

ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

"CALCULO Y DISEÑO DE UNA PISTA DE HIELO
ARTIFICIAL PARA LA CIUDAD DE GUAYAQUIL"

TESIS DE GRADO
Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

JOSE ABEL CEDEÑO LOPEZ

GUAYAQUIL - ECUADOR

1.987

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

A la Escuela Superior Politéc
nica del Litoral.

Al amigo, al maestro, Ing.
ANGEL VARGAS Z., Director de
Tesis, por su valiosa ayuda y
colaboración en la realización
del presente trabajo.

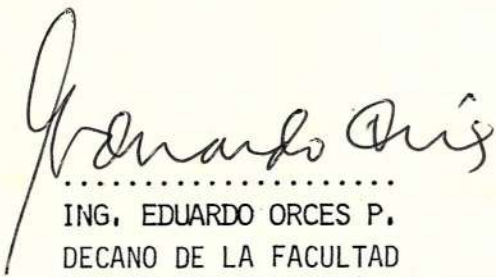
DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS


A MIS SOBRINOS

A MARIA ALEJANDRA



.....
ING. EDUARDO ORCES P.
DECANO DE LA FACULTAD
INGENIERIA MECANICA


.....
~~ING. ANGEL VARGAS Z.~~
DIRECTOR DE TESIS


.....
ING. EDUARDO RIVADENEIRA P.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL


.....
DR. ALFREDO BARRIGA R.
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).



.....
JOSE ABEL CEDEÑO LOPEZ

R E S U M E N

Creo que una de las mayores atracciones que ofrece este deporte es su ilimitada variedad. Es, a la vez, deporte competitivo y pasatiempo; puede practicarse al aire libre y en locales cerrados, por jóvenes y mayores. El patinaje es, también, deporte internacional, organizándose campeonatos mundiales y europeos. El patinaje artístico o de figuras, así como los de velocidad sobre hielo, forman parte integrante de las Olimpiadas de Invierno.

El presente trabajo se podría resumir de la siguiente manera. En los capítulos I y II, se describe las diversas aplicaciones de las pistas, sus tipos y también los parámetros que van a influir en la acogida de este proyecto. Luego se detalla un capítulo aparte acerca de la construcción civil y arquitectura, porque su influencia es muy importante en este proyecto. En el capítulo IV se escoge, el tipo de ciclo de refrigeración y los refrigerantes más convenientes de acuerdo a las necesidades. En el capítulo V, que corresponde al cálculo de la carga frigorífica, es sin duda el más importante, y el que mayor trabajo y tiempo me significó. Digo que es el más importante por dos razones fundamentales: Primero, porque el cál

culo de la carga frigorífica es la que nos va a determinar las máquinas para producir frío, (las cuales son parcialmente determinadas en el siguiente capítulo), son importadas, ya que hasta ahora no se las fabrica en el País.

El diseño de equipos frigoríficos requiere de varios análisis: termodinámicos, técnicos y económicos. En el capítulo VI, se detalla minuciosamente el análisis termodinámico de los principales componentes como son: el compresor, evaporador, condensador, tuberías y aislamientos. Con ello se demuestra que en nuestro país si estamos en capacidad de producir tales máquinas, ya que contamos con el elemento humano que la ESPOL ofrece al servicio del adelanto tecnológico del País. Para ello debemos contar también con el apoyo de los especializados en el área de diseño y metalurgia que ofrece la Facultad de Ingeniería Mecánica.

En el capítulo VII, se determinan los elementos adecuados de automatismos de la planta. En el capítulo VIII, se hace un análisis económico, presentando las diversas posibilidades para que este proyecto pueda ser una realidad. En el último capítulo, se complementa con ciertas normas que se deberán tomar en consideración, para una obra de esta naturaleza.

I N D I C E G E N E R A L

	Pág.
RESUMEN	6
INDICE GENERAL	8
INDICE DE FIGURAS	13
INDICE DE TABLAS	17
INDICE DE FORMULAS	18
LISTA DE ABREVIATURAS	22
INTRODUCCION	26
I. CAPITULO	28
TIPOS DE PISTAS SEGUN SU USO Y SU UBICACION	28
1.1 Según su uso.....	28
1.1.1 Hockey sobre hielo	29
1.1.2 Curling	33
1.1.3 Revista sobre hielo y patinaje artístico.	37
1.1.4 Patinaje público	38
1.1.5 Salas y auditorios	39
1.2 Según su ubicación	39
1.2.1 Pistas al aire libre	40
1.2.2 Pistas cubiertas	43
X II. CAPITULO	45
PARAMETROS DE BASE QUE INFLUYEN EN EL CALCULO Y DISEÑO DE LA CONSTRUCCION.	45
2.1 Variación de la temperatura exterior de Guayaquil.	45

	Pág.
2.2 Dimensionamiento de la pista	48 /
2.3 Ubicación de la pista	48 /
2.4 Arquitectura de la pista	50 /
2.5 Materiales de construcción civil	58
III. CAPITULO	62
CONSTRUCCION CIVIL Y ARQUITECTURA	62
3.1 Construcción civil	62 /
3.2 Arquitectura	69 /
IV. CAPITULO	76
CONSIDERACIONES TERMODINAMICAS	76
4.1 Tipos de ciclos termodinámicos	76
4.1.1 A una etapa	79
4.1.2 A dos etapas	82
4.1.3 A tres etapas	85
4.1.4 Booster	86
4.2 Refrigerantes primarios	87
4.3 Sistemas de refrigeración	89 /
4.3.1 Refrigeración directa	89 /
4.3.2 Refrigeración indirecta.	91 /
4.4 Comparación y selección del sistema de refrigeración.	92 /
4.5 Selección del refrigerante primario .	94 /
4.6 Refrigerantes secundarios	95 /
4.6.1 Salmueras	97 /
4.6.2 Líquidos incongelables	99 /
4.7 Selección del refrigerante secundario.	101
4.8 Consideraciones técnicas del glicol etilénico.	102

	Pág.
V. CAPITULO	104
CALCULO DE LA CARGA REFRIGERANTE	104
5.1 Aportes frigoríficos internos	104
5.1.1 Calor por convección	105
5.1.2 Calor por radiación	110
5.1.3 Condensación y solidificación del vapor de agua sobre la su- perficie de la pista de hielo..	117
5.1.4 Rozamiento de los patines	121
5.1.5 Mantenimiento y rehabilitación de la superficie de hielo. ...	124
5.1.6 Calor que absorbe el piso	129
5.2 Capacidad frigorífica a usarse	133
5.3 Observaciones finales relacionadas con el cálculo de carga.	137
5.4 Sistema de aire acondicionado para el ambiente interior de pistas cubiertas.	138
VI. CAPITULO	140
CALCULO DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE LA PLANTA.	140
6.1 Trazado del ciclo de refrigeración ..	140
6.2 Compresor	147
6.2.1 Parámetros técnicos del compre- sor a seleccionar.	152
6.2.2 Accionamiento del compresor ..	160
6.3 Evaporador	170
6.3.1 Clasificación y selección del evaporador.	170
6.3.2 Cálculo de las principales ca- racterísticas del evaporador. .	174

	Pág.
6.4 Condensador	195
6.4.1 Clasificación y selección del con- densador.	195
6.4.2 Cálculo de las principales carac- terísticas del condensador. ...	203
6.4.3 Torre de enfriamiento	222
6.5 Tuberías	225
6.5.1 Tuberías dentro de la pista ...	226
6.5.2 Tuberías de la máquina frigorífi- ca.	233
6.5.2.1 Glicol etilénico	233
6.5.2.2 Agua	236
6.5.2.3 R22	239
6.6 Bombas	250
6.6.1 Bomba de agua	250
6.6.2 Bomba del glicol etilénico	251
6.7 Aislamiento	252
6.7.1 Aislamientos de las tuberías de aspiración.	253
6.7.2 Aislamiento de las tuberías de líquido refrigerante.	261
VII. CAPITULO	263
SELECCION DE CONTROLES AUTOMATICOS Y DISPOSI- TIVOS ANEXOS.	263
7.1 Tipos de control	263
7.2 Tipos de variables a controlar	264

7.3	Especificaciones de los principales dispositivos.	265
VIII.	CAPITULO	279
	ANALISIS ECONOMICO	279
8.1	Costos de los equipos	279
8.2	Costos de la mano de obra	283
8.3	Costos operativos	284
8.4	Factibilidad y financiamiento	286
8.4.1	Uso de un escenario ya construido	287
8.4.2	Empresa privada	288
8.4.3	Empresa mixta	293
IX.	CAPITULO	294
	MANTENIMIENTO Y REGLAS DE USO DE LAS PISTAS DE HIELO ARTIFICIAL.	294
9.1	Normas y reglas de mantenimiento de la planta.	294
9.2	Normas y reglas sobre las diversas actividades a desarrollarse.	297
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	299
	APENDICES	302
	BIBLIOGRAFIA	318

INDICE DE FIGURAS

Nº		Pág.
1.1	Esquema de la pista para hockey sobre hielo	29
1.2	Disco para hockey sobre hielo	31
1.3	Palo de hockey sobre hielo	32
1.4	Partido de hockey sobre hielo	32
1.5	Esquema de una cancha para curling	33
1.6	Detalle A, de la Figura 1.5	34
1.7	Posición del pie	35
1.8	Piedra del curling	36
1.9	Canchas de curling	36
1.10	Pista al aire libre	41
1.11	Pista cubierta	44
2.1	Piso de arena	50
2.2	Construcción de un piso de arena	51
2.3	Piso de concreto	52
2.4	Disposición de los tubos	54
2.5	Detalle A, de la Fig. 2.4	55
2.6	Retorno directo	56
2.7	Retorno invertido	56
2.8	Detalle B, de la Fig. 2.7	57
3.1	Esquema del piso de concreto en una pista de hielo.	63
3.2	Colocación de tuberías	65

Nº		Pág.
3.3	Fijación de las tuberías	66
3.4	Vista superior de los tubos	67
3.5	Hormigón encima de los tubos	67
3.6	Arranque de máquinas	68
3.7	Rociada de agua	69
3.8	Construcción del tipo arco, para una pista de hielo.	71
3.9	Posición óptima dada por los vientos	73
3.10	Posición óptima para evitar la radiación .	73
3.11	Vista superior de la vegetación	74
3.12	Vista frontal de la vegetación	74
4.1	Diagrama de flujo normal	80
4.2	Gráfico Presión-entalpía	80
4.3	Diferencia entre el ciclo real y el teórico	82
4.4	Ciclo a dos etapas	83
4.5	Ciclo de tres etapas	86
4.6	Diagrama básico del sistema de refrigeración directa.	90
4.7	Diagrama básico del sistema de refrigeración indirecta.	92
4.8	% de concentración de soluto en la mezcla..	97
4.9	% de glicol etilénico en la mezcla	100
5.1	Convección aire-hielo	105
5.2	Efecto de la velocidad del viento sobre el coeficiente de convección en pistas de hielo.	107
5.3	Efecto de la humedad relativa en la transfe	

Nº		Pág.
	rencia de calor del aire a la superficie de hielo.	108
5.4	Radiación entre 2 placas paralelas (hielo y techo).	110
5.5	Efectos de la radiación emitida	111
5.6	Techo para contrarrestar la radiación	114
5.7	Rozamiento de los patines	121
5.8	Coeficiente de deslizamiento como una función de la temperatura de la superficie de hielo.	123
5.9	Congelación del agua	126
5.10	Parte del piso encima de los tubos	130
5.11	Parte del piso debajo de los tubos	132
5.12	Efecto de la variación de la temperatura de evaporación en la capacidad del compresor, dado una temperatura constante de condensación de 40°C.	135
6.1	Temperaturas del glicol etilénico	141
6.2	Temperatura de evaporación ideal	141
6.3	Temperatura de condensación ideal	143
6.4	Esquema real del ciclo de refrigeración ..	147
6.5	Eficiencia volumétrica en función de la tasa de compresión.	156
6.6	Acople directo motor-compresor	162
6.7	Conexión triángulo	170
6.8	Conexión estrella	170
6.9	Enfriador del tipo inundado	172

Nº		Pág.
6.10	Enfriador de expansión directa	173
6.11	Evaporador real y su diagrama de temperaturas.	180
6.12	Relación de Re_{max} con el factor de Colburn f	184
6.13	Condensador real y su diagrama de temperaturas.	205
6.14	Diagrama de temperaturas real en la zona de condensación.	209
6.15	Esquema de los tubos del condensador	213
6.16	Diagrama de temperaturas real en la zona de desrecalentamiento.	217
6.17	Tubos del condensador dispuestos en línea .	219
6.18	Corte esquemático de los tubos dentro de la pista.	227
6.19	Instalación del agua de enfriamiento	250
6.20	Circulación del glicol etilénico.	251
6.21	Aislamiento de tuberías de R22	254
7.1	Esquema de la válvula de expansión termostática.	270
7.2	Diagrama de fuerzas que actúan sobre la válvula de expansión termostática.	271

INDICE DE TABLAS

Nº	Pág.
I. Valores reales de temperatura y entalpía en los puntos más importantes de la Figura 6.4.	146
II. Rangos adecuados de volúmenes a desplazar para los varios tipos de compresores.	150
III. Clasificación NEMA de los motores eléctricos.	165
IV. Clasificación general de enfriadores de líquidos.	171
V. Constantes A y B de las fórmulas 6.17 y 6.18 para el R22.	187
VI. Determinación de α_r y K, asumiendo valores de T_t	215
VII. Costos de terreno y construcción civil ...	280
VIII. Costos de equipo de refrigeración e instalación eléctrica.	281
IX. Costos de personal y mantenimiento	285
X. Ingresos de un escenario ya construido ...	289
XI. Ingresos de empresa privada	292

INDICE DE FORMULAS

Nº		Pág.
4.1	Relación de compresión	80
4.2	Presión intermedia en ciclo a 2 etapas	84
5.1	Transferencia de calor por convección	106
5.2	Descomposición de la radiación emitida ...	111
5.3	Transferencia de calor por radiación para cuerpos grises.	112
5.4	Ecuación 5.3 simplificada	112
5.5	Factor de forma de cuerpo gris	113
5.6	Transferencia de calor por condensación y solidificación.	118
5.7	Masa de hielo evaporada	119
5.8	Transferencia de calor por fricción de los patinadores.	122
5.9	Calor total de enfriamiento y congelación del agua.	127
5.10	Calor total en función de resistencias tér- micas.	131
6.1	Caudal másico de refrigerante	150
6.2	Caudal volumétrico real del refrigerante .	151
6.3	Potencia teórica de cada compresor	153
6.4	Potencia frigorífica específica de cada com- presor.	154
6.5	Caudal volumétrico teórico de refrigerante en función de la eficiencia volumétrica. .	157

Nº	Pág.
6.6 Caudal volumétrico teórico de refrigerante en función del número de cilindros y su tamaño.	157
6.7 Velocidad sincrona	162
6.8 Deslizamiento	163
6.9 Potencia de cada motor eléctrico	166
6.10 Balance térmico del glicol etilénico	176
6.11 Balance térmico de un intercambiador de calor para determinar el área de transferencia de calor.	179
6.12 Coeficiente global de transferencia de calor para un enfriador.	180
6.13 Máximo caudal másico por unidad de área ..	181
6.14 Número de Reynolds máximo	182
6.15 Factor de Colburn	183
6.16 Número de Prandtl	185
6.17 Coeficiente de convección de película del lado del refrigerante.	186
6.18 Coeficiente de convección de película del lado del refrigerante.	186
6.19 Caudal másico por unidad de área	187
6.20 Area efectiva de transferencia de calor ..	191
6.21 Balance térmico entre el glicol etilénico y el R22 en el enfriador.....	192
6.22 Temperatura exterior de los tubos	192
6.23 Coeficiente de by-pass de temperaturas ...	193
6.24 Potencia calorífica rechazada en el condensador.	202

Nº		Pág.
6.25	Balance térmico del agua en el condensador	203
6.26	Caudal volumétrico de agua	204
6.27	Calores rechazados en el condensador	205
6.28	Calor latente de licuefacción	206
6.29	Calor latente de licuefacción	206
6.30	Coeficiente global de transferencia de calor para un condensador.	210
6.31	Coeficiente de transferencia de calor de película, lado del agua en el interior de los tubos.	210
6.32	Coeficiente de transferencia de calor de película, lado del refrigerante en el exterior de los tubos en la zona de licuefacción. .	212
6.33	Balance térmico entre el agua y el refrigerante en el condensador.	214
6.34	Coeficiente de transferencia de calor de película, lado del refrigerante en el exterior de los tubos en la zona de desrecalentamiento.	220
6.35	Toneladas de refrigeración para la torre de enfriamiento.	224
6.36	Diámetro interior del tubo	228
6.37	Coeficiente de pérdidas por fricción	229
6.38	Pérdida de carga debida a la fricción	230
6.39	Caída de presión	234
6.40	Factor de resistencia	235

Nº		Pág.
6.41	Caída de presión del agua dentro del intercambiador de calor en el interior de los <u>t</u> ubos.	238
6.42	Número de Nusselt para convección libre alre <u>d</u> edor de cilindros.	255
6.43	Número de Grashof	256
6.44	Número de Nusselt para flujo turbulento den <u>t</u> ro de tubos horizontales.	258
6.45	Calor transmitido por longitud de tuberías .	259

LISTA DE ABREVIATURAS

Letras Mayúsculas:

A	=	Area; aproximación al bulbo húmedo
BHP _t	=	Potencia del motor eléctrico
BTU	=	Unidad térmica Británica
C	=	Centígrado
De	=	Diámetro exterior
Di	=	Diámetro interior
E	=	Este geográfico
En	=	Poder de emisión de cuerpo negro
F	=	Fahrenheit
Fig.	=	Figura
G	=	Flujo o caudal másico
GPM	=	Galones por minuto
G _r	=	Número de Grashof
GRAF.	=	Gráfico
HP	=	Caballo de fuerza
K	=	Coefficiente global de transferencia de calor; Kelvin.
Kcal	=	Kilocalorías
Kg	=	Kilogramos
Kw	=	Kilovatio

XXIII

L	=	Carrera del pistón
Ln	=	Logaritmo natural
N	=	Norte geográfico; Número de personas; velocidad de rotación; Número total de tubos.
NE	=	Noreste geográfico
N _t	=	Número de hileras transversales
N _u	=	Número de Nusselt
O	=	Oeste geográfico
P	=	Presión; Número de pasos; Peso; Potencia; Número de polos; Peso específico.
P _r	=	Número de Prandtl
Q	=	Calor transmitido; carga frigorífica
R	=	Resistencia térmica
Re	=	Número de Reynolds
Ref.	=	Referencia
S	=	Separación; sur geográfico; deslizamiento
S _l	=	Paso longitudinal
S _t	=	Paso transversal
T	=	Temperatura
TON	=	Toneladas de refrigeración
V	=	Volumen; velocidad lineal del pistón; caudal volumétrico; voltio.
Z	=	Número de cilindros

Letras Minúsculas:

c	=	Calor específico
---	---	------------------

XXIV

cm	=	centímetro
c_p	=	Calor específico a presión constante
e	=	Espesor
f	=	Función, frecuencia
f'	=	Factor de resistencia
g	=	Aceleración de la gravedad
h	=	Altura total; cabezal
h_f	=	Pérdida de carga debida a la fricción
h_{fg}	=	Calor latente de fusión
h_{sg}	=	Calor latente de sublimación
hr	=	Hora
j	=	Factor de Colburn
k	=	Rugosidad absoluta
log	=	Logaritmo de base 10
lb	=	libra
m	=	Masa; caudal másico; metro
mg	=	Miligramo
mm	=	Milímetro
pg	=	Pulgadas
r	=	Relación de compresión; Recalentamiento; Factor de incrustaciones; radio.
s	=	Subenfriamiento
seg	=	Segundo
v	=	Volumen específico; velocidad
x	=	Coeficiente de by-pass entre la temperatura exterior del tubo y las temperaturas del líquido incongelable a la entrada y salida del enfriador.

Letras Griegas:

α	=	Coeficiente de convección o película; absorción
β	=	Coeficiente de dilatación
Δp	=	Caída de presión
Δt	=	Diferencias de temperatura; salto térmico
Δt_m	=	Media logarítmica de diferencia de temperaturas
η_i	=	Rendimiento indicado
η_m	=	Rendimiento mecánico
η_v	=	Rendimiento volumétrico
λ	=	Coeficiente de conducción térmica; coeficiente de pérdidas por fricción.
μ	=	Viscosidad dinámica; Coeficiente de fricción por rozamiento.
ν	=	Viscosidad cinemática
ρ	=	Densidad; Peso específico; reflexión
τ	=	Transmisión
Θ	=	Factor de forma de cuerpo gris
ϵ	=	Emisividad
ξ	=	Coeficiente de pérdidas
π	=	Constante que equivale a 3,1416

INTRODUCCION

La ciudad de Guayaquil es la más populosa del Ecuador, con aproximadamente 2'000.000 de habitantes, y no cuenta hasta el momento con una Pista de Hielo Artificial, en la cual se podrían desarrollar ciertas actividades de índole social, recreativas y deportivas.

La producción de frío a través de las máquinas frigoríficas, es de vital importancia en el quehacer diario de la vida, tales como conservación de alimentos, acondicionamiento de aire, etc., pero así como las personas trabajan, psicológicamente requieren de momentos de esparcimiento, y para dicho efecto una de las maneras de lograrlo es a través de este tipo de proyectos.

El deporte es Cultura, es Salud une a los pueblos y más aún sabemos que Guayaquil se ve amenazada por el auge delictivo y de corrupción, causados especialmente por falta de empleo o infraestructura deportiva; de ahí la necesidad de tratar de aliviar en algo el problema, construyendo una pista de hielo artificial, que vendría a sumarse conjuntamente con el Estadio Modelo Guayaquil, el Coliseo y otros más, en los sitios de mayor esparcimiento y diversión para esta Ciudad.

En una pista de hielo artificial, las principales actividades que pueden desarrollarse son: El Hockey sobre Hielo y el Patinaje Público. Además se podrían presentar espectáculos y variedades que serían de agrado para el público.

CAPITULO I

TIPOS DE PISTAS SEGUN SU USO Y SU UBICACION

.1 SEGUN SU USO.-

Las actividades principales que se pueden desarrollar en una pista de hielo son:

- Hockey sobre hielo
- Curling*
- Revista sobre hielo y patinaje artístico
- Patinaje público
- Salas y auditorios

Existe otra aplicación como es la de patinaje de velocidad, la cual es practicada en menor escala. Todas ellas son semejantes en construcción, pero cada una de las actividades a desarrollarse difieren la una de la otra básicamente en sus dimensiones y la temperatura a la cual debe mantenerse la superficie de hielo (Ver Capítulo IX).

*Curling, es una palabra inglesa, que significa ensorti-
jamiento o remolino.*

1.1.1 Hockey sobre hielo.-

En los años recientes, el hockey sobre hielo, es sin duda la actividad que tiende a incrementar más el número de pistas de hielo. Las dimensiones de la superficie y su forma se encuentran explicadas en la Figura 1.1.

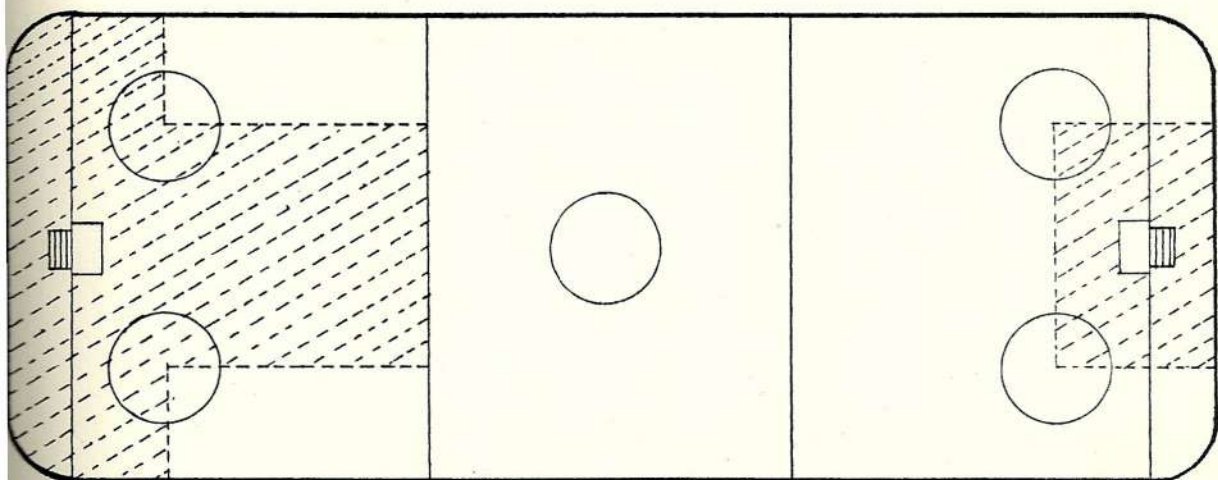


FIGURA 1.1. ESQUEMA DE LA PISTA PARA HOCKEY SOBRE HIELO.

El área mínima es de 26 x 56 m. y la máxima de 30 x 60 m., con radios en las esquinas de 1 y 3 m., para cada área respectivamente. La superficie está formada por 5 círculos de 3 m., de radio cada uno y 3 zonas a intervalos de 18 m conocidas (en términos de los profesionales de hockey) como zonas: defensiva,

neutral y de ataque. El arco o meta de gol tiene medidas de 1.83 m. de ancho y 1.22 m. de alto. En la Figura 1.1, la zona rayada más pequeña (a la derecha) es privilegio para los arqueros y en la zona rayada más grande (a la izquierda), no se deben cometer infracciones, ya que son penalizadas.

El campo de juego debe ir cercado con muros de madera de 1.20m. de altura, para evitar que los jugadores salgan de la cancha debido a la velocidad con que se juega.

Los equipos modernos de hockey sobre hielo consisten de 6 jugadores, 5 de los cuales cubren virtualmente todas las posiciones de la cancha y se esfuerzan por anotar el gol, o prevenir que los oponentes lleguen a él. El sexto jugador es el arquero.

Los jugadores mueven un disco pequeño de goma dura o sintética, cuyas dimensiones se ven en la Fig. 1.2, y el objetivo del juego consiste en meter el disco en el arco.

Para mover el disco se usa un palo de madera, que tiene una longitud mínima de 375 mm (pu-

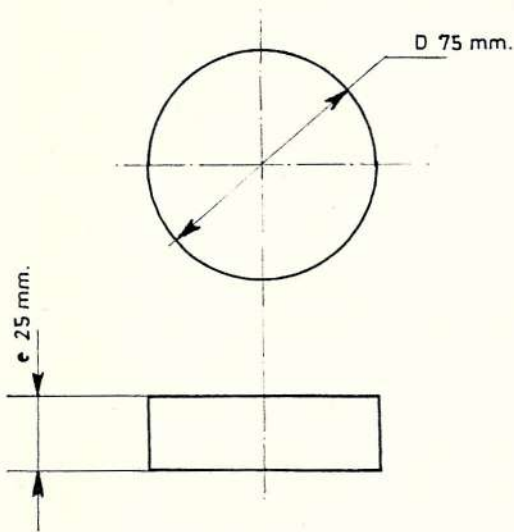


FIGURA 1.2. DISCO PARA HOCKEY SOBRE HIELO

diendo ser mayor de acuerdo al tamaño del jugador). En la Fig. 1.3, lo podemos apreciar y en él se distinguen:

- El mango (1) donde lo agarra el jugador
- El palo propiamente (2) que es de sección circular pequeña, aproximadamente 30 mm.
- El pie (3) que es de forma achatada, de 75 mm. de ancho como máximo para los jugadores y para el arquero puede ser hasta 90 mm.

Las botas de hockey, al igual que para otras actividades llevan dos hojas de acero cada una en su parte inferior, para que favorezca la velocidad y el movimiento rápido. En la Fig. 1.4, se muestra un partido de hockey so

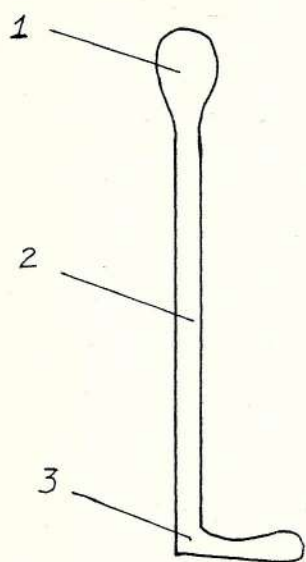


FIGURA 1.3. PALO DE HOCKEY SOBRE HIELO



FIGURA 1.4. PARTIDO DE HOCKEY SOBRE HIELO

bre hielo.

La pista es diseñada para mantener a 34 personas dentro de la cancha (jugadores, árbitros, entrenadores y suplentes).

1.1.2 Curling.-

Curling (palabra inglesa), es otra de las actividades que se pueden desarrollar en una pista de hielo. Este es un deporte que tuvo su origen en Escocia y es parecido al juego de bolos.

Las formas y dimensiones se pueden apreciar en la Fig. 1.5

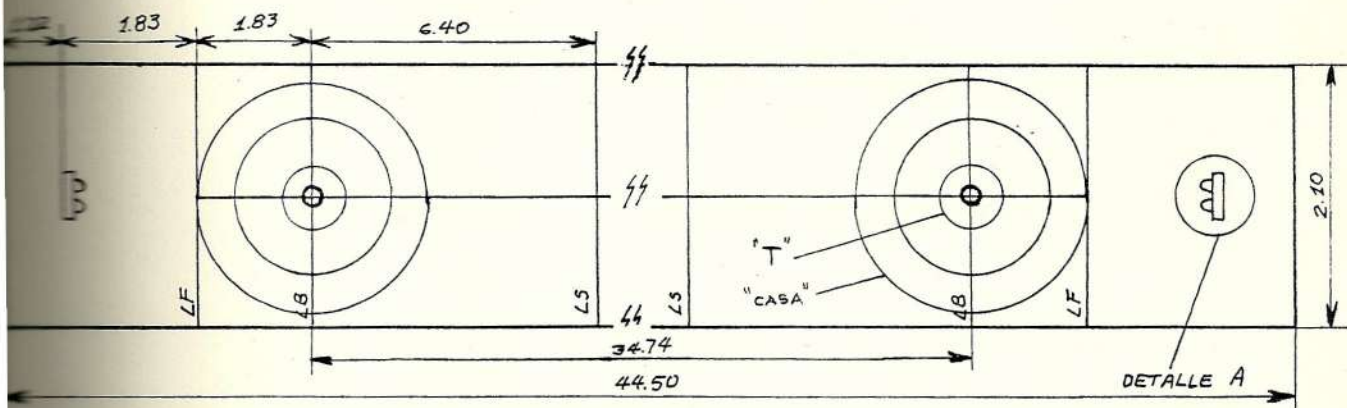


FIGURA 1.5. ESQUEMA DE UNA CANCHA PARA CURLING.

Esta cancha posee a cada extremo, 4 círculos

concéntricos con radios de 0.13, 0.61, 1.22 y 1.83 m., estos son inducidos según un centro llamado "T" y todos forman "la casa". Consta de 3 líneas a cada extremo llamadas: línea sucia (LS), línea de barrido (LB), y línea final (LF). A 3.66 m., de cada línea de barrido es colocado el posicionador para el pie (ver detalle A), desde el cual los jugadores liberan la piedra.

Las medidas normalizadas del posicionador para el pie se pueden apreciar mejor en la Fig. 1.6.

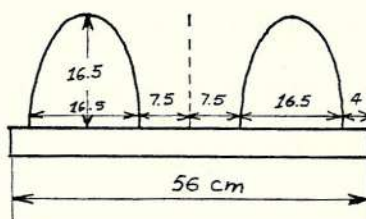


FIGURA 1.6. DETALLE A, DE LA FIG. 1.5

En la Figura 1.7, se aprecia en forma clara como se coloca el pie de la persona que va a lanzar la piedra.

Aunque la pista de curling es de 44.5 m., la

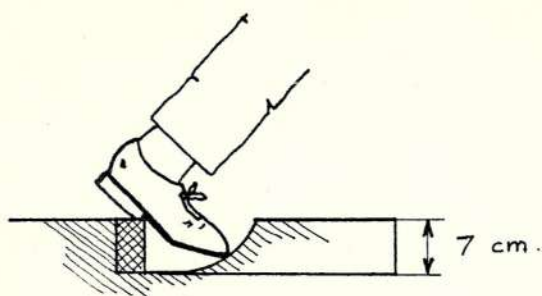


FIGURA 1.7. POSICION DEL PIE

longitud verdadera de juego es de 38.4 m, que corresponde a la distancia desde el asidero para el pie hasta la "T" ubicada al otro extremo.

El curling es jugado entre dos equipos de 4 jugadores cada uno, y cada jugador usa dos piedras. El juego consiste en barrer el hielo para lograr un deslizamiento propio de la piedra, dándole un giro de izquierda a derecha o viceversa. Debido a este barrido, el hielo se derrite ligeramente dando así habilidad y excitación a la piedra. El control de la temperatura del hielo es muy importante.

La piedra o disco del curling, se hace de un tamaño que toma como base su peso, siendo esta manejada por una especie de escoba (barredor mecánico). El diámetro máximo del disco es el que se muestra en la Fig. 1.8 y para

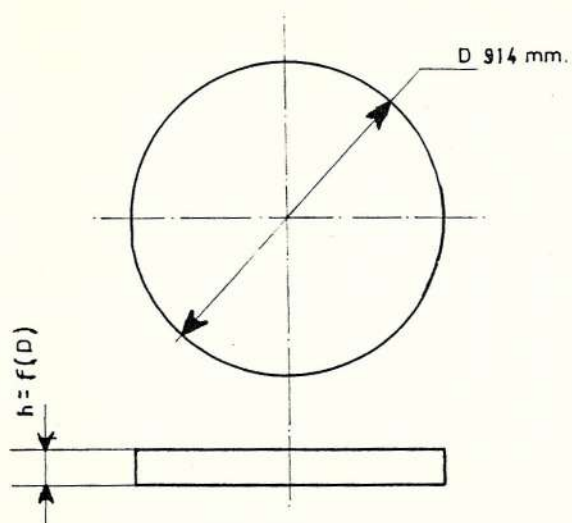


FIGURA 1.8. PIEDRA DEL CURLING

ella el peso máximo es de 20 Kg. Es de anotar que la altura "h" no debe ser mayor de la octava parte de su diámetro.



FIGURA 1.9. CANCHAS DE CURLING

Para una mejor comprensión se muestra la Fig. 1.9, en la que se observa varias canchas de curling.

Es de anotar que debido a sus medidas, en una pista que haya sido diseñada para hockey sobre hielo, se pueden colocar 4 a 5 canchas de curling, en caso de que la anterior no esté en funcionamiento.

1.1.3 Revistas sobre hielo y patinaje artístico.-

Estas actividades requieren patines especiales, las botas son más altas y los cordones deben estar ajustados convenientemente. En cuanto a las hojas del patín estas son más cortas que las usadas por los patinadores de hockey o de velocidad y también deben tener mayor curva o protección por los diversos tipos de rutinas a realizar.

En las competencias de patinaje artístico para cada patinador se requieren 6 rutinas normales de las 41 que existen y son tomadas a la suerte. Además debe efectuar algunas figuras durante 5 minutos de patinaje libre, con

música, en la cual el patinador puede embellecer cualquiera de las figuras básicas (giros, saltos y pasos de bailes). Las competencias de patinaje artístico, también incluyen patinajes en parejas y entre 4, en estilo libre. En las revistas sobre hielo se presentan grupos de teatros que desarrollan bailes, dramas, comedias, etc.

1.1.4 Patinaje público.-

Esta actividad es sin duda la de mayor aplicación y la realizan comúnmente los patinadores no profesionales.

En estas pistas se permite por cada patinador un área aproximada de 4 m^2 . Es decir, que si una pista ha sido diseñada para hockey (30 x 60m) en ellas se permitiría hasta 450 personas al mismo tiempo dentro de la pista. Esto es para un mejor desenvolvimiento de los patinadores, ya que como no son profesionales se evitaría con esto los continuos choques entre ellos.

A más de esta razón expuesta, este límite de

personas dentro de la pista, es debido a que producirían mayor aporte de calor, que la máquina frigorífica tendría que compensar, lo que empeora el desenvolvimiento normal de la máquinas y de la misma pista de hielo.

1.1.5 Salas y auditorios.-

En el Continente Europeo se acostumbra construir inmensas pistas de hielo en los Castillos y Palacios lujosísimos, pero actualmente ya no se los encuentra porque resultaría muy elevado el costo de mantenimiento. En los Estados Unidos de América en muchos de sus modernos edificios se cuenta con Salas y Auditorios que son muy usados como sitios de conferencias, agasajos, convenciones, etc., ya que le dan una mayor estética al sitio de reunión.

Como se ha visto, en realidad la una de la otra aplicación difiere muy poco o casi nada en lo que al diseño de la pista se refiere. El área por supuesto depende del número de personas que generalmente suelen reunirse.

SEGUN SU UBICACION.-

Según la ubicación geográfica de los distintos lugares de la tierra, la radiación solar y las lluvias, hacen que los valores de temperaturas y humedad relativa, varíen de un lugar a otro. Por lo tanto, habrá lugares que por sus condiciones climáticas favorezca o no, al diseño y mantenimiento de las pistas de hielo.

En base a esto y tomando en consideración el diseño exterior, tenemos la siguiente clasificación de pistas:

- Pistas al aire libre
- Pistas cubiertas

Es de anotar que en ambas se podrían desarrollar cualquiera de las actividades dadas anteriormente (hockey sobre hielo, patinaje público, etc.), con relativa normalidad de acuerdo al diseño.

1.2.1 Pistas al aire libre.

En las pistas al aire libre (Ver Fig.1.10), como su nombre mismo lo indica, no van cubiertas, lo que hace que su construcción sea mucho más barata que las pistas cubiertas

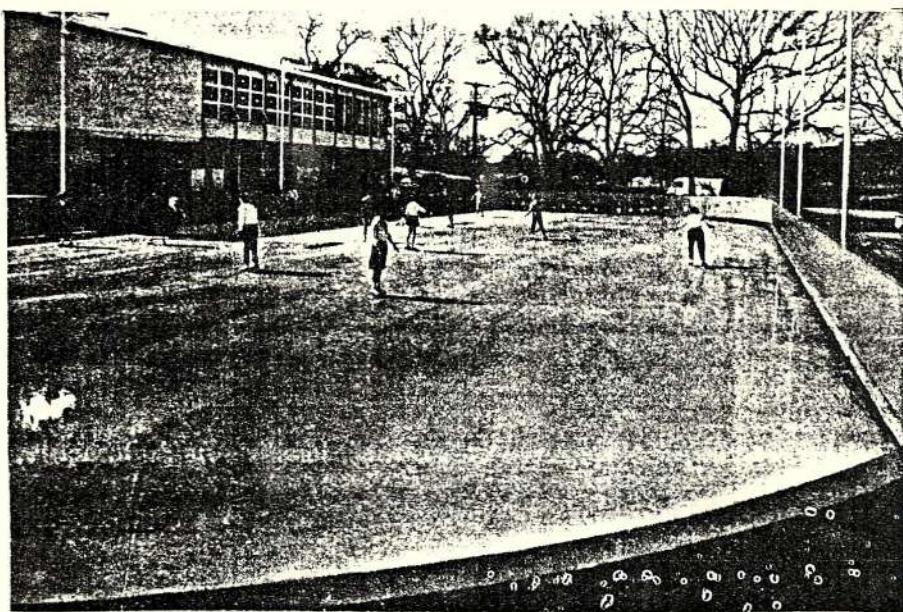


FIGURA 1.10. PISTA AL AIRE LIBRE

Este tipo solo podría darse en lugares fríos que posean la ventaja de tener bajas temperaturas ambientales, ya que como veremos en el siguiente capítulo, la temperatura de bulbo seco alrededor de la pista no debe ser mayor de 18°C .

Dentro de este tipo, hay pistas naturales y las pistas artificiales. Las naturales se forman en la época de invierno, al congelarse los lagos en lugares en los que la temperatura llega a ser inferior de 0°C , por lo tanto no necesitan equipo de refrigeración, pero se deshiela una vez que la temperatura del ambiente aumenta nuevamente y solo puede

ser usada en las temporadas de invierno de estos lugares que presentan esta particularidad.

Las pistas artificiales, se las podría construir en lugares fríos, en los que no necesariamente la temperatura llegue a ser menor a 0°C, pero ya se necesita el equipo de refrigeración para formar el piso de hielo y las bajas temperaturas del ambiente favorecerá al normal desenvolvimiento de la pista.

Conviene diferenciar entre este tipo y las pistas cerradas en los siguientes factores:

- Económicos
- De diseño
- De seguridad

Por ser al aire libre no necesitan de la construcción de un edificio exterior para protegerlas, lo que ahorraría dinero. En lo que respecta al diseño, en el cálculo de los aportes caloríficos que la máquina deberá compensar, se añaden los de radiación solar y congelación del agua de lluvia, a más de los consi

derados en las pistas cubiertas. También hay que considerar un factor de seguridad, ya que las condiciones climáticas son variables según la época del año y las horas del día. Durante la noche se produce una cesión de calor por radiación. Como son pistas al aire libre, las condiciones de seguridad no prevalecen mucho, por lo que se puede usar cualquier tipo de refrigerante.

Por lo general estas pistas, existen como parques recreativos en los lugares fríos.

1.2.2 Pistas cubiertas.-

Como son pistas cubiertas, no es necesario que estén ubicadas en lugares fríos, ya que con una buena disposición del aire a enfriar y del aislamiento usado en la construcción, se conseguirá impedir en gran parte las radiaciones solares, especialmente si están ubicadas en zonas cálidas.

Los gastos de construcción del edificio encarece mucho la obra, especialmente en zonas templadas, donde incluso hay que disponer de una unidad de acondicionamiento de aire para

poder mantener a la pista en buenas condiciones de funcionamiento.

Los criterios de seguridad son de vital importancia, ya que como son pistas cerradas, no se deben usar refrigerantes tóxicos que podrían causar serias consecuencias a las personas que utilicen estas pistas.

Este sistema de construcción es el más usado, incluso en los lugares fríos se cubre totalmente la pista, para poder montar sendos coliseos de tal forma que puedan entrar en él, un gran número de espectadores.

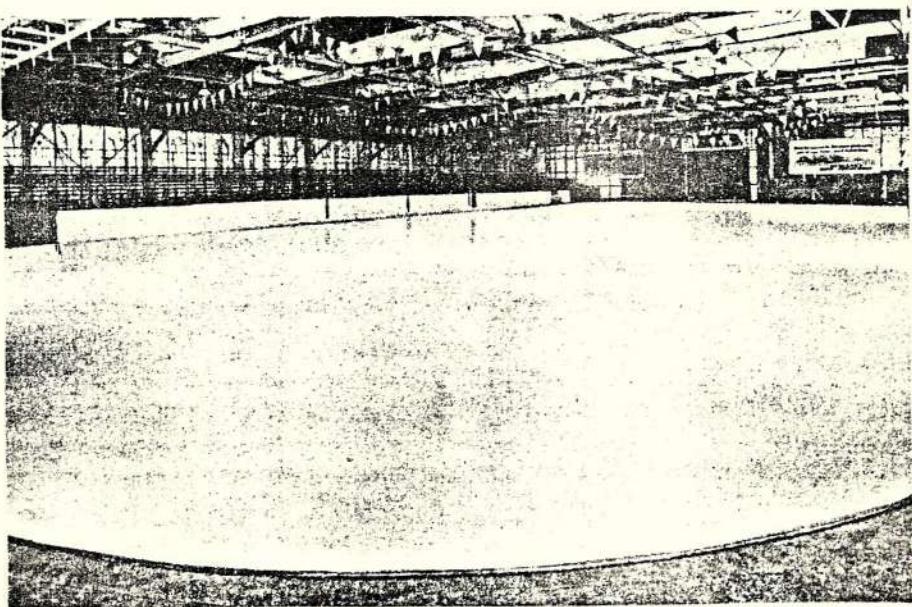


FIGURA 1.11. PISTA CUBIERTA

CAPITULO II

PARAMETROS DE BASE QUE INFLUYEN EN EL CALCULO Y DISEÑO DE LA CONSTRUCCION

2.1 VARIACION DE LA TEMPERATURA EXTERIOR DE GUAYAQUIL.-

Los datos proporcionados por cortesía de DELTA DELFINI CIA. LTDA., de los valores promedios de temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y humedad relativa para la ciudad de Guayaquil, se encuentran en el apéndice A-1.

Según estos valores notamos que, la ciudad de Guayaquil, lugar donde vamos a ubicar nuestro proyecto, posee temperaturas elevadas, además de altos valores de humedad relativa, los cuales no son convenientes para una pista de hielo, debido a los graves problemas de convección, radiación y excesivo calor latente, que provocarían un continuo deshielo de la pista y la formación de una capa de niebla encima del piso, ocasionando incomodidad y peligro para los patinadores.

Es por esto que para el diseño de nuestro proyecto,

inevitablemente debemos contar con una unidad de acondicionamiento de aire colocada en el techo, la cual mantenga una temperatura que no sobrepase los 18°C y que la humedad relativa sea mantenida entre 60 y 90%.

Por motivos de mayor complejidad para nuestro proyecto nos limitaremos al cálculo de la máquina frigorífica, para hacer y mantener la pista de hielo, asumiendo que ya poseemos la unidad de acondicionamiento de aire, que nos mantiene el local a 10°C de bulbo seco y 70% de humedad relativa. La experiencia ha demostrado que estas condiciones son las mejores para un funcionamiento perfecto de la pista de hielo.

Para una mejor apreciación en el gráfico B-1, mostramos una carta psicrométrica en la que se observan 3 zonas distintas: en la zona 1, son las condiciones del aire en Guayaquil, la zona 2, son las de confort en acondicionamiento de aire y la zona 3, las condiciones a las cuales debería estar el aire en el interior de una pista de hielo.

El cálculo de la unidad de acondicionamiento de aire para una pista de hielo que va a ser instalada en un

sitio de clima cálido como Guayaquil, podría ser otro tema de Tesis de Grado.

2.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA PISTA.-

El área de hielo a usarse, es un factor importante en el diseño de una pista de patinaje, ya que el área es directamente proporcional a las cargas caloríficas que se deben igualar por parte de la unidad de refrigeración, por lo tanto, a mayor área, mayor será la capacidad de la máquina frigorífica que deberá emplearse. Además que representa mayores gastos en lo que se refiere a los materiales de construcción civil que se van a emplear, tales como: tuberías, arena, aislamiento, etc., así como también mayor consumo de agua.

Para efecto del cálculo de la carga frigorífica optaremos por escoger un piso de dimensiones de 26 x 56 m, por dos razones fundamentales:

- a) Estas son las dimensiones reglamentarias para el hockey sobre hielo, que es el más aceptado popularmente.
- b) Con estas dimensiones, se pueden desarrollar per

fectamente las otras actividades como son el Curling, Patinaje Público y Patinaje Artístico.

2.3 UBICACION DE LA PISTA.-

La pista de hielo por ser una obra de gran costo, se hace necesario analizar bien el lugar donde va a ser instalada.

A nuestro juicio, sería una zona de Guayaquil, que cumpla con los siguientes requisitos:

- Vías de acceso
- Cercano a barrios residenciales
- Masiva afluencia de vehículos
- Probabilidad de crecimiento futuro

Con estos factores a analizar, escojo como el lugar más apropiado, el norte de la ciudad y veremos que cumple con estos requisitos de la mejor manera.

El norte de la ciudad tiene bastantes vías de acceso, tales como la Avenida Juan Tanca Marengo, Avenida de las Américas, etc., que comunican al norte de Guayaquil con el resto de la ciudad. Además se están construyendo nuevos desviadores de tráfico (pa-

sos a desnivel) en este sector, lo que hace como el sitio más apropiado para ubicar nuestro proyecto.

Aquí se encuentran algunos barrios residenciales de Guayaquil, considerados los mejores por su infraestructura, belleza, organización, gente, etc., como son: Urdesa, Kennedy, Miraflores, La Alborada, etc., que por estar todos ellos al norte de la Ciudad, da rían facilidad a las personas para su rápida movilización.

En este sector de la Ciudad, encontramos el Terminal Terrestre y el Aeropuerto Simón Bolívar, por lo tan to, hay mayor afluencia de vehículos, lo que trae consigo mayor probabilidad de que las personas que llegan a nuestra Ciudad, tanto del exterior como del interior del País, concurren a la pista de hielo.

Guayaquil, tiende a expandirse más por el Norte que por otro sector, prueba de ello son las nuevas Ciudadelas, tales como La Garzota, Los Samanes, las nue vas etapas de La Alborada, etc.

Por todo lo analizado anteriormente y debido a que este sector de la Ciudad, cuenta con todos los servi cios indispensables como son: Agua, Luz y Teléfono,

nos damos cuenta que este lugar sería el más apropiado para construir nuestra pista de hielo.

2.4 ARQUITECTURA DE LA PISTA.-

Dentro de la arquitectura de la pista misma, cabe mencionar las dimensiones y la forma del piso. Las dimensiones a usar ya fueron analizadas en la sección 2.2.

Las formas o diseño del piso va a depender de tres factores fundamentales como son: Económicos, condiciones climáticas y uso que se le va a dar.

