exterior tiene lugar la formación de pequeñas capas de acumulación de hielo, dando forma de esta manera a la acumulación de frío y consecuentemente al ahorro de energía, éste equipo se complementa con la utilización de agitadores aprovechados en el período de fusión o derritimiento del hielo y producir una homogeneidad en la temperatura del agua helada.

El ahorro de energía se sintetiza, en que el sistema puede desconectarse y distribuir el frío hacia los equipos que lo requieran actuando únicamente las bombas; ahorro bastante significativo en plantas lecheras.

Otra ventaja representa su disponibilidad y facilidad de instalación.

De esta manera nos referiremos al evaporador "GRAM ICE BANK COIL", su operación es completamente inundada y con un mínimo de caída de presión a través de los serpentines.

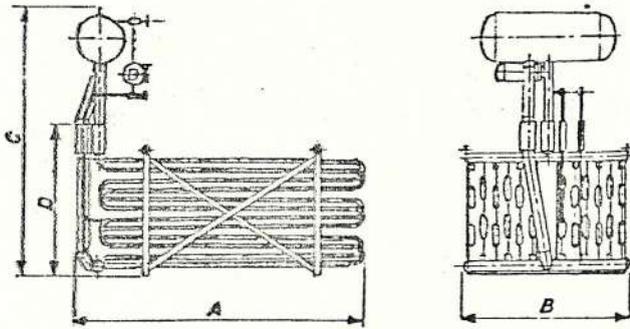
En la Tabla X, exponemos las características de este evaporador y su ilustración en la Figura 4.7.

#### CALCULO DEL EVAPORADOR

El cálculo se basará en determinar la superficie del evaporador, o sea la superficie de intercambio de calor.

Para ello haremos uso de la ecuación:

TIPO A



TIPO B

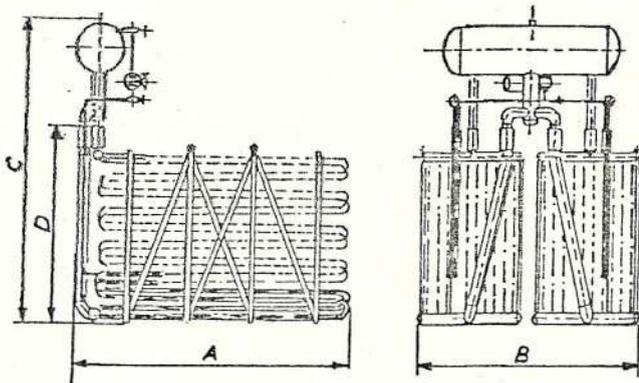


FIG. 4.7. ESQUEMA DEL EVAPORADOR "GRAM ICE BANK COIL"

$$Q_f = K \times A \times \Delta T_m \quad (4.24)$$

Donde:

$$Q_f = 209965.12 \text{ Kcal/h}$$

$K$  = Coeficiente global de transferencia de calor.

$\Delta T_m$  = Media logarítmica de las diferencias de temperatura.

El coeficiente global de transferencia de calor para evaporadores de este tipo, está dado por:

$$\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{\alpha_i}\right) \times R_s + \frac{e}{\lambda} + R_h + \frac{1}{\alpha_e} \quad (4.25)(\text{Ref.1})$$

Donde:

$\alpha_i$  = Coeficiente de convección interior, o de película del lado del refrigerante en  $\text{Kcal/h.m.}^2\text{.}^\circ\text{C}$ .

$R_s$  = Relación de superficie exterior a interior del tubo.

$\lambda$  = Conductividad térmica del material del tubo en  $\text{Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$ .

$R_h$  = Resistencia debida al hielo en la parte exterior\* de la tubería en h.m.<sup>2</sup>°C/Kcal.

$\alpha_e$  = Coeficiente de convección exterior, o, de película lado del agua.

La tubería del evaporador es de acero soldada de 3.175 cm. de diámetro interior y de 3.975 cm. de diámetro exterior.

Datos:

$$R_s = 1.25$$

$$e = 0.004 \text{ m}$$

$$\lambda = 38.9 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C} \text{ (Ref. 14)}$$

$$R_h = 0.003 \text{ h.m. C./Kcal} \text{ (Ref. 21)}$$

Procedemos al cálculo de  $\alpha_i$  y  $\alpha_e$ :

#### CALCULO DEL COEFICIENTE INTERIOR

Son varios los factores que destacan en la

---

*La resistencia térmica debido a incrustaciones o escamas del lado del refrigerante es tan pequeña que es despreciable.*

determinación del coeficiente de película interior del coeficiente de película interior tales como; propiedades físicas del refrigerante, rapidez de vaporización del refrigerante, características de la superficie, tensión superficial, etc., lo que hace difícil obtener fórmulas analíticas, por esta razón utilizaremos la ecuación empírica para vaporización forzada dentro de ductos propuesta por Davis y David (Ref. 12), ecuación 4.26.

$$\left(\frac{\alpha_i \times D_i}{\lambda_l}\right) = 0.06 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.28} \left(\frac{D_i G}{\mu_l}\right)^{0.87} (Pr_l)^{0.4}$$

Donde:

$D_i$  = Diámetro interior en m.

$\lambda_l$  = Conductividad del refrigerante líquido en Kcal/m.°C.seg.

$\rho_l$  = Densidad del refrigerante líquido, Kg/m<sup>3</sup>.

$\rho_v$  = Densidad del vapor refrigerante, Kg/m<sup>3</sup>

$G$  = Velocidad de la masa por m<sup>2</sup> de sección transversal, en Kg/m<sup>2</sup> seg.

$\chi$  = Título de vapor

$\mu_l$  = Viscosidad del refrigerante líquido

Pr1 = Número de Prandlt de refrigerante líquido.

Datos:

$$D_i = 0.03175 \text{ m}$$

$$\lambda_1 = 0.76 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C. (Ref. 12)}$$

$$\rho_1 = 646.6 \text{ Kg/m}^3 \text{ (a } -6^\circ\text{C) (Ref. 29)}$$

$$\rho_v = 2.77 \text{ Kg/m}^3 \text{ (1 } -6^\circ\text{C) (Ref. 29)}$$

$$\chi = 0.46 \text{ para amoníaco en evaporadores inundados (Ref. 21).}$$

$$\mu_1 = 16.2 \times 10^{-3} \text{ Kg/m.seg. (a } -6^\circ\text{C) (Ref. 12).}$$

$$Pr_1 = 2.06$$

La velocidad de masa por  $\text{m}^2$ , lo determinamos en base al flujo másico por unidad de área de sección transversal.

$$G = \frac{789.87 \text{ Kg/h.}}{7.92 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$G = 997310.606 \text{ Kg/h.m}^2 \times 3600$$

$$G = 278 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{seg.}$$

De la ecuación 4.26:

$$\alpha_i \times \frac{D_i}{\lambda l} = 0.06 \left( \frac{646.6 \text{ Kg/m}^3}{2.77 \text{ Kg/m}^3} \right)^{0.28} \left( \frac{0.03175 \times 278}{1.62 \times 10^{-3}} \right)^{-0.4} \left( \frac{\text{Kg/m}^2 \text{ seg.} \times 0.46}{\text{Kg/m. seg.}} \right)^{0.87} (2.06)^{0.4}$$

$$\alpha_i = \frac{49.0086 \times 0.76 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C.}}{0.03175 \text{ m}}$$

$$\alpha_i = 1173.12 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{C.}$$

#### CALCULO DEL COEFICIENTE EXTERIOR

El valor de  $\alpha_e$ , lo evaluamos en base a las ecuaciones sugeridas por Mc Adams para superficies exteriores (tubos) en convección forzada, que relaciona los números de Nusselt, Reynold y Prandlt.

Así la ecuación para líquidos sobre superficies exteriores; ecuación 4.27 (Ref. 12):

$$\frac{\alpha_e \times D_e}{\lambda_f} = 1.1 C \left( \frac{v_f D_e}{\gamma_f} \right)^n (\text{Pr}_f)^{0.31}$$

$D_e = 3.975$  cm; diámetro exterior

$\lambda_f =$  Conductividad del fluido = 0.477

$v_f =$  Velocidad promedio sobre la tubería,  
considerada como 0.3 m/seg. (Ref.1).

$\gamma_f =$  Viscosidad cinemática del fluido a  
1°C  $1.72 \times 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/seg.

$Pr_f = 12.1$

$C$  y  $n =$  Son constantes\* empíricas cuyos valores numéricos varían con el número de Reynolds.

El valor del número de Reynolds será:

$$Re = 6625.0$$

De la Tabla XI, tenemos:

$$C = 0.165$$

$$n = 0.618$$

Con la ecuación 4.27:

$$\alpha_e = 1.1 (0.165) (6625)^{0.618} (12.1)^{0.31} \frac{0.477}{0.03975}$$

$$\alpha_e = 1087.32 \text{ Kcal/h.m}^2\text{°C.}$$

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Utilizando la ecuación 4.25 tenemos:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{1173.12} \times 1.25 + \frac{0.004}{38.9} + \frac{1}{1087.32} + 0.03 \frac{\text{h.m}^2\text{C}}{\text{Kcal}}$$

$$K = 215 \text{ Kcal/h.m}^2\text{°C}$$

CALCULO DE LA SUPERFICIE DEL EVAPORADOR

Refiriéndonos a la ecuación 4.24:

$$A = \frac{Q_f}{K \times \Delta T_m}$$

De la Figura 4.2:

$$\Delta T_m = \frac{(5.2 + 6) - (1 + 6)}{1n \ 11.2/7} = 8.9\text{°C}$$

$Q_f = 209965.12 \text{ Kcal/h}$ ; luego el área correspondiente es:

$$A = 110 \text{ m}^2.$$

De la tabla X, escogemos el serpentín N° 130\* de las características siguientes:

Tipo	:	B
Acumulación de frío	:	600000 Kcal (8 Kgs. de hielo por m)
Longitud	:	4680 mm
Ancho	:	2200 mm
Altura	:	1900 mm

#### 4.5.2 Evaporador para la cámara N° 1.-

El evaporador para esta cámara, así como para las demás cámaras harán uso del calor sensible del agua helada que actúa como fluido de enfriamiento.

La superficie de intercambio, la evaluaremos en base a la ecuación 4.24, donde el coeficiente global de transferencia viene dado por:

---

*Los números detallados en la tabla corresponden a la superficie del evaporador en m<sup>2</sup>.*

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_e \eta_a} + \frac{e}{\lambda} + \frac{A_o}{A_i \alpha_i} + R_e + R_i \quad (4.28)(\text{Ref.12})$$

Donde:

$\alpha_e$  = Coeficiente de convección exterior

$\alpha_i$  = Coeficiente de convección interior

$\eta_a$  = Eficiencia de la aleta

$A_o/A_i$  = Relación de la superficie exterior del tubo a la superficie interior.

$R_e$  = Unidad de resistencia de incrustación en el lado exterior de la tubería; 0.005 h.m. C/Kcal. (Ref. 28).

$R_i$  = Unidad de resistencia de incrustación en el lado interior de la tubería; 0.001 h.m. °C/Kcal. (Ref. 28).

$e$  = Espesor del tubo en m.

$\lambda$  = Conductividad térmica del tubo

Escogemos tuberías de acero aleteadas, que son las apropiadas para este tipo de evaporadores, con un diámetro interior de 1.905 cm y exterior de 2.505 cm. Las aletas tendrán las medidas de 70 mm x 70 mm, con un espesor de 2 mm.

## CALCULO DEL COEFICIENTE INTERIOR

Para el cálculo de  $\alpha_i$ , nos basaremos en la utilización de las ecuaciones para convección forzada dentro de tubos y ductos.

Para este propósito, calculamos el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho v D_H}{\mu}$$

Datos:

$$\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$v$  = Velocidad del fluido

$$D_H^* = 0.01905 \text{ m}$$

$$\mu = 1.72 \times 10^{-3} \text{ Kg/m.seg}$$

La velocidad del fluido, será evaluada de acuerdo al flujo másico requerido; entonces:

---

$D_H$  : Diámetro hidráulico para un tubo o caño es igual al diámetro interior. (Ref. 12).

$$\dot{m} = \frac{Q_f}{c(T_1 - T_2)} = \frac{9484335 \text{ Kcal/h.}}{1.0 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{C. (T}_1 - \text{T}_2)}$$

Consideramos la elevación de temperatura al circular por los serpentines, en un promedio de  $3^\circ\text{C}$ , lo cual es aceptable en la práctica (Ref. 1).

Luego:

$$\dot{m} = 3161.45 \text{ Kg/h}$$

Como:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{3161.45 \text{ Kg/h.}}{2.85 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 3600} = 3081 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{seg.}$$

$$v = \frac{G}{\rho} \quad (2.49) \text{ (Ref. 12)}$$

$$v = \frac{3081 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{seg}}{100 \text{ Kg/m}^3} = 3.081 \text{ m/seg, valor acep}$$

table (Ref. 5).

El número de Reynolds es por tanto:

$$\text{Re} = 50756.05$$

Siendo el flujo turbulento utilizamos la

ecuación:

$$\alpha_i = \frac{\lambda}{D_i} \times Re \times Pr \times St \left( \frac{\mu_f}{\mu_s} \right)^n \quad (4.30) \quad (\text{Ref.12})$$

Donde:

$\lambda$  = Coeficiente de conductividad del agua,  
0.477 Kcal/h.m.°C. (a 1°C).

$D_i$  = 0.01905; diámetro interior

$St$  = Número de Stanton

$\left( \frac{\mu_f}{\mu_s} \right)^n$  = Factor de corrección de viscosidad

$n$  = 0.20 para líquidos de refrigeración

De la Figura 4, con  $Pr = 12.1$  y  $Re = 50756.05$   
encontramos:

$$St \left( \frac{\mu_s}{\mu_f} \right)^n = 6.8 \times 10^{-5}$$

El factor de corrección será:

$$\left( \frac{\mu_f}{\mu_s} \right)^n = \frac{1.156 \times 10^{-3} \cdot 0.20}{1.136 \times 10^{-3}} = 1.033$$

De la ecuación 4.30 obtenemos:

$$\alpha_i = 1081.96 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C.}$$

#### CALCULO DEL COEFICIENTE EXTERIOR

El coeficiente exterior lo especificamos de acuerdo a la relación analítica de Mc Adams para gases en convección forzada sobre cilindros o tubos.

Entonces:

$$\frac{\alpha_e D_o}{\lambda_f} = C \left( \frac{v_f D_o}{\nu_f} \right)^n \quad (4.31) \text{ (Ref.12)}$$

Donde:

$D_o$  = Diámetro exterior

$\lambda_f$  = Coeficiente de conductividad (para el aire 0.021 Kcal/h.m.°C).

$v_f$  = Velocidad del fluido dentro del evaporador.

$\nu_f$  = Viscosidad cinemática del fluido;  
 $1.001 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg.}$  (para el aire a 4°C).

Los ventiladores del evaporador pueden impartir velocidades aproximadas de 5 m/seg. del aire dentro del evaporador. (Ref. 1).

TABLA XI

DEFICIENTE PARA CALCULAR, POR MEDIO DE LAS ECUACIONES DE MC ADAMS, EL COEFICIENTE DE CONVECCION SOBRE SUPERFICIES EXTERIORES (TUBOS)

Re	GASES C	n	LIQUIDOS C
0.4 - 4	0.891	0.330	0.889
4 - 40	0.821	0.385	0.811
40 - 4000	0.615	0.466	0.582
4000 - 40000	0.274	0.618	0.165
40000 - 4000000	0.024	0.805	0.016

De la Tabla XI, para Re = 12525:

$$C = 0.274$$

$$n = 0.618$$

En consecuencia:

$$\alpha_e = 0.274 \left( \frac{5 \text{ m/sg.} \times 0.02505 \text{ m}}{1.001 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s.}} \right)^{0.618} \frac{0.021 \text{ Kcal}}{0.02505 \text{ hm}^2\text{°C}}$$

$$\alpha_e = 79.4 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C.}$$

Cálculo de la eficiencia de la aleta

Las aletas serán de aluminio. Para determinar la eficiencia usamos la siguiente fórmula (Ref. 12):

$$\eta_a = \text{tagh} \frac{\left[ \sqrt{2\alpha_e/\lambda_a e_a} (L_a + e_a/2) \right]}{\left[ \sqrt{2\alpha_e/\lambda_a e_a} (L_a + e_a/2) \right]} \quad (4.32)$$

Donde:

$\lambda_a$  = Coeficiente de conductividad de la aleta  $174 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C}$

$e_a$  = 0.0002; espesor de la aleta

$\alpha_e$  =  $79.4 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C}$ ; coeficiente de convección externa.

$L_a$  = Largo de la aleta = 0.07 m.

Reemplazando estos valores en la ecuación

4.32:

$$\eta_a = 67\%$$

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

El espesor del tubo es 0.003 m y la relación de superficies 1.72; luego, reemplazando todos los valores encontrados, en la ecuación 4.28 se tiene:

$$\frac{1}{K} = \left[ \frac{1}{79.04 \times 0.67} + \frac{1.72}{1.081.96} + \frac{0.033}{3b.8} + 0.001 + \dots \right]$$

0.005 h.m.<sup>2</sup>/Kcal

$$\frac{1}{K} = \left[ \frac{1}{0.0236} \right] \text{ h.m.}^2/\text{Kcal}$$

$$K = 42.37 \text{ Kcal/h.m.}^2/\text{C}.$$

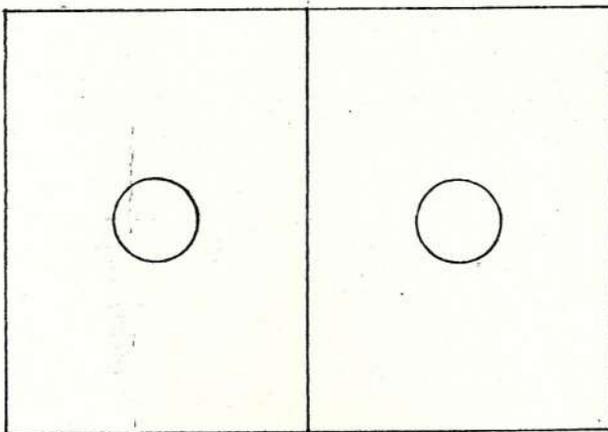


FIGURA 4.8.- VISTA LATERAL DE LAS ALETAS

## CALCULO DE LA SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA

Usaremos la ecuación 4.24, donde la diferencia media de temperatura para intercambiadores de tubos por los cuales circula agua y el aire de las cámaras frigoríficas se establece aproximadamente en 4°C. (Ref. 5).

