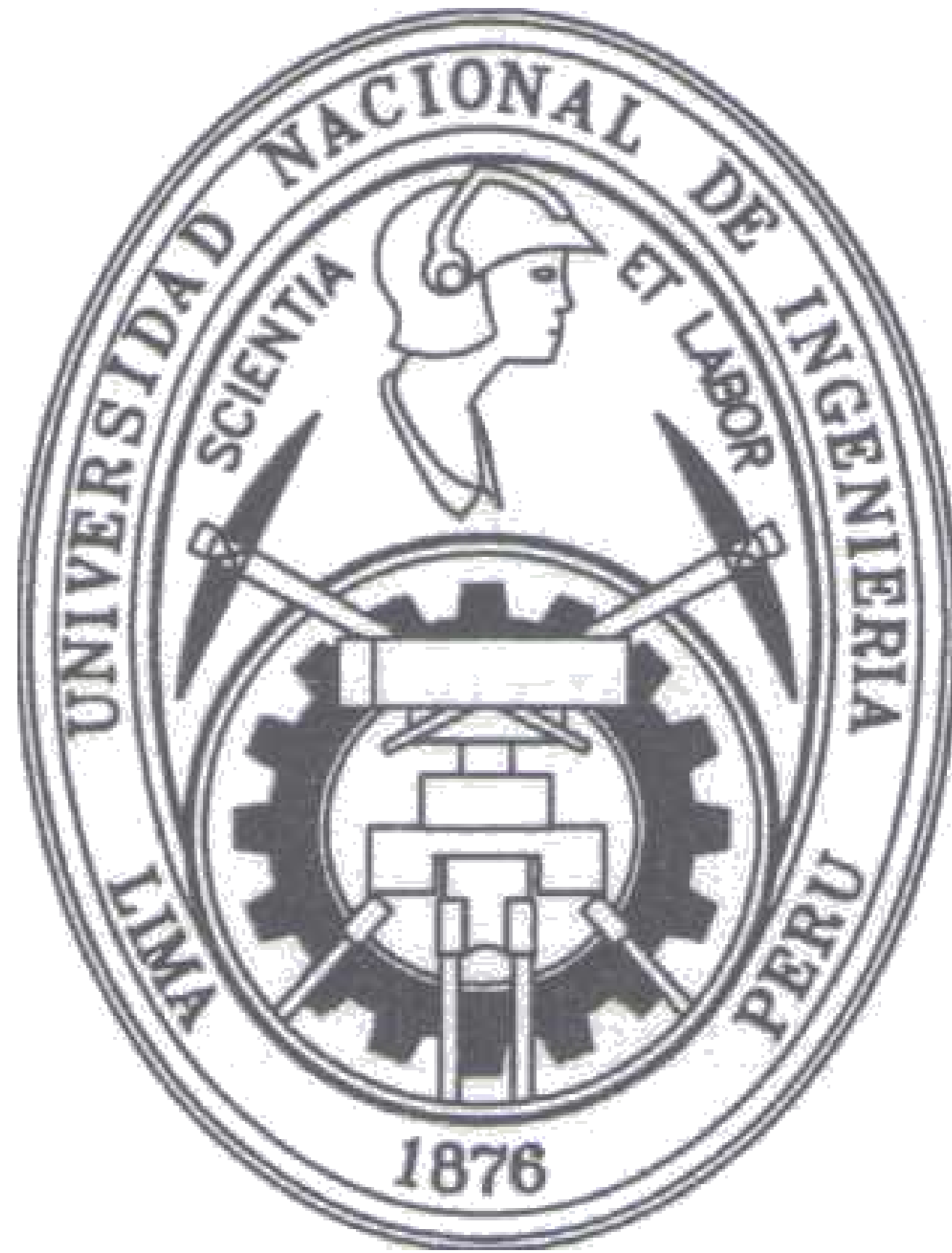


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**PROYECTO DE PLANTA DE REFRIGERACIÓN Y
ALMACENAMIENTO DE PROVISIONES PARA
UN BUQUE MERCANTE DE PROPÓSITO
MÚLTIPLE DE
25,000 T**

TESIS

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

ELABORADO POR:

CARLOS ROBERTO VILLANUEVA DULUDE

LIMA-PERÚ

1987

CONTENIDO

	Pág.
PROLOGO	1
CAPITULO 1: INTRODUCCION	3
CAPITULO 2: DESCRIPCION DEL PROYECTO	6
2.1 Generalidades	6
2.2 Cámaras Frigoríficas	6
2.2.1 Cámara de Congelamiento y Almacenamiento de carne	7
2.2.2 Cámara de Congelamiento y Almacenamiento de pescado	7
2.2.3 Cámara de Enfriamiento y Almacenamiento de Vegetales	7
2.2.4 Cámara de Enfriamiento y Almacenamiento de Papas	8
2.2.5 Cámara de Enfriamiento y Almacenamiento de Lácteos	8
2.2.6 Antecámara	8
2.2.7 Aislamiento de las Cámaras Frigoríficas	8
2.2.8 Almacenamiento y Disposición de Víveres	9
2.3 Equipos	9
2.3.1 Unidades de Condensación	9
2.3.2 Unidades de Enfriamiento	10

	Pág.
2.3.3 Bombas de agua de Enfriamiento de Condensadores	10
2.3.4 Válvulas y Accesorios	11
2.4 Refrigerante	11
2.5 Tuberías de Refrigerante	12
2.6 Sistema de Control	12
2.7 Suministro Eléctrico	12
 CAPITULO 3: DISEÑO DE LAS CAMARAS Y CALCULOS DE EQUIPOS E INSTALACIONES	 14
3.1 Cálculo de Espacios de Almacenamiento Requeridos y Dimensionamiento de las Cámaras Frigoríficas	14
3.1.1 Determinación de los espacios de almacenamiento requeridos	15
3.1.2 Dimensionamiento de las Cámaras	21
3.2 Selección y Cálculos del aislamiento térmico de las Cámaras Frigoríficas	25
3.2.1 Selección del Aislamiento Térmico	25
3.2.2 Determinación del Espesor del Aislamiento Térmico	26
3.2.3 Cálculo de los coeficientes de Transmisión de Calor U de paredes, Techos y Pisos	31
3.3 Cálculo de las Cargas de Calor	40
3.3.1 Cálculo del Flujo de calor transmitido a través de las paredes	40

	Pág.
3.3.2 Cálculo de la Carga de Productos	43
3.3.3 Cálculo de Cargas por Cambios de Aire	57
3.3.4 Cálculo de la Carga de Calor Disipado por motores Eléctricos	61
3.3.5 Cálculo de Cargas de Calor Disipado por ocupantes	63
3.3.6 Resumen del Cálculo de Cargas de Calor	64
3.4 Cálculo del Sistema de Refrigeración	66
3.4.1 Cálculo de los Ciclos de Refrigeración	66
3.4.2 Cálculo del Ciclo Equivalente	75
3.4.3 Cálculos Relativos a la Unidad Compresor- Condensador	79
3.5 Cálculo de las Tuberías de Refrigerante 22	84
3.5.1 Cálculo de los Diámetros de tuberías de Succión	84
3.5.2 Cálculo de los Diámetros de Tuberías de Líquido	95
3.5.3 Material de Tubería a utilizar	105
3.5.4 Cálculo del Aislamiento de las Tuberías de Succión y de Expansión	107
3.6 Cálculo del Sistema de Bombeo de Agua de Enfria- miento de Condensadores	115
3.6.1 Cálculo del Diámetro de Tuberías	115
3.6.2 Cálculo de Pérdidas de Presión por roza- miento en tuberías	118

	Pág.
3.6.3 Cálculo de la Altura Total de Bombeo	122
3.6.4 Cálculo de la Altura Neta Positiva de Succión Disponible (N.P.S.H.)	124
3.6.5 Cálculo de la Potencia de la Bomba	125
3.7 Selección de Equipos	127
3.7.1 Selección de las Unidades de Condensa- ción	127
3.7.2 Selección de las Unidades de Enfria - miento	130
3.7.3 Selección de las Bombas de Agua de En- friamiento de los Condensadores	138
3.7.4 Selección de las Válvulas de Expansión Termostáticas	141
 CAPITULO 4: ESPECIFICACIONES TECNICAS DE CAMARAS, EQUIPOS E INSTALACIONES	 182
4.1 Especificaciones de Construcción Aislamiento y forrado de las Cámaras	182
4.2 Especificaciones Técnicas de Equipos	190
4.2.1 Unidades de Condensación	190
4.2.2 Evaporadores	192
4.2.3 Especificaciones de la Bomba de Agua de Enfriamiento de Condensadores	194
4.3 Especificaciones de Instalación de Equipos, Tu- berías, Válvulas y Accesorios del Sistema de Re- frigeración	196

	Pág.
4.3.1 Equipos	196
4.3.2 Tuberías de Refrigerante	196
4.3.3 Válvulas de Expansión Termostáticas	198
4.3.4 Filtro Deshidratador	199
4.3.5 Visor de Líquido	199
4.4 Especificaciones de Instalaciones Eléctricas	200
4.4.1 Sistema de Fuerza	200
4.4.2 Sistema de Control	201
CAPITULO 5: COSTOS DE EQUIPAMIENTO E INSTALACION	203
5.1 Generalidades	203
5.2 Cuadros detallados de Costos	203
CONCLUSIONES	217
BIBLIOGRAFIA	220
PLANOS	

LISTA DE PLANOS

PLANO N°	TITULO
PR-01	Disposición General de Cámaras
PR-02	Detalles de Estructuras y Forrado de las Cámaras - Planta
PR-03	Detalles de Estructuras y Forrado de las Cámaras - Secciónes en Elevación
PR-04	Detalles de Fabricación de Puertas
PR-05	Detalles de Fabricación de Estantes
PR-06	Diagrama del Sistema de Tuberías de Refrigeración - R22
PR-07	Disposición del Sistema de Tuberías de Refrigeración - R22
PR-08	Disposición del Sistema de Agua de Enfriamiento de Condensadores
PR-09.1	Diagrama Eléctrico de Principio - Fuerza y Control
PR-09.2	Diagrama Eléctrico de Principio - Fuerza y Control
PR-09.3	Diagrama Eléctrico de Principio - Fuerza y Control
PR-09.4	Diagrama Eléctrico de Principio - Fuerza y Control
PR-09.5	Diagrama Eléctrico de Principio - Fuerza y Control
PR-10	Diagrama de Cableado Eléctrico (Fuerza)
PR-11	Diagrama de Cableado Eléctrico (Control)

PR-12 Tablero de Fuerza y Control

PR-12.1 Tablero de Fuerza y Control - Lista de Componentes.

PROLOGO

En la presente tesis se ha elaborado un "Proyecto de Planta de Refrigeración y Almacenamiento de Provisiones (Viveres) para un buque Mercante Multipropósito de 25,000 Toneladas". Este proyecto está constituido por cinco Capítulos, los cuales se describen brevemente a continuación:

CAPITULO 1.- INTRODUCCION: Se indica el propósito del proyecto, así como el procedimiento de trabajo a desarrollarse en los demás capítulos.

CAPITULO 2.- DESCRIPCION DEL PROYECTO: Se describen las características generales y los elementos componentes de la Planta de Refrigeración, incluyendo las cámaras de almacenamiento, equipos e instalaciones.

CAPITULO 3.- DISEÑO DE LAS CAMARAS Y CALCULOS DE EQUIPOS E INSTALACIONES: Es el capítulo más amplio y en él se incluyen los cálculos de espacios de almacenamiento, la selección y cálculos del aislamiento térmico de las cámaras, los cálculos de cargas de calor, los cálculos relativos al sistema de refrigeración, los cálculos de las tuberías de refrigerante, los cálculos del circuito de agua de enfriamiento de los condensadores, y finalmente la selección de equipos.

CAPITULO 4.- ESPECIFICACIONES TECNICAS DE CAMARAS, EQUIPOS E INSTALACIONES: Se describe detalladamente las características constructivas, dimensiones y capacidades de las diferentes cámaras y equipos constituyentes de la planta, en conformidad con los resultados de los cálculos y selecciones efectuadas en el Capítulo 3.

CAPITULO 5.- COSTOS DE EQUIPAMIENTO E INSTALACION: Se incluyen los cuadros de cálculos de costos directos e indirectos tales como: Materiales y Equipamiento, Mano de Obra, uso de Equipos de Trabajo y herramientas, gastos Generales, Ingeniería del Proyecto y Utilidades.

"Hago presente mi agradecimiento al Ingeniero Daniel Herencia Quispe, por haberme brindado su gentil y oportuno asesoramiento en la realización del presente trabajo"

CAPITULO 1

INTRODUCCION

El propósito del presente proyecto es el de proveer de una planta de enfriamiento, congelamiento y almacenamiento de provisiones (viveres) necesarias para la subsistencia de la tripulación de un Buque Mercante de 25,000 toneladas de peso muerto, durante el tiempo de travesía.

En este trabajo se incluyen los procedimientos y fundamentos a seguirse para el cálculo, diseño y construcción de las cámaras frigoríficas, así como también los cálculos de carga de calor, cálculo de capacidad requerida de equipos de refrigeración y selección de los mismos.

En este proyecto se han tenido siempre en cuenta los conceptos, regulaciones y disposiciones de la American Society of Heating and Refrigerating Engineers (ASHRAE). Asimismo, se ha tenido en cuenta la información contenida en el manual MARINE ENGINEERING, publicado por; The Society of Naval Architects and Marine Engineers. Por otra parte, se han consultado diferentes tratados y manuales de refrigeración los cuales se describen en la Bibliografía.

En este trabajo se ha reunido la experiencia adquirida en

la construcción e instalación de Plantas de Refrigeración por el Astillero del SIMA, en cinco Buques Mercantes de características similares para la Compañía Peruana de Vapores, y cinco Buques Petroleros para la Compañía Transoceánica.

Seguidamente como introducción es pertinente describir en forma general, el procedimiento empleado en este trabajo:

Primeramente se ha procedido a determinar las necesidades y cantidades de víveres a almacenarse, teniendo en cuenta la tripulación del buque y el tiempo de travesía.

En cuanto al racionamiento se ha tomado como base el patrón alimenticio vigente en la Compañía Peruana de Vapores (C.P.V.).

Seguidamente, se determinan los volúmenes y espacios de almacenamiento requeridos, en base a las densidades de almacenamiento inherentes a cada producto en particular.

Obtenidos estos factores, se procede a efectuar el trazado y dimensionamiento de las diversas cámaras de almacenamiento.

A continuación se efectúa la selección del material aislante a utilizar y la determinación del espesor respectivo en mamparos, techos y pisos.

Habiéndose determinado los aspectos dimensionales y de aislamiento de las cámaras, se procede a calcular las diferentes cargas de calor, para cada cámara, teniendo en cuenta las temperaturas de almacenamiento recomendadas según el tipo de producto a almacenarse.

Por otra parte, se han efectuado los cálculos relativos al di mensionamiento del sistema de tuberías de refrigerante en base a las pérdidas de temperaturas (y presiones) máximas admisibles.

Conocidas las necesidades de refrigeración se procede a deter minar las capacidades y a efectuar la selección de los equipos a utilizarse, tales como las unidades de condensación, los evaporadores o difusores, válvulas termostáticas y otros dispositivos requeri - dos por el sistema.

Seguidamente, se han efectuado los cálculos del sistema de tuberías y bombeo de agua de enfriamiento para los condensadores.

Complementariamente se incluyen las especificaciones necesaria - rias para la construcción e instalación de las cámaras de frío, así como las especificaciones y características de los equipos a instalarse.

Finalmente se ha efectuado el cálculo de costos de materiales, equipos, mano de obra y otros con el fin de determinar el costo to tal del proyecto.

CAPITULO 2

DESCRIPCION DEL PROYECTO

2.1 Generalidades

De acuerdo a los criterios, razones, justificaciones, cálculos y resultados obtenidos que en los Capítulos 3 y 4 se exponen detalladamente, el presente proyecto estará constituido por las instalaciones, equipamientos y facilidades que a continuación se describen en forma general.

2.2 Cámaras Frigoríficas

Compuestas por un conjunto de cinco cámaras de almacenamiento y una antecámara común no refrigerada.

Las cámaras estarán ubicadas en un lugar que cumpla con las siguientes condiciones:

- Lejos de equipos o zonas calientes.
- En un lugar de fácil acceso para el abastecimiento y manipuleo de los alimentos.
- Cerca de la cocina.

El conjunto de cámaras frigoríficas forman parte integral del buque y constituyen compartimientos aislados térmicamente,

con pasadizos para el tránsito interno del personal encargado.

Cada cámara será provista de las facilidades de almacenamiento de acuerdo a la clase de producto a ser almacenado.

2.2.1 Cámara de Congelamiento y Almacenamiento de Carne

De las siguientes características:

- Temperatura de almacenamiento: -20°C
- Volumen de la cámara: 35.2 m³
- Capacidad de Almacenamiento: 1500 kg

2.2.2 Cámara de Congelamiento y Almacenamiento de Pescado

- Temperatura de almacenamiento: -20°C
- Volumen de la cámara: 8 m³
- Capacidad de Almacenamiento: 100 kg

2.2.3 Cámara de Enfriamiento y Almacenamiento de Vegetales

- Temperatura de Almacenamiento: 0°C
- Volumen de la Cámara: 23.8 m³
- Capacidad de Almacenamiento: 1400 kg

2.2.4 Cámara de Enfriamiento y Almacenamiento de Papas

- Temperatura de Almacenamiento: 4°C
- Volumen de la Cámara: 13.6 m³
- Capacidad de Almacenamiento: 750 kg

2.2.5 Cámara de Enfriamiento y Almacenamiento de Productos Lácteos

- Temperatura de Almacenamiento: 4°C
- Volumen de la Cámara: 13.7 m³
- Capacidad de Almacenamiento: 765 kg

2.2.6 Antecámara

Constituida por un espacio no refrigerado, pero sí aislado térmicamente, que sirve de antesala común a las cinco cámaras frigoríficas antes mencionadas.

2.2.7 Aislamiento de las Cámaras Frigoríficas

El material de aislamiento térmico a utilizarse para el forrado interior de las cámaras será espuma de Poliuretano Expandido, de calidad ignífuga, con espesores que varían de 4 a 8 pulgadas.

El aislamiento será revestido y protegido con plancha de aluminio de 1/16 de pulgada.

2.2.8 Almacenamiento y Disposición de Víveres

La carne cortada en cuartos de carcasa se almacenará colgada en ganchos a ubicarse en rieles instalados en el techo de la cámara de carne.

La carne en trozos será acomodada en estantes de aluminio.

Los vegetales y lácteos se acomodarán en estantes de aluminio.

- Las papas serán depositadas en sacos de yute y luego almacenadas en su respectiva cámara.

2.3 Equipos

La planta de refrigeración estará provista de los equipos que a continuación se describen.

2.3.1 Unidades de Condensación (Condensador-Compresor)

Se instalarán dos unidades de iguales características para servicio marino del tipo abierto, con compresor recíprocante y condensador del tipo de casco y tubos enfriado por agua de mar.

Las dos unidades operarán conjuntamente sólo durante el período de máxima absorción de carga de calor. Durante la operación normal sólo operará una unidad para mantener las temperaturas de almacenamiento deseadas.

Estas unidades se instalarán en la Sala de Máquinas del

buque lo más cerca posible del conjunto de cámaras frigoríficas.

- Capacidad de Refrigeración de cada unidad: 13,364 Kcal/hr
- Potencia del motor del compresor : 10 HP

2.3.2 Unidades de Enfriamiento (Evaporadores o Difusores)

Serán del tipo de aire forzado con ventiladores, y se instalarán dentro de cámara.

Las capacidades de cada una de las unidades son las siguientes:

- a) En la Cámara de Carne: Una unidad de 13,600 Kcal/hr
- b) En la Cámara de Pescado: Una unidad de 1610 Kcal/hr
- c) En la Cámara de Vegetales: Una unidad de 5,000 Kcal/hr
- d) En la Cámara de Papas: Una unidad de 2748 Kcal/hr
- e) En la Cámara de Lácteos: Una unidad de 2706 Kcal/hr

2.3.3 Bombas de Agua de Enfriamiento de Condensadores

Se instalarán dos (2) bombas del tipo centrífugo para servicio marino, para agua de mar; cada una con las siguientes características:

- Caudal: 3 lt/seg
- Altura Total: 20 m
- Potencia del motor eléctrico: 3.6 HP

2.3.4 Válvulas y Accesorios

El sistema de refrigeración estará provisto de las siguientes válvulas y accesorios:

- Válvulas de Expansión Termostáticas, una por cada evaporador.
- Válvulas automáticas de control de agua de enfriamiento de condensadores.
- Válvulas de Presión Constante.
- Válvulas de no retorno (Check)
- Válvulas de cierre
- Filtro de líquido
- Separador de líquido
- Separador de aceite
- Visor de líquido
- Intercambiador de calor (Succión-Líquido)

2.4 Refrigerante

El fluido refrigerante a utilizarse será REFRIGERANTE 22 (Monoclorodifluorometano, $\text{CH F}_2\text{Cl}$); el cual es un refrigerante aprobado y actualmente muy utilizado en los buques.

2.5 Tuberías de Refrigerante

En las líneas de líquido y de succión se utilizarán tuberías de cobre rígido del tipo K, con conexiones de cobre soldables.

2.6 Sistema de Control

La planta estará provista de un sistema de control automático, el cual controla la parada automática del compresor por muy baja o alta presión, así como también el funcionamiento de los evaporadores (o difusores) de acuerdo a las temperaturas de almacenamiento requeridas.

Se incluye la instalación de los siguientes dispositivos de control:

- Termostatos de ambiente
- Presostatos de Alta y Baja presión de operación del compresor
- Presostatos diferenciales
- Válvulas solenoides de control.

Además se incluye un sistema de descongelamiento eléctrico automático para los evaporadores de las cámaras de carne, pescado y vegetales.

2.7 Suministro Eléctrico

La energía eléctrica disponible para la operación de la planta, es proveniente de los grupos electrógenos del buque, y tiene las siguientes características:

- Para motores eléctricos de compresores, bombas y evaporadores de cámara de carne y vegetales.

Tensión : 440 V

Nº de Fases : 3

Frecuencia : 60 Hz

- Para motores de evaporadores de cámaras de pescado, papas y lácteos y sistema de control.

Tensión : 220 V

Nº de Fases : 1

Frecuencia : 60 Hz

CAPITULO 3

DISEÑO DE LAS CAMARAS Y CALCULOS DE EQUIPOS

E INSTALACIONES

3.1 Cálculos de Espacios de Almacenamiento Requeridos y Dimensionamientos de las Cámaras Frigoríficas

En principio es necesario calcular la cantidad de víveres requeridos.

El cálculo se hará teniendo en cuenta una tripulación de 50 hombres y la travesía más larga generalmente realizada, en este caso la ruta Callao Japón, según la cual se tiene:

Viaje Callao-Japón -----	24 días de duración
Estadía en Puertos -----	30 días de duración
Viaje Japón-Callao -----	24 días de duración

De acuerdo a ésto se considerarán tiempos de almacenamiento de 45 y 30 días según el producto. De este modo, el reaprovisionamiento podrá efectuarse durante el período de estadía en puerto.

En las tablas 01 y 02 se muestran: el consumo de víveres promedio por persona por día y el consumo de la tripulación del buque respectivamente.

3.1.1 Determinación de los Espacios de Almacenamiento Requeridos

a) Cámara de Carne

1) Carne de Res

El requerimiento total de tripulación de 50 hombres por 45 días (según Tabla 02) es de 1,013 kg. de carne cortada sin hueso (bife).

Se considerará 50% de carne colgada en barras y 50% de carne almacenada en estantes.

- Carne colgada:

$$1013 \times 50/100 = 507 \text{ kg (neto)}$$

Considerando que una carcasa promedio de 265 kg. sólo producen 209 kg. de cortes al por menor, se tiene:

$$209/265 = 0.78 \text{ ----- } 78\%$$

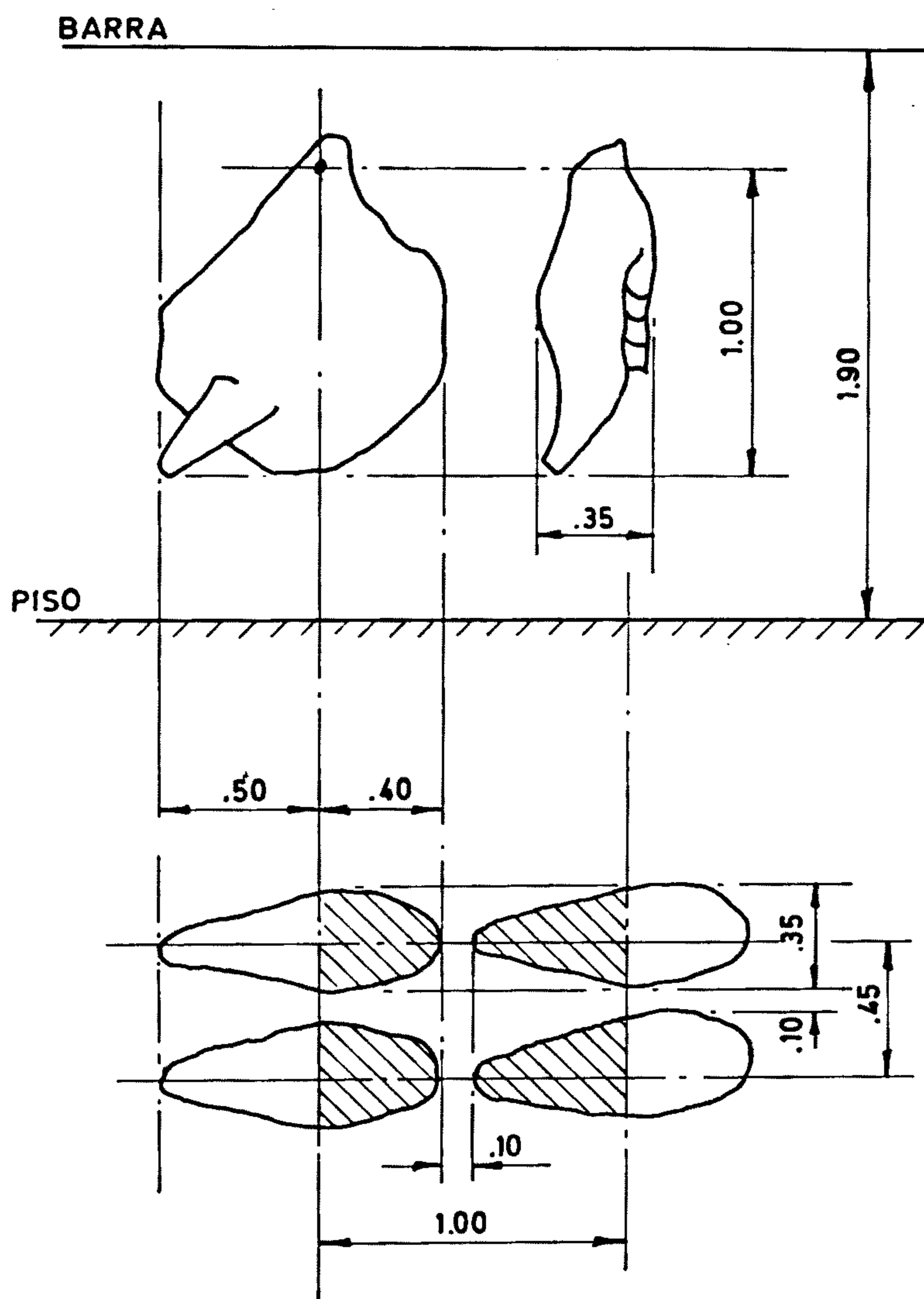
Por lo tanto se requiere $507/0.78 = 650$ kg. de carne colgada.