Debido a estos factores, existen dos formas básicas de hacer el piso:

- Piso de Arena
- Piso de concreto

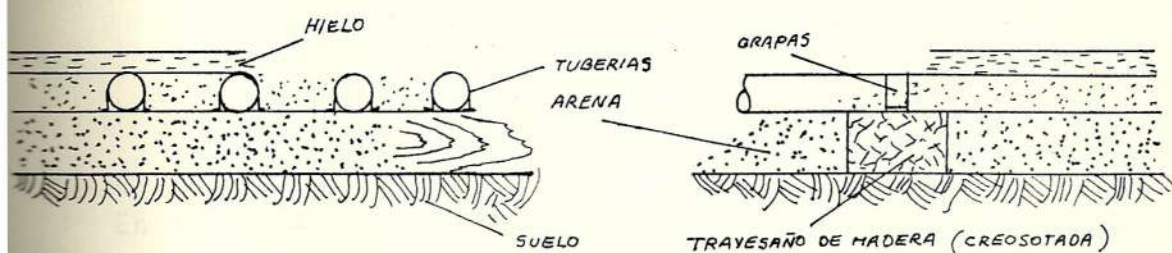


FIGURA 2.1.- PISO DE ARENA

PISO DE ARENA:

El piso de arena (Ver Fig. 2.1) es el más económico y son generalmente usados en pistas exteriores para un solo propósito, esto es patinaje sobre hielo, ya que como son contruidos de arena, una vez que ha terminado la temporada de patinaje, se procede al deshielo y la arena vuelve a su estado normal, por lo que ya no se puede desarrollar ninguna otra actividad.

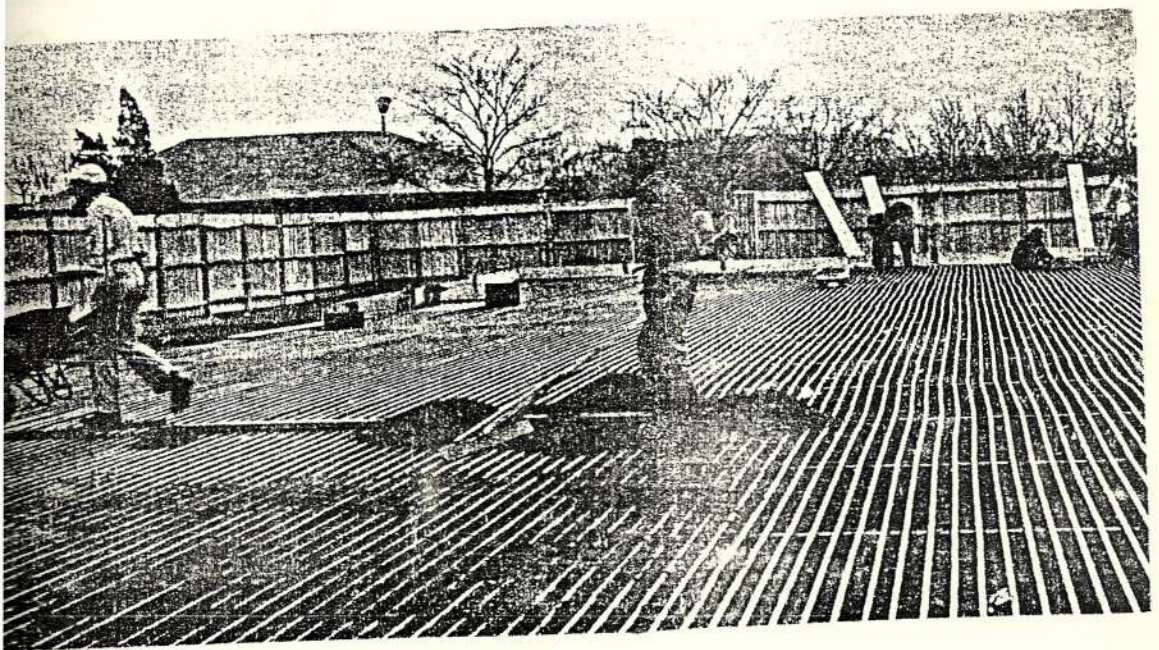


FIGURA 2.2.- CONSTRUCCION DE UN PISO DE ARENA

En la Figura 2.2, se observan varios trabajadores rellenondo arena alrededor de una serie de tubos por

donde circulará el fluido refrigerante. Podemos apreciar de las dos figuras, que el nivel de la arena, es justamente el nivel superior de los tubos, los cuales están soportados por travesaños de madera creosotada (para evitar que se pudra por la humedad) a intervalos regulares de acuerdo al peso a que va a estar sometido.

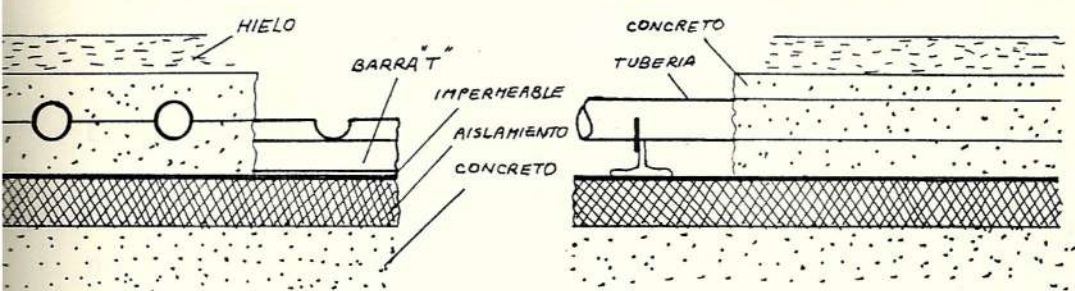


FIGURA 2.3.- PISO DE CONCRETO

PISO DE CONCRETO:

Un esquema básico de un piso de concreto, se muestra en la Figura 2.3, este es el más caro, pero también el más usado, ya que sirven para múltiples propósitos. Si la temporada de patinaje sobre hielo se termina, se procede al deshielo de la pista y el concreto ya formado que se encontraba debajo de la capa de hielo, puede ser usado como cancha de Tennis, Circos,

Bailes, Patinaje sobre ruedas, etc.

Para nuestro proyecto usaremos este tipo, que aunque es más caro, pero presenta las siguientes ventajas:

- Es más confortable y seguro
- Mayor durabilidad
- Se puede usar para múltiples propósitos
- Se adapta mejor a pistas interiores

Es de anotar que este piso es de mayor dificultad que el anterior al construirlo y debido a que el normal desenvolvimiento de la pista no solo depende del equipo de refrigeración, sino también de la nivelación del piso. Es conveniente por lo tanto, entregarle la obra a verdaderos profesionales. En el capítulo siguiente se detalla más la construcción civil por su importancia.

Según se puede observar en ambos esquemas, por los tubos va a circular el fluido refrigerante a bajas temperaturas, que producirá el congelamiento del piso.

Otras consideraciones importantes y que cabe mencio-

nar son acerca de la disposición de los tubos y el sistema de alimentación.

DISPOSICION DE LOS TUBOS DENTRO DE LA PISTA:-

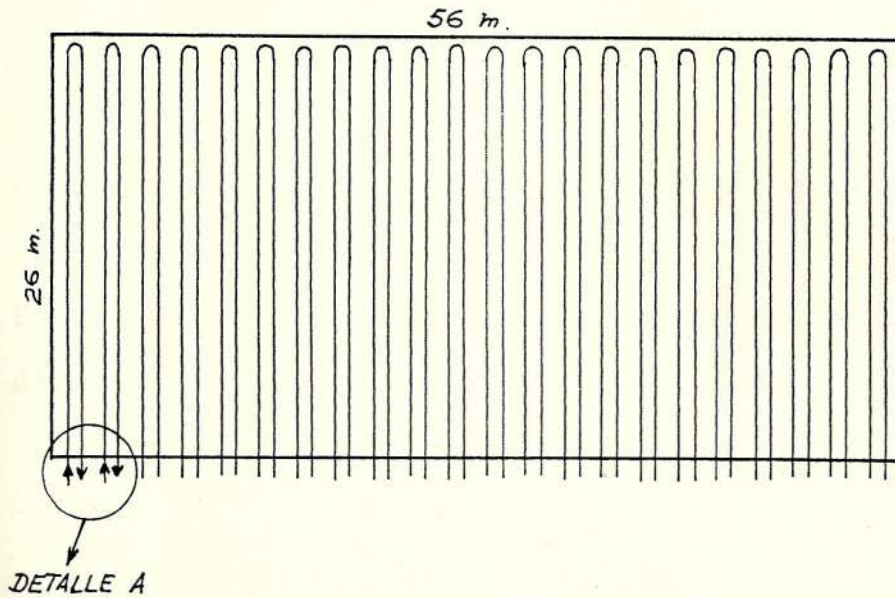


FIGURA 2.4.- DISPOSICION DE LOS TUBOS

Para producir el congelamiento del piso, se disponen una serie de tuberías según se ve en la Figura 2.4, con esta disposición se consigue que las caídas de presiones sean bajas, ya que los recorridos de las tuberías son relativamente cortos y además la temperatura a través de cada tubería de ida y retorno será más homogénea, por lo que el piso resultará totalmente horizontal.

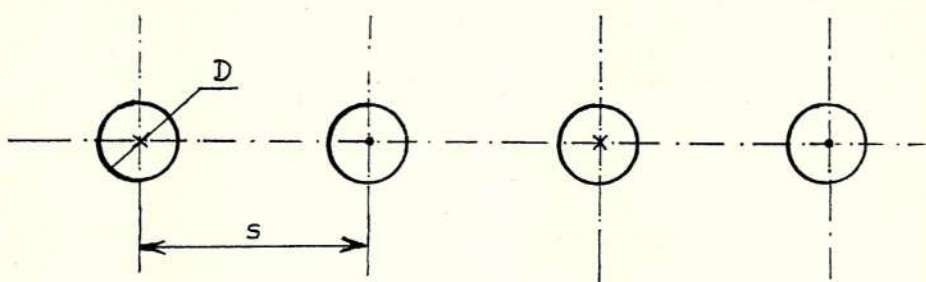


FIGURA 2.5.- DETALLE A, DE LA FIGURA 2.4

El diámetro y la disposición de las tuberías va a depender de varios factores, tales como:

- Carga frigorífica total
- Sistema de refrigeración empleado
- Características técnicas de diseño

Las cuales serán analizadas en los Capítulos IV y V. En pistas de hielo estas medidas están comprendidas entre 20 y 40mm., para el diámetro interior del tubo y la distancia entre centro y centro de tubos, entre 80 y 120 mm., el espesor del tubo será mayor a 3mm.

SISTEMA DE ALIMENTACION:

Las Figuras 2.6 y 2.7, muestran los dos posibles sisu

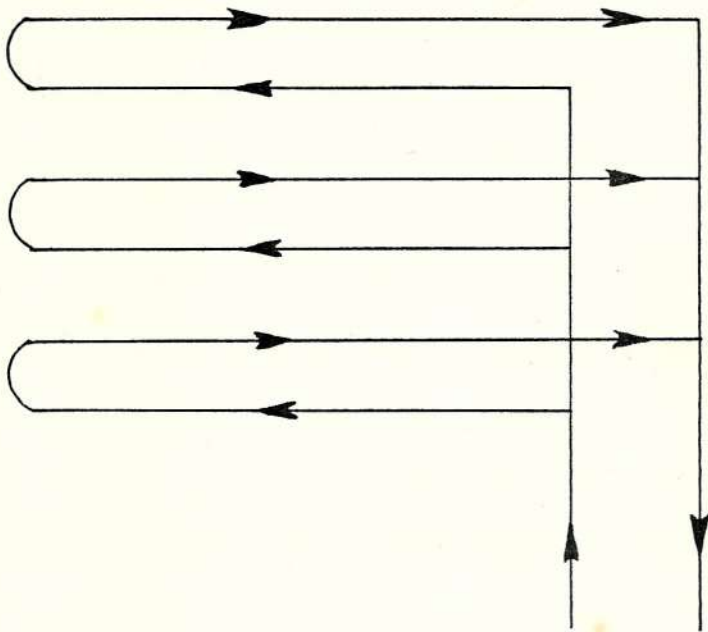


FIGURA 2.6.- RETORNO DIRECTO

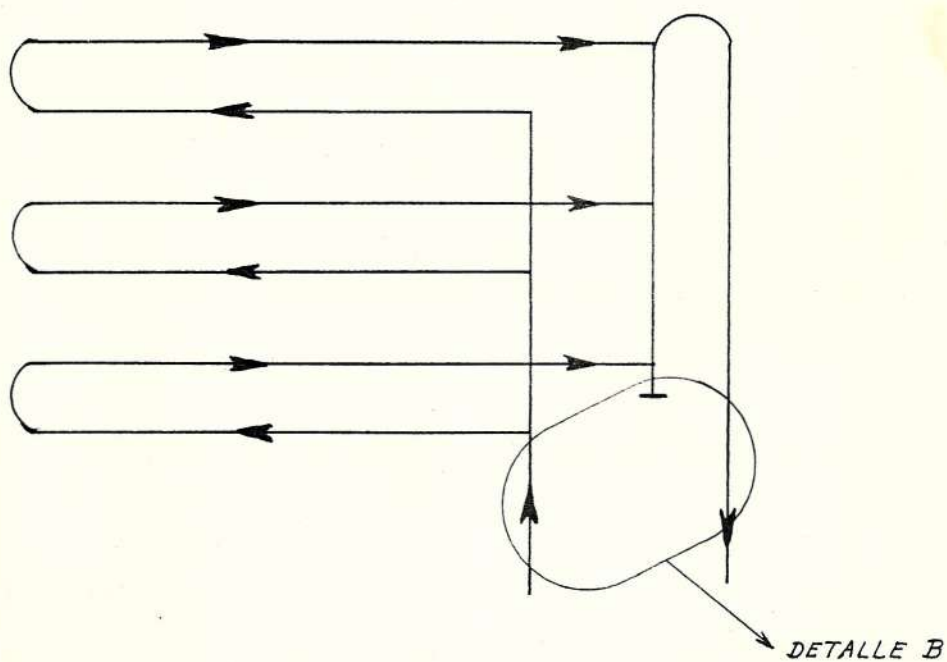


FIGURA 2.7.- RETORNO INVERTIDO

temas de alimentación a las tuberías, ellos son el retorno directo y el retorno invertido. De estos dos sistemas, escogemos el de retorno invertido, ya que presenta las siguientes ventajas:

- No se requiere balancear las válvulas
- Asegura un flujo uniforme a través de toda la red de tuberías.
- Se produce una temperatura más uniforme a la entrada y salida del evaporador.
- El cabezal de fricción es generalmente menor, debido a que se forma menor turbulencia con este arreglo.

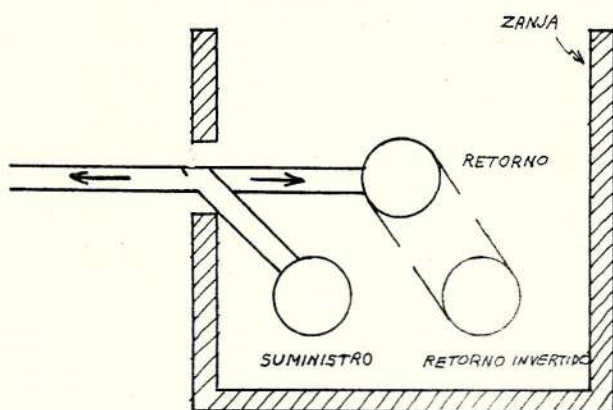


FIGURA 2.8.- DETALLE B, DE LA FIG. 2.7

En la Figura 2.8, apreciamos un corte frontal de los colectores de alimentación, estos son generalmente

colocados en una zanja, totalmente aislados y diseñados de tal modo que el cabezal de retorno debe ser colocado en la misma elevación o un poco mayor que el cabezal de alimentación. Además debe mantenerse la tubería libre de aire, para ello se colocan uno o dos orificios en la tubería.

2.5 MATERIALES DE CONSTRUCCION CIVIL.-

En esta sección analizamos ligeramente los materiales de construcción civil usados para hacer el piso.

El piso deberá ser construído de arena, piedra molida, concreto o algún otro material que tenga una conductividad de calor razonablemente buena, para agilizar la transferencia de calor. No debe usarse arcilla o ceniza ya que representan graves problemas de sedimentación en las tuberías.

Los materiales usados para la tubería dentro de la pista, pueden ser de acero o plástico. Dentro de los tipos de tuberías de acero, los más usados hoy en día son: acero negro, acero galvanizado o hierro dulce galvanizado. El acero negro es el más económico y el más utilizado universalmente; generalmente son colocados en pisos de hormigón armado o con-

creto, su principal ventaja es larga vida y mayor seguridad en la pista de hielo.

Las tuberías de plástico o polietileno son más usadas en pistas portátiles o pisos llenados de arena, porque no tienen el problema de corrosión al contacto con la arena húmeda. Se prefiere este tipo cuando el factor económico es primordial, ya que el plástico es más barato que el acero y también de más fácil instalación. Así mismo la tubería de polietileno, posee las siguientes desventajas y de mucha consideración que hacen difícil su elección.

- Hay que bajar la temperatura del refrigerante a unos 2 a 4°C y la separación entre centro y centro de cada par de tubos, debe ser la mínima (80 mm., ver sección anterior). Esto es para compensar la baja conductividad del polietileno.
- El polietileno tiene tendencia a doblarse según la horizontal y posee un coeficiente de expansión más alto que el acero, por lo cual hace peligroso su elección, especialmente en períodos de rápido descongelamiento. El polietileno se expande (3.33mm/m) en un aumento de 1°C. Esta tendencia a doblarse y expansionarse hace que la tubería re

quiera resortes—amortiguadores para mantener la tu
bería erguida.

Por todas estas consideraciones y tomando en cuenta que este es un proyecto de gran costo y el dinero no puede malgastarse, optaremos por escoger los tubos de acero, que aunque resultan más caros presentan las siguientes ventajas:

- Más confiables
- Mantiene un nivel constante del piso
- Garantizan larga vida del piso

Como nos interesa que el piso no absorba mucha capacidad de refrigeración, se colocará una capa aislada, para ello se utilizan planchas de espuma de plástico (poliestireno expandido o poliuretano expandido), estos aislantes tienen consistencias rígidas y baja densidad. Escojemos el poliuretano porque su permeabilidad (capacidad de dejar pasar el agua) es mala, mientras que la del poliestireno es regular, además la conductividad del poliuretano es menor $0.020 \text{ Kcal/hr m}^\circ\text{C}$ comparada con la del poliestireno que es de $0.030 \text{ Kcal/hr m}^\circ\text{C}$, por lo cual se necesita
rá menor espesor de aislamiento. El espesor de aislamiento será el necesario para impedir un flujo de calor mayor a 8 Kcal/hr m^2 .

Para evitar que la humedad se condense se instala una barrera antivapor (sustancia impermeable al flujo de vapor), esta barrera se sitúa próxima al lado menos frío, evitando que el vapor de agua penetre en el aislante, ya que nos conviene que el aislante este seco, porque de estar mojado sus propiedades de conductividad mejorarán, por lo tanto disminuye su efectividad de aislamiento. Además puede provocar su hundimiento, lo que sería de graves consecuencias para el piso. Los materiales usados como barrera antivapor son clasificados en dos grandes grupos: Materiales en láminas o planchas (acero galvanizado $1/32''$ y fibra de vidrio de $1/8''$ de espesor) y los materiales pastosos (brea, emulsión bituminosa, resinas poliéster). Escojemos brea por su bajo precio (conductividad = $0.52 \text{ Kcal/hr m}^\circ\text{C}$), el espesor a usar será pequeño (7mm).

CAPITULO III

CONSTRUCCION CIVIL Y ARQUITECTURA

3.1 CONSTRUCCION CIVIL.-

El objetivo de esta sección es de dar ciertas sugerencias con respecto a las precauciones que se deben tener en la construcción del piso de la pista de hielo, debido a la importancia que representa la parte de Construcción Civil, en el desenvolvimiento normal de la pista. En la sección 2.4 dijimos que el piso a usar era el de concreto y representamos un esquema bastante abstracto de este piso. Ahora procedemos a hacer un análisis más detallado de los diversos componentes del piso.

En la Fig. 3.1, mostramos un esquema detallado cualitativo y cuantitativo de los diversos componentes que intervienen en la construcción del piso que vamos a usar en nuestro proyecto.

Analizando de abajo hacia arriba. Primero hay que excavar el suelo (mínimo 1 metro). Si el suelo es arenoso se le añade con la máquina de aire comprimido

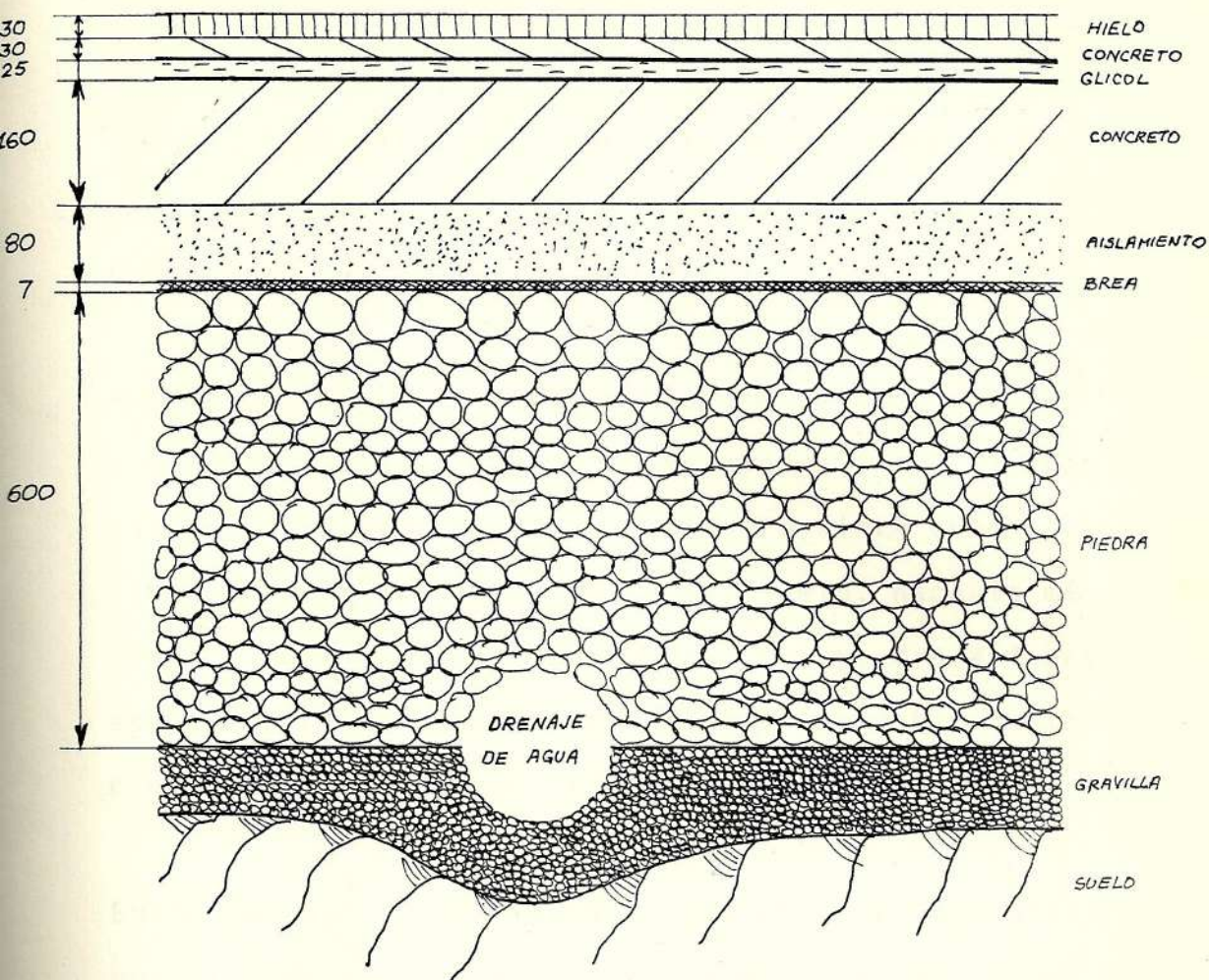


FIGURA 3.1. ESQUEMA DEL PISO DE CONCRETO EN UNA PISTA DE HIELO CON SUS MEDIDAS EXPRESADAS EN [mm] .

do, silicato de sodio y cloruro de calcio, los cuales hacen que el suelo sea más duro y consistente.

La primera capa es de gravilla, que debido a su finura, se pueden acondicionar bien los tubos de desagüe, de tal modo que tengan una pendiente suficiente para que el agua fluya hacia el exterior a través de los desagües. Estos tubos de desagües van colo-

cados a intervalos regulares; la mitad inferior descansa en la gravilla y la mitad superior es perforada para que absorba la humedad.

Encima de la gravilla se coloca una capa de relleno y drenaje, para ello se utiliza piedra # 4. El objetivo de esta capa es doble: Primero sirve como relleno para mejorar la calidad del suelo, hacerlo más firme y consistente; Segundo por ser piedra # 4 hay espacios que la hacen como una capa permeable de tal modo que el agua llegue a los tubos de desagüe.

Entre la capa de drenaje y el aislamiento se coloca una capa de barrera antivapor (brea) que impide que el flujo de vapor llegue al aislante y de esta manera conservar sus propiedades de aislamiento.

El aislante a usarse será el poliuretano expandido, que viene en planchas de varios espesores. El espesor total a usarse será de tal manera que el piso no absorba más de 8 Kcal/hr m^2 (ver Capítulo V).

A continuación se coloca una capa de cimentación de concreto simple, que transmite las cargas directamente al suelo.

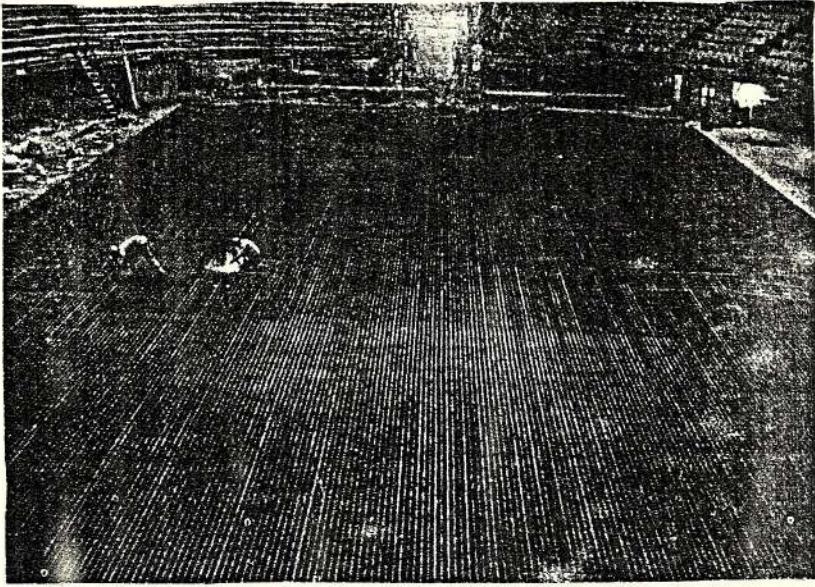


FIGURA 3.2 COLOCACION DE TUBERIAS

Una vez que la base está hecha, es necesario esperar que se evapore el agua del concreto, después se aconseja pulir y echarle una rociada de esmalte blanco, para hacer el piso más reflexivo y que no absorba mucho calor. En la Fig. 3.2, observamos a dos personas que se encuentran colocando las tuberías encima del hormigón, se ve que las uniones se las hace por soldadura eléctrica, tratando de usar las tuberías más largas en el mercado, para evitar muchas uniones. En la figura se nota que las tuberías se las colocan paralelas a la longitud mayor, pero esto es debido a que los colectores de alimentación y retorno se los coloca a ambos extremos de la pista, de tal manera que se mantenga la caída de presión permitida del refrigerante.

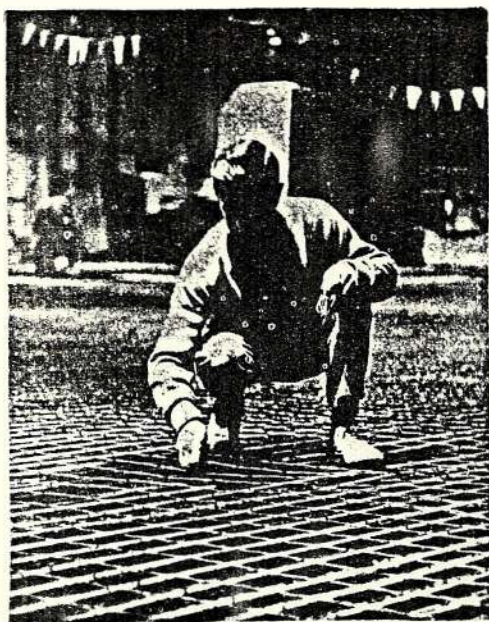


FIGURA 3.3. FIJACION DE LAS TUBERIAS

Después se procede a sujetar los tubos con varillas de acero, tal como se muestra en la Fig. 3.3, esto es para darle mayor consistencia y seguridad a los tubos. Además estas varillas cumplen la función de absorber las cargas de compresión a que está sujeto el piso.

En la Fig. 3.4, se puede apreciar en una vista superior el modo como se colocan las varillas de acero alrededor de las tuberías.

Después se coloca el concreto (ver Fig. 3.5) de tal forma que no sobrepase 2 a 3 cm. del nivel superior de los tubos. El piso de concreto debe quedar per-

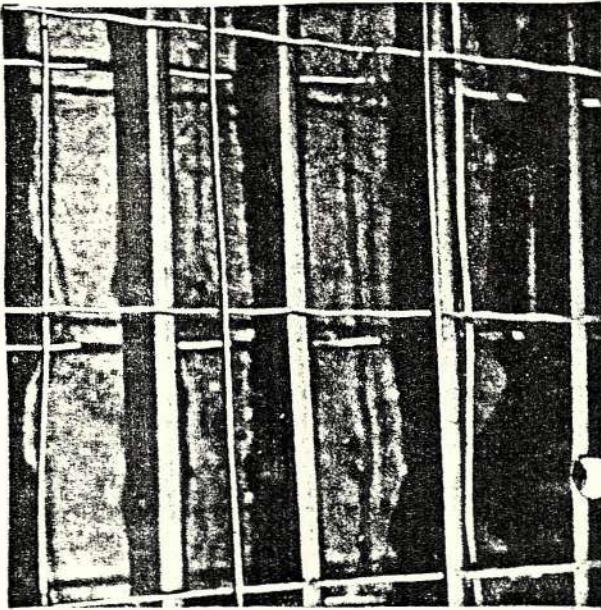


FIGURA 3.4. VISTA SUPERIOR DE LOS TUBOS

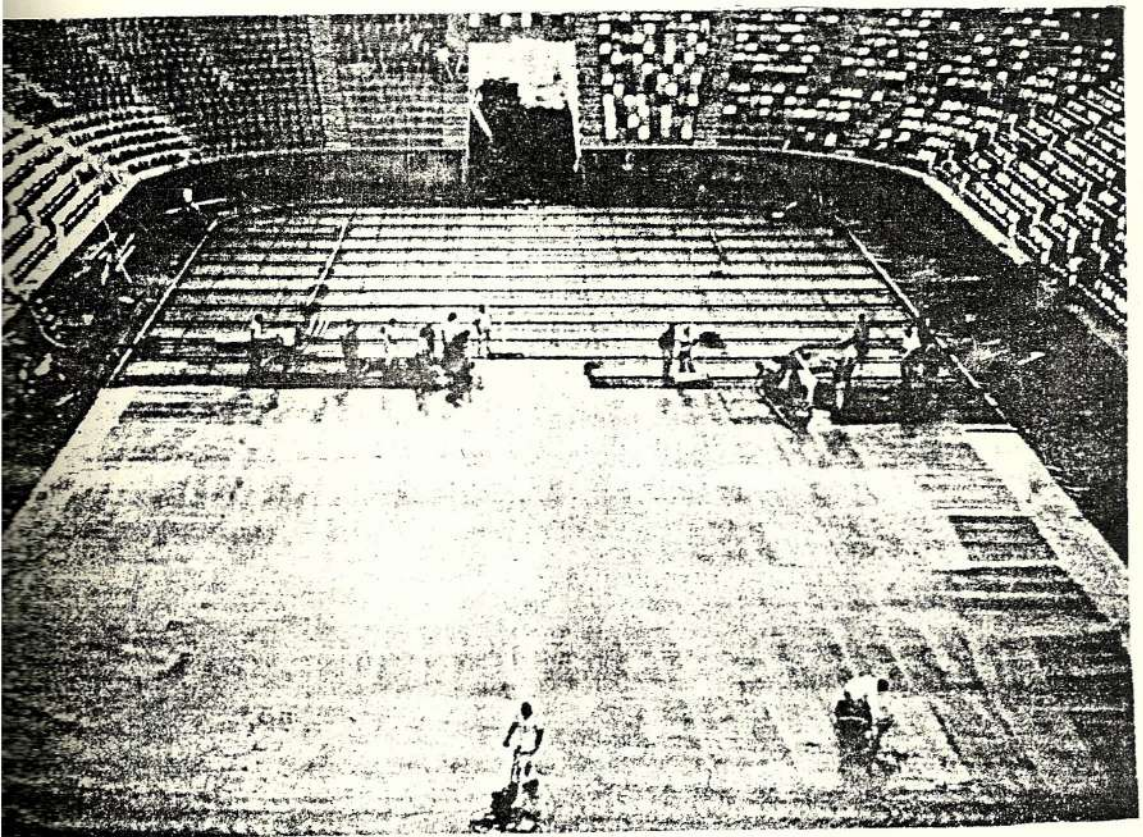


FIGURA 3.5.- HORMIGON . ENCIMA DE LAS TUBERIAS

fectamente pulido y colocarle después una capa de esmalte blanco encima de él, para hacerlo más reflexivo y que el piso no absorba tanto calor.



FIGURA 3.6. ARRANQUE DE MAQUINAS

Concluida esta etapa se aconseja prender las máquinas de refrigeración (ver Fig. 3.6), en ese momento empieza a circular el fluido refrigerante a través de toda la red de tuberías embebidas en el concreto. Al cabo de algunas horas aparecerá encima del piso una escarcha de hielo.

Cuando aparece la escarcha, se procede entonces a rociar el piso (ver Fig. 3.7), este proceso de rociar agua es aconsejable que se lo haga en espesor de 4 en 4 mm, hasta esperar que se vayan congelando. Se repiten estas rociadas hasta que se forme el espesor



FIGURA 3.7. ROCIADA DE AGUA

de hielo deseado (unas 8 veces, hasta formar 30mm). Esta secuencia se la hace para obtener una capa de hielo más uniforme y homogénea.

La creencia antigua era de aumentar el espesor de la capa de hielo, para así obtener reservas de hielo, esto no es cierto, ya que el hielo actúa como un aislante ($\lambda = 2 \text{ Kcal/hrm}^\circ\text{C}$) y el frío que se transmite desde el refrigerante hacia la parte superior, no llegará con la suficiente rapidez a la parte superior del hielo, que es lo que nos interesa. Es por eso que el espesor de hielo no será más del necesario (menor a 40 mm), optaré por escoger un espesor de 30 mm de hielo para efectos de cálculo.

3.2 ARQUITECTURA.-

Se incluye la arquitectura por su importancia, ya que la estética del edificio y sus alrededores contribuirá a la mayor afluencia de personas hacia la pista.

El edificio deberá ser totalmente cubierto, con todos los servicios indispensables, tales como baños, camerinos, bar, cafetería, suficiente iluminación. Es de anotar que el piso que comunica a los camerinos con la pista, deberá estar recubierto de planchas de goma dura, para evitar que se dañe el filo de las hojas de acero en las botas de los patinadores.

La sala de máquinas deberá estar alejada de la pista o en caso de estar contigua, deberá estar separada por una puerta instalada de tal forma que evite aportes caloríficos hacia el interior de la pista (puerta con cierre hermético).

La arquitectura del edificio deberá considerar la fachada y las condiciones climáticas del lugar donde se va a instalar el proyecto. La fachada que mejor se adapta para este tipo de construcciones deportivas es el tipo de arco (ver Fig. 3.8), con esto se consiguen dos objetivos: El primero es que por ser Guayaquil, una ciudad con excesiva humedad y propen-

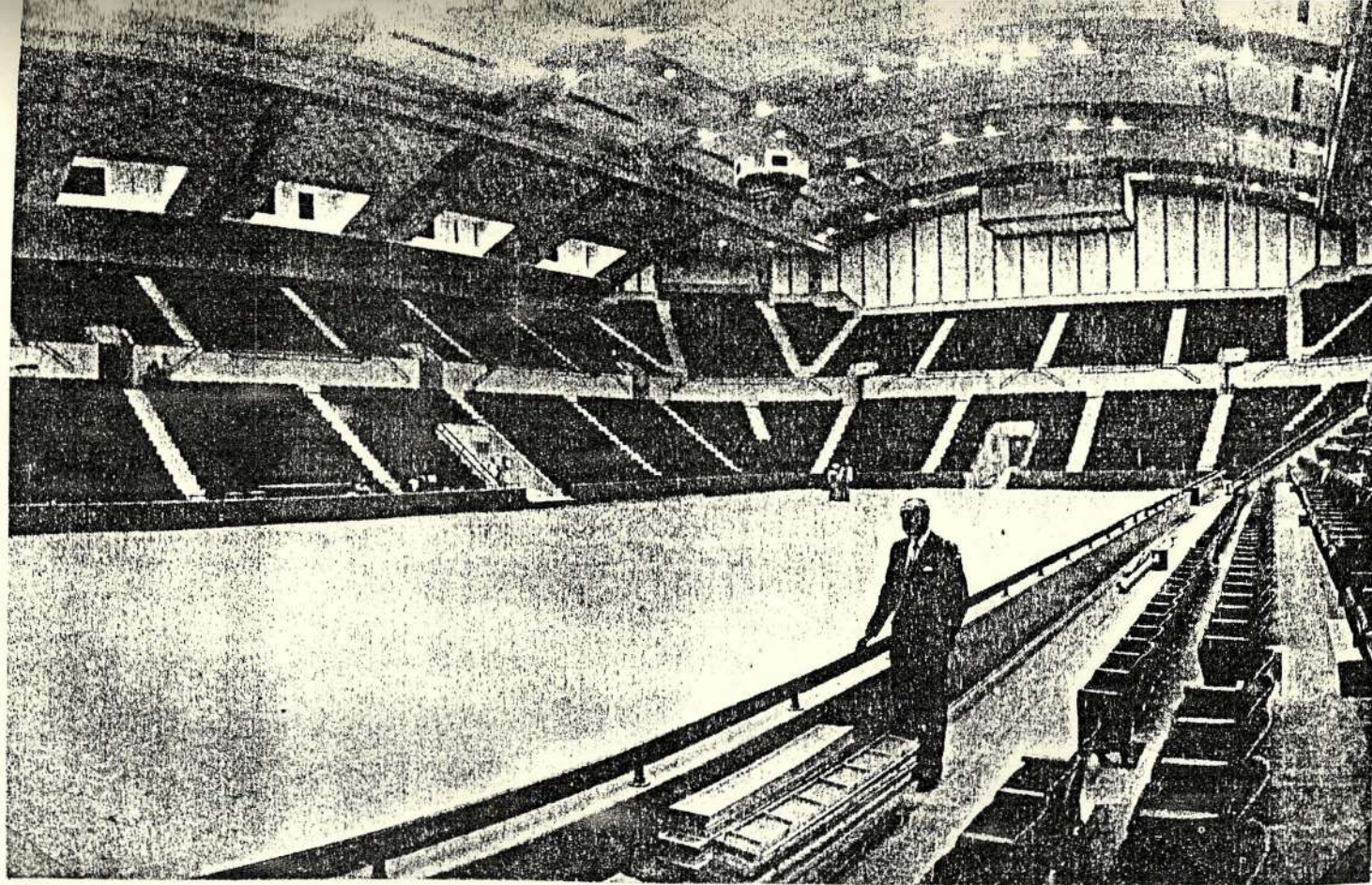


FIGURA 3.8.- CONSTRUCCION DEL TIPO ARCO PARA UNA PISTA DE HIELO

sa a las lluvias en época de invierno, por lo tanto, esta fachada permitirá que la lluvia se deslice por el techo; y segundo, que con esta disposición se consiguen obtener grandes espacios, ya que el principio del arco consiste en distribuir el peso de los cimientos a través de las paredes, con lo cual se elimina la desventaja de la arquitectura arquiteada, en la cual la mayor parte del peso, gravita en el centro, que es precisamente su parte más débil.

Las paredes del edificio deberán ser gruesas, porque al ser los espacios anchos, el peso de la viga estará soportado en dichas paredes y además porque deberán impedir en parte la transmisión de calor del exterior hacia la parte interior de la pista.

Las condiciones climáticas (viento y sol) influirán sobre la disposición de la pista. En Guayaquil, los vientos predominantes son en dirección SO - NE y lo aconsejable sería colocar el edificio perpendicular a dicha dirección, para aprovechar la velocidad del viento de tal modo que haya una renovación constante de aire (ver Fig. 3.9).

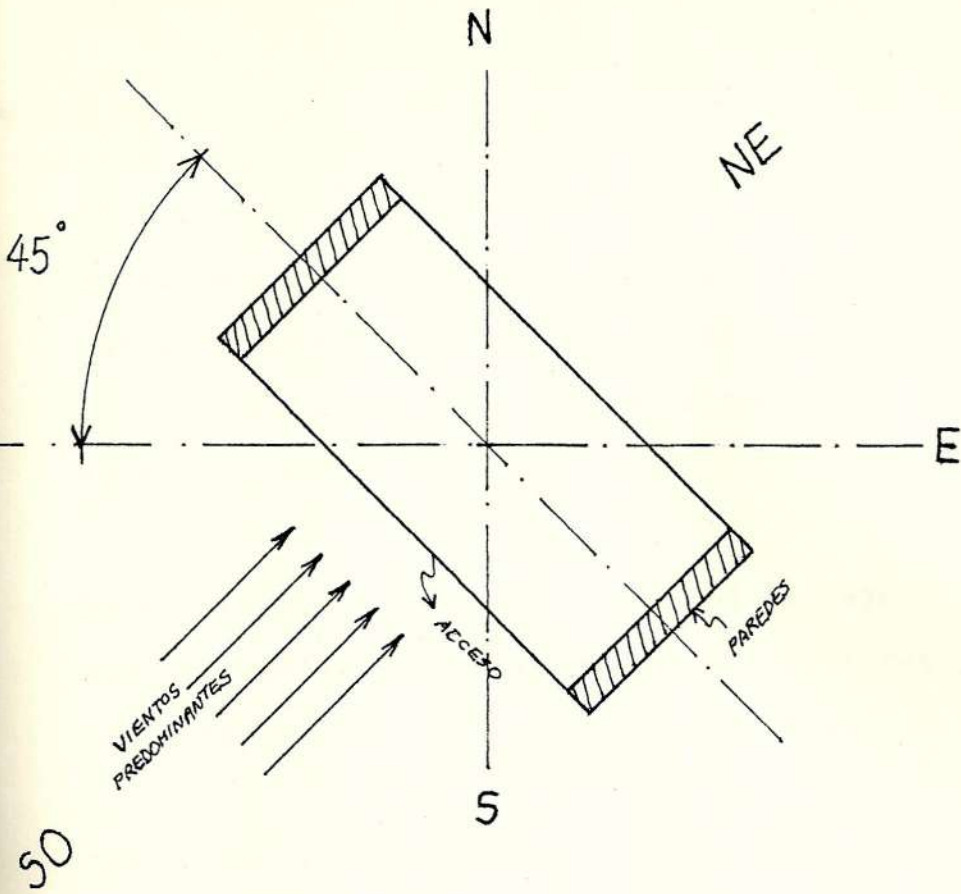


FIGURA 3.9. POSICION OPTIMA DADA POR LOS VIENTOS

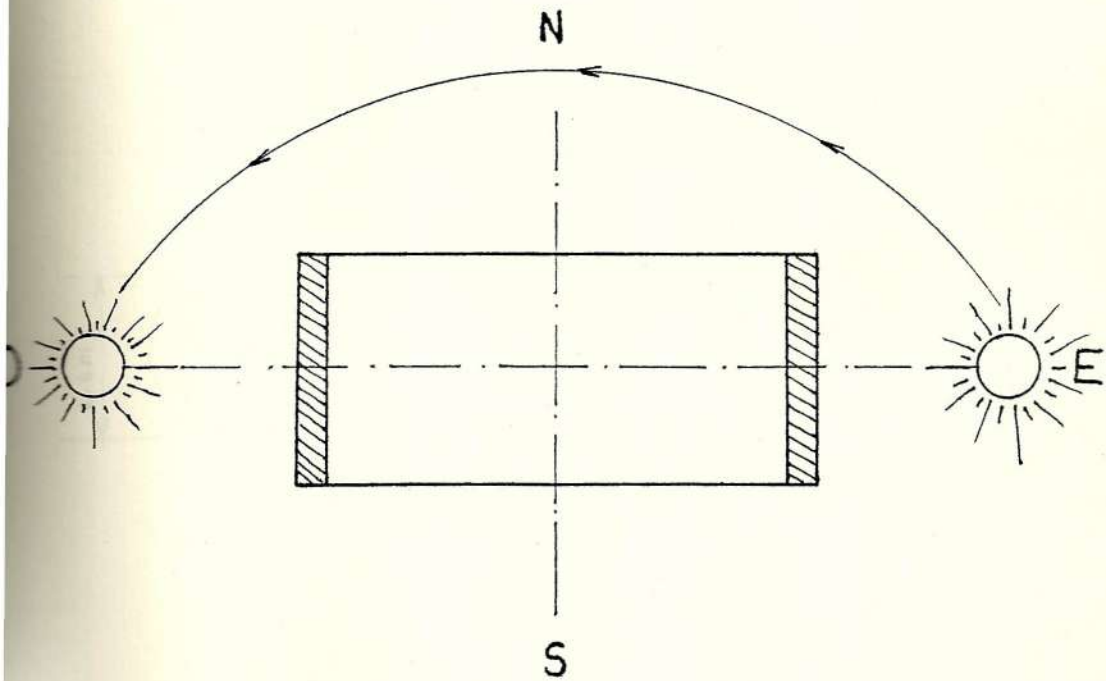


FIGURA 3.10. POSICION OPTIMA PARA EVITAR LA RADIA
CION DIRECTA.

El sol nace en el este y se oculta en el oeste, por lo tanto debemos evitar que los rayos solares incidan directamente sobre las puertas de acceso, por lo tanto éstas deben colocarse en dirección norte a sur (ver Fig. 3.10).

De estas dos posiciones, escogemos la segunda, ya que las radiaciones solares son más críticas y perjudiciales, por lo tanto debemos evitarlas.

Como sugerencia personal, se deberían usar caminerías cubiertas al acceso de la pista desde la calle. Recomendando vegetación (Sauces llorón o Almendros), como se pueden apreciar en las Fig. 3.11 y 3.12.

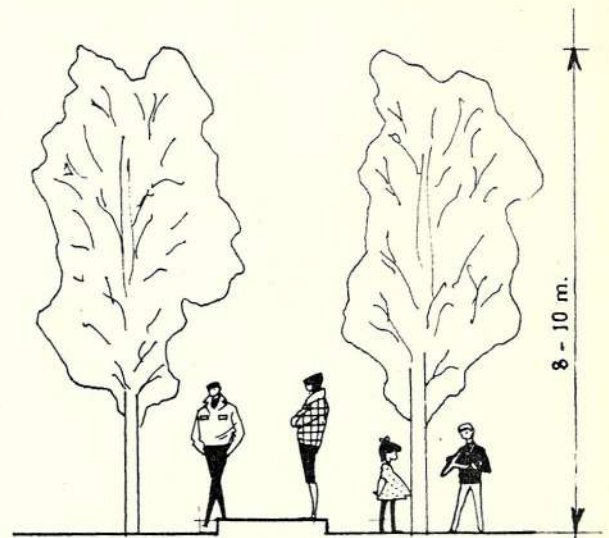
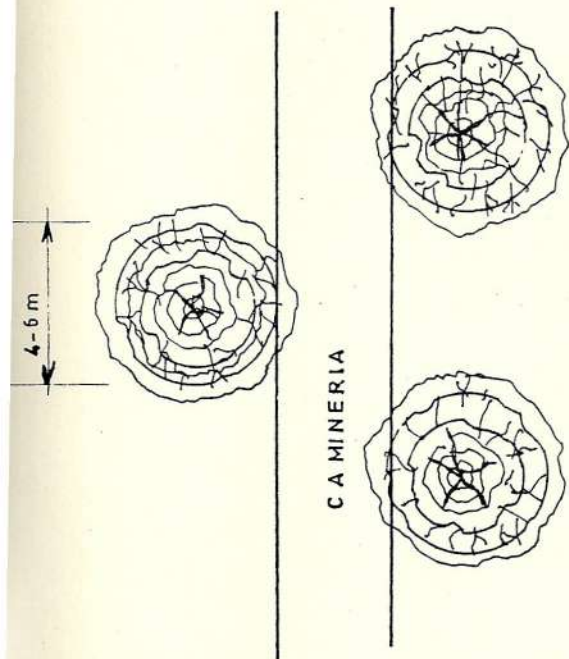


FIGURA 3.11. VISTA SUPERIOR

FIGURA 3.12. VISTA FRONTAL

La vegetación le da mayor estética y absorbe calor, contribuyendo de esta forma al confort del ambiente. Los árboles le dan una identidad propia al edificio y los arquitectos le llaman a esto "identificación", lo que facilita a que el usuario permita identificar fácilmente el objeto arquitectónico a través de su entorno.

CAPITULO IV

CONSIDERACIONES TERMODINAMICAS

4.1 TIPOS DE CICLOS TERMODINAMICOS.-

La segunda ley de la termodinámica establece, que sin la ayuda de cualquier forma de energía exterior, es completamente imposible transportar calor de un nivel inferior de temperatura a otro nivel mayor, como se exige en la producción del frío.

Para producir frío (bajar la temperatura del aire o de un líquido), se debe extraer calor y rechazarlo a temperaturas más elevadas, esto se consigue a través de una máquina frigorífica. Por su parte las máquinas frigoríficas se las clasifica de la siguiente manera:

- Refrigeración por ciclo de aire
- Refrigeración por chorro de vapor de agua
- Refrigeración por absorción
- Refrigeración por compresión de vapor

REFRIGERACION POR CICLO DE AIRE:

Esta utiliza aire como refrigerante. El aire es sucesivamente comprimido, enfriado en un intercambiador de calor y expandido en una turbina hasta alcanzar bajas temperaturas capaces de realizar el enfriamiento. Es ideal para ser usado en los aviones, porque es de poco peso y requiere mucho menos espacio que el ciclo de compresión de vapor. Pero el ciclo de aire tiene menor rendimiento y sus aplicaciones son muy limitadas.