Luego:

$$A = \frac{9484.35 \text{ Kcal/h}}{42.37 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{°C} \times 4\text{°C}}$$

$$A = 56 \text{ m}^2$$

De la Tabla XII, seleccionamos el evaporador de las siguientes características:

Marca	: Gran Finned evaporator
Tipo	: LFA - 315-C
Tipo de ventiladores	: PVB - 630 L; N° 3
Capacidad calorífica	: 12100 Kcal/h
Espacio entre aletas	: 8.5 mm
Longitud	: 2810 mm
Ancho	: 1230 mm
Altura	: 1000 mm
Peso neto	: 1600 Kg
Volumen	: 9.9 m <sup>3</sup>

#### 4.5.3 Evaporador para la Cámara N° 2.-

Procediendo de igual manera que en 4.5.2, tenemos:

$$Q_f = 1447.5 \text{ Kcal/h}$$

$$\dot{m} = 482.5 \text{ Kg/h}$$

$$Re = 17436.91$$

$$\alpha_i = 447.50 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_e = 79.2 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

$$\eta_a = 67\%$$

$$K = 32.0 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

$$A = \frac{1447.50 \text{ Kcal/h}}{32.0 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C} \times 4^\circ\text{C}} = 11.31 \text{ m}^2$$

El evaporador seleccionado tiene las siguientes características:

Marca	:	GRAM FINNED
Tipo	:	LFA - 45 - C
Tipo de ventiladores	:	PVB - 400L
Capacidad calorífica	:	2560 Kcal/h
Número de ventiladores	:	2
Longitud	:	1400 mm
Ancho	:	1000 mm
Altura	:	825 mm
Peso neto	:	305 Kg
Volumen	:	3.1 m <sup>3</sup>

#### 4.5.4 Evaporador para la cámara N° 3.-

$$\begin{aligned}
 Q_f &= 1288 \text{ Kcal/h} \\
 \alpha_i &= 416.94 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C} \\
 \alpha_e &= 79.2 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C} \\
 \eta_a &= 67\% \\
 K &= 30.18 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C} \\
 A &= 10.67 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Dada que las condiciones son similares a las anotadas para la cámara 2, el evaporador tendrá las mismas características:

Marca	:	GRAM FINNED
Tipo	:	LFA - 45 - C

Tipo de ventiladores	:	PVB - 400 L
Número de ventiladores	:	2
Capacidad calorífica	:	2560 Kcal/h
Longitud	:	1400 mm
Ancho	:	1000 mm
Altura	:	825 mm
Peso neto	:	305 Kg
Volumen	:	3.1 Kg

#### 4.6 CALCULO Y SELECCION DE TUBERIAS.-

Las tuberías serán calculadas y seleccionadas en 2 sistemas:

- Tuberías del refrigerante
- Tuberías para el agua de enfriamiento

Las tuberías para el agua de enfriamiento se constituyen en:

- Tuberías de agua para conexión condensador- torre de enfriamiento.
- Tuberías para los equipos enfriadores de lácteos en circulación y tuberías para cámaras frigoríficas.

#### 4.6.1 Tuberías del refrigerante.-

Estas tuberías por donde circula el refrigerante se compone a su vez en:

- Tuberías de gas refrigerante o de descarga
- Tuberías de líquido
- Tubería de aspiración

Las tuberías a utilizarse serán de acero comercial, para el cálculo del diámetro aplica remos la ecuación de continuidad.

$$\dot{m} = \rho v A \quad (4.33)(\text{Ref.6})$$

Donde:

- $\dot{m}$  = Caudal másico de refrigerante
- $\rho$  = Densidad de refrigerante en las condiciones de presión y temperatura.
- $v$  = Velocidad del refrigerante
- $A$  = Area transversal de los tubos =  $1/4 \times \pi \times di^2$ .

Reemplazando en la ecuación 4.33 el valor del área tenemos:

$$d_i = 2 \frac{\dot{m}}{\rho v \pi} \quad (4.34)$$

### TUBERIA DEL GAS REFRIGERANTE

Datos:

$$\dot{m} = 789.87 \text{ Kg/h}$$

$v =$  Usaremos una velocidad de 22 m/seg, para la descarga del compresor, comprendida dentro de los valores recomendables 20 - 25 m/seg. (Ref. 30).

$$d_i = 2 \frac{0.219 \text{ Kg/seg.}}{7.8 \text{ Kg/m}^2 \times 22 \text{ m/seg} \times \pi} = 0.0403 \text{ m}$$

Usaremos tubos normalizados de las características siguientes:

Diámetro nominal	:	1 1/2
Diámetro interior	:	40.9 mm
Espesor	:	3.7 mm

La velocidad del gas con este tipo de tubería será de 21 m/seg; la cual es aceptable.

## TUBERIA DE LIQUIDO

$$\dot{m} = 0.219 \text{ Kg/seg}$$

$$\rho = 587.4 \text{ Kg/m}^3 \text{ a } 13.765 \text{ Kg/cm}^2 \text{ y } 35^\circ\text{C}$$

$v =$  De acuerdo al valor recomendado de 0.5  
1.25 m/seg. (Ref. 30), usaremos 0.7 m/  
seg.

De la ecuación 4.34:

~~$$d_i = 2 \frac{0.219 \text{ Kg/seg}}{587.4 \text{ Kg/m}^3 \times 0.7 \times \pi} = 0.026 \text{ m}$$~~

Características	:	
Diámetro nominal	:	1"
Diámetro interior	:	26.6 mm
Espesor	:	3.3 mm

La velocidad correspondiente a esta tubería es 0.67 m/seg; siendo un valor aceptable.

## TUBERIA DE ASPIRACION

$$\dot{m} = 0.219 \text{ Kg/seg.}$$

$\rho = 2.77 \text{ Kg/m}^3$ , en condiciones de vapor saturado a  $3.481 \text{ Kg/cm}^2$  y  $-6^\circ\text{C}$ .

$v = 15$  m/seg, velocidad recomendable 15 - 20 m/seg. (Ref. 30).

$$d = 2 \frac{0.219 \text{ Kg/seg.}}{2.77 \text{ Kg/seg} \times 15 \text{ m/seg} \times} = 0.082\text{m}$$

Características de la tubería normalizada:

Diámetro nominal : 3"

Diámetro interior : 77.9 mm

La velocidad es de 16.5 m/seg para esta tubería.

#### 4.6.2 Tuberías para el agua de enfriamiento.-

Las tuberías a considerarse serán de acero, cédula 40, para sus especificaciones utiliza remos las Tablas XIII a XVI.

##### 4.6.2.1 Tubería para equipos enfriadores de lácteos en circulación y para las cámaras frigoríficas.-

Las tuberías en esta sección las designamos de la siguiente manera:

- Tubería A:

Para el pasterizador de leche

- Tubería B:

Para el enfriador de leche

- Tubería C:

Para el pasterizador de crema

- Tubería D:

Para las cámaras frigoríficas

TUBERIA A:

Para un caudal de 20000 l/h\*, escogemos una tubería de 2" que es la tubería de entrada\* del agua al pasterizador.

Características de tubería normal-

---

\* Sección 3.1.1

zada:

Diámetro interior : 52.50 mm  
Sección interior : 21.65 cm<sup>2</sup>

La velocidad del agua dentro de la tubería corresponde a 2.7 m/seg, valor aceptable. (Ref. 5).

#### TUBERIA B:

Elegimos una tubería de las mismas características que para la tubería A, debido al caudal 20000 l/h y a que la tubería de entrada al enfriador es 2". (Ref. 19).

#### TUBERIA C:

El caudal de agua requerido es de 4500 l/h\*, la tubería seleccionada es de 1 1/4\*\*.

---

Necesario para el pasteurizador de 500 l/h de crema. (Ref. 19)

Tubería de entrada al pasteurizador de crema. (Ref. 19).

Diámetro interior : 3.525 cm

Sección interior : 9.76 cm<sup>2</sup>

La velocidad del agua en la tubería corresponde a 1.3 m/seg; valor admisible (Ref. 5).

#### TUBERIA D:

Esta tubería corresponde al caudal de agua que debe distribuirse hacia las 3 cámaras frigoríficas.

Lós caudales requeridos son:

Cámara N° 1: 3.16 m<sup>3</sup>/h

Cámara N° 2: 0.48 m<sup>3</sup>/h

Cámara N° 3: 0.43 m<sup>3</sup>/h

Por tanto, la tubería se compone de 3 sectores de diferente diámetro cada uno, tal como se ilustra en el gráfico 4.9.

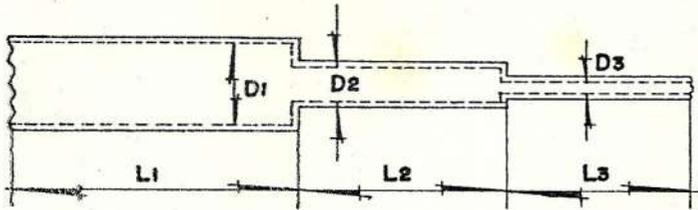


FIGURA 4.9.- ESQUEMA DE LAS TUBERIAS PARA LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

Seleccionamos una tubería de 1 1/2" para los tres caudales de agua en un tramo de 10.3 m, de las características:

Diámetro interior : 40.64 mm

Sección interior : 13 cm<sup>2</sup>

Velocidad del agua : 0.98 m/seg.

Para un caudal de 0.48 m<sup>3</sup>/h, seleccionamos una tubería de 1/2" para un tramo de 5.7 m, de las características:

Diámetro interior : 15.80 mm

Sección interior :  $1.96 \text{ cm}^2$   
 Velocidad del agua :  $1.29 \text{ m/seg}$ ,  
 correspondiente a este caudal (Ref.  
 6).

Finalmente, para los  $0.43 \text{ mts}^3$ . por  
 hora o  $2 \text{ GPM}$ , escogemos una tubería  
 de  $1/4"$ .

Características de la tubería norma  
 lizada:

Diámetro interior :  $92.40 \text{ mm}$   
 Sección interior :  $0.67 \text{ cm}$   
 Velocidad del agua :  $1.8 \text{ m/seg}$ , de  
 terminada en las tablas de tuberías.  
 (Ref. 6).

#### 4.6.2.2 Tubería para agua en condensador - torre de enfriamiento.

Para un caudal de  $64 \text{ m}^3/\text{h}$ , seleccio  
 namos una tubería de las caracterís  
 ticas:

Diámetro nominal	:	4"
Diámetro interior	:	102.2 mm
Sección interior	:	82.10 cm <sup>2</sup>
Velocidad del agua	:	2.15 m/seg.

#### 4.6.3 Caídas de presión en las tuberías.-

Los cálculos de las pérdidas de carga, los evaluaremos para las tuberías de amoníaco, pérdidas que influyen notablemente en la baja del rendimiento volumétrico produciendo a la vez una reducción de la producción frigorífica.

Las pérdidas por fricción se calculan por medio de la siguiente ecuación:

$$h_f = \frac{f \times L_e \times v^2}{d_i \times 2g} \quad (4.35)(\text{Ref.28})$$

Y, la caída de presión está dada por:

$$\Delta p = h_f \times \rho \quad (4.36)(\text{Ref.28})$$

Donde:

- $h_f$  = Pérdidas por fricción en m.  
 $f$  = Coeficiente de rozamiento  
 $L_e$  = Longitud equivalente total en m.  
 $d_i$  = Diámetro interior de la tubería en m.  
 $v$  = Velocidad del refrigerante m/seg.  
 $g$  = Aceleración de la gravedad  
 $\rho$  = Densidad del refrigerante

CAIDAS DE PRESION EN LAS TUBERIAS DEL REFRI-  
GERANTE:

Tuberías de descarga

El factor de rozamiento podemos conocerlo del número de Reynolds y del material de la tubería de acuerdo al valor de rugosidad relativa, en el diagrama de Moddy Figura 5.

Datos:

- $\rho = 7.8 \text{ Kg/m}^3$   
 $v = 21 \text{ m/seg}$   
 $D = 0.0409 \text{ m}$   
 $\nu = \text{Viscosidad cinemática a } 103^\circ\text{C y } 13.765 \text{ Kg/cm}^2.$

$$Re = \frac{v D}{\nu} = 4.60 \times 10^4$$

$$\frac{e}{D} = \text{rugosidad relativa} = 0.0014$$

$$f = 0.0254$$

Los valores de longitud equivalente\* tanto para codos y válvulas de acuerdo al material y diámetro de la tubería será:

Longitud de la tubería	=	3.2 m
4 codos 90°	=	4 x 1.185 = 4.74 m
3 válvulas de disco	=	3 (1m) = 3m
Longitud equivalente total	=	3.2 + 4.74 + 3 = 10.94 m

Luego reemplazando los valores en 4.35 tenemos:

$$h_f = \frac{0.025 \times 10.94 \text{ m} \times (21 \text{ m/seg})^2}{0.0409 \text{ m} \times 2 \times 9.81 \text{ m/seg}^2} = 157.1 \text{ m}$$

$$\Delta p = 157.1 \text{ m} \times 7.8 \text{ Kg/m}^3 = 0.12 \text{ Kg/cm}^2$$

## CAIDAS DE PRESION EN TUBERIA DE LIQUIDO:

$$d_i = 0.026 \text{ m}$$

$$v = 0.67 \text{ m/seg}$$

$$\nu = 3.43 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg.}$$

$$\rho = 587.4 \text{ Kg/m}^3$$

$$Re = \frac{0.67 \text{ m/seg} \times 0.026 \text{ m}}{3.43 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}} = 5.54 \times 10^4$$

$$e/D = 0.0018$$

$$f = 0.0262$$

La longitud equivalente será:

$$\text{Longitud} = 7 \text{ m}$$

$$5 \text{ codos } 90^\circ = 5 (0.75) = 3.74 \text{ m}$$

$$4 \text{ válvulas de disco} = 4 (1 \text{ m}) = 4.0 \text{ m}$$

$$\text{Longitud equivalente} = 14.75 \text{ m}$$

te total.

$$h_f = \frac{0.0262 \times 14.75 \text{ m} \times (0.67 \text{ m/seg})^2}{0.026 \text{ m} \times 2 \times 9.81 \text{ m/seg}^2} = 0.34 \text{ m}$$

$$\Delta p = 0.020 \text{ Kg/cm}^2$$

## CAIDA DE PRESION EN TUBERIA DE ASPIRACION

$$d_i = 0.0779 \text{ m}$$

$$v = 16.6 \text{ m/seg}$$

$$v = 2.66 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$\rho = 2.77 \text{ Kg/m}^3$$

El número de Reynolds es  $4.86 \times 10^4$  y,  $e/D$  es igual a 0.0054, por tanto  $f$  es igual a 0.023. La longitud equivalente, para 4.0 m, 4 codos y 2 válvulas de disco tiene un valor de 15.1 m, luego:

$$h_f = 62.61 \text{ m, y;}$$

$$\Delta p = 62.61 \text{ m} \times 2.77 \text{ Kg/m}^3 = 0.017 \text{ Kg/cm}^2$$

Concluiremos, que las caídas de presión son pequeñas; por lo que el ciclo termodinámico teórico sufrirá pequeñas variaciones, las mismas que pueden ser consideradas despreciables para efectos de los diversos cálculos del ciclo.

## 4.7 SELECCION DE BOMBAS.-

Las bombas que son necesarias para efectuar el bombeo

de agua hacia los variados equipos de instalación, serán seleccionadas de acuerdo a las bombas existentes en el mercado; y son utilizadas de la siguiente forma:

- Bomba de agua helada hacia:

Pasteurizador de leche

Enfriador de leche

Pasteurizador de crema

Las 3 cámaras frigoríficas

- Bomba de agua, en la tubería que conecta el condensador - torre de enfriamiento.

Las bombas que seleccionaremos son del tipo centrífuga, de una sola etapa, de amplia aceptación en instalaciones frigoríficas, ya que no ocasionan presiones excesivas.

Para el seleccionamiento de las bombas, haremos uso de las tablas y curvas características de las bombas Goulds (Ref. 6).

Para determinar el tipo de bomba, necesitamos del caudal de agua a bombearse y de la altura dinámica

total (TDH), la cual está dada por:

$$TDH = h_s + \frac{h_f}{100} \times L + h_{av} \quad (4.37)(\text{Ref.6})$$

$h_s$  = Altura estática

$h_f$  = Pérdidas de fricción en la tubería

$h_{av}$  = Pérdidas de fricción en accesorios y válvulas.

Para determinar las pérdidas utilizaremos las tablas XIII, XIV, XV, XVI y los gráficos 6 y 7. Para el propósito de elegir las bombas haremos uso de los gráficos 8, 9 y 10.

#### SELECCION DE LA BOMBA PARA CONEXION TANQUE DE AGUA PASTEURIZADOR DE LECHE.-

Contamos con los siguientes datos:

Caudal =  $20 \text{ m}^3/\text{h} = 88 \text{ GPM}$

Diámetro de la tubería = 2"

Longitud = 46 m = 152 pies

9 codos y 3 válvulas de globo:

$h$  (codos) =  $K \times v^2/2g = 0.92 \times 1.09 = 1$

$h$  (válvulas) =  $K \times v^2/2g = 0.92 \times 6.53 = 7.12$

$$h_{va} = 9 (1) + 3 (7.12) = 30.4$$

$$h_f = 13.8, \text{ luego:}$$

$$TDH = 9.9 + \frac{13.8}{100} \times 152 + 30.4 = 61.2 \text{ pies}$$

Con TDH = 61.2 y 88 GPM, de las curvas características elegimos la bomba:

Marca	:	GOULDS PUMPS
Modelo	:	3196 STD
Tamaño	:	ST 1 x 1 1/2 - 6
Número de etapas	:	6
Eficiencia	:	56%
RPM	:	3500
NPSHR	:	8 pies, cabezal de succión neto positivo.
Sello mecánico	:	simple

$$\text{Potencia} = \frac{\text{GPM} \times \text{TDH} \times \text{Ge}}{3960 \times \eta} \quad (4.38)(\text{Ref.6})$$

Ge = Gravedad específica, 1.0015 a 1°C

$\eta$  = Eficiencia

$$\text{Potencia} = \frac{88 \text{ GPM} \times 61.2 \text{ pies} \times 1.0015}{3960 \times 0.56} = 2.43 \text{ HP}$$

El motor seleccionado de la bomba será de 3 HP, por ser el más cercano al calculado.