Considerando 10% de desperdicios se tiene:

$$650 \times 1.1 = 715 \text{ kg y redondeando la cifra: } \underline{750 \text{ kg}}$$

Si se considera cuartos de carcasa se tiene que la capacidad por metro lineal de barra en promedio es de 75 kg/m (ver figura 01 y 02), por lo tanto:

$$\text{Para } 750 \text{ kg será necesario } 750/75 = 10 \text{ m}$$

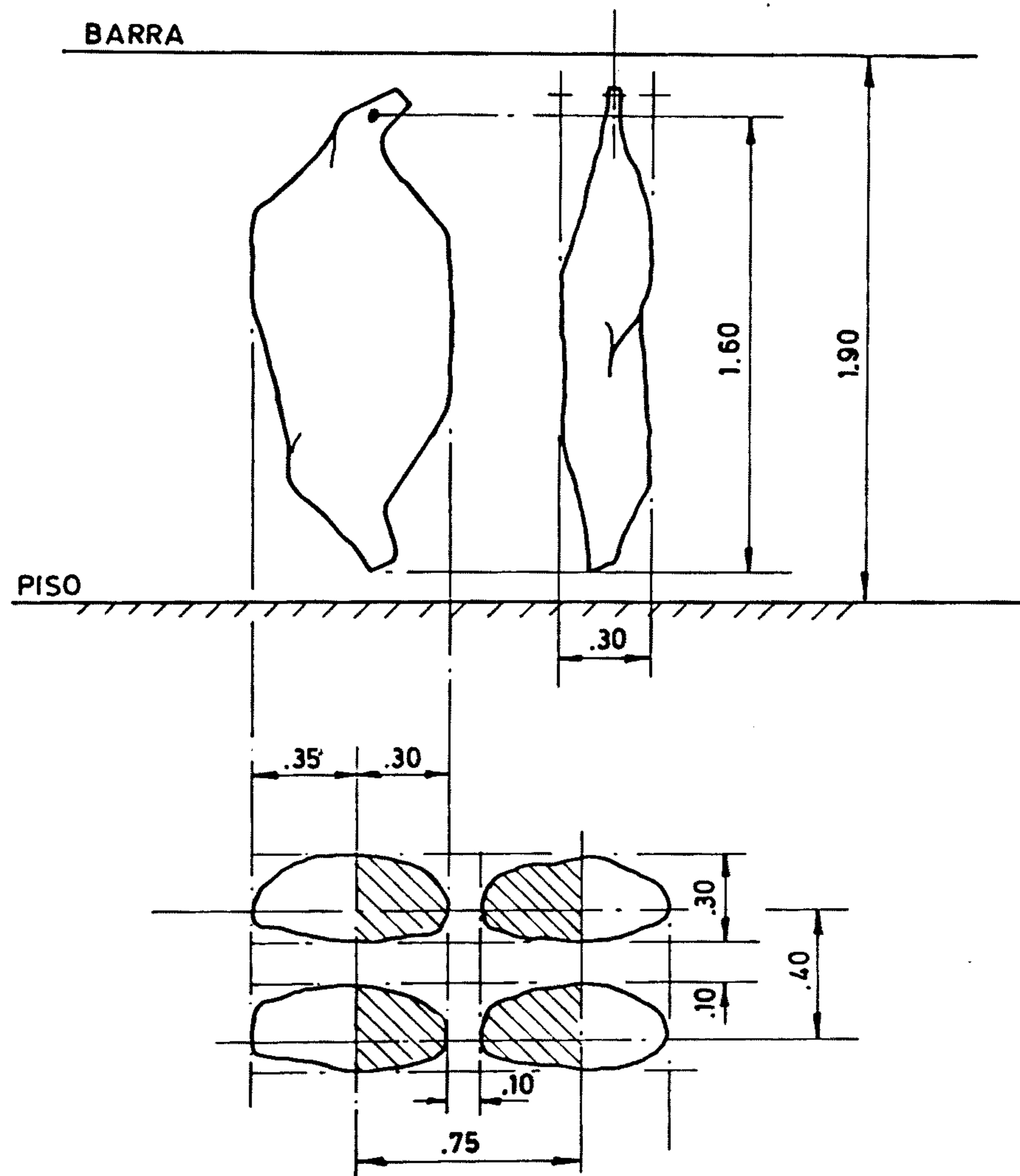


PESO PROMEDIO DE RES (CARCASA) 265 Kg.

PESO DE 1 CUARTO DE RES $265 / 4 = 66.25$ Kg.

PESO POR METRO DE BARRA $66.3 / 1.0 = 66.3$ Kg / m.

FIGURA 01
DISPOSICION DE CUARTOS DELANTEROS EN BARRAS



PESO PROMEDIO DE RES (CARCASA) 265 Kg.
PESO DE 1 CUARTO DE RES $265 / 4 = 66.25$ Kg.
PESO POR METRO DE BARRA $66.5 / 0.75 = 88.7$ Kg./m.

FIGURA 02
DISPOSICION DE CUARTOS TRASEROS EN BARRAS

Longitud de barra requerida: 10 m

- Carne Acomodada en Estantes:

$$1013 \times 50/100 = 507 \text{ kg (neto)}$$

Considerando 10% de desperdicio se tiene:

$$507 \times 1.1 = 558 \text{ y redondeando la cifra: } \underline{600 \text{ kg}}$$

Si la densidad promedio de almacenaje es de 1280 kg/m^3
(Ver Tabla 03).

Volumen de almacenamiento necesario:

$$600/1280 = \underline{0.469 \text{ m}^3}$$

2) Carne de Pollo

Según Tabla 02 el requerimiento total de la tripulación de 50 hombres por 45 días es de 135 kg.

Si se considera 10% de desperdicio se tiene:

$$135 \times 1.1 = 149 \text{ kg y redondeando la cifra: } \underline{150 \text{ kg}}$$

Si la densidad de almacenaje es de 622 kg/m^3 (según Tabla 03), el volumen requerido es:

$$150/622 = \underline{0.240 \text{ m}^3}$$

Volumen total requerido de almacenamiento en estantes:

$$0.469 + 0.240 = 0.709 \text{ m}^3$$

b) Cámara de Pescado

Si requerimiento total de tripulación de 50 hombres por 45 días es de 67.5 (según Tabla 02).

Considerando 20% de desperdicio se tiene:

$$67.5 \times 1.2 = 81 \text{ kg y redondeando la cifra } 100 \text{ kg.}$$

Si densidad de almacenamiento promedio es de 512 kg/m^3 , (según Tabla 03).

Volumen de almacenamiento requerido:

$$100/512 = \underline{0.200 \text{ m}^3}$$

c) Cámara de Vegetales (Verduras y Frutas)

Requerimiento total de tripulación de 50 hombres por 30 días:

$$1148 \text{ kg (según tabla 02)}$$

Considerando 20% de desperdicio se tiene:

$$1148 \times 1.2 = 1378 \text{ kg y redondeando la cifra } 1400 \text{ kg.}$$

Si densidad de almacenamiento promedio es de 400 kg/m^3 (según Tabla 03).

$$\text{Volumen de almacenamiento requerido: } 1400/400 = \underline{3.5 \text{ m}^3}$$

d) Cámara de Papas

El requerimiento para 50 hombres por 30 días es de 600 kg neto (según Tabla 02).

Si 20% de producto que puede malograrse se tiene:

$600 \times 1.2 = 720$ kg y redondeando la cifra 750 kg.

Si la densidad de almacenamiento es de 435 kg/m^3 (según Tabla 03).

Volumen de almacenamiento requerido $750/435 = 1.72 \text{ m}^3$

Por otro lado, si las papas se almacenan en sacos de 100 kg, será necesario un total de $750/100 = 7.5$, es decir 8 sacos.

e) Cámara de Lácteos

Considerando el requerimiento para 50 hombres por 45 días (según Tabla 02) y las densidades de almacenamiento respectivas (según Tabla 03) se tiene que los volúmenes necesarios son:

Producto	Peso * (kg)	Densidad (kg/m ³)	Volumen (m ³)
Queso fresco	30	520	0.058
Mantequilla	50	535	0.093
Jamón	20	800	0.025
Embutidos	25	800	0.031
Leche evaporada	600	730	0.822
Huevos	40	306	0.131
Total	765	-	1.160

* De tabla 02 considerando 10% de desperdicio y redondeando cifras.

CUADRO DE RESULTADOS

Cámara	Peso (kg)	Volumen de Almacenamiento requerido (m ³)
- Cámara de Carne		
Carne colgada de res	750	10 m de barra
Carne acomodada de res	600	0.469 m ³ (a)
Carne acomodada de pollo	150	0.240 (b)
Total (a) + (b)		0.709
- Cámara de Pescado	100	0.200
- Cámara de Vegetales	1400	3.5
- Cámara de papas	750	8 sacos
- Cámara de Lácteos	765	1.160

3.1.2 Dimensionamiento de las Cámaras

Con el fin de diseñar las cámaras es necesario proceder al trazado y dimensionamiento de los espacios de almacenamiento.

Para el trazado y dimensionamiento se ha considerado que los productos serán almacenados en barras y estantes. Asimismo, se ha tenido en cuenta las áreas de paso necesarias para el acceso, estiba y ventilación de los viveres.

Como resultado del trazado y dimensionamiento antes mencionado, se obtiene el esquema de disposición (lay out) de las cáma-

ras. (Ver Figura 03).

En la cámara de carne el producto en forma de cuartos de res será dispuesto en barras de acuerdo a lo mostrado en las Figuras 01 y 02.

Longitud de barra disponible: 10 m.

El resto del producto será almacenado en un estante de dos niveles de repisas de 0.60 m de ancho por 0.25 m. de alto.

Espacio neto de almacenamiento en repisas:

$$0.6 \times 0.25 \times 2.8 \text{ long} \times 2 \text{ repisas} = \underline{0.861 \text{ m}^3}$$

En la cámara de pescado el producto será dispuesto en dos estantes de un solo nivel de repisas, de 0.45 m de ancho por 0.25 m. de alto.

Espacio neto de almacenamiento:

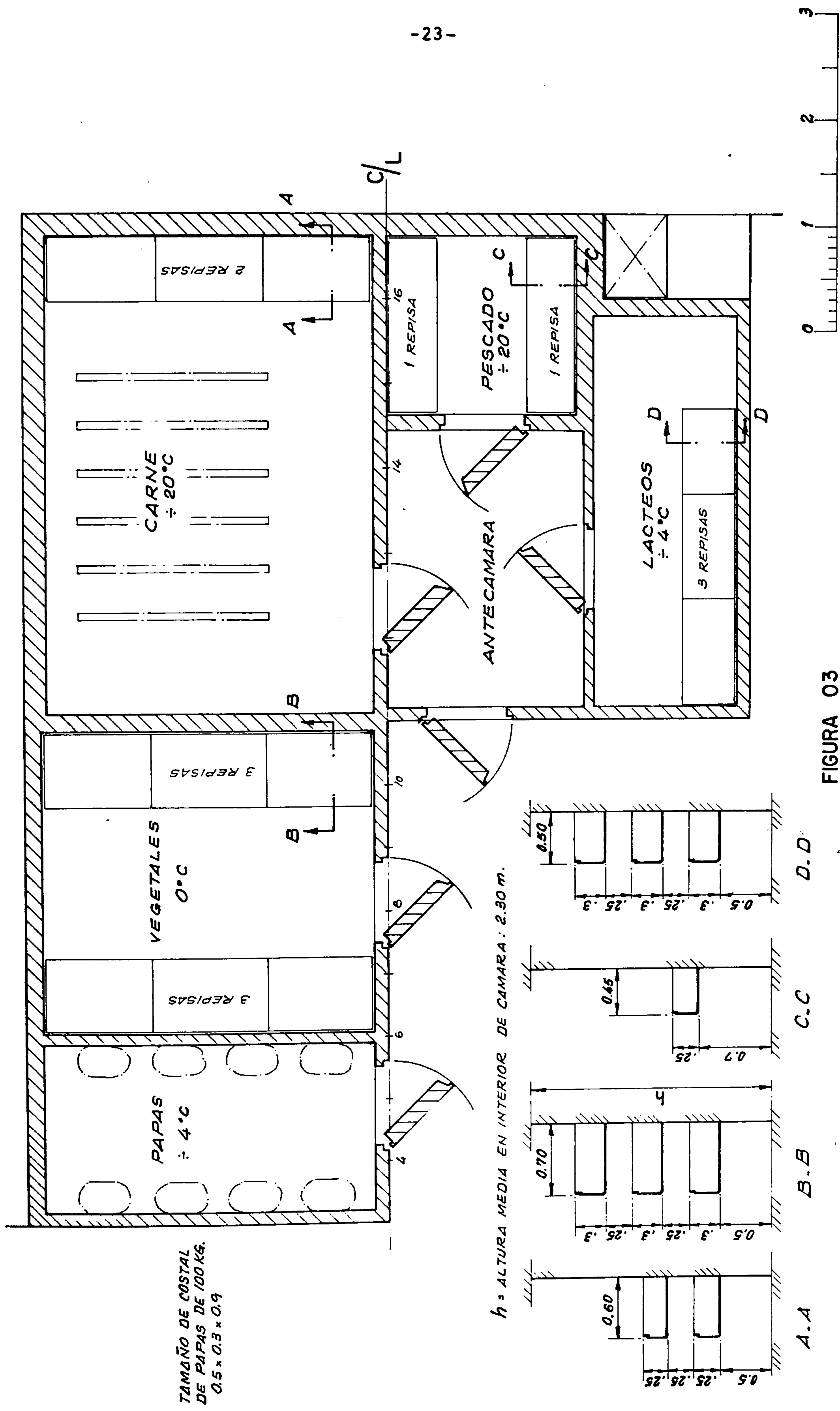
$$0.45 \text{ m.} \times 0.25 \times 1.5 \text{ long} \times 2 \text{ repisas} = \underline{0.337 \text{ m}^3}$$

En la cámara de vegetales el producto será almacenado en dos estantes de tres niveles de repisas, de 0.70 m. de ancho por 0.30 m. de alto.

Espacio neto de almacenamiento:

$$0.7 \times 0.30 \times 2.8 \text{ long.} \times 6 \text{ repisas} = \underline{3.53 \text{ m}^3}$$

En la cámara de papas el producto se dispondrá acomodado en sacos:



h = ALTURA MEDIA EN INTERIOR DE CAMARA : 2.30 m.

FIGURA 03

ESQUEMA DE DISPOSICION DE LAS CAMARAS Y ESPACIOS DE ALMACENAMIENTO ESCALA: 1:50

El dimensionamiento de la cámara se ha efectuado teniendo en cuenta el tamaño promedio de un saco de 100 kg.

Los sacos irán acomodados en fila sobre las paredes de la cámara.

En la cámara de lácteos, el producto será dispuesto en un estante de tres niveles de repisas, de 0.50 m. de ancho por 0.30 m. de alto.

Espacio neto de almacenamiento:

$$0.50 \times 0.30 \times 2.7 \text{ long.} \times 3 \text{ repisas} = \underline{1.215 \text{ m}^3}$$

CUADRO RESUMEN

Cámara	Peso (kg)	Volumen de Almacenamiento requerido (m ³)	Volumen neto de Almacenamiento obtenido (m ³)
- Cámara de Carne			
Carne colgada de res	750	10 m. de barra	10.0 m.
Carne acomodada de res	600	0.469 (a)	-
Carne acomodada de pollo	150	0.240 (b)	-
Total (a) + (b)		0.709	0.861
- Cámara de Pescado	100	0.200	0.337
- Cámara de vegetales	1400	3.5	3.53
- Cámara de papas	750	8 sacos	8 sacos
- Cámara de Lácteos	765	1.160	1.215

3.2 Selección y Cálculos del Aislamiento Térmico de las Cámaras Frigoríficas

3.2.1 Selección del Aislamiento Térmico

Como material de aislamiento térmico a aplicarse en mamparos, techos y pisos, se ha optado por la Espuma de Poliuretano Expandido, de calidad ignífuga.

Se ha escogido este material por las siguientes razones:

- a) Bajo coeficiente de conductividad, es el menor de todos los aislamientos térmicos tradicionales (ver Tabla 04)
- b) Reducido espesor de material requerido, en consecuencia de lo antes mencionado (Ver Tabla 07)
- c) Es un material liviano, debido a su baja densidad la cual varía de 24 a 40 kg/m³
- d) Por su estructura celular cerrada es no higroscópico e impermeable al vapor de agua, y por lo tanto no da lugar a condensaciones y congelación en el interior del aislamiento.
- e) Facilidad de aplicación, la cual puede efectuarse en forma de paneles prefabricados o por inyección in situ en forma de espuma líquida.
- f) Facilidad de reparación en los casos en que esto sea requerido.
- g) Es plástico adaptándose a las deformaciones de obra sin romperse.

- h) Resistente a la presión de cargas sobre el suelo
- i) No sirve de alimento a los roedores
- j) Es inodoro, no comunica olor a los víveres almacenados
- k) Se fabrica en calidad ignífuga.

3.2.2 Determinación del Espesor del Aislamiento Térmico

En la figura 05, se muestra un detalle típico de la disposición del aislamiento en las cámaras.

Para determinar el espesor de aislamiento requerido por las diferentes cámaras se ha tenido en cuenta los valores de Resistencias Térmicas recomendadas por la ASHRAE (Ver Tabla 06) de acuerdo a las temperaturas de almacenamiento requeridas.

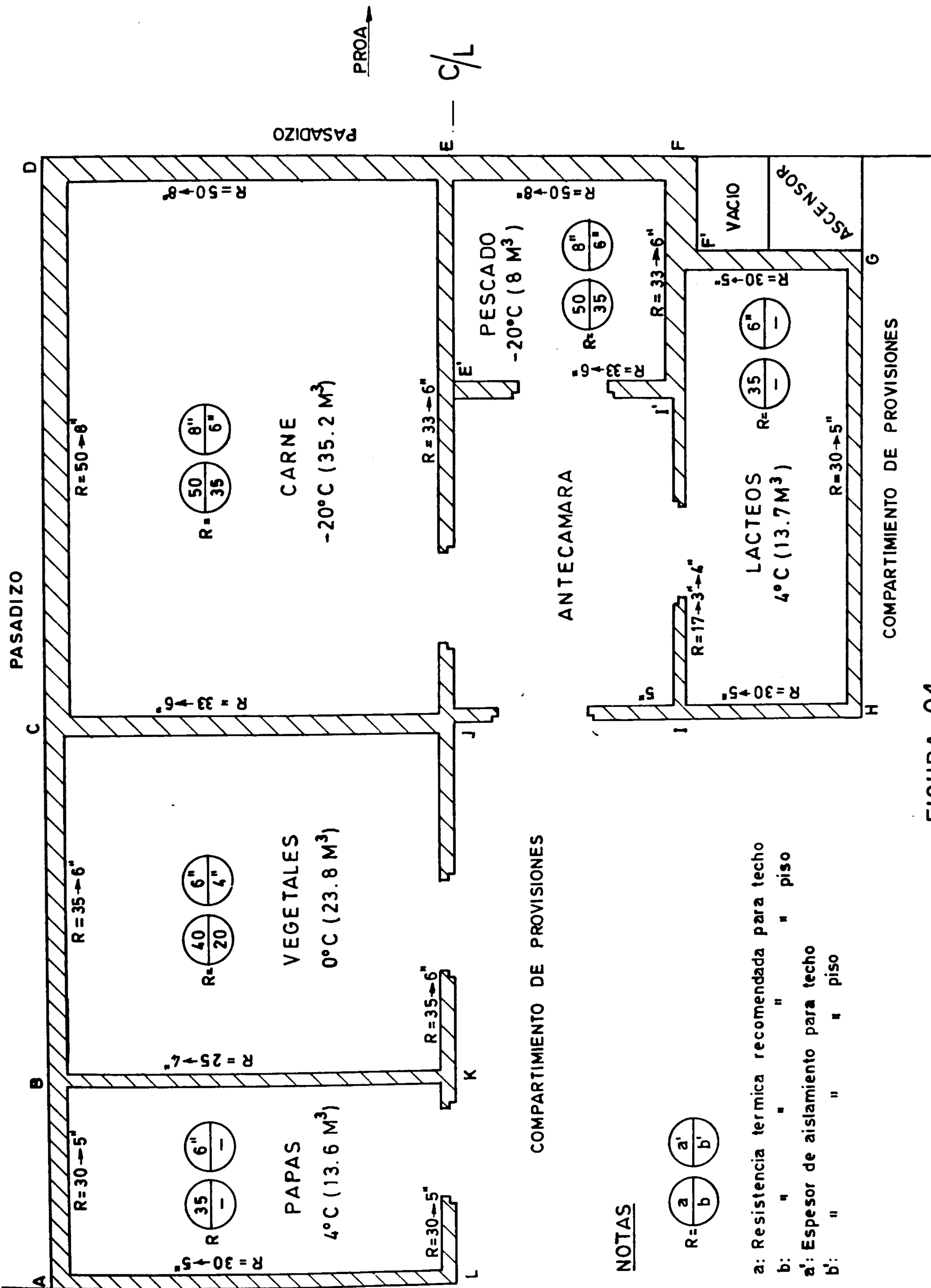
Una vez determinados los valores de resistencias térmicas se procede a determinar el espesor de aislamiento correspondiente según el material de aislamiento a utilizarse (Ver Tabla 07).

Los valores hallados se muestran gráficamente en la Figura 04.

De acuerdo a los detalles mostrados en las figuras 04 y 05 se tiene que el material de aislamiento y sus respectivos espesores en mamparas, techos y pisos son los siguientes:

- a) Cámara de Congelamiento y Almacenamiento de Carne

Pared CD: Poliuretano de 200 mm de espesor



NOTAS

$$R = \frac{a}{b} \quad \frac{a'}{b'}$$

- a: Resistencia termica recomendada para techo
- b: " " " " piso
- a': Espesor de aislamiento para techo
- b': " " " " piso

FIGURA 04

RESISTENCIAS TERMICAS Y ESPESORES DE AISLAMIENTO

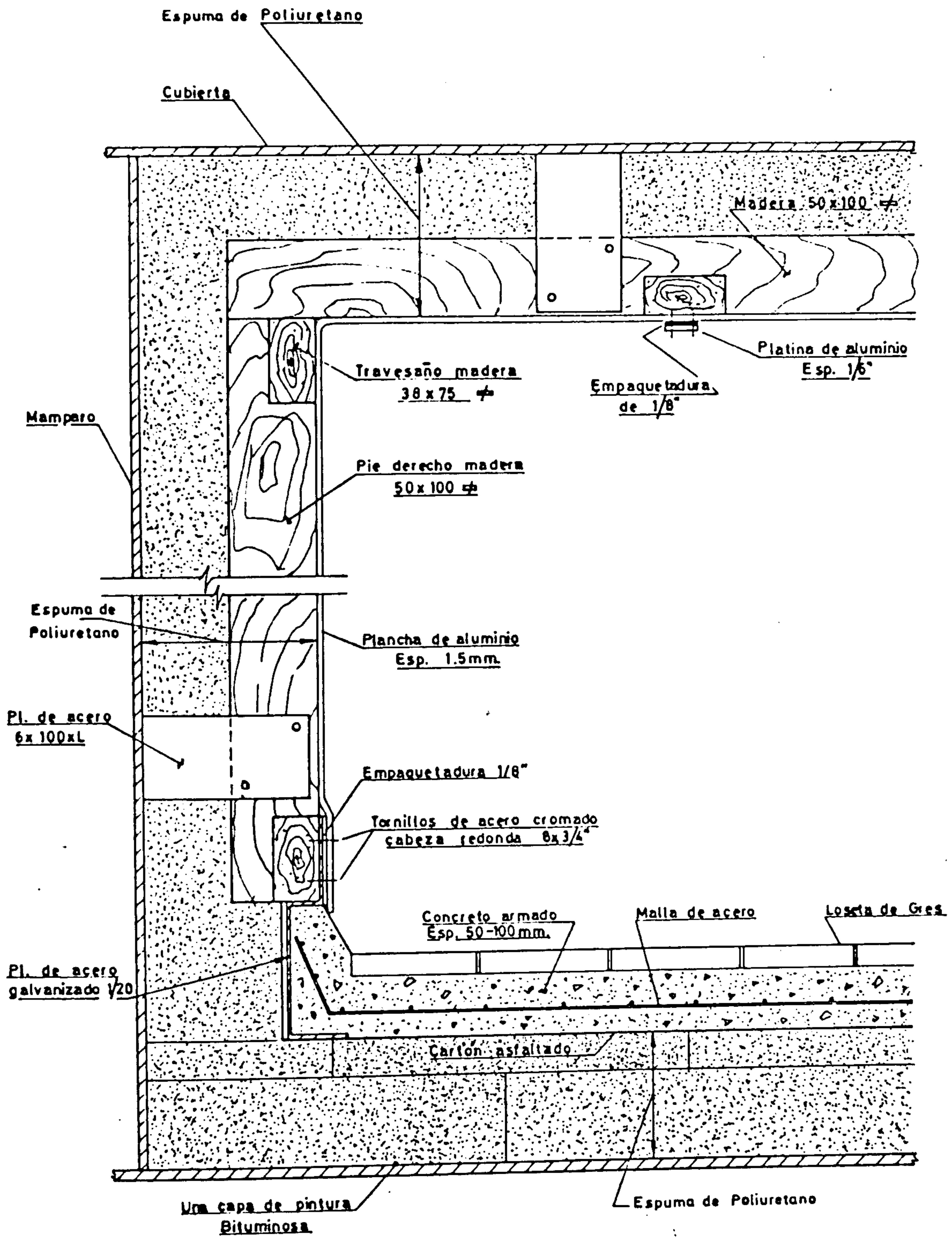


FIGURA 05

DETALLE TIPICO DE AISLAMIENTO DE CAMARAS

Pared DE: Poliuretano de 200 mm de espesor
Pared E'E: Poliuretano de 150 mm de espesor
Pared JE: Poliuretano de 150 mm de espesor
Pared CJ: Poliuretano de 150 mm de espesor
Techo : Poliuretano de 200 mm de espesor
Piso : Poliuretano de 150 mm de espesor +
+ Concreto de 100 mm de espesor

b) Cámara de Congelamiento y Almacenamiento de Pescado

Pared E'E: Poliuretano de 150 mm de espesor
Pared EF : Poliuretano de 200 mm de espesor
Pared F'F: Poliuretano de 200 mm de espesor
Pared I'F': Poliuretano de 150 mm de espesor
Pared E'I': Poliuretano de 150 mm de espesor
Techo : Poliuretano de 200 mm de espesor
Piso : Poliuretano de 150 mm de espesor +
+ Concreto de 100 mm de espesor

c) Cámara de Enfriamiento y Almacenamiento de Vegetales

Pared B'C: Poliuretano de 150 mm de espesor
Pared CJ : Poliuretano de 150 mm de espesor
Pared JK : Poliuretano de 150 mm de espesor
Pared KB : Poliuretano de 100 mm de espesor
Techo : Poliuretano de 150 mm de espesor
Piso : Poliuretano de 100 mm de espesor +
Concreto de 100 mm de espesor

d) Cámara de Enfriamiento y Almacenamiento de Papas

Pared AB: Poliuretano de 125 mm de espesor

Pared BK: Poliuretano de 100 mm de espesor

Pared LK: Poliuretano de 125 mm de espesor

Pared AL: Poliuretano de 125 mm de espesor

Techo : Poliuretano de 150 mm de espesor

Piso : Poliuretano de 100 mm de espesor +

+ Concreto de 100 mm de espesor

e) Cámara de Enfriamiento y Almacenamiento de Lácteos

Pared II': Poliuretano de 100 mm de espesor

Pared I'F': Poliuretano de 150 mm de espesor

Pared F'G: Poliuretano de 125 mm de espesor

Pared HG : Poliuretano de 125 mm de espesor

Pared IH : Poliuretano de 125 mm de espesor

Techo : Poliuretano de 150 mm de espesor

Piso : Poliuretano de 100 mm de espesor +

+ Concreto de 100 mm de espesor

3.2.3 Cálculo de los Coeficientes de Transmisión de Calor U de paredes, techos y pisos

El coeficiente de transmisión de calor U está dado por la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{(1/f_1) + R_1 + R_2 + \dots R_n + (1/f_0)} \dots (1)$$

U en Kcal/hr-m² - °C

Donde $R = X/\lambda$: Resistencia Térmica para un espesor determinado de material: en hr-m²-°C/Kcal.