REFRIGERACION POR CHORRO DE VAPOR DE AGUA:

El agua es el refrigerante y la evaporación del agua es el fenómeno que provoca la refrigeración. El uso del vapor de agua como refrigerante, da como resultado un costo de funcionamiento bajo, solamente cuando se tiene disponible vapor a bajo precio. Los costos de mantenimiento son casi nulos puesto que las unidades pueden instalarse en el exterior y su disposición flexible permiten que quepan aún en habitaciones estrechas. El vapor de agua tiene en cambio el inconveniente de que el sistema funciona a presiones menores que la atmosférica y de que no sirve para refrigerar por debajo de 0°C .

REFRIGERACION POR ABSORCION:

Este sistema utiliza el conjunto generador-absorbedor en lugar del compresor en un sistema de compresión de vapor. El sistema de absorción tradicional, es del tipo agua-amoniaco, que utiliza agua como absorbente y amoniaco como refrigerante. Se lo usa en aplicaciones industriales y cuando se requieren bajas temperaturas.

Actualmente se usan muchos sistemas de agua-bromuro de litio, que utiliza bromuro de litio como absorbente y agua como refrigerante, lo cual obliga a que la temperatura del evaporador esté encima de los 0°C , por lo tanto, se limita su uso a sistemas de acondicionamiento de aire u otras aplicaciones de refrigeración a altas temperaturas.

REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR:

Este sistema utiliza como componentes básicos: el compresor, el condensador, dispositivo de expansión y evaporador.

En nuestro proyecto usaremos este sistema, debido a que es el que mejor se adapta a bajas temperaturas.

Además este sistema ha desplazado casi por completo a los otros, por las excelentes características termodinámicas y térmicas de los refrigerantes empleados.

El sistema de compresión de vapor, se clasifica de acuerdo a los rangos de presiones del evaporador y del condensador en:

- A una etapa
- A dos etapas
- A tres etapas
- Booster

4.1.1 A una etapa.-

Este sistema es el más usado en todas las instalaciones frigoríficas. El diagrama de flujo normal y su representación en un gráfico presión-entalpía, se muestran en las Figuras 4.1 y 4.2 respectivamente. La Fig. 4.2, es característica de cada refrigerante.

Los procesos representados son:

<u>Proceso</u>	<u>Acción realizada</u>	<u>Organo de ejecución</u>
1 - 2	Compresión isentrópica de vapores saturados.	Compresor

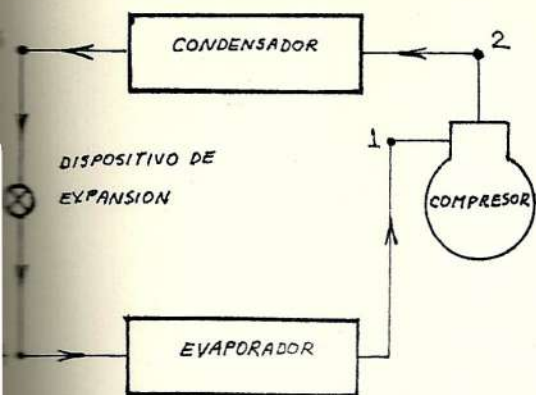


FIGURA 4.1. DIAGRAMA DE FLUJO NORMAL.

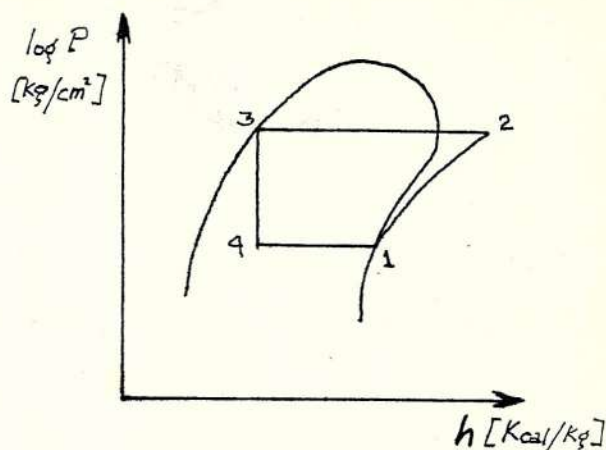


FIGURA 4.2. GRAFICO PRESION-ENTALPIA.

<u>Proceso</u>	<u>Acción realizada</u>	<u>Organo de ejecución</u>
2 - 3	Enfriamiento y condensación del vapor a presión constante.	Condensador
3 - 4	Expansión isentrálica	Dispositivo expansión
4 - 1	Vaporización del líquido a presión constante.	Evaporador

La relación de compresión "r", se la define como:

$$r = \frac{\text{Presión de condensación}}{\text{Presión de evaporación}} \quad (4.1) \quad [\text{Ref.17}]$$

El ciclo real de compresión de vapor, no es exactamente igual a este ciclo representado como teórico. Las diferencias básicas entre el teórico y el real son:

- Las caídas de presión en el condensador y en el evaporador.
- Sub-enfriamiento del líquido a la salida del condensador.
- Recalentamiento del vapor a la salida del evaporador.

El ciclo teórico supone que no existe ninguna caída de presión en el condensador, ni en el evaporador. A causa de la fricción sin embargo, la presión del refrigerante cae en el ciclo real. El resultado de esta caída de presión es que el proceso de compresión entre 1 y 2 requiere más trabajo que en el ciclo normal. El sub-enfriamiento de líquido en el condensador es un hecho normal, cuyo objeto es tener la seguridad de que un cien por ciento de líquido entra en la válvula de expansión. El recalentamiento del vapor ocurre normalmente en el evaporador, y está recomendado como precaución contra las gotitas de líquido que podrían introducirse en el compresor. La última diferencia del ciclo real respecto al teórico es que la compresión no es isentrópi-

ca, y hay una pérdida del rendimiento debida a la fricción y a las restantes pérdidas en el sistema. Por lo tanto, el ciclo real queda así:

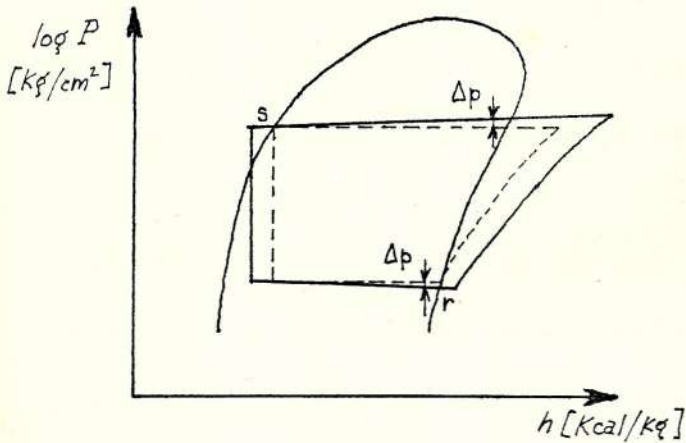


FIGURA 4.3. DIFERENCIA ENTRE EL CICLO REAL Y EL TEORICO.

4.1.2 A dos etapas.-

En el caso de grandes diferencias de temperaturas o presiones de condensación y evaporación, se divide la compresión en más de una etapa. Se recomienda adoptar un sistema de compresión a dos etapas cuando el valor de "r" es:

- Para instalaciones de NH_3 ($r \geq 7$)
- Para instalaciones pequeñas de hidrocarburos halogenados ($r \geq 8$ a 10).

- Para instalaciones grandes de hidrocarburos halogenados ($r \geq 10$ a 12).

Los motivos por el que la relación de presión no debe exceder cierto valor son: la disminución del rendimiento volumétrico y el aumento de la temperatura de descarga del compresor.

La representación básica de una compresión a dos etapas en el diagrama presión-entalpía es:

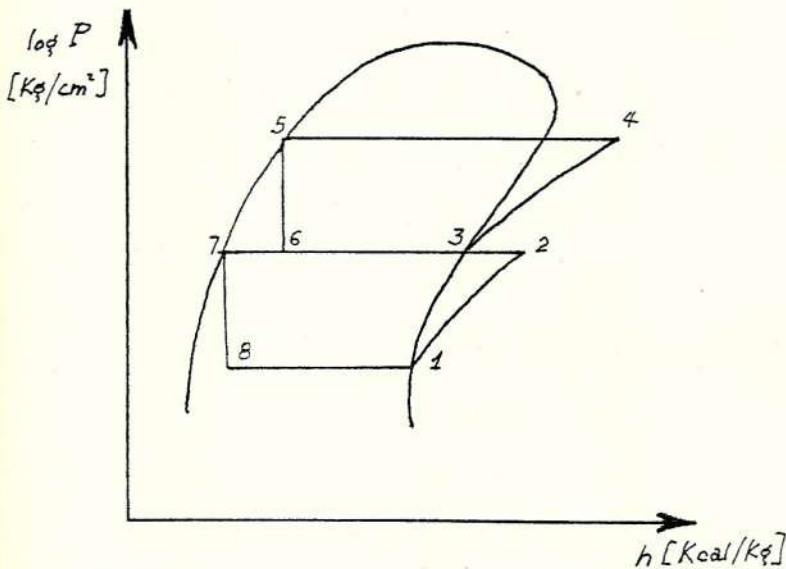


FIGURA 4.4. CICLO A DOS ETAPAS

Donde:

$P_1 = P_8$ = Presión de evaporación de baja

$P_3 = P_6$ = Presión intermedia o de evaporación de alta = $P_2 = P_7$.

$P_4 = P_5 =$ Presión de condensación

La presión intermedia (o de evaporación de alta) se la calcula así:

$$P_3 = \sqrt{P_1 \times P_5} + 0.35 \quad (4.2) \quad [\text{Ref.13}]$$

Expresadas todas en Kg/cm^2

Los procesos que cabe anotar, a diferencias del otro ciclo, son los siguientes: 2-3, enfriamiento intermedio del vapor entre dos etapas de compresión, esto ahorra trabajo de compresión. Este enfriamiento se lo puede hacer por agua o por refrigerante mismo. El líquido saturado (Punto 5) al expandirse a través de una válvula de expansión, llega hasta la presión intermedia (Punto 6), aquí se separa una porción en líquido saturado (Punto 7) y continúa la expansión a través de otra válvula (7 - 8); y la otra porción se convierte en vapor saturado (Punto 3). Con esto se consigue un ahorro de la potencia necesaria de refrigeración. Esta separación se la hace en un depósito separador de líquido-vapor.

Este sistema de dos etapas, es usado normalmente cuando se necesitan dos temperaturas de evaporación diferentes o la temperatura de evaporación requerida es demasiado baja.

4.1.3 A tres etapas.-

Cuando la relación de presión de condensación y presión de evaporación sobrepasa de 28, entonces se comprime a tres etapas, esto ocurre para temperaturas de evaporación sumamente baja. Para Guayaquil, si tenemos una temperatura de condensación de 40°C , se hará necesario un ciclo de compresión a tres etapas, si al usar NH_3 , la temperatura de evaporación es menor de -40°C y si al usar un hidrocarburo halogenado la temperatura de evaporación es menor de -50°C .

La representación básica del ciclo a tres etapas, se muestra en la Fig. 4.5

Los puntos representados son análogos al de dos etapas, salvo que este de tres etapas, tiene dos presiones intermedias.

En este ciclo, hay que notar los siguientes puntos importantes:

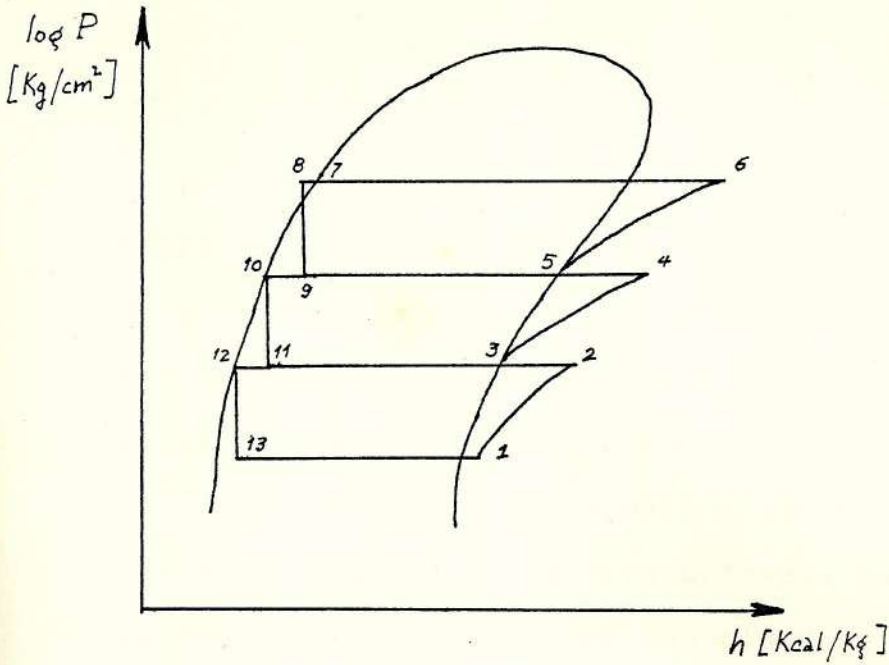


FIGURA 4.5. CICLO A TRES ETAPAS

- Si $T_2 < T_{\text{ambiente}}$, se hace necesario el aislamiento calorífico del compresor de baja presión y de su conducto de descarga.
- A causa de la existencia de grandes volúmenes máxicos de vapor refrigerante en la aspiración del compresor de baja presión, es necesario hacer uso de compresores no volumétricos. Por ejemplo, los turbos compresores que son aptos para desplazar grandes caudales.

4.1.4 Booster.-

Este ciclo es una modificación del ciclo de dos etapas. Se lo denomina así porque utili-

za un compresor adicional de baja presión (BOOSTER) de tamaño menor que el compresor de alta. El lado de baja presión, posee vapores que tienen un gran volumen, por ello se acostumbra a utilizar como compresor adicional, uno rotativo, porque este compresor tiene un elevado número de revoluciones, un buen rendimiento, necesita poco espacio y se puede colocar fácilmente en un local, ya existente. Para esta máquina la relación de presiones de evaporación no debe sobrepasar de 2.2.

El compresor BOOSTER, eleva los vapores de baja presión del evaporador a una presión más elevada, igual a los vapores más calientes provenientes de otra cámara refrigerada. Este sistema es empleado, cuando la parte de baja presión, es solo auxiliar y menos importante que la parte de presión intermedia. Por ejemplo, si se necesita un túnel de congelación de -30°C y la parte más importante sea el cuarto frigorífico que está a -10°C .

2 REFRIGERANTES PRIMARIOS.-

Los refrigerantes primarios son sustancias químicas

de síntesis que se caracterizan por su tendencia a vaporizarse a bajas temperaturas al absorber calor (en los evaporadores) y por su fácil tendencia a condensarse (en los condensadores).

En pistas de hielo se acostumbra usar como refrigerantes primarios el R12, R22 o NH_3 , dependiendo si la pista va a estar cubierta o al aire libre y del sistema de refrigeración a emplearse.

Nótese que intrínsecamente estamos tomando en cuenta las características termodinámicas, técnicas y de seguridad que suelen tomarse para seleccionar apropiadamente a un refrigerante primario. Ya que la pista va a estar cubierta y por ser un lugar de concurrencia pública, descartamos el NH_3 por motivos de seguridad, ya que este refrigerante es altamente tóxico (en una proporción de 0.5 a 1% de volumen en aire, podría provocar hasta la muerte). Es más, en los Estados Unidos hay una ley que prohíbe el uso de este refrigerante para pistas de hielo cubiertas. Es de anotar que este refrigerante es el que posee mejores características termodinámicas y su precio es más bajo.

El R12 y R22 presentan características termodinámi-

cas, técnicas y de seguridad, casi similares y la selección de uno de ellos va a depender del sistema de refrigeración a emplearse.

4.3 SISTEMAS DE REFRIGERACION.-

Existen dos técnicas para producir el congelamiento de la pista de hielo. Estos sistemas se basan de acuerdo al fluido refrigerante que provoca el congelamiento del piso y son:

- Refrigeración directa
- Refrigeración indirecta

4.3.1 Refrigeración directa.-

Solo hace uso del refrigerante primario. Este sistema es más económico y su instalación es más fácil que el de refrigeración indirecta. La refrigeración directa se caracteriza porque la absorción de calor de la pista de hielo, es realizada por la vaporización directa del refrigerante primario dentro de los tubos de la pista al hacer uso de su calor latente (a temperatura constante), es decir, los tubos de la pista actúan como evaporador (Ver Fig. 4.6).

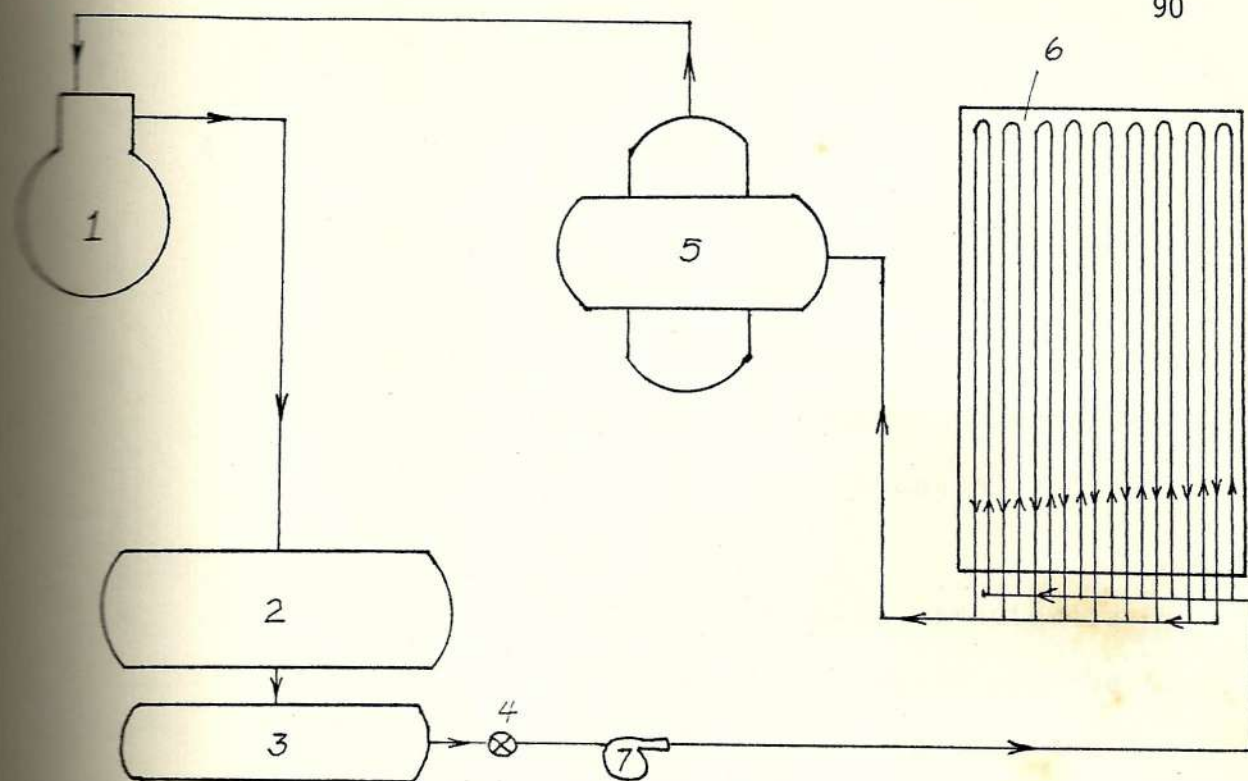


FIGURA 4.6. DIAGRAMA BASICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION DIRECTA.

Donde:

1. Compresor
2. Condensador
3. Botella de líquido
4. Dispositivo de expansión
5. Separador líquido-vapor
6. Evaporador (tubos de la pista)
7. Bombas de líquido refrigerante

La función del separador, es **de** impedir que lleguen a la aspiración del compresor vapores húmedos.

4.3.2 REFRIGERACION INDIRECTA.-

Los sistemas de refrigeración indirecta son aquellos que hacen uso tanto de refrigerantes primarios como de refrigerantes secundarios (agua, salmuera o líquidos incongelables).

La refrigeración indirecta se caracteriza porque el refrigerante secundario absorbe el calor de la pista de hielo, haciendo uso de su calor sensible (aumentando su temperatura). Este calor ganado por el refrigerante secundario, es a la vez cedido en un enfriador de líquido, donde a la vez se vaporiza el refrigerante primario (ver Fig. 4.7).

Donde:

1. Compresor
2. Condensador
3. Botella de líquido
4. Dispositivo de expansión
5. Enfriador de líquido
6. Tubos de la pista
7. Bomba de refrigerante secundario

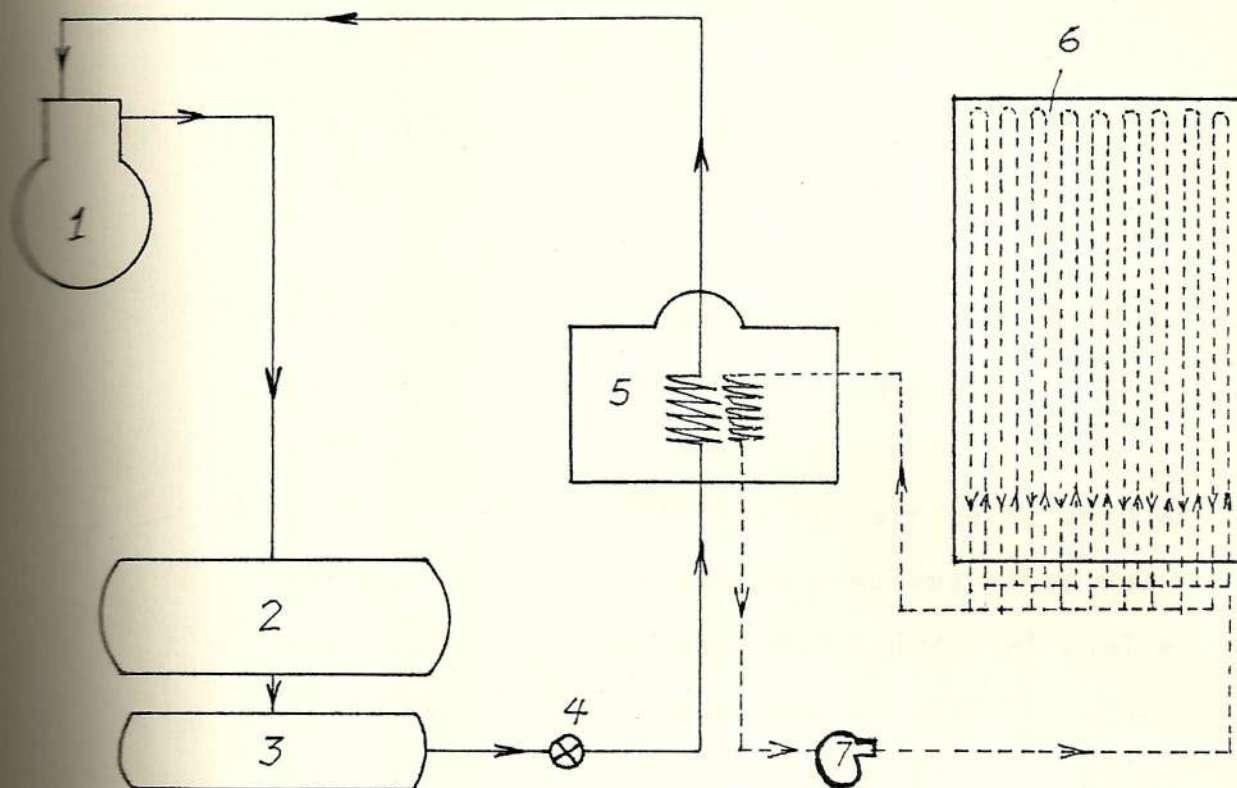


FIGURA 4.7. DIAGRAMA BASICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION INDIRECTA.

————— Circuito de refrigerante primario
 - - - - - Circuito de refrigerante secundario

4.4 COMPARACION Y SELECCION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

Para un mejor entendimiento de los dos sistemas y para poder seleccionar el más adecuado en nuestro proyecto, hacemos una comparación entre ellos, presentando sus ventajas y desventajas.

VENTAJAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACION INDIRECTA:

a) La máquina frigorífica para el refrigerante pri-

mario, puede ser instalado a distancia de la pista de hielo, con esto se consigue:

- Evitar las largas tuberías de aspiración de líquido, que acarrerían caídas de presión intolerables, sobre todo a bajas temperaturas. Este problema lo presentan los de refrigeración directa, que conlleva a otro problema si se usa hidrocarburo halogenado (R12 o R22), el cual es el difícil retorno de aceite al compresor, a pesar del uso de separadores de aceite. Esto empeora la rapidez de transferencia de calor en los tubos de la pista.
- Se puede controlar mejor las fugas del refrigerante primario, al estar el equipo frigorífico ubicado todo en el departamento de máquinas.

b) El empleo de salmuera o líquido incongelable, permite la acumulación de frío, gracias a la masa calorífica de este refrigerante. De esta manera nos beneficiamos de un "volante de frío", que evita ciertas horas de trabajo al día y disminuye el precio de corriente.

DESVENTAJAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACION INDIRECTA:

- a) Mayor complejidad en el diseño y mayores costos de instalación, debido a que hay que hacer dos instalaciones, una para el refrigerante primario y otra para el refrigerante secundario. Esto se mide por los gastos hechos especialmente por el enfriador de líquido. Aunque esta diferencia de gastos se aminora un poco, porque el de refrigeración directa usa separador de líquido-vapor.
- b) En la refrigeración indirecta, el consumo de energía es superior, por la necesidad de evaporar el refrigerante primario a temperaturas inferiores (la diferencia entre los dos métodos es del orden de los 5°C). Además las bombas de refrigerante secundario, absorben mayor potencia que las de líquido refrigerante.

En el caso de pistas de hielo, los diseñadores prefieren el sistema de refrigeración indirecta, que aunque es más caro, es más confiable y requiere menos ajustes para mantener un piso de hielo en buen estado.

4.5 SELECCION DEL REFRIGERANTE PRIMARIO.-

Como escogimos el sistema de refrigeración indirecta

ta, entonces es conveniente usar R22 en lugar de R12 como refrigerante primario, ya que será necesario bajar más la temperatura de evaporación y el R12 no se comporta bien a bajas temperaturas. Las presiones en el evaporador han de ser, con preferencia superiores a la atmosférica (1.033 Kg/cm^2), para evitar que el aire entre en el sistema en caso de fugas. El R22 posee menor viscosidad y mayor conductividad térmica, lo que disminuye las caídas de presión y mejora la transferencia de calor. El R22 disuelve 10 o 12 veces más el agua que el R12, por lo que los riesgos de formación de hielo en el órgano de expansión son mínimos. Aunque cabe anotar que el R22 es un poco más costoso y tiene mayores temperaturas a la salida del compresor que el R12.

La selección de R22 hace posible usar enfriadores de líquidos con tuberías de cobre, lo que lo hace más compacto, ya que el R22 no reacciona con el cobre. Para el R22 las propiedades se encuentran en la Tabla A-2, y el diagrama presión-entalpía en el gráfico B-2 del apéndice.

4.6 REFRIGERANTES SECUNDARIOS.-

Debido a que en la sección 4.4, se escogió como el

sistema más apropiado el de refrigeración indirecta, será entonces necesario hablar de los refrigerantes secundarios, ya que estos van a circular dentro de los tubos de la pista de hielo, para producir el congelamiento del piso.

Los refrigerantes secundarios hacen uso de su calor sensible para absorber calor de la pista. Entre ellos tenemos el agua, salmueras y líquidos incongelables. Descartamos el agua porque se congela a 0°C. Entre las salmueras o líquidos incongelables, cualquiera que sea el elegido, los técnicos recomiendan:

- Que la velocidad del refrigerante secundario, dentro de los tubos de la pista de hielo sea mantenida entre 0.65 y 0.80 m/seg.
- Limitar las caídas de presión dentro de los tubos entre 0.4 y 0.7 Kg/cm².
- Que la diferencia de temperatura del refrigerante secundario entre la entrada y la salida del enfriador de líquido no sea mayor de 1.2°C.
- Que el caudal del refrigerante secundario, no sea menor a 10 GPM/TON de refrigeración y preferiblemente 15 GPM/TON.

Todas estas consideraciones es debido a que la capacidad del refrigerante secundario puesto en servicio, es muy importante para obtener una repartición homogénea del hielo y evitar la formación de evidentes e indeseables ondulaciones en la superficie de hielo.

4.6.1 Salmueras.-

Las salmueras para refrigeración es una solución de sales diversas y dosificadas técnicamente. Según su contenido presenta un punto de congelación muy bajo.

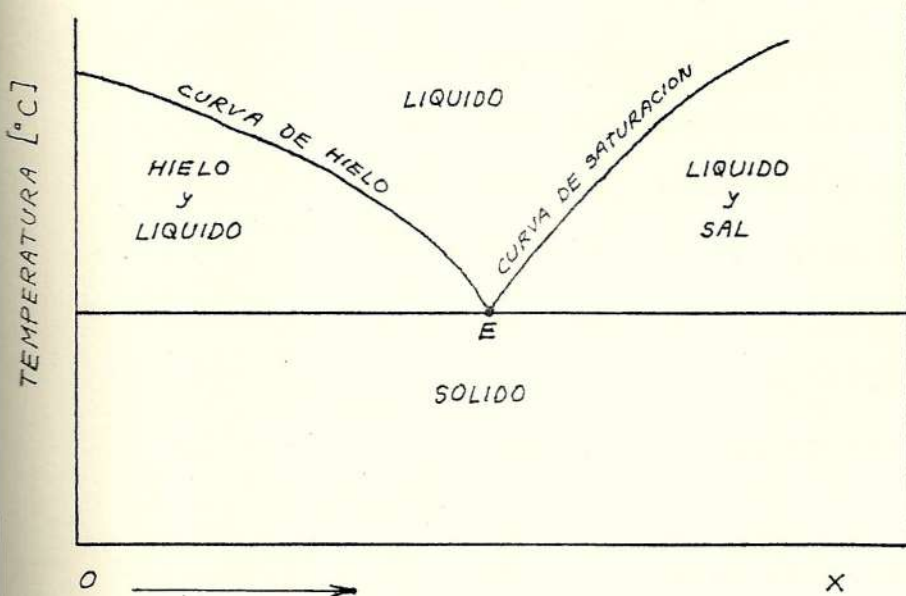


FIGURA 4.8. % DE CONCENTRACION DE SOLUTO EN LA MEZCLA.

La representación básica de una salmuera, es por el diagrama de fases que se muestra en la Fig. 4.8. El punto "E" se llama punto eutectico y representa la concentración a la cual puede alcanzarse la más baja temperatura sin solidificación. El aumentar la concentración de la solución más allá de la concentración eutectica no tiene interés, porque las temperaturas de congelación aumentan. El gráfico muestra las posibles fases y mezclas que pueden existir a las diversas concentraciones y temperaturas.

Las salmueras más conocidas son: Cloruro de sodio (ClNa) y cloruro de calcio (Cl_2Ca). El ClNa se descarta por razones de seguridad, ya que esta salmuera tiene un punto eutectico de -21.2°C (se solidifica), esta temperatura es muy cercana a la que debe fluir este refrigerante dentro de los tubos en la pista de hielo, incluso en el arranque de las máquinas las temperaturas deben ser disminuidas.

Las pistas de hielo existentes en el mundo que usan salmuera para congelar el piso, usan el cloruro de calcio. Es importante que la

solución sea alcalina (pH entre 8 y 8.5) esto es para evitar la corrosión. La salmuera normalmente es preparada en tanques, con un peso específico de 1.23 (27.1° Bé), cuyo punto de congelación es -28.3°C y su contenido de sal en porcentaje de peso de la solución es 24.7%.

4.6.2 Líquidos incongelables.-

Los anticongelantes son sustancias que se le añade al agua, para disminuir su temperatura de congelación. Los más empleados en pistas, son los glicoles: etilénico y propilénico.

Las principales atribuciones de estos materiales son: Su bajo punto de congelación, su baja volatilidad y relativamente baja corrosión, cuando son apropiadamente inhibidos. Todos estos factores ayudan a un mejor flujo de fluido y un mejor mantenimiento.

Los glicoles etilénico y propilénico son líquidos incoloros, prácticamente inoloros, completamente miscibles con el agua, así como con muchos compuestos orgánicos.

Las soluciones de glicol etilénico son normalmente preferidas sobre las soluciones de glicol propilénico, debido a las mejores propiedades físicas del primero, especialmente a bajas temperaturas (el propilénico a bajas temperaturas posee elevados valores de viscosidad). Por lo tanto, optamos por el glicol etilénico para compararlo con la salmuera cloruro de calcio.

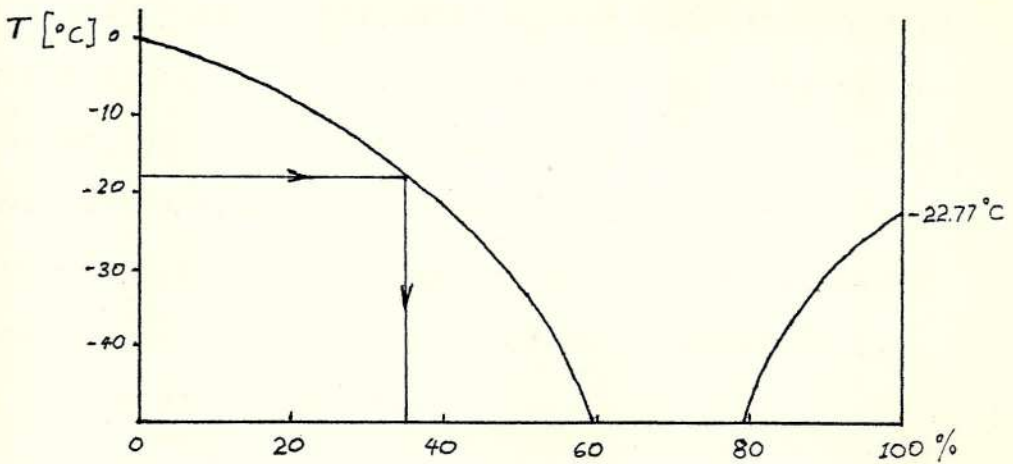


FIGURA 4.9. % DE GLICOL ETILENICO EN LA MEZCLA

Según puede verse el glicol etilénico puro se congela a -22.77°C . El porcentaje de glicol etilénico en peso debe escogerse para un punto de congelación mínimo de 10°C ., por debajo de la temperatura de trabajo que cabe esperar. Por ejemplo si es -8°C la temperatura de trabajo, debe escogerse la concentración del glicol etilénico que corresponda a una

temperatura de congelamiento mínimo de -18°C (36%).

4.7 SELECCION DEL REFRIGERANTE SECUNDARIO.-

La salmuera Cl_2Ca es más económica, pero tiene las desventajas inherentes de sedimentación, problemas de mezclas de sal, controlación periódica del valor pH, viscosidad variable y por lo tanto, continuo mantenimiento. Estas desventajas, son suficientes para escoger el glicol etilénico como refrigerante secundario en nuestro proyecto. Con este no hay los problemas antes mencionados, incluso el glicol etilénico no reacciona con el cobre, lo que hace posible el empleo de enfriadores con tubos de este material, que los hace más compactos.

Es necesario resaltar que, tanto el glicol etilénico, como el cloruro de calcio, la adición de más soluto tiene el efecto adverso sobre la caída de presión y transmisión de calor. Ambos tienen a altas concentraciones, gran viscosidad, pequeña conductividad térmica y pequeño calor específico, por tanto, una buena regla práctica es concentrar el refrigerante secundario solo lo necesario para evitar la congelación. Para el glicol etilénico las propiedades se encuentran en las Figs. B-3 a B-7 del Apéndice.

4.8 CONSIDERACIONES TECNICAS DEL GLICOL ETILENICO.-

Los glicoles, ya vienen por lo general con inhibidores de corrosión o sino se les pone estabilizadores o amortiguadores alcalinos (borax). El uso de ciertos oxidantes tales como el cromato sódico en conjunción con las soluciones de glicol etilénico, deberían ser evitados ya que puede ocurrir una prematuara oxidación del glicol.

Las concentraciones de glicoles inhíbidos son estables y relativamente no corrosivos. Bajo estas condiciones pueden ser almacenados en recipientes de acero templado, acero inoxidable o aluminio. A veces se requiere protegerlos con una capa de resina de vinil.

Las bombas de trasiego deberían ser elegidas solo después que se han analizado los datos de temperaturas y viscosidades de trabajo. Las bombas centrífugas accionadas por un motor eléctrico son a menudo recomendadas. La cimentación de las bombas deben ser hechas revestidas con capas de asbestos impregna dos con una goma dura o su equivalente. La tubería de conexión del circuito debería ser de acero y preferentemente soldada para evitar posibles fugas.

Después que el glicol inhíbido es cargado en un sistema viejo o nuevo, deberían ser removidos completamente todos los residuos contaminantes, así como lodo, herrumbre o moho, depósitos de líquido, aceite, etc. Generalmente es mejor evitar el uso de limpiadores que por ser fuertemente ácidos, corroen.

El agua usada para diluir, debería ser de buena calidad y que no contenga elementos corrosivos, los cuales reducen la efectividad del inhíbidor. Se usa agua blanda y de contenido bajo en iones, cloruros y sulfatos (menores a 10 ppm* c/u). El uso de agua destilada desionizada o condensada ayuda a evitar los indeseables efectos de pobre calidad de agua.

CAPITULO V

CALCULO DE CARGA REFRIGERANTE

5.1 APORTES FRIGORIFICOS INTERNOS.-

Un cálculo preciso de la carga de refrigeración es esencial para el buen funcionamiento de la pista de hielo. Desgraciadamente el cálculo preciso de la carga no es sencillo. Algunas de las fuentes de calor son más difíciles de predecir o evaluar y probablemente se cometen más errores en el cálculo de la carga de enfriamiento por omisión de una fuente que contribuye a la carga, que por ligeras inexactitudes al calcular otra fuente. Es por esto que he tomado el máximo cuidado de todos los factores que intervienen, a más de hacer un análisis de cada uno de ellos, ya que el funcionamiento normal de la pista depende de la capacidad de la máquina seleccionada en base a estos aportes frigoríficos.

Se ha de distinguir entre el frío necesario para hacer la pista de hielo y el necesario para conservarla. Para el cálculo de la máquina frigorífica se parte de la necesidad de conservar la pista de hielo.

Estas cargas de enfriamiento que la máquina deberá compensar son:

- Calor por convección
- Calor por radiación
- Condensación y solidificación del vapor de agua sobre la superficie de la pista de hielo.
- Rozamiento de los patines
- Mantenimiento y rehabilitación de la superficie de hielo.
- Calor que absorbe el piso

5.1.1 Calor por convección.-

AIRE

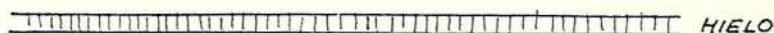


FIGURA 5.1. CONVECCION AIRE-HIELO

La transferencia de calor por convección, ocurre entre una superficie sólida y un fluido (líquido o gas) que se encuentran a distintas temperaturas. Este gradiente de temperaturas provoca un flujo de calor por con-

vección desde el aire hacia la superficie de hielo, dado por la siguiente ecuación:

$$Q_1 = \alpha A (T_{\infty} - T_s) \quad (5.1) \quad [\text{Ref.11}]$$

Donde:

Q_1 = Rapidez de calor transferido por convección $[\text{kcal/hr}]$

α = Coeficiente de transferencia de calor por convección $[\text{kcal/hrm}^2\text{°C}]$

A = Area de la superficie de hielo $26 \text{ m} \times 56 \text{ m} = 1456 \text{ m}^2$.

T_{∞} = Temperatura de bulbo seco del aire (normalmente se la toma lejos de la superficie = 10°C).

T_s = Temperatura de la superficie del hielo = -3°C .

CALCULO DE α :

Este coeficiente indica la cantidad de calor, que pasa por hora en una superficie de 1 m^2 , para una diferencia de temperatura de 1°C entre el fluido y la superficie. Está influenciado por varios factores como son la velocidad y tipo de circulación creado por los pa-

tinadores, por la humedad relativa, el estado de la superficie del hielo (lisa o rugosa), la naturaleza del aire (densidad, viscosidad, conductividad, calor específico), de la temperatura absoluta y del valor medio de la temperatura (entre la superficie del hielo y el aire).

La Figura 5.2, muestra la relación entre la velocidad del aire y el coeficiente de convección para aire seco, basado en una temperatura de la superficie de hielo a -3°C .

[Ref. 3]

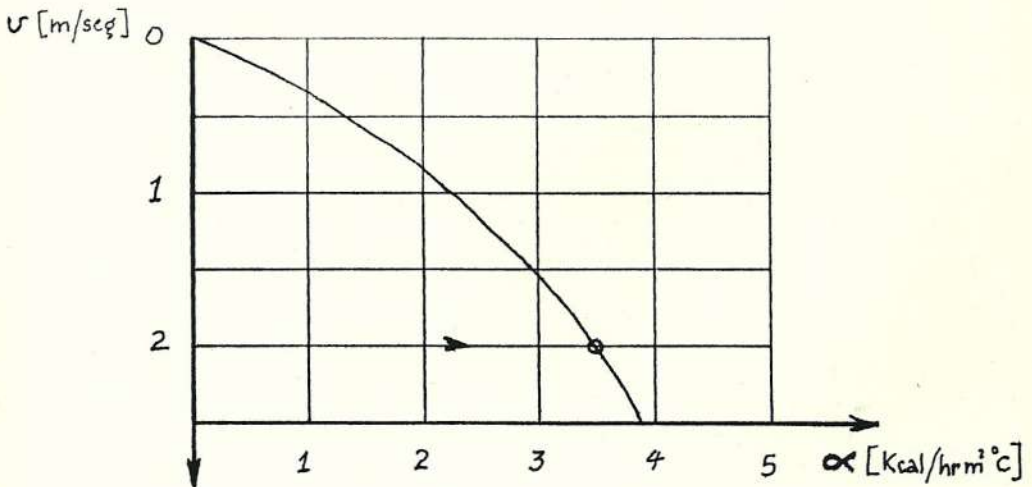


FIGURA 5.2. EFECTO DE LA VELOCIDAD DEL VIENTO SOBRE EL COEFICIENTE DE CONVECCION EN PISTAS DE HIELO.

La velocidad del aire en un lugar cerrado es baja, aproximadamente (0.3 m/seg), pero debi-

do al movimiento de los patinadores, estos crean una turbulencia, que aumentan la velocidad del aire. Por lo tanto, asumimos una velocidad del aire de 2 m/seg.

Con este valor, según la Fig. 5.2, encontramos un valor de $\alpha = 3.5 \text{ Kcal/hrm}^2\text{°C}$. para aire seco. La Fig. 5.3 [Ref.3] muestra el incremento del coeficiente de convección calculado de la Fig. 5.2, en función de la temperatura del aire y valores de humedad relativa de 60 a 90%, que son los usuales en pistas de hielo cubiertas.

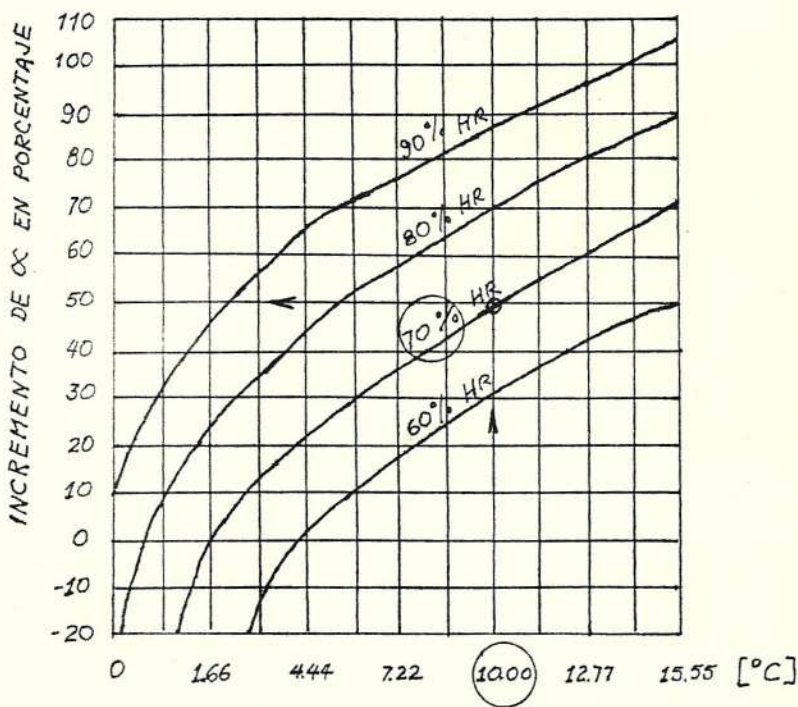


FIGURA 5.3. EFECTO DE LA HUMEDAD RELATIVA, EN EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR AIRE-SUPERFICIE DE HIELO.

Según los valores dados de temperatura del aire (10°C) y humedad relativa (70%), este incremento será de 50% del valor de α calculado de la Fig. 5.2. Por lo tanto, el valor final de α usado en la ecuación 5.1 será:

$$\alpha = 1.5 (3.5) \text{ Kcal/hrm}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\alpha = 5.25 \text{ Kcal/hrm}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con lo cual, la rapidez de transferencia de calor por convección entre el aire y la superficie de hielo según la ecuación 5.1 es:

$$Q_1 = 5.25 \times 1456 \left[10 - (-3) \right]$$

$$Q_1 = 99372 \text{ Kcal/hr}$$

OBSERVACIONES ACERCA DEL CALCULO DE Q_1 :

- a) La velocidad del aire asumida de 2 m/seg. es en base a que la de los patinadores llega a veces hasta 4 m/seg y la del aire quieto es aproximadamente 0.3 m/seg. La mayor velocidad incrementa bastante la carga frigorífica por convección.

b) Para una misma temperatura, a mayor humedad, mayor es el coeficiente de convección por lo tanto, se incrementa la carga frigorífica. Este incremento de humedad sucede cuando existen mayor número de personas en la pista, o la actividad desarrollada es más intensa.

5.1.2 Calor por radiación.-

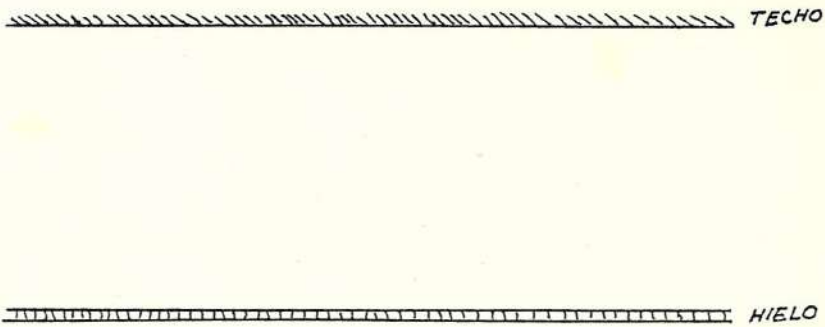


FIGURA 5.4. RADIACION ENTRE PLACAS PARALELAS (HIELO Y TECHO)

La transferencia de calor por radiación ocurre entre dos cuerpos a distintas temperaturas cuando están separados por un espacio que incluso puede ser el vacío.

Las radiaciones de calor salen de la superficie del cuerpo más caliente (techo) y son absorbidas (α), reflejadas (ρ) o transmitidas

(T) por la superficie del cuerpo frío, dependiendo el porcentaje de calor de cada uno de ellos en base al material de los cuerpos y al estado en que se encuentra la superficie (lisa o rugosa) y a la configuración geométrica entre ambas superficies.

Gráficamente, esto se representa así:

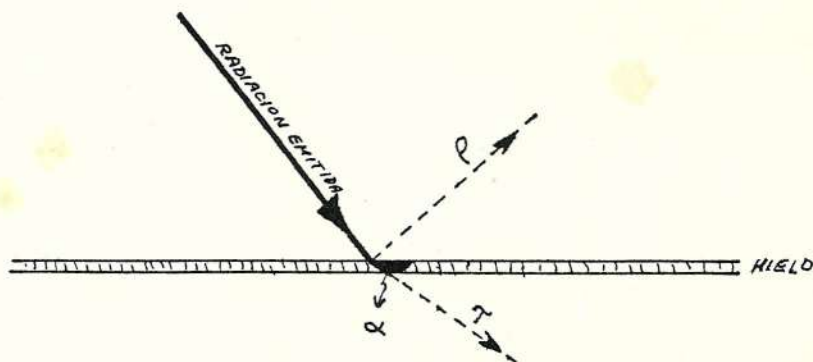


FIGURA 5.5. EFECTOS DE LA RADIACION EMITIDA

Si la radiación incidente del techo sobre la superficie de hielo es una unidad, debe cumplirse entonces:

$$1 = \alpha + \rho + T \quad (5.2) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Para cuerpos grises y que poseen entre sí una relación geométrica dada, la rapidez de flujo neto de calor por radiación desde el techo hacia el hielo es:

$$Q_2 = \zeta_{1-2} A [E_{n_2} - E_{n_1}] \quad (5.3) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

Q_2 = Flujo neto de calor por radiación
[Kcal/hr]

ζ_{1-2} = Factor de forma de cuerpo gris que modifica la ecuación para radiadores perfectos de acuerdo a los coeficientes de emisión y las geometrías relativas de los cuerpos reales.

A = Area de la pista de hielo (1456 m²)

E_{n_2} = Poder de emisión de cuerpo negro a la temperatura del techo.

E_{n_1} = Poder de emisión de cuerpo negro a la temperatura del piso.