SELECCION DE LA BOMBA PARA CONEXION DE TUBERIA TANQUE DE AGUA - ENFRIADOR DE LECHE:

Datos : 88 GPM  
 Dia. de tubería : 2"  
 Longitud : 34 m = 112 pies

6 codos y 3 válvulas de globo

$$h_{va} = 6 (1) + 3 (7.12) = 27.3 \text{ pies}$$

$$h_f = 13.8 \text{ pies}$$

$$TDH = 9.8 + \frac{13.8}{100} \times 112 + 273.3 = 52 \text{ pies}$$

Con TDH = 52 pies y 88 GPM, seleccionamos la bomba de las siguientes características:

Marca : GOULDS PUMPS  
 Modelo : 3196 STD  
 Tamaño : ST 1 x 1 1/2 - 6 AA  
 Número de etapas : 6  
 RPM : 3500  
 NPSHR : 8 pies  
 Eficiencia : 52 %

$$\text{Potencia} = \frac{88 \times 52 \times 1.0015}{3960 \times 0.52} = 2.22$$

Por tanto seleccionamos el motor de la bomba de 3HP

SELECCION DE LA BOMBA PARA CONEXION DE TUBERIA TAN-  
QUE DE AGUA HELADA - PASTEURIZADOR DE CREMA.

Datos :

Caudal : 20 GPM

Dia. de tubería : 1 1/4"

Longitud : 51 m = 168 pies

h<sub>va</sub> = 8 (1.4 x 0.286) + 3 (7.5 x 0.286) = 9.8 pies

h<sub>f</sub> = 6.34 pies

TDH = 31 pies

Característica de la bomba seleccionada:

Marca : GOULDS PUMPS

Tamaño : ST 1 x 1 1/2 - 6 AA

Número de etapas : 6

RPM : 1750

NPSHR : 1 pie

Eficiencia : 36%

Potencia : 0.435 HP

Escogemos el motor de 1/2 HP

SELECCION DE LA BOMBA PARA CONEXION DE TUBERIA TAN-  
QUE DE AGUA - CAMARAS FRIGORIFICAS:

Tenemos 3 caudales :  $3.16 \text{ m}^3/\text{h} + 0.48 \text{ m}^3/\text{h} + 0.43 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $= 4.07 \text{ m}^3/\text{h} = 18 \text{ GPM.}$

Las

Las pérdidas las evaluamos para cada tramo

Tubería de 1 1/2" para un tramo de 10.3 m

$L = 33.80 \text{ pies}$

$hf = 2.42 \text{ pies, } hf/100 \times L = 0.82$

$hva = 1.10 + 3.22 = 4.32 \text{ pies}$

$\text{Contracción} = 0.42 \times 0.277 = 0.12 \text{ pies}$

Tubería de 1/2"

$L = 18.7 \text{ pies}$

$hf = 17.1 \text{ pies; } hf/100 \times L = 3.2 \text{ pies}$

$hva = 4.7 \text{ pies}$

$\text{Contracción} = 0.32 \times 0.591 = 0.19 \text{ pies}$

Tubería de 1/4"

$hva + hf/100 \times L = 11.14 \text{ pies}$

3 válvulas cheque = 6 pies

Longitud de tubería = 7.5 pies (pérdidas) de regreso

La suma de todos los valores más el cabezal estático tenemos:

TDH = 48 pies

Con caudal de 18 GPM y TDH, seleccionamos la bomba de las siguientes características:

Marca	:	GOULDS PUMPS
Modelo	:	3196 STD
Tamaño	:	ST 1 x 1 1/2 - 8 AA
Número de etapas	:	8
NPSHR	:	1.5 pies
Eficiencia	:	30%

$$\text{Potencia} = \frac{18 \text{ GPM} \times 48 \text{ pies} \times 1.0015}{3960 \times 0.30} = 0.72 \text{ HP}$$

Seleccionamos el tamaño del motor de 3/4 HP.

SELECCION DE LA BOMBA PARA CONEXION DE TUBERIA CONDENSADOR - TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Caudal : 282 GPM  
 Día : 4"  
 TDH : 20 pies

Características de la bomba seleccionada:

Marca : GOULD PUMPS  
 Modelo : S3405  
 Tamaño : 3 x 4 - 12  
 Número de etapas : 12  
 NPSHR : 8 pies  
 Eficiencia : 59%

$$\text{Potencia} = \frac{282 \text{ GPM} \times 20 \text{ pies} \times 0.9975}{3960 \times 0.59} = 2.40 \text{ HP}$$

El tamaño del motor será de 3 HP, valor más cercano a 2.40 HP.

#### 4.8 SELECCION DE LOS AISLAMIENTOS A UTILIZARSE.-

Existen varios materiales que pueden ser usados como aislamiento térmico tanto de las paredes, pisos y tumbados del tanque de agua helada, así como las cámaras frigoríficas, además de las tuberías que lo requieran.

Entre los aislantes térmicos de mayor uso tenemos:

- Poliestireno expandido
- Poliuretano
- Corcho
- Lana de vidrio, etc.

El material que seleccionaremos, es el poliuretano por las ventajas que presentan; como ser:

- Baja conductividad térmica
- Buena resistencia mecánica
- Fácil manipulación
- Disponibilidad en el mercado

El aislamiento de las paredes, del tanque de agua helada y de las cámaras frigoríficas fue determinado en acápite anteriores.

En cuanto al espesor del aislamiento de las tuberías, que es necesario considerar en tuberías tales como:

Tuberías de aspiración del refrigerante, que deben ser aisladas a fin de evitar pérdidas de energía ca

loríficas, que recalentaría el refrigerante lo que sería desventajoso para el funcionamiento del compresor. Es necesario determinar el espesor mínimo del aislamiento, permitiendo tener una temperatura exterior del aislamiento mayor a la temperatura del punto de rocío del aire, evitando de esta manera la condensación del vapor de agua (que existe en la atmósfera) y el deterioro de las propiedades del aislamiento.

Tuberías que transportan el agua helada hacia los equipos de refrigeración, con el propósito de evitar la aportación de calor desde el exterior hacia el agua.

Para determinar el espesor mínimo del aislante, utilizaremos el nomograma de la Figura 4.10.

ESPESOR DEL AISLAMIENTO DE LA TUBERIA DEL REFRIGERANTE:

Los siguientes datos son necesarios para usar el nomograma:

$\psi$  : Humedad relativa: 76%

- $t$  : Temperatura de operación del refrigerante  
 -6°C.
- $t_{amb}$  : Temperatura ambiente: 25°C
- $\lambda$  : Coeficiente de transferencia de calor del  
 aislamiento : 0.020 Kcal/Kg°C.
- $D_n$  : Diámetro nominal : 3"

Del nomograma obtenemos un espesor mínimo de 2.3 cm.

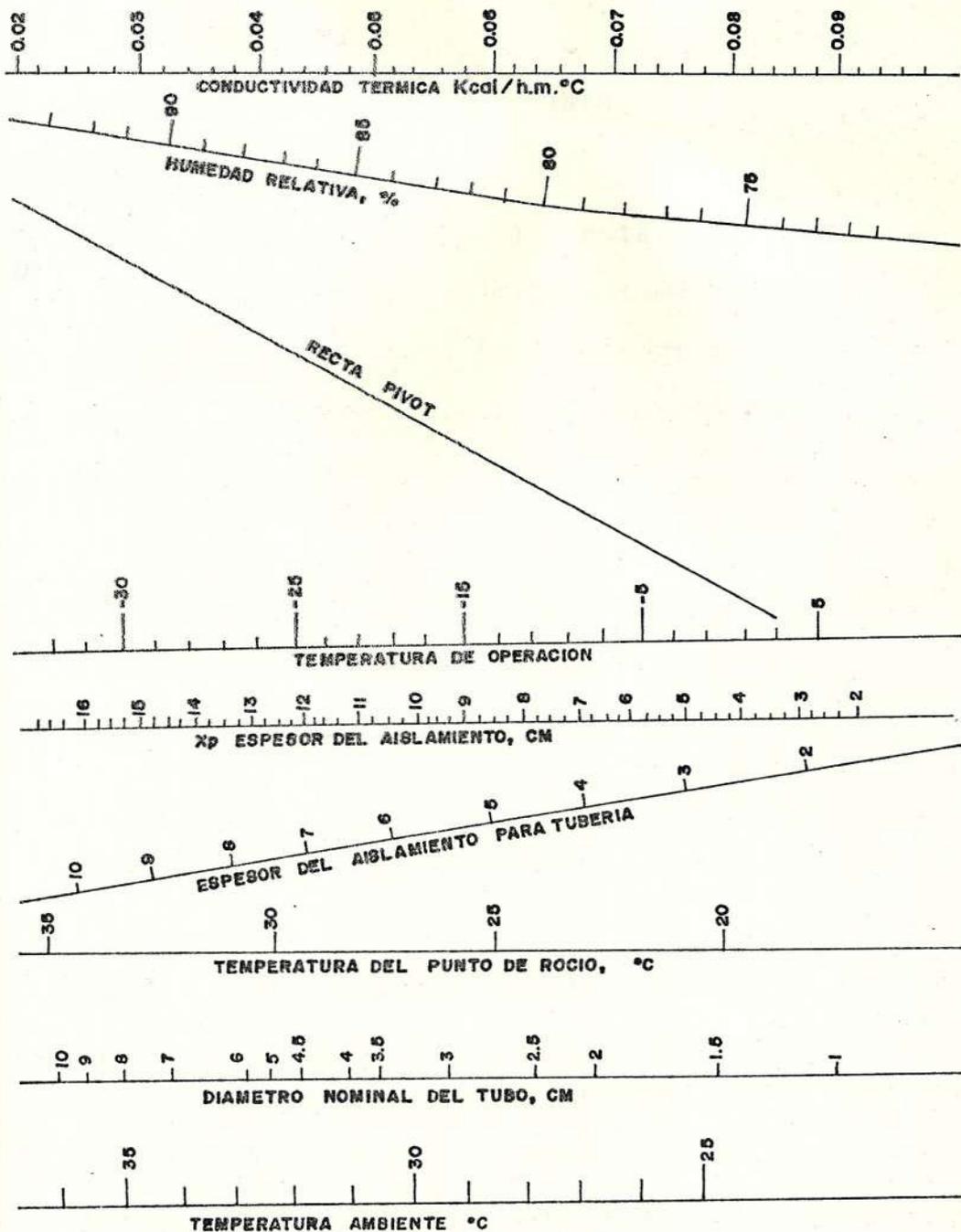
ESPESOR DE LOS AISLAMIENTOS PARA LAS TUBERIAS DE  
 AGUA HELADA:

$t$  : Temperatura del refrigerante : 1°C

Los espesores de los aislamientos son los siguientes:

TUBERIA	D. NOMINAL (CM)	ESPESOR (CM)
Tubería A	5.08	1.8
Tubería B	5.08	1.8
Tubería C	3.175	1.6
Tubería D	1.5	1.7
	1.27	1.3
	0.635	1.1

FIG. 4.10. NOMOGRAMA PARA DETERMINAR EL ESPESOR MINIMO PARA AISLAMIENTO.



## CAPITULO V

### ACCESORIOS DE CONTROL

#### 5.1 ACCESORIOS AUTOMATICOS DE CONTROL.-

El equipo frigorífico de la instalación tendrá varios dispositivos de control automático, los mismos que son indispensables para un correcto funcionamiento. La disposición de los mismos están indicados en el Plano II.

A continuación especificamos cada uno de los dispositivos; que serán utilizados en la planta frigorífica.

#### Presostatos de alta presión:

Es un sistema de seguridad que se instala en el conducto de descarga del compresor para evitar presiones excesivas, se conecta en serie con el motor. Cuando la presión de condensación se eleva o disminuye con respecto al valor normal de trabajo, el

circuito de corriente del motor se abre o cierra por medio de un interruptor eléctrico.

Características del presostato de alta presión que usaremos:

Marca	:	DANFOSS
Tipo	:	MP 5A
Refrigerante	:	R717 ( $\text{NH}_3$ )
Presión máxima admisible	:	24 atm.

Presostato de baja presión:

Sirve para regular la capacidad, es idéntico al de alta, excepto que, en este caso interrumpe el circuito del motor cuando se producen caídas de presión en el evaporador. Se encuentra conectado en la tubería de aspiración del compresor.

Características del presostato:

Marca	:	DANFOSS
Tipo	:	MP 1A
Refrigerante	:	R717 ( $\text{NH}_3$ )
Presión máxima admisible	:	8 atmósferas

Presostato de seguridad de aceite:

Es un interruptor eléctrico actuado por la presión de aceite en el carter del compresor, abriendo o cerrando el circuito de corriente al motor del compresor; cuando la presión del aceite o la diferencia entre la presión de descarga de la bomba de aceite y la presión del carter del compresor, respectivamente desciendan o eleven de los valores normales de trabajo:

## Características:

Marca	:	DANFOSS
Tipo	:	MP 55A
Refrigerante	:	R717 (NH <sub>3</sub> )
Presión máxima admisible	:	22 atmósferas

Válvula selenoide a la salida del aceite de retorno al compresor:

Sirve para limitar el flujo de aceite que retorna al compresor, como una medida de controlar la carga impuesta al compresor, o también durante el ciclo de desconexión del equipo.

**Características:**

Marca : DANFOSS  
Tipo : EVSA 22  
Temperatura de trabajo : 150°c  
máxima.

**Válvula presostática de agua:**

La válvula sirve para regular el flujo de agua de enfriamiento del condensador para mantener una presión de condensación constante. A medida que la carga aumenta en el sistema, aumenta también la presión de condensación; lo que provoca la apertura de la válvula y el aumento del flujo de agua de enfriamiento, si la carga del sistema baja, la presión de condensación desciende, y como consecuencia, se reduce el flujo del agua de enfriamiento.

Al parar el compresor, la presión de condensación desciende rápidamente; y la válvula corta el flujo por completo. La válvula se halla actuada por un capilar acoplado directamente a la tubería de descarga del compresor.

### Características de la válvula presostática:

Marca	:	DANFOSS
Tipo	:	WVS 100
Presión de condensación máxima.	:	26 Kg/cm
Presión de condensación mínima a la que comienza a abrir la válvula.	:	3.6 Kg/cm <sup>2</sup>
Presión de agua máxima	:	10 Kg/cm <sup>2</sup>
Diámetro interior	:	100 mm. (la tubería de agua tiene un diámetro de 102.2 mm).

### Desaireador:

Es un aparato de vital importancia en plantas de amoníaco, cuyo principio consiste en extraer la mezcla refrigerante-gases no condensables bajo la presión de condensación.

El desaireador que se acopla al condensador seleccionado es el "Vilter" VR - BC N° 1102.

Termostato de agua en la tina colectora de agua de la torre de enfriamiento:

El termostato está en conexión con los contactos del circuito de corriente al motor del ventilador de la torre, y sirve para controlar la temperatura de agua en la tina, o sea, la temperatura de agua que ingresa al condensador; contactos que abrirán o cerrarán según la temperatura detectada.

#### Características:

Marca : DANFOSS  
Tipo : MP 66  
Diferencial de regulación : 380 AC Voltios  
Corriente máxima de trabajo : 6 AC Amperios

En nuestra instalación la temperatura de agua de entrada al condensador será de 26°C, por lo que el termostato se regularizará para que pare o arranque el ventilador a 25 y 27°C respectivamente.

#### Válvula de flotador de baja presión:

Sirve para mantener un nivel constante de refrigerante en el evaporador.

La válvula de flotador recomendada para el evapora

dor "Gram", tiene las siguientes características:

Marca	:	"Gram"
Modelo	:	110
Capacidad	:	75 toneladas de refrigeración.
Diámetro	:	16 mm
Longitud	:	35 mm

Válvula selenoide para la entrada de líquido:

Se instala en el conducto de refrigerante, su función consiste en cortar el flujo de éste. Esta controlado termostáticamente por la temperatura del agua helada, permanece cerrada cuando la bobina está sin voltaje. En vista de que está conectada en serie con el motor del compresor, cuando éste se detiene la válvula selenoide se cierra, y; cuando tiene lugar bajas presiones la válvula obliga a parar al compresor.

Usaremos una válvula selenoide de las características:

Marca	:	DANFOSS
Tipo	:	EVJDA 15

Refrigerante	:	R717
Diferencia de presión mínima para abertura.	:	0.05 atms.
Presión máxima admisible	:	26.5 atmósferas
Máxima temperatura de trabajo	:	100°C
Mínima temperatura de trabajo	:	-30°C

Termostato de seguridad de agua del tanque:

Sirve para controlar la temperatura de agua a enfriarse y parar la acumulación de hielo en los serpentines (excesivas), o sea se encuentra actuado por la temperatura del agua, abriendo y cerrando el circuito de corriente a la válvula selenoide.

Características:

Marca	:	DANFOSS
Tipo	:	RT3
Diferencial de regulación	:	3°C
Posiciones de trabajo	:	Automático, marcha constante y parada.

Termostatos para los cuartos frigoríficos:

El objeto principal de los termostatos es controlar la temperatura de las cámaras. Los termostatos actúan eléctricamente sobre los ventiladores de los evaporadores de las cámaras frigoríficas. Los termostatos estarán ubicados en la corriente de aire que retorna al evaporador.

#### Características:

Marca : DANFOSS  
Modelo : RT4  
Temperatura ambiente máxima : 50°C  
permisible.

## 5.2 EQUIPOS AUXILIARES.-

La instalación frigorífica requiere de los siguientes equipos a fin de completar la operación:

#### Agitadores de agua:

Sirven para aumentar el intercambio de calor entre el evaporador y el agua para mantener una temperatura homogénea en la totalidad del agua. Los agitadores estarán dispuestos verticalmente montados

en la parte superior del tanque, acoplados en con  
exión directa al motor eléctrico.