λ = conductividad térmica: Kcal/hr-m²-°C/m (o cm)
(BTU/hr-pie²-°F/pulg)

X = espesor del aislamiento: m (o cm)
(pulg)

f_1 = conductancia de la superficie interior o coeficiente de película interna:

8.0 Kcal/hr-m²-°C (1.65 BTU/hr-pie²-°F) *

f_0 = conductancia de la superficie exterior o coeficiente de película externa.

(*) según manual ASHRAE 1981. Fundamental Handbook Cap. 29 (Página 29.1)

Para aire quieto: $8.0 \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ ($1.65 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$) *

Para aire a 15 millas/hr: $29.3 \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ ($6.0 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$)*

Considerando los siguientes valores de conductividad térmica, conforme a las tablas 04 y 05.

Poliuretano expandido: $\lambda = 0.02 \text{ Kcal-m/m}^2\text{-hr-}^\circ\text{C}$

Concreto: $\lambda = 1.488 \text{ Kcal-m/m}^2\text{-hr-}^\circ\text{C}$

Cálculos para la Cámara de Carne:

Pared CD
.....

$$R (\text{poliuretano}) = X_1/\lambda_1 = 0.200/0.02 = 10(\text{hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal})$$

Coeficiente de película interior y exterior

$$f_1 = f_0 = 8.0 \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$1/f_1 = 1/f_0 = 0.125$$

Reemplazando valores en la ecuación (1)

$$U = 1/0.125 + 10 + 0.125 = \underline{0.098} \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Pared DE
.....

Siendo de iguales características que CD, se tiene:

$$U = 0.098 \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Pared E'E
.....

$$R (\text{Poliuretano}) = X_1/\lambda_1 = 0.150/0.02 = 7.5 \text{ hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

De la ecuación (1) se tiene:

$$U = 1/0.125 + 7.5 + 0.125 = 0.129 \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Pared JE'
.....

Por ser de igual características que E'E, se tiene:

$$U = \underline{0.129} \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Pared CJ
.....

Por ser de igual características que E'E, se tiene:

$$U = \underline{0.129} \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Techo
.....

Siendo de igual características que CD

$$U = \underline{0.098} \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Piso
.....

$$R_1 \text{ (Poliuretano)} = X_1/\lambda_1 = 0.150/0.02 = 7.5 \text{ hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

$$R_2 \text{ (Concreto)} = X_2/\lambda_1 = 0.100/1.488 = 0.067 \text{ hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

$$1/f_1 = 1/f_0 = \dots = 0.125 \text{ hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

De ecuación (1) se tiene:

$$U = 1/0.125 + 7.5 + 0.0067 + 0.125 = \underline{0.128} \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

De acuerdo al procedimiento arriba detallado se obtiene el siguiente Cuadro de Cálculos 01.

Siguiendo el mismo procedimiento de cálculos de aislamiento para las otras cámaras, se han elaborado los Cuadros de Cálculos 02, 03, 04 y 05.

Referencia: (*) según Manual ASHRAE 1981. Fundamental Handbook Cap. 29 (Pág. 291).

CUADRO 01

CAMARA DE CONGELAMIENTO Y ALMACENAMIENTO DE CARNE

DATOS Y RESULTADOS DE CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSMISION DE CALOR U

PARED	POLIURETANO $\lambda_1 = 0.02$		CONCRETO $\lambda_2 = 1.488$		$1/f_1 = 1/f_0$	$U = \frac{1}{1/f_1 + \Sigma R + 1/f_0}$ K cal/hr - m ² - °C
	ESPESOR $x_1 = m$	$R_1 = \frac{x_1}{\lambda_1}$	ESPESOR $x_2 = m$	$R_2 = \frac{x_2}{\lambda_2}$		
C D	0.200	10.0	-	-	0.125	0.098
D E	0.200	10.0	-	-	0.125	0.098
E'-E (+)	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
J E' (+)	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
C J (+)	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
TECHO	0.200	10.0	-	-	0.125	0.098
PISO	0.150	7.5	0.100	0.067	0.125	0.128

λ_1 : K cal-m/h - m² - °C

$f_1 = f_0 = 8$ K cal / h - m² - °C

(+) Panel divisorio, sin mamparo de acero

CUADRO 02

CAMARA DE ALMACENAMIENTO Y CONGELAMIENTO DE PESCADOS

DATOS Y RESULTADOS DE CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSMISION DE CALOR U

PARED	POLIURETANO $\lambda_1 = 0.02$		CONCRETO $\lambda_2 = 1.488$		$1/f_1 = 1/f_0$	$U = \frac{1}{1/f_1 + \Sigma R + 1/f_0}$ K cal/hr - m ² - °C
	ESPESOR $x_1 = m$	$R_1 = \frac{x_1}{\lambda_1}$	ESPESOR $x_2 = m$	$R_2 = \frac{x_2}{\lambda_2}$		
E'E	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
E F	0.200	10.0	-	-	0.125	0.098
F'-F (+)	0.200	10.0	-	-	0.125	0.098
I'-I' (+)	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
E'-I' (+)	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
TECHO	0.200	10.0	-	-	0.125	0.098
PISO	0.150	7.175	0.100	0.067	0.125	0.128

λ : K cal-m/h-m²-°C

$f_1 = f_0 = 8$ K cal / h-m²-°C

(+) Panel divisorio, sin mamparo de acero

CUADRO 03

CAMARA DE ENFRIAMIENTO Y ALMACENAMIENTO DE VEGETALES

DATOS Y RESULTADOS DE CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSMISION DE CALOR U

PARED	POLIURETANO $\lambda_1 = 0.02$		CONCRETO $\lambda_2 = 1.488$		$1/f_1$ $1/f_0$	$U = \frac{1}{1/f_1 + \sum R + 1/f_0}$ K cal/hr - m ² - °C
	ESPESOR $x_1 = m$	$R_1 = \frac{x_1}{\lambda_1}$	ESPESOR $x_2 = m$	$R_2 = \frac{x_2}{\lambda_2}$		
B' C	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
C J (+)	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
J K '	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
K B (+)	0.100	5.0	-	-	0.125	0.190
TECHO	0.150	7.5	-	-	0.125 0.034 (*)	0.131
PISO	0.100	5.0	0.100	0.067	0.125	0.188

λ : K cal-m/h-m²-°C

$f_1 = f_0 = 8$ K cal / h-m²-°C

Para techo: $f_0 = 29.3$ K cal / h-m²-°C

(+) Panel divisorio, sin mamparo de acero

(*) Techo en cubierta a intemperie

CUADRO 04

CAMARA DE ENFRIAMIENTO Y ALMACENAMIENTO DE PAPAS

DATOS Y RESULTADOS DE CÁLCULO DE COEFICIENTES DE TRANSMISION DE CALOR U

PARED	POLIURETANO $\lambda_1 = 0.02$		CONCRETO $\lambda_2 = 1.488$		$1/f_1$ $1/f_0$	$U = \frac{1}{1/f_1 + \sum R + 1/f_0}$ K cal/hr - m ² - °C
	ESPESOR $x_1 = m$	$R_1 = \frac{x_1}{\lambda_1}$	ESPESOR $x_2 = m$	$R_2 = \frac{x_2}{\lambda_2}$		
A B	0.125	6.25	—	—	0.125 "	0.154
B K (+)	0.100	5.0	—	—	0.125 "	0.190
L K	0.125	6.25	—	—	0.125 "	0.154
A L	0.125	6.25	—	—	0.125 "	0.154
TECHO	0.150	7.5	—	—	0.125 0.034 (*)	0.131
PISO	0.100	5.0	0.100	0.067	0.125 "	0.188

λ : K-cal-m/h-m²-°C

$f = f_0 = 8$ K-cal / h-m²-°C

Para techo: $f_0 = 29.3$ K-cal / h-m²-°C

(+) Panel divisorio sin mamparo de acero

(*) Techo en cubierta intemperie

CUADRO 05

CAMARA DE ENFRIAMIENTO Y ALMACENAMIENTO DE PRODUCTOS LACTEOS

DATOS Y RESULTADOS DE CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSMISION DE CALOR U

PARED	POLIURETANO $\lambda_1 = 0.02$		CONCRETO $\lambda_2 = 1.488$		$1/f_1 = 1/f_0$	$U = \frac{1}{1/f_1 + \sum R + 1/f_0}$ K cal/hr - m ² - °C
	ESPESOR $x_1 = m$	$R_1 = \frac{x_1}{\lambda_1}$	ESPESOR $x_2 = m$	$R_2 = \frac{x_2}{\lambda_2}$		
I I' (+)	0.100	5.0	-	-	0.125	0.190
I' F' (+)	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
F' G	0.125	6.25	-	-	0.125	0.154
H G	0.125	6.25	-	-	0.125	0.154
I H	0.125	6.25	-	-	0.125	0.154
TECHO	0.150	7.5	-	-	0.125	0.129
PISO	0.100	5.0	0.100	0.067	0.125	0.188

λ : K cal - m / h - m² - °C

$f_1 = f_0 = 8$ Kcal / h - m² - °C

(+) Panel divisorio, sin mamparo de acero

3.3 Cálculo de las Cargas de Calor

Las cargas de calor a calcularse son las siguientes:

- Calor transmitido a través de las paredes
- Cargas de productos
- Cargas por cambio de aire
- Calor disipado por motores eléctricos
- Calor disipado por ocupantes

3.3.1 Cálculo del Flujo de Calor Transmitido a través de las Pa - redes

La cantidad de calor transmitido a través de una pared por unidad de tiempo está dada por la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times \Delta t \quad (2)$$

Donde:

Q = flujo de calor transmitido : Kcal/hr (BTU/hr)

A = área exterior : m^2 (pie^2)

U = coeficiente de transmisión de calor:

Kcal/hr- m^2 - $^{\circ}C$ (BTU/hr- pie^2 - $^{\circ}F$)

$\Delta t = t_o - t_i$ diferencia de temperaturas

t_o = temperatura del aire exterior $^{\circ}C$ ($^{\circ}F$)

t_i = temperatura del aire interior $^{\circ}C$ ($^{\circ}F$)

Temperaturas Interiores :
.....

Las temperaturas interiores de almacenamiento se han determinado teniendo como base los valores recomendados que figuran en la Tabla 08, tomada del manual ASHRAE 1982, Applications - Cap.41.

Los valores adoptados se muestran en la figura 06, y son los siguientes:

- Cámara de carne: -20°C
- Cámara de pescado: -20°C
- Cámara de vegetales: 0°C
- Cámara de papas: 4°C
- Cámara de Lácteos: 4°C

Temperaturas Exteriores :
.....

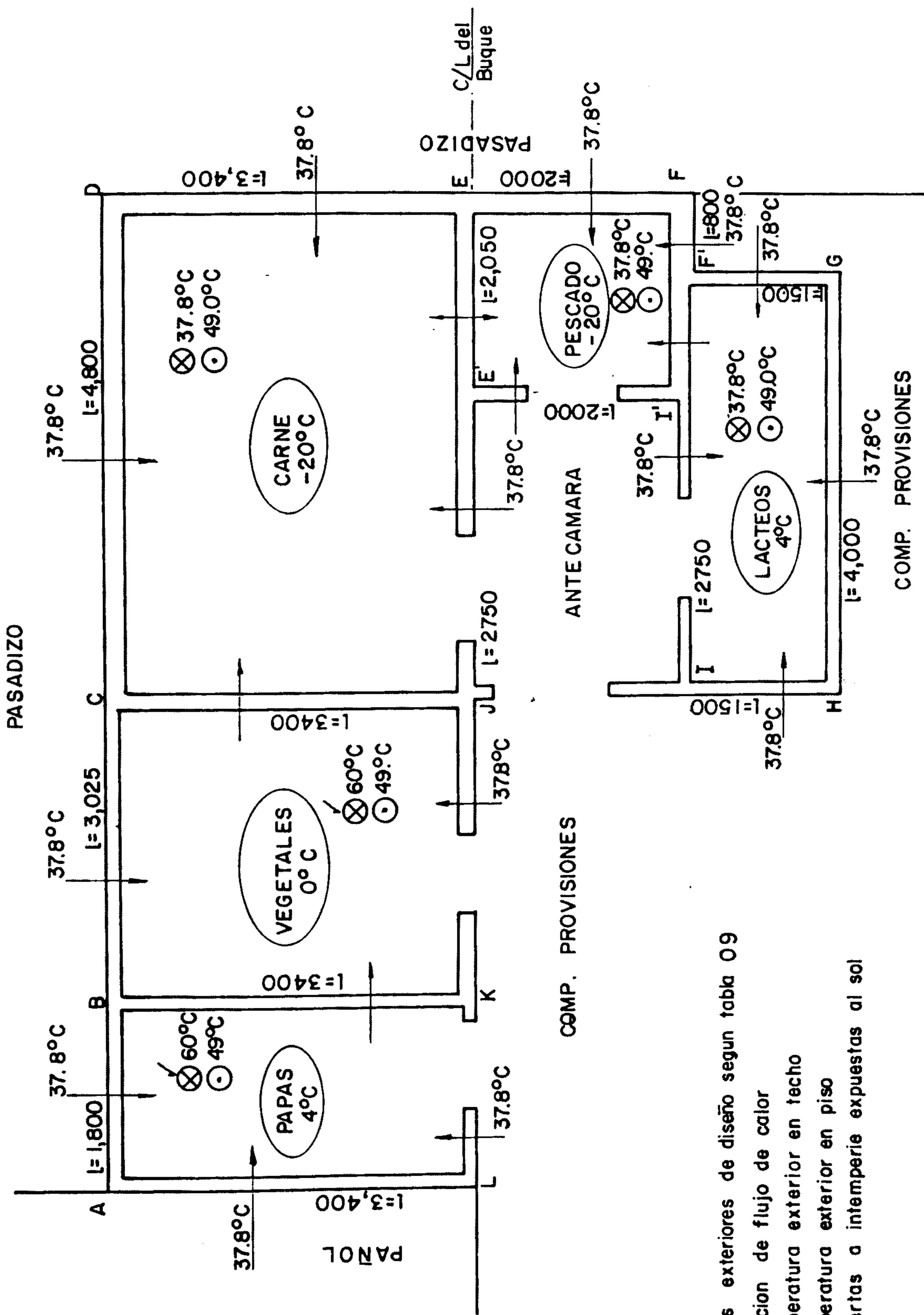
Para los cálculos se tendrán en cuenta las temperaturas de diseño asumidas para espacios adyacentes a compartimientos refrigerados, en buques mercantes que se muestran en la Tabla 09, tomada del libro Marine Engineering (1971).

Los valores adoptados se muestran en la figura 06.

Cálculo de Cámara de Carne
.....

Pared CD
.....

$$\text{Area} = l \times h = 4.8 \times 3.0 = 14.4 \text{ m}^2$$



NOTAS:

Temperaturas exteriores de diseño segun tabla O9

- Direccion de flujo de calor
- ⊗ Temperatura exterior en techo
- ⊙ Temperatura exterior en piso
- ✓ Cubiertas a intemperie expuestas al sol

FIGURA 06

TEMPERATURAS INTERIORES DE ALMACENAMIENTO
Y TEMPERATURAS EXTERIORES DE DISEÑO

$$U = 0.098 \text{ Kcal/hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ (De Cuadro 01)}$$

$$t_o = 37.8^\circ\text{C} \quad t_i = -20^\circ\text{C}$$

Aplicando la ecuación (1)

$$Q = 0.098 \times 14.4 (37.8 - (-20)) = 81.6 \text{ Kcal/hr}$$

Pared DE
.....

$$\text{Area} = l \times h = 3.4 \times 3.0 = 10.2 \text{ m}^2$$

$$U = 0.098 \text{ Kcal/hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ (De Cuadro 01)}$$

$$t_o = 37.8^\circ\text{C} \quad t_i = -20^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.098 \times 10.2 (37.8 - (-20)) = 57.8 \text{ Kcal/hr}$$

Pared E'E
.....

$$\Delta t = 0$$

$$Q = 0$$

Siguiendo este procedimiento se ha elaborado el Cuadro de Cálculos 06 para la cámara de carne.

De igual manera se han elaborado los Cuadros 07, 08, 09 y 10, correspondientes a las otras cámaras.

3.3.2 Cálculo de la Carga de Productos

- El calor entregado por el producto al enfriarse desde una temperatura inicial T_1 hasta una temperatura final T_2 está dado por

CUADRO 06

CAMARA DE CARNE

DATOS Y RESULTADOS DE CALCULO DE CALOR TRANSMITIDO POR PAREDES

PARED	Largo	Altura (Ancho)	Area A	U (-)	t _o °C	t _i °C	Q = U x A x Δt K cal/hr
	m	m					
CD	4.8	3.00	14.4	0.098	37.8	-20	81.6
DE	3.4	3.00	10.2	0.098	37.8	-20	57.8
E'E	-	-	-	-	-20	-20	0
JE'	2.75	3.00	8.25	0.129	37.8	-20	61.5
CJ	3.4	3.00	10.2	0.129	0	-20	26.3
TECHO	4.8	3.4	16.32	0.098	37.8	-20	92.4
PISO	4.8	3.4	16.32	0.128	49.0 (+)	-20	144.1
SUB TOTAL Q							463.7
10% Q (*)							46.4
TOTAL							510.1
TOTAL POR 24 hr							12,242.4 Kcal/24hr

NOTAS:

(-) DE CUADRO 01

(+) POR SER ESPACIO ADYACENTE A SALA DE MAQUINAS

(*) SE CONSIDERA UN 10% ADICIONAL PARA COMPENSAR LA HETEROGENEIDAD DEL AISLAMIENTO DEBIDO A LA ESTRUCTURA DE MADERA Y CUBIERTAS DE ACERO
(ASHRAE APPLICATIONS HANDBOOK, 1982 Pag. 45-9)

CUADRO 07

CAMARA DE PESCADO

DATOS Y RESULTADOS DE CALCULO DE CALOR TRANSMITIDO POR PAREDES

PARED	Largo	Altura (Ancho)	Area A	U (•) k-cal/hr·m ² ·°C	t _o °C	t _i °C	Q = U x A x Δt K-cal/hr
	m	m					
E'-E	2.05	3.0	6.15	0.129	-20	-20	0
E-F	2.0	3.0	6.0	0.098	37.8	-20	34.0
F'-F	0.8	3.0	2.4	0.098	37.8	-20	13.6
I'-F'	1.25	3.0	3.75	0.129	4	-20	11.6
E'-I'	2.0	3.0	6.0	0.129	37.8	-20	44.7
TECHO	2.0	2.05	4.1	0.098	37.8	-20	23.2
PISO	2.0	2.05	4.1	0.128	49.0	-20	36.2
SUB TOTAL Q							163.3
10% Q							16.3
TOTAL							179.6
TOTAL POR 24 hr							4,310 K-cal/24 hr

NOTAS:

(•) DE CUADRO 02

CUADRO 08

CAMARA DE VEGETALES

DATOS Y RESULTADOS DE CALCULO DE CALOR TRANSMITIDO POR PAREDES

PARED	Largo	Altura (Ancho)	Area A m ²	U (•) k-cal/hr-m ² °C	t _o °C	t _i °C	Q = U x A x Δt K cal/hr	
	m	m						
BC	3.03	3.0	9.09	0.129	37.8	0	44.3	
CJ	3.4	3.0	10.2	0.129	-20	0	-26.3	
KJ	3.3	3.0	9.09	0.129	37.8	0	44.3	
BK	3.4	3.0	10.2	0.190	4	0	7.8	
TECHO	3.03	3.4	10.3	0.131	60.0	0	81.0	
PISO	3.03	3.4	10.3	0.188	490	0	95.0	
SUB TOTAL Q							246.1	
10% Q							24.6	
TOTAL							270.7	
TOTAL POR 24 hr								6,496.8 K cal/24hr

NOTAS:

(•) DE CUADRO 03

CUADRO 09
CAMARA DE PAPAS

DATOS Y RESULTADOS DE CALCULO DE CALOR TRANSMITIDO POR PAREDES

PARED	Largo m	Altura (Ancho) m	Area A m ²	U (·) k cal/hr m ² °C	t _o °C	t _i °C	Q = U x A x Δt K-cal/hr	
								AB
BK	3.4	3.0	10.2	0.190	0	4	-7.7	
KL	1.8	3.0	5.4	0.154	37.8	4	28.1	
AL	3.4	3.0	10.2	0.154	37.8	4	53.1	
TECHO	1.8	3.4	6.12	0.131	60	4	44.9	
PISOS	1.8	3.4	6.12	0.188	4.9	4	51.8	
SUB TOTAL Q							198.3	
10% Q							19.8	
TOTAL							218.1	
TOTAL POR 24 hr								5,234.4 K-cal/24hr

NOTAS :

(·) DE CUADRO 04

CUADRO 10

CAMARA DE LACTEOS

DATOS Y RESULTADOS DE CALCULO DE CALOR TRANSMITIDO POR PAREDES

PARED	Largo m	Altura (Ancho) m	Area A m ²	U (•) k-cal/hr m ² °C	t _o °C	t _i °C	Q = U x A x Δ t K cal/hr
I-I'	2.75	3.0	8.25	0.190	37.8	4	53.0
I'-F'	1.25	3.0	3.75	0.129	-20	4	-11.6
F'-G	1.5	3.0	4.5	0.154	37.8	4	23.4
H-G	4.0	3.0	12.0	0.154	37.8	4	62.5
I-H	1.5	3.0	4.5	0.154	37.8	4	23.4
TECHO	4	1.5	6.0	0.129	37.8	4	26.2
PISO	4	1.5	6.0	0.188	49.0	4	50.8
SUB TOTAL Q							227.7
10 % Q							22.8
TOTAL							250.5
TOTAL POR 24 hr							6012.0 K-cal/24hr

NOTAS:

(•) DE CUADRO 05

La siguiente expresión:

$$Q = m \times C \times (T_1 - T_2) \quad \text{en Kcal} \quad (3)$$

Donde m = peso del producto (en kg)

C = calor específico arriba (o debajo) del punto de congelamiento (en Kcal/kg-°C) de Tabla 10.

- El calor entregado por el producto al congelarse está dado por la siguiente expresión:

$$Q = m \times Cl \quad \text{en Kcal} \quad (4)$$

Donde m = peso del producto (en kg)

Cl = calor latente (kcal/kg) de Tabla 10.

- Factor de Ritmo de Enfriamiento (F.R.E.)

Si se considera el F.R.E., de la expresión (3) se tiene:

$$Q = \frac{m \times C (T_1 - T_2)}{\text{F.R.E.}} \quad (5)$$

En la Tabla 10, se da el F.R.E. para distintos productos.

- Calor de Respiración de Vegetales

Está dado por la siguiente expresión:

$$Q = m \times Cr \quad (\text{en Kcal}) \quad (6)$$

Donde: m = peso del producto (kg)

Cr = calor de respiración (en Kcal/kg-hr) de Tabla 10.

a) Cálculos de Cámara de Carne

En este caso se considera que el producto se recibe al estado fresco, a la temperatura ambiente, siendo necesario preenfriarlo hasta la temperatura de congelamiento, luego congelarlo y finalmente sub-enfriarlo hasta la temperatura de almacenamiento.

Carne de Res
.....

1) Enfriamiento, desde la temperatura ambiente 37.8°C (de diseño) al punto de congelamiento de -2.2°C

$$Q = m \times C \times \Delta t$$

De la Tabla 10, el calor específico promedio por encima de la temperatura de congelamiento es:

$$C = 0.77 \text{ Kcal/kg-}^\circ\text{C}$$

$$Q = 1350 \times 0.77 (37.8 - (-2.2)) = 41,580 \text{ Kcal}$$

Si se considera un período de tiempo de 24 horas se tiene:

$$41,580 \text{ Kcal/24 hr}$$

Si factor de ritmo de enfriamiento F.R.E. = 0.67

$$Q = 41,580 / 0.67 \qquad 62,059.7 \text{ Kcal/24 hr}$$

2) Congelamiento

$$Q = m \times C_1$$

De Tabla 10, calor latente promedio $C = 55.4$ Kcal/kg.

$$Q = 1350 \times 55.4 = 74,790 \text{ Kcal/24 h}$$

3) Sub-Enfriamiento, desde -2.2°C hasta la temperatura de almacenamiento de -20°C

$$Q = m \times C \times \Delta t$$

De Tabla 10, el calor específico promedio por debajo de la temperatura de congelamiento es:

$$C = 0.41 \text{ Kcal/kg-}^\circ\text{C}$$

$$Q = 1350 \times 0.41 [-2.2 - (-20)] = 9852.3 \text{ Kcal/24 hr}$$

Carne de Pollo
.....