Recordando el concepto de cuerpo negro y simplificando esta ecuación, puede quedar así:

$$Q_2 = \zeta_{1-2} \times 4.96 \times A \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (5.4)$$

Donde:

T_2 = Temperatura absoluta del techo. Asumo 25°C, por lo tanto = 25 + 273 = 298°K

T_1 = Temperatura del hielo = -3°C , por lo tanto = $-3 + 273 = 270^\circ\text{K}$

CALCULO DE S_{1-2} :

La radiación entre dos placas planas paralelas, el factor de forma de cuerpo gris, si son despreciable los efectos de los extremos es:

$$S_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (5.5) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

ϵ_1 = Emisividad del hielo = 0.99

ϵ_2 = Emisividad del techo, que aun no hemos escogido.

CASO A (TECHO COMUN):

Usando techo de alta emisividad, por ejemplo hojas de asbesto, de emisividad $\epsilon_2 = 0.93$.

De la ecuación 5.5 nos queda:

$$S_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{0.99} + \frac{1}{0.93} - 1} = 0.92$$

$$\xi_{1-2} = 0.92$$

CASO B (TECHO ESPECIAL):

Ya que el factor de forma de cuerpo gris es directamente proporcional a la rapidez neta del flujo de calor por radiación y es el único parámetro que podemos hacer variar de la ecuación 5.4 ya que los demás son constantes. Para disminuir esta carga frigorífica Q_2 , analizamos la ecuación 5.5. De esta ecuación, se ve fácilmente, que siendo ϵ_1 constante por ser el piso de hielo y ϵ_2 se lo puede hacer variar de acuerdo al material usado en el techo. Por lo tanto, para que ξ_{1-2} sea bajo es indispensable que el techo posea baja emissividad.

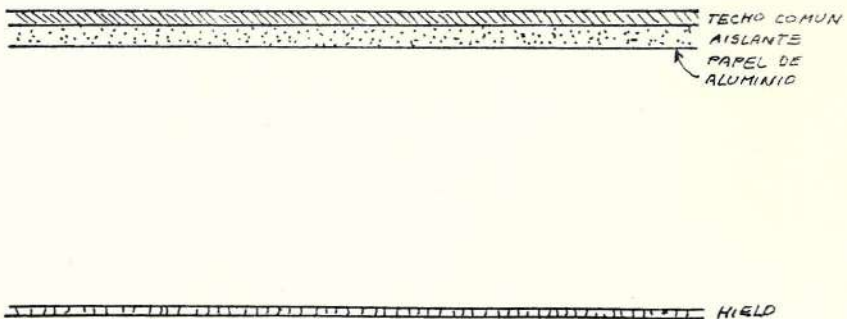


FIGURA 5.6 TECHO PARA CONTRARRESTAR LA RADIACION

En la Fig. 5.6 se muestra el esquema más apropiado para contrarrestar la radiación, esto es por las siguientes razones:

- a) Al colocar aluminio pulido ($\epsilon_2 = 0.05$), esta emisividad es bajísima, por lo tanto alivia grandemente la transferencia de calor por radiación.
- b) Se mantiene el techo exterior, porque usar todo el aluminio encarecería muchísimo la construcción. Entre el papel de aluminio y el techo se coloca aislante porque el aluminio posee buena conductividad.

Según la ecuación 5.5

$$\epsilon_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{0.99} + \frac{1}{0.05} - 1} = 0.05$$

$$\epsilon_{1-2} = 0.05$$

Y de acuerdo, a la ecuación 5.4 nos queda entonces:

$$Q_2 = 0.05 \times 4.96 \times 1456 \left[\left(\frac{298}{100} \right)^4 - \left(\frac{270}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_2 = 9286 \text{ Kcal/hr}$$

OBSERVACIONES ACERCA DEL CALCULO DE Q_2 :

- a) Asumimos una temperatura del techo de 25°C , aunque el aire interior está a 10°C , por el calor del alumbrado y la conducción de calor del medio ambiente a través del techo.
- b) Para los materiales que poseen altos valores de emisividad, en el caso que este sea, el de temperatura más baja, se convierte en un buen absorbedor (en estado estable $\epsilon = \alpha$). En el caso que este sea el de temperatura más elevada, se convierte en un buen emisor de energía radiante.
- c) Se escogió el valor de la emisividad del hielo como 0.99 (emisividad para hielo liso = 0.97), ya que los huecos dejados por los patines aumenta la emisividad, o lo que es lo mismo el piso se hace más absorbente.
- d) No debe confundirse el color que se observa con la definición de cuerpo negro ($\epsilon = 1$). Así vemos en nuestro caso que el hielo que aparece blanco ante nuestros ojos,

absorbe casi toda la radiación por su alto valor de emisividad. Es decir, el hielo se comporta casi como un cuerpo negro o radiador perfecto.

- e) Conociendo bien las propiedades de los materiales de construcción, tales como su conductividad, su emisividad, etc., se consigue mejorar el proyecto. En nuestro caso conseguimos aliviar la rapidez de flujo de calor por radiación en:

$$\% \text{ de reducción} = \frac{(\epsilon_{1-2}) \text{ Caso A} - (\epsilon_{1-2}) \text{ Caso B}}{(\epsilon_{1-2}) \text{ Caso A}} \times 100$$

$$\% \text{ de reducción} = \frac{0.92 - 0.05}{0.92} = 94.5\%$$

He aquí la importancia del ingeniero al realizar un proyecto, ya que usando el valor de ϵ_{1-2} en el caso A, Q_2 fuera 170867 Kcal/hr.

5.1.3 Condensación y solidificación del vapor del agua sobre la superficie de la pista de hielo.-

Para este cálculo hacemos uso de la carta

psicrométrica que se encuentra en el apéndice Fig. B.1. En ella vemos que al estar el aire interior a 10°C. de bulbo seco y 70% de humedad relativa, se encuentra en estado de mezcla de vapor y humedad. Esta masa de aire al estar en contacto con una superficie más fría (hielo), las partículas de aire más próximas a la superficie se saturarán o condensarán (hacerse líquido a presión constante) alcanzando la temperatura del punto de rocío, la cual es 5°C. para dichas condiciones. Estas gotas de líquido a 5°C, tendrán luego que solidificarse a la temperatura de la superficie del hielo, esto es a -3°C.

De acuerdo a la ecuación:

$$Q_3 = m h_{sg} \quad (5.6) \quad [\text{Ref. 8}]$$

Donde:

Q_3 = Calor total de condensación y solidificación [BTU/hr]

m = Masa de hielo que se sublima [lb/hr]

h_{sg} = Calor latente requerido para cambiar hielo a vapor a la temperatura de la superficie del hielo. Según [Ref. 2] 1218.9 BTU/lb.

CALCULO DE m:

La cantidad de hielo que se sublima es:

$$m = \frac{A [95 + 0.425 v] (P_h - P_a)}{h_{sg}} \quad (5.7) \quad [\text{Ref.2}]$$

Donde:

A = Area de la pista 1456 m² (15666.6 pie²)

v = Velocidad del aire sobre la superficie del hielo 2 m/seg. (393.6 pie/min).

P_h = Presión de saturación del vapor, tomada a la temperatura de la superficie del hielo 0.13985 pulgadas de Hg.

P_a = Presión de saturación, tomada a la temperatura del punto de rocío del aire 0.25748 pulgadas de Hg.

De la ecuación 5.7 nos queda:

$$m = \frac{15666.6 [95 + 0.425 (393.6)] (0.13985 - 0.25748)}{1218.9}$$

$$m = -396.54 \text{ lb/hr}$$

El signo menos indica que se pierde esa masa

de hielo por sublimación, por lo tanto, el calor que la máquina tendrá que compensar será, según la ecuación 5.6:

$$Q_3 = 396.54 \times 1218.9 = 483342 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_3 = 121802 \text{ Kcal/hr}$$

OBSERVACIONES ACERCA DEL CALCULO DE Q_3 :

a) La importancia de este aporte frigorífico no solo es por su alto valor, sino también que nos permite saber la cantidad de hielo que se sublima, la cual hace bajar el espesor de hielo, haciendo necesario utilizar cierta cantidad de agua para congelar la y mantener el espesor deseado. Para determinar el espesor de la capa de hielo que se pierde en un día, hacemos el siguiente análisis:

$$m = 396.54 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \left(179.84 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \right) \text{ y como son 13}$$

horas de funcionamiento normal al día, entonces $m = 2338 \text{ Kg}$ que se pierde en todo el día, lo que corresponde a un volumen $V = 2.461 \text{ m}^3$ (densidad del hielo = 950 Kg/

m^3). Por lo tanto el espesor de capa de hielo que se sublima es: $e = V/A = 2.461/1456 = 1.7 \times 10^{-3} \text{ m.}$ $e = 1.7 \text{ mm.}$

- b) Este es un calor latente, debido a la diferencia de humedad absoluta o presiones, entre el estado del aire y la superficie de hielo.

Este incremento de humedad se hace mayor especialmente, en lugares cerrados, en los cuales se encuentran desarrollando ciertas actividades las personas, lo que hace incrementar la carga de refrigeración (por lo tanto será necesario colocar unidades deshumidificadores de aire).

5.1.4 Rozamiento de los patines.-

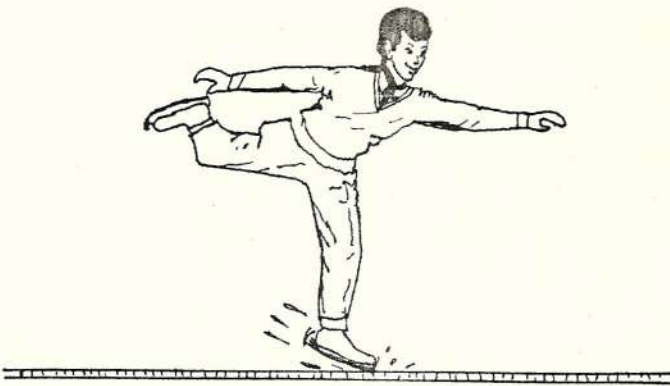


FIGURA 5.7. ROZAMIENTO DE LOS PATINES

Los patinadores llevan botas con dos hojas de acero en cada una, cuyo largo es de acuerdo al tamaño de la bota y cuyo ancho es de 1 a 2 mm de espesor.

Al deslizarse el patinador, estos raspan el hielo, lo cual se transforma en calor. La cantidad de calor convertida, debida al rozamiento es:

$$Q_4 = \frac{\mu_K N P v 3600}{427} \quad (5.8) \quad [\text{Ref.7}]$$

Donde:

Q_4 = Calor por fricción de los patinadores
[Kcal/hr]

μ_K = Coeficiente de fricción entre la hoja de acero y el hielo.

N = Número de personas (asumimos patinaje público 300 personas).

P = Peso del patinador (asumimos un promedio entre hombres, mujeres y niños = 50 Kg).

v = Velocidad del patinador (asumimos 2m/seg).

CALCULO DE μ_K :

Según [Ref. 10] NSUJ (National Skating Union of Japan) realizó experimentos, para encontrar el coeficiente de deslizamiento en función de la temperatura de la superficie del hielo. Estos valores se muestran en la Fig. 5.8.

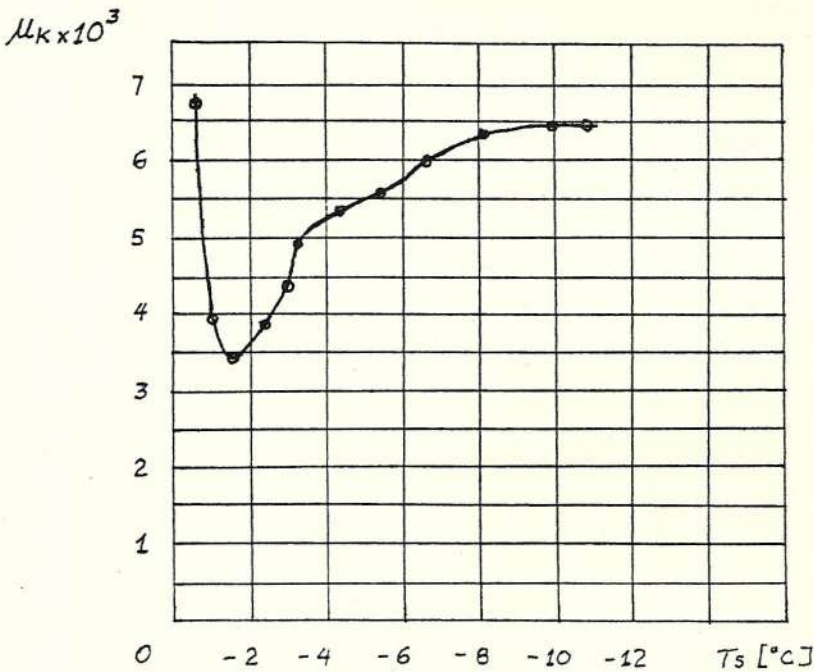


FIGURA 5.8. COEFICIENTE DE DESLIZAMIENTO COMO UNA FUNCION DE LA TEMPERATURA DE LA SUPERFICIE DEL HIELO.

Para una temperatura de -3°C , en la superficie de hielo, encontramos $\mu_K = 0.0044$. Entonces la ecuación 5.8, nos queda:

$$Q_4 = \frac{0.0044 \times 300 \times 50 \times 2 \times 3600}{427} = 1113 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_4 = 1113 \text{ Kcal/hr}$$

OBSERVACIONES ACERCA DEL CALCULO DE Q_4 :

- a) El coeficiente de fricción varía bastante en el rango de temperatura de hielo de 0 a -10°C . Al valor de -1.6°C , le corresponde el mínimo valor de este coeficiente y aumenta hacia ambos lados del rango de temperatura.
- b) El valor de la cantidad de calor por rozamiento encontrado es sumamente pequeño en comparación a los otros, pero su importancia radica en la cantidad de hielo derretido que hay que remover, conjuntamente con la masa sublimada, de tal manera que se rocíe una fina película de agua para rehacer la superficie de hielo y mantener el espesor deseado.

5.1.5 Mantenimiento y rehabilitación de la superficie de hielo.-

Para mantener la superficie de hielo se acostumbra sacar el hielo derretido después de cada sesión o período de patinaje. Se diseñan barras especiales de acero endurecido y ancho suficiente que permitan a dos hombres sacar el hielo de la pista (derretido) en aproximadamente 15 minutos. Después de hacer esto se rocía una capa de agua a 70°C, esto es para alisar mejor el piso.

Hay que tomar en consideración dos factores importantes que son: el tiempo necesario para rehacer el hielo y la cantidad de agua necesaria para mantener el espesor deseado. Las horas durante las cuales se rehace la superficie del hielo son las horas huecas del trabajo, (generalmente desde las 22h00 hasta las 08h00 del día siguiente, esto da un tiempo total de 10 horas).

Bajo condiciones de regímenes de trabajo pesado en el día, la cantidad de escarcha removida generalmente es 1/8 del espesor total (30 mm), lo que da aproximadamente 3.7 mm. Esto hace que el espesor de agua de reposición sobre toda la pista sea 5.4 mm (1.7 +

3.7). Adoptamos 5 mm que es un valor bastante aceptable, incluso bajo r egimenes pesados.

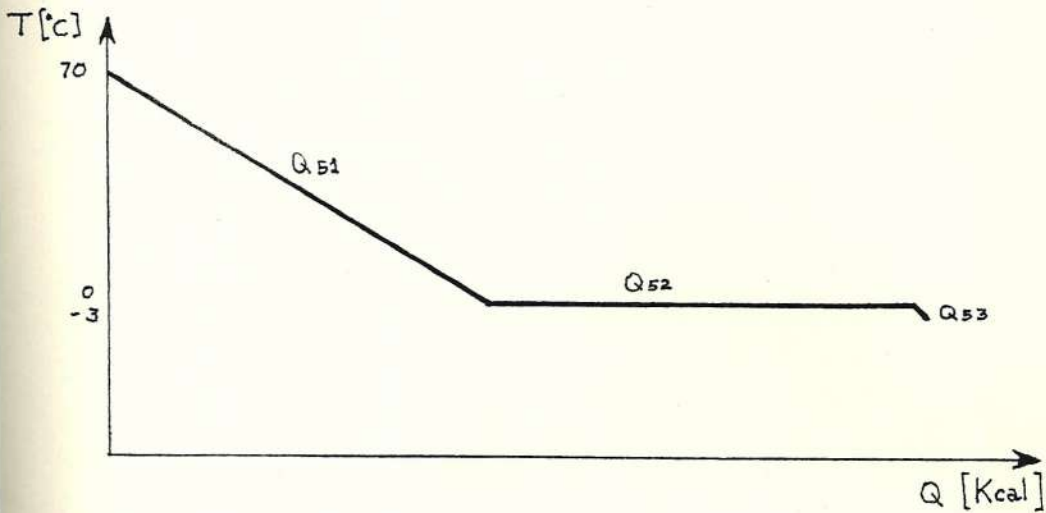


FIGURA 5.9. CONGELACION DEL AGUA

La cantidad de frigorías* necesarias para que el agua de 70°C , se transforme en hielo a -3°C , se compone de tres aportes frigoríficos.

$$Q_{51} = \text{agua de } 70^{\circ}\text{a } 0^{\circ}\text{C} = m C_a \Delta T_1$$

$$Q_{52} = \text{solidificación del agua a } 0^{\circ}\text{C} = m h_{fg}$$

Frigor as lo contrario a Kcal, ya que hay que bajar la temperatura del agua. Pero para efectos de cálculo lo haremos trabajar como los otros aportes caloríficos dados en Kcal.

$$Q_{53} = \text{Subenfriamiento del hielo de } 0 \text{ a } -3^{\circ}\text{C}$$

$$m c_h \Delta t_3.$$

La cantidad de frigorías totales para congelar el agua de 70°C a -3°C , será:

$$\bar{Q}_5 = Q_{51} + Q_{52} + Q_{53}$$

$$\bar{Q}_5 = m C_a \Delta t_1 + m h_{fg} + m C_h \Delta t_3$$

$$\bar{Q}_5 = m [C_a \Delta t_1 + h_{fg} + C_h \Delta t_3] \quad (5.9) \quad [\text{Ref.7}]$$

Donde:

\bar{Q}_5 = Calorías total de agua a 70°C hasta hielo a -3°C .

m = Masa del agua [Kg]

C_a = Calor específico del agua = $1 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$

Δt_1 = 70°C

h_{fg} = Calor de fusión del hielo = 80 Kcal/Kg .

C_h = Calor específico del hielo = $0.5 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$.

Δt_3 = 3°C .

CALCULO DE m :

El volumen de agua de reposición será:

$V = \text{Area de la pista} \times \text{altura de reposición de agua.}$

$$V = 1456 \times 0.005$$

$$V = 7.28 \text{ m}^3$$

De la definición de densidad ($\rho = m/v$) en la cual $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$ para el agua, despejamos m y nos queda:

$$m = \rho V$$

$$m = 1000 \times 7.28$$

$$m = 7280 \text{ Kg}$$

Entonces de la ecuación 5.9:

$$\bar{Q}_5 = 7280 \left[1 \times 70 + 80 + 0.5 \times 3 \right]$$

$$\bar{Q}_5 = 1102920 \text{ Kcal}$$

Como el tiempo para rehacer esta masa es 10 horas, entonces:

$$Q_5 = \frac{\bar{Q}_5}{t} = \frac{1102920}{10} = 110292 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_5 = 110292 \text{ Kcal/hr}$$

OBSERVACIONES ACERCA DEL CALCULO DE Q_5 :

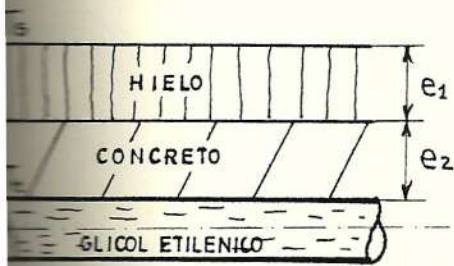
- a) La cantidad de hielo a rehacer, es función de la masa evaporadora y la masa removida al raspar el hielo.
- b) Para rehacer el hielo se acostumbra bajar la temperatura del refrigerante en unos 5°C , con esto se consigue agilizar la formación del hielo. Además durante la noche se produce una cesión de calor que favorece también a la rápida formación.

5.1.6 Calor que absorbe el piso.-

Este valor en realidad ya está asumido ($Q_6/A < 8 \text{ Kcal/hrm}^2$) el cual es el recomendado para pisos en pistas de hielo y para el diseño de las paredes de las cámaras frigoríficas. Este valor nos ayudará a encontrar la temperatura de circulación del glicol etilénico dentro de los tubos de la pista y el espesor de aislante necesario para que no sobrepase este valor de 8 Kcal/hr m^2 .

CALCULO DE LA TEMPERATURA DEL GLICOL ETILENICO:

Considerando la parte encima de los tubos,
que se muestra en la Fig. 3.1.



$$e_1 = 30 \text{ mm}$$

$$\lambda_1 = 2 \text{ Kcal/hr m}^\circ\text{C}$$

$$e_2 = 30 \text{ mm}$$

$$\lambda_2 = 1.4 \text{ Kcal/hr m}^\circ\text{C}$$

T_s = Temperatura de la superficie
de hielo -3°C .

T_t = Temperatura del tubo $[^\circ\text{C}]$

$$\Delta t_1 = T_s - T_t$$

Q_T = Calor transferido durante el
funcionamiento de la pista
debido a todos los aportes
caloríficos previamente cal-
culados más el calor que ab-
sorbe el piso.

$$Q_6 = 8 \times A = 8 \times 1456 = 11648 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_6$$

$$Q_T = 99372 + 9286 + 121802 + 1113 + 11648$$

$$Q_T = 243221 \text{ Kcal/hr}$$

FIGURA 5.10.

PARTE DEL PISO ENCIMA
DE LOS TUBOS.

Nótese que no hemos considerado Q_5 , porque este aporte no es durante el funcionamiento (horas de servicio de la pista)

Según la ecuación:

$$Q_T = \frac{A \Delta T_1}{R_1 + R_2} \quad (5.10) \quad [\text{Ref.8}]$$

Donde:

R_1 = Resistencia térmica del hielo (e_1/λ_1)

R_2 = Resistencia térmica del concreto
(e_2/λ_2)

Despejando Δt_1 , nos queda:

$$\Delta t_1 = \frac{Q_T}{A} (R_1 + R_2) = \frac{Q_T}{A} \left(\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} \right)$$

$$\Delta t_1 = \frac{243221}{1456} \left(\frac{30 \times 10^{-3}}{2} + \frac{30 \times 10^{-3}}{1.4} \right) = 6.08^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = 6.08^\circ\text{C}$$

$$T_t = T_s - \Delta t_1 = -3 - 6.08 = -9.08^\circ\text{C}$$

$$T_t = -9.08^\circ\text{C}$$

Como el tubo es de espesor pequeño y posee alta conductividad, esto hace que su resistencia térmica sea despreciable, por lo tanto, adoptamos como temperatura promedio de circulación del glicol etilénico -9.2°C .

CALCULO DEL ESPESOR DEL AISLANTE:

Considerando ahora la parte debajo de los tubos que se muestra en la Fig. 3.1

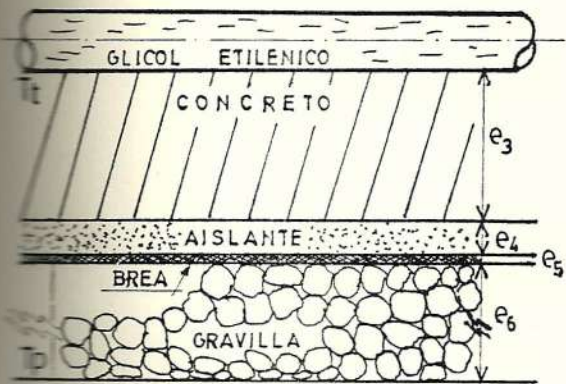


FIGURA 5.11

PARTE DEL PISO DEBAJO DE LOS TUBOS.

- $e_3 = 160 \text{ mm}$
- $\lambda_3 = 1.4 \text{ Kcal/hr m}^{\circ}\text{C}$
- $e_4 = \text{espesor de aislante a calcularse.}$
- $\lambda_4 = 0.02 \text{ Kcal/hr m}^{\circ}\text{C}$
- $e_5 = 7 \text{ mm}$
- $\lambda_5 = 0.72 \text{ Kcal/hr m}^{\circ}\text{C}$
- $e_6 = 600 \text{ mm}$
- $\lambda_6 = 0.70 \text{ Kcal/hr m}^{\circ}\text{C}$
- $\Delta t_2 = T_p - T_t$
- $T_p = \text{Temperatura del suelo. Asumamos } 20^{\circ}\text{C.}$
- Aplicando la ecuación 5.10 y asumiendo $Q_c/A. = 8 \text{ Kcal/hr m}^2$.

$$\frac{Q_6}{A} = \frac{\Delta t_2}{R_3 + R_4 + R_5 + R_6}$$

$$8 = \frac{20 - (-9.08)}{\frac{160 \times 10^{-3}}{1.4} + \frac{e_4}{0.02} + \frac{7 \times 10^{-3}}{0.72} + \frac{600 \times 10^{-3}}{0.7}}$$

Encontramos que $e_4 = 53.08$ mm.

Por lo tanto, adoptamos una plancha de 60 mm, con lo cual Q_6 sería realmente = 10635 Kcal/hr.

OBSERVACIONES ACERCA DEL CALCULO DE Q_6 :

- a) Todos los cálculos son, asumiendo que los tubos forman una placa isotérmica a la temperatura del glicol etilénico.
- b) Si se usara el poliestireno expandido, el espesor de este aislante necesario sería 80 mm, ya que este tiene menor capacidad de aislamiento ($\lambda = 0.03$ Kcal/hr $m^\circ C$).

2. CAPACIDAD FRIGORIFICA A USARSE.-

Una vez encontradas todas las cargas caloríficas, ha

emos el siguiente análisis, para encontrar la capa capacidad de la máquina frigorífica a usarse:

- 1) Durante el tiempo en la cual la pista se encuentra en funcionamiento (09h00 a 22h00).

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_6$$

$$Q_T = 99372 + 9286 + 121802 + 1113 + 10635$$

$$Q_T = 242208 \text{ Kcal/hr}$$

- 2) Durante el tiempo en la cual la pista no se encuentra en funcionamiento (22h00 - 08h00).

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_5 + Q_6$$

Pero en este caso los valores de Q_1 y Q_3 serán en forma aproximada, 42587 y 63539 Kcal/hr cada uno respectivamente (asumiendo velocidad del aire = 0.5 m/seg durante la noche) ya que el aire está quieto porque no hay patinadores, por lo que nos queda:

$$Q_T = 42587 + 9286 + 63539 + 110292 + 10635$$

$$Q_T = 236339 \text{ Kcal/hr}$$

Por los resultados obtenidos durante ambos períodos, debería escogerse el mayor (1). Pero realmente el valor para rehacer el hielo durante la noche (2), es mucho mayor, ya que debe bajarse la temperatura de evaporación unos 5°C , para que el hielo se forme en las 10 horas previstas. Esto involucra un aumento en la capacidad de refrigeración.

De la Fig. 5.12 [Ref. 6] se muestra el efecto de la disminución de la temperatura de evaporación sobre la capacidad de la máquina frigorífica. Para nuestra temperatura de trabajo significa un incremento del 30%. Por lo tanto, el valor de Q_T será:

$$1.3 \quad (236339 \text{ Kcal/hr}) = 307240 \text{ Kcal/hr}$$

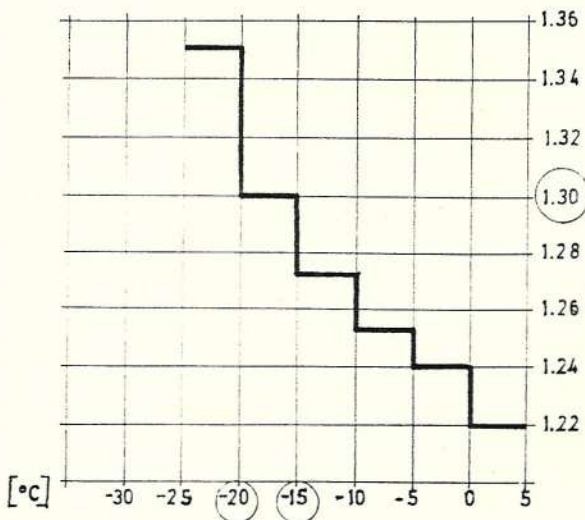


FIGURA 5.12. EFECTO DE LA VARIACION DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACION EN LA CAPACIDAD DEL COMPRESOR, DADO UNA TEMPERATURA CONSTANTE DE CONDENSACION DE 40°C .

Ejemplo:

“ Si a -10°C , la capacidad del compresor es 100000 Kcal/hr, y si se baja la temperatura a -15°C , la capacidad máxima que daría el compresor sería $\frac{100.000}{1.27} = 78740$ Kcal/hr.”

A este valor de 307240 Kcal/hr, le añado un 20% de seguridad, por lo que la capacidad total de refrigeración que deberá tener el compresor es:

$$Q_T = 1.2 (307240 \text{ Kcal/hr})$$

$$Q_T = 368688 \text{ Kcal/hr}$$

Optamos este valor de seguridad, por las siguientes razones:

- Si la unidad de acondicionamiento de aire "No enfría bien", esto hace que los aportes caloríficos aumenten, al estar la temperatura del aire a unas condiciones no fijadas ($> 10^{\circ}\text{C}$).
- Desperfectos en el mismo equipo de refrigeración que hacen bajar la capacidad de refrigeración.
- Incremento de la temperatura de condensación, al

ser la temperatura de entrada del agua de enfriamiento al condensador mayor que la temperatura asumida.

OBSERVACIONES FINALES ACERCA DE LA CARGA REFRIGERANTE.-

Por lo visto en el cálculo de la carga de refrigeración, esta varía mucho dependiendo de los siguientes factores generales:

- a) La actividad para la cual la pista es usada (Hockey sobre hielo, curling, patinaje público, etc.). Esto forma parte de la cantidad de viento creado por los patinadores y también el tipo de hielo requerido. El viento será mayor en el caso de uso para patinaje público y la capacidad del sistema será incrementada para contrarrestar este efecto.
- b) El factor uso (ligero o pesado) de la pista involucra el número de patinajes horas por día y el número de veces que se necesita rehacer el hielo. Cuando el uso es pesado hay que aumentar la capacidad de la máquina para mantener la calidad y la temperatura del hielo.

- c) El tiempo de enfriamiento requerido debe ser más pequeño en las pistas de múltiples propósitos, ya que se necesitará hacer el hielo y deshielar rápidamente para que se desarrollen otras actividades. Esto por supuesto requerirá mucha mayor capacidad que la normalmente usada.
- d) Las especificaciones del edificio y las condiciones ambientales afectarán la capacidad de refrigeración. La disposición del edificio es importante en cuanto a ubicación de puertas de acceso se refiere. Es preferible que las puertas estén en posición norte o sur, para evitar que la radiación incida en forma directa (el sol nace por el este y se oculta por el oeste). El efecto del sol y las mayores temperaturas ambientales nos dirán, si la pista puede ser abierta o cerrada.

4 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL AMBIENTE INTERIOR DE PISTAS CUBIERTAS.-

En Guayaquil, dadas las condiciones de alta temperatura y humedad, se hace imposible colocar una pista al aire libre, por ello es necesario no solo cerrarla, sino también colocar una unidad central de acondicionamiento de aire con serpentines deshumidificado

res, que mantengan el aire a las condiciones deseadas.

Los aportes caloríficos que tendrá que compensar la unidad de aire acondicionado son:

- Calor de los patinadores y espectadores (sensible y latente).
- Calor de las luces y motores
- Calor a través de paredes, techos y ventanas
- Infiltración a través de las puertas
- Ventilación
- Deshumidificación

Todos estos aportes de calor, conjuntamente con el equipo de: enfriadores de aire, deshumidificadores, diseño y disposición de ductos de aire, etc., podría ser otro tema de Tesis de Grado.

CAPITULO VI

CALCULO DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE LA PLANTA

1 TRAZADO DEL CICLO DE REFRIGERACION.-

Para representar el ciclo de refrigeración en un diagrama presión-entalpía, es necesario determinar las temperaturas de evaporación y de condensación a las que trabajará normalmente el equipo de refrigeración.

Temperatura de evaporación:

Ya habíamos determinado que:

- Temperatura promedio del glicol etilénico = -9.2°C
- Máxima elevación de temperatura entre la entrada y la salida en el evaporador para el glicol etilénico = 1.2°C .

Esto lo graficamos así (Ver Fig. 6.1)

En el evaporador, este refrigerante secundario hace uso de su calor sensible para vaporizar al refrigerante primario (R22); es obvio que el R22 para que pue-

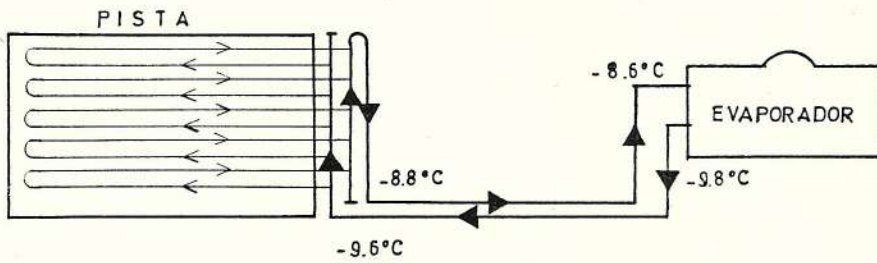


FIGURA 6.1.- TEMPERATURAS DEL GLICOL ETILENICO

da enfriar al glicol etilénico, tiene que estar a una menor temperatura. Según experiencias prácticas se aconseja establecer un gradiente de temperaturas de 3 a 7°C entre la salida del refrigerante secundario en el evaporador y el refrigerante primario a la temperatura de proyecto. Optamos 5.2°C como gradiente de temperatura. Gráficamente se representa esto de la siguiente manera.

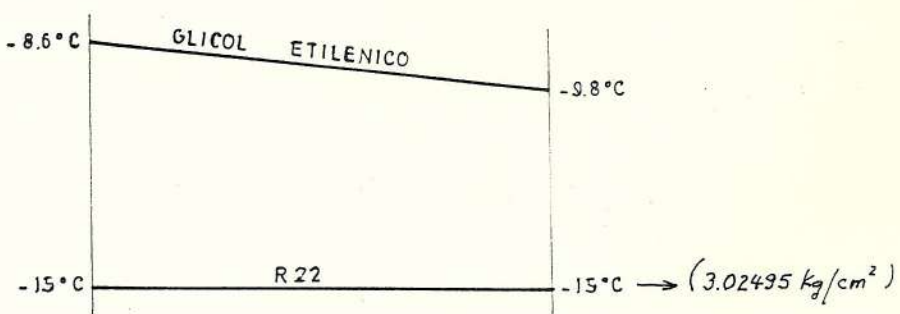


FIGURA 6.2.- TEMPERATURA DE EVAPORACION IDEAL

Temperatura de condensación:

Utilizaremos condensadores enfriados por agua en com

binación con una torre de enfriamiento y tomando los siguientes parámetros:

- Temperatura promedio de bulbo húmedo en Guayaquil
 $T_{bh} = 25^{\circ}\text{C}$ (Tabla A-1).
- Aproximación al bulbo húmedo (A). Según [ref. 17] no puede ser menor de 3°C , por lo tanto, adoptamos 4°C .
- Temperatura del agua a la entrada $T_{ae} = T_{bh} + A = 29^{\circ}\text{C}$.
- Salto térmico (Δt). Según [ref. 6] debe estar comprendido entre 3.3 y 6.7°C , por lo tanto, adoptamos 5°C .
- Temperatura del agua a la salida $T_{as} = T_{ae} + \Delta t = 34^{\circ}\text{C}$.
- Diferencia de temperatura entre la entrada del agua de enfriamiento al condensador y la temperatura de condensación del refrigerante ($\Delta t'$). Según [ref. 6] para lugares de clima cálido se adopta de 8 a 14°C . Adoptamos 11°C .

- Temperatura de condensación $T_c = T_{ae} + \Delta t' = 40^\circ\text{C}$, lo que gráficamente se representa así.

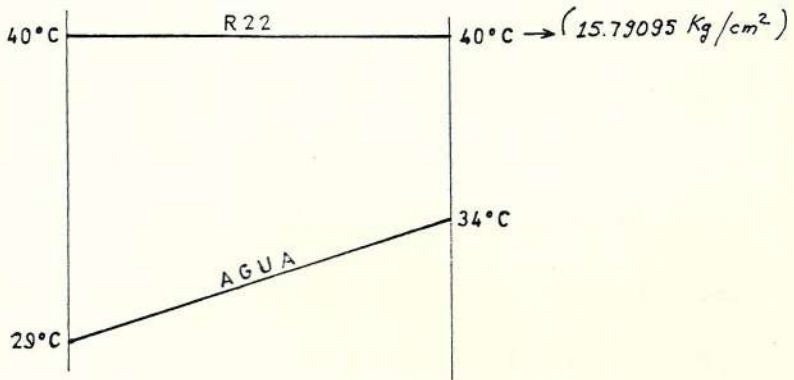


FIGURA 6.3.- TEMPERATURA DE CONDENSACION IDEAL

Todos estos valores tanto para el evaporador como para el condensador, son en base de la superficie de transferencia de calor más apropiada.

Para trazar el ciclo necesitamos determinar: La relación de presión, el recalentamiento y el sub-enfriamiento.

- Según la ecuación 4.1:

$$r = \frac{15.79095}{3.02495} = 5.22$$

Y de acuerdo a lo analizado en la sección 5.1 adopu

tamos un sistema de compresión de vapor a una etapa.

- El recalentamiento tiene gran importancia en el funcionamiento de la válvula de expansión y relaciona la entrada y la salida del evaporador. Los principales fabricantes las regulan para obtener aproximadamente una diferencia de 7°C . Pueden ser necesarios 5°C de recalentamiento para que se inicie la apertura de la válvula de expansión y 2°C de recalentamiento adicional para abrir la válvula con la amplitud suficiente para dar el caudal preciso. Un recalentamiento inferior no asegura la evaporación total del fluido, pudiendo el compresor aspirar líquido. Un recalentamiento superior produce como consecuencia una utilización incompleta de la superficie del evaporador y por tanto una disminución de su capacidad. Estos vapores se recalientan aún más en la salida del evaporador que comunica con el compresor (tubería de admisión) así este convenientemente aislado. Asumimos 1°C como recalentamiento adicional, por lo tanto, el recalentamiento total será de 8°C .
- La temperatura de sub-enfriamiento del fluido refrigerante líquido a la salida del condensador debe estar 2°C por encima de la temperatura del agua

que se emplea para su enfriamiento (29°C), por lo tanto, la temperatura a la salida del condensador será de 31°C . Por consiguiente el sub-enfriamiento será $(40-31) 9^{\circ}\text{C}$. El objetivo del sub-enfriamiento es el de tener la seguridad que un 100% de líquido entra en la válvula de expansión, evitando las burbujas de vapor, que impiden el flujo de refrigerante.

Para enfriadores de líquidos incongelables que usan R22 la caída de presión usual es $(0.15 \text{ a } 0.42 \text{ Kg/cm}^2)$ optamos 0.32 Kg/cm^2 que representan una caída de 3°C . O sea que el vapor saturado no sale realmente a -15°C , sino a -18°C .

Para condensadores enfriados por agua de grandes caudales de agua, las caídas de presión usuales son $(0.5 \text{ a } 1.5 \text{ Kg/cm}^2)$ optamos 1 Kg/cm^2 que representa una caída de 3°C aproximadamente. O sea que el vapor saturado en el condensador no es 40°C , sino 43°C .

Las demás consideraciones son:

- a) Limitar la caída de presión en el conducto de aspiración de tal manera que no representa un cambio de más de 1°C en la temperatura de saturación (0.1 Kg/cm^2) .

- b) Limitar la caída de presión en el conducto de descarga de tal manera que no represente un cambio de más de 1°C en la temperatura de saturación (0.84 Kg/cm^2).
- c) Limitar la caída de presión en el conducto de líquido de tal manera que no represente un cambio de más de 1°C en la temperatura de saturación (0.37 Kg/cm^2).

Con todas estas consideraciones en el apéndice, gráfico B-2, se representa el proceso real y en la siguiente tabla mostramos los valores de temperatura y entalpía en los puntos más importantes.

TABLA N^o I

VALORES REALES DE TEMPERATURA Y ENTALPIA EN LOS PUNTOS MAS IMPORTANTES QUE SE MUESTRAN EN EL GRAFICO B-2 DEL APENDICE.

PUNTO	t [$^{\circ}\text{C}$]	h [Kcal/Kg]
1	-10	148.77
2	83	160.37
3	43	152.24
4	40	112.78
5	31	108.77
6	-15	108.77
7	-18	147.59

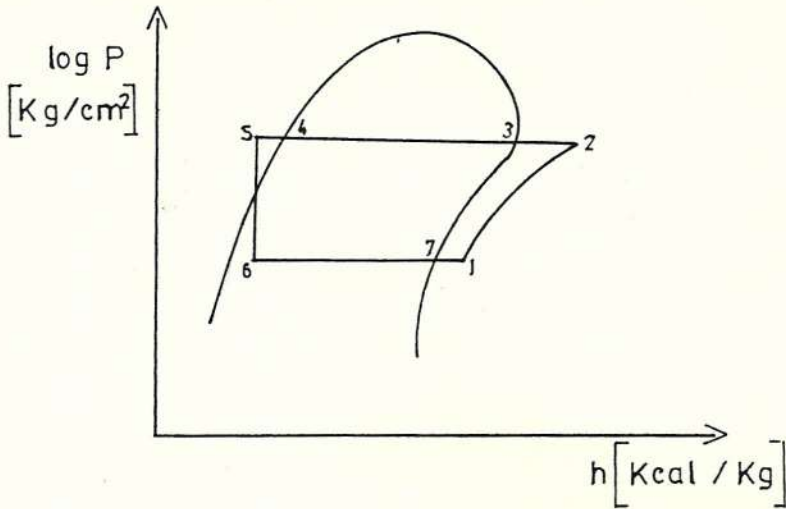


FIGURA 6.4. ESQUEMA BASICO DEL GRAFICO B-2 DEL APENDICE

El punto 2 es determinado a partir del punto 1, asumiendo compresión isentrópica y en el punto 1 su volumen específico $v_1 = 0.09 \text{ m}^3/\text{Kg}$ ($90 \text{ dm}^3/\text{Kg}$).

COMPRESOR.-

El compresor constituye la verdadera máquina de toda instalación frigorífica y su función principal es la de aspirar el refrigerante gaseoso proveniente del evaporador y comprimirlo, elevando su presión y temperatura.

La clasificación más general según la [ref.2] es:

COMPRESOR	[De desplazamiento positivo.	[Alternativos
				Rotativos
		Centrífugos		Tornillos

Los compresores de desplazamiento positivo, son máquinas en la cual el incremento de presión del vapor refrigerante es asegurada por la relación del volumen de la cámara de compresión a través del trabajo aplicado. Tales compresores incluyen los siguientes tipos:

- Alternativos
- Rotativos
- De tornillos

Los compresores de pistón alternativos son los más comúnmente usados y se caracterizan por su movimiento alternativo rectilíneo realizado por un pistón cilíndrico. Los rotativos se caracterizan por su movimiento circular o rotativo realizado por pistones de rodillo o de aletas. El de tornillo, es una máquina que consiste esencialmente de dos rotores helicoídales ranurados en una caja estacionaria que tiene lumbreras de admisión y escape de gas. El flujo de gas es tanto axial como radial.

Los compresores centrífugos, algunas veces llamados Turbo-compresores, se caracterizan por un intercambio continuo de movimiento angular entre un elemento mecánico rotativo y un fluido . El gas entra por

el centro del rodete impulsor giratorio y es empujado por fuerza centrífuga hacia la periferia del rodete. Así los alabes del rodete dan una alta velocidad al gas y aumentan también la presión.

Selección:

Son varias las consideraciones generales que hay que tener en cuenta en la selección de un compresor, siendo la tasa de compresión y el volumen a desplazar 2 de los criterios más importantes.

En la práctica la tasa de compresión en los compresores de desplazamiento positivo, puede ser hasta de 12 a 15, excepto para los rotativos que solo se permite hasta 7, por que su construcción es más compleja y el excesivo calentamiento daña los pistones giratorios. En los centrífugos la tasa de compresión puede llegar a ser de valores tan altos como 30.

Como nuestro valor de tasa de compresión (5.22) cae dentro de cualquier tipo de compresor, es por lo tanto necesario adoptar el tipo de compresor más adecuado de acuerdo al volumen de gas refrigerante a desplazar. Una lista de estos valores se muestra en la siguiente tabla.

TABLA N° II

RANGOS ADECUADOS DE VOLUMENES A DESPLAZAR PARA LOS VARIOS TIPOS DE COMPRESORES [Ref. 3] .

TIPO DE COMPRESOR	VOLUMEN A DESPLAZAR [m ³ /hr]
Alternativos	V < 1000
Tornillos	V < 1000 a 1500
Rotativos	V < 2000
Centrífugos	V < 1500

Cálculo del volumen a desplazar:

Antes de encontrar el volumen o caudal volumétrico de refrigerante a desplazar, es necesario hallar el caudal másico.

$$m = \frac{Q_T}{h_7 - h_6} \quad (6.1) \quad [\text{Ref. 17}]$$

donde:

m = Caudal másico [Kg/hr]

Q_T = Potencia frigorífica total requerida 368688 frig./hr.

h₇ = Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador 147.59 Kcal/Kg

h_6 = Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador 108.77 Kcal/kg.

Por lo tanto, la ecuación 6.1 nos queda:

$$m = \frac{368688}{(147.59 - 108.77)} = 9497.37 \text{ Kg/hr}$$

$$m = 9497.37 \text{ Kg/hr}$$

Ahora de la ecuación:

$$V_r = mv_1 \quad (6.2) \quad [\text{Ref. 17}]$$

donde:

V_r = Caudal volumétrico real $[\text{m}^3/\text{hr}]$

m = Caudal másico 9497.37 Kg/hr

v_1 = Volumen específico del refrigerante a la aspiración del compresor $0.09 \text{ m}^3/\text{Kg}$.

Por lo tanto, la ecuación 6.2, nos queda:

$$V_r = 9497.37 \times 0.09 = 854.76 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$V_r = 854.76 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Por seguridad recomendamos instalar tres compresores de igual capacidad cada uno y que desplazen la mitad del caudal volumétrico calculado ($854.76/2$), o sea, $427.38 \text{ m}^3/\text{hr}$, de tal manera que trabajen solos al mismo tiempo y en forma alternada uno con otro. Con esto se evita el excesivo recalentamiento o sobrecarga de cualquiera de ellos y por otro lado al estar uno de ellos dañado, no se corre el riesgo de parar la producción de frío.

De acuerdo a la Tabla N°II, adoptamos un compresor de pistones alternativos rectilíneos, ya que este es el que mejor se adapta para caudales menores a $1000 \text{ m}^3/\text{hr}$.

6.2.1 Parámetros técnicos del compresor a seleccionar.-

A más del caudal másico y el caudal volumétrico ya calculados, los otros parámetros técnicos a determinar del compresor alternativo seleccionado son:

- Potencia teórica del compresor
- Potencia frigorífica específica
- Rendimiento volumétrico
- Caudal volumétrico teórico

- Número de cilindros

Potencia teórica del compresor:

De acuerdo a la ecuación:

$$P_t = \frac{m (h_2 - h_1)}{860} \quad (6.3) \quad [\text{Ref. 17}]$$

Donde:

P_t = Potencia teórica de cada compresor [Kw]

m = Caudal másico del refrigerante 4748.68
Kg/hr. (9497.37/2)

h_2 = Entalpía del refrigerante a la descarga del compresor 160.37 Kcal/Kg.

h_1 = Entalpía del refrigerante a la entrada del compresor 148.77 Kcal/Kg.

La ecuación 6.3 nos queda:

$$P_t = \frac{4748.68 (160.37 - 148.77)}{860} = 64.05 \text{ Kw}$$

$$P_t = 64.05 \text{ Kw} \quad (85.97 \text{ HP})$$

Potencia frigorífica específica:

También se denomina coeficiente de funcionamiento o potencia por tonelada de refrigeración. Su valor es importante para compararlo con el valor máximo posible que corresponde al ciclo de Carnot, que es 4.69.

$$P_f = \frac{Q_T}{860 P_t} \quad (6.4) \quad [\text{Ref. 17}]$$

Donde:

P_f = Potencia frigorífica específica de cada compresor.

Q_T = Potencia frigorífica de un compresor
184344 Frig./hr (368688/2).

P_t = Potencia teórica de un compresor 64.05
Kw.

La ecuación 6.4 nos queda:

$$P_f = \frac{184344}{860 \times 64.05} = 3.35$$

Rendimiento volumétrico:

El rendimiento volumétrico, está influenciado por los siguientes parámetros del compresor:

a) De construcción:

- Relación entre espacio muerto y espacio barrido por el pistón.
- Diámetro de los cilindros
- Forma y disposición de las válvulas del compresor.
- Eficacia en el enfriamiento de los cilindros.

b) De funcionamiento:

- Naturaleza del refrigerante desplazado
- Tasa de compresión
- Estado del fluido a la aspiración
- Velocidad de rotación
- Cantidad de arrastre de aceite del compresor.

c) De imperfecciones:

- Fuga entre pistón y cilindro
- Fuga en la válvula de aspiración
- Fuga en la válvula de descarga

Es por ello que es importante determinar ana

líticamente la eficiencia volumétrica del compresor y generalmente se utilizan diagramas establecidos a partir de resultados de ensayos efectuados en compresores, en base a la tasa de compresión.