Seleccionaremos los agitadores de acuerdo al caudal\*  
de agua  $750 \text{ m}^3/\text{h}$ , para ello haremos uso de la Tabla  
XVII, donde se exponen las características del agi-  
tador "Gram" ilustrado en el Gráfico 5.1

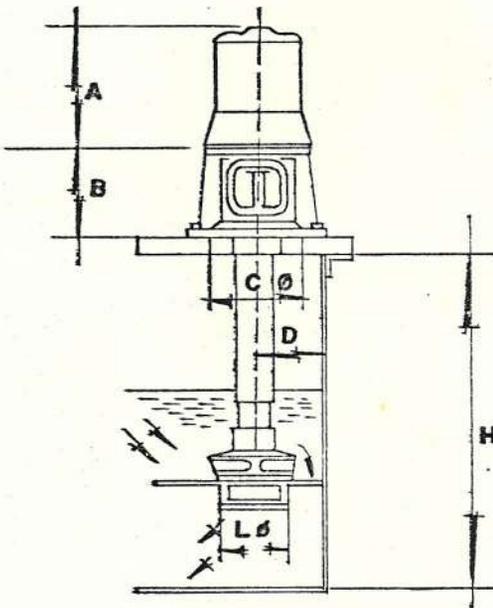


FIGURA 5.1.- AGITADORES "GRAM"

Características de los agitadores:

\* Caudal volumétrico a través del evaporador "Gram"  
Nº 130. (Ref. 3)

Marca : Gram  
 Tipo : LP III  
 Tamaño del motor : 3 HP  
 RPM : 1150  
 Caudal : 420 m<sup>3</sup>/h (como usaremos 2 agitadores, tendremos un caudal de 849 m<sup>3</sup>/h compensando de esta manera cualquier pérdida.

#### Acumulador del evaporador:

Este equipo es un depósito usado para evitar que el vapor de admisión arrastre líquido al compresor desde el evaporador, se encuentra instalado en la conducción de admisión.

El acumulador recomendado para el evaporador seleccionado, es el horizontal de las siguientes características:

Marca : GRAM  
 Número : 110  
 Capacidad : 75 toneladas de refrigeración.  
 Diámetro : 350 mm

Longitud : 800 mm

Separador de aceite:

El objeto es separar el aceite del refrigerante, justo a la salida del compresor, por lo que va ubicado en la tubería de descarga.

Para usarlo con el tipo de compresor seleccionado, es recomendable el separador de las características:

Marca : DANFOSS  
Tipo : OS-16  
Presión del trabajo máxima : 22.7 Kg/cm<sup>2</sup>  
Diámetro : 0.15 mm  
Alto : 0.40 m

Filtro en la línea de succión:

El filtro sirve para eliminar depósitos, los cuales podrían causar deterioros de las válvulas del compresor. El filtro puede ser desmontado fácilmente para su limpieza, se aloja en un tubo de acero cilíndrico vertical.

**Características:**

Marca : DANFOSS  
Tipo : DCR  
Refrigerante : R717  
Presión máxima de prueba : 29 Kg/cm<sup>2</sup>

**Depósito de líquido:**

Recipiente utilizado para almacenar el amoníaco líquido. Se monta debajo del condensador permitiendo que el líquido que procede del condensador desague libremente en el depósito.

El recipiente recomendado para el condensador seleccionado tiene las características:

Marca : VILTER  
Modelo : A 93228A  
Diámetro : 0.5 m  
Longitud : 2.0 m  
Presión de prueba : 60 Kg/cm<sup>2</sup>

## CAPITULO VI

### ESQUEMA GENERAL DE LA INSTALACION FRIGORIFICA

En el Plano III, se ilustra el esquema general de la instalación frigorífica, y, en el plano IV mostramos la ubicación de la sala de máquinas y cámaras frigoríficas, en la planta lechera en general.

A continuación exponemos la representación de las siglas del plano III, y su denominación respectiva:

AE	:	Acumulador del evaporador
B	:	Bombas
C	:	Compresores
Co	:	Condensador
En	:	Enfriador de leche
Ev	:	Evaporador con operación de amoniaco
Ec	:	Evaporador con operación de agua helada.
DL	:	Depósito de líquido
M	:	Motor
PC	:	Pasterizador de crema

PL : Pasterizador de leche  
SA : Separador de aceite  
TE : Torre de enfriamiento  
VF : Válvula de flotador

## CAPITULO VII

### ANALISIS ECONOMICO

El estudio se realizará basándonos en las siguientes premisas:

- Los costos de la instalación frigorífica se analizarán tomando en cuenta los importes globales de la producción lechera y ventas unitarias del producto\*, con el propósito de conocer el punto de equilibrio para determinar que cantidad es suficiente producirse a fin de no incurrir en pérdidas, dentro de la planta lechera.
- Es de anotar que el punto de equilibrio correspondiente a este estudio, no es el concerniente al de la planta lechera en general (35.0%)\*\*, sino que es el referido solamente a la instalación frigorífica, cuyo valor es indudablemente menor.

---

\* Sobre los cuales no entraremos en detalle, pero que los presentamos una vez ya determinados.

\*\* Valor no analizado en este estudio

- La instalación está determinada para 25.000 litros, pero por efectos de iniciación estimamos la producción en un 84%.

## 7.1 COSTOS DE INSTALACION. \_

En estos desembolsos podemos citar los debidos a:

- Construcción de la sala de máquinas
- Construcción de las cámaras frigoríficas
- Maquinaria y equipo
- Instalación y montaje de la maquinaria
- Otros activos

Puesto que los rubros correspondientes a las construcciones, no es parte nuestra de un exhaustivo análisis; los describiremos a breves rasgos.

### 7.1.1 Sala de máquinas.-

<u>Descripción</u>	<u>Area</u>	<u>Costo unitario</u>	<u>Costo total</u>
	(m <sup>2</sup> )	(sucres)	(sucres)
Construcción	60	42.000	2'520.000

1.05

90

7.1.2 Cámaras frigoríficas.-\*

<u>Descripción</u>	<u>Area</u> (m <sup>2</sup> )	<u>Costo unitario</u> (sucres)	<u>Costo total</u> (sucres)
Construcción	35	21 2'850.000 54.000	90 1'890.000
Construcción	15	54.000	610.000
Construcción	15	54.000	810.000
		TOTAL	3'510.000

7.1.3 Maquinaria y equipo (costo en planta).

2 compresores "Gram", 4 cilindros 40 HP y accesorios.	4'774.450
2 separadores de aceite "Danfoss" 0S-16.	142.000
1 condensador "Vilter" AC-1610 y accesorios.	1'275.000
1 recipiente de líquido "Vilter" A 9322 - 8A.	275.000

\* Includo revestimientos, aislamientos

1 torre de enfriamiento "Marley" NC-8606.	1'503.000
1 Bomba de agua "Goulds" S3405 3HP.	250.000 2'
1 evaporador de amoníaco "Gram" Nº 130, incluido acumulador y válvula de flotador.	3'230.500
2 agitadores de agua "Gram" LP III con motor, controles y arranques.	460.000
1 tanque de acero, con aislamien tos de poliuretano, cubierta de panelés de madera.	1'720.000
2 bombas de agua "Goulds" 3196 STD, 3 HP.	580.000
1 bomba de agua "Goulds" 3196 STD, 3/4 HP.	230.000
1 bomba de agua "Goulds" 3196 STD, 1/2 HP.	170.000
1 conjunto de tuberías y acceso rios para instalacion de agua.	72.000

1 evaporador para operación de agua helada LFA-315-C.	1'200.000
2 evaporadores para operación de agua helada LFA-45-C.	1'200.000
4 sistemas de tuberías para cir- culación de agua helada, acce- sorios y aislamientos.	1'650.000
1 sistema de tuberías y acceso- rios para circuito de amonia- co, aislamiento respectivo.	560.000
	<hr/>
	TOTAL 19'566.950
	=====

#### 7.1.4 Instalación y montaje de la maquinaria.-

Para el análisis de estos costos, los detalla-  
remos en base al cronograma de la Figura 7.1,  
y a la Tabla XVIII.

De lo anterior, tenemos un costo total de:  
1'063.120 sucres.

SEMANAS	1S	2 S	3 S	4S	5 S	6 S	7 S	8 S	9 S	10S	11S	12S	13S	14S	15 S	NUMERO		
																TECNICOS	OPERARIOS	
	ACTIVIDAD																	
Cimentación y construcción; sala de máquinas.	■																1	6
Aislamiento y revestimientos de cámaras frigoríficas.	■																1	4
Flete de maquinaria y equipos.			■															1
Inspección de maquinaria.				■													1	2
Construcción del tanque, acople, adaptaciones del serpentín.					■												1	5
Instalación de compresores.							■										1	2
Instalación condensadores-torre de enfriamiento.								■									1	4
Instalación de bombas.												■					1	2

FIGURA 7.1 .- CRONOGRAMA DE TRABAJO DE INSTALACION Y MONTAJE FRIGORIFICO

Instalación de tuberías y aislamientos.																	1	3
Instalación de evaporadores de las cámaras frigoríficas.																	1	3
Instalaciones eléctricas.																	1	3

CONTINUACION FIGURA 7.1.

15 meses = 9 meses //

7.1.5 Otros activos.-

	<u>Sucres</u>
Intereses durante la construcción e instalación.	846.880
Imprevistos	670.000
Costos de instalación totales:	<u>28'176.950</u>
REDONDEADO	28'200.000 =====

## 7.2 COSTOS DE OPERACION.-

En los costos de operación de la planta frigorífica podemos enumerar los debidos a:

- Mano de obra directa
- Carga fabril

7.2.1 Mano de obra directa.-

<u>Denominación</u>	<u>Sueldo mensual</u> (Suces)	<u>Nº</u>	<u>Total</u> <u>Anual</u>
Técnico	40.000	1	480.000
Operario semical lificado.	23.000	1	276.000
Ayudante	12.000	2	388.000
Décimo tercer sueldo.			87.000
Décimo cuarto sueldo.			96.000
Décimo quinto sueldo.			36.800
Fondo de reserva			87.000
Vacaciones			87.000
		<b>TOTAL</b>	<b>1'437.800</b>

### 7.2.2 Carga fabril.-

#### a) Depreciación y amortización:

<u>Rubros</u>	<u>Costo</u> (Suces)	<u>Vida útil</u> (Años )	<u>Cuota anual</u> (Suces)
Construcciones	315.000	20	301.500
Maqu.y equipo	19'566.950	10	1'956.695
Inst. y montaje	1'063.120	5	212.624
Imprevistos	670.000	5	<u>134.000</u>
		<b>TOTAL</b>	<b>2'604.819</b>

b) Reparación y mantenimiento: 700.000

c) Suministros:

<u>Especificación</u>	<u>Costo unitario</u>	<u>Cantidad</u> <u>Anual</u>	<u>Sucres</u>
E. Eléctrica	7.40 (KWH)	80.000	592.400
Agua	5.80 (m <sup>3</sup> )	1.800	10.440
Lubricantes			<u>80.000</u>
		TOTAL	682.440

d) Imprevistos\* carga fabril.- 801.484

e) Seguros:

1% seguros sobre construcciones	60.300
1% seguros sobre equipos	<u>195.670</u>
TOTAL	255.970

---

\* En este rubro está comprendido la eventual reposición de agua, producto de tratamiento del agua, amoniaco y repuestos.

Resumen carga fabril:

a) Depreciación	2'604.819
b) Mantenimiento	1'800.000
c) Suministros	682.440
d) Imprevistos	801.484
e) Seguros	255.970
	<hr/>
TOTAL	6'144.714

~~Costo de operación total: 7'582.513 sucres~~

~~Redondeado : 7'600.000 sucres~~

Capital de operación:

El capital de trabajo de la instalación frigorífica corresponde a:

Material directo	1/2 mes	10'080.000
Mano de obra directa	1 mes	119.816
Suministros	1 mes	56.870
Imprevistos	1 mes	66.790
		<hr/>
TOTAL		10'323.476

Inversión de la instalación frigorífica:

Capital fijo	35'800.000
Capital de operación	10'323.476
	<hr/>
TOTAL	46'123.476

Costos, ingresos y utilidades:

$$\text{Costo unitario de producción} = \frac{\text{Costo total}}{\text{Producción anual}}$$

$$c = \frac{272'160.000}{7'560.000} = 36 \text{ sucres por cada litro}$$

Ingresos totales por ventas = Precio unitario de venta por producción = 41 x 7'560.000 = 309'960.000. Utilidades = 37'800.000 sucres.

### 7.3 PUNTO DE EQUILIBRIO.-

El punto de equilibrio o nivelación, lo determinaremos en base a la relación:

$$PE = \frac{Cf}{It - Cv}$$

Donde:

Cf = Costos fijos  
 It = Ingresos totales  
 Cv = Costos variables

<u>Denominación</u>	<u>Costos fijos</u> (Suces)	<u>Costos variables</u> (Suces)
Materiales directos.		241'920.000
Mano de obra directa.	1'437.800	
Depreciación	2'604.819	
Reparación y mantenimiento.	1'800.000	
Suministros	682.440	
Imprevistos	480.890	320.594
Seguros	255.970	
	<hr/>	<hr/>
TOTALES	7'261.919	242'240.594

El punto de equilibrio será:

$$PE = \frac{7'261,919}{309'960,000 - 242'240,594} = 0.11$$

Por tanto el punto de equilibrio es 11%, lo que nos indica que es necesario producir y vender 831.600 litros de leche anuales.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Del análisis efectuado en esta tesis de grado, podemos sacar las siguientes conclusiones:

- La instalación frigorífica de la planta lechera está capacitada para una producción diaria de 25.000 litros de leche, acotando a ello que la instalación si presenta flexibilidad en caso de darse futuras ampliaciones o elaboración de nuevos productos acorde a la instalación.
- Este tipo de instalación, es factible para medianas y mayores capacidades de producción en plantas lecheras.
- Al estar instalada la sala de máquinas, independientemente de la sala de elaboración evita los inconvenientes de contaminación de los productos (de dar lugar a fugas del refrigerante), tal como es el caso en algunas plantas de lácteos establecidos en el Ecuador.
- El punto de equilibrio es del 11% lo que representa la producción anual, que debe producirse y venderse en la

planta lechera para no incurrir en pérdidas relacionado al trabajo de la instalación frigorífica, cantidad que es fácilmente alcanzable.

- La tasa interna de retorno corresponde al 24.7%, lo que significa que el capital invertido en la instalación frigorífica en la actualidad, se recuperará íntegramente en tan solo tres años de operación.

De llevarse a cabo la instalación, podemos mencionar que los equipos seleccionados si se los puede adquirir por medio de los representantes de las casas constructoras, los cuales pueden ser reemplazados por otros, pero de las mismas características y capacidades.

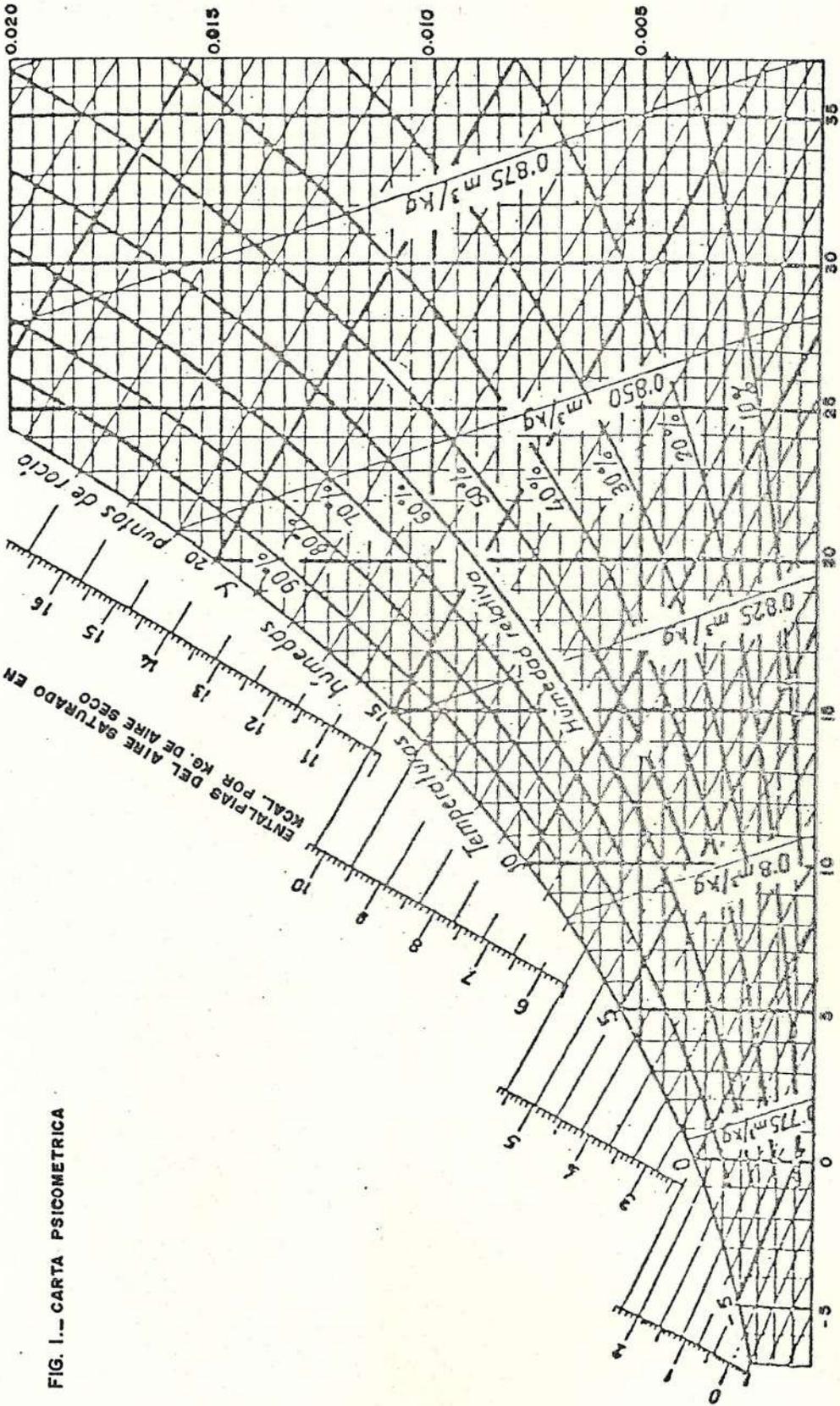
Para una mayor preservación de la instalación frigorífica de la planta lechera, sería necesario tomar en cuenta las siguientes recomendaciones:

- El mantenimiento del agua del tanque se lo podría realizar cada 60 días, pero a efectos de conservar mucho más los equipos de placas, los mismos que son fácilmente susceptibles a la corrosión (enfriador y pasterizador por los cuales circula el agua), sería conveniente hacerlo cada mes. El producto químico para este fin puede ser por ejemplo el Desodek-B-CR de amplia aceptación.