1) Enfriamiento, desde la temperatura ambiente: 37.8°C (de diseño) al punto de congelamiento de -2.8°C .

$$Q = m \times C \times \Delta t$$

De Tabla 10, el calor específico por encima de la temperatura de congelamiento es: $C = 0.80$ Kcal/kg- $^\circ\text{C}$

$$Q = 150 \times 0.8 (37.8 - (-2.8)) = 4,872 \text{ Kcal/24 hr}$$

Factor de Ritmo de Enfriamiento: 1.00

2) Congelamiento

$$Q = m \times C_1$$

De Tabla 10, calor latente C = 59.0 Kcal/kg

$$Q = 150 \times 59 = 8,850 \text{ Kcal/24 hr}$$

3) Sub-Enfriamiento desde -2.8°C hasta la temperatura de almacenamiento de -20°C

$$Q = m \times C \times \Delta t$$

De Tabla 10, el calor específico promedio por debajo de la temperatura de congelamiento es:

$$C = 0.42 \text{ Kcal/kg-}^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 150 \times 0.42 (-2.8 - (-20)) = 1083.6 \text{ Kcal/24 hr}$$

Totales:

1) Enfriamiento

$$62,059.7 + 4,872.0 = 66,931.7 \text{ Kcal/24 hr}$$

2) Congelamiento

$$74,790.0 + 8,850.0 = 83,640.0 \text{ Kcal/24 hr}$$

3) Sub-Enfriamiento

$$9,852.3 + 1,083.6 = \underline{10,935.9 \text{ Kcal/24 hr}}$$

$$\text{Total: } \underline{161,507.6 \text{ Kcal/24 hr}}$$

Estos resultados se incluyen en el Cuadro 11. (Ver Pág. 65).

b) Cálculos de Cámara de Pescado

- 1) Enfriamiento desde 37.8°C hasta la temperatura de congelamiento de -2.2°C

$$Q = m \times C \times \Delta t$$

De Tabla 10: $C = 0.77 \text{ Kcal/kg-}^\circ\text{C}$

$$Q = 100 \times 0.77 \times (37.8 - (-2.2)) = \underline{3,080} \text{ Kcal/24 hr}$$

- 2) Congelamiento

$$Q = m \times C_f$$

De Tabla 10 $C = 55.6 \text{ Kcal/kg}$

$$Q = 100 \times 55.6 = \underline{5,560.0} \text{ Kcal/24 hr}$$

- 3) Sub-Enfriamiento de -2.2°C a -20°C

$$Q = m \times C \times \Delta t$$

De Tabla 10 $C = 0.40 \text{ Kcal/kg-}^\circ\text{C}$

$$Q = 100 \times 0.4 (-2.2 - (-20)) = \underline{712} \text{ Kcal/24 hr}$$

Estos resultados se incluyen en el Cuadro 11.

c) Cálculo de Cámara de Vegetales

- Calor entregado por reducción de temperatura

Si, $m = \text{peso del producto} = 1400 \text{ kg}$

$T_1 = 37.8^\circ\text{C}$ (temperatura ambiente de recepción para productos a enfriarse, según el ASHRAE APPLICATION HANDBOOK 1982, Cap. 45, Pág. 45.9).

$T_2 = 0^\circ\text{C}$ (temperatura de almacenamiento)

$C = 0.9 \text{ Kcal/kg-}^\circ\text{C}$ (valor promedio según Tabla 10)

De ecuación (3)

$$Q = 1400 \times 0.9 (37.8 - 0) = 47,628 \text{ Kcal}$$

Si Factor de Ritmo de Enfriamiento promedio

$$\text{F.R.E.} = 0.8 \text{ (De Tabla 10)}$$

$$Q' = 47,628/0.8 = 59,535.0 \text{ Kcal}$$

Si enfriamiento en 24 hr = 59,535.0 Kcal/24 hr

- Por Calor de Respiración:

De ecuación (6) Para $m = 1400 \text{ kg}$

$C_r = 0.02 \text{ (Kcal/kg-hr)}$ valor promedio según Tabla 10.

$$Q'' = 1400 \times 0.02 \times 24 \text{ hr} = 672 \text{ Kcal/24 hr}$$

$$\text{Total: } Q' + Q'' = \underline{60,207 \text{ Kcal/24 hr}}$$

d) Cálculo de Cámara de Papas

- Por reducción de temperatura

Si, $m = \text{Peso del producto } 750 \text{ kg}$

$T_1 = 37.8^\circ\text{C}$ (Temperatura ambiente de recepción para productos a enfriarse según ASHRAE APPLICATION HANDBOOK Cap. 45, Pág. 45-9).

$T_2 = 4^\circ\text{C}$ (Temperatura de almacenamiento)

$C = 0.82$ (De Tabla 10)

De ecuación (3):

$$Q' = 750 \times 0.82 (37.8 - 4) = 20,787.0 \text{ Kcal}$$

Si enfriamiento en 24 horas = 20,787.0 Kcal/24 hr

Factor de Ritmo de Enfriamiento = 1.0 (De Tabla 10)

- Por calor de Respiración

De ecuación (6) se tiene:

Para $m = 750 \text{ kg}$

$C_r = 0.016 \text{ Kcal/kg-hr}$ (De Tabla 10)

$$Q'' = 750 \times 0.016 \times 24 \text{ horas} = 288 \text{ Kcal/24 hr}$$

Total = $Q = Q' + Q''$ 21,075.0 Kcal/24 hr

e) Cálculo de Cámara de Lácteos

1) Queso

Peso de producto: $m = 30 \text{ kg}$

$T_1 = 37.8^\circ\text{C}$ (temperatura ambiente de recepción para productos a enfriarse, según ASHRAE APPLICATION HANDBOOK 1982, Cap. 4-5, Pág. 45-9)

$T_2 = 4^\circ\text{C}$ $C = 0.52$ (De Tabla 10)

Según ecuación (3) se tiene:

$$Q = 30 \times 0.52 (37.8 - 4) \qquad 527.3 \text{ Kcal}$$

2) Mantequilla

Peso del producto: $m = 50 \text{ kg}$

$T_1 = 37.8^\circ\text{C}$ $T_2 = 4^\circ\text{C}$ $C = 0.36$ (De Tabla 10)

Según ecuación (3) se tiene:

$$Q = 50 \times 0.36 (37.8 - 4) = \qquad 608.4 \text{ Kcal}$$

3) Leche

Peso del producto: $m = 600 \text{ kg}$

$T_1 = 37.8^\circ\text{C}$ $T_2 = 4^\circ\text{C}$ $C = 0.79$ (De Tabla 10)

De ecuación (3), se tiene:

$$Q = 600 \times 0.79 (37.8 - 4) = \qquad 16,021.2 \text{ Kcal}$$

4) Huevos

Peso del producto : $m = 25 \text{ kg}$

$T_1 = 37.8^\circ\text{C}$ $T_2 = 4^\circ\text{C}$ $C = 0.8$ (De Tabla 10)

De ecuación (3) se tiene:

$$Q = 25 \times 0.80 (37.8 - 4) = 676 \text{ Kcal}$$

$$Q \text{ total de lácteos} = 19,360.7 \text{ Kcal}$$

$$\text{Si enfriamiento en 24 horas: } \underline{19,360.7 \text{ Kcal}}$$

3.3.3 Cálculo de Cargas por Cambios de Aire

El calor ganado por infiltración de aire exterior debido a aberturas de puertas está dado por la siguiente expresión:

$$Q = V \times Nca \times \rho_a (h_e - h_i) \quad (7)$$

Donde:

V = volumen interior de la cámara (m^3)

Nca = número de cambios de aire por 24 horas (según Tabla 11)

ρ_a = densidad del aire exterior (kg/m^3)

h_e = entalpía del aire en las condiciones externas (Kcal/kg)

h_i = entalpía del aire en las condiciones internas (Kcal/kg)

a) Cámara de Carne

$$\text{Volumen interior} = V = 35.2 \text{ m}^3$$

Número de cambios de aire por 24 horas, de Tabla 11, columna

(b) por interpolación se tiene: $Nca = 12.6$

Asumiendo una temperatura de aire exterior: $t_e = 37.8^\circ\text{C}$ (100°F)

según Tabla 09 y una humedad relativa: $H_1 = 60\%$ (Ver Tabla 12).

De carta Psychrométrica (Fig. 07) se tiene:

Volumen específico: $V_e = 14.66 \text{ pie}^3/\text{lb} \rightarrow 0.915 \text{ m}^3/\text{kg}$

Densidad del aire exterior:

$$\rho_a = 1/V_e = 1/0.915 = 1.09 \text{ kg/m}^3$$

Entalpía del aire exterior:

De carta Psychrométrica: $h_e = 51.8 \text{ BTU/lb} \rightarrow 28.8 \text{ Kcal/kg}$

Para el aire interior a una temperatura de almacenamiento

$t_1 = -20^\circ\text{C}$ y una humedad relativa de almacenamiento recomendada, según Tabla 08: $H_r = 90\%$

De carta Psychrométrica, entalpía $h_i \approx 0$

De la ecuación (7) se tiene:

$$Q = 35.2 \times 12.6 \times 1.09 (28.8 - 0) = \underline{13,923.0 \text{ Kcal/24 hr}}$$

b) Cámara de Pescado

Volumen: $V = 8.0 \text{ m}^3$

Número de cambios de aire por 24 horas, de Tabla 11, columna (b) interpolando se tiene: $N_{ca} = 29.7$

Para aire exterior a $t_e: 37.8^\circ\text{C}$ y $H_r: 60\%$ (ver Tabla 12)

$$\rho_a = 1.09 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad h_e = 28.8 \text{ Kcal/kg}$$

Para aire interior a $t_i = -20^\circ\text{C}$ y H_r recomendada según Tabla 08 de 90%, de carta Psychrométrica: $h_1 \approx 0$

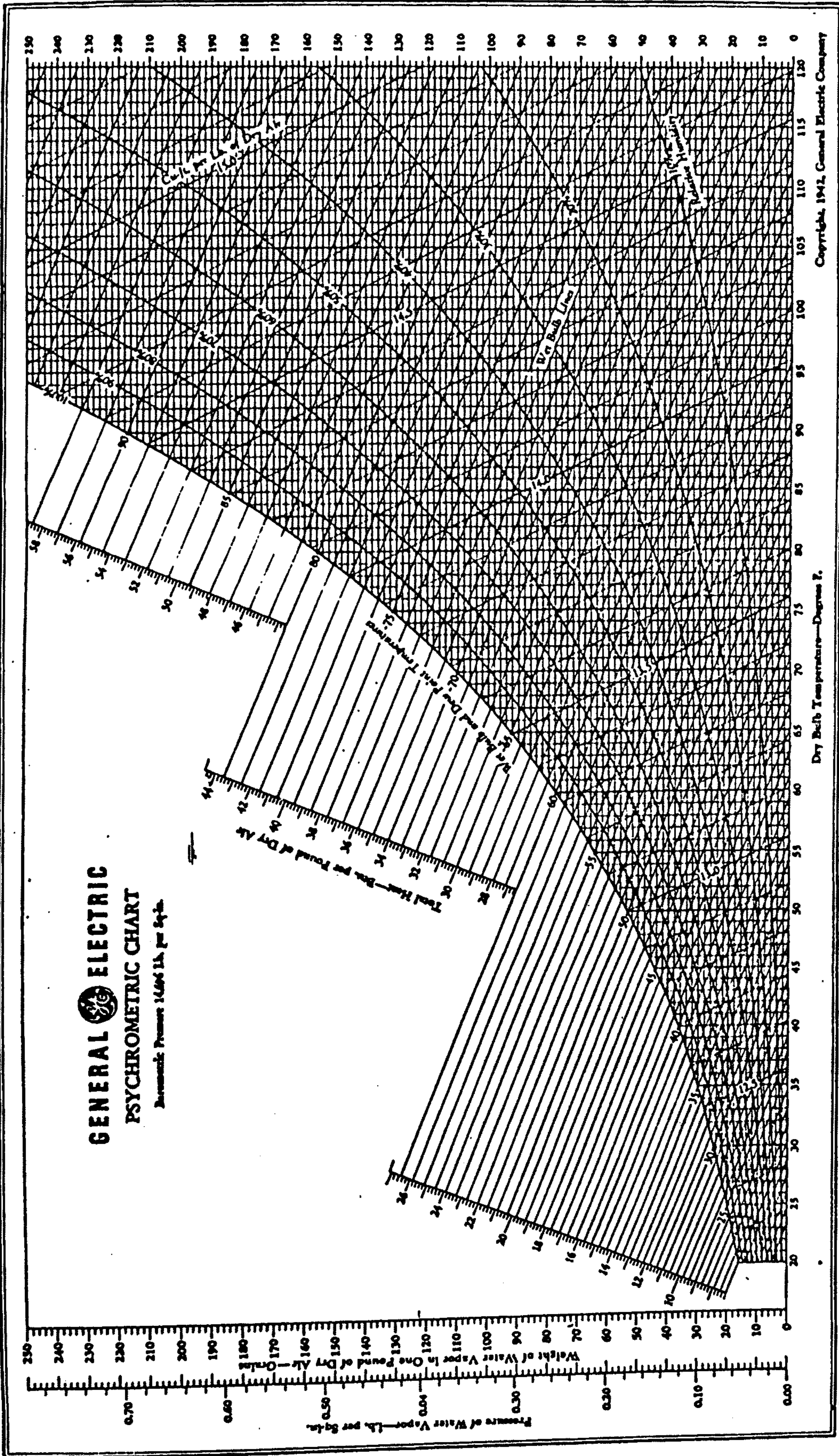


FIGURA 07
CARTA PSYCHROMETRICA

De ecuación (7) se tiene:

$$Q = 8.0 \times 29.7 \times 1.09 (28.8 - 0) = \underline{7,458.7} \text{ Kcal/24 hr}$$

c) Cámara de Vegetales

$$\text{Volumen } V = 23.8 \text{ m}^3$$

De Tabla 11, columna (a) interpolando se tiene

$$Nca = 19.3$$

Para el aire exterior a $t_e = 37.8^\circ\text{C}$ y Hr : 60%

$$\rho_a = 1.09 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad h_e = 28.8 \text{ Kcal/kg}$$

Para el aire interior a $t_i = 0^\circ\text{C}$ (32°F) y Hr : 90%

De carta psicrométrica se tiene:

$$h_i = 11.4 \text{ BTU/lb} \rightarrow 6.3 \text{ Kcal/kg}$$

De ecuación (7) se tiene:

$$Q = 23.8 \times 19.3 \times 1.09 (28.8 - 6.3) = \underline{11,265.3} \text{ Kcal/24 hr}$$

d) Cámara de Papas

$$V = 13.6 \text{ m}^3$$

De Tabla 11, columna (a), Nca = 26.9

Para aire exterior a $t_e = 37.8^\circ\text{C}$ y Hr = 60%

$$\rho_a = 1.09 \text{ kg/m}^3 \quad \text{y} \quad h_e = 28.8 \text{ Kcal/kg}$$

Para el aire interior a t_i : 4°C (39.2°F) y Hr recomendada de 90%: $h_i = 14.2 \text{ BTU/lb} \rightarrow 7.9 \text{ Kcal/kg}$

De ecuación (7) se tiene:

$$Q = 13.6 \times 26.9 \times 1.09 (28.8 - 7.9) = \underline{8,334.2} \text{ Kcal/24 hr}$$

e) Cámara de Lácteos

$$V = 13.7 \text{ m}^3$$

De Tabla 11 columna (a): $Nca = 26.8$

Para el aire exterior a t_e : 37.8°C y Hr : 60%

$$\rho_a = 1.09 \text{ kg/m}^3 \text{ y } h_e = 28.8 \text{ Kcal/kg}$$

Para el aire interior a $t_i = 4^\circ\text{C}$ y Hr recomendada de 80%, se tiene: $h_i = 13.7 \text{ BTU/lb} = 7.6 \text{ Kcal/kg}$

De ecuación (7) se tiene:

$$Q = 13.7 \times 26.8 \times 1.09 (28.8 - 7.6) = \underline{8,484.3} \text{ Kcal/24 hr}$$

3.3.4 Cálculo de la Carga de Calor Disipado por Motores Eléctricos

De Tabla 13, columna (1), asumiendo un intervalo de potencial de 1/8 á 1/2 HP, para ventilador y motor ubicado dentro de las cámaras se tiene:

a) Cámara de Carne

Motor de 1/2 HP:

$$Q = 1,071 \text{ Kcal/HP-hr} \times 0.5 \text{ HP} \times 24 \text{ hr} = \underline{12,852.0} \text{ Kcal/24 hr}$$

b) Cámara de Pescado

Motor de 1/8 HP:

$$Q = 1,071 \times 0.125 \times 24 = \dots\dots\dots \underline{3,213} \text{ Kcal/24 hr}$$

c) Cámara de Vegetales

Motor de 1/4 HP:

$$Q = 1,071 \times 0.25 \times 24 = \dots\dots\dots \underline{6,426} \text{ Kcal/24 hr}$$

d) Cámara de Papas

Motor de 1/8 HP:

$$Q = 1,071 \times 0.125 \times 24 = \dots\dots\dots \underline{3,213} \text{ Kcal/24 hr}$$

e) Cámara de Lácteos

Motor de 1/8 HP

$$Q = 1,071 \times 0.125 \times 24 = \dots\dots\dots \underline{3,213} \text{ Kcal/24 hr}$$

3.3.5 Cálculo de Carga de Calor Disipado por Ocupantes

a) Cámara de Carne

De Tabla 14 para una temperatura de -20°C , interpolando se tiene que el calor equivalente por persona por día es:

$$q = 337.7 \text{ Kcal/persona-hora}$$

Si dos ocupantes durante 1/2 hora por día

$$Q = 337 \times 2 \times 0.5 = \underline{337.7} \text{ Kcal/24 hr}$$

b) Cámara de Pescado

Por ser de condiciones similares a la cámara de carne se tiene:

$$Q = \underline{337.7} \text{ Kcal/24 hr}$$

c) Cámara de Vegetales

De Tabla 14, para una temperatura de 0°C interpolando se tiene:

$$q = 233.9 \text{ Kcal/persona-hora}$$

Si, dos ocupantes durante 1/2 hora por día:

$$Q = 233.9 \times 2 \times 0.5 = \underline{233.9} \text{ Kcal/24 hr}$$

d) Cámara de Papas

De Tabla 14 para una temperatura de 4°C se tiene

$$q = 211.7 \text{ Kcal/persona-hr}$$

Si, dos personas durante 1/2 hora por día:

$$Q = 211.7 \times 2 \times 0.5 = \underline{211.7} \text{ Kcal/24 hr}$$

e) Cámara de Lácteos

Por ser de condiciones similares a la cámara de papas se tiene:

$$Q = \underline{211.7} \text{ Kcal/24 hr}$$

3.3.6 Resumen del Cálculo de Cargas de Calor

El resumen de los resultados obtenidos se muestran en el Cuadro 11.

CUADRO 11

RESUMEN DE CALCULO DE CARGAS DE CALOR

CAMARA	K-cal/24hr							K-cal/hr
	INFILTRACION POR PAREDES Q ₁	CARGA DE PRODUCTO Q ₂	CAMBIOS DE AIRE Q ₃	MOTORES ELECTRICOS Q ₄	OCUPANTES Q ₅	SUB TOTAL	MAS 10% FACTOR DE SEGURIDAD	
CARNE		1 66,931.7						
		2 83,640.0						
		3 10,935.9						
		Σ 161,507.6	13,923.0	12,852.0	337.7	200,862.2	220,949.0	12,274.9
PESCADO		1 3,080.0						
		2 5,560.0						
		3 712.0						
		Σ 9,352.0	7,458.7	3,213.0	337.7	24,671.8	27,139.0	1,507.7
VEGETALES	6,496.8	60,207.0	11,265.3	6,426.0	233.9	84,629.0	93,091.9	5,171.8
PAPAS	5,234.4	21,075.0	8,334.2	3,213.0	211.7	38,065.3	41,875.1	2,326.4
LACTEOS	6,012.0	19,360.7	8,484.3	3,213.0	211.7	37,281.7	41,009.9	2,278.3
TOTALES	34,296.0	271,502.3	49,465.5	28,917.0	1,332.7	385,513.5	424,064.9	23,559.1
								TOTAL

- (1) ENFRIAMIENTO DESDE 37.8 °C HASTA TEMPERATURA DE CONGELAMIENTO
- (2) CONGELAMIENTO
- (3) SUB-ENFRIAMIENTO HASTA -20 °C

3.4 Cálculo del Sistema de Refrigeración

En este caso se ha adoptado un sistema de refrigeración de temperaturas (y presiones) múltiples utilizando evaporadores de ventilación forzada conectados en paralelo.

Asimismo, la planta de refrigeración será provista de dos unidades de condensación (compresor/condensador).

El diagrama del sistema y sus componentes se muestran en la Figura 08.

De acuerdo a lo mostrado en el diagrama el sistema estará compuesto de los siguientes equipos principales:

- Cinco (5) Evaporadores de ventilación forzada
- Dos (2) Unidades de condensación (compresor/condensador)
- Dos (2) Bombas de Enfriamiento por agua de mar

3.4.1 Cálculo de los Ciclos de Refrigeración

En principio se ha elaborado un cuadro de datos y resultados. (Ver Cuadro 12).

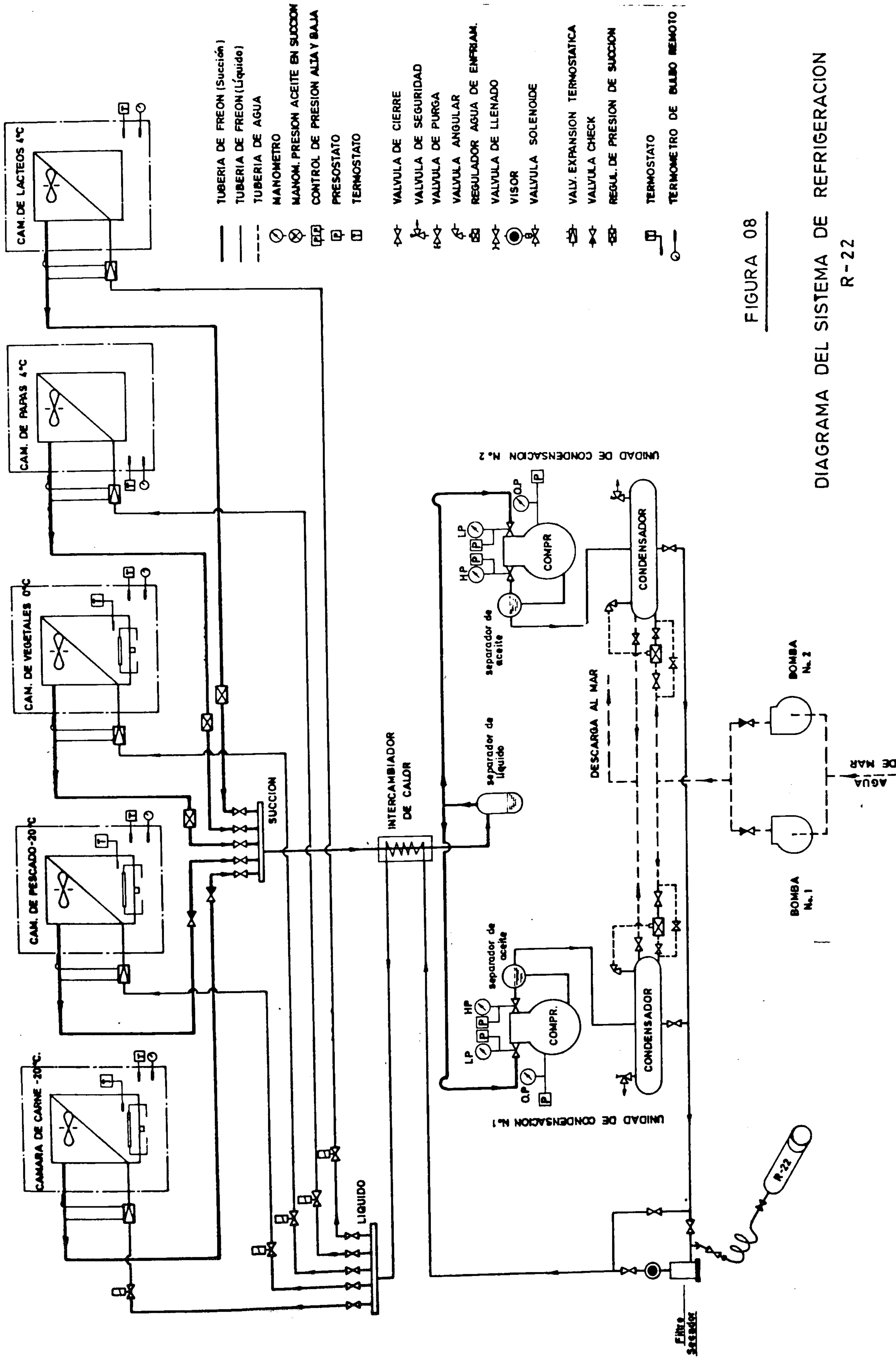


FIGURA 08

DIAGRAMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

R-22

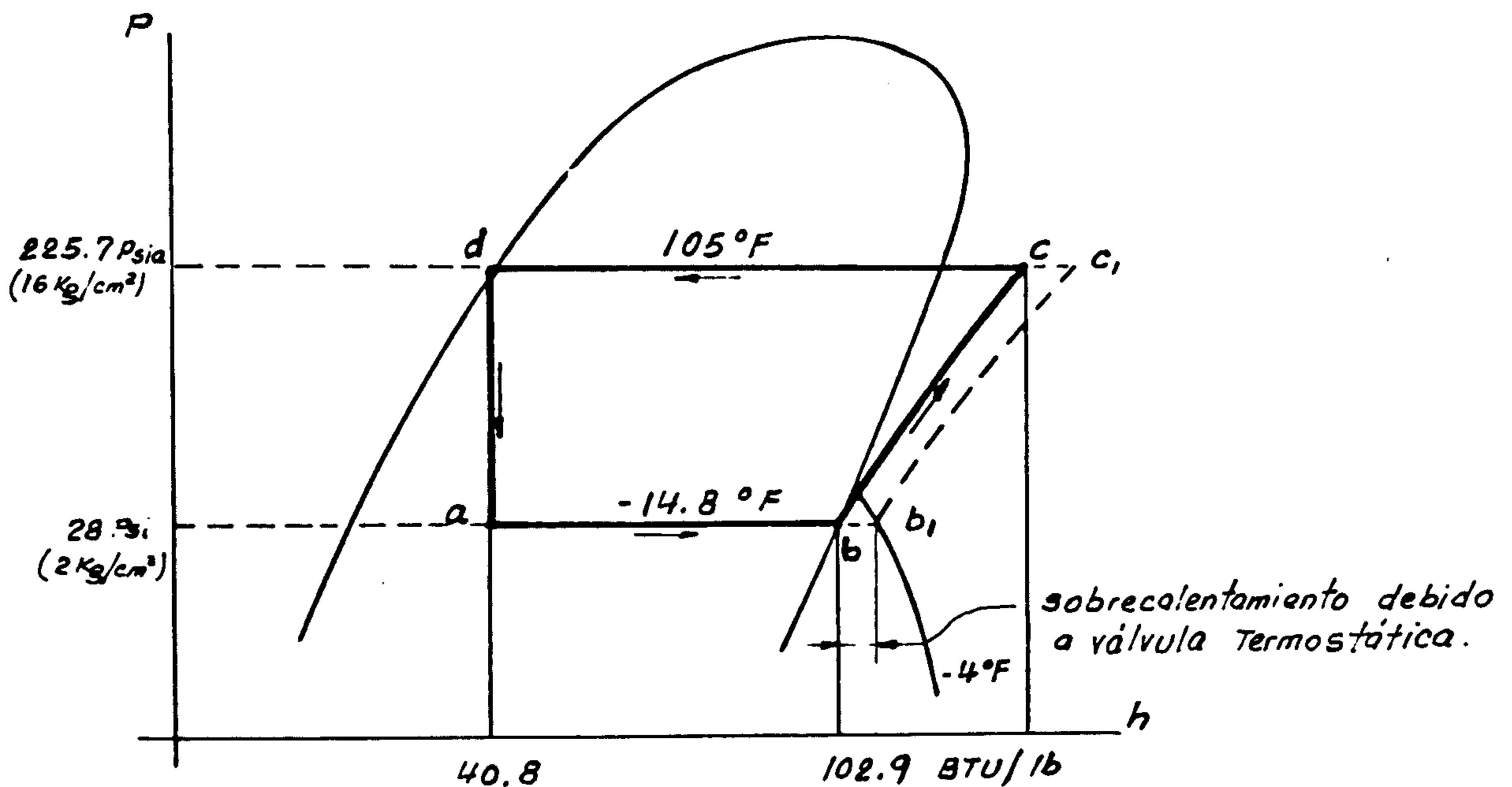
CUADRO 12

Cámara	Temp. de Cámaras (a)	Humedad Relativa (b)	T. D (c)	Temperatura de Evaporador		Carga Calculada		
				°C	°F	K cal/h	TON (d)	Ton (e)
Carne	-20°C	90%	5.6°C	-26	-14.8	12,274.9	3.68	4.06
Pescado	-20°C	90%	5.6°C	-26	-14.8	1,507.7	0.45	0.5
Vegetales	0°C	90%	5.6°C	-6	21.2	5,171.8	1.55	1.71
Papas	4°C	90%	5.6°C	-2	28.4	2,326.4	0.70	0.77
Lácteos	4°C	80%	8.0	-4	24.8	2,278.3	0.68	0.75
Carga Total						23,559.1	7.06	7.79