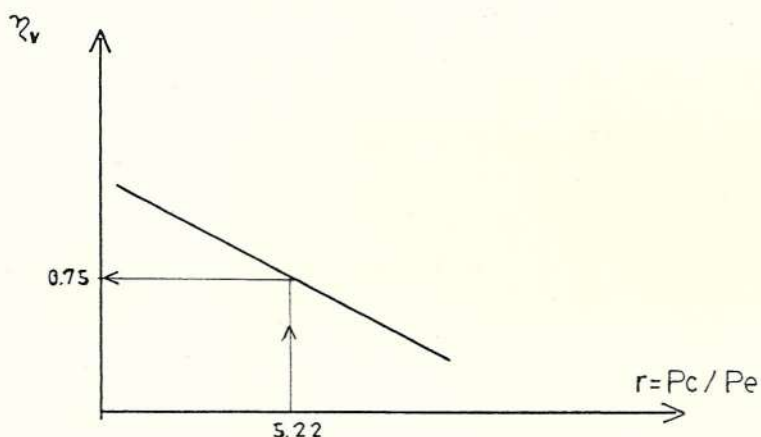


FIGURA 6.5.- EFICIENCIA VOLUMETRICA EN FUNCION DE LA TASA DE COMPRESION.

De la Figura 6.5 [Ref.13], que es una representación de la que se muestra en el apéndice (Graf. B-9), vemos que para una relación de compresión de 5.22, la eficiencia volumétrica, $\eta_v = 0.75$.

Caudal volumétrico teórico:

Este valor es el que nos va a ayudar para encontrar el número de cilindros necesarios de acuerdo a la ecuación:

$$V_t = \frac{V_r}{\eta_v} \quad (6.5) \quad [\text{Ref. 17}]$$

Donde:

V_t = Caudal volumétrico teórico $[\text{m}^3/\text{hr}]$

V_r = Caudal volumétrico real $427.38 \text{ m}^3/\text{hr}$

η_v = Eficiencia volumétrica 0.75

Entonces de la ecuación 6.5

$$V_t = \frac{427.38}{0.75} = 569.84 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$V_t = 569.84 \text{ m}^3/\text{hr}.$$

Número de cilindros:

Según la ecuación:

$$V_t = \frac{\pi D_i^2}{4} L N Z 60 \quad (6.6) \quad [\text{Ref. 17}]$$

Donde:

V_t = Caudal volumétrico teórico $569.84 \text{ m}^3/\text{hr}$

D_i = Diámetro interior del cilindro $[\text{m}]$

L = Carrera del pistón $[\text{m}]$

- N = Velocidad de rotación del eje del compresor 1750 RPM.
- Z = Número de cilindros

Para determinar el número de cilindros, hay que tomar en cuenta las siguientes consideraciones técnicas:

- a) Para hidrocarburos halogenados (R22) se escoge: $L/D_i = 0.8$ a 1.1 . [Ref. 17] Optamos 1.1 , para mayor desplazamiento de gas, Cuando se usa esta relación la transmisión del compresor es directa y no por bandas.
- b) La velocidad lineal promedio del pistón, para obtener mejor eficiencia se la escoge de 3 a 5.5 m/seg. [Ref. 6] La velocidad lineal se la calcula así: $V_1 = 2LN/60$.
- c) Los diámetros interiores de los cilindros más convenientes, según la [Ref. 6] son de aproximadamente 80 mm.

Por lo tanto, de acuerdo a la consideración a, obtenemos el valor de L:

$$L = 1.1 (80 \text{ mm}) = 88 \text{ mm.}$$

Para este valor de L y una velocidad de 1750 RPM, el valor de V_1 , según la consideración b es:

$$V_1 = 2 \times 0.088 \times 1750/60 = 5.13 \text{ m/seg.}$$

Este valor está dentro de los límites dados por la condición b. Despejando Z de la ecuación 6.6, nos queda:

$$Z = \frac{569.84 \times 4}{\pi (0.080)^2 \times 0.088 \times 1750 \times 60} = 12.27$$

$$Z = 12 \text{ cilindros}$$

Según la Tabla A-3 [Ref. 6] del apéndice, el compresor que más se adapta es 5 H 126.

Características técnicas del compresor seleccionado:

- Las partes vitales son protegidas contra el polvo ya que poseen filtros con cartuchos reemplazables. Además se prevee un filtro adicional en la línea de succión.
- Desgaste reducido del cilindro, ya que se

hace circular gas refrigerante alrededor de las camisas del cilindro.

- Poca vibración y ruido
- Mínimo RPM: 400 (requerido para la propia lubricación).
- Capacidad de control mínima a 900 RPM
- Presión máxima en el lado de alta 28 Kg/cm^2
- Presión máxima en el lado de baja 17.2 Kg/cm^2
- Dimensiones: Ancho 800 mm; Largo 2019 mm.
Alto 11146 mm.
- Peso 1010 Kg

6.2.2 Accionamiento del compresor.

El compresor estará accionado por un motor eléctrico y será necesario tener presente las siguientes consideraciones técnicas:

- Tipos de transmisión
- Tipos de motores
- Potencia del motor
- Colocación del grupo motor-compresor
- Cableado del motor

Tipos de transmisión:

Las formas de transmisión de energía del mo-

tor eléctrico al compresor son: Por transmisión directa y transmisión por bandas.

Debido a que el accionamiento por bandas, presenta los siguientes inconvenientes:

- a) No se adapta bien a altas velocidades lineales del pistón.
- b) Problemas en el arranque (se incrementa la potencia en un 20 a 40%).
- c) Ocupa mayor espacio

Escogemos por lo tanto, la forma de transmisión por accionamiento directo.

Tipos de motores:

Los motores más usados son los de corriente alterna trifásico, 60 Hz (Hz = ciclo por segundo), que es la frecuencia en nuestro país. A estos motores se los llama de inducción porque al igual que el transformador opera bajo el principio de inducción electromagnética. También se los denomina motores asincronos, debido a que este tipo de motores nunca llega a trabajar a su velocidad sincrónica. Esta ve-

locidad es la de las ondas giratorias de la fuerza magnemotriz, o en otras palabras la velocidad de rotación del campo giratorio creado en la bobina del estator.

De acuerdo a la ecuación:

$$N_s = 120 \times f/P \quad (6.7)$$

Donde:

N_s = Velocidad sincrona [RPM]

f = Frecuencia 60 Hz

P = Número de polos (2,4, 6 y 8). El más usado es 4.

Entonces de la ecuación 6.7 nos queda:

$$N_s = 120 \times 60/4 = 1800 \text{ RPM}$$

$$N_s = 1800 \text{ RPM}$$

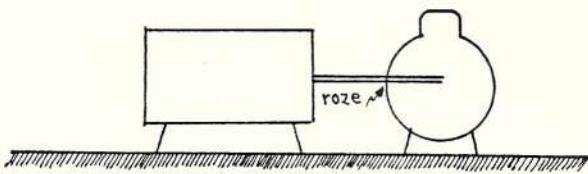


FIGURA 6.6.- ACOUPLE DIRECTO MOTOR-COMPRESOR

De la Figura 6.6, vemos que existe una disminución de la velocidad giratoria. A esta diferencia se la denomina deslizamiento.

$$\% S = \frac{N_s - N_r}{N_s} \times 100 \quad (6.8)$$

Donde:

$\% S$ = % de deslizamiento

N_s = Velocidad del campo giratorio 1800 RPM

N_r = Velocidad en el eje del motor-compre-
sor 1750 RPM.

De la ecuación 6.8 nos queda:

$$\% S = \frac{1800 - 1750}{1800} \times 100$$

$$\% S = 2.77$$

Según [Ref. 14] este valor no debe exceder del 5%, por lo tanto es aceptable.

De acuerdo al tipo de rotor, se los clasifica así:

a) Rotor jaula de ardilla

b) Rotor devanado

En la práctica se los reconoce porque para la misma potencia el de rotor devanado es más largo por su estructura mismo. La mayoría son del tipo jaula de ardilla, ya que presentan las siguientes ventajas:

1. Costo inicial bajo
2. Motor de construcción simple
3. Compacto y su instalación ocupa menos espacio.
4. No producen chispas que pudieran provocar incendios.
5. Lleva poco equipo de control, ya que no necesita control en el rotor.

Aunque presenta las siguientes desventajas:

1. Su corriente de arranque es relativamente alta (aproximadamente 4 veces la corriente normal).
2. El par de arranque es fijo en un motor dado y mayor al doble del par normal.

La asociación de fabricantes de equipos eléc

tricos (NEMA), con el fin de obtener uniformidad en la aplicación, ha clasificado a este tipo de motores de acuerdo con el par desarrollado a rotor bloqueado, el par máximo desarrollado, la corriente de arranque o algunos otros valores y ha asignado letras a este tipo de motores. Las designaciones NEMA más comunes son:

TABLA N° III

CLASIFICACION NEMA DE LOS MOTORES ELECTRICOS

NEMA	PAR DE ARRANQUE	CORRIENTE DE ARRANQUE	DESLIZAMIENTO %	APLICACION
B	Normal	Bajo	1.5 a 3	Máquinas herramientas, ventiladores, sopladores, bombas centrífugas.
C	Alto	Bajo	1.5 a 3	Compresores de movimiento alternativo, elevadores, transportadores.
D	Alto	Bajo	10 a 15	Prensadoras, bombas de movimiento alternativo, desmenuzadoras.

De acuerdo a la Tabla III, nuestro motor eléctrico ha seleccionar será el NEMA clase C.

Potencia del motor:

Ya que el motor eléctrico acciona al compresor, es obvio que la potencia de este motor, debe ser mayor que la del compresor ($P_t = 64.05$ Kw). Este incremento se ve influenciado por el rendimiento mecánico y el rendimiento indicado del compresor. De este modo la potencia absorbida en el eje del compresor o lo que es lo mismo la potencia que debe dar el motor eléctrico será:

$$\text{BHP}_t = \frac{P_t}{\eta_i \eta_m 0.745} \quad (6.9) \quad [\text{Ref.17}]$$

Donde:

BHP_t = Potencia de cada motor eléctrico [HP]

P_t = Potencia teórica del compresor 64.05 Kw.

η_i = Eficiencia indicada

η_m = Eficiencia mecánica

La eficiencia indicada se ve influenciada por:

- Pérdidas debida a la contrapresión ejercida por la expansión del vapor que queda en

el espacio muerto del compresor.

- Pérdidas por estrangulamiento de las válvulas.
- Pérdidas térmicas (no se pueden calcular teóricamente), ya que depende en parte del estado de la máquina, tales como el calor de rozamiento de los vapores en las tuberías y conducciones, ganancia de calor en la tubería de aspiración, absorción del fluido refrigerante en el aceite, intercambio de calor y escapes dentro del compresor.

En la práctica se adopta igual a la eficiencia volumétrica, por lo tanto, $\eta_j = 0.75$.

La eficiencia mecánica se ve influenciada por:

- El rozamiento del prensaestopas con el eje del compresor.
- El rozamiento del eje con los cojinetes

Para motores de gran rendimiento se adopta de 0.9 a 0.95. Escogemos 0.93.

Por lo tanto, la ecuación 6.9 nos queda:

$$\text{BHP}_t = \frac{64.05}{0.75 \times 0.93 \times 0.745} = 123.26 \text{ HP}$$

$$\text{BHP}_t = 123.26 \text{HP} (91.83 \text{ Kw})$$

Esta potencia es la que el compresor absorbe del motor eléctrico realmente, durante la operación, incluida su pérdida. Pero durante el arranque se necesita un 20% adicional debido al mayor consumo de corriente. Por lo tanto el motor eléctrico tendrá realmente $\text{BHP}_t = 1.2 \times 123.26 = 148 \text{ HP}$.

De acuerdo a catálogos, escogemos un motor de 150 HP.

Entonces las especificaciones generales del motor eléctrico serán:

- BHP_t : 150 HP
- Voltaje : 220/380 V
- NEMA : Clase C
- Velocidad : 1750 RPM
- Tipo : Jaula de ardilla, trifásico y de 4 polos. Blindados para resistir a la intemperie.

Colocación del grupo motor-compresor:

Debe instalarse en un local con volumen suficiente, sin humedad y bien aireado. Con un anclaje de cemento y una placa de corcho de 3 a 6 cm. de espesor y colocada entre el anclaje y la bancada. Deben estar elevados respecto al suelo para evitar los ataques de humedad y facilitar las tareas de limpiezas y reparaciones eventuales.

Si la nivelación es defectuosa y debido a que las velocidades de giro son elevadas se podría ocasionar: Desgaste excesivo del eje de unión entre el motor y el compresor, calentamiento del motor y por consiguiente el paro total del grupo. Es por esto que una nivelación perfecta es sumamente importante.

Cableado del motor:

Los estatores tienen 3 bobinados que permiten su utilización con dos tensiones: 220 o 380 V (la relación entre ambos es $\sqrt{3}$). Si la tensión de entrada a la planta es la menor (220 V), se la debe conectar en triángulo Ver Figura 6.7. Si la tensión de entrada es

la mayor (380 V) se la debe conectar en estrella. Ver Fig. 6.8

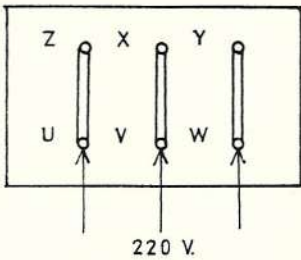


FIGURA 6.7 CONEXION TRIANGULO

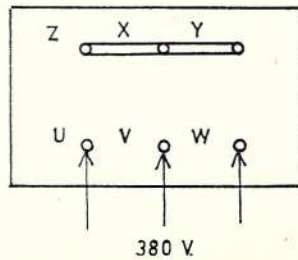


FIGURA 6.8 CONEXION ESTRELLA

Es necesario resaltar que la Empresa Eléctrica del Ecuador obliga a los consumidores a que coloquen un transformador cuando el consumo de potencia es mayor a 30 Kw.

EVAPORADOR.-

El evaporador o enfriador de líquido es un intercambiador de calor y su función es que el refrigerante (R22) se evapore al absorber calor de la substancia que se va enfriar (Glicol etilénico-agua).

6.3.1 Clasificación y selección del evaporador.-

Según la [Ref. 3] la clasificación más general de enfriadores de líquidos, basados en el dispositivo de alimentación de refrigeran

tes, los rangos de capacidad en tonelada y el refrigerante comúnmente usado es:

TABLA N° IV
CLASIFICACION GENERAL DE ENFRIADORES DE LIQUIDO

TIPO DE ENFRIADOR	DISPOSICION DE ALIMENTACION	RANGO USUAL EN TON. DE REFRIGERAC.	REFRIGERANTES COMUNMENTE USADOS
Inundado multitubular (tubo liso).	Válvula de flotador de baja presión.	50 - 500	NH ₃
Inundado multitubular (tubo con aletas).	Válvulas de flotador de baja y alta presión.	25 - 2000 50 - 10000	R12, R22, NH ₃
Expansión directa multitubular	Válvula de expansión termostática.	5 - 350	R12, R22, NH ₃
Inundado Baudelot.	Válvula de flotador de baja presión.	50 - 100	NH ₃
Expansión directa Baudelot.	Válvula de expansión termostática.	5 - 25	R12, R22, NH ₃
Inundado doble tubo.	Válvula de flotador de baja presión.	10 - 25	NH ₃
Expansión directa doble tubo.	Válvula de expansión termostática.	5 - 25	R12, R22, NH ₃

Según esta clasificación y debido a que la capacidad de refrigeración de nuestro proyecto es 121.92 TON. de refrigeración, además de que el refrigerante escogido es el R22, el tipo de evaporador a seleccionar será el multitubular de tipo inundado (tubos con aletas) o el multitubular de expansión directa.

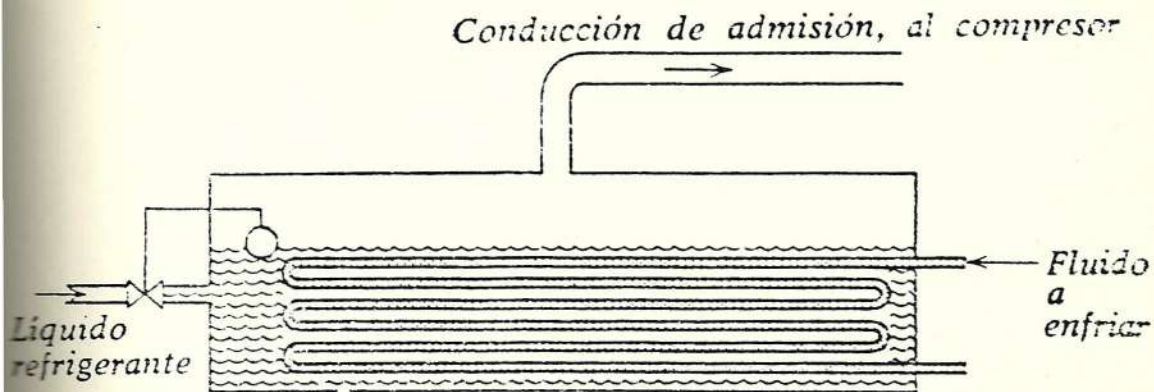


FIGURA 6.9.- ENFRIADOR DEL TIPO INUNDADO

El evaporador multitubular inundado (Fig. 6. 9), se caracteriza porque el R22 se vaporiza fuera de los tubos, los cuales se encuentran totalmente sumergidos en este refrigerante y dentro de una carcasa cerrada. Por dentro de los tubos se hace circular el glicol etilénico que se va a enfriar. Usualmente se dispone de un domo superior para separar el líquido del vapor y así evitar que entre líquido refrigerante al compresor. Las velocidades recomendadas del glicol etilénico dentro de los tubos es de 1 a 3.5 m/seg. Los valores usuales del coeficiente total de transferencia de calor oscilan entre ($K = 250$ a $550 \text{ Kcal/hrm}^2\text{°C}$).

En un enfriador de expansión directa (Fig. 6. 10), el R22 es expandido dentro de los tubos

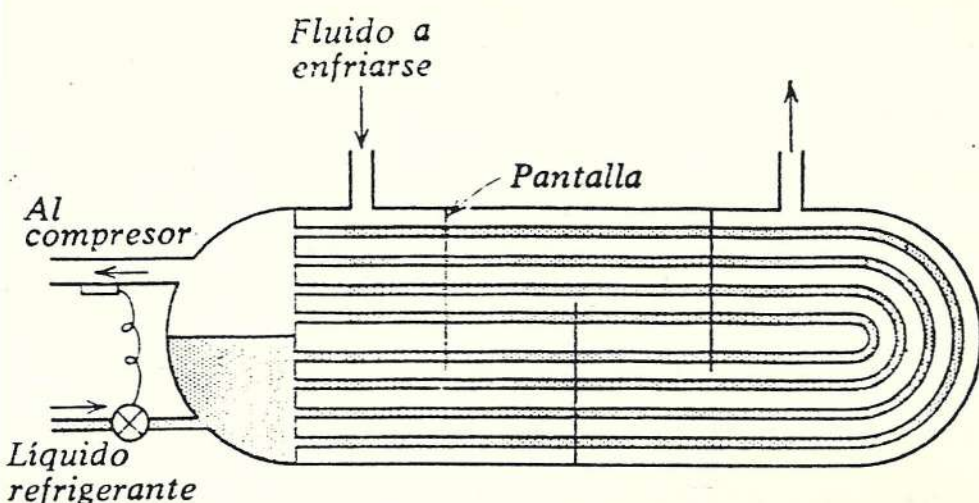


FIGURA 6.10.- ENFRIADOR DE EXPANSION DIRECTA

y vaporizado completamente después de la recirculación. El glicol etilénico que va ser empleado entra a la carcasa y circula alrededor de los tubos. Para producir la velocidad deseada de tal forma que se obtenga una mejor transferencia de calor, se colocan pantallas desviadoras dispuestas en forma paralelas entre sí. Las velocidades recomendadas del R22 dentro de los tubos a la salida es de 15 m/seg. Las velocidades recomendadas del glicol etilénico fuera de los tubos es de 0.4 a 0.8 m/seg. Los valores usuales del coeficiente total de transferencia de calor oscilan entre ($k = 500$ a $800 \text{ Kcal/hrm}^2\text{°C}$). El dispositivo de alimentación de líquido refrigerante es una válvula de expansión termostática.

Optamos por el de expansión directa ya que este se adapta mejor para capacidades menores a 350 TON de refrigeración (es más compacto y de más fácil acceso a la limpieza). Además de que posee un mejor coeficiente total de transferencia de calor. Es necesario resaltar que por ser el refrigerante a usarse el R22 se pueden utilizar tubos de cobre que los hace más compactos y eficientes.

Según la [Ref. 5] se escoge tubos de cobre, de diámetro nominal 5/8" calibre BWG 14, que representa 11.66 mm de diámetro interior, 15.86 de diámetro exterior y 2.1 mm de espesor.

6.3.2 Cálculo de las principales características del evaporador.-

Antes de calcular las características del evaporador es necesario determinar las propiedades del refrigerante secundario.

El refrigerante secundario es una mezcla de glicol etilénico y agua, cuyo porcentaje de ambos depende de las necesidades del sistema. Se escoge la concentración que corresponda a una temperatura de congelación, inferior en

unos 5 a 10°C., a la temperatura mínima del R22 (-20°C). Optamos 10°C, por seguridad. Del apéndice Fig. B-3, encontramos que para una temperatura de congelación de -30°C corresponde un 45% de glicol etilénico en peso.

Propiedades del glicol etilénico-agua al 45% cuando la temperatura promedio del trabajo es -9.2°C:

- Peso específico $\gamma = 1072 \text{ Kg/m}^3$ (1.072 de la tabla del apéndice Graf. B-4).
- Calor específico $c = 0.78 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ (del apéndice Graf. B-5).
- Conductividad térmica $\lambda = 0.384 \text{ Kcal/hrm}^\circ\text{C}$ (del apéndice Graf. B-6).
- Viscosidad dinámica $\mu = 37.8 \text{ Kg/hr-m}$ (10.5 centipoise del apéndice Graf. B-7). 1 centipoise = 3.6 Kg/hr-m.

Ahora comprobemos si el caudal del glicol etilénico es el adecuado para mantener un piso de hielo totalmente liso y horizontal se-

gún las recomendaciones de los diseñadores de pista de hielo (10 GPM/TON y preferiblemente 15GPM/TON), ver sección 4.6.

De acuerdo al balance térmico del glicol etilénico:

$$Q_T = m c (t_1 - t_2) \quad (6.10) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

Q_t = Capacidad frigorífica del compresor
368688 Frig/hr.

m = Masa del glicol etilénico [Kg/hr]

c = Calor específico del glicol etilénico
0.78 Kcal/Kg°C.

t_1 = Temperatura de entrada del glicol etilénico al enfriador -8.6°C.

t_2 = Temperatura de salida del glicol etilénico del enfriador -9.8°C.

Despejando m de la ecuación 6.10 nos queda:

$$m = \frac{368688}{0.78 [-8.6 - (-9.8)]} = 393897.44 \text{ Kg/hr}$$

$$m = 393897.44 \text{ Kg/hr}$$

$$\text{GPM} = \frac{393897.44 \text{ Kg/hr} \times 264.2 \text{ gal/m}^3}{60 \text{ min/1hr} \times 1072 \text{ Kg/m}^3}$$

$$\text{GPM} = 1617.97$$

Este valor encontrado de galones por minuto de circulación del glicol etilénico, es debido a todas las toneladas de refrigeración y como son en total 121.92 TON, los GPM por cada TON, serán:

$$\frac{\text{GPM}}{\text{TON}} = \frac{1617.97}{121.92} = 13.27$$

Este valor de 13.27 GPM/TON., está dentro de los valores óptimos según los diseñadores de pista de hielo.

El cálculo completo del evaporador, puede descomponerse en tres partes principales:

- Análisis térmico
- Diseño mecánico preliminar
- Diseño para su construcción

En esta tesis nos ocuparemos del diseño térmico. Esta fase del diseño se ocupa primor-

dialmente de determinar el área de superficie necesaria para transferir calor a una velocidad específica a determinados niveles dados de flujo y temperatura de los fluidos.

El diseño mecánico obliga a considerar las temperaturas y presiones de operación, las características de corrosión de uno o ambos fluidos, las expansiones térmicas relativas y los esfuerzos que la acompañan y la relación del cambiador de calor con otro equipo que intervenga.

El diseño para la fabricación exige traducir las características y dimensiones físicas a una unidad que pueda construirse a bajo costo. Es preciso hacer la selección de materiales, acabados y cubiertas, elegir el dispositivo mecánico óptimo, y especificar los procedimientos de fabricación.

Para obtener máxima economía, la mayoría de los fabricantes han adoptado líneas standard de intercambiadores de calor. Las normas establecen los diámetros de los tubos y los rangos de presión; sin embargo las necesidades

de servicio pueden variar demasiado. Casi todo intercambiador requiere cierto grado de diseño técnico especial, pero si las condiciones del servicio lo permiten, el empleo de intercambiadores construidos de acuerdo con líneas standard economiza dinero. Por lo tanto, a menudo se pide al ingeniero encargado que seleccione la unidad intercambiadora de calor adecuada para una aplicación en particular.

Para el diseño térmico se considera la siguiente ecuación, para determinar el área de superficie necesaria para transferir calor.

$$Q = KA \Delta T_m \quad (6.11) \quad [\text{Ref. } 3]$$

Donde:

Q = Cantidad de calor transferido 368688
Kcal/hr.

K = Coeficiente global de transferencia de calor basado en la superficie exterior $[\text{Kcal/hrm}^2\text{°C}]$.

A = Área de la superficie exterior $[\text{m}^2]$

ΔT_m = Media logarítmica de las diferencias de temperaturas. $[\text{°C}]$

Cálculo de ΔT_m :

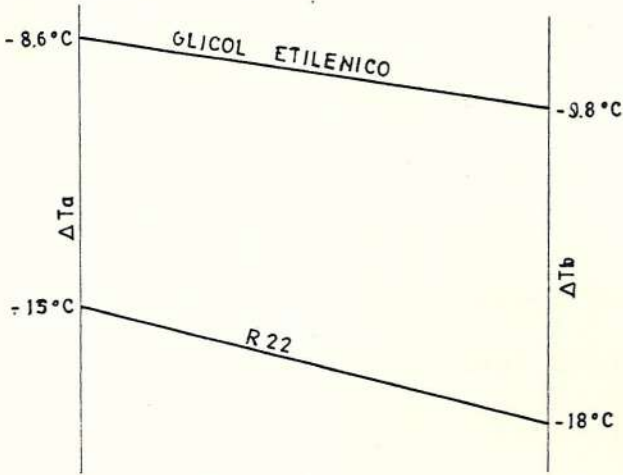


FIGURA 6.11. EVAPORADOR REAL Y SU DIAGRAMA DE TEMPERATURAS

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = \frac{6.4 - 8.2}{\ln \frac{6.4}{8.2}} = 7.26^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = 7.26^\circ\text{C}$$

Cálculo de K:

Para enfriadores de expansión directa, la ecuación para determinar el valor del coeficiente total de transferencia de calor es:

$$K = \frac{1}{S_R/\alpha_r + e/\lambda + 1/\alpha_g + r_g} \quad (6.12) \text{ [Ref.3]}$$

Donde:

α_r = Coeficiente de convección de película del lado del refrigerante $[\text{Kcal/hrm}^2\text{°C}]$

S_r = Relación de diámetro exterior e interior 1.36.

e = Espesor de la pared del tubo $2.1 \times 10^{-3}\text{m}$

λ = Conductividad del cobre $125 \text{Kcal/hrm} \text{°C}$

α_g = Coeficiente de convección de película del lado del glicol etilénico $[\text{Kcal/hr m}^2\text{°C}]$

r_g = Factor de incrustaciones del lado del glicol etilénico. $1.02 \times 10^{-4} \text{°C hr m}^2/\text{Kcal}$.

Cálculo de α_g :

De acuerdo a la ecuación:

$$G_{\max} = \rho V_{\max} 3600 \quad (6.13) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

G_{\max} = Máximo caudal másico $[\text{Kg/hr m}^2]$

ρ = Densidad del glicol etilénico 1072Kg/m^3 .

V_{\max} = Velocidad máxima del glicol etilénico
0.7 m/seg. asumida.

Reemplazando valores en la ecuación 6.13 nos queda:

$$G_{\max} = 1072 \times 0.7 \times 3600 = 2701440 \text{ Kg/hr m}^2$$

$$G_{\max} = 2701440 \text{ Kg/hr m}^2$$

De acuerdo a la ecuación:

$$Re_{\max b} = \frac{G_{\max} D_e}{\mu_b} \quad (6.14) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

$Re_{\max b}$ = Número de Reynolds

G_{\max} = Caudal másico 2701440 Kg/hr m²

D_e = Diámetro exterior de los tubos
15.86 x 10⁻³ m.

μ_b = Viscosidad dinámica del glicol
etilénico a - 9.2°C. 37.8 Kg/hr-m.

Reemplazando valores en la ecuación 6.14 nos queda:

$$Re_{\max b} = \frac{2701440 \times 15.86 \times 10^{-3}}{37.8} = 1133.46$$

$$Re_{\max b} = 1133.46$$

Para valores de $Re_{\max b}$ entre 200 y 6000 el flujo es de transición [Ref. 11], por lo tanto se aplica la siguiente ecuación para encontrar el coeficiente de convección de película del lado del glicol.

$$j = \frac{\alpha_g}{c_p G_{\max}} Pr_b^{2/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b}\right)^{0.14} = f \left(\frac{G_{\max b} D_e}{\mu_b}\right) \quad (6.15)$$

Donde:

j = Factor de Colburn

c_p = Calor específico del glicol etilénico
0.78 Kcal/Kg°C.

Pr_b = Número de Prandtl

μ_s = Viscosidad dinámica del glicol etilénico a - 13°C, que es la temperatura en la superficie 46.8 Kg/hr-m.

f = Función que relaciona al Factor de Colburn y al Número de Reynolds. Ver Fig. 6.12.

La Fig. 6.12, es para convección forzada sobre superficies exteriores en el régimen Laminar y en el de Transición. Además se comporta bien tanto para líquidos como para gases. De esta Fig. y de acuerdo al valor previamente encontrado de $G_{\max} b \frac{De}{\mu_b} = 1133.46$ encontramos que el valor de j es igual a 0.022.

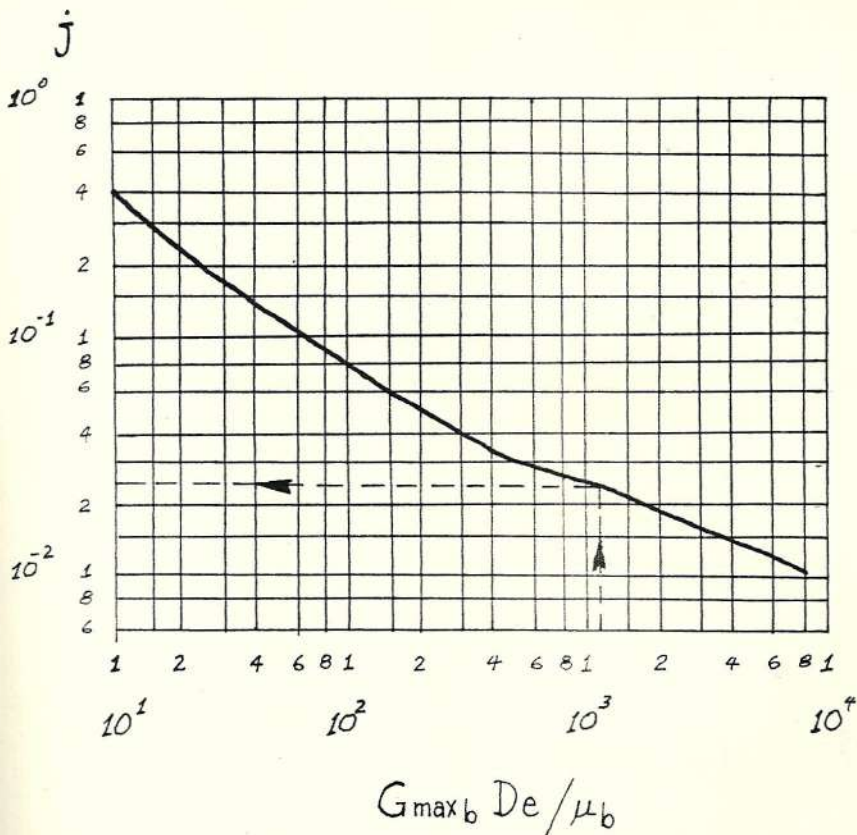


FIGURA 6.12.- RELACION DE RE_{\max} CON EL FACTOR DE COLBURN j .

De acuerdo a la definición del Número de Prandtl:

$$Pr_b = \frac{c_p \mu_b}{\lambda_b} \quad (6.16) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

λ_b = Conductividad térmica del glicol etilénico a -9.2°C $0.384 \text{ Kcal/hr m}^\circ\text{C}$.

Reemplazando valores en la ecuación 6.16 nos queda:

$$Pr_b = \frac{0.78 \times 37.8}{0.384} = 76.78$$

$$Pr_b = 76.78$$

Despejando α_g de la ecuación 6.15 nos queda:

$$\alpha_g = j c_p G_{\max} Pr_b^{-2/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{-0.14}$$

$$\alpha_g = 0.022 \times 0.78 \times 2701440 \times 76.78^{-2/3} \times$$

$$\left(\frac{46.8}{37.8} \right)^{-0.14}$$

$$\alpha_g = 2490 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Cálculo de α_r :

Para R22 en ebullición dentro de tubos, se recomienda que el coeficiente de convección de película sea encontrado así:

- Si la mayor influencia la da el flujo másico G .

$$\alpha_r = B \frac{G^{1.4}}{D_i^{0.5}} \left[W^* / m^2 \cdot ^\circ C \right] \quad (6.17) \quad [Ref. 8]$$

Esto se puede comprobar si $G > \left(\frac{A}{B} \right)^{0.769} Q^{0.538}$

- Si el flujo másico es bajo y existe mayor influencia del flujo unitario de calor Q .

$$\alpha_r = \frac{A}{S_R^{0.7}} \frac{G^{0.1} Q^{0.7}}{D_i^{0.5}} \quad (6.18) \quad [Ref. 8]$$

Esto se puede comprobar si $G < \left(\frac{A}{B} \right)^{0.769} Q^{0.538}$

Los valores aquí mencionados son: A y Q que

$W = \text{Webber: } (1.1627 W = 1 \text{ Kcal/hr})$

que dependen del refrigerante y la temperatura de evaporación. Para el R22 varían de la siguiente manera:

TABLA N° V

CONSTANTES A Y B DE LAS FORMULAS 6.17 Y 6.18 PARA EL R22

Temp. de Evap. [°C]	A	B
-30	0.128	0.351
-20	0.134	0.272
-10	0.141	0.215
0	0.149	0.169

S_R = Relación de diámetros exterior e interior.

B = Flujo másico del R22 $[\text{Kg}/\text{m}^2 \text{ seg}]$

D_i = Diámetro interior de la tubería 11.66mm

Q = Flujo unitario de calor $[\text{W}/\text{m}^2]$

De la ecuación:

$$G = \frac{V}{v} \quad (6.19) \quad [\text{Ref.8}]$$

Donde:

V = Velocidad del R22 a la salida, asumimos 15 m/seg.

v = Volumen específico del vapor a la salida del evaporador ($0.09 \text{ m}^3/\text{Kg}$).

Entonces la ecuación 6.19 nos queda:

$$G = \frac{15}{0.09} = 166.7 \text{ Kg/m}^2 \text{ seg.}$$

$$G = 166.7 \text{ Kg/m}^2 \text{ seg}$$

Los valores de K para este tipo de enfriadores están por lo general en el rango de 500 a 800 $\text{Kcal/hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, que corresponde aproximadamente a 580 a 930 W/m^2 .

Para ver si la influencia de Q es notable, asumimos el mayor valor de K , esto es 930 W/m^2 de lo cual la ecuación de flujo unitario $Q = K \times \Delta T_m$, nos queda:

$$Q = 930 \times 7.26 = 6751.8 \text{ W/m}^2$$

$$Q = 6751.8 \text{ W/m}^2$$

A -15°C de temperatura de evaporación e interpolando de la Tabla V, encontramos que:

$$A = 0.1375$$

$$B = 0.2435$$

Por lo tanto,

$$\left(\frac{A}{B}\right)^{0.769} Q^{0.538} = \left(\frac{0.1375}{0.2435}\right)^{0.769} 6751.8^{0.538} = 74.02 \text{ Kg/m}^2 \text{seg}$$

Como el valor encontrado de G ($166.7 \text{ Kg/m}^2 \text{seg}$) es mayor que este valor encontrado de $74.02 \text{ Kg/m}^2 \text{seg}$, aplicamos la ecuación 6.17, para encontrar el valor del coeficiente de convección del R22, ya que la influencia del flujo másico es mayor. Incluso asumimos el mayor valor de K, por ende también el mayor valor del flujo unitario de calor Q.

Reemplazando valores en la ecuación 6.17:

$$\alpha_r = 0.2435 \times \frac{166.7^{1.4}}{(11.66 \times 10^{-3})^{0.5}} = 2909.8 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_r = 2909.8 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_r = 2503 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto, la ecuación 6.12 nos queda:

$$K = \frac{1}{\frac{1.36}{2503} + \frac{2.1 \times 10^{-3}}{125} + \frac{1}{2490} + 1.02 \times 10^{-4}}$$

$$K = \frac{1}{5.43347 \times 10^{-4} + 0.168 \times 10^{-4} + 4.01606 \times 10^{-4} + 1.02 \times 10^{-4}}$$

De lo cual puede apreciarse la mayor influencia de los coeficientes de convección de refrigerante y del glicol (mayores resistencias térmicas).

$$K = \frac{1}{10.63753 \times 10^{-4}} = 940 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K = 940 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Este valor de K, es excelente debido a que se usan tuberías de cobre y además por que el factor de incrustaciones considerado es el menor.

De la ecuación 6.11 y despejando el área, tenemos:

$$A = \frac{368688}{940 \times 7.26} = 54.02 \text{ m}^2$$

$$A = 54.02 \text{ m}^2$$

El área o superficie efectiva de transferen-

cia de calor sirve para determinar el número de tubos, la longitud de los tubos y los pasos (2,4 o 6) requeridos para el enfriador. Según la [Ref. 5], la longitud de los enfriadores generalmente es de 1.2 a 3.5 m. Optamos por una longitud de 2m.

De acuerdo a la ecuación:

$$A = NP \pi D_e L \quad (6.20) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

A = Area de transferencia de calor 54.02 m^2

N = Número total de tubos en el enfriador

P = Pasos del enfriador

L = Longitud de los tubos 2 m

D_e = Diámetro exterior de los tubos 15.86 mm

$$NP = \frac{A}{\pi D_e L} = \frac{54.02}{\pi (15.86 \times 10^{-3}) 2} = 542$$

$$NP = 542$$

Si fuera de un solo paso ($P = 1$), el número de tubos sería 542. Por lo tanto, para hacer lo más compacto al enfriador hacemos $P = 2$ pa

sos, con lo cual el número de tubos sería 271 (542/2).

Para demostrar la veracidad de los resultados, hacemos el siguiente análisis. En estado estable el flujo térmico de calor por unidad de área del glicol etilénico al tubo, debe ser igual al flujo térmico global del enfriador, es decir:

$$\alpha_g (T_g - T_t) = K (T_g - T_r) \quad (6.21) \quad [\text{Ref. 16}]$$

Donde:

T_g = Temperatura promedio del glicol etilénico -9.2°C .

T_t = Temperatura de la superficie exterior del tubo $[\text{°C}]$.

T_r = Temperatura promedio del refrigerante -16.5°C .

La temperatura exterior del tubo se la determina por la siguiente ecuación:

$$A = \frac{m c_p (\log 1 - \log x)}{\alpha_g \log e} \quad (6.22)$$

Donde:

- A = Area de transferencia de calor 54.02 m²
 m = Masa del glicol etilénico 393897.44
 Kg/hr.
 c_p = Calor específico del glicol etilénico
 0.78 Kcal/Kg °C.
 α_g = Coeficiente de transferencia de calor
 del glicol etilénico 2490 Kcal/hr m²°C.
 x = Coeficiente de by-pass entre la tempe-
 ratura exterior del tubo T_t y las tem-
 peraturas del líquido incongelable de
 entrada al evaporador T₁ = -8.6°C y de
 salida del evaporador T₂ = -9.8°C y
 que está dado por la siguiente ecua-
 ción.

$$x = \frac{T_2 - T_t}{T_1 - T_t} \quad (6.23)$$

Reemplazando valores en la ecuación 6.22

$$54.02 = \frac{393897.44 \times 0.78 (\log 1 - \log x)}{2490 \times 0.4343}$$

Y despejando x, nos queda:

$$-\log x = \frac{54.02 \times 2490 \times 0.4343}{393897.44 \times 0.78} = 0.1901367$$

$$-\log x = 0.1901367$$

$$x = 10^{-0.1901367} = 0.6454$$

$$x = 0.6454$$

Reemplazando este valor de x en la ecuación 6.23

$$0.6454 = \frac{T_2 - T_t}{T_1 - T_t}$$

Y despejando T_t nos queda:

$$T_t = \frac{T_2 - 0.6454 T_1}{1 - 0.6454}$$

Y reemplazando los valores de T_2 y T_1

$$T_t = \frac{-9.8 - 0.6454 (-8.6)}{1 - 0.6454} = -11.98^\circ\text{C}$$

$$T_t = -11.98^\circ\text{C}$$

Y de acuerdo a la ecuación 6.21

$$2490 [-9.2 - (-11.98)] = 940 [-9.2 - (-16.5)]$$

$$6922.2 = 6862$$

Que representa una diferencia <al 1%

6.4 CONDENSADOR.-

El objetivo del condensador es evacuar al medio ambiente (aire o agua), el calor suministrado al refrigerante en el evaporador y por la compresión en el compresor. La cantidad de calor que se debe eva cuar procede de:

- El calor sensible de los vapores recalentados
- El calor latente de licuefacción
- El calor sensible del líquido sub-enfriado

6.4.1 Clasificación y selección del condensador.-

Dada la limitada capacidad de los condensadores de aire, estos quedan fuera de toda discusión como posible tipo de condensador a usar en nuestra planta. Igual decimos de los condensadores a inmersión y a chorro, debido a su bajo coeficiente global de transmisión

de calor y su gran superficie de refrigeración, que trae consigo aumento de espacio y costo.

Los condensadores de doble tubos y contra corriente a pesar de su buena transmisión de calor (600 a 700 Kcal/hr $m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$) y de que precisan poco espacio, es antieconómico usarlos, debido a su alto costo por su difícil construcción, ya que requieren gran cantidad de tuberías y codos.

Entonces nuestra selección queda limitada a los condensadores multitubulares verticales y horizontales y condensadores evaporativos, de todos los cuales, vamos a evaluar sus ventajas y desventajas relacionadas con nuestras necesidades.

Condensadores multitubulares verticales:

Ventajas.-

- Una gran capacidad de condensación puede ser instalada en un pequeño espacio de piso
- Costo de instalación bajo

- Sistema de distribución de agua simplificado.
- Facilidad para limpieza de los tubos verticales, con lo que se puede utilizar agua de un río o lago.

Desventajas.-

- Gran consumo de agua
- Necesitan de una torre de enfriamiento al no disponer de un sumidero de calor, ya sea este un río o lago.

Conclusiones.-

Este tipo de condensador sería el ideal para utilizarlo con agua de río, pero ya que, en este proyecto se estima que la planta puede estar localizada en cualquier sitio que disponga agua corriente (agua potable), si utilizáramos este tipo de condensador debido a su gran consumo de agua, necesitaríamos una torre de enfriamiento de gran capacidad con los consiguientes aumentos en el costo de la planta.

Condensadores multitubulares horizontales:

Ventajas.-

- Gran capacidad debido a su alto coeficiente de transmisión de calor.
- Construcción compacta por lo que se lo puede instalar cerca del compresor con los consiguientes ahorros de tuberías .
- Al estar instaladas cerca del resto de equipos siempre está bajo vigilancia del operador de equipo.
- Facilidad para la limpieza de los tubos
- Costo de instalación algo superior al condensador de tubos verticales pero muy inferior al condensador evaporativo.

Desventajas.-

- Consumo de agua relativamente alto, por lo que se hace necesario usar una torre de enfriamiento.

- Necesita una bomba de mayor capacidad para el bombeo del agua de recirculación de la torre al condensador.

Conclusiones.-

Debido a su construcción compacta son ideales para máquinas frigoríficas de mediana potencia y gran potencia.

Condensadores evaporativos:

Ventajas.-

- Poco consumo de agua, más o menos $1/20$ de lo consumido por un condensador de tubos horizontales.
- Bajos costos de mantenimiento y amortización rápida.

Desventajas.-

- Alto costo de instalación
- Coeficiente de transmisión de calor bajo, comparado con el de tubos horizontales.

- Requieren ser instalados a la intemperie y generalmente lejos de los compresores, lo cual implica mayor longitud de tubos desde estos compresores hasta el condensador y luego desde el mismo hasta el(los) evaporador(es).

Conclusiones.-

Tiene un gran atractivo para emplearlo en una planta industrial debido a su rápida amortización de inversión por el poco consumo de agua.

Para nuestra planta debemos seleccionar la alternativa existente entre utilizar un conjunto condensador-torre de enfriamiento y un condensador evaporativo. Para ello vamos a evaluar las ventajas de cada sistema comparadas con el otro.

Ventajas del condensador evaporativo:

- a) Requiere menor espacio y peso que la combinación condensador-torre de enfriamiento.

- b) La tubería de agua es más corta y el caudal más pequeño, con lo que se reduce la potencia de la bomba y el costo de explotación.

- c) Facilidad para seleccionar el sitio de instalación, ya que el condensador evaporativo puede instalarse exterior o interiormente si el aire se lleva al condensador por medio de ductos.

Ventajas de la combinación condensador-torre de enfriamiento:

- a) El condensador puede estar próximo al compresor con lo que resulta tuberías de refrigeración de corta longitud.

- b) No requiere ductos de aire

- c) La torre de enfriamiento puede estar a gran distancia del compresor, puesto que las tuberías de agua entre torre y condensador de gran longitud, no perjudican el funcionamiento de la planta, tanto como las tuberías de refrigerante, a causa de la caída de presión.

- d) Es más adaptable a tamaños grandes.
- e) El mantenimiento y limpieza de los tubos del condensador es más sencillo.
- f) Para capacidades mayores a 500.000 Kcal/hr es más económica, tanto su costo de instalación como el de explotación.

Conclusión.-

De acuerdo a la ecuación:

$$Q_c = Q_e + \text{BHP}_t \times 860 \quad (6.24) \quad [\text{Ref.6}]$$

Donde:

Q_c = Potencia calorífica rechazada en el condensador [Kcal/hr]

Q_e = Capacidad del evaporador 368688 Kcal/hr

BHP_t = Potencia del motor eléctrico que absorbe el compresor durante el trabajo 183.66 Kw (9183x2).

Reemplazando valores en la ecuación 6.24, nos queda:

$$Q_c = 368688 + 860 \times 183.66 = 526635 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_c = 526635 \text{ Kcal/hr}$$

Tomando en consideración la capacidad de calor que debe ser evacuada ($> 500.000 \text{ Kcal/hr}$) y vistas las ventajas de ambos sistemas, usaremos en nuestra planta condensadores multi-tubulares horizontales enfriados por agua recirculada en una torre de enfriamiento.

6.4.2 Cálculo de las principales características del condensador.-

Según [Ref. 6], se escoge tuberías de cobre de las siguientes medidas:

Diámetro nominal 3/4" calibre BWG 13

Diámetro interior 14 mm

Diámetro exterior 19 mm

Espesor 2.5 mm

Caudal másico del agua:

De acuerdo al balance térmico del agua:

$$Q_c = m c_p (T_2 - T_1) \quad (6.25) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

Q_c = Potencia calorífica rechazada en el condensador 526635 Kcal/hr.

m = Caudal másico de agua [Kg/hr]

c_p = Calor específico del agua a 31.5°C = 0.998 Kcal/Kg°C.

T_2 = Temperatura del agua a la salida del condensador 34°C.

T_1 = Temperatura del agua a la entrada del condensador 29°C.

Despejando m de la ecuación 6.25, nos queda:

$$m = \frac{526635}{0.998 (34 - 29)} = 105538 \text{ Kg/hr}$$

$$m = 105538 \text{ Kg/hr}$$

Caudal volumétrico de agua:

De acuerdo a la ecuación:

$$V = m v \quad (6.26) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

- V = Caudal volumétrico de agua $[m^3/hr]$
 m = Caudal másico de agua 105538 Kg/hr
 v = Volumen específico del agua a $31.5^\circ C$
 $0.9953 \times 10^{-3} m^3/Kg.$

Reemplazando valores en la ecuación 6.26,
nos queda:

$$V = 105538 \times 0.9953 \times 10^{-3} = 105.04 m^3/hr$$

$$V = 105.04 m^3/hr$$

Para esta capacidad de agua, según la [Ref.6]
se usan condensadores tipo 09RH127 de 3 pa-
sos, con 212 tubos.

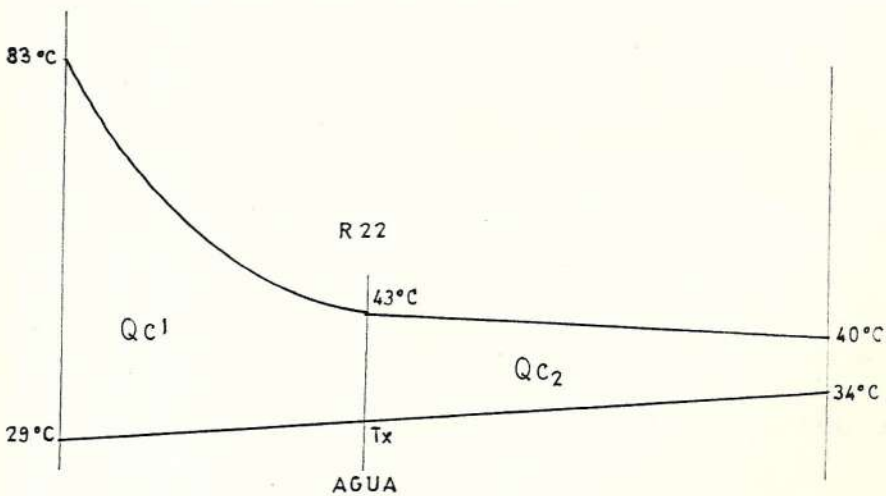


FIGURA 6.13.- CONDENSADOR REAL, Y SU DIAGRAMA DE TEMPERATURAS.