- Es necesario darle tratamiento al agua de la torre de enfriamiento, en un tiempo aceptable como práctico de 15 días.
  
- Debido al trabajo intenso de los compresores, debe llevarse a cabo el cambio de los rodamientos y válvulas alrededor de las 1.800 horas. También es necesario efectuar la purga de aceite del separador y acumulador del evaporador aproximadamente cada 15 días. Todo ello en una forma de llevar una secuencia ordenada de mantenimiento y disminuir los problemas que se puedan presentar con el tiempo y el uso de los equipos.
  
- En esta tesis de grado no se ha analizado el estudio y cálculo de los equipos térmicos y de las necesidades de vapor que podrían ser objeto de otra tesis de grado.

A N E X O S

KG. DE AGUA POR KG. DE AIRE SECO



TEMPERATURAS SECAS EN °C

LAS TEMPERATURAS INFERIORES A 0°C CORRESPONDEN AL HIELO

FIG. 1.— CARTA PSICOMETRICA

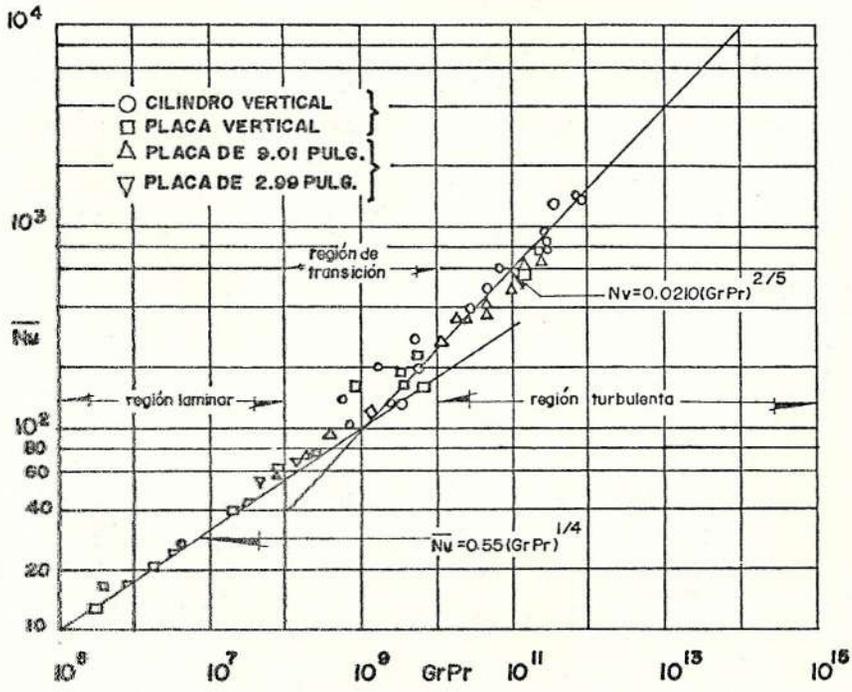


FIG. 2.- CORRELACION DE DATOS PARA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION LIBRE EN PAREDES VERTICALES

FIG. 3. TRAZADO DEL CICLO TERMODINAMICO

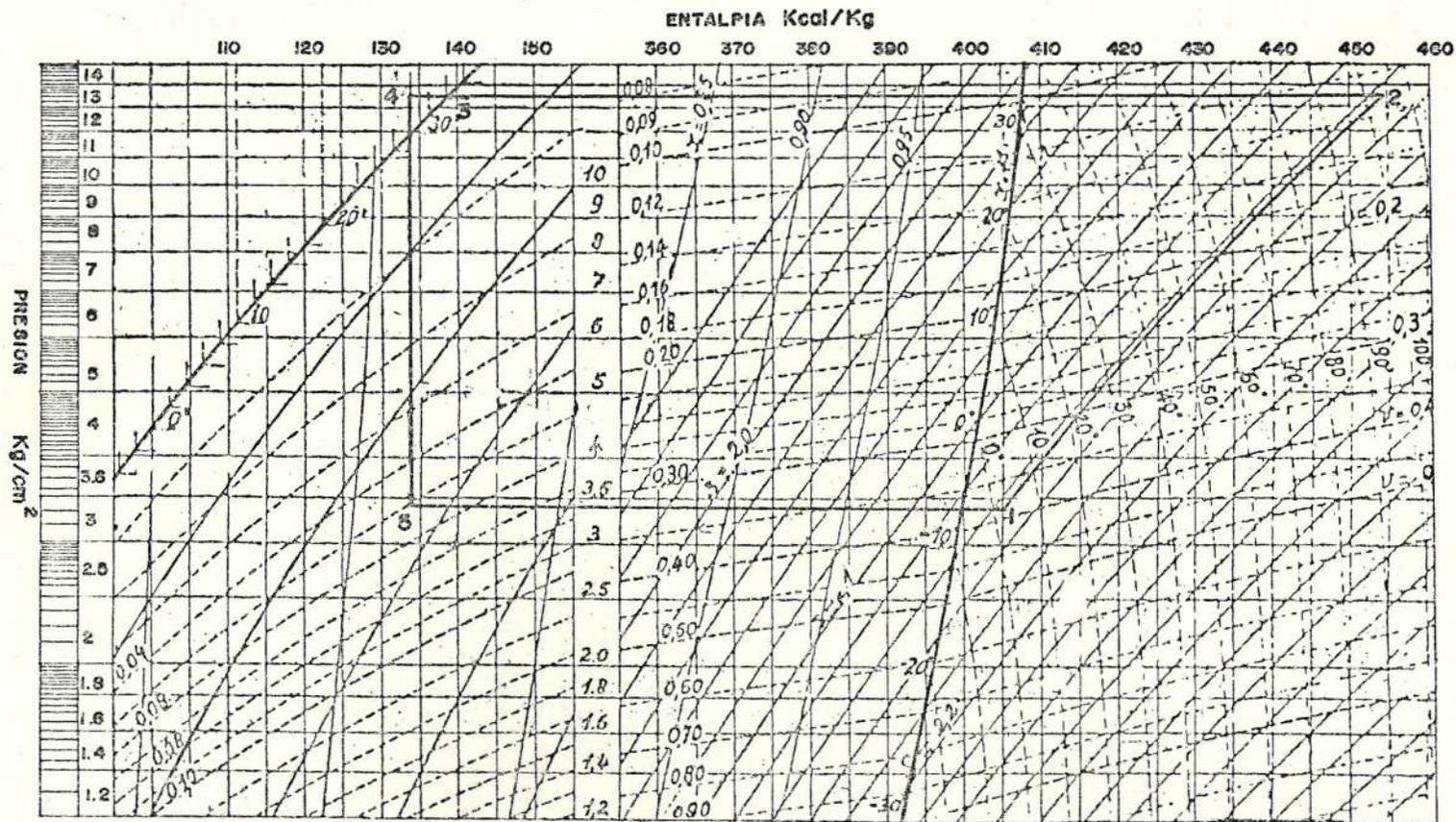


DIAGRAMA DE MOLLIER PARA AMONIACO (NH<sub>3</sub>)

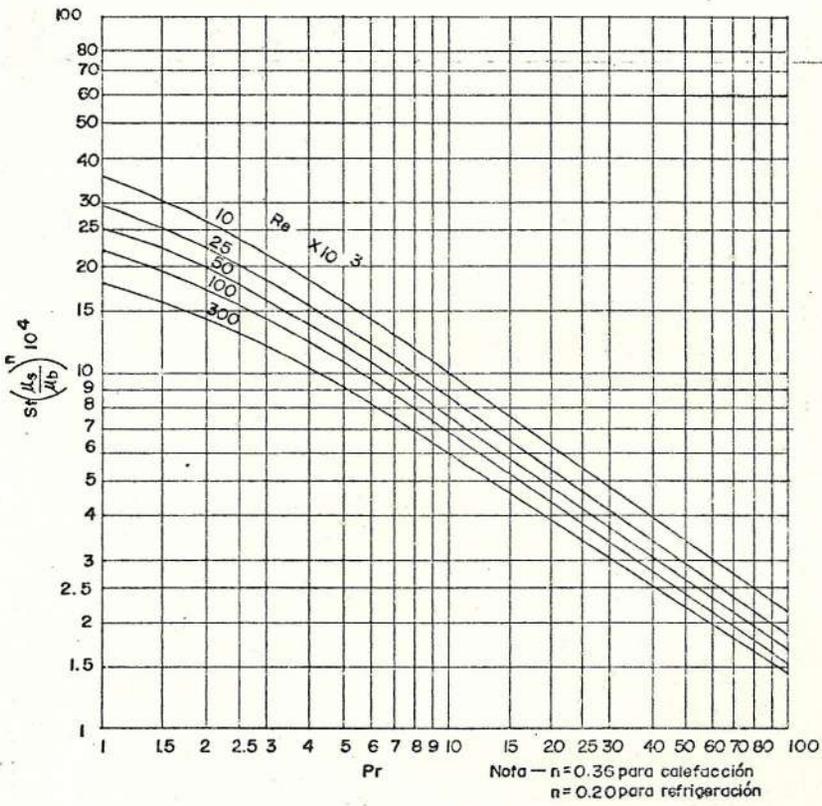


FIG. 4.—VARIACION DEL NUMERO DE STANTON CON EL NUMERO DE PRANDTL, PARA VARIOS VALORES DE LOS NUMEROS DE REYNOLDS, PARA CONVECCION FORZADA DENTRO DE TUBOS Y DUCTOS.

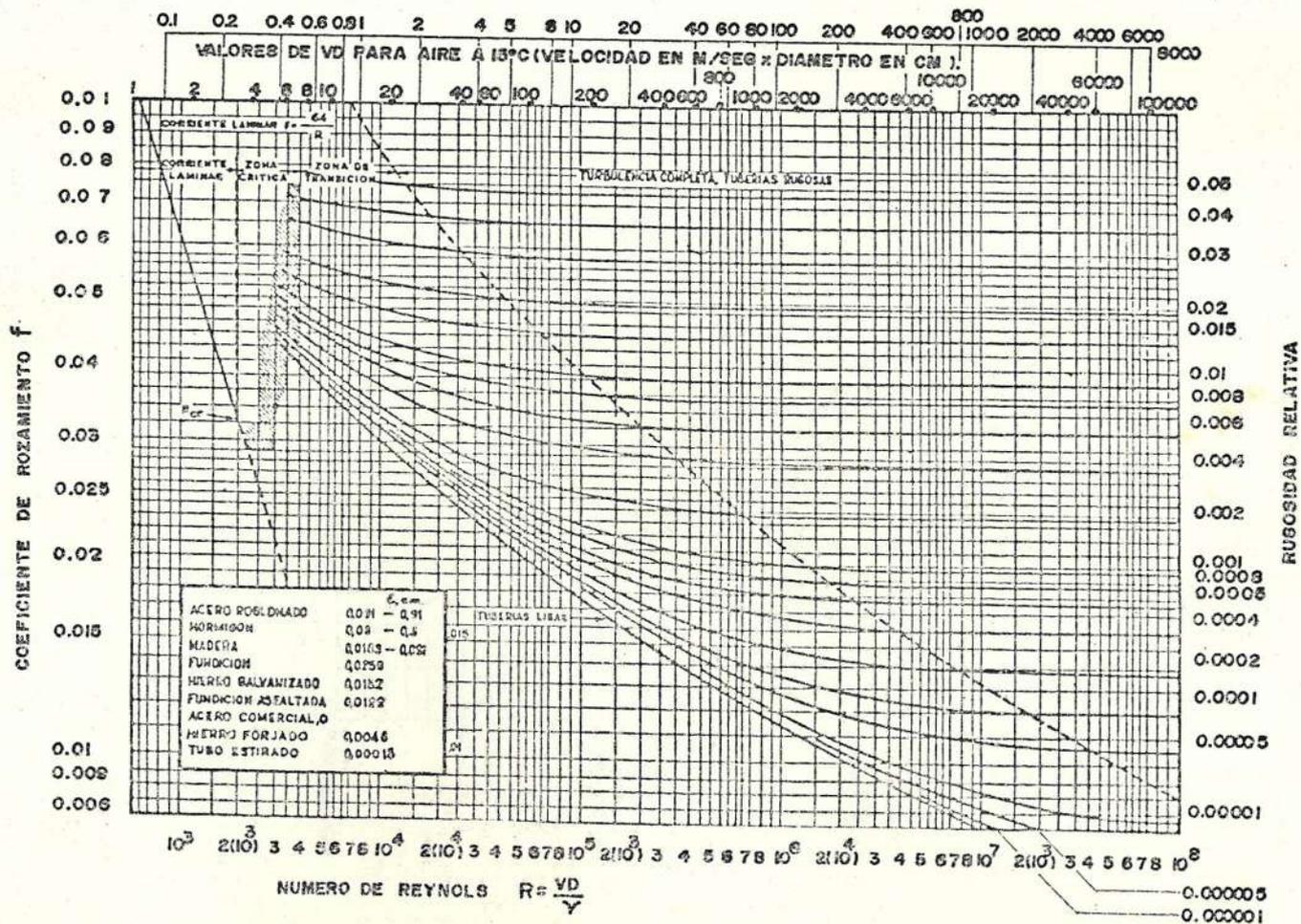


FIG.5... DIAGRAMA DE MOODY

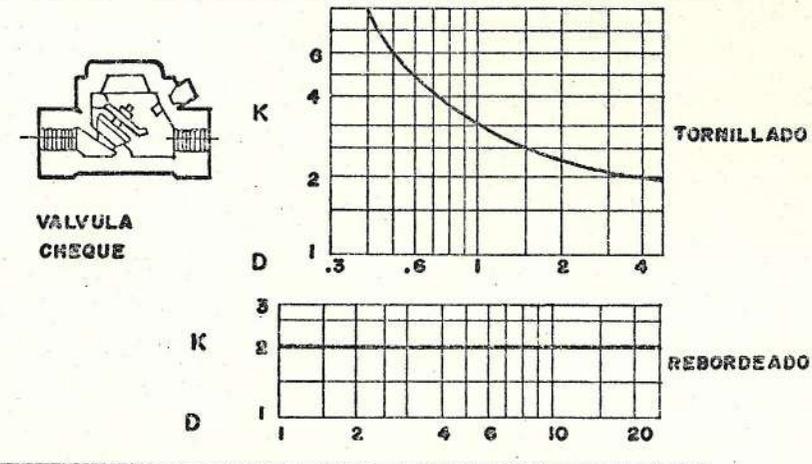
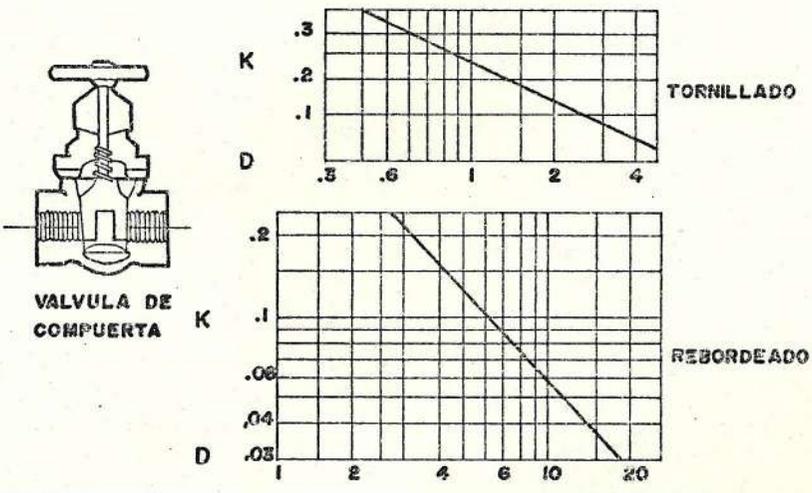
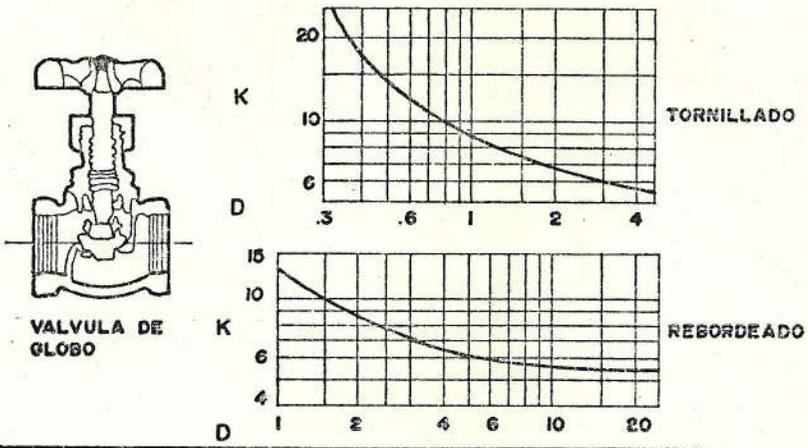
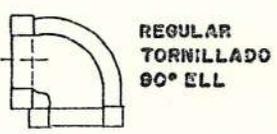
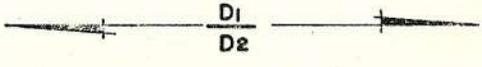
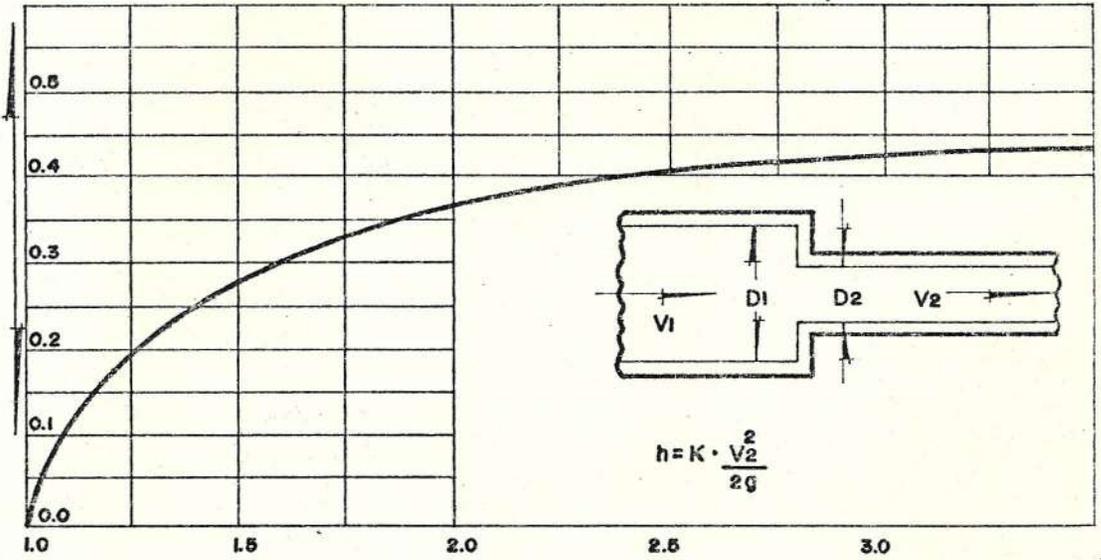
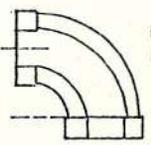
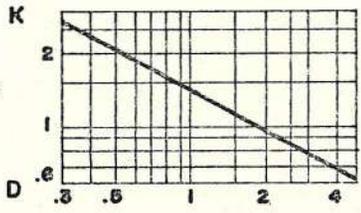