Referencia:

- a) De tabla 08
- b) De tabla 08
- c) De tabla 15 (en base a la humedad relativa (b))
- d) 1 TON (De refrigeración Métrica) = 55.6 K cal/min ... 3,333 K cal/h
- e) 1 TON (De refrigeración Inglesa) = 50.4 K cal/min.... 3,024 K cal/h

a) Cámara de Carne



- Temperatura de condensación asumida de diseño:

$$T'_c = 40^\circ\text{C} \quad (105^\circ\text{F})$$

- Temperatura de evaporación $T_e = -26^\circ\text{C} \quad (-14.8^\circ\text{F})$

De Tabla 16, Propiedades de líquido y vapor saturado para refrigerante R22, se obtienen las siguientes entalpías:

$$h_a = h_d = 40.8 \text{ BTU/lb} \quad h_b = 102.9 \text{ BTU/lb}$$

Convirtiendo al sistema métrico:

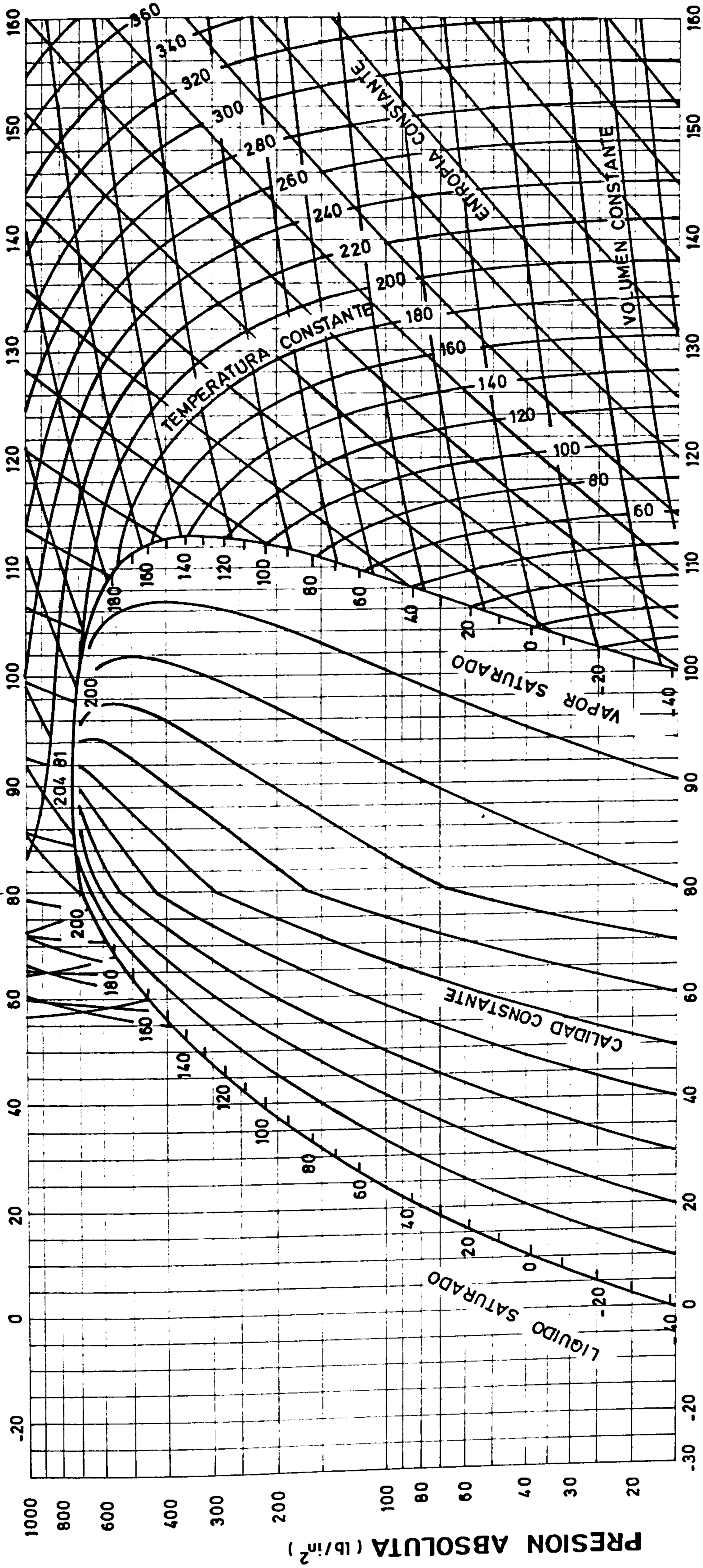
$$h_a = 22.7 \text{ Kcal/kg} \quad h_b = 57.2 \text{ Kcal/kg}$$

Considerando 10°F de sobrecalentamiento debido a la válvula de expansión termostática:

Del Diagrama Presión Entalpía (P-h) Ver Figura 09

$$h_{b_1} = 104.4 \text{ BTU/lb} \quad \longrightarrow \quad 58.0 \text{ Kcal/kg}$$

ESCALA CAMBIO ENTALPIA (BTU/lb por encima del líquido saturado a -40 °F)



REFRIGERANTE - 22
DIAGRAMA PRESION ENTALPIA

TEMPERATURA EN °Fahrenheit
 VOLUMEN EN cu ft/lb
 ENTROPIA EN BTU/lb °R
 CALIDAD EN Wt %.

FIGURA 09

REF.: ASHRAE Fundamental Handbook 1981
 Capítulo 17 - Pag. 17-16

Calor absorbido por el evaporador por kg de refrigerante en circulación:

Efecto Refrigerante:

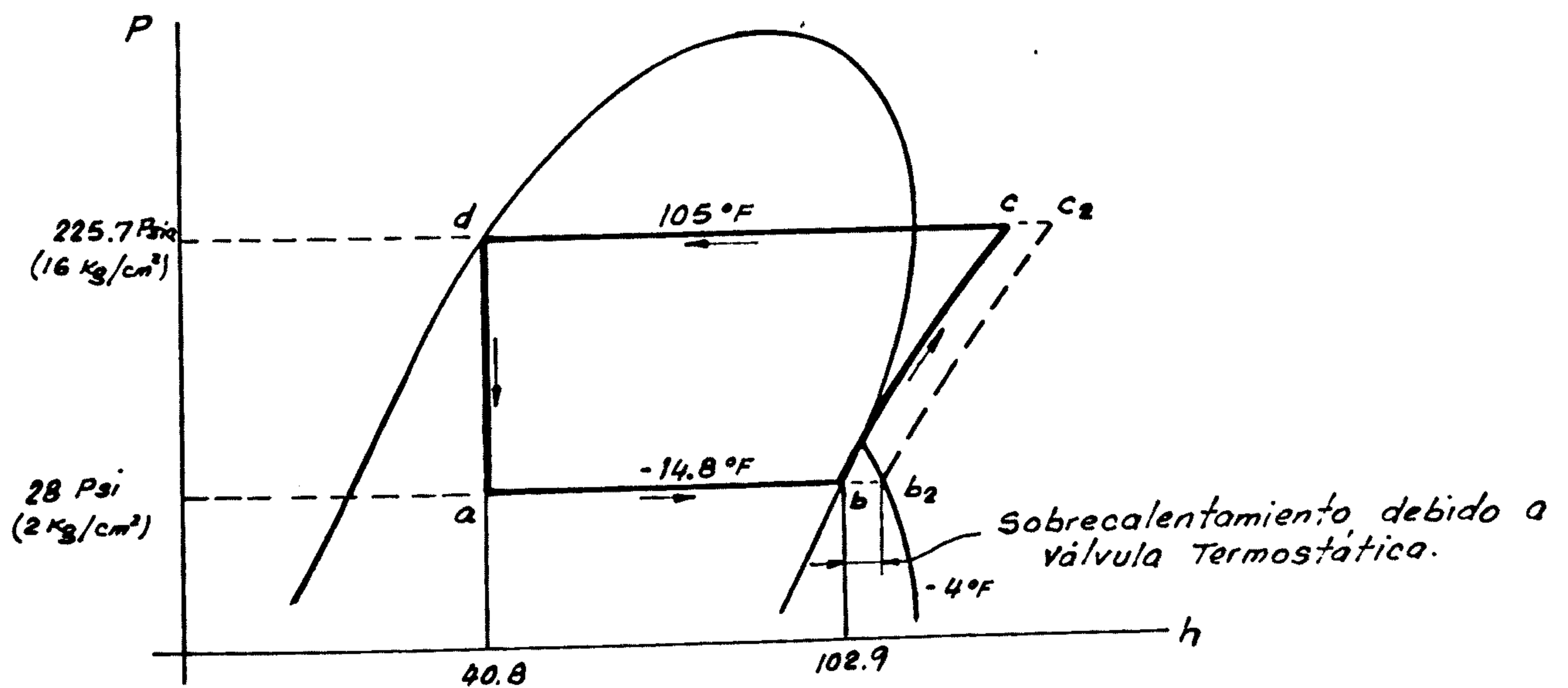
$$q = h_b - h_a = 57.2 - 22.7 = 34.5 \text{ Kcal/kg}$$

Flujo Específico de Refrigerante:

$$m_1 = \frac{55.56}{q} = \frac{\text{Kcal/min-Ton}}{\text{Kcal/kg}} = 55.56/34.5$$

$$m_1 = 1.61 \text{ kg/min-Ton}$$

b) Cámara de Pescado



- Temperatura de condensación asumida de diseño:

$$T_c = 40^\circ\text{C} (105^\circ\text{F})$$

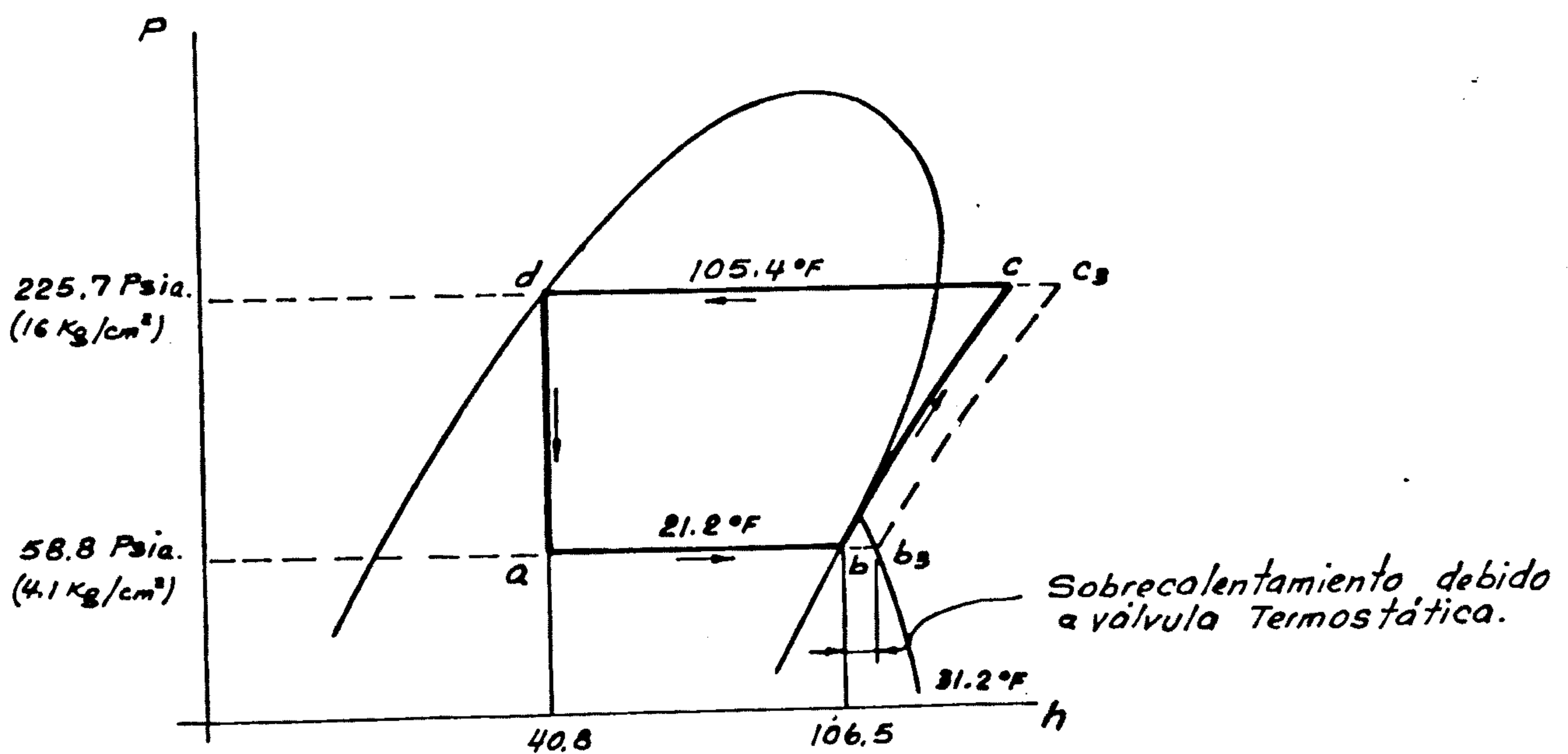
- Temperatura de evaporación: $T_e = -26^\circ\text{C} (-14.8^\circ\text{F})$

Siendo de iguales características que la cámara de carne se tiene:

Flujo Específico de Refrigerante:

$$m_2 = 1.61 \text{ kg/min}\cdot\text{Ton}$$

c) Cámara de Vegetales



- Temperatura de condensación asumida de diseño:

$$T_c = 40^\circ\text{C} (105^\circ\text{F})$$

- Temperatura de evaporación:

$$T_e = -6^\circ\text{C} (21.2^\circ\text{F})$$

De Tabla 16, se obtiene:

$$h_a = h_d = 40.8 \text{ BTU/lb}$$

$$22.7 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_b = 106.5 \text{ BTU/lb}$$

$$59.2 \text{ Kcal/kg}$$

Considerando 10°F de sobrecalentamiento debido a la válvula de expansión termostática.

Del Diagrama P-h (Figura 09)

$$h_{b_3} = 108.2 \text{ BTU/lb} \quad \longrightarrow \quad 60.2 \text{ Kcal/kg}$$

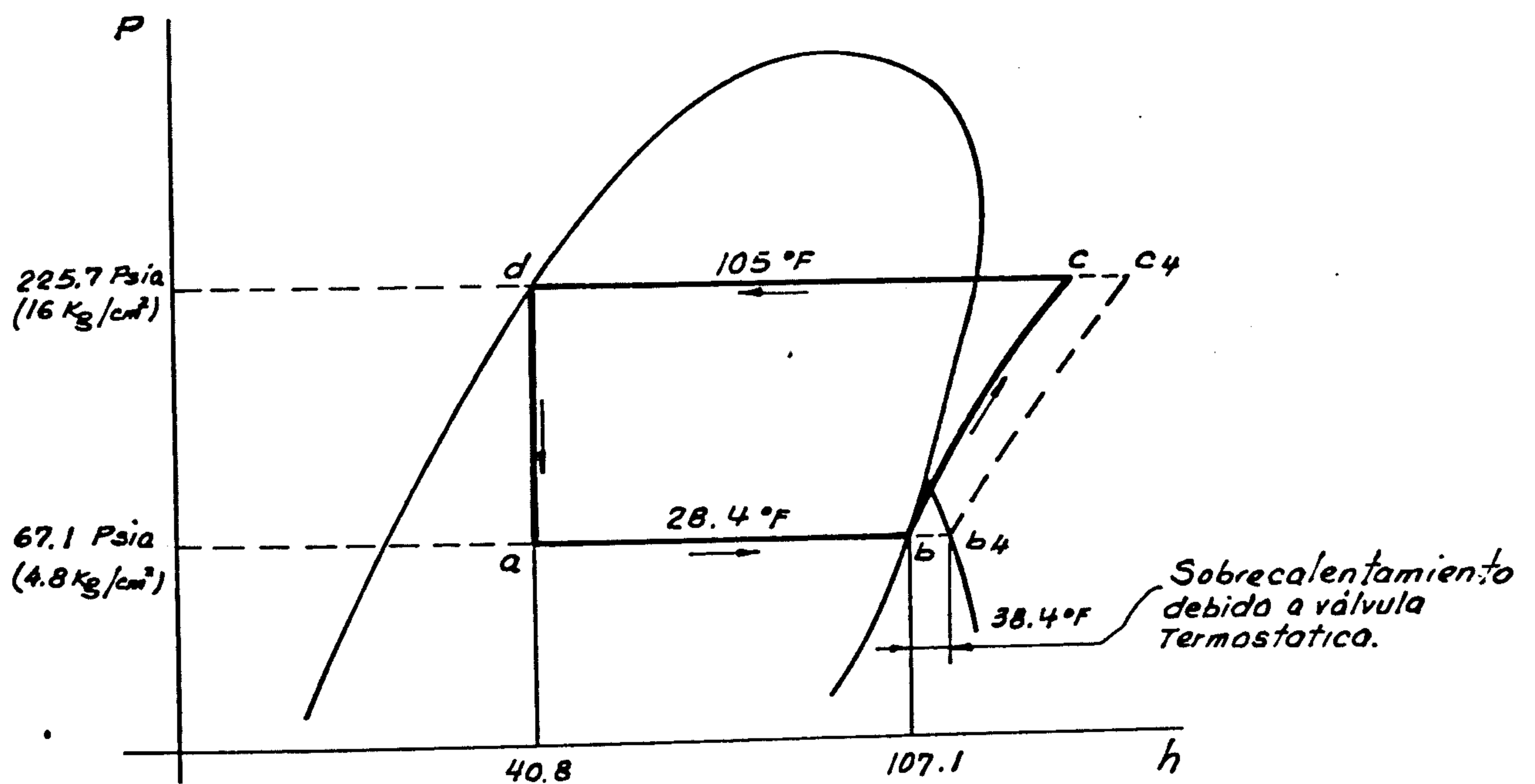
Efecto Refrigerante:

$$q = h_b - h_a = 59.2 - 22.7 = 36.5 \text{ Kcal/kg}$$

Flujo Específico de Refrigerante:

$$m_3 = 55.56/36.5 = \text{-----} 1.52 \text{ kg/min-Ton}$$

d) Cámara de Papas



- Temperatura de condensación asumida de diseño:

$$T_c = 40^\circ\text{C} (105^\circ\text{F})$$

- Temperatura de evaporación $T_e = -2^\circ\text{C} (28.4^\circ\text{F})$

De Tabla 16, se obtiene:

$$h_a = h_d = 40.85 \text{ BTU/lb} \quad \longrightarrow \quad 22.7 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_b = 107.1 \text{ BTU/lb} \quad \longrightarrow \quad 59.6 \text{ Kcal/kg}$$

Considerando 10°F de sobrecalentamiento debido a la válvula de expansión termostática.

Del diagrama P-h (Figura 09):

$$h_{b_4} = 108.8 \text{ BTU/lb} \quad \longrightarrow \quad 60.5 \text{ Kcal/kg}$$

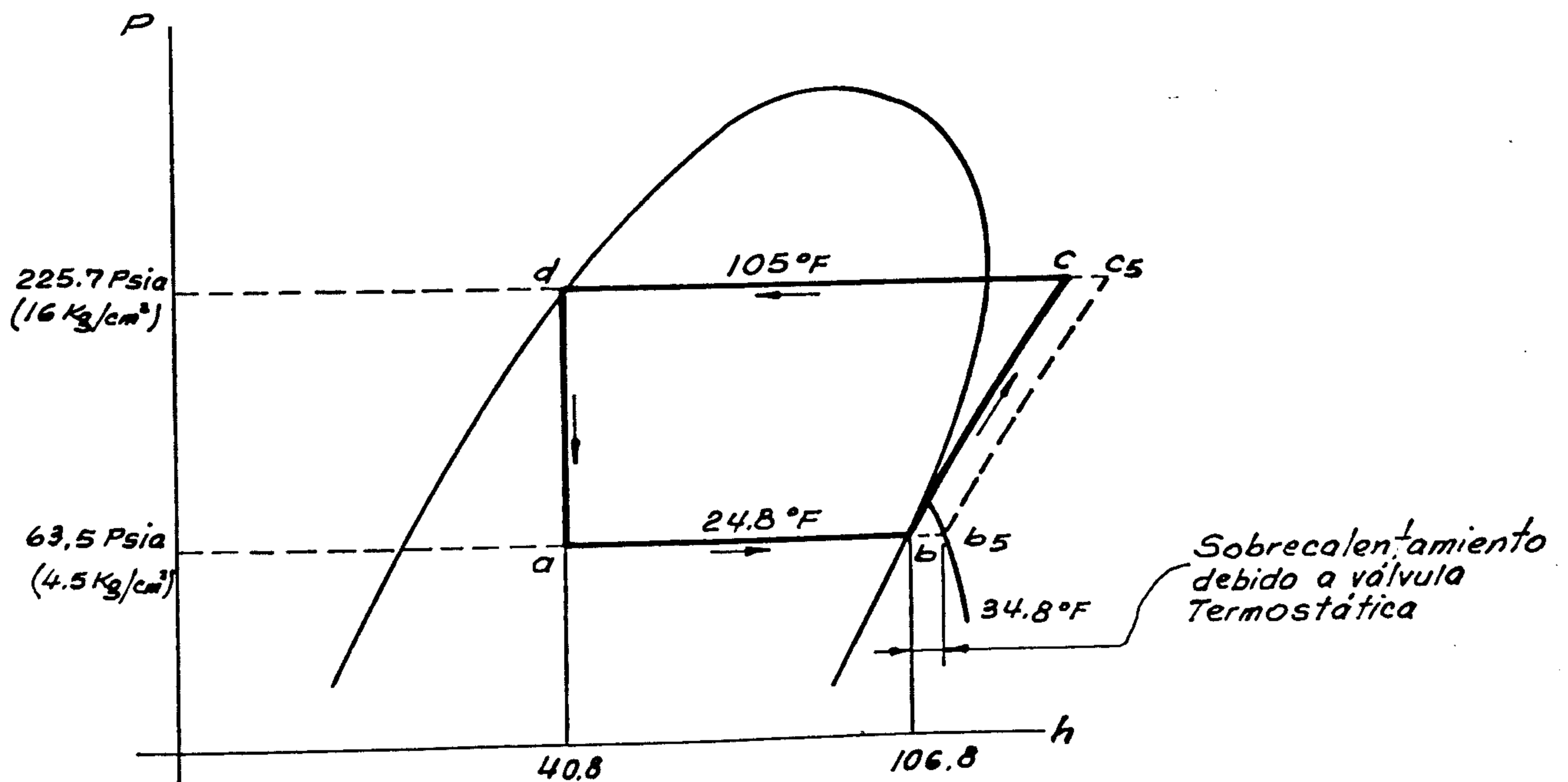
Efecto Refrigerante:

$$q = h_b - h_a = 59.6 - 22.7 = \dots\dots\dots 36.9 \text{ Kcal/kg}$$

Flujo Específico de Refrigerante

$$m_4 = 55.56 / 36.9 = \dots\dots\dots 1.51 \text{ kg/min-Ton}$$

e) Cámara de Lácteos



- Temperatura de condensación asumida de diseño:

$$T_c = 40^\circ\text{C} \text{ (} 105^\circ\text{F)}$$

- Temperatura de evaporación: $T_e = -4^\circ\text{C}$ (24.8°F)

De Tabla 16, se obtiene:

$$h_a = h_d = 40.8 \text{ BTU/lb} \quad \longrightarrow \quad 22.7 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_b = 106.8 \text{ BTU/lb} \quad \longrightarrow \quad 59.4 \text{ Kcal/kg}$$

Considerando 10°F de sobrecalentamiento debido a la válvula de expansión termostática.

Del diagrama P-h (Figura 09):

$$h_{b_5} = 108.5 \text{ BTU/lb} \quad \longrightarrow \quad 60.3 \text{ Kcal/kg}$$

Efecto Refrigerante:

$$q = h_b - h_a = 59.4 - 22.7 = 36.7 \text{ Kcal/kg}$$

$$m_5 = 55.56/36.7 = 1.51 \text{ kg/min-Ton}$$

3.4.2 Cálculo del Ciclo Equivalente

Con el fin de determinar una entalpía promedio en el punto de entrada al compresor es necesario efectuar un balance de flujos.