De la Fig. 6.13, vemos que:

$$Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} \quad (6.27) \quad [\text{Ref. 13}]$$

Donde:

Q_c = Calor rechazado en el Condensador
526635 Kcal/hr.

Q_{c1} = Calor sensible de los vapores recalentados [Kcal/hr] .

Q_{c2} = Calor latente de licuefacción [Kcal/hr]

En la zona de Condensación, se cumple la ecuación:

$$Q_{c2} = m_r h_{fg} \quad (6.28) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

m_r = Masa del refrigerante en circulación
9497.37 Kg/hr.

h_{fg} = Diferencia de entalpías entre el vapor saturado y el líquido saturado a 40°C
39.42 Kcal/Kg.

Reemplazando valores en la ecuación 6.28, nos queda:

$$Q_{c2} = 9497.37 \times 39.42 = 374386 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_{c2} = 374386 \text{ Kcal/hr}$$

Despejando Q_{c1} de la ecuación 6.27, obtenemos

$$Q_{c1} = Q_c - Q_{c2}$$

$$Q_{c1} = 526635 - 374386 = 152249 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_{c1} = 152249 \text{ Kcal/hr}$$

Para determinar T_x de la Fig. 6.13, hacemos el siguiente análisis:

$$Q_{c1} = m c_p \Delta T_1$$

$$Q_{c2} = m c_p \Delta T_2$$

Reemplazando los valores de calores rechazados, caudal másico y calor específico del agua, encontramos que:

$$\Delta T_1 = 1.45^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 3.55^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 34 - T_x$$

$$T_x = 34 - \Delta T_2 = 34 - 3.55 = 30.45^\circ\text{C}$$

$$T_x = 30.45^\circ\text{C}$$

Lo cual se comprueba con:

$$\Delta T_1 = T_x - 29$$

$$T_x = \Delta T_1 + 29 = 1.45 + 29 = 30.45^\circ\text{C}$$

$$T_x = 30.45^\circ\text{C}$$

Habíamos dicho que en el Condensador se realizan tres procesos simultáneos de calor rechazados: el de vapores recalentados, el latente de licuefacción (Condensación) y el sub-enfriamiento. De estos, el último es mínimo y se lo considera despreciable. Por lo tanto, para calcular el área de transferencia de calor, hacemos el análisis de los calores rechazados en la Condensación y en el recalentamiento.

Análisis de calor rechazado en la condensación

De la ecuación:

$$Q_{c2} = K A_2 \Delta T_m \quad (6.29) \quad [\text{Ref. 17}]$$

Donde:

Q_{c2} = Calor latente de licuefacción 374386
Kcal/hr.

K = Coeficiente global de transferencia
de calor [Kcal/hr m^2 $^{\circ}C$.]

A_2 = Area de transferencia de calor debi-
da a la condensación [m^2 .]

ΔT_m = Media logarítmica de las diferencias
de temperaturas en la zona de conden-
sación [$^{\circ}C$.]

Cálculo de ΔT_m :

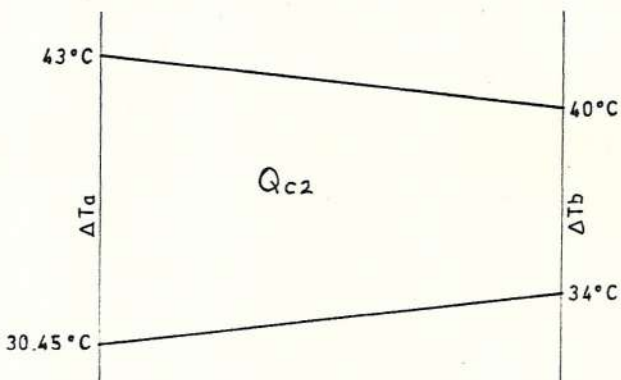


FIGURA 6.14.- DIAGRAMA DE TEMPERATURAS REAL EN LA ZONA DE CONDENSACION.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = \frac{12.55 - 6.00}{\ln \frac{12.55}{6.00}} = 8.87^{\circ}C$$

$$\Delta T_m = 8.87^{\circ}C$$

Cálculo de K:

De la ecuación:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + r_a\right) S_R + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} \quad (6.30) \quad [\text{Ref.3}]$$

Donde:

α_a = Coeficiente de transferencia de calor de películas, lado del agua en el interior de los tubos $[\text{Kcal/hr m}^2\text{°C}]$.

r_a = Factor de incrustaciones del lado del agua. Según la $[\text{Ref.6}]$ $0.0001 \text{ hr } \text{°C} \text{ m}^2/\text{Kcal}$.

S_R = Relación de diámetro exterior e interior 1.357.

e = Espesor del tubo 2.5 mm

λ = Conductividad térmica del tubo 125 $\text{Kcal/hr m}^{\circ}\text{C}$.

α_r = Coeficiente de transferencia de calor de película, lado del refrigerante en el exterior de los tubos $[\text{Kcal/hr m}^2\text{°C}]$.

Cálculo de α_a :

$$\alpha_a = \frac{150 [(1 + 0.011 T_b)] V^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad (6.31) \quad [\text{Ref.3}]$$

Donde:

α_a = Coeficiente antes mencionado, pero en
[BTU/hr pie²°F]

T_b = Temperatura promedio del agua 31.5°C
(88.7°F).

V = Velocidad del agua en el interior de
los tubos. Según la [Ref. 6] se toma
entre 0.3 a 3.66 m/seg. Optamos 3m/seg.
(9.84 pies/seg.).

D_i = Diámetro interior del tubo 14 mm (0.55
pulgadas).

Reemplazando valores en la ecuación 6.31,
nos queda:

$$\alpha_a = \frac{150 [1 + 0.011 (88.7)] 9.84^{0.8}}{0.55^{0.2}} =$$

$$\alpha_a = 2080.3 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$(1 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} = 4.9 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$\alpha_a = 10194 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de α_r :

De acuerdo a la ecuación: [Ref. 16]

$$\alpha_r = 0.725 \left[\frac{\lambda_f^3 \rho_f (\rho_f - \rho_v) g h_{fg}}{N D_e \mu_f (T_c - T_t)} \right]^{1/4} \quad (6.32)$$

Donde:

- λ_f = Conductividad del condensado a 41.5°C
0.084 Kcal/hrm °C.
- ρ_f = Densidad del condensado a 40°C 1133.1
Kg/m³.
- ρ_v = Densidad del vapor a 43°C 73.0 Kg/m³
- g = Aceleración de la gravedad 1.27 x 10⁸
m/hr².
- h_{fg} = Calor latente de vaporización 39.42
Kcal/Kg. Este valor se obtiene de la
diferencia de entalpía del vapor saturado a 43°C y el líquido saturado a 40°C.
- N = Números de tubos en una fila vertical
- D_e = Diámetro exterior del tubo 19 x 10⁻³ m
- μ_f = Viscosidad dinámica del condensado a
40°C 0.7956 Kg/hr-m.
- T_c = Temperatura promedio del condensado
41.5°C.
- T_t = Temperatura de la superficie exterior
de los tubos [°C]

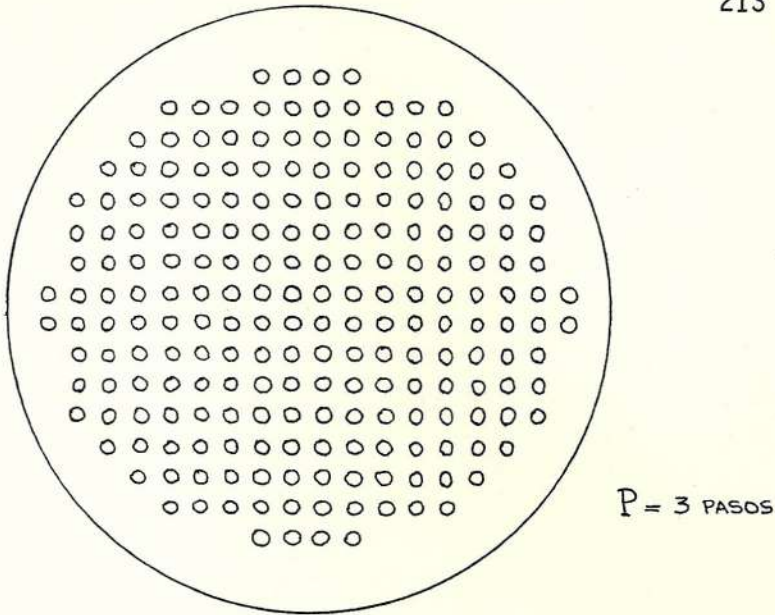


FIGURA 6.15.- ESQUEMA DE LOS TUBOS DEL CONDENSADOR [Ref. 6].

De la Fig. 6.15, notamos que aproximadamente son 18 filas verticales, por lo tanto:

$$N = \frac{\text{Total de tubos}}{\text{Número de filas verticales}} = \frac{212}{18} = 11.77$$

$$N = 11.77$$

Ordenando y reemplazando valores en la ecuación 6.32, nos queda:

$$= 0.725 \left[\frac{0.084^3 \times 1133.1 (1133.1 - 73.0) 1.27 \times 10^8 \times 39.42}{11.77 \times 19 \times 10^{-3} \times 0.7956} \right]^{1/4}$$

$$\times \left[\frac{1}{41.5 - T_t} \right]^{1/4}$$

$$= 1533.8 \left[\frac{1}{41.5 - T_t} \right]^{1/4}$$

De la ecuación 6.30 y reemplazando valores nos queda:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{10194} + 0.0001\right) 1.357 + \frac{2.5 \times 10^{-3}}{125} + \frac{1}{\alpha_r}}$$

$$K = \frac{1}{2.88817 \times 10^{-4} + \frac{1}{\alpha_r}}$$

Con esto elaboramos una tabla asumiendo valores de T_t , de tal manera que en estado estable deba cumplirse: el flujo unitario de calor del refrigerante R22, a la superficie exterior del tubo, debe ser igual al flujo térmico global del enfriador. Esto es:

$$\alpha_r (T_r - T_t) = K \Delta T_m \quad (6.33) \quad [\text{Ref. 16}]$$

Donde:

T_r = Temperatura promedio del refrigerante
41.5°C.

ΔT_m = 8.87°C

Por lo tanto:

$$\alpha_r (41.5 - T_t) = K 8.87$$

TABLA N° VI

DETERMINACION DE α_r Y K. ASUMIENDO VALORES DE T_t

T_t [°C]	α_r [Kcal/hr m ² °C]	K [Kcal/hr m ² °C]	$\alpha_r (41.5 - T_t)$ [Kcal/m ² hr]	K 8.87 [Kcal/m ² hr]
33	898.28	713.24	7635.38	6326.44
34	926.84	731.12	6951.30	6485.03
35	960.59	751.97	6243.83	6669.97
34.6	946.36	743.22	6529.88	6592.36
34.55	944.65	742.16	6565.31	6582.96
34.54	944.31	741.95	6572.39	6581.09
34.53	943.97	741.74	6579.47	6579.23

De la tabla VI, encontramos que la temperatura de la superficie exterior que cumple con la ecuación 6.33 de igualdad de calor es: 34.53°C. Y para esta temperatura los valores de α_r y K son:

$$\alpha_r = 943.97 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ °C}$$

$$K = 741.74 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ °C}$$

De acuerdo a la ecuación 6.29, despejando el área, nos queda:

$$A_2 = \frac{374386}{741.74 \times 8.87} = 56.9 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 56.9 \text{ m}^2$$

Análisis de calor rechazado en el desrecalentamiento:

Para hallar el área de transferencia de calor debida al desrecalentamiento aplicamos la misma ecuación 6.29, pero en este caso:

Q_{c1} = Calor rechazado en el desrecalentamiento $152249 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

A_1 = Area de transferencia de calor debida al desrecalentamiento $[\text{m}^2]$

K = Coeficiente global de transferencia de calor, distinto del encontrado en la zona de condensación $[\text{Kcal/hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}]$

ΔT_m = Media logarítmica de las diferencias de temperaturas en la zona de desrecalentamiento $[\text{ }^\circ\text{C}]$

Cálculo de ΔT_m :

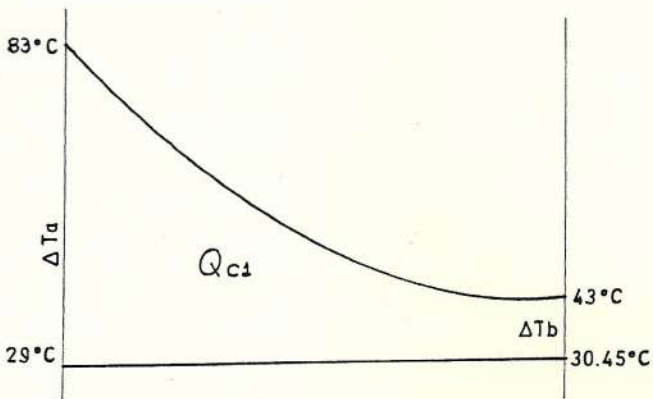


FIGURA 6.16.- DIAGRAMA DE TEMPERATURA REAL EN LA ZONA DE DESRECALENTAMIENTO.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = \frac{54 - 12.55}{\ln \frac{54}{12.55}} = 28.40^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = 28.40^\circ\text{C}$$

Cálculo de K:

De la ecuación:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + r_a\right) S_R + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}}$$

Donde todos los valores son los mismos que para la ecuación 6.30 excepto el del coeficiente de convección del lado del refrigerante α_r .

Cálculo de α_r :

Primero se determina si el flujo de fluido está en la zona laminar, de transición o turbulenta. Las propiedades del fluido se evalúan a la presión de condensación 15.79 Kg/cm^2 y a la temperatura promedio de la película $T_f = 46^\circ\text{C}$. Estas propiedades son:

$$\lambda_f = 0.0116 \text{ Kcal/hr m}^\circ\text{C}$$

$$\mu_f = 0.060984 \text{ Kg/hr-m}$$

$$c_p = 0.16 \text{ Kcal/Kg }^\circ\text{C}$$

De acuerdo a la definición del Número de Reynolds:

$$Re_{\max} = \frac{G_{\max} D_e}{\mu_f}$$

Donde:

G_{\max} = Velocidad máxima de la masa, basada en el área mínima, y que se la expresa como: m/A_{\min} . En la cual m es la cantidad de refrigerante en circulación 9497.37 Kg/hr . Según la Fig. 6.17.

el área mínima es: $(S_T - D_e) L$, en la cual, asumimos: $S_L/D_e = 1.25$ y $S_L = S_T$ arreglo en línea.

Donde:

S_L = Paso longitudinal

S_T = Paso transversal

D_e = Diámetro exterior de los tubos $19 \times 10^{-3} \text{ m}$

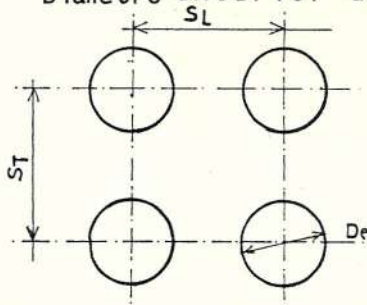


FIGURA 6.17. ARREGLO DE LOS TUBOS DEL CONDENSADOR

L es la longitud del condensador. Según [Ref. 5] 2.2 m.

Por lo tanto el valor de G_{\max} es: $9497.37 / 4.75 \times 10^{-3} \times 2.2 = 908839.23 \text{ Kg/hr m}^2$.

Reemplazando valores en la ecuación de Re_{\max} $(\frac{G_{\max} \times D_e}{\mu_f})$ nos queda:

$$Re_{\max} = \frac{908839.23 \times 19 \times 10^{-3}}{0.060984} = 283155$$

Para que el flujo sea turbulento Re_{max} debe ser mayor a 6000, por lo tanto en nuestro caso ($Re_{max} = 283155$) cae en esta zona. Para flujo turbulento se recomienda la siguiente ecuación: [Ref. 11]

$$\alpha_r = \frac{\lambda E}{D_e} 0.33 (Re_{max})^{0.6} (Pr_f)^{0.3} \quad (6.34)$$

Donde:

$$Pr_f = \frac{c_p \mu_f}{\lambda_f} = \frac{0.16 \times 0.060984}{0.0116} = 0.84$$

Por lo tanto la ecuación 6.34, queda:

$$\alpha_r = \frac{0.0116}{19 \times 10^{-3}} \times 0.33 \times 283155^{0.6} \times 0.84^{0.3} = 357$$

$$\text{Kcal/hrm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_r = 357 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Reemplazando este valor en la ecuación 6.30, nos queda:

$$K = \frac{1}{2.88817 \times 10^{-4} + \frac{1}{\alpha_r}} = \frac{1}{2.88817 \times 10^{-4} + \frac{1}{357}} = 323.6 \text{ Kcal/hrm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K = 323.6 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Despejando A_1 de la ecuación 6.29, para la zona de desrecalentamiento:

$$A_1 = \frac{152249}{323.6 \times 28.40} = 16.56 \text{ m}^2$$

$$A_1 = 16.56 \text{ m}^2$$

Por lo tanto el área total de transferencia de calor será:

$$A = A_1 + A_2 = 16.56 + 56.90 = 73.46 \text{ m}^2$$

$$A = 73.46 \text{ m}^2$$

$$A = N P \pi D_e L = 73.46 \text{ m}^2$$

$$N P = \frac{73.46}{19 \times 10^{-3} \times 2.2 \times \pi} = 559$$

Como habíamos dicho el Condensador será de 3 pasos, por lo tanto:

$$N = \frac{559}{3} \approx 186 \text{ tubos}$$

N = 186 tubos

Según la [Ref. 5] el valor de N debería ser de 212 tubos, pero esta diferencia de 26 tubos entre el valor calculado y el asumido por la [Ref. 5] es porque nosotros no hemos considerado la zona de sub-enfriamiento.

6.4.3 Torre de enfriamiento.-

El agua usada para condensar el R22 es nueva mente enfriada en la Torre de enfriamiento. Si no se dispone de un río, se puede usar agua potable de la ciudad. El consumo de agua es solamente el necesario para compensar la evaporación, y las pérdidas por gotitas y por el purgado para reducir la formación de incrustaciones.

Una torre de enfriamiento enfría el agua por contacto con el aire y por evaporación de una parte del agua. Debido a que la cantidad de agua en circulación es relativamente grande ($105.04 \text{ m}^3/\text{hr}$), es necesario que la circulación del aire sea ayudado por ventiladores que soplen (Tiro Forzado) o que aspiren (Tiro

Inducido) el aire a través de la torre.

Las Torres de enfriamiento de acuerdo al flujo de aire con respecto al flujo de agua, se clasifican en:

- De contracorriente
- De flujo cruzado

Las de contracorriente, son usadas especialmente en instalaciones de acondicionamiento de aire por su facilidad a adaptarse en pequeños espacios. Las de flujo cruzado pueden usarse en cualquier tipo de instalación para lo que vaya a ser utilizado el "frío". Esto se debe a su baja caída de presión en el lado del aire con respecto a su alta superficie de transferencia de calor. Otra razón es que el flujo tanto de la corriente de aire y de la corriente de agua es más uniforme. Por lo tanto usaremos de flujo cruzado, cuyas características principales son:

- a) Generalmente son de tiro inducido, por lo tanto usan ventiladores de flujo axial, no así los de tiro forzado que usan ventiladores de flujo centrífugo.

- b) Las velocidades del aire están comprendidas de 1.8 a 3.3 m/seg. Las que son un poco mayores que las de contracorriente (1.5 a 2.5 m/seg). Las mayores velocidades en las de flujo cruzado se deben a que las entradas de aire son más grandes y porque la salida del aire no pasan a través del sistema de distribución de agua.
- c) La relación del flujo másico de agua y el flujo másico de aire es 0.6 a 2.0, siendo la más usada 1.2. Un valor bajo de esta relación significa que se requieren torres más grandes, y un alto valor de esta relación significa que se requieren ventiladores de grandes potencias.
- d) La carga de la torre dada en TON. se define por la siguiente ecuación. [Ref. 17]

$$\text{TON} = \frac{\text{Caudal [GPM]} \cdot 500 \cdot \text{Rango [}^{\circ}\text{F]}}{15000} \quad (6.35)$$

Donde:

Caudal $105.04 \text{ m}^3/\text{hr}$ (462.5 GPM)

Rango o salto térmico 5°C (9°F)

Por lo tanto de la ecuación 6.35 obtenemos:

$$\text{TON} = \frac{462.5 \times 500 \times 9}{15000} = 138.75 \text{ TON}$$

Con todas estas indicaciones, la torre a pedir será de las siguientes características:

- Tipo de corriente cruzada
- Carga: 138.75 TON
- Aproximación 4°C
- Rango o salto térmico 5°C

6.5 TUBERIAS.-

El diseño adecuado de las tuberías es una de las partes más esenciales del proyecto y para dicho cálculo los especialistas toman como base la velocidad adecuada y la caída de presión permisible, de tal manera que se escojan los diámetros adecuados para un buen funcionamiento de la máquina. Debido a la gran cantidad de tuberías a usarse, haremos una clasificación de ellas para un mejor estudio:

- Tuberías dentro de la pista
- Tuberías de la máquina frigorífica

6.5.1 Tuberías dentro de la pista.-

Por estas tuberías va a circular el glicol etilénico y su importancia radica que del buen diseño de los tubos, obtendremos un piso de hielo uniforme. Su diseño implica:

- Determinar la disposición y diámetro adecuado de los tubos.
- Número de tubos a usarse
- Determinar la caída de presión
- Costos de tuberías
- Selección adecuada de la bomba del glicol etilénico.

En la sección 2.4, habíamos dicho que el diámetro interior de los tubos debería estar comprendido entre 20 y 40 mm y el espacio entre centro y centro de tubos de 80 a 120 mm. Además se recomienda mantener una velocidad del glicol etilénico de 0.65 a 0.8 m/seg. y que la caída de presión dentro de los tubos en la pista no sea mayor de 0.4 a 0.7 Kg/cm².

Debido a que el caudal del glicol que circulará por toda la pista es un poco elevado

(393897.44 Kg/hr) nos obligará a adoptar una separación entre centro y centro muy baja. Optamos 86.6 mm y colocamos las tuberías paralelas a la longitud mayor (56m.).

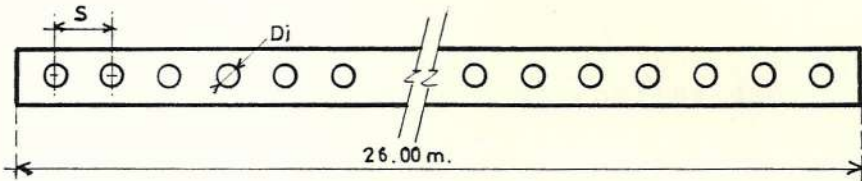


FIGURA 6.18.- CORTE ESQUEMATICO DE LOS TUBOS DENTRO DE LA PISTA.

De la Figura 6.18, puede determinarse el número de tubos necesarios.

$$N S = 26000$$

Donde:

N = Número de tubos

S = Separación entre centro y centro

26000 = Longitud menor de la pista en [mm]

Despejando y reemplazando valores, nos queda:

$$N = \frac{26000}{86.6} = 300 \text{ tubos}$$

$$N = 300 \text{ tubos}$$

Por lo tanto el número de tubos es 150, ya que un tubo (ida y retorno), representan dos tubos vistos en la sección transversal de la Fig. 6.18.

De acuerdo al principio de continuidad:

$$m = \rho v A 3600$$

Despejando el diámetro, nos queda:

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{m}{\rho v \pi 3600}} \quad (6.36)$$

Donde:

D_i = Diámetro interior del tubo [m]

m = Caudal másico del glicol etilénico
[Kg/hr]

ρ = Densidad del glicol etilénico 1072 Kg/m³

v = Velocidad del glicol etilénico. Optamos 0.8 m/seg.

El caudal másico del glicol etilénico por cada tubería será:

$$m = \frac{\text{caudal másico total}}{\text{número de tubos}} = \frac{393897.44}{150} = 2625.98 \text{ Kg/hr}$$

Reemplazando valores en la ecuación 6.36, nos queda:

$$D_i = \sqrt[2]{\frac{2625.98}{1072 \times 0.8 \times \pi \times 3600}} = 0.0329 \text{ m}$$

$$D_i = 32.9 \text{ mm}$$

De acuerdo a la definición del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{1072 \times 0.8 \times 32.9 \times 10^{-3} \times 3600}{37.8} = 2687$$

Como el flujo es de transición, se aplica la siguiente ecuación para encontrar el coeficiente de pérdidas por fricción:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{K/r_i}{7.4} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (6.37) \quad [\text{Ref. 12}]$$

Donde:

- λ = Coeficiente de pérdidas por fricción
- r_i = Radio interior del tubo 16.45 mm (32.9/2)
- K = Rugosidad absoluta del tubo de acero
0.05 mm [Ref. 12]
- Re = Número de Reynolds 2687

Reemplazando valores en la ecuación 6.37, nos queda:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{0.05/16.45}{7.4} + \frac{2.51}{2687 \sqrt{\lambda}} \right)$$

El valor de λ para el cual se cumple esta ecuación es: 0.046. De acuerdo a la ecuación:

$$h_f = \lambda \frac{L}{D_j} \frac{v^2}{2g} \quad (6.38) \quad [\text{Ref. 12}]$$

Donde:

h_f = Pérdida de carga debida a la fricción
[m]

L = Longitud total de la tubería 114 m, esto es considerando los 56 m de ida y los 56 m de retorno, más 2 m adicionales debido a la curvatura y a la unión con los colectores de alimentación.

v = Velocidad del glicol etilénico 0.8 m/seg

g = Aceleración de la gravedad 9.8 m/seg²

Reemplazando valores en la ecuación 6.38, nos queda:

$$h_f = 0.046 \times \frac{114}{32.9 \times 10^{-3}} \times \frac{0.8^2}{2 (9.8)} = 5.2 \text{ m}$$

$$h_f = 5.2 \text{ m}$$

Por lo tanto de acuerdo a la ecuación de caída de presión:

$$\Delta P = h_f \rho = 5.2 \times 1072 \text{ Kg/m}^2 = 5574.4 \text{ Kg/m}^2 = 0.56 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Delta P = 0.56 \text{ Kg/cm}^2$$

En lo que respecta a los colectores, sugerimos lo siguiente:

- a) Seleccionar el diámetro del colector, de tal modo que la velocidad no sea muy diferente a la de los tubos dentro de la pista, y que no haya mucha turbulencia y caída de presiones en las uniones. Optamos 1.5 m/seg.
- b) Los colectores deberán estar totalmente aislados.

De acuerdo a la ecuación 6.36, pero en este caso m es la masa total del glicol etilénico 393897.44 Kg/hr y v es la velocidad adoptada,

la cual asumimos 1.5 m/seg. [Ref. 17] .

$$D_i = \sqrt[2]{\frac{393897.44}{1072 \times 1.5 \times \pi \times 3600}} = 0.294 \text{ m}$$

$$D_i = 294 \text{ mm}$$

De acuerdo a la definición del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \ v \ D_i}{\mu} = \frac{1072 \times 1.5 \times 294 \times 10^{-3}}{37.8} \times 3600 = 45024$$

Usando tuberías de acero, con un valor de rugosidad absoluta $K = 0.15 \text{ mm}$, por lo tanto el valor de rugosidad relativa $k/D_i = 0.15/294 = 0.0005$ con este valor de rugosidad relativa y el valor del número de Reynolds, del diagrama de Moody encontramos que el valor del coeficiente de pérdidas por fricción es $\lambda = 0.024$.

De acuerdo a la ecuación 6.38, donde en este caso:

$L =$ Longitud total de la tubería 108 m, esto es considerando 26 m de ida y 52 m de retorno, ya que es de retorno invertido, más 30 m adicionales debido a la

curvatura y a la unión del enfriador.

D_i = Diámetro de la tubería 294×10^{-3} m.

v = Velocidad del glicol etilénico 1.5 m/seg

Reemplazando valores, obtenemos:

$$h_f = 0.024 \times \frac{108}{294 \times 10^{-3}} \times \frac{1.5^2}{2 (9.8)} = 1.0 \text{ m}$$

$$h_f = 1.0 \text{ m}$$

Por lo tanto de acuerdo a la ecuación de caída de presión:

$$\Delta P = h_f \rho = 1.0 \times 1072 \text{ Kg/m}^2 = 1072 \text{ Kg/m}^2 = 0.107 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Delta P = 0.107 \text{ Kg/cm}^2$$

6.5.2 Tuberías de la máquina frigorífica.-

Dentro del cuarto de máquinas, existen tuberías por las cuales van a circular:

- Glicol etilénico
- Agua
- R22

6.5.2.1 Glicol etilénico.-

Este fluido solo va a circular en el enfriador y nos limitaremos al cálculo de la caída de presión, para la cual se recomienda la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \frac{f' G_{\max}^2 N_t}{\rho (2.09 \times 10^8) \mu_b} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad (6.39) \quad [\text{Ref. 11}]$$

Donde:

ΔP = Caída de presión, pero en [lb/pie²].

f' = Factor de resistencia

G_{\max} = Máximo flujo del glicol etilénico 2701440 Kg/hr m² que es equivalente a 553676 lb/hr pie².

N_t = Número de hileras transversales. Un valor razonable asumido es 20. Este valor es tomando en consideración los diámetros y número de tubos con respecto al condensador.

ρ = Densidad del glicol etilénico 1072 Kg/m³ (67 lb/pie³).

μ_s/μ_b = Relación entre las viscosidada

des del glicol etilénico a la temperatura exterior del tubo (asumimos - 13°C) y la temperatura promedio del glicol etilénico - 9.2°C. $(46.8/37.8) = 1.24$.

Cálculo de f' :

Para Re mayores a 1000 y tubos en línea, se recomienda la siguiente ecuación: [Ref. 11]

$$f' = \left[0.44 + \frac{0.08 S_L / D_e}{\left(\frac{S_t - D_e}{D_e} \right) 0.43 + 1.13 D_e / S_L} \right] Re_{\max}^{-0.15} \quad (6.40)$$

Donde:

$$Re_{\max} = 1133.46$$

$$S_L = \text{Paso longitudinal}$$

$$S_t = \text{Paso transversal}$$

$$D_e = \text{Diámetro exterior de los tubos.}$$

Considerando una disposición de tubos cuadrangular, es decir $S_L = S_t$,

y usando un valor que es típico de la relación paso/diámetro = 1.25, y reemplazando estos valores, encontramos de la ecuación 6.40.

$$f' = \left[0.44 + \frac{0.08 \times 1.25}{0.25^{0.43} + 1.13 (0.8)} \right] \times 1133.46^{-0.15} = 0.375$$

$$f' = 0.375$$

Y de acuerdo a la ecuación 6.39

$$\Delta P = \frac{0.375 \times 553676^2 \times 20}{67 \times 2.09 \times 10^8} (1.24)^{0.14} = 169.21 \text{ lb/pie}^2$$

$$\Delta P = 169.21 \text{ lb/pie}^2 = 1.17 \text{ lb/pulg}^2$$

$$\Delta P = 0.083 \text{ Kg/cm}^2 \quad (0.77 \text{ m})$$

6.5.2.2 Agua.-

El agua circulará entre la torre de enfriamiento y el condensador. En dichas tuberías se recomienda una velocidad de 1.5 m/seg [Ref. 13]. De la ecuación 6.36, en la cual:

m = Caudal másico del agua 105040 Kg/hr.

ρ = Densidad del agua 1000 Kg/m^3
 v = Velocidad del agua 1.5 m/seg.

Reemplazando valores, obtenemos:

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{105040}{1000 \times 1.5 \times \pi \times 3600}} = 0.1574 \text{ m}$$

$$D_i = 157.4 \text{ mm}$$

De acuerdo a la definición del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{1000 \times 1.5 \times 157.4 \times 10^{-3} \times 3600}{2.88} = 295125$$

Usaremos tubería de fundición de acero cuyo valor de rugosidad absoluta es $K = 0.25$, por lo tanto $k/D_i = 0.25/157.4 = 1.58 \times 10^{-3}$. Con este valor de rugosidad relativa y el número de Reynolds, del diagrama de Moody encontramos que el coeficiente de pérdidas por fricción es $\lambda = 0.023$.

De acuerdo a la ecuación 6.38, donde:

L = Longitud total de la tubería, asumimos 20 m.

$$h_f = 0.023 \times \frac{20}{157.40 \times 10^{-3}} \times \frac{1.5^2}{2(9.8)} = 0.33 \text{ m}$$

$$h_f = 0.33 \text{ m}$$

En lo que respecta a la caída de presión del agua dentro de los tubos en el condensador, se recomienda usar la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \left(\xi \frac{P L}{D_i} + 4 P \right) \frac{\rho v^2}{2g} \quad (6.41) \quad [\text{Ref.15}]$$

Donde:

ξ = Coeficiente de pérdidas

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{64}{Re} \rightarrow \text{Laminar} \\ \frac{0.3164}{4\sqrt{Re}} \rightarrow \text{Turbulento} \end{array} \right.$$

P = Número de pasos 3

L = Longitud del tubo en el condensador 2200 mm.

v = Velocidad del agua en los tubos del condensador 3 m/seg.

ρ = Densidad relativa del agua 1.0

g = Aceleración de la gravedad 9.8
m/seg².

D_i = Diámetro interior 14 mm.

De acuerdo a la definición de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{1000 \times 3 \times 14 \times 10^{-3} \times 3600}{2.88} = 52500$$

En la cual hemos usado el diámetro interior de los tubos del condensador 14 mm.

Como el flujo es turbulento $\xi = 0.3164 / \sqrt[4]{52500} = 0.0209$.

De la ecuación 6.41, tenemos:

$$\Delta P = \left(0.0209 \times \frac{3 \times 2200}{14} + 4 \times 3 \right) \frac{1 \times 3^2}{2(9.8)} = 10.03 \text{ m}$$

$$\Delta P = 1.003 \text{ Kg/cm}^2$$

6.5.2.3 R22.-

Al dimensionar las tuberías para cir

culación del refrigerante, es necesario considerar los tamaños óptimos con respecto a lo económico, pérdidas de fricción y retorno de aceite.

Es deseable tener una línea tan pequeña como sea posible desde el punto de vista de costo. Sin embargo la caída en la línea de presión en la descarga y en la succión causan pérdidas en la capacidad del compresor. Las consideraciones a tomar para que retorne el aceite al compresor son altas velocidades del refrigerante. Para un mejor estudio se las clasifica en:

- Líneas de líquido
- Líneas de aspiración (succión)
- Líneas de descarga

LINEAS DE LIQUIDO:

Son las menos críticas, pero la caída de presión no debería ser excesiva para que no se forme gas en la

línea de líquido. Un sistema normalmente debería ser diseñado de tal manera que:

a) La caída de presión, debida a la fricción no sea mayor a la correspondiente al cambio de 1°C en la temperatura de saturación. Un cambio de 1°C a la temperatura de condensación de 40°C es 0.386 Kg/cm^2 .

b) Las velocidades prácticas son:

Condensador \rightarrow botella de líquido
 0.5 m/seg.

Botella de líquido \rightarrow válvula de expansión 0.5 a 1.3 m/seg.

La conexión entre la válvula de expansión y el evaporador es muy corta, que carece de interés considerarla.

Para calcular los diámetros adecuados y, las caídas de presión nos ba-

samos en las velocidades adecuadas.

Para la conexión condensador → botella de líquido, según la ecuación 6.36, donde:

m = caudal másico de refrigerante
9497.37 Kg/hr.

ρ = Densidad del líquido saturado
a 15.79 Kg/cm² y 40°C 1133.1
Kg/m³.

v = Velocidad del líquido saturado
0.5 m/seg.

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{9497.37}{1133.1 \times 0.5 \times \pi \times 3600}} = 0.0769 \text{ m}$$

$$D_i = 76.99 \text{ mm}$$

Para la conexión botella de líquido → válvula de expansión, asumimos una velocidad de 1.3 m/seg y de acuerdo a la misma ecuación 6.36.

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{9497.37}{1133.1 \times 1.3 \times \pi \times 3600}} = 0.0478 \text{ m}$$

$$D_i = 47.8 \text{ mm}$$

Despreciando la caída de presión en la conexión condensador → botella de líquido por ser relativamente corta, solo calculamos la caída de presión en la conexión botella de líquido → válvula de expansión. De acuerdo a la definición del número de Reynolds: En la que el valor de la viscosidad dinámica para el líquido saturado a 40°C es 0.7956 Kg/hr-m.

$$Re = \frac{\rho v D_j}{\mu} = \frac{1133.1 \times 1.3 \times 47.8 \times 10^{-3} \times 3600}{0.7956} = 318601$$

Considerando para el acero un valor de rugosidad absoluta $K = 0.25$ mm, por lo tanto el valor de rugosidad relativa es $0.25/47.8 = 5.2 \times 10^{-3}$. Con este valor de rugosidad relativa y el número de Reynolds encontrado del diagrama de Moody vemos que $\lambda = 0.031$.

Utilizando una longitud equivalente de 20 m y de acuerdo a la ecuación 6.38 nos queda:

$$h_f = 0.031 \times \frac{20}{47.8 \times 10^{-3}} \times \frac{1.3^2}{2(9.8)} = 1.12 \text{ m}$$

$$h_f = 1.12 \text{ m}$$

Por lo tanto de acuerdo a la ecuación de la caída de presión:

$$\Delta P = \rho h_f = 1133.1 \times 1.12 = 1269.07 \text{ Kg/m}^2 = 0.127 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Delta P = 0.127 \text{ Kg/cm}^2$$

LINEAS DE ASPIRACION:

Son las más críticas desde el punto de vista de diseño y construcción. La caída de presión en la línea de aspiración significa una pérdida en la capacidad del sistema, debida a la fuerza del compresor que deberá operar a una presión de succión menor, para mantener la temperatura de evaporación deseada en el serpentin.

Un sistema debería ser diseñado de tal manera que:

- a) La caída de presión, debida a la fricción no sea mayor a la corres

pondiente al cambio de 1°C en la temperatura de saturación. Un cambio de 1°C a la temperatura de aspiración de -15°C es 0.11 Kg/cm².

b) Las velocidades prácticas son:

Evaporador → compresor 6 a 20 m/seg

Es de anotar que a menor temperatura de evaporación, la caída de presión deberá ser menor, ya que los ΔP son más pequeños.

De acuerdo a la ecuación 6.36, donde:

m = Caudal másico de refrigerante
9497.37 Kg/hr.

ρ = Densidad del vapor saturado a
-18°C 11.57 Kg/m³.

v = Velocidad del vapor saturado
15 m/seg.

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{9497.37}{11.57 \times 15 \times \pi \times 3600}} = 0.139 \text{ m}$$

$$D_i = 139.0 \text{ mm}$$

Como son dos compresores que están trabajando con un solo evaporador el diámetro de los tubos a la entrada de los compresores será $D_i = 98.0$ mm, esto es aplicando los mismos datos anteriores, pero con flujo másico de $9497.37/2$.

De acuerdo a la definición del número de Reynolds, en la cual el valor de la viscosidad dinámica del vapor saturado a -18°C es 0.0407 Kg/hr-m, obtenemos:

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{11.57 \times 15 \times 139.0 \times 10^{-3} \times 3600}{0.0407} = 2133769$$

Con un valor de rugosidad relativa de $0.25/139.0 = 1.79 \times 10^{-3}$ y el valor del número de Reynolds, encontramos del diagrama de Moody que $\lambda = 0.023$.

Asumiendo una longitud total de 20 m y de acuerdo a la ecuación 6.38:

$$h_f = 0.023 \times \frac{20}{139.0 \times 10^{-3}} \times \frac{15^2}{2(9.8)} = 37.99 \text{ m}$$

Por lo tanto de acuerdo a la ecuación de la caída de presión:

$$\Delta P = \rho h_f = 11.57 \times 37.99 = 439.54 \text{ Kg/m}^2 = 0.044 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Delta P = 0.044 \text{ Kg/cm}^2$$

LINEAS DE DESCARGA (GAS CALIENTE)

Es importante minimizar la pérdida de presión en la línea de gas caliente, porque las pérdidas en esta línea incrementa la potencia por tonelada de refrigeración del compresor.

Un sistema debería ser diseñado de tal manera que:

- a) La caída de presión, debida a la fricción no sea mayor a la correspondiente al cambio de 1°C en la temperatura correspondiente a la línea de compresión. Para nuestro caso 0.84 Kg/cm^2 .

b) Las velocidades prácticas son:

Compresor → Condensador 10 a 18m/seg

De acuerdo a la ecuación 6.36, donde:

m = Caudal másico del refrigerante
9497.37 Kg/hr.

ρ = Densidad del vapor recalentado
a 15.79 Kg/cm² y 78°C 57.14
Kg/m³.

v = Velocidad del gas a la salida
del compresor 16 m/seg.

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{9497.37}{57.14 \times 16 \times \pi \times 3600}} = 0.060 \text{ m}$$

$$D_i = 60.0 \text{ mm}$$

Como son dos compresores que están trabajando con un solo condensador el diámetro de los tubos a la salida de los compresores será $D_i = 42.8$ mm, esto es aplicando los mismos datos anteriores, pero con un flujo másico de $9497.37/2$ Kg/hr.

De acuerdo a la definición del núme-

ro de Reynolds, en la cual el valor de la viscosidad dinámica del gas caliente a la salida del compresor es 0.06098 Kg/hr-m.

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{57.14 \times 16 \times 60.0 \times 10^{-3} \times 3600}{0.06098} = 3238370$$

Con un valor de rugosidad relativa de $0.25/60.0 = 4.2 \times 10^{-3}$, y el valor del número de Reynolds encontrado, del diagrama de Moody obtenemos que $\lambda = 0.028$.

Asumiendo una longitud total de 15m y de acuerdo a la ecuación 6.38:

$$h_f = 0.028 \times \frac{15}{60.0 \times 10^{-3}} \times \frac{16^2}{2(9.8)} = 91.4 \text{ m}$$

$$h_f = 91.4 \text{ m}$$

Por lo tanto de acuerdo a la ecuación de la caída de presión:

$$\Delta P = \rho h_f = 57.14 \times 91.4 = 5222 \text{ Kg/m}^2 = 0.522 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Delta P = 0.522 \text{ Kg/cm}^2$$

6.6 BOMBAS.-

En nuestra planta usaremos 2 bombas para la circulación del agua de enfriamiento y 2 bombas para la circulación del glicol etilénico, ambas conectadas en paralelo, para así obtener un servicio seguro con una bomba trabajando y la otra disponible.

6.6.1 Bomba de agua.-

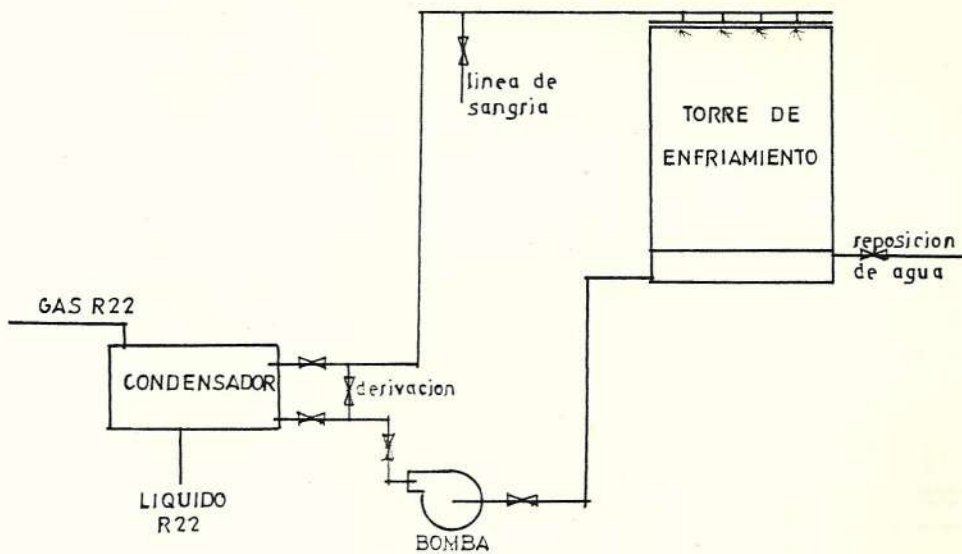


FIGURA 6.19.- INSTALACION DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO

De la Figura 6.19, vemos que la altura de la torre es igual a la altura de la base de la torre más la altura de la torre mismo. Asumimos un valor de ambas de 3.5 m. De ello obtenemos la altura total que la bomba debe compensar.

$$h = h_{\text{condensador}} + h_{\text{tuberías}} + h_{\text{torre}}$$

$$h = 10.03 + 0.33 + 3.5 = 13.86$$

Dado que necesitamos una bomba de gran caudal y de un cabezal relativamente bajo utilizaremos una bomba centrífuga de una sola etapa de las siguientes características:

Caudal 105.04 m³/hr
 Cabezal 13.86 m
 Velocidad 1750 RPM

6.6.2 Bomba del glicol etilénico.-

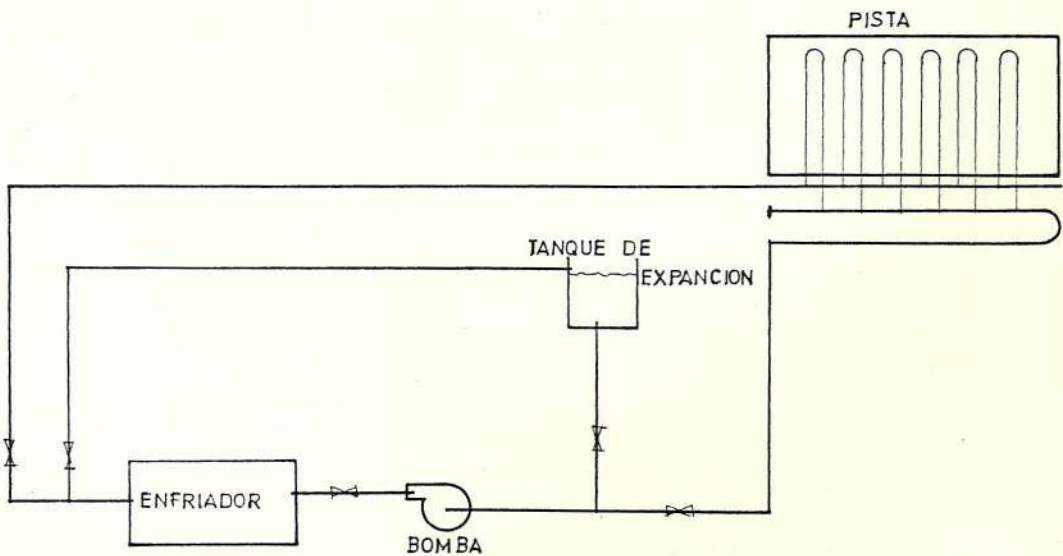


FIGURA 6.20.- CIRCULACION DEL GLICOL ETILENICO

De la Fig. 6.20, se nota que el tanque de ex-

pansión se lo coloca antes de la bomba para que retenga una presión positiva durante cualquier período de trabajo. El tanque de expansión se lo localiza en un punto alto y con una capacidad acorde a la circulación del glicol etilénico.

$$h = h_{\text{enfriador}} + h_{\text{pista}} + h_{\text{colectores}}$$

$$h = 0.77 + 5.2 + 1.0 = 6.97\text{m}$$

Dado que necesitamos una bomba de gran caudal y de un cabezal relativamente pequeño, utilizaremos una bomba centrífuga de una sola etapa de las siguientes características:

Caudal	367.44 m ³ /hr
Cabezal	6.97 m
Velocidad	1750 RPM

6.7 AISLAMIENTO.-

Es necesario aislar las secciones de las tuberías de baja presión o succión del compresor y del líquido. Usaremos como aislante el poliestireno, que actualmente es el más común por sus excelentes caracterís-

ticas y por su fácil adquisición en el mercado en distintas medidas.

6.7.1 Aislamiento de las tuberías de aspiración.-

Comprende desde la salida del evaporador hasta la succión del compresor, cuya longitud es aproximadamente 10 m.

Vamos a calcular el mínimo espesor necesario de aislamiento para evitar la condensación en la parte exterior; para ello la temperatura de la superficie exterior del aislamiento debe ser algo mayor que la temperatura del punto de rocío correspondiente a la temperatura y humedad del aire que rodea a la tubería.

Asumimos una temperatura del aire de 25°C con una humedad relativa promedio de 70%, condiciones extremas. Bajo estas condiciones del aire su punto de rocío es de 18.9°C , entonces establecemos la temperatura de la superficie exterior del aislante en 22°C .

De acuerdo a la Fig. 6.21 nuestro problema se reduce a calcular el espesor del aislante,

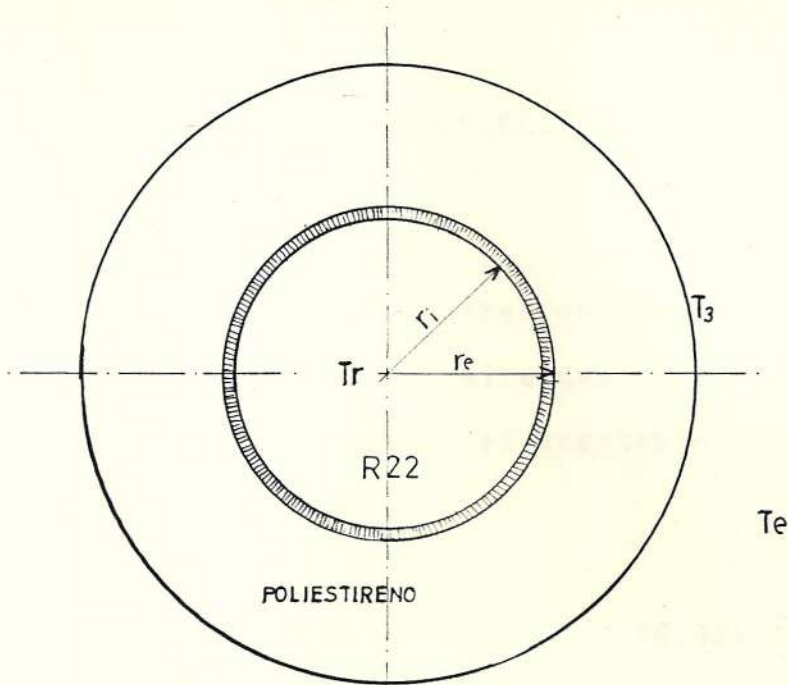


FIGURA 6.21.- AISLAMIENTO DE TUBERIAS DE R22

que en nuestro caso es poliestireno. Los datos que vamos a utilizar son los siguientes:

- Temperatura del gas refrigerante $T_r = - 18^\circ\text{C}$
- Radio interior de la tubería $r_i = 69.5 \times 10^{-3}\text{m}$.
- Radio exterior de la tubería $r_e = 75.5 \times 10^{-3}\text{m}$.
- Coeficiente de conducción del material de la tubería de acero $\lambda_{12} = 39.4 \text{ Kcal/hr m}^\circ\text{C}$.
- Coeficiente de conducción del poliestireno $\lambda_{23} = 0.025 \text{ Kcal/hr m}^\circ\text{C}$.
- Temperatura del aire exterior $T_e = 25^\circ\text{C}$
- Temperatura de la superficie exterior del aislante $T_3 = 22^\circ\text{C}$.