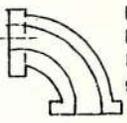
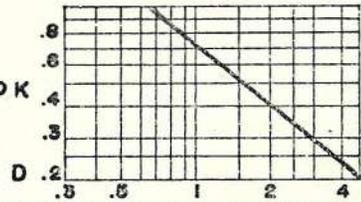
FIG. 6.- COEFICIENTES DE ROZAMIENTO PARA VALVULAS



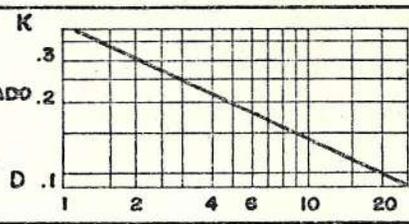
REGULAR  
TORNILLADO  
90° ELL



LONGITUD  
RADIO  
TORNILLADO K  
90° ELL

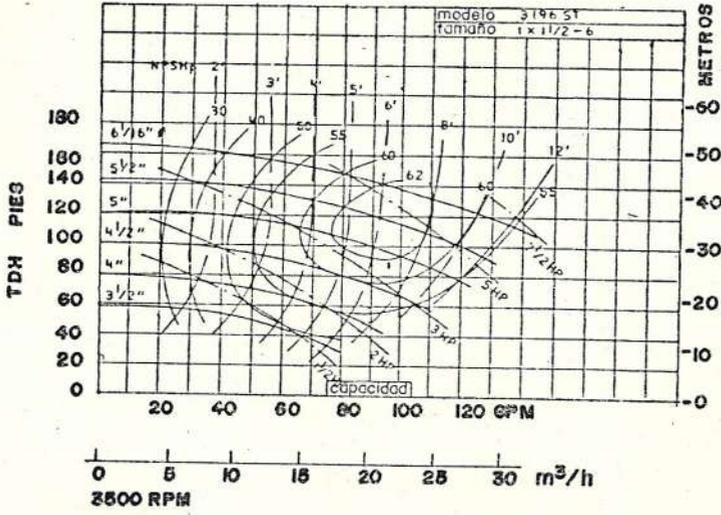


LONGITUD  
RADIO  
RESORDEADO  
90° ELL



- h — RESISTENCIA DE FRICCION EN PIES
- V — VELOCIDAD MEDIA EN PIES/SEGUNDO
- g — ACELERACION DE LA GRAVEDAD 32.17 PIES/SEG.<sup>2</sup>
- K — COEFICIENTE DE RESISTENCIA PARA VALVULAS Y ACCESORIOS

FIG. 7.- COEFICIENTES DE RESISTENCIA PARA REDUCTORES Y ACCESORIOS



ST  
1 x 1/2 - 6  
AA

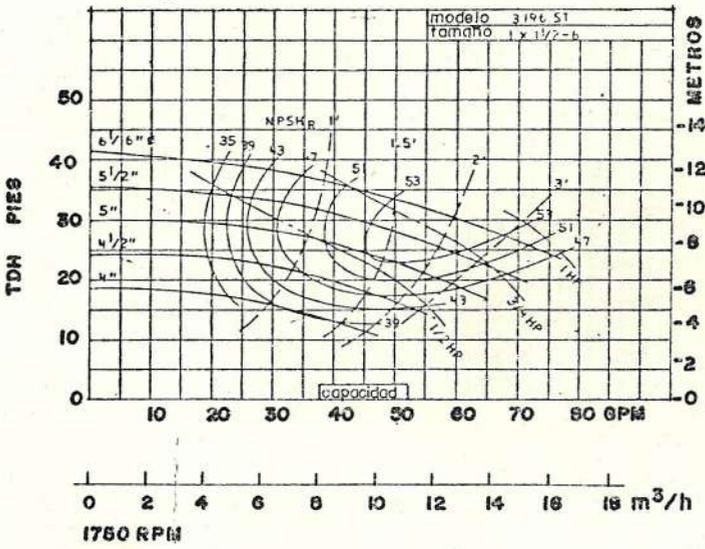
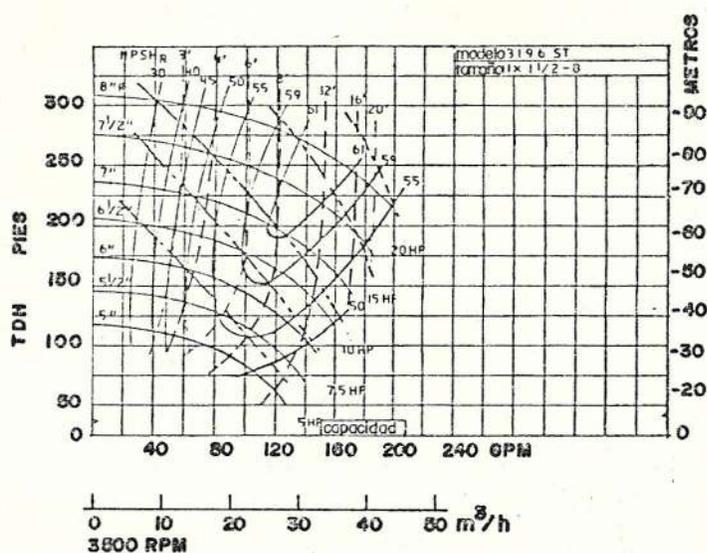


FIG. 8.- CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBAS "GOULDS 3196 ST"



ST  
1 x 1 1/2 - 8

AA

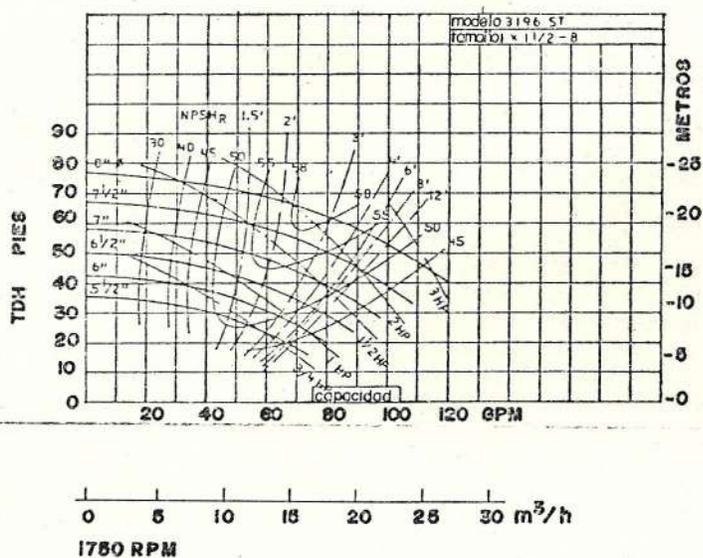
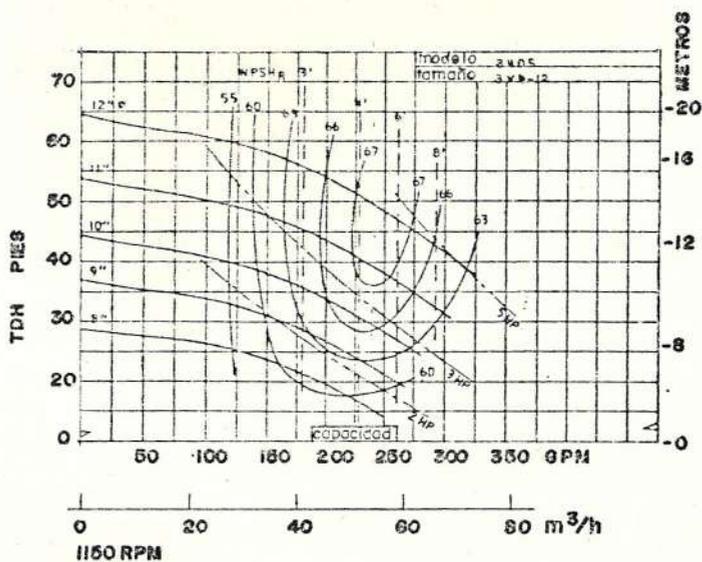


FIG. 9.- CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBAS "GOULDS 3196 ST"



S

3 x 4 - 12

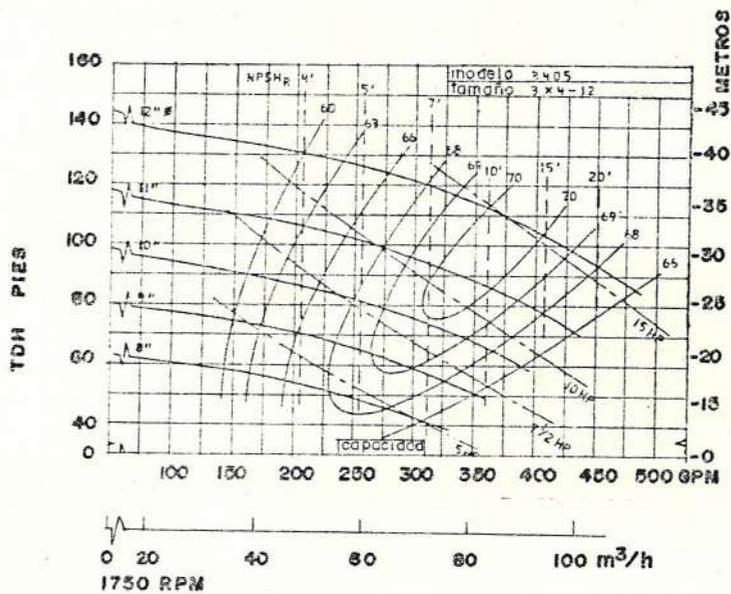


FIG. 10.- CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBAS "GOULDS 3405

TABLA IX

CONDENSADORES MULTITUBULARES HORIZONTALES "VILTER" PARA  
AMONIACO

DIMENSION NOMINAL	CARCAZA DIAMETRO EXTERIOR	LONGITUD	TUBOS		
			LONGITUD	Superficie pies <sup>2</sup>	MATERIAL
12" x 6'			6'	82	
12" x 8'			8'	109	
12" x 10'			10'	138	
12" x 12'	12 3/4	42	12'	165	
12" x 14'			14'	192	
12" x 16'			16'	219	
12" x 18'			18'	247	
12" x 20'			20'	275	
16" x 8'			8'	198	
16" x 10'			10'	249	
16" x 12'			12'	299	
16" x 14'	16"	76	14'	348	
16" x 16'			16'	398	
16" x 18'			18'	449	
16" x 20'			20'	497	
20" x 10'			10'	396	
20" x 12'			12'	476	
20" x 14'	20"	121	14'	555	Tubería
20" x 16'			16'	634	de acero
20" x 18'			18'	713	ASTM
20" x 20'			20'	792	1 1/4"
24" x 12'			12'	710	
24" x 14'			14'	828	
24" x 16'	24"	181	16'	946	
24" x 18'			18'	1055	
24" x 20'			20'	1184	
30" x 12'			12'	1142	
30" x 14'			14'	1332	
30" x 16'	30"	291	16'	1522	
30" x 18'			18'	1712	
30" x 20'			20'	1903	

TABLA X

CARACTERISTICAS DEL EVAPORADOR "GRAM ICE BANK COIL"

Nº Ban co de serpen tín.	Acumulación de frío (8 Kgs de hie- lo por m). Kcal	Amoniaco		Peso Neto		Volumen		Tipo	DIMENSIONES							
		Ent.	Sal.	Kg	lbs.	m <sup>3</sup>	pie <sup>3</sup>		A		B		C		D	
									mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg
10	48.000	3/8"	1"	350	350	3.5	123	A	1970	77½	1130	44	1775	70	900	35½
15	72.000	3/8"	1"	530	1165	6	212	A	2470	97	1330	52	2070	81½	1200	47¼
20	96.000	1/2"	1¼	670	1475	7.5	264	A	2770	109	1530	60	2070	81½	1200	47¼
27	128.000	1/2"	1¼	870	1915	8	282	A	3450	136	1130	44	2220	87½	1250	49¼
32	153.000	1/2"	1¼	1020	2245	9	318	A	3450	136	1330	52	2220	87½	1250	49¼
43	208.000	1/2"	1½	1320	2905	12	420	A	3550	140	1330	52	2470	97	1500	59
70	340.000	1/2"	1½	2050	4445	17	600	A	3870	152½	1590	62 ½	3070	121	2000	79¼
100	480.000	1/2"	2"	3000	6600	23	810	B	3980	156½	2200	86 ½	3120	123	2000	79¼
130	600.000	1"	3"	3540	7785	27	995	B	4680	184	2200	86 ½	3120	123	2000	79¼
140	675.000	1"	3"	4050	8900	31	1100	B	4560	179½	2200	86 ½	3520	128	2400	94½
155	750.000	1"	3"	4500	9900	34	1200	B	5060	199	2200	86 ½	3520	138	2400	94½

Tipo	Ventiladores						Tubos		Superficie		Capa	Peso		Volumen	
	Nº	Tipo	Dim.	L	a	H	Diámetro		Dim.	Kca/h	Dim.	Dim.	Dim.		
							Ent.	Sal.							
LFA-22-C	1	PVB-400L	mm pulg	820 32 1/4	1000 39 3/8	825 32 1/2	3/8"	3/8"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	7 75 1/4	1000	Kg Lbs.	120 265	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	2.1 75
LFA-22-C/D	1	PVB-400L	mm pulg	820 32 1/4	1000 39 3/8	825 32 1/2	3/8"	3/8"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	7 75 1/4	1000	Kg Lbs.	170 375	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	2.1 75
LFA-22-D	1	PVB-400	mm pulg	820 32 1/4	1230 48 3/8	825 32 1/2	3/8"	3/8"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	10 3/4 107	1500	Kg Lbs.	215 475	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	2.4 85
LFA-45-C	2	PVB-400L	mm pulg	1400 55 1/8	1000 39 3/8	825 32 1/2	1/4"	1/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	15 161 1/2	2560	Kg Lbs.	305 670	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	3.1 110
LFA-45-C/D	2	PVB-400L	mm pulg	1400 55 1/8	1000 39 3/8	825 32 1/2	1/4"	1/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	15 161 1/2	2560	Kg Lbs.	355 780	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	3.1 110
LFA-45-D	2	PVB-400L	mm pulg	1400 55 1/8	1230 48 3/8	825 32 1/2	1/4"	1/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	18 193 3/4	3760	Kg Lbs.	435 955	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	3.6 130
LFA-67-C	3	PVB-400L	mm pulg	1910 75 3/8	1000 39 3/8	825 32 1/2	1/4"	1/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	22 236	4980	Kg. Lbs.	440 970	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	4.0 140
LFA-67-C/D	3	PVB-400L	mm pulg	1910 75 3/8	1000 39 3/8	825 32 1/2	1/4"	1/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	22 236	4980	Kg Lbs.	540 1190	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	4.0 140
LFA-67-D	3	PVB-400L	mm pulg	1910 75 3/8	1230 39 3/8	825 32 1/2	1/4"	1/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	28 301	5500	Kg Lbs.	635 1395	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	4.6 165
LFA-90-C	2	PVB-500L	mm pulg	1910 75 3/8	1000 39 3/8	1000 39 3/8	1/4"	1/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	35 376 3/4	6800	Kg Lbs.	535 1175	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	4.5 160
LFA-90-C/D	2	PVB-500L	mm pulg	1910 75 3/8	1000 39 3/8	1000 39 3/8	1/4"	1/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	35 376 3/4	6800	Kg Lbs.	635 1395	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	4.5 160

Tipo	Ventiladores		Dim.	L	a	H	Tubos		Superficie		Capa- cidad	Peso		Volúmen	
	Nº	Tipo					Ent.	Sal.	Dim.	Kca/h		Dim.	Dim.		
											mm			pulg	mm
LFA-90-D	2	PVB-500L	mm pulg	1910 75 <sup>3/8</sup>	1000 48 <sup>3/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	1/4"	1/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	39 419	7400	Kg Lbs	830 1825	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	5.3 185
LFA-135-C	3	PVB-500L	mm pulg	2720 106 <sup>7/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	1/2"	1/2"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	43 462	8065	Kg Lbs	830 1825	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	6.1 215
LFA-135-C/D	3	PVB-500L	mm pulg	2720 106 <sup>7/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	1/2"	1/2"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	43 462	8065	Kg Lbs	930 2045	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	6.1 215
LFA-135-D	3	PVB-500L	mm pulg	2720 106 <sup>7/8</sup>	1230 48 <sup>3/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	1/2"	1/2"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	47 506 <sup>1/2</sup>	8700	Kg Lbs	1220 2690	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	7.1 250
LFA-210-C	2	PVB-630L	mm pulg	1990 78 <sup>3/8</sup>	1230 48 <sup>3/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	3/4"	3/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	50 538 <sup>3/4</sup>	9280	Kg Lbs	1020 2250	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	7.4 260
LFA-210-C/D	2	PVB-630L	mm pulg	1990 78 <sup>3/8</sup>	1230 48 <sup>3/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	3/4"	3/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	50 538 <sup>3/4</sup>	9280	Kg Lbs	1320 2910	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	7.4 260
LFA-210-D	2	PVB-630L	mm pulg	1990 78 <sup>3/8</sup>	1300 51 <sup>1/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	3/4"	3/4"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	55 592 <sup>1/4</sup>	10300	Kg Lbs	1800 3970	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	8.6 300
LFA-315-C	3	PVB-630L	mm pulg	2810 110 <sup>3/4</sup>	1230 48 <sup>3/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	1"	1"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	62 667 <sup>1/2</sup>	12100	Kg Lbs	1600 3530	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	9.9 350
LFA-315-C/D	3	PVB-630L	mm pulg	2810 110 <sup>3/4</sup>	1230 48 <sup>3/4</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	1"	1"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	62 667 <sup>1/2</sup>	12100	Kg Lbs	1850 4080	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	9.9 350