Aplicando la siguiente expresión:

$$\sum(m' \cdot h_{b_n}) = \sum m' \times h_b \text{ promedio}$$

$$m_1' \times h_{b_1} + m_2' \times h_{b_2} + m_3' \times h_{b_3} + m_4' \times h_{b_4} + m_5' \times h_{b_5} =$$

$$(m_1' + m_2' + m_3' + m_4' + m_5') h_b \text{ prom.}$$

$$h_b \text{ prom} = \frac{\sum(m' \times h_{b_n})}{\sum m'}$$

(8)

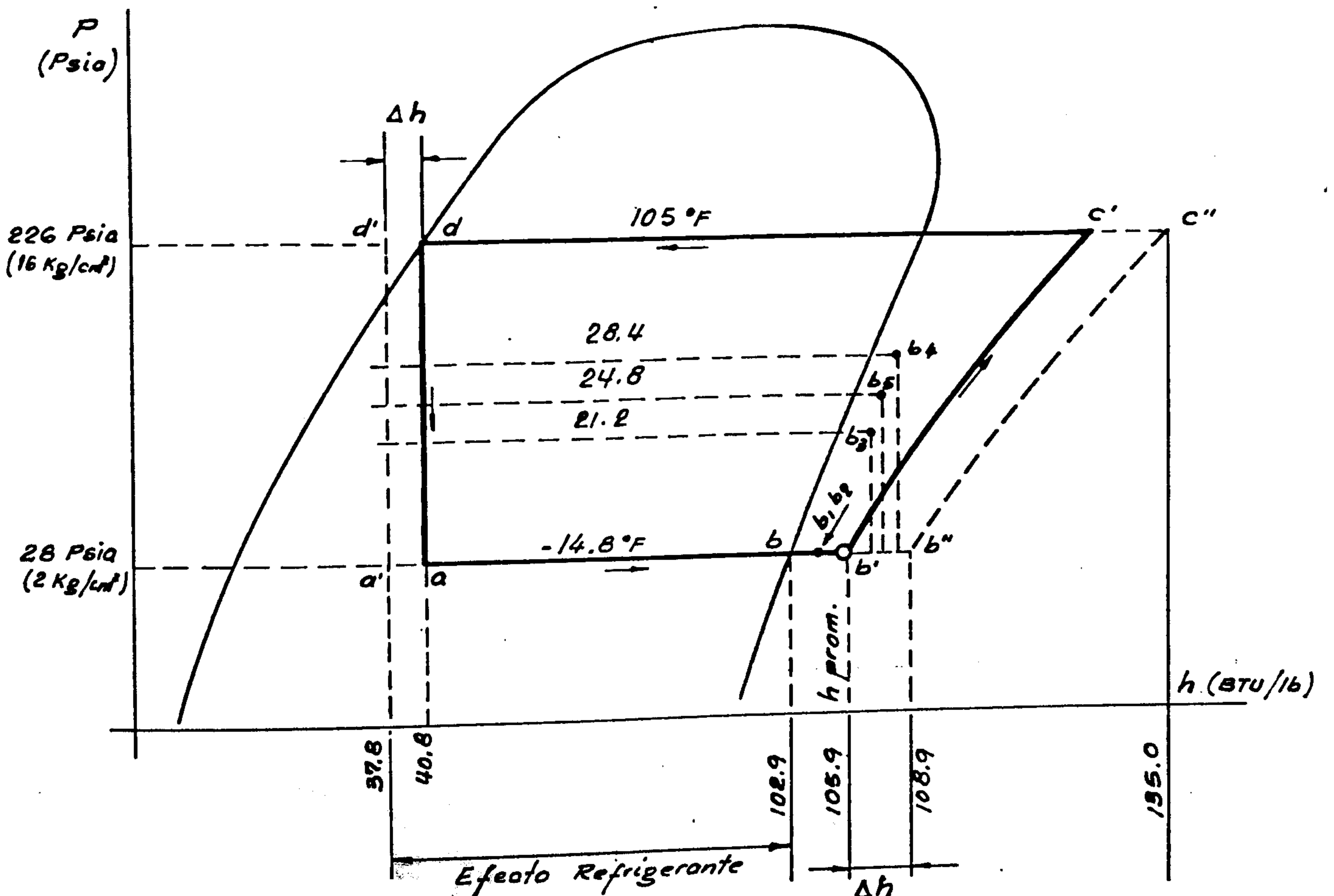
Con el fin de resolver la ecuación (8) se ha elaborado un cuadro de datos y resultados, ver Cuadro 13, en la página siguiente:

De acuerdo a los resultados del Cuadro 13 se tiene:

$$hb \text{ prom} = \frac{\sum(m' \times hb_n)}{\sum m'} = \frac{653.5}{11.09}$$

$$hb \text{ prom} = 58.9 \text{ Kcal/Kg} \quad \underline{105.9 \text{ BTU/lb}}$$

Con este valor de entalpía que corresponde a la entalpía promedio (Punto b') en la entrada al compresor se procede a trazar el ciclo equivalente a, b', c', d sobre el diagrama Presión - Entalpía (ver Fig. 09).



CUADRO 13

Camara	m Kg/min-Ton	TON	m' Kg./min.	$h.b_n$ Kcal / Kg	$m' \times h.b_n$ Kcal /min.
Carne	$m_1 = 1.61$	3.68	5.92	58.0	343.4
Pescado	$m_2 = 1.61$	0.45	0.72	58.0	41.8
Vegetales	$m_3 = 1.52$	1.55	2.36	60.2	142.1
Papas	$m_4 = 1.51$	0.70	1.06	60.5	64.1
Lacteos	$m_5 = 1.51$	0.68	1.03	60.3	62.1
Total Σ			11.09		653.5

Por otra parte, considerando la utilización de un intercambiador de calor entre las líneas de succión y líquido y un sub-enfriamiento de 10°F;

Temperatura en el punto d' : 95°F

Del Diagrama de Presión-Entalpía interpolando se tiene:

Entalpía a 100°F $h = 39 \text{ BTU/lb}$

Entalpía a 80°F $h = \underline{33 \text{ BTU/lb}}$

Diferencia Δt 20°F $\Delta h = 6 \text{ BTU/lb}$

Por lo tanto para Δt : 10°F $\Delta h = 3.0 \text{ BTU/lb}$

Llevando esta diferencia al diagrama P-h se obtiene el punto d' en la zona de sub-enfriamiento

$$h_{d'} = h'_a = 40.8 - 3.0 = 37.8 \text{ BTU/lb}$$

Con respecto al sobrecalentamiento ocurrido en el intercambiador se tiene:

$$\Delta h \text{ sobrecalentamiento} = \Delta h \text{ subenfriamiento} : 3.0 \text{ BTU/lb}$$

Llevando esta diferencia al diagrama P-h se obtiene el punto b'' sobre la línea de mínima presión:

$$h_{b''} = 105.9 + 3.0 = 108.9 \text{ BTU/lb} \longrightarrow 60.5 \text{ Kcal/kg}$$

Si a partir de b'' se traza la curva de compresión isentrópica se determina la entalpía en el punto C'' correspondiente a la descarga del compresor, en el cual se tiene la siguiente entalpía:

$$h_{C''} = 135.0 \text{ BTU/lb} \longrightarrow 75.1 \text{ Kcal/kg}$$

3.4.3. Cálculos Relativos a las Unidades de Condensación (Compresor-Condensador)

En este caso se considera una carga total de calor de 23,559.1 Kcal/hr (Ver Cuadro 11).

La carga total será absorbida por dos unidades de condensación trabajando simultáneamente. Cada unidad tendrá el 50% de la capacidad total requerida.

Del análisis del Cuadro 11, se tiene que el funcionamiento simultáneo de las dos unidades de condensación solo será necesario para extraer el calor del producto y llevarlo a las condiciones y temperaturas de almacenamiento. Una vez que el calor del producto ha sido extraído, solo será necesario mantener dichas condiciones, lo cual puede efectuarse con una sola unidad funcionando, permaneciendo la otra (en stand by) de reserva.

Teniendo en cuenta el ciclo promedio equivalente previamente calculado se tiene:

$$h_{a'} = h_{d'} = 37.8 \text{ BTU/lb} \qquad 21.0 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_b = 102.9 \text{ BTU/lb} \qquad 57.2 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_{c''} = 135 \text{ BTU/lb} \qquad 75.1 \text{ Kcal/kg}$$

a) Calor absorbido por los Evaporadores: Efecto Refrigerante

Calor absorbido por kg de refrigerante circulando:

$$q_1 = h_b - h_{a'} = 57.2 - 21.0 = 36.2 \text{ Kcal/kg}$$

Flujo Específico de Refrigerante:

$$m = 55.56/36.2 = 1.53 \text{ kg/min-Ton}$$

Si carga Total de Refrigeración, según Cuadro 11

$$Q_1 = 23,559.1 \text{ Kcal/hr}$$

$$0 \text{ sea Ton de Refrigeración } \frac{23,559.1}{3,333.33} = 7.06 \text{ Ton}$$

Flujo Total de Refrigerante:

$$m_t = m \times \text{Ton} = 1.53 \times 7.06 = \underline{10.8} \text{ kg/min}$$

b) Calor Desarrollado por Compresores

Calor desarrollado por kg de refrigerante circulando

$$q_2 = h_c'' - h_b'' = 75.1 - 60.5 = 14.6 \text{ Kcal/kg}$$

Calor Total de Compresión:

$$Q_2 = q_2 \times m_t \times 60$$

$$Q_2 = 14.6 \times 10.8 \times 60 = \underline{9,460.8} \text{ Kcal/h}$$

c) Calor Entregado a Condensadores

Calor entregado por kg de refrigerante circulando

$$q_3 = h_c'' - h_d' = 75.1 - 21.0 = 54.1 \text{ Kcal/kg}$$

Calor Total entregado a condensadores

$$Q_3 = q_3 \times m_t \times 60$$

$$Q_3 = 54.1 \times 10.8 \times 60 = \underline{35,056.8} \text{ Kcal/kg}$$

d) Cálculo de la Potencia del Compresor

La potencia teórica del compresor está dada por la siguiente expresión:

$$\text{HP teóricico} = \frac{m (hc'' - hb'')}{10.68} \quad (9)$$

Donde: m = flujo en kg/min

hc'' y hb'' : entalpías en Kcal/kg

Como en este caso se consideran dos unidades compresoras cada una de los cuales con capacidad del 50% del total se tiene:

Flujo de refrigerante por cada compresor:

$$m = 10.8 \times 0.5 \quad \longrightarrow \quad 5.4 \text{ kg/min}$$

$$\text{Por lo tanto: HP} = \frac{5.4 (75.1 - 60.5)}{10.68} = 7.38 \text{ HP}$$

Potencia Real requerida por el compresor:

Considerando una eficiencia del compresor de $E = 0.75$

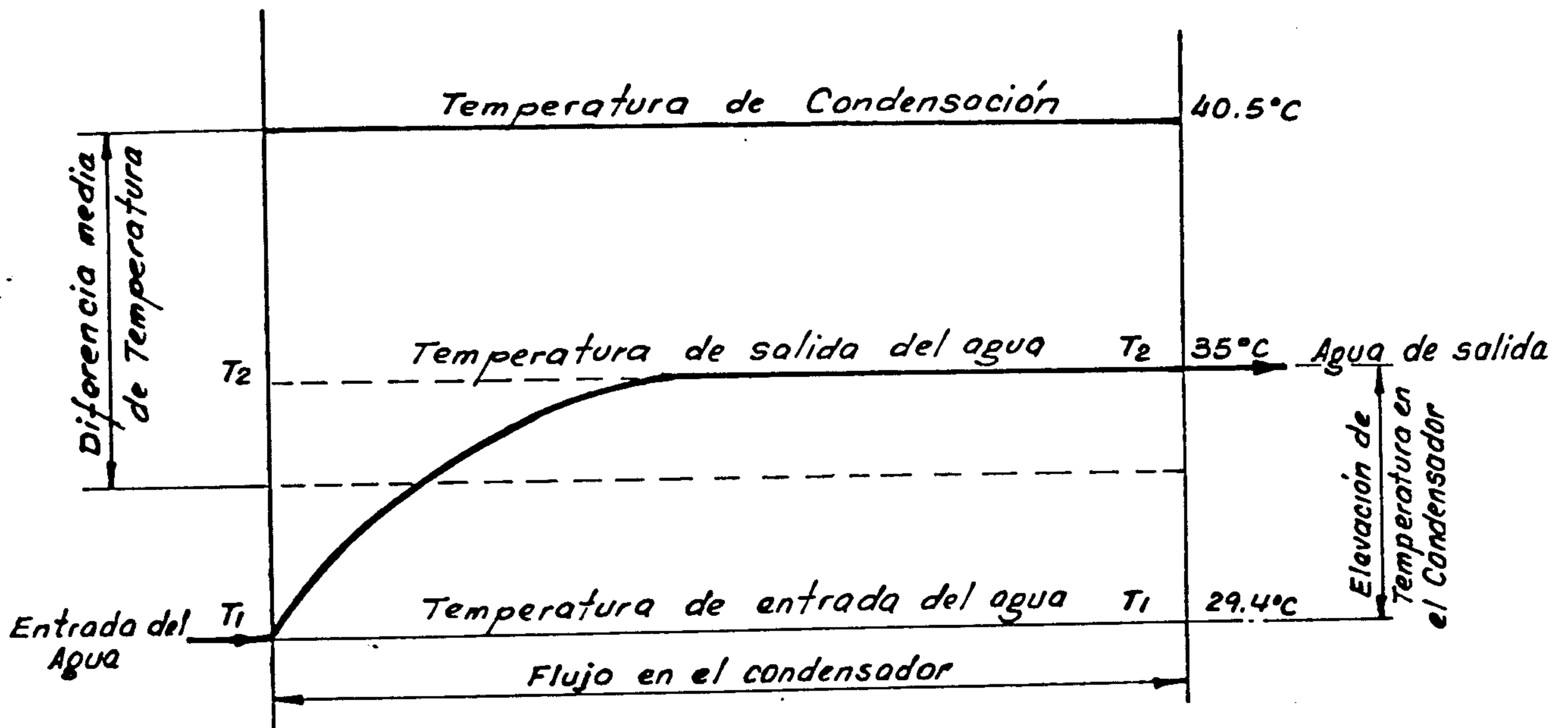
$$\text{HP real} = \text{HP teórica}/E = 7.38/0.75 = \underline{9.84 \text{ HP}}$$

e) Coeficiente de Operación

$$\text{C.O.} = q_1/q_2 = \frac{hb - ha'}{hc'' - hb''} = \frac{\text{Efecto Refrigerante}}{\text{Calor de Compresión}} \quad (10)$$

$$\text{C.O.} = 36.2/14.6 = 2.48$$

f) Cálculo de la cantidad de Agua Requerida por el Condensador



- Temperaturas de condensación standard de diseño:

105°F 40.5°C

100°F 37.8°C

En el presente caso se adopta: 40.5°C

- Temperatura de entrada de agua de mar: 29.4°C
(según ASHRAE 1982 Application Handbook, Capítulo 45)

Asumiendo un salto de temperatura de 10°F $\Delta t = 5.5^{\circ}\text{C}$ entre la temperatura de entrada y salida del agua.

- Temperatura de salida del agua de mar:

$$t_s = 29.4 + 5.5 = 34.9 \quad \rightarrow \quad 35^{\circ}\text{C}$$

El caudal de agua requerida por el condensador, está dado

por la siguiente ecuación:

$$C_a = \frac{Q_c}{3600 \times \Delta t} \quad (\text{l.p.s}) \quad (11)$$

Donde: Q_c : calor entregado por el condensador en Kcal/hr

Δt : elevación de temperatura del agua experimentada en el condensador en °C

En este caso cada condensador deberá ceder una carga del 50% del total anteriormente calculado, es decir:

$$Q_c = 35,056.8 \times 0.5 = 17,528.4 \text{ Kcal/hr}$$

Por lo tanto, aplicando la ecuación (11) se tiene:

$$C_a = \frac{17,528.4}{3,600 \times 5.5} = 0.885 \text{ l.p.s} = \underline{3.2 \text{ m}^3/\text{hr}}$$

Por otra parte, considerando que la cantidad de agua recomendada por la práctica es de 2.5 á 3 galones por minuto por Ton (según Principios de Refrigeración, de Roy J. Dossat, 2a Edición, Pág. 326), se tiene:

$$C_a = \frac{3 \times 3.53 \text{ Ton} \times 3.78 \text{ lt/gal}}{60} = 0.67 \text{ l.p.s} = \underline{2.4 \text{ m}^3/\text{hr}}$$

3.5 Cálculo de las Tuberías de Refrigerante 22

3.5.1 Cálculo de los Diámetros de Tuberías de Succión

Teniendo en cuenta las Figuras 10 y 11 y considerando el circuito correspondiente al evaporador más distante de la unidad de condensación, es decir el circuito a-1-f-g-h.

Del ASHRAE Fundamental Handbook - Capítulo 34, Pág. 34.20, se tiene que en líneas de succión:

Caída de temperatura máxima admisible: $\Delta T = 2^\circ\text{F}$

Asumiendo que las caídas de temperatura (o presión) sean proporcionales a las longitudes de cada tramo se tiene:

Tramo a-1	11.9 m
Tramo f-g	10.9 m
Tramo g-h	<u>1.1 m</u>
	23.9 m
Tramo a-1	$2^\circ\text{F} \times \frac{11.9}{23.9} = 0.99 \rightarrow 1.0^\circ\text{F}$
Tramo f-g	$2^\circ\text{F} \times \frac{10.9}{23.9} = 0.91 \rightarrow 0.9^\circ\text{F}$
Tramo g-h	$2^\circ\text{F} \times \frac{1.1}{23.9} = 0.09 \rightarrow \frac{0.1^\circ\text{F}}{2.0^\circ\text{F}}$

a) Cálculo del Tramo a-1

Si, capacidad requerida: 0.77 TON de refrigeración

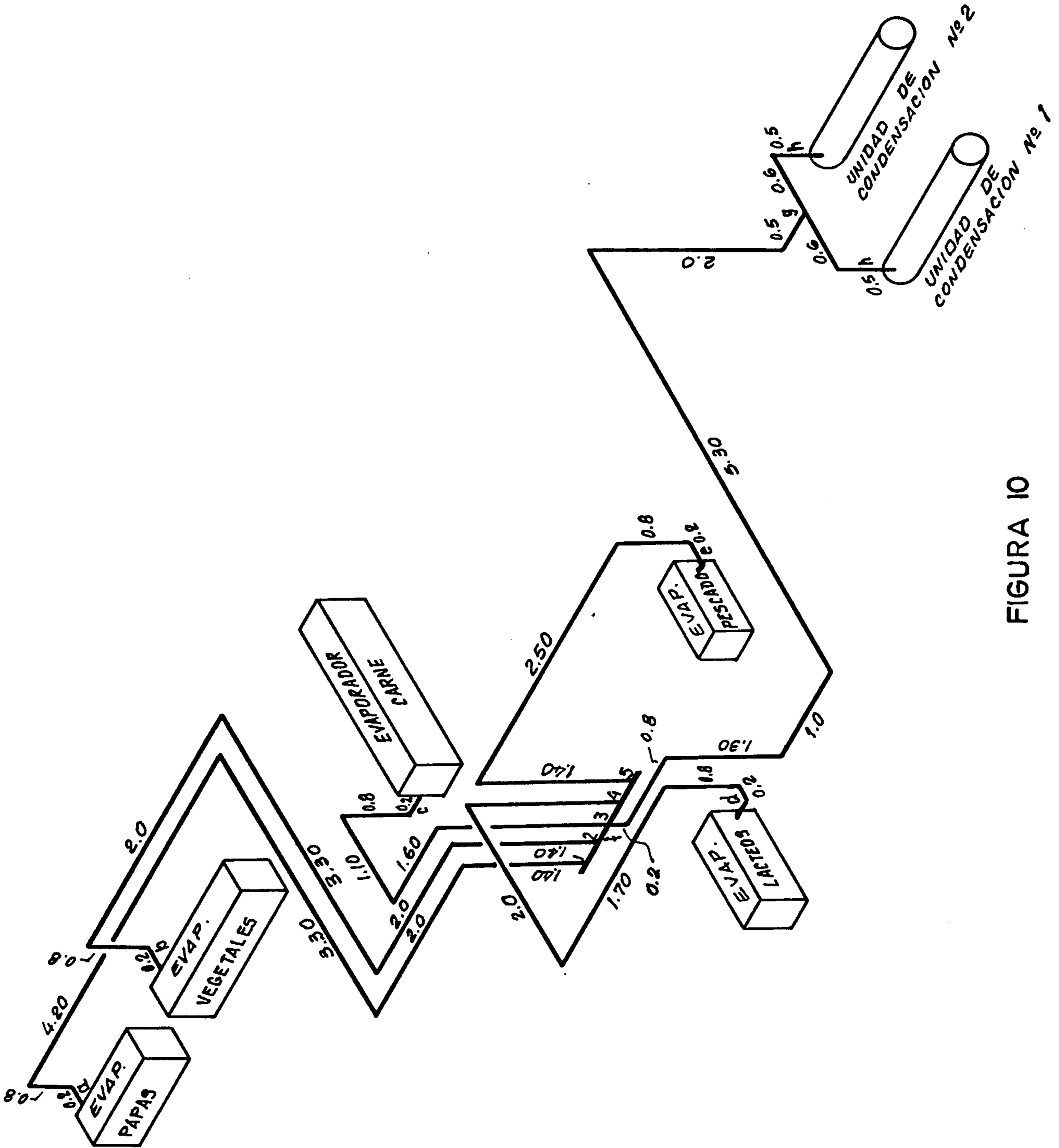
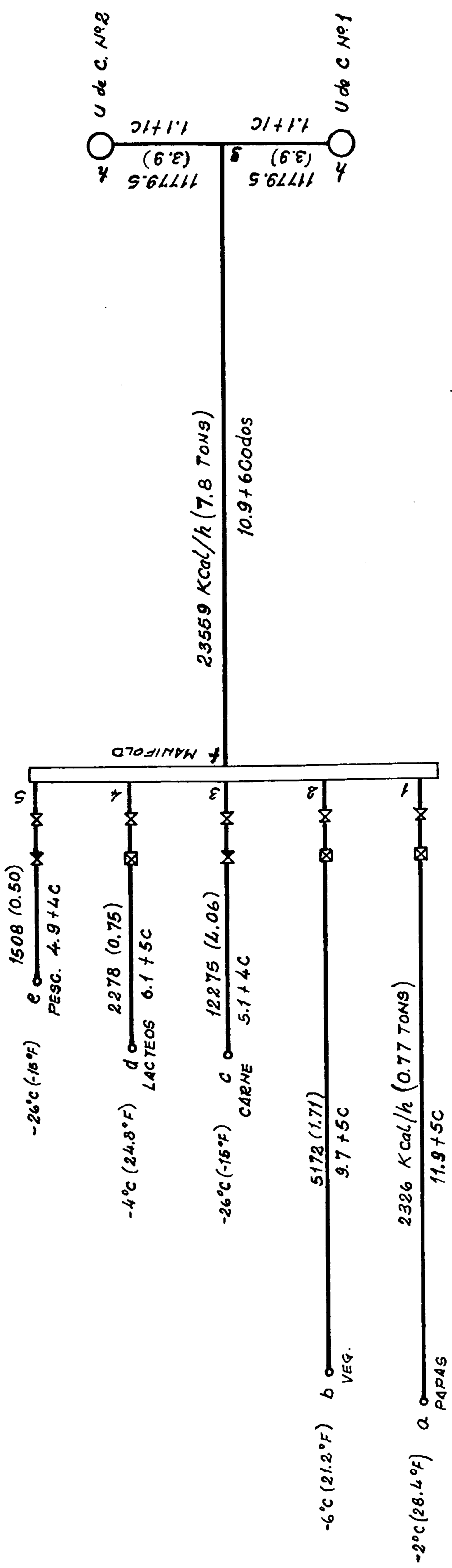


FIGURA 10
DISPOSICION ISOMETRICA DE TUBERIA DE SUCCION



TRAMO	CARGA	
	KCal/h	Ton (Ing.)
1-a	2326	0.70
2-b	5172	1.55
3-c	12275	3.68
4-d	2278	0.68
5-e	1508	0.45
f-g	23559	7.06
h-g	11779.5	3.53

1 Ton. (REF METRICA) = 55.56 Kcal/min
 = 3333.33 Kcal/h
 1 Ton. (REF INGLESA) = 12,000 BTU/h
 = 3,024 Kcal/h

FIGURA II
ESQUEMA SIMPLIFICADO DE TUBERIAS DE SUCCION

Temperatura de succión: 28.4°F

De Tabla 17:

Considerando, tubería de 5/8" DE, para $T_s = 28.4^\circ\text{F}$, por interpolación entre 20 y 40°F, se tiene:

capacidad de tubería: 0.86 TON

Longitud de Tubería Equivalente:

Tramo Recto: 11.9 m	39.0 pies
5 codos: 5 x 1.6 pies (De Tabla 18)	8.0
1 válvula globo (De Tabla 19)	18.0
Entrada al manifold (De Tabla 20)	<u>1.8</u>
Long. Equivalente	66.8 pies

Según nota (2) de Tabla 17, se tiene la siguiente ecuación:

$$\Delta T = T \text{ de Tabla} \times \frac{\text{Le actual}}{\text{Le de Tabla}} \times \left(\frac{\text{Ton Actual}}{\text{Ton de Tabla}} \right)^{1.8}$$

$$\Delta T = 2^\circ\text{F} \times \frac{66.8}{100} \times \left(\frac{0.77}{0.86} \right)^{1.8} = 1.09^\circ\text{F}$$

En este caso $1.09^\circ\text{F} \approx 1.0^\circ\text{F}$, lo cual es conforme. Por lo tanto, Diámetro del Tramo a-1: 5/8" DE.

b) Cálculo del Tramo f-g

Capacidad requerida: 7.8 TON

Temperatura de succión: -15°F

De Tabla 17:

Considerando tubería de 2 1/8" DE, para $T_s = -15^\circ\text{F}$ por interpolación entre 0 y -20°F se tiene:

Capacidad de tubería: 11.4 Ton

Longitud de tubería Equivalente

Tramo recto: 10.9 m	35.7 pies
6 codos : 6 x 5.0 pies	30.0
1 Tee	10.0
Salida del manifold	<u>4.4</u>
Long. Equivalente	80.1 pies

$$\Delta T = 2 \times \frac{80.1}{100} \left(\frac{7.8}{11.4} \right)^{1.8} = 0.8^\circ\text{F}$$

En este caso $0.8 < 0.9$, lo cual es conforme

Por lo tanto, diámetro del Tramo f-g: 2 1/8" DE

c) Cálculo del Tramo h-g

Capacidad requerida 3.9 Ton

Temperatura de succión -15°F

De Tabla 17:

Considerando tubería de 1 5/8", para $T_s: -15^\circ\text{F}$ por interpolación entre 0 y -20°F se tiene:

Capacidad de tubería: 5.47 Ton

Longitud de Tubería Equivalente;

Tramo recto	1,1 m	3.6 pies
1 codo		<u>3.3</u>
	Long. Equivalente	6.9 pies

$$\Delta T = 2 \times \frac{6.9}{100} \left(\frac{3.9}{5.47} \right)^{1.8} = 0.07^\circ F$$

En este caso $0.07^\circ F < 0.1$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro del Tramo h-g: 1 5/8" DE

d) Cálculo del Tramo b-2

Considerando una caída de temperatura máxima de $1^\circ F$. (Similarmente al tramo a-1).