Cálculo del coeficiente de convección aislante-aire:

Si consideramos el régimen de transmisión de calor permanente y el aire que rodea la tubería en reposo, lo cual es aceptable, podemos emplear la relación:

$$Nu = 0.525 (Gr Pr)^{1/4} \quad (6.42) \quad [Ref. 11]$$

Esta relación es válida para convección libre alrededor de cilindros horizontales y para valores del producto $Gr Pr$ comprendidos entre 10^4 y 10^8 .

De acuerdo a la definición del número de Prandtl:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$$

Donde:

c_p = Calor específico del aire a presión constante 0.24 Kcal/Kg °C.

μ = Viscosidad dinámica del aire 1.80×10^{-5} Kg/hr - Seg.

λ = Coeficiente de conducción del aire 0.02 Kcal/hr m °C.

$$Pr = \frac{0.24 \times 1.80 \times 10^{-5} \times 3600}{0.02} = 0.77$$

$$Pr = 0.77$$

Utilizando la ecuación para encontrar el número de Grashof:

$$Gr = \frac{D_e^3 \rho^2 g \beta (T_e - T_3)}{\mu^2} \quad (6.43) \quad [\text{Ref.11}]$$

Donde:

D_e = Diámetro exterior de la tubería, incluido el aislante, asumimos un valor de 400 mm.

ρ = Peso específico del aire 1.2 Kg/m^3

g = Aceleración de la gravedad 9.8 m/seg^2

β = Coeficiente de dilatación del aire $1/273$.

T_e = Temperatura del aire exterior 25°C

T_3 = Temperatura de la superficie exterior del aislante 22°C .

μ = Viscosidad dinámica del aire $1.8 \times 10^{-5} \text{ Kg/hr - seg}$.

$$Gr = \frac{0.4^3 \times 1.2^2 \times 9.8 \times 1/273 \times (25 - 22)}{(1.8 \times 10^{-5})^2} = 30632479$$

$$Gr = 30632479$$

$$Gr Pr = 30632479 \times 0.77 = 23587009$$

$$Gr Pr = 23587009$$

Como se cumple que $Gr Pr$ está entre 10^4 y 10^9 , aplicamos la ecuación 6.42 y obtenemos:

$$Nu = 0.525 (23587009)^{1/4} = 36.59$$

$$Nu = 36.59$$

De acuerdo a la relación entre el número de Nusselt Nu y el coeficiente de convección α , tenemos que:

$$\alpha_3 = \frac{Nu \lambda}{D_e} = \frac{36.59 \times 0.02}{0.4} = 1.83 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_3 = 1.83 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del coeficiente de convección refrigerante-tubería:

Para flujo turbulento (Re mayor a 10000) dentro de tubos horizontales y en base a la temperatura media del refrigerante se aplica la siguiente ecuación propuesta por Mc Adams:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (6.44) \quad [\text{Ref.11}]$$

De acuerdo a la definición del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = 2133769 \quad (\text{igual valor al de tubería de admisión}).$$

Valor que es mayor de 10000, por lo tanto se puede aplicar la ecuación 6.44, entonces nos queda:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{0.26 \times 0.04068}{0.0083} = 1.27$$

En la cual hemos usado, las siguientes propiedades del R22.

$$\begin{aligned} c_p &= 0.26 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \\ \mu &= 0.04068 \text{ Kg/hr-m} \\ \lambda &= 0.0083 \text{ Kcal/hr m } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Entonces de acuerdo a la ecuación 6.44, nos queda:

$$\begin{aligned} Nu &= 0.023 (2133769)^{0.8} (1.27)^{0.4} = 2927 \\ Nu &= 2927 \end{aligned}$$

De acuerdo a la relación entre el número de Nusselt y el coeficiente de convección α , tenemos que:

$$\alpha_1 = \frac{2927 \times 0.0083}{139.0 \times 10^{-3}} = 174.7 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_1 = 174.7 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del calor transmitido por unidad de longitud de la tubería:

$$Q/L = 2 \pi r_3 \alpha_3 (T_e - T_3) \quad (6.45) \quad [\text{Ref.11}]$$

Donde:

Q = Calor transmitido

L = Longitud de la tubería

r_3 = Radio exterior del aislante

$$\begin{aligned} Q/L &= 2 \pi r_3 \times 1.83 (25 - 22) \\ &= 34.5 r_3 \text{ Kcal/hr m. (b)} \end{aligned}$$

Cálculo del espesor mínimo del aislante:

En régimen permanente el calor transmitido por unidad de longitud está dado por:

$$Q/L = 2 \pi r_1 \alpha_1 (T_1 - T_r) = \frac{2 \pi \alpha_{12} (T_2 - T_1)}{\ln r_2 / r_1} = \frac{2 \pi \alpha_{23} (T_3 - T_2)}{\ln r_3 / r_2}$$

La eliminación de las incógnitas T_1 y T_2 nos dá:

$$Q/L = \frac{2 \pi (T_3 - T_r)}{\frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{\ln r_2 / r_1}{\lambda_{12}} + \frac{\ln r_3 / r_2}{\lambda_{23}}} =$$

$$Q/L = \frac{2 \pi [22 - (-18)]}{\frac{1}{0.0695 \times 174.7} + \frac{\ln 75.5/69.5}{39.4} + \frac{\ln r_3/0.755}{0.025}} =$$

$$Q/L = \frac{251.33}{0.0823611 + 2.10167 \times 10^{-3} + \frac{\ln r_3/0.0755}{0.025}} \quad (a)$$

$$Q/L = 34.5 r_3 \quad (b)$$

Igualando (a) y (b), obtenemos $r_3 = 0.194$ m. Este resultado es bastante aceptable ya que el valor asumido del diámetro exterior del tubo incluido el aislante era de 400 mm, y en nuestro caso el valor del diámetro exterior sería 388 mm ($2 \times r_3 = 2 \times 194$ mm).

Por lo tanto para evitar la condensación usa

remos un aislante de aproximadamente 12 cm de espesor.

6.7.2 Aislamiento de la tubería de líquido refrigerante.-

Comprende desde la salida del condensador hasta la válvula de expansión y tiene una longitud aproximada de 10 m.

El aislamiento de esta sección tiene la misión de evitar en lo posible la evaporación del refrigerante líquido, antes del evaporador. En nuestra planta frigorífica, usaremos en esta sección como aislante el poliestireno con un espesor de 10 cm, parecido al calculado anteriormente; valor que es aceptable en la práctica.

También irán revestidos del mismo aislante y espesor, la válvula de flotador y el acumulador del evaporador y las tuberías de acople entre válvula y acumulador.

A manera de barrera antivapor, para evitar la penetración de la humedad, forraremos el

aislante con una pantalla del tipo membrana,
que podría ser papel de aluminio.

CAPITULO VII

SELECCION DE CONTROLES AUTOMATICOS Y DISPOSITIVOS ANEXOS

7.1 TIPOS DE CONTROL.-

Un sistema regular tiene: un órgano detector (de temperatura, presión, humedad relativa, etc) y un órgano de ejecución (válvula, interruptor, servomotor, etc)

Según el órgano de ejecución, el aparato puede ser:

- a) De acción directa, cuando hay una conexión rígida entre los órganos de detección y de ejecución por ejemplo la válvula de flotador.
- b) De acción indirecta, cuando el órgano detector actúa sobre el órgano de ejecución por intermedio de un fluido auxiliar que puede ser aceite, aire comprimido, corriente eléctrica, etc. Por ejemplo la válvula solenoide.

Todos los dispositivos de control usados en refrigeración o acondicionamiento de aire, sea este de

acción directa o indirecta puede ser:

- 1) Tipo "todo o nada"
- 2) Tipo "proporcional o modulante"

En el tipo "todo o nada" el órgano de ejecución actúa por cierre o abertura instantánea, sea de una válvula o de un circuito eléctrico. A este tipo pertenecen por ejemplo: el interruptor a flotador, el termostato de ambiente, etc.

En el tipo "proporcional o modulante", el órgano de ejecución actúa progresivamente sobre el dispositio controlado y responde proporcionalmente a las variaciones del parámetro a controlarse. A este tipo pertenecen por ejemplo: la válvula de expansión termostática a control de recalentamiento, válvula presostática de agua, etc.

7.2 TIPOS DE VARIABLES A CONTROLAR.-

Las variables a controlar son de dos tipos generales:

- Variables externas
- Variables internas

Las variables externas, son las que controlan el medio a enfriarse, que en nuestro caso es el glicol etilénico. Por lo tanto, las únicas variables a controlar son: Temperatura y composición química del glicol etilénico (mantener su concentración adecuada al 45%) Las otras variables externas, tales como temperatura, humedad y velocidad del aire, son controladas por la unidad de acondicionamiento de aire.

Las variables internas, son las que controlan el funcionamiento termodinámico de la máquina frigorífica y entre ellas tenemos: control de las presiones de evaporación y condensación, control del agua de enfriamiento del condensador, control del líquido refrigerante a la entrada del evaporador, estado del fluido refrigerante, seguridad del compresor y otros auxiliares más que hacen que la planta frigorífica tenga un mínimo control por parte de los operarios.

7.3 ESPECIFICACIONES DE LOS PRINCIPALES DISPOSITIVOS.-

Los dispositivos que controlaran las variables externas e internas antes mencionadas son:

- Termostato del glicol etilénico:

Consta de un tubo capilar y un bulbo cargado de alcohol. Este bulbo va firmemente engrampado a la conducción de salida del glicol etilénico en el enfriador. El bulbo detecta la temperatura a la salida y de acuerdo al aumento de temperatura se eleva también la presión del elemento del bulbo, cerrándose por consiguiente el interruptor eléctrico conectado al motor del compresor y este arranca. En igual forma cuando la temperatura del glicol desciende, disminuye la presión del elemento del bulbo y se abre el interruptor eléctrico conectado al motor del compresor y este se para. Se trata por lo tanto de un regulador a dos posiciones (marcha y parada). Por lo general trabajan con un diferencial de regulación (diferencia de temperaturas de enclavamiento y desenclavamiento) de 2°C . y se debe instalar un termostato que trabaje dentro de las temperaturas de trabajo diseñadas. Por lo tanto, escogemos un termostato que tenga una amplitud de regulación de $-25^{\circ}\text{a } -5^{\circ}\text{C}$.

Considerando que la temperatura del glicol etilénico a la entrada del enfriador es -8.6°C y a la

salida del enfriador es -9.8°C , el termostato se regulará para que abra el compresor a -10.2°C , y lo vuelva a arrancar a -8.2°C . Además estos compresores seleccionados tienen un control manual de potencia de 25, $33 \frac{1}{3}$, $37 \frac{1}{2}$, 50, $62 \frac{1}{2}$, 75, $83 \frac{1}{3}$, $87 \frac{1}{2}$ y 100 por ciento de su capacidad.

La otra variable externa que se requiere para mantener el porcentaje adecuado del glicol etilénico se controlará tomando pruebas de glicol etilénico-agua en circulación y añadiendo el porcentaje adecuado de glicol etilénico para mantener el 45% establecido.

- Presostato de baja presión:

Es un interruptor eléctrico comandado por la presión detectada en la tubería de aspiración del compresor, que abre o cierra el circuito de corriente al motor del compresor por medio de un circuito especial de protección, cuando la presión de aspiración, respectivamente desciende o se eleva de los valores normales de trabajo.

Ya que la presión normal de aspiración de trabajo de la planta es de 3.02495 Kg/cm^2 , el presosta

to de baja presión se regulará para que desconecte el motor a una presión de 2 Kg/cm^2 y lo vuelva a conectar a una presión de 4 Kg/cm^2 , por lo tanto habrá un diferencial de 2 Kg/cm^2 .

- Presostato de alta presión:

Es un interruptor eléctrico comandado por la presión detectada en la tubería de descarga del compresor, que abre o cierra el circuito de corriente al motor del compresor, por medio de un circuito especial de protección, cuando la presión de condensación respectivamente se eleva o desciende de los valores normales de trabajo.

Ya que la presión normal de condensación de trabajo de la planta es de 15.79095 Kg/cm^2 , el presostato de alta presión se regulará para que desconecte el motor a una presión de 18 Kg/cm^2 , y lo vuelva a conectar a una presión de 14 Kg/cm^2 , por lo tanto habrá un diferencial de 4 Kg/cm^2 .

- Válvula presostática de agua:

Es una válvula que regula automáticamente la entrada de agua de refrigeración al condensador en

relación con la presión de condensación. Esta válvula está comandada por un capilar acoplado directamente a la tubería de descarga del compresor. Al alcanzar una determinada presión ajustada previamente por un muelle, abre el regulador la entrada de agua, tanto más cuanto más elevada sea la presión. Al descender la presión el regulador cierra paulatinamente la entrada de agua y durante el paro lo hace totalmente.

Ya que la presión normal de condensación de nuestra planta es de 15.79095 Kg/cm^2 , regularemos la válvula presostática de agua para que esté totalmente abierta a 17 Kg/cm^2 .

- Válvula de expansión termostática:

Este es el dispositivo más importante de todos, por lo tanto se hará un estudio más detallado de esta válvula.

El objetivo de esta válvula es doble: Debe reducir la presión del líquido refrigerante a la salida de la botella del líquido, y debe regular el paso de refrigerante al evaporador.

La denominación de "Termostática" puede prestar-

se a error, puesto que el control no se hace por la temperatura del evaporador, sino por el grado de recalentamiento que sale del evaporador. Para explicar mejor esto mostramos el siguiente esquema de una válvula de expansión termostática, con sus elementos que la conforman y su disposición.

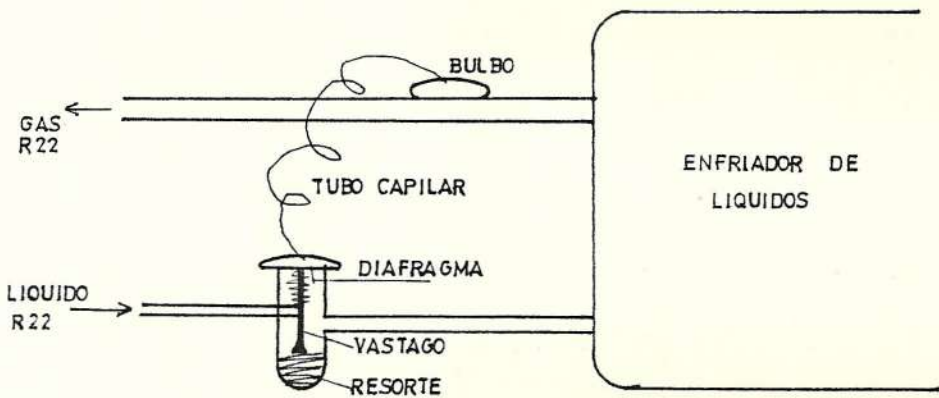


FIGURA 7.1. ESQUEMA DE LA VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA.

Según vemos en la Fig. 7.1 esta válvula consta de un bulbo que generalmente contiene el mismo refrigerante (R 22) y un tubo capilar que lo conecta a la válvula propiamente dicha. El bulbo sensa el recalentamiento a la salida del enfriador, por lo tanto este recalentamiento significa

un incremento en la presión del fluido que se encuentra en el bulbo y se transmite a través del tubo capilar moviendo el vástago hacia abajo y abriendo la válvula, por lo tanto dejando pasar el líquido refrigerante al enfriador. Cuando el recalentamiento disminuye, la presión del bulbo disminuye, y el vástago sube, tratando de cerrar el paso de refrigerante al enfriador. Para una mejor apreciación en la Fig. 7.2, se muestra un diagrama de fuerzas que actúan sobre el diafragma de la válvula, la cual va sujeta al vástago.

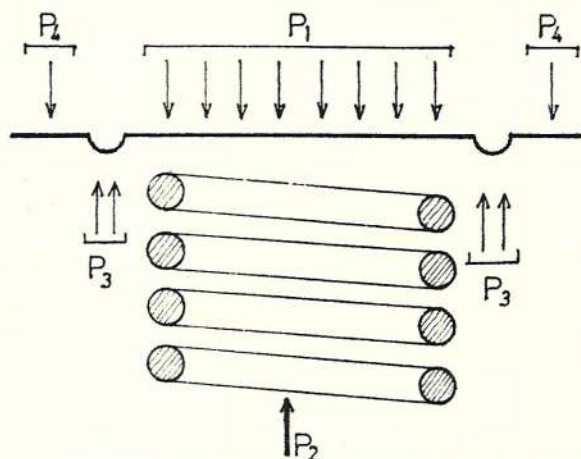


FIGURA 7.2. DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE LA VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA.

Según esta figura, tenemos:

P_1 = Presión de vapor del elemento termostático (actúa abriendo la válvula).

P_2 = Presión equivalente a la fuerza del muelle previamente regulada (actúa cerrando la válvula).

P_3 = Presión del evaporador (actúa cerrando la válvula).

P_4 = Presión de elevación, debida al desbalance de presión a través del pórtico de la válvula. Es casi despreciable (actúa abriendo la válvula).

Por lo tanto, el gas de admisión al compresor en el sitio donde está instalado el bulbo debe estar recalentado para que el fluido que se encuentra en dicho bulbo esté a la presión suficiente para abrir la válvula. De la Fig. 7.2 y despreciando P_4 , tenemos:

$$P_1 = P_2 + P_3$$

Donde:

$$P_1 = 3,6 \text{ Kg/cm}^2 \text{ a } -10^\circ\text{C de saturación}$$

$$P_3 = 3,0 \text{ Kg/cm}^2 \text{ a } -15^\circ\text{C de saturación}$$

Por lo tanto, P_2 debe regularse:

$$P_2 = P_1 - P_3$$

$$P_2 = 3.6 - 3.0 = 0.6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_2 = 0.6 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrico)}$$

Es necesario recordar, que una válvula mal regulada ocasiona serios problemas al funcionamiento de la máquina. Si queda muy abierta o la válvula es demasiado grande, puede permitir que algún líquido se vierta del evaporador al compresor. Una válvula muy cerrada o demasiado pequeña deja insuficiente paso de líquido y esto reduce la capacidad del sistema.

Un problema frecuente que se presenta en épocas de menor temperatura, es que la presión de condensación es menor y para que se mantenga el diferencial de presión entre el condensador y el evaporador, que está manejado por la válvula de expansión termostática previamente regulada, lo que se hace es mantener artificialmente alta la presión de condensación, dejando pasar menor cantidad de agua a través de la válvula presostática de agua. Esto es para mantener constante el caudal de refrigerante y que la válvula de expansión termostática trabaje de la mejor manera en las condiciones de equilibrio.

- Válvula Solenoide:

Es una válvula de arreglo electro-magnético que

permanece cerrada cuando la bobina está sin voltaje. Se la coloca antes de la válvula de expansión y gobierna al motor del compresor cuando la presión desciende en el límite mínimo establecido. En otras palabras este es un dispositivo de seguridad para que durante la parada del compresor se evite que entre líquido refrigerante al enfriador y se incremente su temperatura, especialmente si su parada es larga. Esta ventaja de la válvula solenoide es por su acción instantánea y del tipo todo o nada.

- Deshidratador:

El objetivo de un deshidratador es mantener la cantidad de agua en un fluido, por debajo de un valor máximo que depende de la naturaleza de este fluido y que para el R 22 es 60 ppm (mg H₂O/Kg fluido).

Como materia secante, se usa generalmente la almina activada que retiene la humedad. Se lo instala a la salida de la botella de líquido y antes de la válvula de expansión, esto es para prevenir que lleguen a la válvula cierta humedad que pueda provocar un congelamiento y bloquear el paso de refrigerante, además de corroer el metal y

atacar químicamente el aislamiento eléctrico de la válvula.

- Visores:

Son los que nos determinan el estado del deshidratador. Se lo conecta entre el deshidratador y la válvula de expansión. Poseen una pastilla impregnada con una sal química que permite la verificación del estado detectado del fluido refrigerante. El cambio de color es reversible y si el color verde (seco) ha virado a amarillo (humedo), indica que existe cierta cantidad anormal de agua en el fluido refrigerante; después de la colocación de un nuevo deshidratador, el color amarillo cambiará nuevamente a verde en el momento que la cantidad de agua contenida en el fluido disminuye por debajo del máximo admisible.

Contenido en agua ppm (mg H₂O/Kg fluido) [Ref.14]

COLOR REFRIGER.	VERDE (SECO)	COLOR CAMBIANTE	AMARILLO (HUMEDO)
R22	< 60	60 - 125	> 125

- Presostato de seguridad de aceite:

Es un interruptor eléctrico comandado por la presión de aceite detectada en el cárter del compresor, que abre o cierra el circuito de corriente al motor del compresor, por medio de un circuito especial de protección (con un cierto retardo, generalmente 60 segundos "relay-temporizador"), cuando la presión del aceite o la diferencia entre la presión de descarga de la bomba de aceite y la presión del cárter del compresor, respectivamente descienden o se elevan de sus valores normales de trabajo. Posee 2 capilares con racores conectados a la aspiración del compresor y otro a la bomba de aceite. Si durante la marcha del compresor la presión detectada en la bomba de aceite es menor a la presión detectada en la aspiración del compresor, pasarán 60 segundos y el compresor se para.

La presión mínima de aceite en compresores frigorificos generalmente aceptada es de 2.5 Kg/cm^2 y éste será la presión a que regularemos nuestro presostato.

- Filtro:

Por seguridad se los coloca generalmente en la tubería de líquido y en la de admisión, como protección a la válvula de expansión y al compresor respectivamente. Su tamaño se lo escoge de acuerdo a la capacidad de la máquina frigorífica y al tipo de fluido refrigerante empleado.

- Separador de aceite

El gas que sale del compresor, inevitablemente arrastra aceite hacia el evaporador. Este aceite reduce la transferencia de calor del condensador e igualmente en el evaporador. Es por esto que se coloca este separador a la salida del compresor para que el aceite retorne otra vez al compresor. Las dimensiones del separador de aceite que se desea colocar en una instalación, dependen de la potencia frigorífica y especialmente de la naturaleza del fluido refrigerante empleado.

- Eliminadores de vibración:

Se instalan en las tuberías de admisión y escape para reducir la transmisión de vibraciones desde el compresor. Si no se eliminan, las vibraciones pueden causar ruidos molestos y debilitar las

conexiones soldadas de las tuberías. También se instalan en la tubería de entrada de agua al condensador, antes de la válvula presostática de agua.

- Válvula de cierre:

Las válvulas de cierre se colocan en las tuberías de instalaciones frigoríficas, antes y después de ciertos órganos sensibles, tales como válvulas magnéticas, reguladores, filtros, etc. Es decir, que cuando se quiere desmontar cierto órgano para repararlo o cambiarlo, se cierran estas válvulas evitando la pérdida del fluido refrigerante y además para que no entre humedad en el sistema.

Además de estos dispositivos, la planta tendrá manometros, termómetros, purgadores y otros auxiliares más, instalados en las partes que se desee conocer los valores de presión, temperatura y también donde se desee purgar el sistema. Para una mejor apreciación de estos órganos de automatismo en el apéndice Graf. B-10 se muestran su ubicación dentro de la planta frigorífica.

CAPITULO VIII

ANALISIS ECONOMICO

8.1 COSTOS DE LOS EQUIPOS.-

Para efectos de ejecución del análisis económico, los precios que a continuación se detallan son reales de acuerdo al valor adquisitivo actual de la moneda ecuatoriana. Dentro de los costos de los equipos, incluimos los de terreno, construcción y adecuación del Lugar. (Ver. Tabla VII).

De los cuales, solo S/.23'704.400,00 representan la construcción civil de la pista de hielo (5.94% de este rubro).

Los costos de equipos de refrigeración e instalación eléctrica, se muestran en la Tabla VIII.

Sumando todos los egresos hasta aquí considerados, los de las tablas VII y VIII da S/.445'094.540 de los cuales S/.69'894.540,00 son los costos para hacer exclusivamente la pista de hielo (15.7%). Este último valor resulta de añadir

TABLA No. VII

COSTOS DE TERRENO Y CONSTRUCCION CIVIL

DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Terreno	160 x 120 m ²	S/. 6.000,00	S/.115.200.000,00
Construcción civil y arquitectura del Coliseo.	10000 m ²	25.000,00	250'000.000,00
Parqueo y adecuación de zonas aledañas.			10'000.000,00
Construcción civil de la pista de hielo.			
Excavación	1800 x 1 m ³	430,00	774.000,00
Compactación	1800 x 0.6 m ³	480,00	518.400,00
Concreto	1800 x 0.16m ³	24.000,00	6'912.000,00
Aislamiento*	1800 x 0.06m ³	1.000,00	1'800.000,00
Tubos	18000 m	650,00	11'700.000,00
Varios (soldadura, brea, etc.)			1'000.000,00
Imprevistos			1'000.000,00
		SUB - TOTAL	S/.398'904.400,

* La plancha viene en espesores de 6.0 cm y el valor del m² es S/.1.000,00

TABLA No. VIII

COSTOS DE EQUIPOS DE REFRIGERACION E INSTALACION ELECTRICA

EQUIPOS DE REFRIGERACION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Unidad de acondicionamiento de aire.	3'500.000 BTUHR	S/. 8,00	S/. 28'000.000,00
Compresor 5H126	3	1'256.640,00	3'769.920,00
Motor 125 Hp	3	350.000,00	1'050.000,00
Condensador 09RH127	1	970.000,00	970.000,00
Enfriador 10RM1005-G-223	1	1'130.220,00	1'130.220,00
Torre de enfriamiento 140 TON.	1	1'827.000,00	1'827.000,00
Bomba-motor (Glicol)	1	168.000,00	168.000,00
Bomba-motor (agua)	1	210.000,00	210.000,00
Planta auxiliar para iluminación	1	490.000,00	490.000,00
Válvula de expansión termostática	1	91.000,00	91.000,00
Automatismo del compresor	3	280.000,00	840.000,00
Dispositivos de automatismo	1	224.000,00	224.000,00
Conjunto de tuberías y accesorios (agua).	1	210.000,00	210.000,00
Conjunto de tuberías y accesorios (R22).	1	210.000,00	210.000,00
Instalación eléctrica	1	5'000,000,00	5'000.000,00
Imprevistos			2'000.000,00
SUB - TOTAL			S/. 46'190.140,00

el subtotal de la Tabla VIII y el subtotal de la construcción de la pista de hielo de la Tabla VII .

Con respecto a estas listas de egreso, aclaremos lo siguiente:

1. El precio del terreno es elevado ($S/.6.000,00/m^2$). Este es el valor de un terreno en el norte de la ciudad que cuenta con todos los elementos básicos (agua, luz, teléfono y vías de comunicación) y por lo analizado en el Capítulo II, en el cual expresábamos que la acogida de la pista dependerá en gran parte de la ubicación de ella, escogimos este lugar. Es por esto que así sea más caro el metro cuadrado en esta zona, no se deberá escatimar esfuerzo económico en este rubro.
2. Los valores dados de construcción civil y arquitectura son precios otorgados por la Cámara de la Construcción de Guayaquil en los actuales momentos. Este representa el mayor egreso dentro de toda la obra, ya que hemos considerado un Coliseo Cubierto

con capacidad aproximada de 5.000 personas y con todas las comodidades del caso. La adecuación de las zonas aledañas, su embellecimiento, zonas de parqueos, iluminación, etc., representan un rubro algo elevado que no deberá de dejarse a un lado por lo analizado en el Capítulo II, en que se resalta la importancia de la "idéntidad" de la obra. Esto significa que tenga el entorno de la pista su forma peculiar y característica que la identifique.

3. Los precios dados a los equipos de refrigeración, son actuales y por cortesía de CARRIER, gracias a la gentileza de su Gerente, Ing. Aldo Coltro.

8.2 COSTO DE LA MANO DE OBRA.-

Representa aproximadamente el 20% de los rubros de construcción civil y un 10% de los rubros de los equipos de refrigeración. Esta diferencia en los porcentajes de la mano de obra se deben al mayor tiempo que se emplea en la construcción civil y al mayor número de obreros empleados.

- Construcción civil y arquitectura	S/.50'000.000,00
- Parqueo y adecuación de zonas ale dañas.	" 2'000.000,00
- Construcción de la pista	" 4'580.880,00
- Instalación de refrigeración	" 3'863.014,00
- Instalación eléctrica.	" 500.000,00
- Imprevistos	" 1'000.000,00
	<hr/>
SUB - TOTAL	S/.61'943.894,00

8.3 COSTOS OPERATIVOS.-

Dentro de estos costos, se incluyen los egresos mensuales y anuales. Este último rubro lo constituyen las bonificaciones de Nivelación, Complementaria y transporte, décimos tercero, cuarto y quinto sueldo, aportes patronales, fondos de reserva, todo esto multiplicado por un factor de 1.1 de acuerdo al alza salarial anual del personal que labora en la pista.

Los otros egresos que debemos considerar mensualmente o anualmente son los de energía eléctrica, agua y mantenimiento. En este último intervienen los costos por lubricantes, refrigerantes, respuestos y personal de mantenimiento. En el promedio anual también se incrementa un 10% debido al alza anual de estos costos.

TABLA No. IX

COSTOS OPERATIVOS

P E R S O N A L	CANTIDAD	SUELDO MENSUAL	SUELDO ANUAL
Administrador	1	S/. 35.000,00	S/. 626.527,00
Ayudante	1	20.000,00	393.844,00
Secretaria	1	16.000,00	341.563,00
Boletería	1	12.000,00	272.474,00
Cobrador	1	12.000,00	272.474,00
Bar	3	12.000,00	817.423,00
Jefe de Guardia	2	15.000,00	648.582,00
Vestuarios	2	12.000,00	544.949,00
Conserjes	3	12.000,00	817.423,00
Guardián	3	12.000,00	817.423,00
Limpieza	3	12.000,00	817.423,00
Energía eléctrica		250.000,00*	3'300.000,00**
Agua		200.000,00	2'640.000,00
Mantenimiento		100.000,00	1'320.000,00
		SUB - TOTAL	S/.13'630.105,00

* Promedio Mensual

** Promedio Anual

Estos dos rubros de costos operativos aquí considerados, nos da un subtotal anual de S/.13'630.105,00. Que al cabo de 5 años significará un egreso total de S/.68'150.525,00. El personal incluido es el mínimo necesario para el buen desarrollo de la pista de hielo y una buena atención al público.

8.4 FACTIBILIDAD Y FINANCIAMIENTO.-

Las maneras de poder hacer realidad este proyecto, cuyos fines y objetivos son expuestos en la introducción de este Tesis de Grado, es a través de las siguientes alternativas:

- Uso de un escenario ya construído
- Empresa privada
- Empresa mixta (gobierno - empresa privada)

Estas alternativas presentadas son hechas, partiendo del antecedente que los costos del terreno y la construcción civil representan aproximadamente el 70% de la obra en conjunto. Nótese que hasta aquí no se ha mencionado la tasa de interés de acuerdo al monto global del préstamo necesario para hacer realidad este proyecto.

8.4.1 Uso de un escenario ya construido.-

El escenario más acorde a nuestras necesidades es sin duda el Coliseo Cubierto de Guayaquil, en el que incluso ya se presentó años atrás una pista de hielo con excelentes resultados.

El uso de la pista será de ciertos días a la semana (4 días). Como detalles a considerar en caso que se realice el proyecto bajo esta modalidad es:

- El local posee excelente ubicación y nos ahorrará la compra del terreno, construcción civil, adecuación, etc.
- Debido a que sólo funcionará ciertos días de la semana, se presenta la alternativa de construir una pista portátil, es decir, piso de arena con tuberías de plástico, lo que incluso ahorraría mucho dinero.
- El costo aproximado siguiendo los procedimientos realizados anteriormente son:

- Equipo de refrigeración	S/.	55'000.000,00
- Alquiler (basados en 5 años).	"	12'000.000,00
- Costos operativos*	"	38'943.157,00
- Intereses (préstamo S/.60'000.000,00 a 5 años plazo al 33%).	"	19'800.000,00
TOTAL	S/.	125'743.157,00

Este egreso de S/.125'743.157,00 se solventa tomando en consideración los siguientes ingresos asumidos, basados en 4 días de trabajo a la semana. (Ver Tabla X).

Con lo cual queda demostrado que el proyecto queda totalmente financiado al cabo de 5 años.

8.4.2 Empresa privada.-

Es sin duda la vía más difícil para poder realizar este proyecto. Para que tenga la rentabilidad deseada, se deberá aprovechar al máximo las relaciones comerciales y el uso de

* Son basados en una fracción de 4/7 (ya que solo trabajará 4 días a la semana) del valor total de costos operativos, que fueron calculados en la sección 8.3 y al cabo de 5 años.

TABLA No. X

USO DE UN ESCENARIO YA CONSTRUIDO

INGRESO	INGRESO TOTAL AL CABO DE 5 AÑOS(S/)	COMENTARIOS, SOBRE ESTOS INGRESOS
Boletería	81'342.857,00	600 personas diarias como promedio que ingresan a la pista, a un valor de S/.130,00. Este valor incluye el aumento de la entrada después de cada año.
Bar-Cafetería	12'000.000,00	Son asumidas en base a ganancias líquidas de S/.200.000,00 mensuales como promedio.
Alquiler de patines	3'000.000,00	Son asumidas en base a ganancias líquidas de S/.50.000,00 mensuales como promedio.
Presentación de espectáculos.	37'500.000,00	Presentación de espectáculos durante 15 días cada año, estos darían como promedio S/.500.000,00 de ganancias líquidas al día.
TOTAL	S/ 133'842.857,00	

la pista en lo posible que sea durante todo el año. Es necesario resaltar que todos los costos calculados en las secciones anteriores corresponden a esta modalidad de construcción de la pista.

Como detalles a considerar en caso que se realice el proyecto bajo esta modalidad son:

- Se deberá asegurar en lo posible un número determinado de socios, facilitando su inscripción con facilidades de pago tanto en la cuota de entrada, como en las cuotas mensuales. Además para incentivar el número de socios, con el carnet de uno de ellos pueden entrar 2 personas al escenario.
- Se deberá dar más énfasis a las relaciones comerciales. Para este efecto se colocarán comerciales tanto dentro como fuera de la pista.
- El costo aproximado de acuerdo a los procedimientos seguidos anteriormente, son:
- Costos de terreno y construcción civil
S/.398'904.400,00.

- Costos de equipos de refrigeración e instalación eléctrica.	S/. 46'190.140,00
- Costos de la mano de obra	" 61'943.894,00
- Costos operativos (basados en 5 años).	" 68'150.525,00
- Intereses (préstamo S/.550'000.000,00 a 29% a 5 años plazos).	" 159'500.000,00
	<hr/>
TOTAL	S/.734'688.959,00

El rubro aquí mencionado, se solventa tomando en consideración los siguientes datos de ingresos asumidos. (Ver Tabla XI).

Con lo cual queda demostrado que el proyecto queda totalmente financiado al cabo de 5 años. Como anotación importante, se puede ver la diferencia de ciertos ingresos entre la una y la otra modalidad, debido a que en la Empresa Privada, la pista trabajará durante todo el año y en la de un escenario ya construido, la pista trabajará sólo 4 días a la semana durante todo el año.

TABLA No. XI

EMPRESA PRIVADA

INGRESOS	INGRESOS TOTALES AL CABO DE 5 AÑOS (s/.)	COMENTARIOS SOBRE ESTOS INGRESOS
Socios	437'000.000,00	Basados en 5000 socios, con una cuota de entrada de S/.25.000,00 y cuotas mensuales de S/.1.300,00 al cabo de 4 años.
Publicidad exterior	20'000.000,00	Basados en 20 comerciales, con un precio unitario anual de S/.200.000 como promedio.
Publicidad interior	10'000,000,00	Basados en 20 comerciales, con un precio unitario anual de S/.100.000 como promedio.
Boletería	118'625.000,00	500 personas diarias como promedio, que entran a la pista a S/.130,00. Este precio es un promedio de acuerdo al alza de la entrada después de cada año.
Bar-cafetería	18'000.000,00	Son asumidas en base a ganancias líquidas de S/.300.000,00 mensuales como promedio.
Alquiler de patines	4'200.000,00	Son asumidas en base a ganancias líquidas S/.70.000,00 mensual.
Presentación de espectáculo.	75'000.000,00	Presentación de espectáculos durante 30 días c/año. Se asume como promedio por c/día. S/.500.000,00 de ganancias.
Locales comerciales	54'000.000,00	15 locales comerciales a S/.60.000 mensuales como promedio, debido al alza de c/año en el arriendo.
TOTAL s/.736'825.000,00		

8.4.3 Empresa mixta (gobierno-empresa privada).-

Al margen de cuestiones políticas, se puede decir que el país en este período gubernamental, nuestro Presidente Constitucional, Ing. León Febres-Cordero, se ha caracterizado por su apoyo total al deporte ecuatoriano, dotándolo de innumerables canchas deportivas en todo el Territorio Patrio. Es por esto que sí contamos con el apoyo del gobierno, conjuntamente con el de la Muy Ilustre Municipalidad de Guayaquil, para que done el terreno por ser una obra de carácter social y deportiva, se obviaría los costos de compra de terreno y construcción civil (aunque sea parcial). Además de estos dos apoyos y conjuntamente con el de una empresa privada que tome a cargo la obra para que de esta manera trabaje como empresa mixta.

Esta modalidad presentada para la construcción de la pista es análoga a la construcción del Estadio del Barcelona S.C. El análisis económico es una combinación de las ventajas presentadas por los dos anteriores.

CAPITULO IX

MANTENIMIENTO Y REGLAS DE USO DE LAS PISTAS DE HIELO ARTIFICIAL.

9.1 NORMAS Y REGLAS DE MANTENIMIENTO DE LA PLANTA.-

Se sugiere personal competente para el mantenimiento del equipo frigorífico y para facilitar su desarrollo se indican las recomendaciones acerca del taller, sala de máquinas e identificación de tuberías.

Una planta frigorífica, debe contar con un buen stock de piezas de recambio y herramientas de uso necesario. Entre las principales piezas de funcionamiento que son las que más frecuentemente tienen averías o necesitan de mantenimiento son:

- Tubos (de todas las medidas usadas en la planta)
- Deshidratadores
- Filtros
- Válvulas de expansión
- Termostatos

- Válvulas electromagnéticas
- Válvulas de agua
- Tuercas
- Racores de unión machos y hembras, codos
- Reducciones
- Piezas de recambio para compresores
- Prensaestopas
- Disyuntores, relés térmicos, bobinas de disyuntores.
- Botella de gas refrigerante
- Tanque de glicol etilénico
- Aislamiento

Las principales herramientas con que debe contar el taller son:

- Manómetros, termómetros
- Lámpara detectora de fugas
- Control eléctrico (multímetro)
- Juego de llaves completo
- Cortatubos, juego de fusibles, extractor de poleas, aceiteras.
- Equipo de soldadura (hilo para soldar con 40% de estaño).
- Bomba de vacío

La sala de máquinas ha de disponer de ventilación artificial efectiva. Por lo general se han de calcular para 20 renovaciones de aire por hora. En este caso se ha de tener en cuenta la relación de la carga del fluido refrigerante con respecto al volumen de la habitación. La ventilación ha de hacerse por arriba en el caso de gases más ligeros que el aire (ejemplo, el amoníaco, cuyo peso específico relativo al aire es 0.596); y por la parte inferior cuando sean más pesados (este es nuestro caso del R22, cuyo peso específico relativo al aire es 3.055).

Se recomienda respetar las normas internacionales de instalaciones frigoríficas y entre ellas está el pintado de las tuberías.

TUBERIA	COLOR
Aspiración	Azul gris
Compresión	Carmín
Líquido	Amarillo
Aceite	Marrón
Entrada del glicol	Naranja
Salida del glicol	Verde oscuro
Agua	Verde

Aire	Azul
Piezas de recambio	Gris

9.2 NORMAS Y REGLAS SOBRE LAS DIVERSAS ACTIVIDADES A DESARROLLARSE.-

Si el hielo va a ser usado ya sea para patinaje artístico, público, hockey o curling, deberá controlarse la temperatura de la superficie de hielo por intermedio de la máquina frigorífica, ya que todas estas actividades requieren temperaturas diferentes.

Para el hockey sobre hielo, los jugadores prefieren un piso de hielo duro, es decir, que la temperatura en la superficie debe mantenerse a -5°C , la cual es la menor de todas las temperaturas en las diversas aplicaciones. La razón de esto es por las mayores velocidades y rozamientos que provocan los patinadores de hockey.

Para el curling, los jugadores prefieren un piso de hielo húmedo, esto es una temperatura en la superficie de hielo de -3°C . Esto es para darle mayor suavidad al movimiento de la piedra, ya que existe menor fricción en un piso húmedo, que en un piso seco.

En las revistas sobre hielo y patinaje artístico, a diferencia de las anteriores, en la que se requiere un piso de hielo a una temperatura de -2°C , es de anotar que el espesor de hielo requerido es relativamente más grande que para cualquier otra aplicación, debido a que en estas actividades, los giros y saltos son muy continuos y producen huecos de mayor profundidad.

Para el patinaje público, la temperatura a la cual se mantiene mejor la pista es en base a la cantidad de patinadores. Debe estar entre -2°C y -5°C , siendo esta última para el límite máximo de patinadores.

CONCLUSIONES

- a) El área de la pista escogida en este trabajo, fue la de Hockey en Hielo (26m x 56m), dado que es la más aceptada popularmente y además, en ella se pueden derrollar otras actividades (Curling, Patinaje Artístico y Patinaje Público).
- b) Para el cálculo de Carga Frigorífica, se asumió que el aire dentro de la pista estaba a 10°C de bulbo seco y 70% de humedad relativa. Pues, estas condiciones son las más óptimas para un mejor funcionamiento de la Pista. Temperaturas mayores a 18°C van a provocar un continuo deshielo y mal funcionamiento de la pista, especialmente si el número de patinadores es algo elevado.
- c) Al valor de la carga frigorífica total, se le añadió un 20% de este valor por seguridad, ya que en el caso que la unidad de aire acondicionado "no enfrie bien". y el aire se encuentre a una temperatura un poco mayor que la asumida, ésta afecte ocasionando una fusión parcial en el hielo de la pista.

- d) Dado el alto costo de inversión en este proyecto, y para su seguridad y mejor funcionamiento de la pista, se han escogido sistemas de construcción o materiales a usar los más seguros posible, aunque sean más caros. Además se han tomado en cuenta los principios fundamentales de construcción civil y arquitectura, debido a la importancia que ambos representan en este proyecto.
- e) Como la pista sugerida es la de concreto, se puede proceder al deshielo y ser usada para otras actividades en caso de ser necesario.
- f) Se realizó un análisis termodinámico total de los intercambiadores de calor, encontrándose el área de transferencia de calor necesario, incluyendo el número de tubos y pasos requeridos, considerando los 2 factores técnicos como son: caída de presión permisible y velocidad del fluido.

RECOMENDACIONES

- a) Debido a los altos valores de temperatura y humedad relativa en nuestra ciudad, es imprescindible el uso de unidades de acondicionamiento de aire y deshumidificadores, que mantengan el aire a las condiciones óptimas para un mejor desarrollo de la pista de hielo.

Esto se debe a que el gradiente de temperatura entre el aire y la superficie de hielo, es el principal factor en el incremento de la carga frigorífica. Si este gradiente se incrementa, el diámetro y espaciamiento de los tubos dentro de la pista, deberán ser más reducidos, resultando antitécnico y antieconómico.

- b) El cálculo y diseño del Sistema de Aire Acondicionado del Local de la Pista de Patinaje, podría ser objeto de tema para otra tesis de grado.

A P E N D I C E S

TABLA A-1

VARIACIONES DE LA TEMPERATURA EXTERIOR DE GUAYAQUIL

HORA	TEMPERATURAS EXTERIORES [°C]		HUMEDAD RELATIVA
	BULBO SECO	BULBO HUMEDO	
5 a.m.	23.3	22.1	92
6 a.m.	23.5	22.4	92
7 a.m.	23.8	22.6	91
8 a.m.	24.4	23.1	87
9 a.m.	25.5	23.8	86
10 a.m.	26.9	24.7	84
11 a.m.	28.8	25.4	78
12 a.m.	30.5	25.9	70
1 p.m.	32.2	26.3	64
2 p.m.	33.0	26.6	62
3 p.m.	33.3	26.7	60
4 p.m.	33.0	26.6	62
5 p.m.	32.2	26.3	64
6 p.m.	31.3	26.2	67
7 p.m.	30.2	25.8	71
8 p.m.	29.2	25.6	77
9 p.m.	28.3	25.3	80

Refrigerante 22—Propiedades del líquido y del vapor saturado *

Temp. °C	Presión kg/cm ²	Densidad líquido kg/m ³	V. específico vapor m ³ /kg	Entalpía orig. -- 40°C		Entropía orig. -- 40°C	
				Líquido Kcal/Kg	Vapor Kcal/Kg	Líquido Kcal/Kg°K	Vapor Kcal/Kg°K
— 70	0,20919	1490,6	0,9409	—7,628	52,217	—0,0349	0,2597
— 69	0,22316	1488,2	0,8883	—7,378	52,337	—0,0337	0,2589
— 68	0,23713	1485,8	0,8357	—7,128	52,457	—0,0325	0,2581
— 67	0,25279	1483,3	0,7901	—6,876	52,578	—0,0312	0,2573
— 66	0,26894	1480,8	0,7465	—6,624	52,700	—0,0300	0,2564
— 65	0,28509	1478,3	0,7029	—6,372	52,822	—0,0288	0,2556
— 64	0,30362	1475,8	0,6668	—6,122	52,942	—0,0276	0,2548
— 63	0,32214	1473,3	0,6306	—5,872	53,062	—0,0264	0,2541
— 62	0,34096	1470,7	0,5954	—5,622	53,182	—0,0252	0,2533
— 61	0,36088	1468,1	0,5639	—5,372	53,302	—0,0241	0,2525
— 60	0,38176	1465,5	0,5344	—5,117	53,422	—0,0229	0,2518
— 59	0,40454	1462,9	0,5070	—4,862	53,542	—0,0217	0,2511
— 58	0,42845	1460,3	0,4811	—4,611	53,662	—0,0206	0,2504
— 57	0,45348	1457,7	0,4569	—4,357	53,782	—0,0194	0,2496
— 56	0,47963	1455,2	0,4341	—4,106	53,902	—0,0182	0,2490
— 55	0,50585	1452,5	0,4127	—3,853	54,022	—0,0171	0,2483
— 54	0,53320	1449,7	0,3925	—3,598	54,142	—0,0159	0,2476
— 53	0,56294	1447,0	0,3734	—3,344	54,262	—0,0147	0,2470
— 52	0,59423	1444,5	0,3555	—3,093	54,382	—0,0136	0,2464
— 51	0,62664	1441,8	0,3386	—2,838	54,502	—0,0125	0,2457
— 50	0,66018	1439,1	0,3225	—2,583	54,622	—0,0113	0,2451
— 49	0,69498	1436,4	0,3076	—2,323	54,742	—0,0101	0,2445
— 48	0,73091	1433,6	0,2934	—2,063	54,862	—0,0090	0,2439
— 47	0,76845	1430,9	0,2800	—1,803	54,982	—0,0079	0,2433
— 46	0,80768	1428,1	0,2673	—1,547	55,102	—0,0067	0,2427
— 45	0,84860	1425,3	0,2553	—1,289	55,222	—0,0056	0,2422
— 44	0,89121	1422,4	0,2440	—1,029	55,342	—0,0045	0,2416
— 43	0,93529	1419,6	0,2334	—0,769	55,462	—0,0033	0,2410
— 42	0,98064	1416,9	0,2233	—0,510	55,581	—0,0022	0,2405
— 41	1,02767	1414,1	0,2137	—0,255	55,696	—0,0011	0,2399
— 40	1,07640	1411,2	0,2047	0,000	55,811	0,0000	0,2394
— 39	1,12765	1408,3	0,1961	0,265	55,931	0,0012	0,2390
— 38	1,18115	1405,5	0,1879	0,526	56,047	0,0023	0,2384
— 37	1,23641	1402,6	0,1801	0,789	56,166	0,0033	0,2379
— 36	1,29378	1399,6	0,1726	1,051	56,282	0,0045	0,2374
— 35	1,35305	1396,7	0,1655	1,311	56,397	0,0056	0,2370
— 34	1,41429	1393,8	0,1588	1,573	56,512	0,0067	0,2365
— 33	1,47757	1390,9	0,1524	1,840	56,629	0,0078	0,2360
— 32	1,54267	1388,0	0,1464	2,109	56,748	0,0089	0,2355
— 31	1,60995	1384,9	0,1406	2,374	56,863	0,0100	0,2351
— 30	1,67893	1381,9	0,1352	2,639	56,978	0,0111	0,2346
— 29	1,75043	1378,9	0,1300	2,904	57,093	0,0122	0,2342
— 28	1,82418	1375,9	0,1251	3,173	57,208	0,0133	0,2337
— 27	1,90018	1372,8	0,1205	3,459	57,323	0,0143	0,2333
— 26	1,97843	1369,8	0,1160	3,722	57,438	0,0154	0,2328
— 25	2,05929	1366,7	0,1117	3,981	57,550	0,0165	0,2324
— 24	2,14295	1363,5	0,1076	4,246	57,660	0,0175	0,2319
— 23	2,22943	1360,4	0,1037	4,511	57,770	0,0186	0,2315

*Tabla obtenida por transformación de unidades inglesas a métricas e interpolación, a partir de la tabla de F. I. du Pont de Nemours & Company, 1945.