CONTINUACION TABLA XII

Tipo	Ventiladores		Dim.	L	a	H	Tubos		Superficie		Capa- cidad Kcal/h.	Peso		Volúmen	
	Nº	Tipo					Diámetro	Ent.	Sal.	Dim.		Kcal/h.	Dim.	Dim.	
LFA-315-D	3	PVB-630L	mm pulg	2810 110 <sup>3/4</sup>	1300 51 <sup>1/8</sup>	1000 39 <sup>3/8</sup>	1"	1"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	68 727 <sup>1/2</sup>	17680	Kg Lbs.	2170 4785	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	12.2 430
LFA-420-C	4	PVB-630L	mm pulg	3520 138 <sup>5/8</sup>	1230 48 <sup>3/8</sup>	1500 59	1"	1"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	85 914	22400	Kg Lbs	2000 4410	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	12.1 425
LFA-420-C/D	4	PVB-630L	mm pul	3520 138 <sup>5/8</sup>	1230 48 <sup>3/8</sup>	1500 59	1"	1"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	85 914	22400	Kg Lbs	2300 5070	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	12.1 425
LFA-420-D	4	PVB-630L	mm pulg	3520 138 <sup>5/8</sup>	1300 51 <sup>1/8</sup>	1500 59	1"	1"	m <sup>2</sup> pie <sup>2</sup>	91 980 <sup>1/2</sup>	31300	Kg Lbs	2700 5950	m <sup>3</sup> pie <sup>3</sup>	14.9 525

TABLAS REFERENTES A LAS PERDIDAS DE FRICCION PARA AGUA EN TUBERIAS DE ACERO CEDULA 40

Galones por minuto	1/8"(D.I. 0.269")			1/4"(D.A. 0.364")			3/8"(D.I. 0.483")			1/2"(D.I. 0.622")			Galones por minuto
	$v$ $\frac{\text{pie}}{\text{seg}}$	$\frac{v^2}{2g}$	$hf$ $\frac{\text{pie}}{100 \text{ pie}}$	$v$	$\frac{v^2}{2g}$	$hf$	$v$	$\frac{v^2}{2g}$	$hf$	$v$	$\frac{v^2}{2g}$	$hf$	
0.2	1.13	0.020	2.72										
0.4	2.26	0.079	16.2	1.23	0.024	3.7							0.2
0.6	3.39	0.176	33.8	1.85	0.053	7.6	1.01	0.016	1.74				0.4
0.8	4.52	0.317	57.4	2.47	0.095	12.7	1.34	0.028	2.89				0.6
1.0	5.65	0.495	87.0	3.08	0.148	19.1	1.68	0.044	4.30	1.06	0.017	1.86	0.8
1.5	8.48	1.12	188	4.62	0.332	40.1	2.52	0.099	8.93	1.58	0.039	2.85	1.0
2.0	11.3	1.98	324	6.17	0.591	69.0	3.36	0.176	15.0	2.11	0.069	4.78	1.5
2.5				7.71	0.923	105	4.20	0.274	22.6	2.64	0.108	7.16	2.0
3.0				9.25	1.33	148	5.04	0.395	31.8	3.17	0.156	10.0	2.5
3.5				10.79	1.81	200	5.88	0.538	42.6	3.70	0.212	13.3	3.0
4.0				12.33	2.36	259	6.72	0.702	54.9	4.22	0.277	17.1	3.5
4.5				13.87	2.99	326	7.56	0.889	68.4	4.75	0.351	21.3	4.0
5.0				15.42	3.69	398	8.40	1.10	83.5	5.28	0.433	25.8	4.5
6							10.1	1.58	118	6.34	0.624	36.5	5.0
7							11.8	2.15	158	7.39	0.849	48.7	6
8							13.4	2.81	205	8.45	1.11	62.7	7
9							15.1	3.56	258	9.50	1.40	78.3	8
10							16.8	4.39	316	10.6	1.73	95.9	9
12										12.7	2.49	136	10
14										14.8	3.40	183	12
													14

TABLA XIV  
TABLAS REFERENTES A LAS PERDIDAS DE FRICCIÓN PARA AGUA EN TUBERIAS DE  
ACERO CEDULA 40

Galones por minuto	3/3" (D.I. 0.824")			1" D.I. 1.049")			1 1/4" (D.I. 1.388")			1 1/2" (D.I. 1.610")			Galones por minuto
	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	
4	2.41	0.090	4.21	1.48	0.034	1.29							4
5	3.01	0.141	6.32	1.86	0.053	1.93							5
6	3.61	0.203	8.87	2.23	0.077	2.68	1.29	0.026	0.70				6
7	4.21	0.276	11.8	2.60	0.105	3.56	1.50	0.035	0.93				7
8	4.81	0.360	15.0	2.97	0.137	4.54	1.72	0.046	1.18	1.26	0.025	0.56	8
9	5.42	0.456	18.8	3.34	0.173	5.64	1.93	0.058	1.46	1.42	0.031	0.69	9
10	6.02	0.583	23.0	3.71	0.214	6.86	2.15	0.071	1.77	1.58	0.039	0.83	10
12	7.22	0.810	32.6	4.45	0.308	9.62	2.57	0.103	2.48	1.89	0.056	1.16	12
14	8.42	1.10	43.5	5.20	0.420	12.8	3.00	0.140	3.28	2.21	0.076	1.53	14
16	9.63	1.44	56.3	5.94	0.548	16.5	3.43	0.183	4.20	2.52	0.099	1.96	16
18	10.8	1.82	70.3	6.68	0.694	20.6	3.86	0.232	5.22	3.14	0.153	2.42	18
20	12.0	2.25	86.1	7.42	0.857	25.1	4.29	0.286	6.34	3.35	0.174	2.94	20
25	15.1	3.54	134	9.29	1.34	37.4	5.37	0.448	9.66	3.94	0.241	4.50	25
30	18.1	5.06	187	11.1	1.93	54.6	6.44	0.644	13.6	4.73	0.347	6.26	30
35				13.0	2.62	73.3	7.52	0.879	18.5	5.52	0.473	8.38	35
40				14.8	3.43	95.0	8.58	1.14	23.5	6.30	0.618	10.8	40
45				16.7	4.33	119	9.66	1.45	29.5	7.10	0.783	13.5	45
50				18.6	5.35	146	10.7	1.79	36.0	7.88	0.965	16.4	50
60				22.3	7.71	209	12.9	2.57	51.0	9.46	1.39	23.2	60
70				25.0	10.5	283	15.0	3.50	68.8	11.0	1.89	31.3	70
80							17.2	4.58	89.2	12.6	2.47	40.5	80
90							19.3	5.79	112	14.2	3.13	51.0	90
100							21.5	7.15	138	15.8	3.86	62.2	100
120							25.7	10.3	197	18.9	5.56	88.3	120
140										22.1	7.56	119	140

TABLAS REFERENTES A LAS PERDIDAS DE FRICCION PARA AGUA EN TUBERIAS DE ACERO CEDULA 40

Galones por minuto	2" (D.I. 2.067")			2 <sup>1/2</sup> " (D.I. 2.469")			3" (3.069" D.I.)			3 <sup>1/2</sup> " (D.I. 3.548")			Galones por minuto
	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	
30	2.87	0.128	1.82	2.01	0.063	0.75							30
30	3.35	0.174	2.42	2.35	0.085	1.00							35
40	3.82	0.227	3.10	2.68	0.112	1.28							40
50	4.78	0.355	4.67	3.35	0.174	1.94	2.17	0.073	0.66				50
60	5.74	0.511	6.59	4.02	0.251	2.72	2.60	0.105	0.92	1.95	0.059	0.45	60
80	7.65	0.909	11.4	5.36	0.447	4.66	3.47	0.187	1.57	2.60	0.105	0.77	80
100	9.56	1.42	17.4	6.70	0.698	7.11	4.34	0.283	2.39	3.25	0.164	1.17	100
120	11.5	2.05	24.7	8.04	1.00	10.0	5.21	0.421	3.37	3.89	0.236	1.64	120
140	13.4	2.78	33.2	9.38	1.37	13.5	6.08	0.574	4.51	4.54	0.321	2.18	140
160	15.3	3.64	43.0	10.7	1.79	17.4	6.94	0.749	5.81	5.19	0.419	2.80	160
180	17.2	4.60	54.1	12.1	2.26	21.9	7.81	0.948	7.28	5.84	0.530	3.50	180
200	19.1	5.68	66.3	13.4	2.79	26.7	8.68	1.17	8.90	6.49	0.655	4.27	200
220	21.0	6.88	80.0	14.7	3.38	32.2	9.55	1.42	10.7	7.14	0.792	5.12	220
240	22.9	8.18	95.0	15.1	4.02	38.1	10.4	1.69	12.6	7.79	0.943	6.04	240
260	24.9	9.60	111	17.4	4.72	44.5	11.3	1.98	14.7	8.44	1.11	7.04	260
280	26.8	11.1	128	18.8	5.47	51.3	12.2	2.29	16.9	9.09	1.28	8.11	280
300	28.7	12.8	146	20.1	6.28	58.5	13.0	2.63	19.2	9.74	1.47	9.26	300
350				23.5	8.55	79.2	15.2	3.57	26.3	11.3	2.00	12.4	350
400				26.8	11.2	103	17.4	4.68	39.9	13.0	2.62	16.2	400
500				33.5	17.4	160	21.7	7.32	52.5	16.2	4.09	25.0	500
600							26.0	10.5	74.8	19.5	5.89	35.6	600
700							30.4	14.3	101	22.7	8.02	48.0	700
800							34.7	18.7	131	26.0	10.5	62.3	800
1000										32.5	16.4	96.4	1000

TABLA XVI

TABLAS REFERENTES A LAS PERDIDAS DE FRICCION PARA AGUA EN TUBERIAS DE ACERO CEDULA 40

Galones por minuto	4" (D.I. 4.026")			5" (D.I. 5.047")			6"(D.I. 6.065")			8"(D.I. 7.981")			Galones por minuto
	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	v	$\frac{v^2}{2g}$	hf	
140	3.53	0.193	1.16	2.25	0.078	0.38							140
160	4.03	0.253	1.49	2.57	0.102	0.49							160
180	4.54	0.320	1.86	2.89	0.129	0.61							180
200	5.04	0.395	2.27	3.21	0.160	0.74	2.22	0.077	0.30				200
240	6.05	0.569	3.21	3.85	0.230	1.03	2.66	0.110	0.42				240
280	7.06	0.774	4.30	4.49	0.313	1.38	3.11	0.150	0.56				280
320	8.06	1.01	5.51	5.13	0.409	1.78	3.55	0.196	0.72				320
360	9.07	1.28	6.92	5.77	0.518	2.22	4.00	0.240	0.90				360
400	10.1	1.58	8.47	6.41	0.639	2.72	4.44	0.307	1.09	2.57	0.102	0.28	400
450	11.3	2.00	10.5	7.23	0.811	3.42	5.00	0.388	1.37	2.89	0.129	0.35	450
500	12.6	2.47	13.0	8.02	0.999	4.16	5.55	0.479	1.66	3.21	0.160	0.42	500
600	15.1	3.55	18.6	9.62	1.44	5.88	6.66	0.690	2.34	3.85	0.230	0.60	600
700	17.6	4.84	25.0	11.2	1.96	7.93	7.77	0.939	3.13	4.49	0.313	0.80	700
800	20.2	6.32	32.4	12.8	2.56	10.2	8.88	1.23	4.03	5.13	0.409	1.02	800
900	22.7	8.00	40.8	14.4	3.24	12.9	9.99	1.55	5.05	5.77	0.518	1.27	900
1000	25.2	9.87	50.2	16.0	4.00	15.8	11.1	1.92	6.17	6.41	0.639	1.56	1000
1200	30.2	14.2	72.0	19.2	5.76	22.5	13.3	2.76	8.76	7.70	0.920	2.20	1200
1400	35.3	19.3	97.6	22.5	7.83	30.4	15.5	3.76	11.8	8.98	1.25	2.95	1400
1600				25.7	10.2	39.5	17.8	4.91	15.4	10.3	1.64	3.82	1600
1800				28.8	12.9	49.7	20.0	6.21	19.4	11.5	2.07	4.79	1800
2000				32.1	16.0	61.0	22.2	7.67	23.8	12.8	2.56	5.86	2000
2400							26.6	11.0	34.2	15.4	3.68	8.31	2400
2800							31.1	15.0	46.1	18.0	5.01	11.2	2800
3200							35.5	19.6	59.9	20.5	6.55	14.5	3200
3600										23.1	8.28	18.4	3600
4000										25.7	10.2	22.6	4000

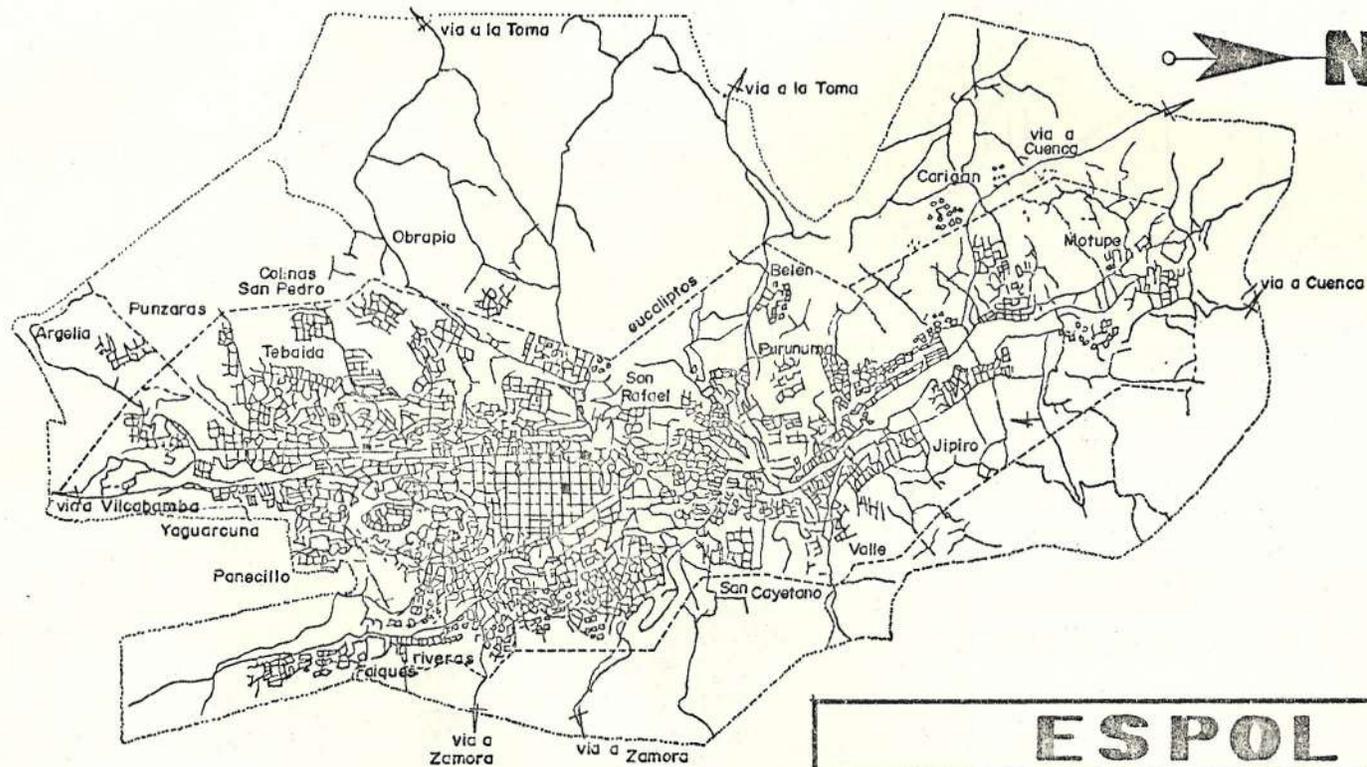
TABLA XVII  
AGITADOR GRAM

TIPO		LP I	LP II	LP III
DIM.	A	mm 180 pulg 7 1/8	180 7 1/8	180 7 1/8
	B	mm 260 pulg 10 1/4	290 11 1/2	413 16 3/8
	C	mm 200 pulg 7 7/8	230 9 1/8	260 10 1/4
	D	mm 180 pulg 7 1/8	180 7 1/8	220 8 3/4
	H	mm 750 pulg 39 3/8	1000 39 3/8	1000 39 3/8
Caudal	m <sup>3</sup> /h	97	160	420
Motor	HP	1	2	3
Peso	Kg	50	70	105
	Lbs	110	154	231
Volumen	m <sup>3</sup>	0.18	0.20	2.50
	pie <sup>3</sup>	6.40	7.00	8.90