Capacidad requerida:	1.71 Ton
Temperatura de succión:	$21.2^\circ F$

De Tabla 17:

Considerando tubería 7/8" DE, para T_s : $21.2^\circ F$ por interpolación entre 20 y $40^\circ F$ se tiene:

Capacidad de tubería:	2.05 Ton
-----------------------	----------

Longitud de tubería equivalente:

Tramo Recto	9.7 m	31.8 pies
5 codos	5 x 2.0 pies	10.0
1 válvula globo		22.0
Entrada al manifold		<u>2.8</u>
	Long. Equivalente	66.6 pies

$$\Delta T = 2 \times \frac{66.6}{100} \left(\frac{1.71}{2.05} \right)^{1.8} = 0.96^{\circ}\text{F}$$

En este caso, $0.96^{\circ}\text{F} \approx 1^{\circ}\text{F}$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro del Tramo b-2: 7/8" DE

f) Cálculo del Tramo C-3

Si, capacidad requerida: 4.06 Ton

Temperatura de succión: -15°F

De Tabla 17:

Considerando tubería de 1 5/8" DE, para $T_s: -15^{\circ}\text{F}$ por interpolación entre 0 y -20°F se tiene:

Capacidad de tubería: 4.6 Ton

Longitud de tubería equivalente:

Tramo recto	5,1 m	16.7 pies
4 codos	4 x 4.0 pies	16.0
1 válvula globo		43.0
1 válvula de retención (Check)		43.0
Entrada de manifold		<u>6.6</u>
	Longitud Equivalente	125.3

$$\Delta T = 2 \times \frac{125.3}{100} \left(\frac{4.06}{4.6} \right)^{1.8} = 2.0^{\circ}\text{F}$$

En este caso $2.0^{\circ}\text{F} > 1.0$, no es conforme.

Considerando, tubería de 2 1/8", para $T_s = -15^{\circ}\text{F}$, por interpo

lación entre 0 y -20°F se tiene;

Capacidad de tubería: 11.4 Ton

Longitud de Tubería Equivalente:

Tramo Recto	5.1 m	16.7 pies
4 codos	4 x 5 pies	20.0
1 válvula globo		55.0
1 válvula de retención		55.0
Entrada al manifold		<u>9.0</u>
	Long. Equivalente	155.7 pies

$$\Delta T = 2 \times \frac{155.7}{100} \left(\frac{4.06}{11.4} \right)^{1.8} = 0.49^{\circ}\text{F}$$

En este caso $0.49^{\circ}\text{F} < 1.0$, lo cual es conforme

Por lo tanto, diámetro del tramo C-3: 2 1/8" DE

f) Cálculo del Tramo d-4

Si, capacidad requerida: 0.75 Ton

Temp. de succión : 24.8 °F

De Tabla 17:

Considerando, tubería de 5/8" DE, para $T_s = 24.8^{\circ}\text{F}$, por interpolación entre 20 y 40°F, se tiene:

Capacidad de tubería: 0.84 Ton

Longitud de Tubería equivalente;

Tramo recto	6.1 m	20.0 pies
5 codos	5 x 1.6 pies	8.0
1 válvula globo		18.0 pies
Entrada al manifold		<u>1.8</u>
	Long. Equivalente	47.8 pies

$$\Delta T = 2 \times \frac{47.8}{100} \left(\frac{0.75}{0.84} \right)^{1.8} = 0.78^{\circ}\text{C}$$

En este caso $0.78 < 1.0$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro del Tramo d-4: 5/8" DE

g) Cálculo del Tramo e-5

Si, capacidad requerida: 0.5 Ton

Temperatura de succión : -15°F

De Tabla 17:

Considerando, tubería de 7/8" DE, para T_s : -15°F, por interpolación se tiene:

Capacidad de tubería: 0.97 Ton

Longitud de Tubería Equivalente:

Tramo recto	4.9 m	16.0 pies
4 codos	4x2.0 pies	8.0
1 válvula globo		22.0
1 válvula check		22.0

Entrada al manifold: 2.8
Long. Equivalente 70,8 pies

$$\Delta T = 2 \times \frac{70.8}{100} \left(\frac{0.5}{0.97} \right)^{1.8} = 0.43^{\circ}\text{F}$$

En este caso $0.43^{\circ}\text{F} < 1.0$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro de Tramo e-5: 7/8" DE

RESUMEN

Diámetro de Tuberías de Succión

<u>Tramo</u>	<u>Diam. de Tubería</u>
a-1	5/8" DE
f-g	2 1/8" DE
h-g	1 5/8" DE
b-2	7/8" DE
c-3	2 1/8" DE
d-4	5/8" DE
e-5	7/8" DE

En la Figura 12, se muestran los diámetros calculados de las tuberías de succión.

En los Planos PR-06 y PR-07 se muestran el sistema de tuberías y los diámetros a utilizarse.

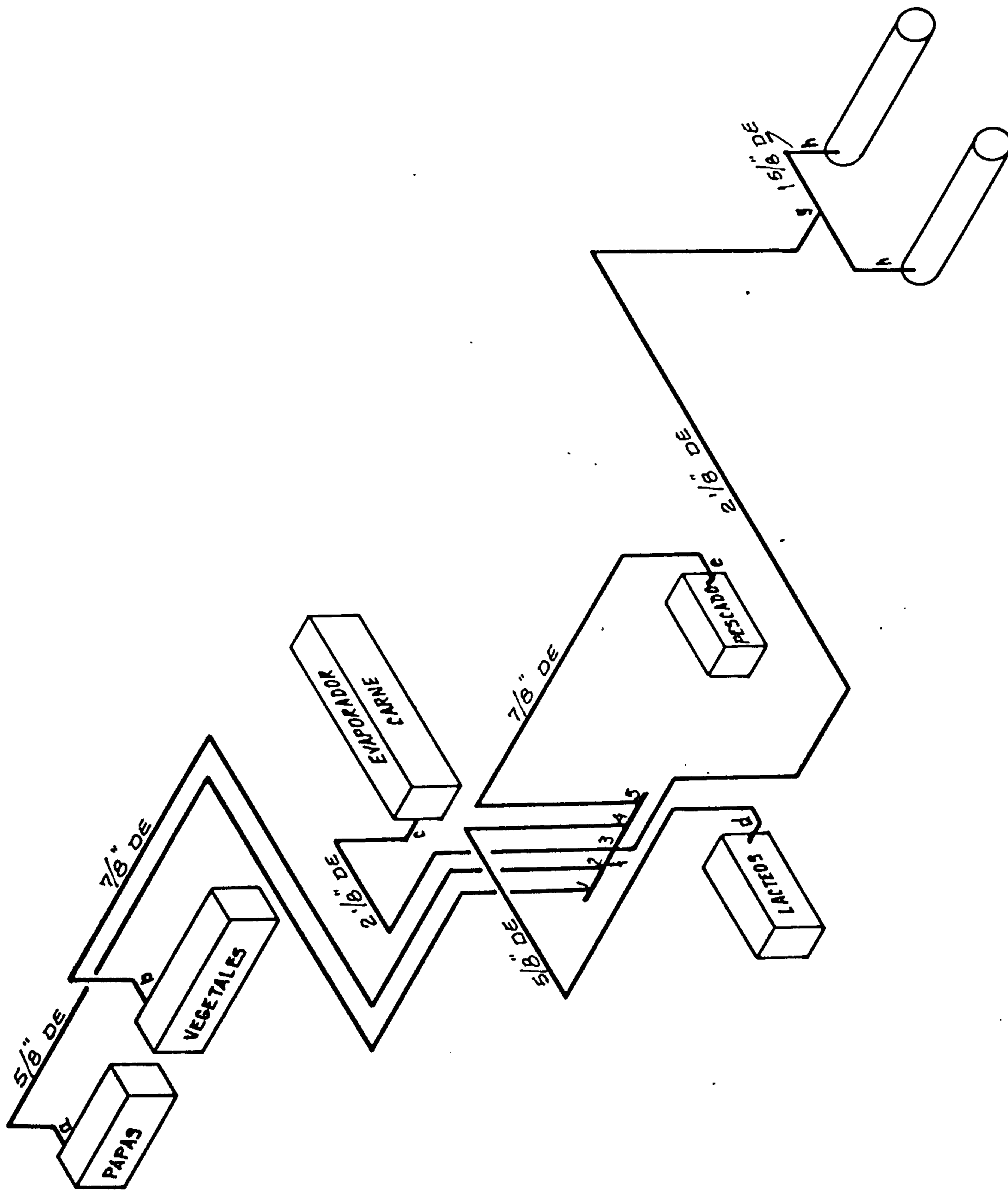


FIGURA 12
DISPOSICION ISOMETRICA DE TUBERIA DE SUCCION
DIAMETROS CALCULADOS

3.5.2 Cálculos de los Diámetros de Tuberías de Líquido

Teniendo en cuenta las figuras 13 y 14 y considerando el circuito correspondiente al evaporador más distante de la unidad de condensación, en este caso el circuito a-1-f-g-h.

Del ASHRAE Fundamental Handbook, capítulo 34, página 34.18, se tiene que en líneas de líquido la caída de temperatura máxima admisible es: 1°F.

Asumiendo que las caídas de temperaturas (o presión) sean proporcionales a las longitudes de cada tramo.

Tramo a-1	12.5 m
Tramo f-g	12.9 m
Tramo g-h	<u>1.1 m</u>
	26.5 m

$$\text{Tramo a-1} \quad 1^{\circ}\text{F} \times \frac{12.5}{26.5} = 0.47^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Tramo f-g} \quad 1^{\circ}\text{F} \times \frac{12.9}{26.5} = 0.49^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Tramo g-h} \quad 1^{\circ}\text{F} \times \frac{1.1}{26.5} = \frac{0.04}{1.00^{\circ}\text{F}}$$

a) Cálculo del Tramo h-g

Si, capacidad requerida: 3.9 Ton

De Tabla 17

Considerando, tubería de 1/2" DE, capacidad de tubería: 3.6 Ton

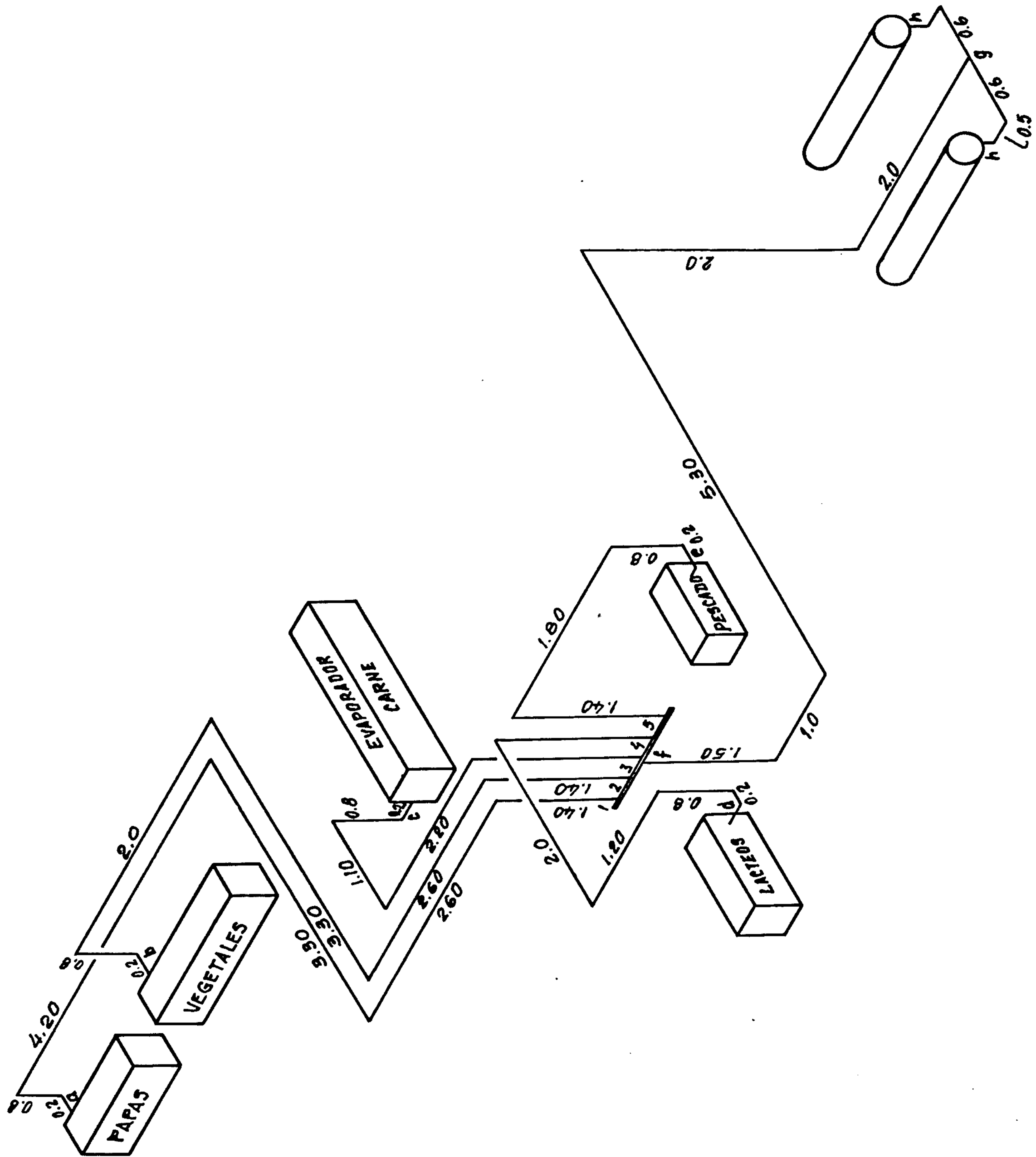


FIGURA 13
DISPOSICION ISOMETRICA DE TUBERIA DE LIQUIDO

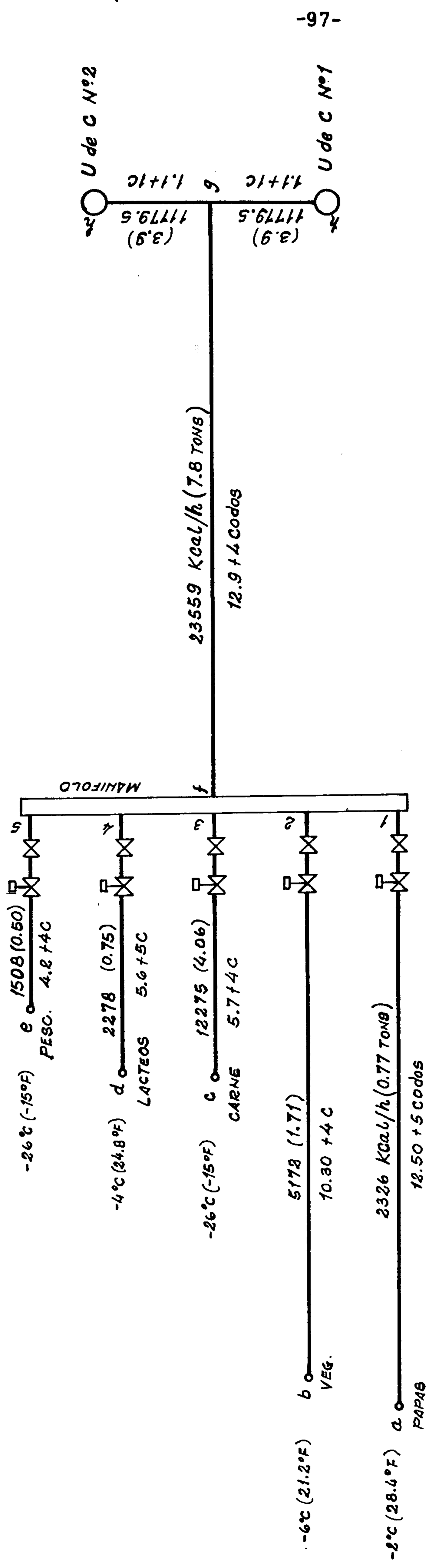


FIGURA 14
ESQUEMA SIMPLIFICADO DE TUBERIAS DE LIQUIDO

Longitud de tubería equivalente;

Tramo recto	1.1 m	3.6 pies
1 codo		1.4 pies
1 tee		<u>2.7 pies</u>
	Long. Equivalente	7.7 pies

Según nota (2) de Tabla 17

$$\Delta T = T \text{ de tabla} \times \frac{\text{Long.Eq.actual}}{\text{Long.Eq.de Tabla}} \times \left(\frac{\text{Ton actual}}{\text{Ton de Tabla}}\right)^{1.8}$$

$$\Delta T = 1^{\circ}\text{F} \times \frac{7.7}{100} \left(\frac{3.9}{3.6}\right)^{1.8} = 0.088^{\circ}\text{F}$$

En este caso $0.088^{\circ}\text{F} > 0.04$, lo cual no es conforme.

Considerando tubería de 5/8 DE

De Tabla 17:

Capacidad de tubería : 6.7 Ton

Longitud de tubería equivalente:

Tramo recto	1.1 m	3.6 pies
1 codo		1.6 pies
1 tee		<u>3.0 pies</u>
	Long. equivalente	8.2 pies

$$\Delta T = 1^{\circ}\text{F} \times \frac{8.2}{100} \left(\frac{3.9}{6.7}\right)^{1.8} = 0.031^{\circ}\text{F}$$

En este caso $0.031 < 0.04$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro del tramo h-g: 5/8 DE

b) Cálculo del Tramo f-g

Capacidad requerida : 7.8 Ton

De Tabla 17

Considerando, tubería de 7/8 DE, capacidad de tubería; 18.2 Ton

Longitud de tubería equivalente:

Tramo recto	12,9 m	42.3 pies
4 codos de 3/4 DN	4 x 2.0 pies	8.0
Entrada al manifold		<u>2.8</u>
		53.1 pies

Según nota (2) de tabla 17.

$$\Delta T = 1^{\circ}\text{F} \times \frac{53.1}{100} \times \left(\frac{7.8}{18.2}\right)^{1.8} = 0.12^{\circ}\text{F}$$

En este caso $T = 0.12^{\circ}\text{F} < 0.4$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro del tramo f-g: 7/8" DE

c) Cálculo del Tramo a-1

Capacidad requerida: 0.77 Ton

De Tabla 17

Considerando, tubería de 1/2" DE, capacidad de tubería; 3.6 Ton

Longitud de tubería equivalente:

Tramo recto	12.5 m	41.0 pies
5 codos	5 x 1.4 pies	7.0
Salida del manifold		0.8
2 válvulas (tipo globo) 2x17 pies		<u>34.0</u>
	Long. equiv.	82.8 pies

$$\Delta T = 1^{\circ}\text{F} \times \frac{82.8}{100} \left(\frac{0.77}{3.6}\right)^{1.8} = 0.05^{\circ}\text{F}$$

En este caso, $\Delta T : 0.05^{\circ}\text{F} < 0.47$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro del Tramo a-1: 1/2" DE

d) Cálculo del Tramo b-2

Capacidad requerida: 1.71 Ton

De Tabla 17

Considerando, tubería de 1/2" DE, capacidad de tubería: 3.6 Ton

Longitud de tubería equivalente:

Tramo recto	10.3 m	33.8 pies
5 codos	5 x 1.4 pies	7.0
Salida del manifold		0.8
2 válvulas tipo globo 2 x 17 pies		<u>34.0</u>
	Long. Equiv.	75.6 pies

$$\Delta T = 1^{\circ}\text{F} \times \frac{75.6}{100} \left(\frac{1.71}{3.6}\right)^{1.8} = 0.2^{\circ}\text{F}$$

En este caso $\Delta T = 0.2^{\circ}\text{F} < 0.47$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro del Tramo b-2: 1/2" DE

c) Cálculo del Tramo C-3

Capacidad requerida: 4.06 Ton

De Tabla 17

Considerando, tubería de 5/8" DE, capacidad de tubería: 6.7 Ton

Longitud de tubería equivalente:

Tramo recto	5.7 m	18.7 pies
4 codos	4 x 1.6 pies	6.4
Salida del manifold		1.0
2 válvulas tipo globo	2 x 18 pies	<u>36.0</u>
	Long. equiv.	62.1 pies

$$\Delta T = 1^{\circ}\text{F} \times \frac{62.1}{100} \left(\frac{4.06}{6.7} \right)^{1.8} = 0.25^{\circ}\text{F}$$

En este caso $\Delta T = 0.25^{\circ}\text{F} < 0.47$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro del tramo C-3: 5/8" DE

f) Cálculo del Tramo d-4

Capacidad requerida: 0.75 Ton

De Tabla 17

Si tubería de 1/2" DE, capacidad de tubería: 3.6 Ton

Longitud de tubería equivalente:

Tramo recto	5.7 m	18.7 pies
4 codos	4 x 1.4 pies	5.6
Salida del manifold		0.8 pies
2 válvulas, tipo globo	2x17 pies	<u>34.0</u>
	Long. equiv.	59.1

$$\Delta T = 1^{\circ}\text{F} \times \frac{59.1}{100} \left(\frac{0.75}{3.6} \right)^{1.8} = 0.034^{\circ}\text{F}$$

En este caso $\Delta T: 0.034^{\circ}\text{F} < 0.47$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro del Tramo d-4: 1/2" DE

g) Cálculo del Tramo e-5

Capacidad requerida: 0.5 Ton

De Tabla 17

Considerando, tubería de 1/2" DE, capacidad de tubería: 3.6 Ton

Longitud de tubería equivalente:

Tramo recto	4.2 m	13.8 pies
4 codos	4 x 1.4 pies	5.6
Salida del manifold		0.8
2 válvulas, tipo globo	2 x 17 pies	<u>34.0</u>
	Long. Equiv.	54.2 pies

$$\Delta T = 1^{\circ}\text{F} \times \frac{54.2}{100} \times \left(\frac{0.5}{3.6} \right)^{1.8} = 0.016^{\circ}\text{F}$$

En este caso $\Delta T = 0.016^{\circ}\text{F} < 0.47$, lo cual es conforme.

Por lo tanto, diámetro del Tramo e-5: 1/2" DE

RESUMEN

Diámetro de tuberías de Líquido

<u>Tramo</u>	<u>Diám. de tubería</u>
h-g	5/8" DE
f-g	7/8" DE
a-1	1/2" DE
b-2	1/2" DE
c-3	5/8" DE
d-4	1/2" DE
e-5	1/2" DE

En la figura 15, se muestran los diámetros calculados de las tuberías de líquido.

En los planos PR-06 y PR-07 se muestran el sistema de tuberías y los diámetros a utilizarse.

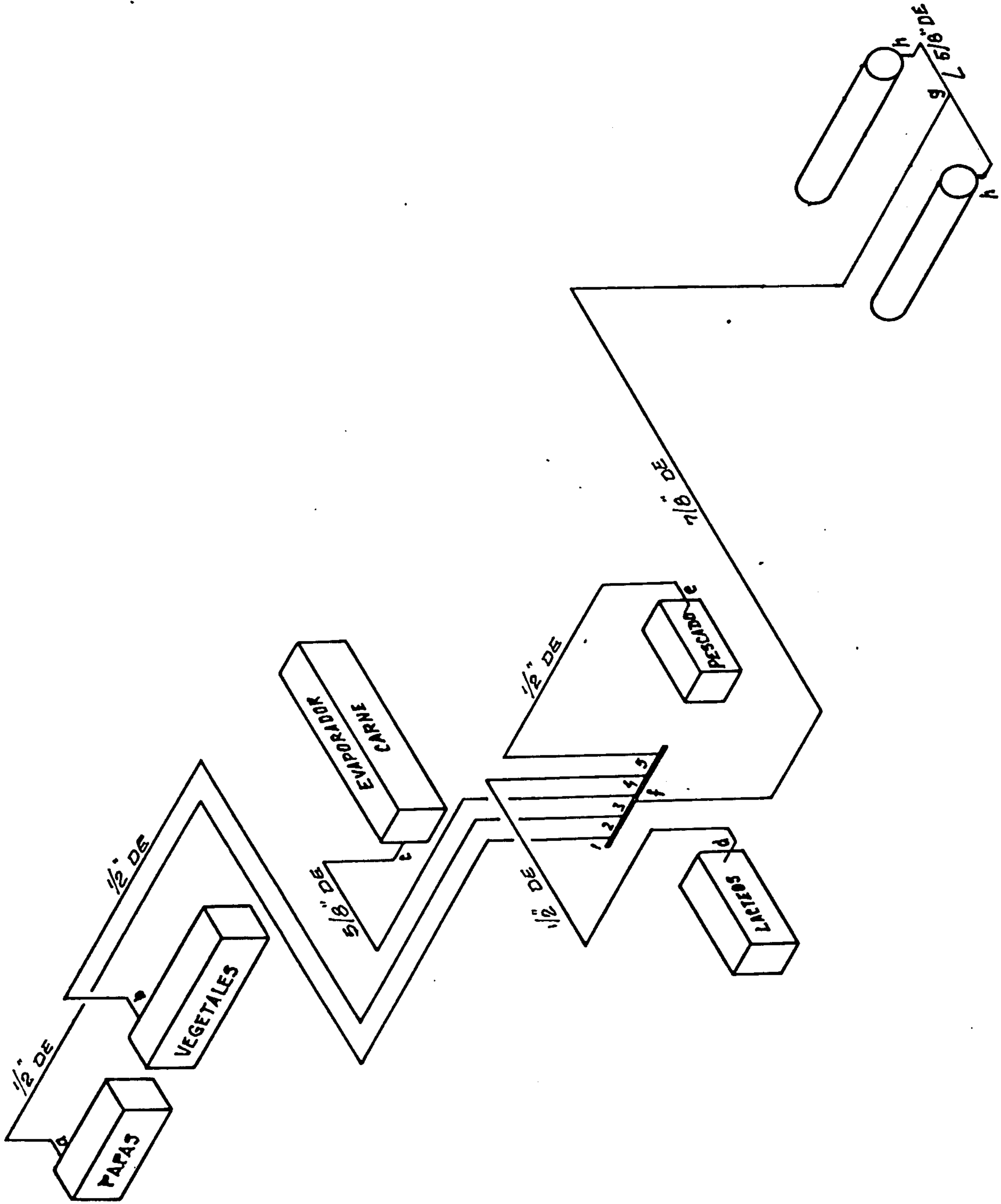


FIGURA 15
DISPOSICION ISOMETRICA DE TUBERIA DE LIQUIDO
DIAMETROS CALCULADOS

3.5.3 Material de Tubería a utilizar

En general se utilizarán tuberías de cobre sin costura, fabricadas de acuerdo con las Normas: ASTM-B-280-66 a Standard Specification for Seamless Copper Tube for Air Conditioning and Refrigeration.

La tubería de Cobre es clasificada de acuerdo con el espesor de pared como sigue:

Tipo K : pared pesada

Tipo L : pared mediana

Tipo M : pared liviana

Para usos de Refrigeración sólo son apropiados los tubos de Cobre tipo K y L (1)

Para usos marinos se prefiere utilizar el tipo K, es decir el correspondiente al mayor espesor (2)

Puede utilizarse tuberías de temple suave hasta 7/8" DE.