Refrigerante 22—Propiedades del líquido y del vapor saturado. (Continuación)

Temp. °C	Presión kg/cm ²	Densidad líquido kg/m ³	V. específico vapor m ³ /kg	Entalpía orig. — 40°C		Entropía orig. — 40°C	
				Líquido Kcal/Kg	Vapor Kcal/Kg	Líquido Kcal/Kg °K	Vapor Kcal/Kg °K
— 22	2,31872	1357,3	0,0999	4,776	57,880	0,0196	0,2311
— 21	2,41082	1354,2	0,0963	5,041	57,990	0,0206	0,2307
— 20	2,50574	1351,0	0,0929	5,306	58,100	0,0217	0,2302
— 19	2,60381	1347,8	0,0896	5,576	58,210	0,0227	0,2298
— 18	2,70471	1344,7	0,0864	5,846	58,320	0,0238	0,2294
— 17	2,80792	1341,5	0,0834	6,116	58,430	0,0248	0,2290
— 16	2,91464	1338,2	0,0805	6,382	58,537	0,0258	0,2287
— 15	3,02495	1335,0	0,0778	6,647	58,642	0,0268	0,2283
— 14	3,13864	1331,8	0,0751	6,912	58,747	0,0278	0,2278
— 13	3,25570	1328,6	0,0725	7,177	58,852	0,0288	0,2275
— 12	3,37614	1325,3	0,0700	7,442	58,957	0,0298	0,2271
— 11	3,49995	1320,1	0,0677	7,708	59,062	0,0308	0,2268
— 10	3,62713	1318,6	0,0654	7,978	59,167	0,0319	0,2264
— 9	3,75812	1315,3	0,0632	8,248	59,272	0,0329	0,2260
— 8	3,89247	1312,0	0,0611	8,518	59,377	0,0339	0,2258
— 7	4,03020	1308,7	0,0591	8,788	59,482	0,0349	0,2254
— 6	4,17131	1305,3	0,0572	9,058	59,583	0,0359	0,2251
— 5	4,31614	1301,9	0,0554	9,328	59,683	0,0370	0,2248
— 4	4,46491	1298,5	0,0536	9,600	59,783	0,0377	0,2244
— 3	4,61762	1295,1	0,0519	9,877	59,883	0,0385	0,2241
— 2	4,77426	1291,8	0,0502	10,158	59,983	0,0400	0,2238
— 1	4,93484	1288,3	0,0486	10,443	60,083	0,0410	0,2235
0	5,09936	1284,8	0,0471	10,733	60,183	0,0421	0,2232
1	5,26894	1281,4	0,0456	11,023	60,278	0,0432	0,2228
2	5,44302	1277,9	0,0442	11,318	60,373	0,0443	0,2226
3	5,62160	1274,5	0,0428	11,617	60,468	0,0453	0,2223
4	5,80426	1271,0	0,0415	11,920	60,563	0,0464	0,2220
5	5,99050	1267,5	0,0403	12,219	60,656	0,0475	0,2217
6	6,18068	1263,9	0,0390	12,519	60,746	0,0486	0,2213
7	6,37557	1260,4	0,0379	12,822	60,836	0,0497	0,2210
8	6,57539	1256,8	0,0367	13,123	60,924	0,0507	0,2207
9	6,77970	1253,2	0,0356	13,429	61,010	0,0517	0,2205
10	6,98851	1249,8	0,0346	13,739	61,100	0,0528	0,2201
11	7,20365	1246,2	0,0335	14,043	61,180	0,0539	0,2198
12	7,41879	1242,4	0,0326	14,348	61,260	0,0550	0,2195
13	7,64377	1238,8	0,0316	14,662	61,344	0,0560	0,2192
14	7,87579	1235,2	0,0307	14,980	61,426	0,0571	0,2189
15	8,10991	1231,5	0,0298	15,292	61,503	0,0582	0,2187
16	8,34684	1227,8	0,0289	15,601	61,578	0,0593	0,2183
17	8,58940	1224,2	0,0281	15,916	61,653	0,0604	0,2180
18	8,83758	1220,4	0,0273	16,231	61,727	0,0614	0,2177
19	9,09139	1216,7	0,0265	16,546	61,796	0,0625	0,2175
20	9,35083	1212,9	0,0258	16,861	61,861	0,0636	0,2172
21	9,61659	1209,2	0,0251	17,181	61,931	0,0647	0,2168
22	9,88797	1205,4	0,0243	17,510	62,001	0,0658	0,2166
23	10,16498	1201,7	0,0237	17,832	62,063	0,0669	0,2163
24	10,44762	1197,9	0,0230	18,156	62,127	0,0680	0,2160
25	10,73587	1194,1	0,0224	18,486	62,192	0,0690	0,2157
26	11,02976	1190,3	0,0217	18,819	62,254	0,0701	0,2153
27	11,32926	1186,5	0,0211	19,147	62,313	0,0712	0,2150

Refrigerante 22—Propiedades del líquido y del vapor saturado. (Continuación)

Temp. °C	Presión kg/cm ²	Densidad líquido kg/m ³	V. específico vapor m ³ /kg	Entalpía orig. — 40°C		Entropía orig. — 40°C	
				Líquido Kcal / Kg	Vapor Kcal / Kg	Líquido Kcal / Kg °K	Vapor Kcal / Kg °K
28	11,63440	1182,8	0,0206	19,476	62,369	0,0722	0,2147
29	11,94586	1179,0	0,0200	19,816	62,428	0,0733	0,2144
30	12,26857	1175,1	0,0194	20,156	62,483	0,0744	0,2140
31	12,59128	1171,2	0,0189	20,486	62,533	0,0755	0,2137
32	12,91961	1167,2	0,0184	20,820	62,583	0,0766	0,2134
33	13,25357	1163,2	0,0179	21,155	62,629	0,0776	0,2131
34	13,59737	1159,0	0,0174	21,497	62,674	0,0787	0,2128
35	13,94890	1154,9	0,0169	21,839	62,717	0,0798	0,2124
36	14,30325	1150,6	0,0165	22,177	62,754	0,0808	0,2121
37	14,66182	1146,3	0,0160	22,510	62,788	0,0819	0,2118
38	15,03023	1142,0	0,0156	22,841	62,818	0,0829	0,2114
39	15,40496	1137,6	0,0152	23,176	62,847	0,0840	0,2111
40	15,79095	1133,1	0,0148	23,511	62,867	0,0851	0,2107
41	16,17693	1128,5	0,0144	23,841	62,887	0,0861	0,2104
42	16,57417	1124,1	0,0140	24,180	62,907	0,0872	0,2101
43	16,97773	1119,4	0,0137	24,524	62,931	0,0882	0,2097
44	17,38692	1114,6	0,0133	24,869	62,956	0,0893	0,2094
45	17,80524	1109,8	0,0129	25,217	62,978	0,0904	0,2091
46	18,23201	1105,0	0,0126	25,567	62,998	0,0914	0,2087
47	18,66439	1100,1	0,0123	25,917	63,018	0,0925	0,2084
48	19,10241	1095,2	0,0120	26,268	63,040	0,0935	0,2080
49	19,54604	1090,3	0,0117	26,625	63,069	0,0946	0,2078
50	19,99531	1085,3	0,0114	27,000	63,094	0,0959	0,2076
51	20,45722	1080,2	0,0111	27,400	63,114	0,0972	0,2073
52	20,92476	1075,2	0,0108	27,800	63,134	0,0983	0,2071
53	21,39301	1070,1	0,0105	28,122	63,154	0,0994	0,2068
54	21,86547	1065,1	0,0103	28,456	63,168	0,1004	0,2065

Entalpía original del líquido saturado a -40°C 89,27 Kcal/Kg

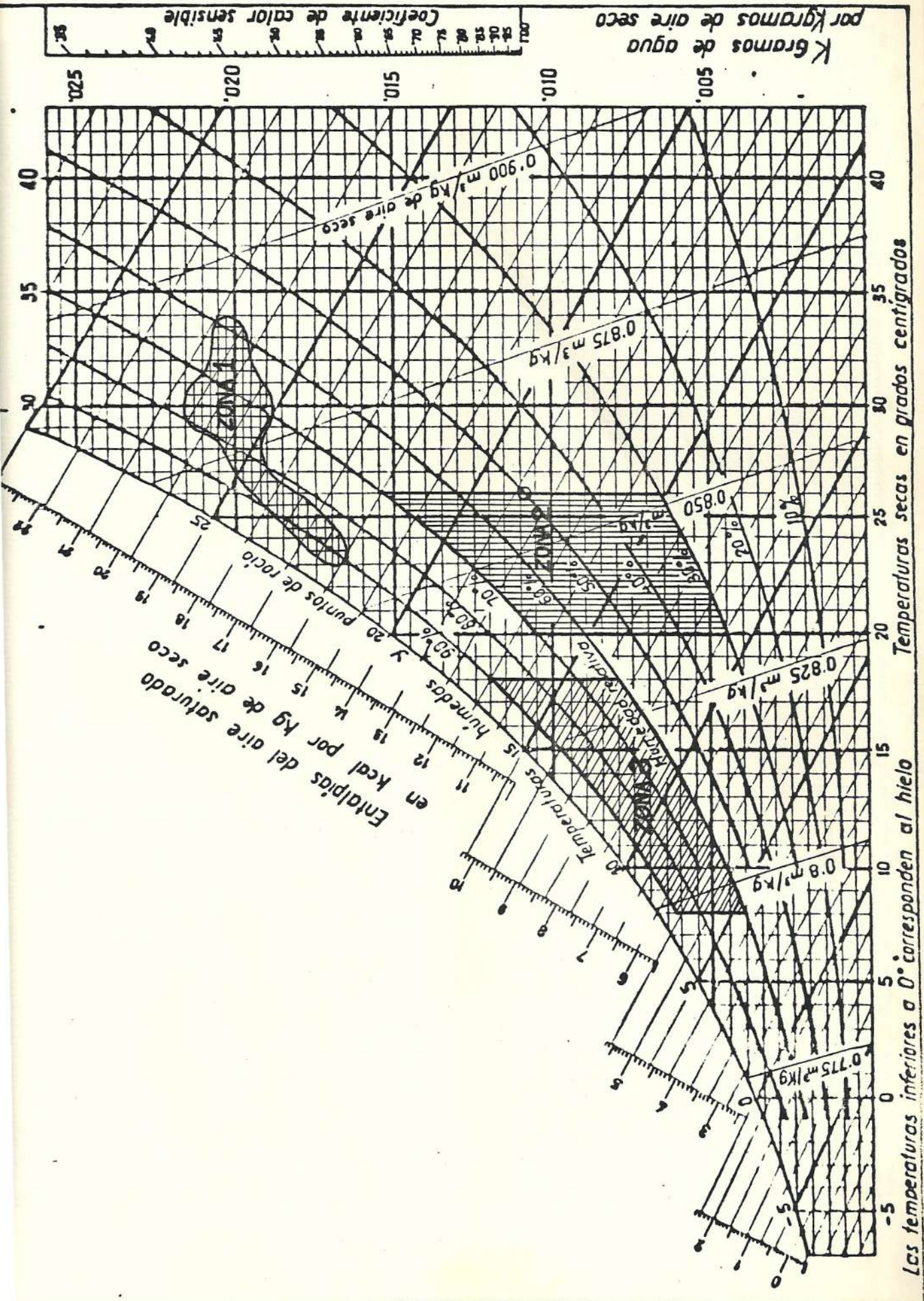
Entropía original del líquido saturado a -40°C 0,9579 Kcal/Kg °K

TABLA A - 3

DATOS FISICOS DE COMPRESORES CARRIER

COMPRESOR	5H				5H*				5H (doble)				
	40	60	80	120	46	66	86	126	40/60	60/80	80/80	80/120	120/120
Potencia Nominal HP	20-50	30-75	40-100	60-150	40-60	60-100	75-125	125-200	60	100	100	125	150
m ³ /hr de desplazamiento a 1750 RPM.	157,0	235,0	314,0	470,0	196,0	294,0	392,0	587,0	392,0	550,0	625,0	785,0	940,0
Número de cilindros	4	6	8	12	4	6	8	12	10	14	16	20	24
Litros (aceite)	8,5	10,0	19,4	38,2	8,5	10,0	19,4	38,2	18,4	29,3	38,8	57,5	76,5
Diámetro (mm)	82				82				82				
Carrera (mm)	70				88				70				
Carrera / Diámetro	0,85				1.07				0.85				
Velocidad lineal (m/seg.)	4.08				5.13				4.08				
Conexión de Succión (in)	2-5/8	3-1/8	3-5/8	4-1/8	2-5/8	3-1/8	3-5/8	4-1/8	2-5/8 3-1/8	3-1/8 3-5/8	3-5/8 3-5/8	3-5/8 4-1/8	4-1/8 4-1/8
Conexión de Descarga (in)	2-1/8	2-5/8	3-1/8	3-5/8	2-1/8	2-5/8	3-1/8	3-5/8	2-1/8 2-5/8	2-5/8 3-1/8	3-1/8 3-1/8	3-1/8 3-5/8	3-5/8 3-5/8

* Exclusivamente para transmisión directa.



"FREON - 22"

REFRIGERANTE

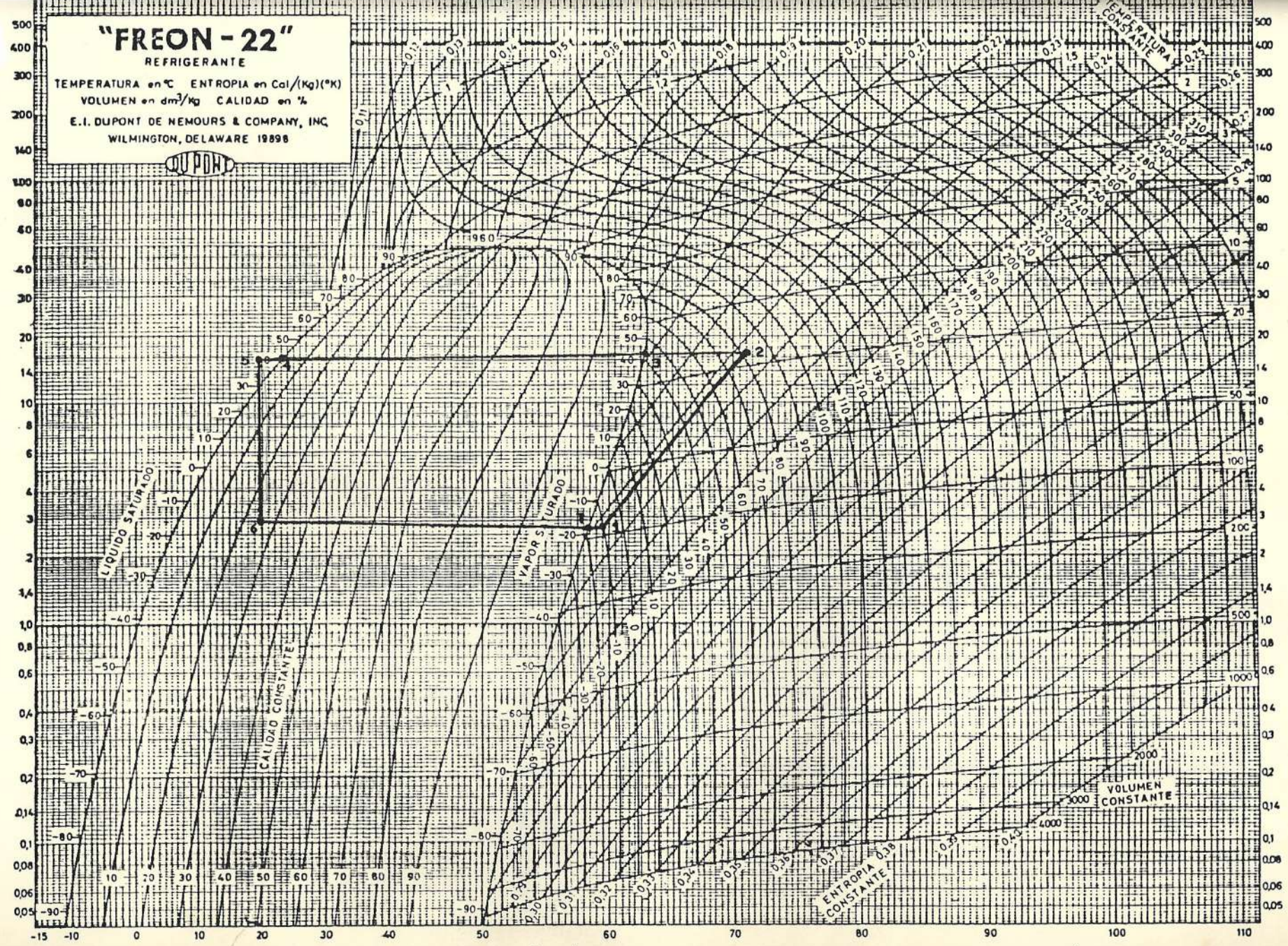
TEMPERATURA en °C ENTROPIA en Cal/(Kg)(°K)
VOLUMEN en dm³/Kg CALIDAD en %
E. I. DUPONT DE NEMOURS & COMPANY, INC.
WILMINGTON, DELAWARE 19898



PRESION ABSOLUTA (Kg/cm²)

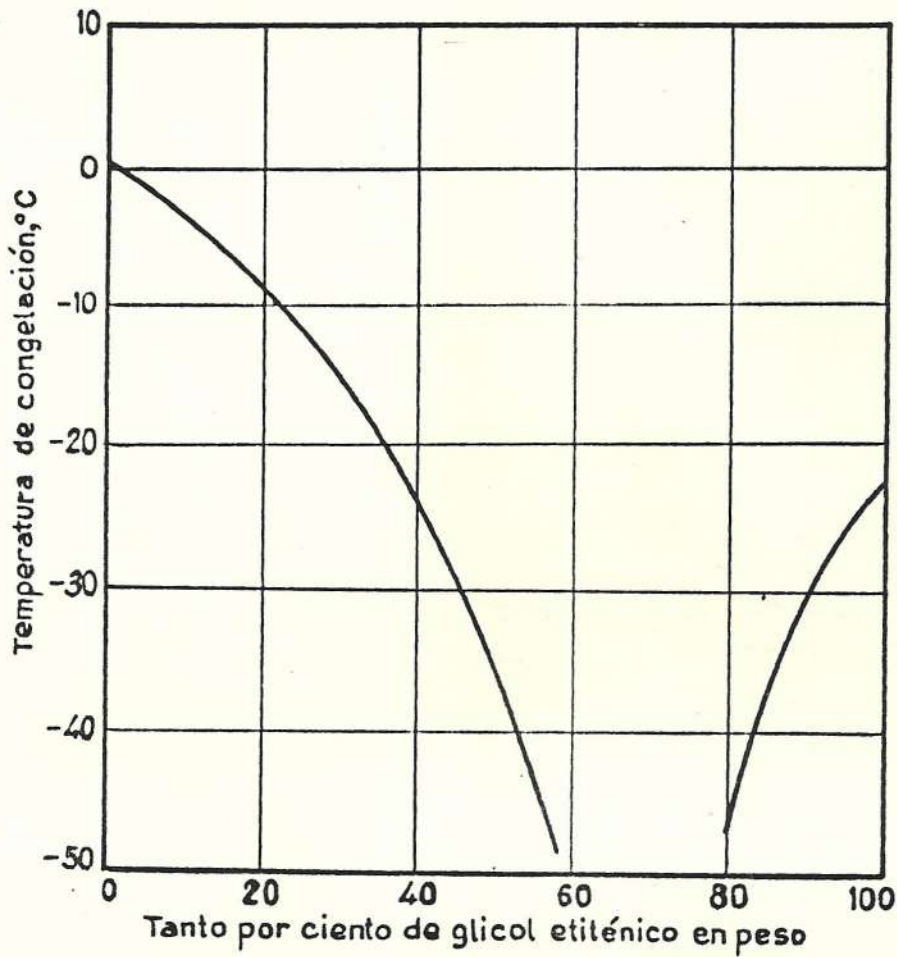
GRAFICO B-2

309

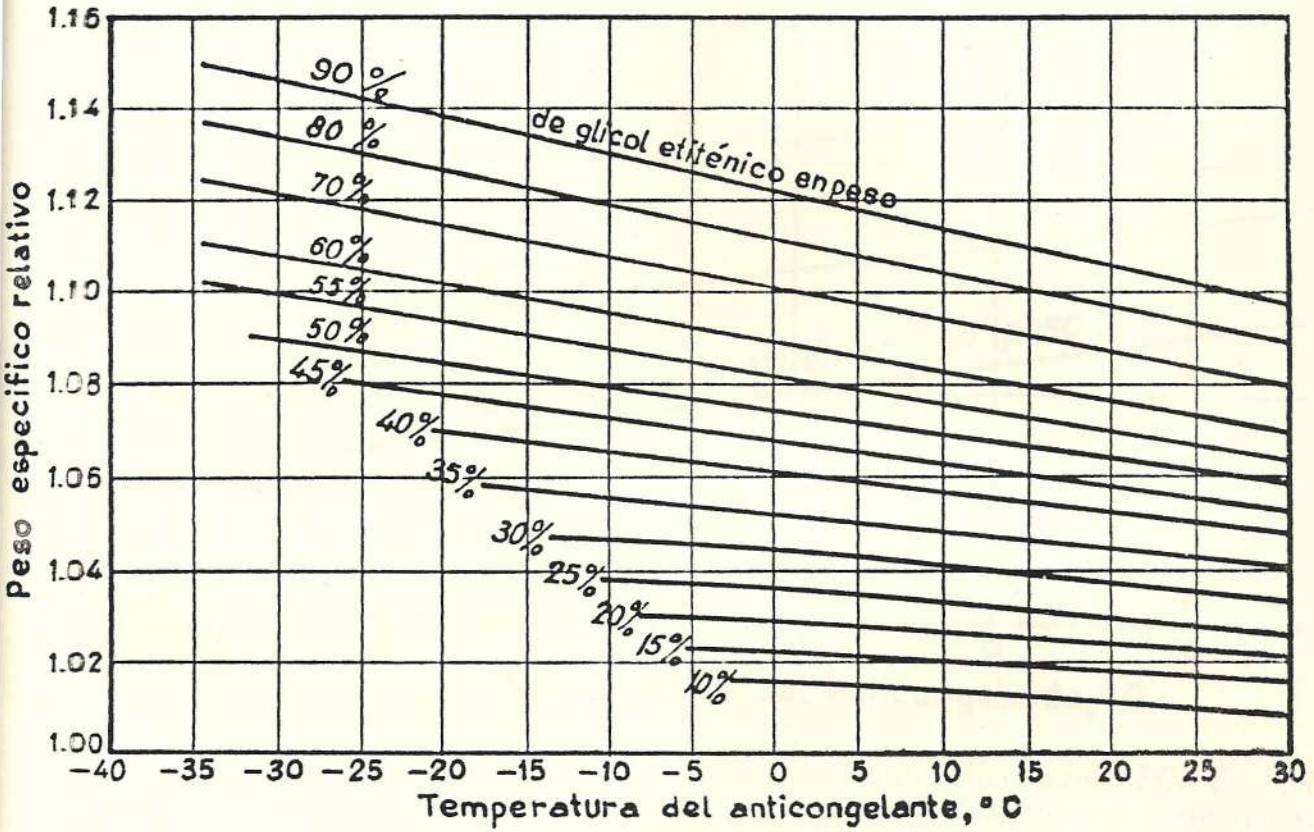


Conversión al sistema métrico por Ediciones del Castillo, S. A. Madrid

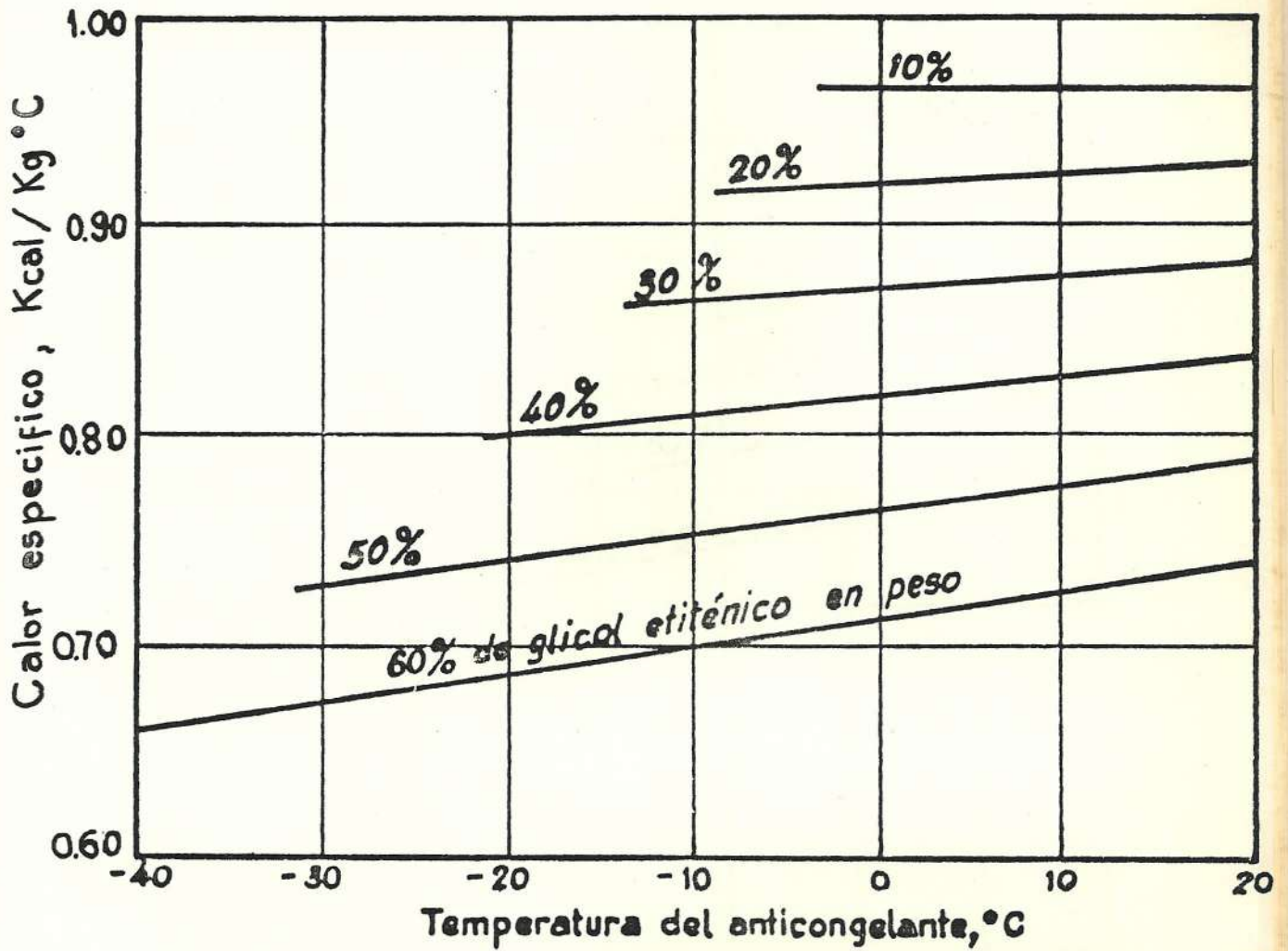
ENTALPIA (Kcal/Kg por encima de líquido saturado a -40°C)



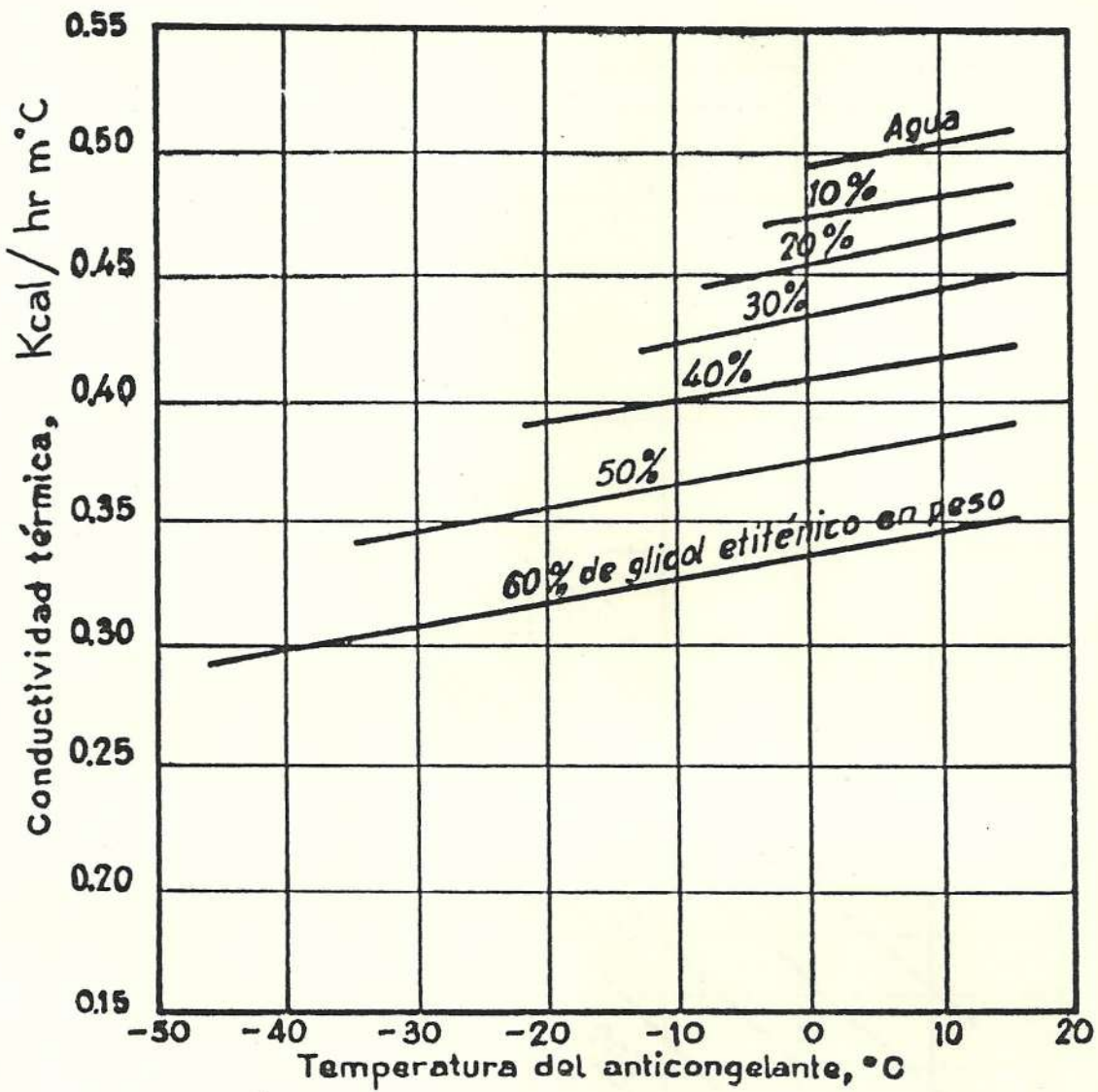
Temperaturas de congelación de la mezcla anticongelante glicol-agua. (De S. Cragoe, *Properties of Ethylene Glycol and Its Aqueous Solutions*. Cooperative Research Council Rept. 9.)



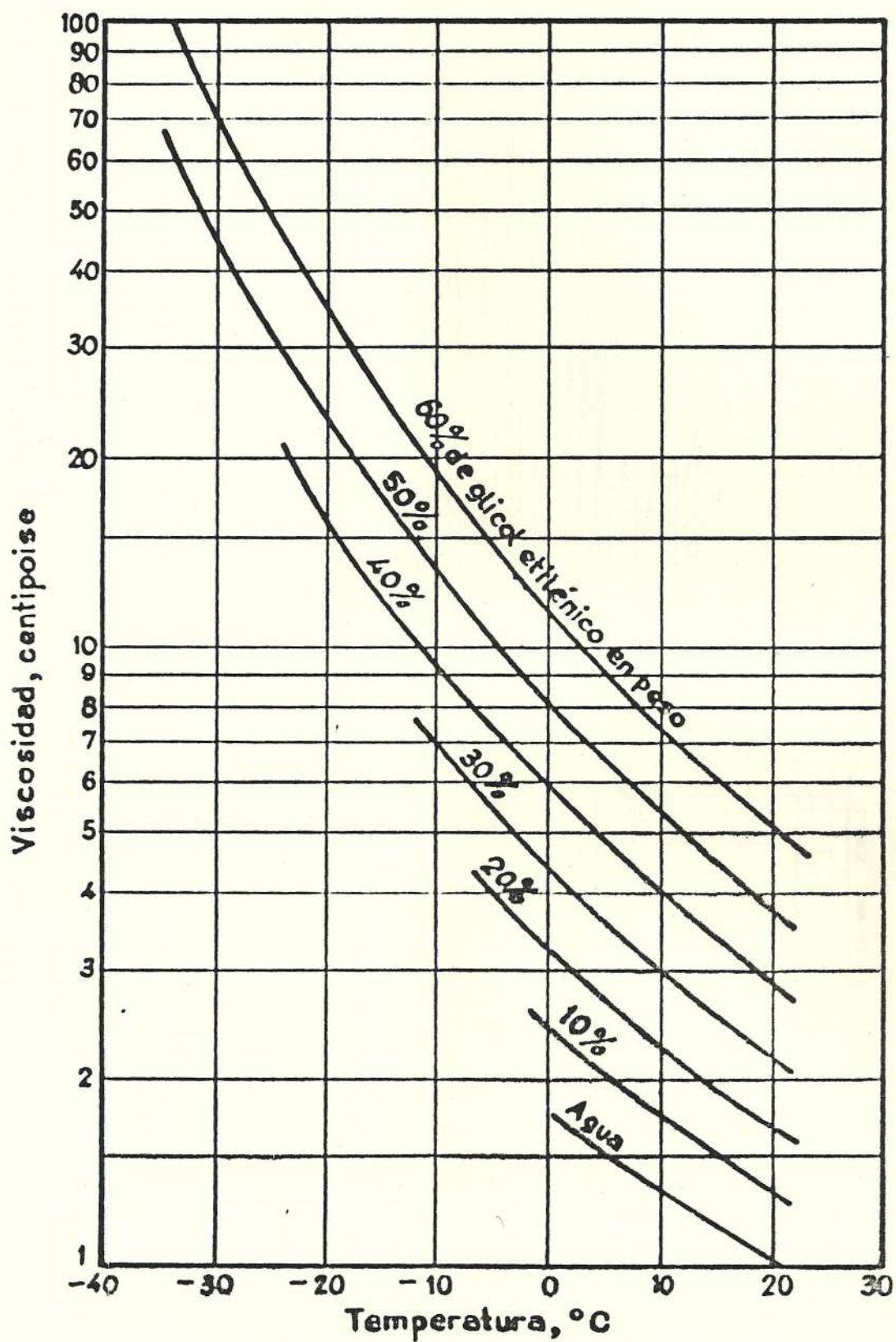
Peso específico relativo de la mezcla anticongelante glicol-agua. (De Ref. Eng., vol. 59, n.º 9, pág. 880, septiembre 1951.)



Calor específico de la mezcla anticongelante glicol-agua. (De C. S. Cragoe Properties of Ethylene Glycol and Its Aqueous Solutions, Cooperative Research Council Rept. 9.)



Conductividad térmica de la mezcla anticongelante glicol-agua. (De Ref. Eng., vol. 59, n.º 9, pág. 880, septiembre 1951.)



Viscosidad de la mezcla de anticongelante glicol-agua. (De C. S. Cragoe Properties of Ethylene Glycol and Its Aqueous Solutions. Cooperative Research Council Rept. 9.)

Moody, *Friction Factors for Pipe Flow*, Trans. ASME, vol. 66, p. 671, 1944.)

Coefficientes de rozamiento para flujos fluidos en tuberías. (From L. B.

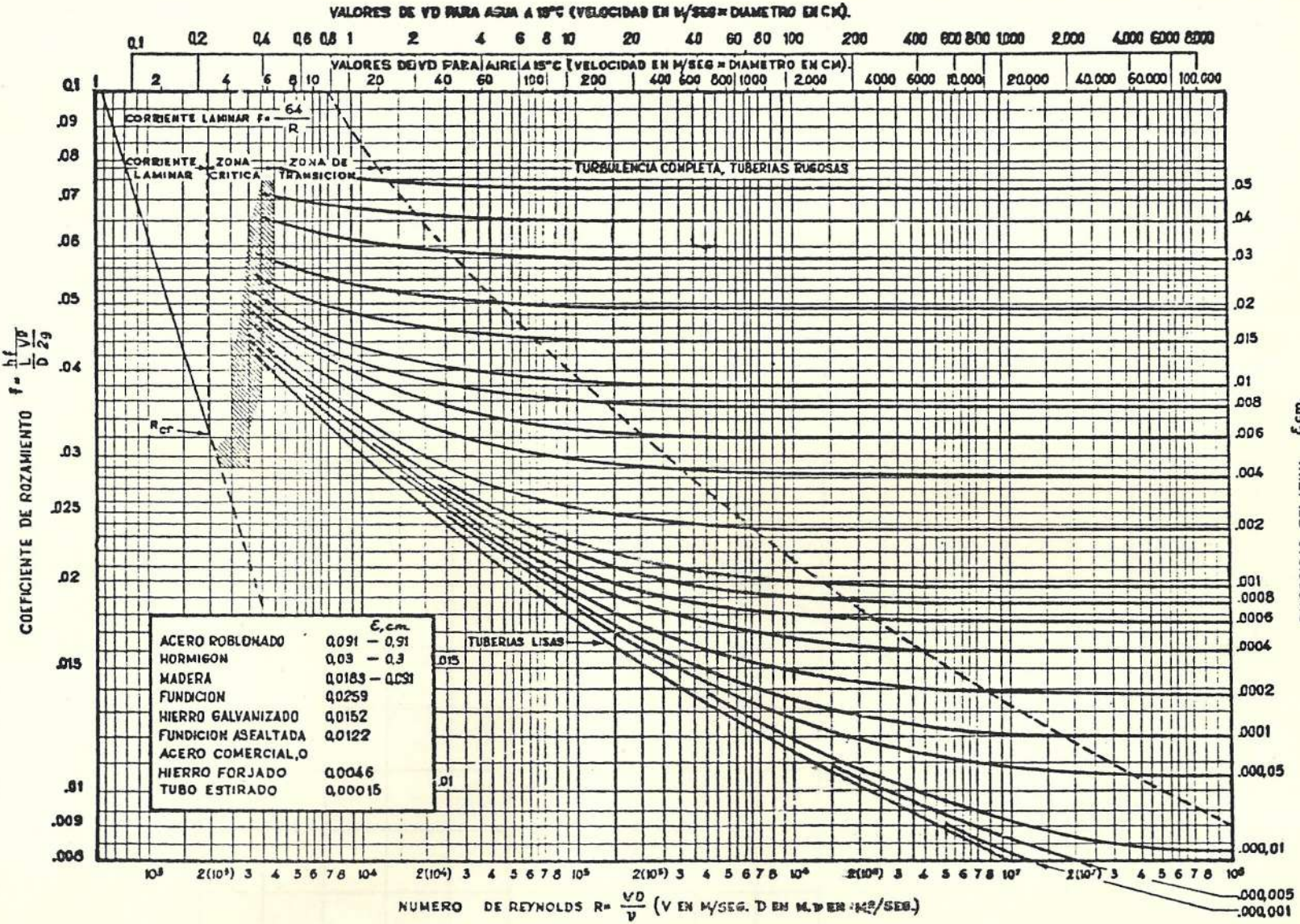
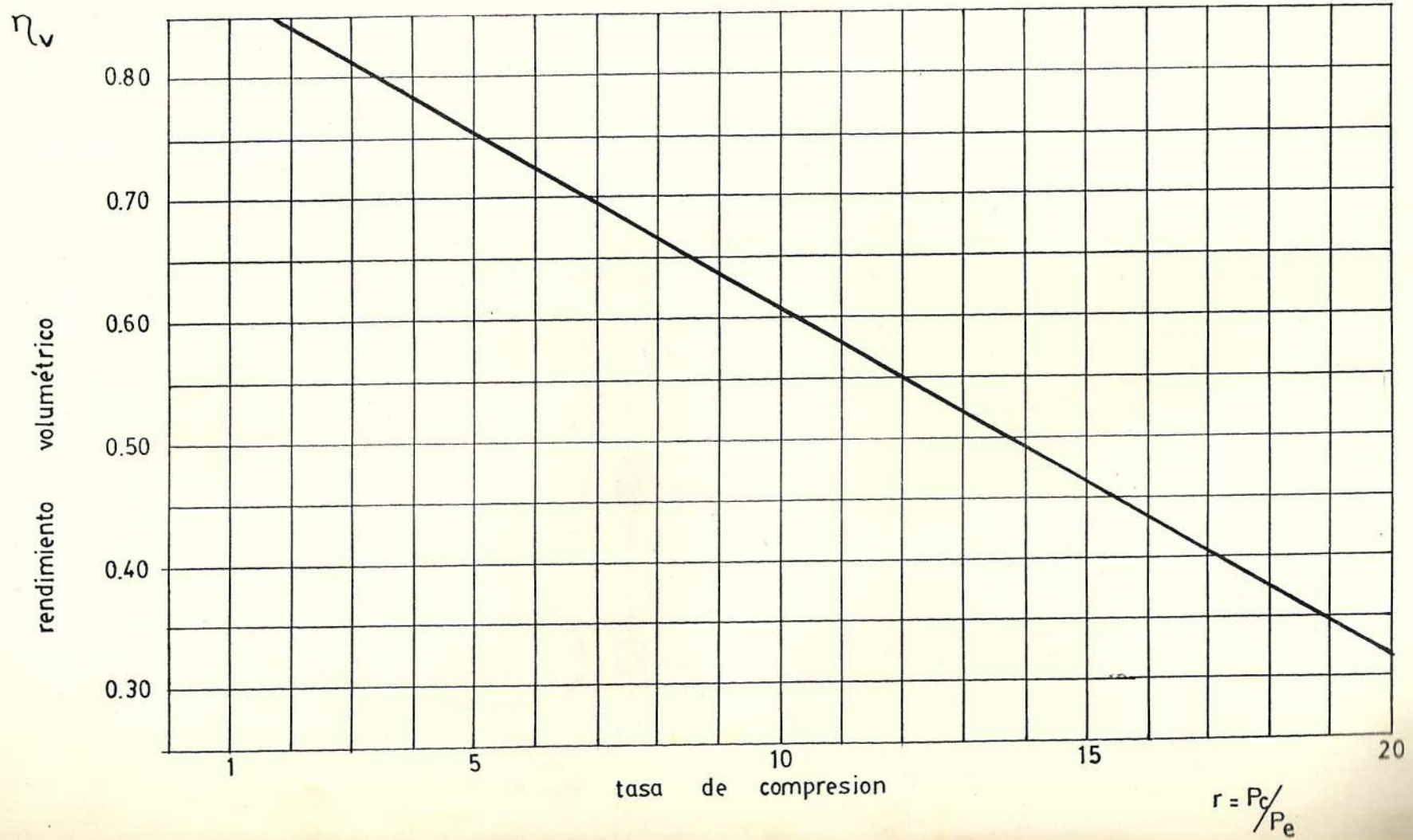
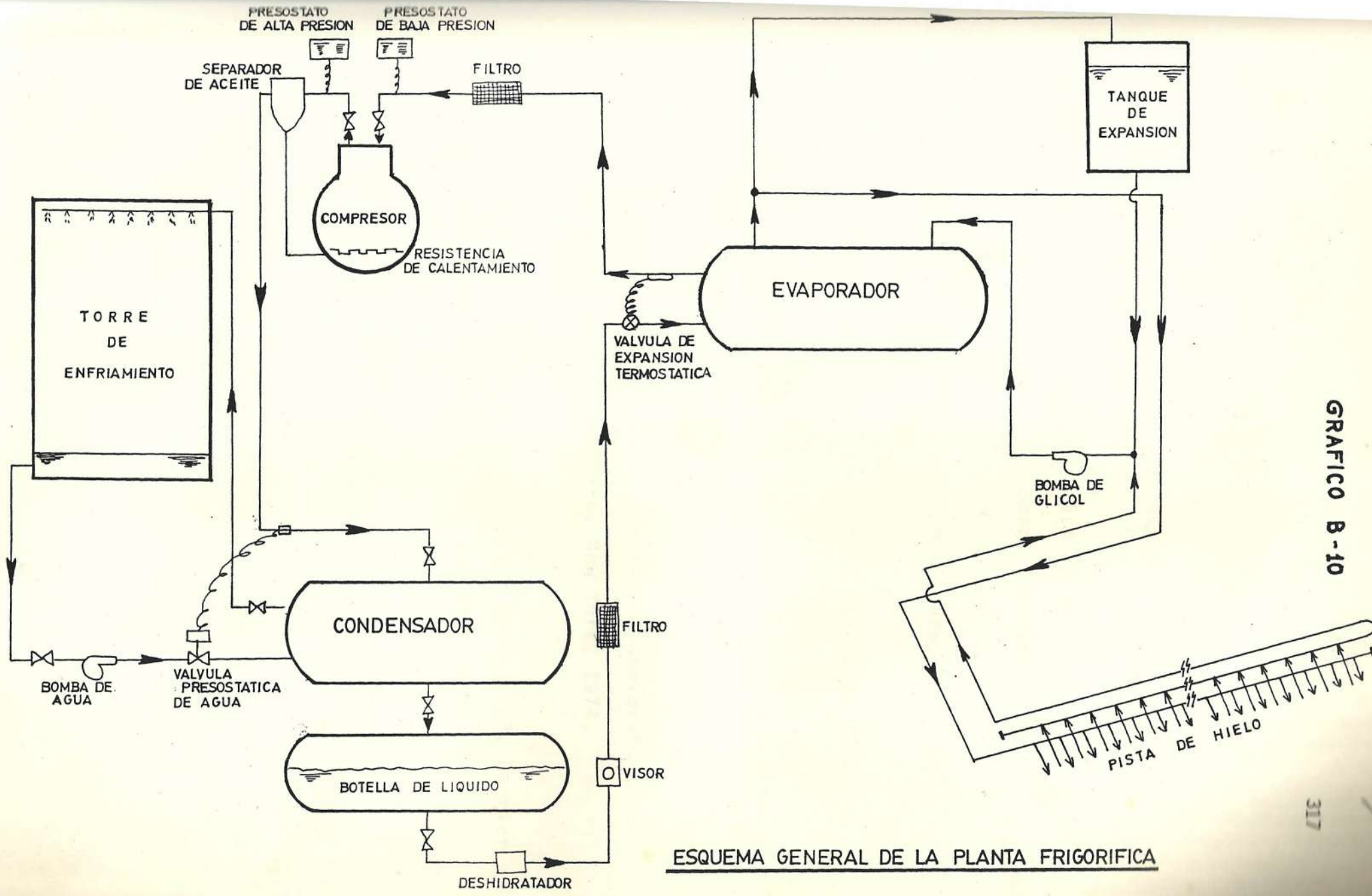


GRAFICO B-8

RENDIMIENTO VOLUMETRICO PARA COMPRESORES FRIGORIFICOS

(Se admitirá que esta curva es identica para todos los compresores y fluidos considerados)





ESQUEMA GENERAL DE LA PLANTA FRIGORIFICA

GRAFICO B-10

BIBLIOGRAFIA

1. ALARCON, J. "Tratado práctico de Refrigeración Automática", Ediciones Marcombo, Barcelona, 1981.
2. ASHRAE. "Guide and data book", New York, 1965
3. ASHRAE. "Equipment handbook", New York, 1975
4. BLUE STAR LIMITED "Ice Skating Rink - case study and design", Climate Control, 1978.
5. CARRIER. "Direct-expansion liquid coolers", Carrier International Corporation, New York, 1974.
6. CARRIER. "Compressor units and Condenser", Carrier International Corporation, New York, 1974.
7. CLEMENT, P. "Pistes de Patinage", Notes du Cours, Paris, 1971.
8. DUMINIL, M. "Avant projet de la machinerie frigorifique d'une patinoire destinée á un complexe sportif" IFFI, Paris, 1974-1975.

9. KLOCKNER, C. "How ice skating rinks are designed constructed and refrigerated", Vilter manufacturing corporation, Wisconsin, 1971.
10. KOBAYASHI, T. "Studies of the properties of ice in speed-skating rinks", ASHRAE Journal, New York, 1973.
11. KREITH, F. "Principios de transferencia de calor", Herrero Hermanos S.a., México, 1970.
12. MATAIX, C. "Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas", Harla S.A., México, 1978.
13. POHLMANN, W. "Manual de técnica frigorífica", Omega S.A., Barcelona, 1979.
14. RAPIN, P. "Prontuario del frío", Editores Técnicos Asociados S.A., Barcelona, 1976.
15. RUTLIN, N. "Ice rink-refrigeration systems", The Heating and Ventilating Engineer, New York, 1980.
16. STOECKER, W. "Refrigeración y acondicionamiento de aire", Mc Graw Hill S.A., México, 1965.
17. VARGAS, A. "Curso de refrigeración", Politécnica del Litoral, Guayaquil, 1974.

18. VARGAS, A. "Instalaciones frigoríficas para buques pesqueros", Series VZ, Guayaquil, 1979.

19. VILTER "Cold systems for artificial ice rinks", Vilter manufacturing corporation, Wisconsin, 1971.