## TABLA XVIII

VALORES ECONOMICOS DEL TRABAJO DE INSTALACION Y MONTAJE  
FRIGORIFICOS

DESIGNACION	TIEMPO HORAS	TECNICOS (SUCRES) H/HOMBRE	OPERARIOS (SUCRES) H/HOMBRE	VALOR SUCRES
Const. sala de máquinas	135	320	120	140.400
Aislamiento de cámaras	135	320	100	97.200
Flete	96		520	78.720
Inspección maquinaria	40	350	80	20.400
Construcción del tanque y montaje.	180	500	140	216.000
Instalación de compresores.	80	400	120	51.200
Instalación condensador torre de enfriamiento.	160	350	160	158.400
Instalación de bombas	40	400	160	28.800
Instalación de tuberías	160	300	100	96.000
Instalación evaporadores de cámaras frigoríficas.	80	400	160	70.400
Instalaciones eléctricas.	120	360	260	105.600
			TOTAL	1'063.120



# ESPOL

**TESIS: INSTALACION FRIGORIFICA DE UNA CENTRAL LE-  
CHERA PARA LA CIUDAD DE LOJA.**

**ZONA DEL PROYECTO DE INSTALACION**

**DIBUJO: T. MONTAÑO P.**

**REVISADO: ING. A.V.Z.**

**ESCALA: 1:40000**

**PLANO I**

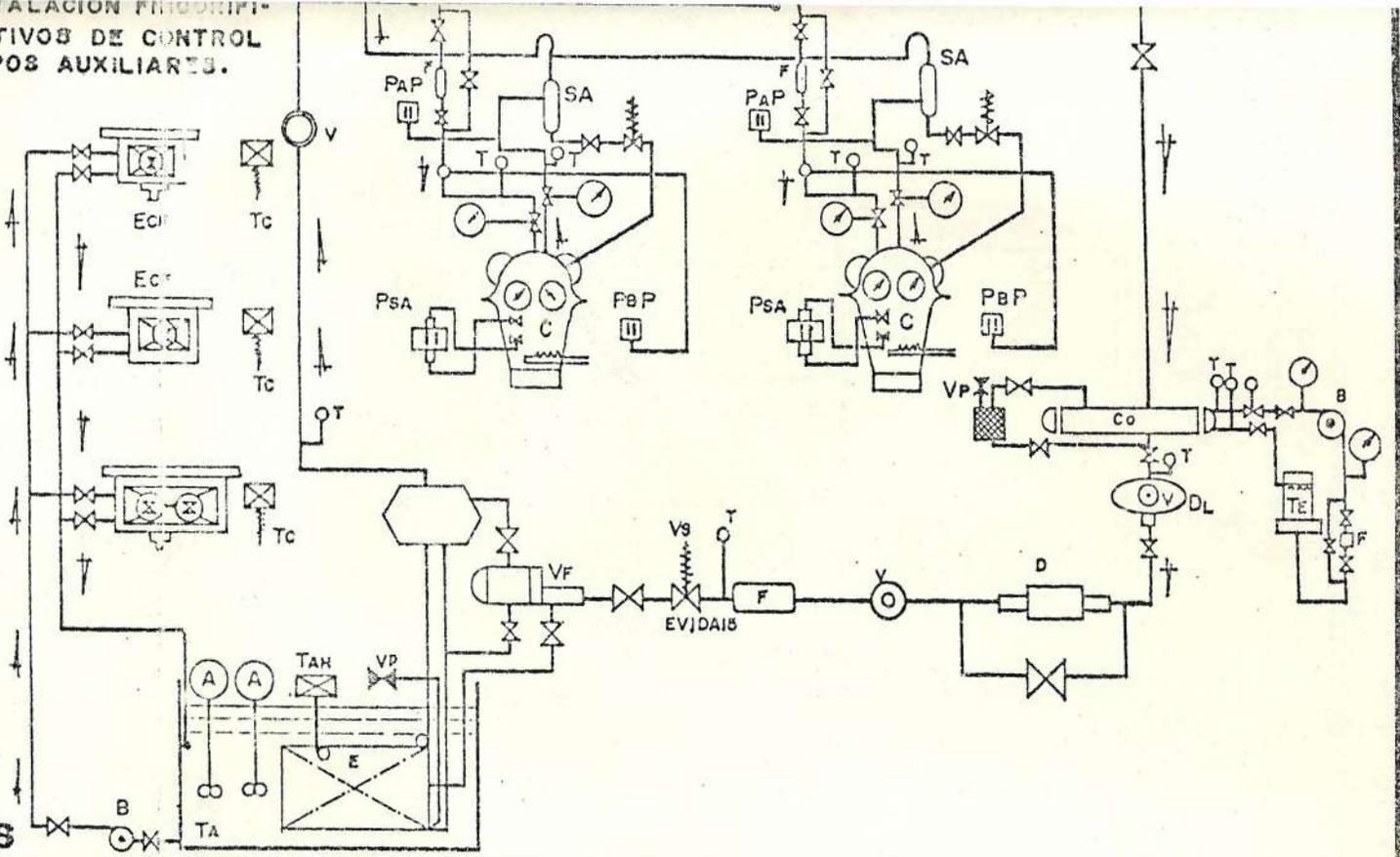
DIAGRAMA DE LA INSTALACION FRIGORIFICA  
 CA CON SUS DISPOSITIVOS DE CONTROL  
 AUTOMATICO Y EQUIPOS AUXILIARES.

**SIMBOLOS**

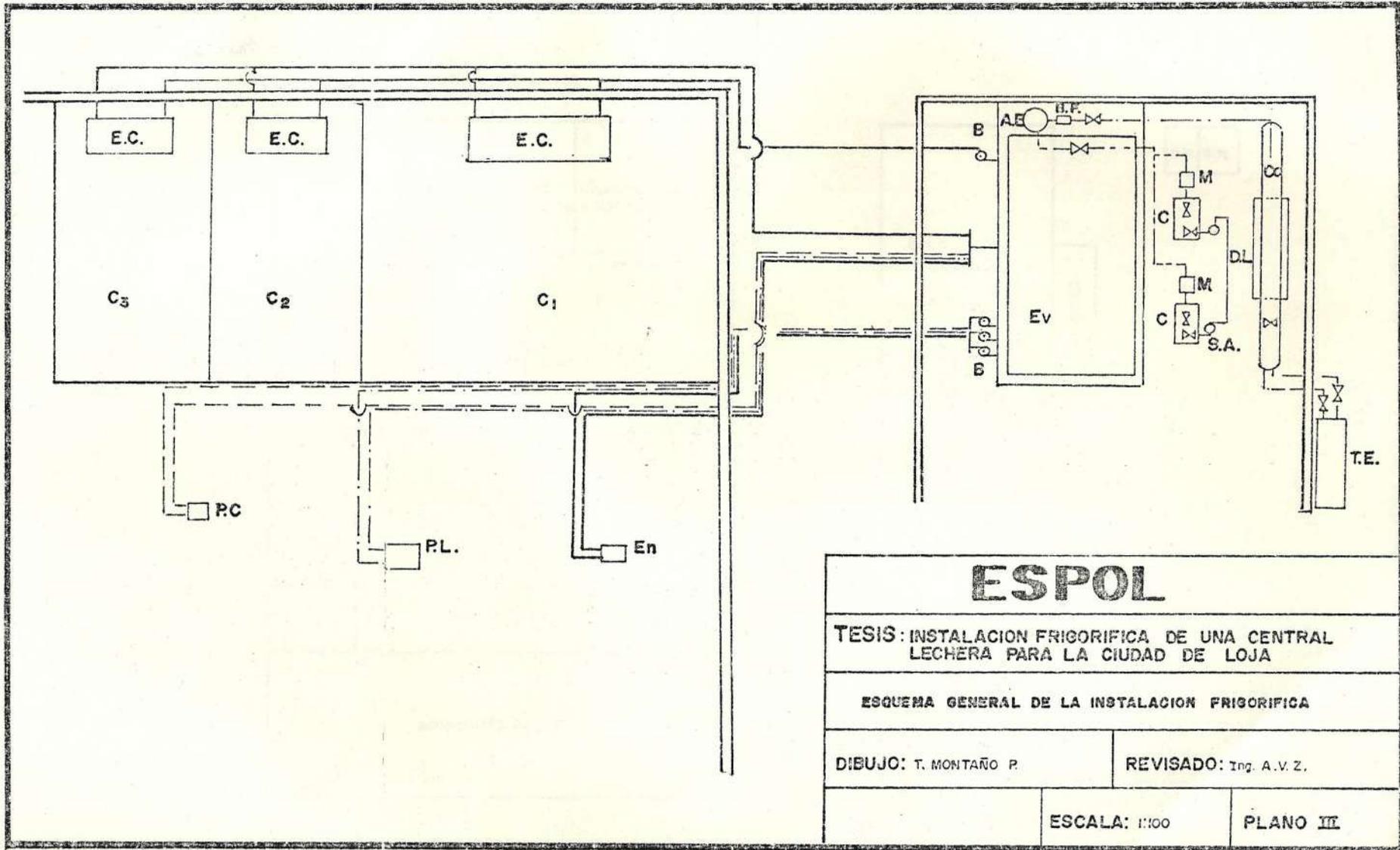
-  TERMOSTATOS
-  TERMOMETRO
-  AGITADOR
-  VISOR
-  FILTRO
-  PRESOSTATO
-  VALVULA DE FUGAS
-  VALVULA DE CIERRE
-  VALVULA SOLENOIDE
-  DESHIDRATADOR
-  DESAIREADOR
-  BOMBA
-  MANOMETRO
-  VALVULA PRESOSTATICA DE AGUA

**ABREVIACIONES**

- |  |   |
|--|---|
| <p>A : agitador<br/>                 B : bomba<br/>                 C : compresor<br/>                 Co : condensador<br/>                 D : desaireador<br/>                 DL : depósito de líquido<br/>                 E : evaporador<br/>                 ECF : evaporador de cámara frigorífica<br/>                 F : filtro<br/>                 PAP : presostato de alta presión<br/>                 PBP : presostato de baja presión</p> | <p>PSA : presostato de seguridad de aceite<br/>                 SA : separador de aceite<br/>                 TA : tanque de agua<br/>                 Tc : termostato de cámara<br/>                 TAH : termostato de agua helada<br/>                 TE : torre de enfriamiento<br/>                 VF : válvula de flotador<br/>                 VP : válvula de purga<br/>                 VS : válvula solenoide<br/>                 V : visor</p> |
|--|---|



ESPOL	
TESIS: INSTALACION FRIGORIFICA DE UNA CENTRAL LECHERA PARA LA CIUDAD DE LOJA	
DIAGRAMA DE LA INSTALACION FRIGORIFICA CON SUS DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICO Y EQUIPOS AUXILIARES.	
DIBUJO: T. MONTAÑO, P	REVISADO POR: ING. A.V.Z
ESCALA:	PLANO II



# ESPOL

TESIS: INSTALACION FRIGORIFICA DE UNA CENTRAL LECHERA PARA LA CIUDAD DE LOJA

ESQUEMA GENERAL DE LA INSTALACION FRIGORIFICA

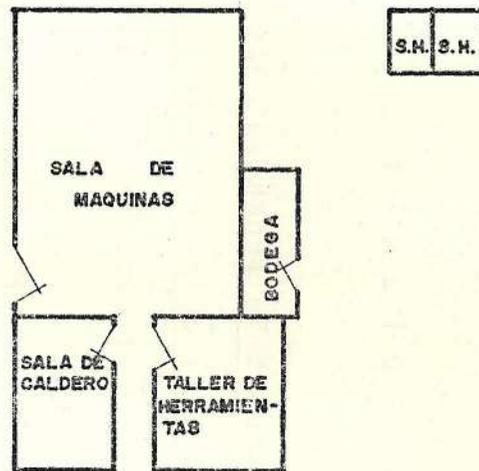
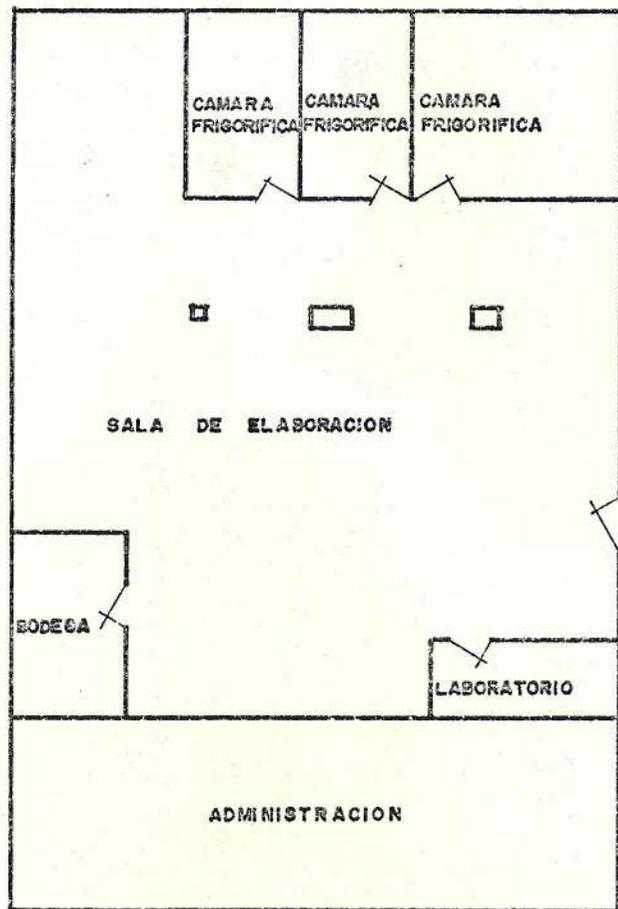
DIBUJO: T. MONTAÑO P.

REVISADO: Ing. A.V.Z.

ESCALA: 1:100

PLANO III

MANUNTECION DE CARGA



# ESPOL

TESIS: INSTALACION FRIGORIFICA DE UNA CENTRAL LECHERA PARA LA CIUDAD DE LOJA

VISTA EN PLANTA DE LA INSTALACION FRIGORIFICA EN UNA CENTRAL LECHERA

DIBUJO: T. MONTAÑO P

REVISADO: Ing. A.V.Z.

ESCALA: 1:250

PLANO: IV

## B I B L I O G R A F I A

1. ASHRAE "Handbook of fundamentals, American Society Heat, Refrigeration and Air Conditioning", Segunda Impresión, Wisconsin, 1974.
2. Charles Alais "Ciencia de la Leche Principios de la Técnica Lechera", V Impresión, Editorial Continental S.A., México, 1984.
3. Construcción-Comercio-Producción, CCP "Boletín Técnico de Lácteos y Equipos N° B-5" Representantes de Actine Francia, Quito/Ecuador, 1985.
4. Cueva Vicente E. "Aislamiento e Identificación de las Bacterias Patógenas de la Leche que se consume en la Ciudad de Loja", Tesis de Grado para Dr. Veterinario, Universidad Nacional de Loja, UNL, Loja/Ecuador, 1974.
5. Farral W. Arthur. "Ingeniería para la Industria Lechera" Editorial Herrero S.A., México, 1976.

6. Goulds. "Goulds Pump Manual", U.S.A., 1982
7. Hall H.S. "Fábricas Lecheras Experimentales Estandarizadas", FAO, Roma/Italia, 1976.
8. Hernández Benedi J.M. "La Refrigeración de la Leche", Hojas Divulgadoras del Ministerio de Agricultura, Madrid/España, 1975.
9. INAMHI. "Boletín Meteorológico", Instituto Nacional de Meteorología e Hidráulica, Quito/Ecuador, 1982.
10. INEC. "Boletín Nacional de Censos y Estadísticas", Quito/Ecuador, 1984.
11. Kay H.D, Cuttel J.R, Hall H.S y Otros. "Pasteurización de la Leche, Proyecto, Instalaciones, Funcionamiento y Determinación Analítica", FAO, Roma/Italia 1974.
12. Kreith F. "Principios de Transferencia de Calor". Editorial Herrero Hnos., México, 1974.
13. Laboratorio Planta de Lácteos "Informativo de Lácteos" , Universidad Técnica Particular de Loja UTPL, Loja/Ecuador, 1984.

14. Marks "Manual del Ingeniero Mecánico". Tomo I y II, Mc Graw-Hill, Bogotá/Colombia, 1982.
15. Meredith F.H. "Manual para Técnicos Frigoristas", Editorial Acribia, Zaragoza/España, 1984.
16. Munier J. "Planeamiento y Control de Producción", Editorial Astrea, Buenos Aires/Argentina, 1973.
17. Muñoz José E. "La Leche y sus Derivados", Editorial Casa de la Cultura Ecuatoriana, Quito/Ecuador, 1978.
18. Muñoz Abelardo "Cálculo del Equipo Frigorífico para la Congelación de Carne Molida por Inmersión de R. 12", Tesis de Grado para Ingeniero Mecánico, ESPOL, Guayaquil/Ecuador, 1985.
19. Paasch & Silkeborg "Folleto Técnico de Equipos para Tratamiento de Lácteos", CODAN, Quito/Ecuador, 1982.
20. Pearson Forbes S. "Heat Recovery and Refrigeration in the Dairy Industry", Advanced Instruments, Massachusetts/USA, 1974.
21. Poblmann W. "Manual de Técnica Frigorífica" Editorial Omega S.A., Barcelona/España, 1979.

22. Reed G.H. "Refrigeración Manual Práctico para Mecánicos", Editorial Acribia, Zaragoza/España, 1976.
23. Revilla Aurelio R. "Tecnología de la Leche". Editorial Herrero S.A., México, 1971.
24. Rodríguez Pablo "Costo y Producción de Leche en el Cantón Loja", Tesis de Grado para Dr. Veterinario, UNL, Loja/Ecuador, 1984.
25. Sharpe N. "Refrigeration Principles and Practices", Mc Graw-Hill Book Company, New York/USA, 1950.
26. Society of Dairy Technology "Manual de Plantas de Pasteurización", Editorial Acribia, Zaragoza/España 1975.
27. Spreer Edgar "Lactología Industrial", Editorial Acribia, Zaragoza/España, 1975.
28. Stoecker W.F. "Refrigeración y Acondicionamiento del Aire", Mc Graw-Hill Book Company Inc., New York, 1979.
29. Vargas A. "Curso de Refrigeración", ESPOL, Guayaquil/Ecuador, 1974.

30. Vargas A. "Montaje de Maquinaria Industrial", Series VZ Guayaquil/Ecuador, 1982.
31. Vesseyre Roger "Lactología Técnica", Editorial Acribia Zaragoza/España, 1972.
32. Warner W. James "Principios de la Tecnología de Lácteos", AGT Editor, S.A., México, 1980.