Para tuberías mayores de 7/8" DE se utiliza de temple duro (1)

Para los diámetros de tuberías previamente calculados, de la Tabla 21 se obtienen las características de las tuberías a utilizar, las cuales se muestran en el Cuadro 14.

(1) Referencia: Tratado de Refrigeración de Roy Dossat - 2ª Edición, español, Cap. 19, Pág. 475.

(2) Referencia: Manual de MARK'S 8ª Edición Vol.II, Pág. 1915.

CUADRO 14

TUBERIA DE SUCCION

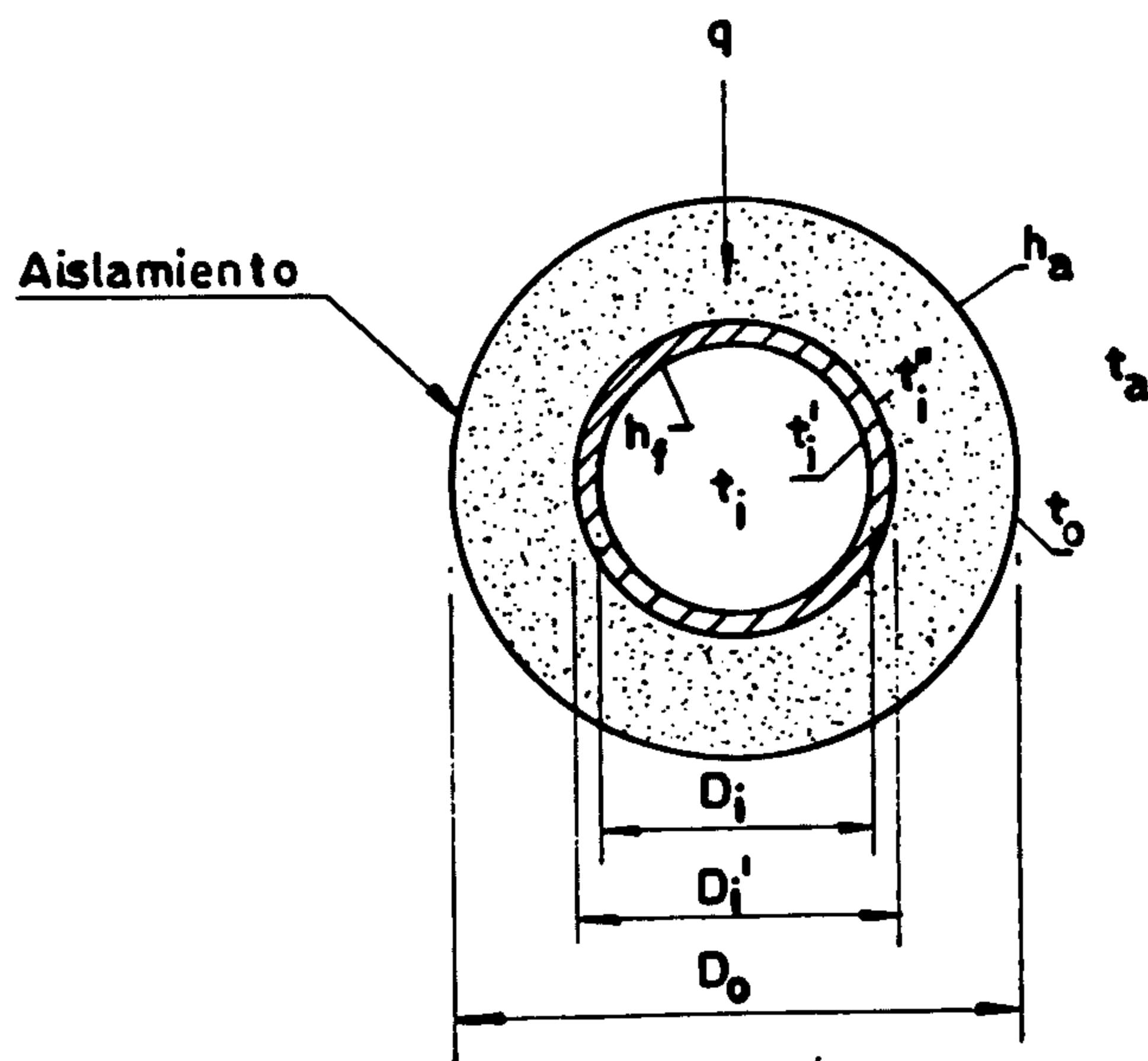
TRAMO	D.E.	MATERIAL	TIPO	ESPESOR (m.m.)
a-1	5/8"	CU	K	1.24
f-g	2 1/8"	CU	K	2.1
h-g	1 5/8"	CU	K	1.82
b-2	7/8"	CU	K	1.65
c-3	2 1/8"	CU	K	2.1
d-4	5/8"	CU	K	1.24
e-5	7/8"	CU	K	1.65

TUBERIA DE LIQUIDO

TRAMO	D.E.	MATERIAL	TIPO	ESPESOR (m.m.)
h-8	5/8"	CU	K	1.24
f-g	7/8"	CU	K	1.65
a-1	1/2"	CU	K	1.24
b-2	1/2"	CU	K	1.24
c-3	5/8"	CU	K	1.24
d-4	1/2"	CU	K	1.24
e-5	1/2"	CU	K	1.24

3.5.4 Cálculo del Aislamiento de las Tuberías de Succión y de Expansión

a) Generalidades



Considerando el flujo de calor a través de la pared de aislamiento y del tubo se tiene:

Fluido Interno $q = h_f \pi D_i (t_i' - t_i)$

Pared del tubo: $q = \frac{2 \pi K_t (t_i'' - t_i')}{2.3 \log D_i' / D_i}$

Aislante: $q = \frac{2 \pi K_a (t_o - t_i'')}{2.3 \log D_o / D_i'}$ (12)

Donde $t_i'' = t_i$

Radiación y convección

del aire:

$$q = h_a \pi D_o (t_a - t_o)$$

Combinando:

$$t_a - t_i = q \left(\frac{1}{h_f \pi D_i} + \frac{2.3}{2\pi K_t} \log \frac{D_i'}{D_i} + \frac{2.3'}{2\pi K_a} \log \frac{D_o}{D_i'} + \frac{1}{h_a \pi D_o} \right)$$

El término dentro del paréntesis son las cuatro resistencias y de estas las primeras dos usualmente se desprecian.

Por lo tanto, la ecuación se reduce a:

$$q = \frac{\pi (t_a - t_i)}{\frac{2.3}{2K_a} \log \frac{D_o}{D_i'} + \frac{1}{h_a D_o}} \quad (13)$$

Donde:

t_a = temperatura ambiente (°F)

t_i = temperatura del fluido interno (°F)

t_o = temperatura externa del aislamiento (°F)

D_o = diámetro exterior del aislamiento (pies)

D_i' = diámetro interior del aislamiento (pies)

K_a = coeficiente de conductividad del aislamiento
(BTU-pie/pie² - hr - °F)

h_a : coeficiente de transferencia del aire al aislamiento
(BTU/pie² - hr - °F)

K_t : coeficiente de conductividad de la tubería

h_f : coeficiente de transferencia del fluido a la tubería

Referencia: Del libro, "Procesos de transferencia de calor de Donald Q. Kern, Edición 1981.

b) Cálculos
.....

Teniendo en cuenta que, para evitar la condensación del vapor de agua de la atmósfera, la temperatura exterior del aislamiento no debe ser inferior a la máxima temperatura de rocío previsible.

Considerando:

Temperatura ambiente máxima: 38°C (100°F)

Porcentaje de humedad relativa máx.: 80%

De Fig. 16 (Tabla Psicrométrica).

Se tiene:

Temperatura de condensación del vapor de agua en el aire (punto de rocío): 93°F (34°C)

◀ Cálculo del aislamiento para la tubería de 2 1/8 DE

Se procederá asumiendo diferentes espesores de aislamiento y verificando la temperatura exterior del aislamiento (t_o) resultante.

Si espesor $e = 1''$

$$D_i = 2 \frac{1}{8} = 2.125''$$

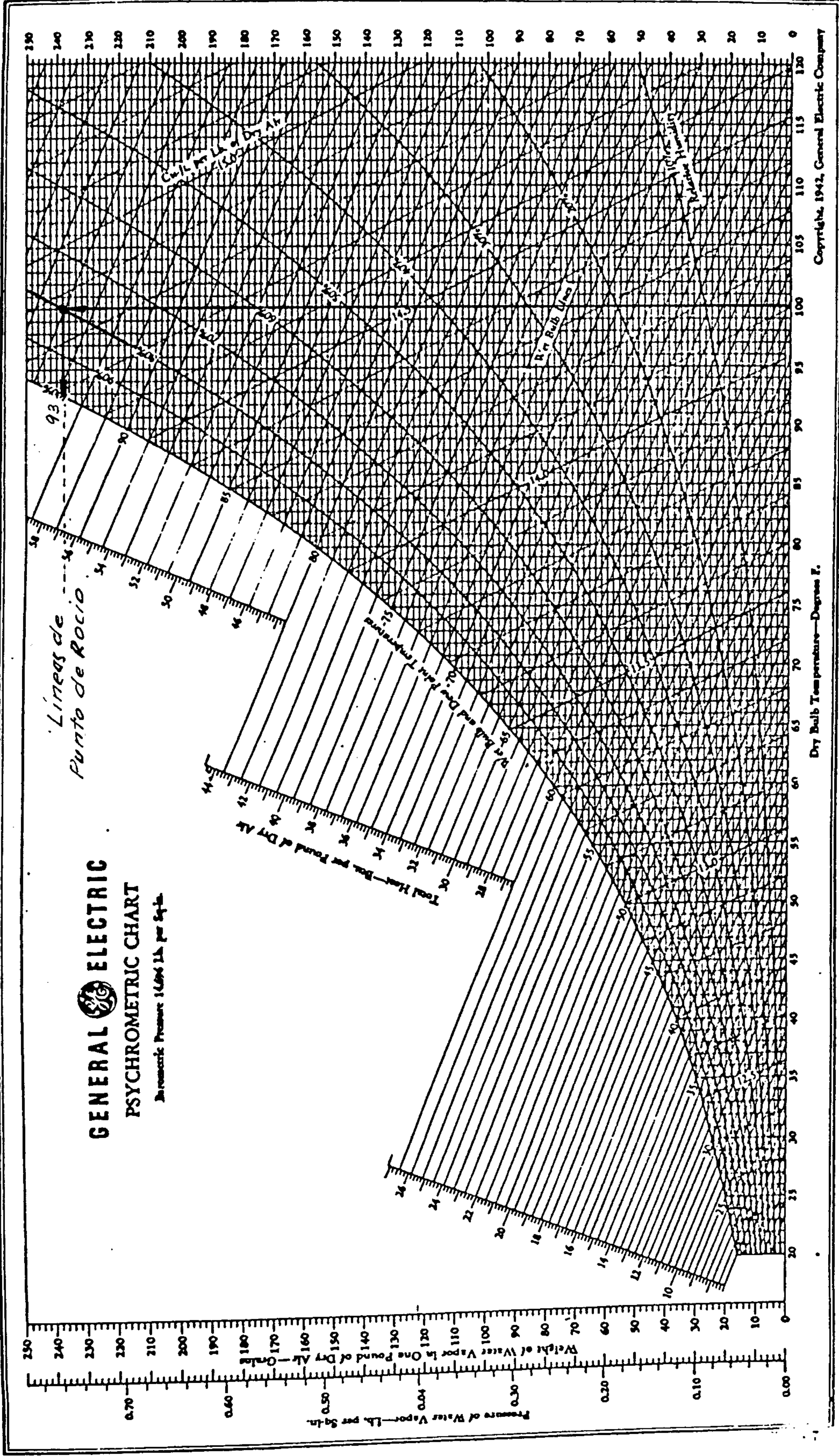


FIGURA 16
CARTA PSYCHROMETRICA
(Punto de Rocío)

$$D_o = 4 \frac{1}{8} = 4.125''$$

$$t_i = -15^\circ\text{F}$$

$$t_a = 100^\circ\text{F}$$

$$K_a = 0.02 \text{ BTU-pie/pie}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F} \text{ (poliestireno expandido)}$$

$$h_a: \text{ Según Fig. 17 para una } t = t_a - t_o = 100 - 93 = 7^\circ\text{F}$$

$$h_a = 1.8 \text{ BTU/hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Aplicando la ecuación (13) se tiene:

$$q = \frac{\pi (100 - (-15))}{\frac{2.3}{2 \times 0.02} \log \frac{4.125}{2.125} + \frac{1 \times 12}{1.8 \times 4.125}}$$

$$q = 20 \text{ BTU/hr} \cdot \text{pie}$$

Igualando el valor de q obtenido con la ecuación (12) se tiene:

$$q = 20 = \frac{2 \times \pi \times 0.02}{2.3 \log \frac{4.125}{2.125}} (t_o - (-15))$$

$$\text{De donde se obtiene: } t_o = 90.5^\circ\text{F}$$

Este valor es menor que la temperatura de rocío calculada de 93°F , por lo tanto será necesario considerar un mayor espesor.

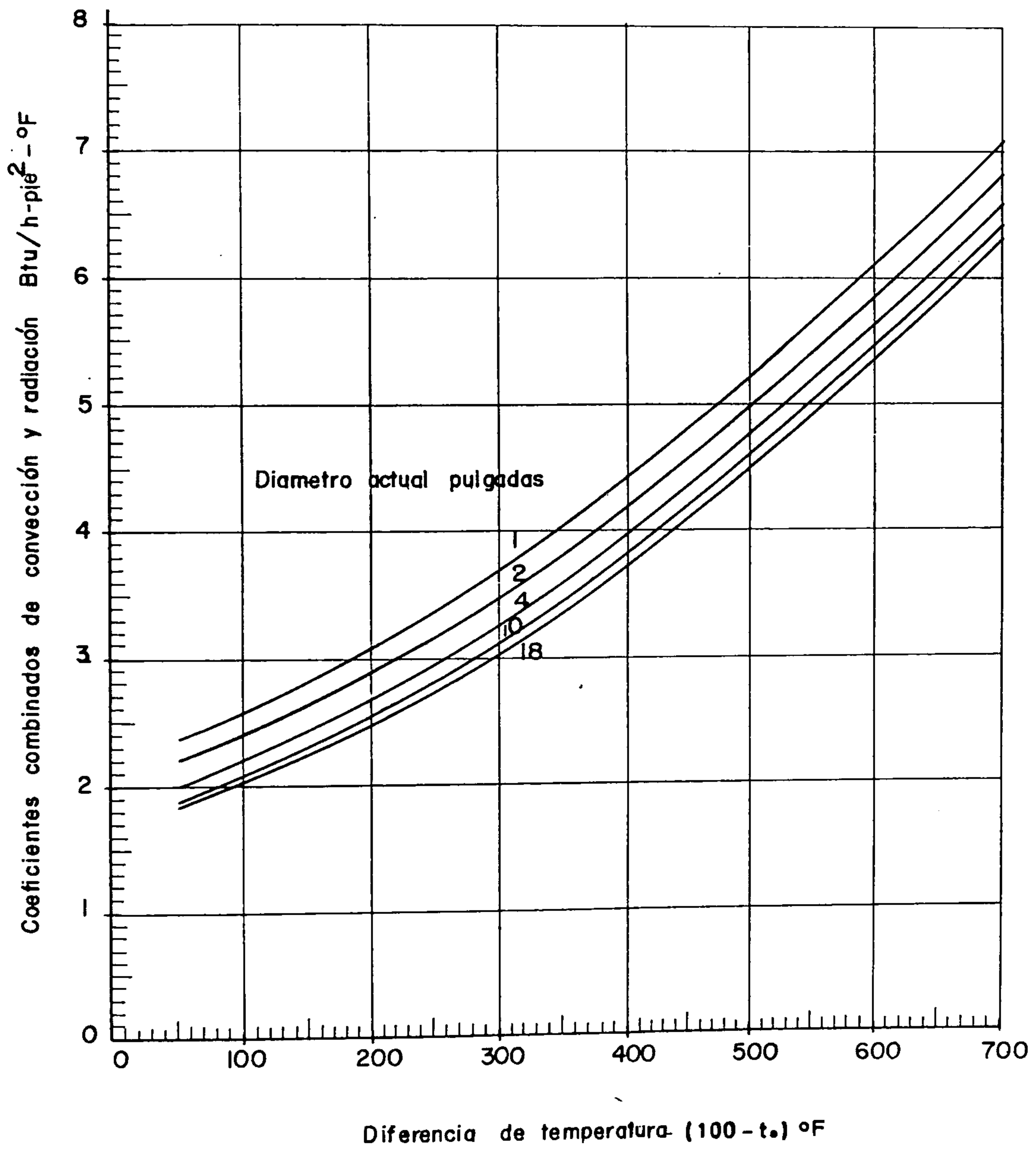


FIGURA 17

TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION Y RADIACION DE TUBOS HORIZONTALES A TEMPERATURA t_s A AIRE A 100 °F

Fuente: Del libro, "Procesos de Transferencia de Calor" de Donald Q. Kern - pag. 34

Si espesor $e = 1 \frac{1}{2}$ "

$$D_i' = 2 \frac{1}{8}"$$

$$D_o = 5 \frac{1}{8}"$$

Aplicando la ecuación (13) se tiene:

$$q = \frac{\pi (100 + 15)}{\frac{2.3}{2 \times 0.02} \log \frac{5.125}{2.125} + \frac{1 \times 12}{1.8 \times 5.125}}$$

$$q = 15.5 \text{ BTU/hr} - \text{pie}$$

Igualando el valor de q obtenido con la ecuación (12) se tiene:

$$q = 15.5 = \frac{2 \times \pi \times 0.02}{2.3 \log \frac{5.125}{2.125}} (t_o + 15)$$

De donde se obtiene $t_o = 93.5^\circ\text{F}$

Lo cual es conforme por cuanto es mayor que 93°F . Por lo tanto, se adopta un espesor de aislamiento de $1 \frac{1}{2}$ ".

- Cálculo del aislamiento para la tubería de $\frac{7}{8}$ " DE

Asumiendo un espesor de $e = 1$ "

$$D_i' = \frac{7}{8}" = 0.875"$$

$$D_o = 2 \frac{7}{8}" = 2.875"$$

De fig. 17, se obtiene $h_a = 1.9 \text{ BTU/pie}^2 - \text{hr} - ^\circ\text{F}$

Aplicando la ecuación (13) se tiene:

$$q = \frac{\pi \times (100 + 15)}{\frac{2.3}{2 \times 0.02} \log \frac{2.875}{0.875} + \frac{1 \times 12}{1.9 \times 2.875}}$$

$$q = 11.3 \text{ BTU/hr-pie}$$

Igualando el valor de q obtenido con la ecuación (12) se tiene:

$$q = 11.3 = \frac{2 \times \pi \times 0.02}{2.3 \log \frac{2.875}{0.875}} \times (t_o + 15)$$

De donde se obtiene $t_o = 92,5^\circ\text{F} \simeq 93^\circ\text{F}$

Lo cual, es conforme.

Resultados:

En conformidad con los cálculos efectuados se adoptarán los siguientes espesores de aislamiento.

Día.Ext.de Tub.	Espesor del Aislamiento
2 1/8" y 1 5/8"	1 1/2"
7/8" y menores	1"

3.6 Cálculo del Sistema de Bombeo de Agua de Enfriamiento de condensadores

Se consideran dos bombas centrífugas, cada una capaz de suministrar el total de agua requerido por las dos unidades de condensación. Una de las bombas permanecerá como reserva (stand by). Ver figura 18.

3.6.1 Cálculo del Diámetro de Tuberías

De acuerdo a lo previamente calculado el caudal de agua requerido por cada condensador es de: $q = 3.2 \text{ m}^3/\text{hr}$, por lo tanto el caudal de cada bomba deberá ser:

$$Q = 3.2 \times 2 = 6.4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

a) Tuberías de succión

Considerando una velocidad recomendada de 1.5 m/seg.

(Según Manual de Aire Acondicionado CARRIER 1970, página 3.25 Tabla 13).

Teniendo en cuenta la relación: $Q = V \times A/3600$

Donde $Q =$ caudal (m^3/hr)

$V =$ velocidad de flujo (m/s)

$A =$ área de paso (m^2)

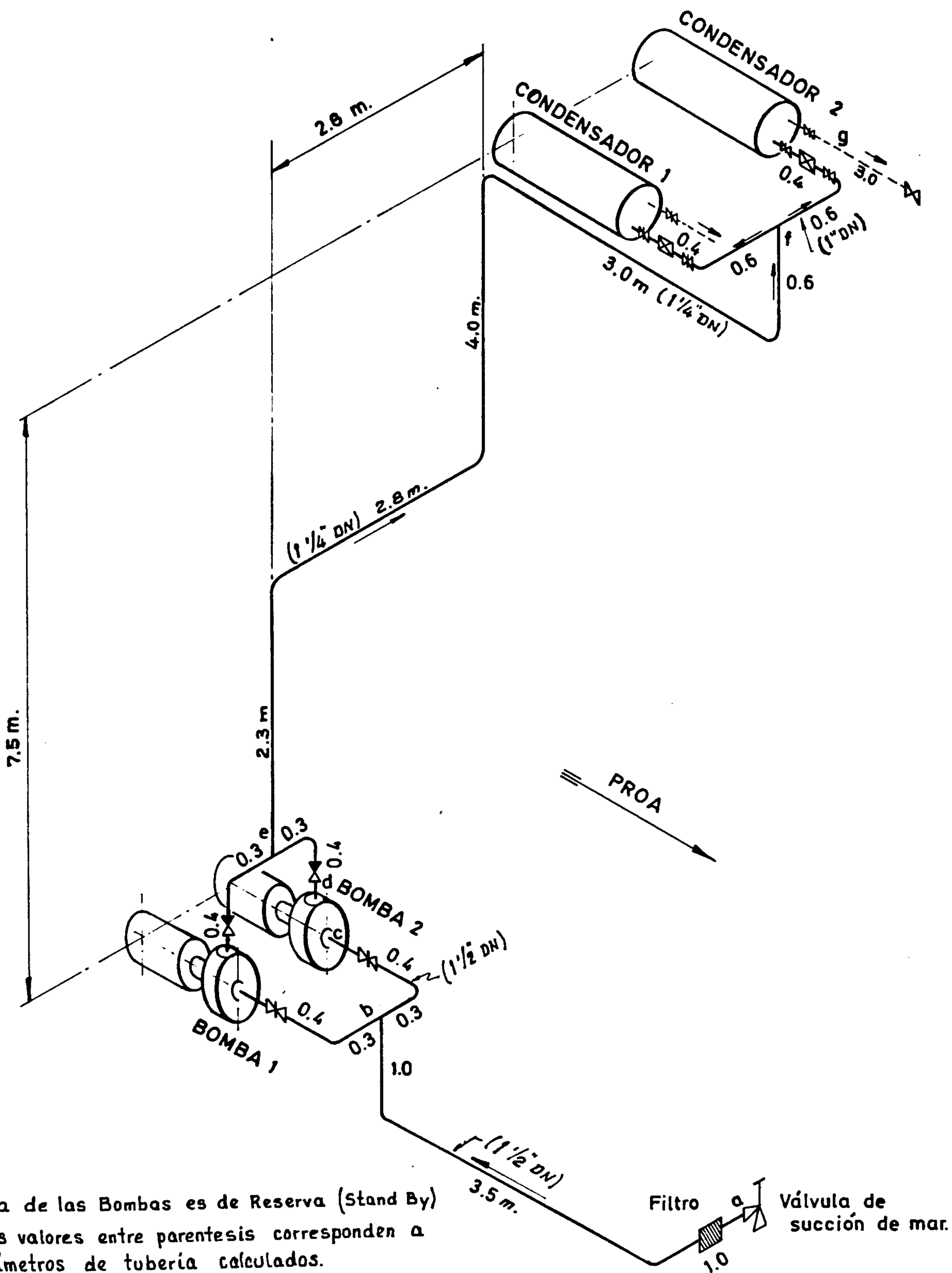


FIGURA 18
SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO
DE CONDENSADORES
ESQUEMA ISOMETRICO

Tramo ab

Caudal $Q = 6.4 \text{ m}^3/\text{hr}$

$$A = \frac{6.4 \text{ m}^3/\text{hr}}{1.5 \text{ m/s} \times 3600 \text{ s/hr}} = 0.001185 \text{ m}^2 \rightarrow 11.9 \text{ cm}^2$$

De donde $A = \pi D^2/4$ $D = 3.9 \text{ cm}$

Por lo tanto, se escoge una tubería de acero SCH 40, de DN 1 1/2" cuyo diámetro interior es 4.09 cm.

b) Tuberías de Descarga

Velocidad recomendada 2.5 m/s (según manual de aire acondicionado CARRIER, 1970, Pág. 3.25, Tabla 13).

Tramo d-e-f

Para $Q = 6.4 \text{ m}^3/\text{hr}$

$$\begin{aligned} \text{De } Q = V \times A \quad A &= \frac{6.4}{2.5 \times 3600} = 0.00071 \text{ m}^2 \\ &= 7.1 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

De donde $A = \pi D^2/4$ $D = 3.01 \text{ cm}$

Por lo tanto, se escoge una tubería de acero SCH 40, de 1 1/4" D.N, cuyo diámetro interior es 3.51 cm.

Tramo f-g

Para $Q = 3.2 \text{ m}^3/\text{hr}$

$$\begin{aligned} \text{De } Q = V \times A \quad A &= \frac{3.2}{2.5 \times 3600} = 0.000356 \text{ m}^2 \\ &= 3.56 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

De donde $A = \pi D^2/4$ $D = 2,13 \text{ cm}$

Por lo tanto, se escoge una tubería de acero SCH 40, de 1" D.N; cuyo diámetro interior es de 2.66 cm.

3.6.2 Cálculo de Pérdidas de presión por Rozamiento en Tuberías

a) Tubería de Succión

Tramo \overline{ab} (DN 1 1/2")

Cálculo de longitud de tubería equivalente.

- Longitud de tubería recta de 1 1/2"	6.2 m
- 3 codos standard de 90° de 1 1/2", de tabla 22	
Long. Equiv.: 0.5/codo x 3 codos:	1.5 m
- 1 T de 1 1/2", de Tabla 22, Long. equiv.	1.3 m
- 1 válvula globo angular de 1 1/2", Long. equiv.	8.0 m
- 1 filtro 1 1/2", Long. Equiv.	25.0 m
- 1 válvula compuerta de 1 1/2", long. Equiv.	<u>0.4 m</u>
Longitud de tubería equivalente total:	42.4 m.

Del gráfico de pérdidas por rozamiento (ver Fig. 19)

Para caudal: $6.4 \text{ m}^3/\text{hr}$ y tubería DN 1 1/2"

$\Delta P = 0.100 \text{ m/m}$, por lo tanto en 42.4 m de Long. Equiv.

ΔP en la succión : $0.100 \times 42.4 = \underline{4.24 \text{ m}}$

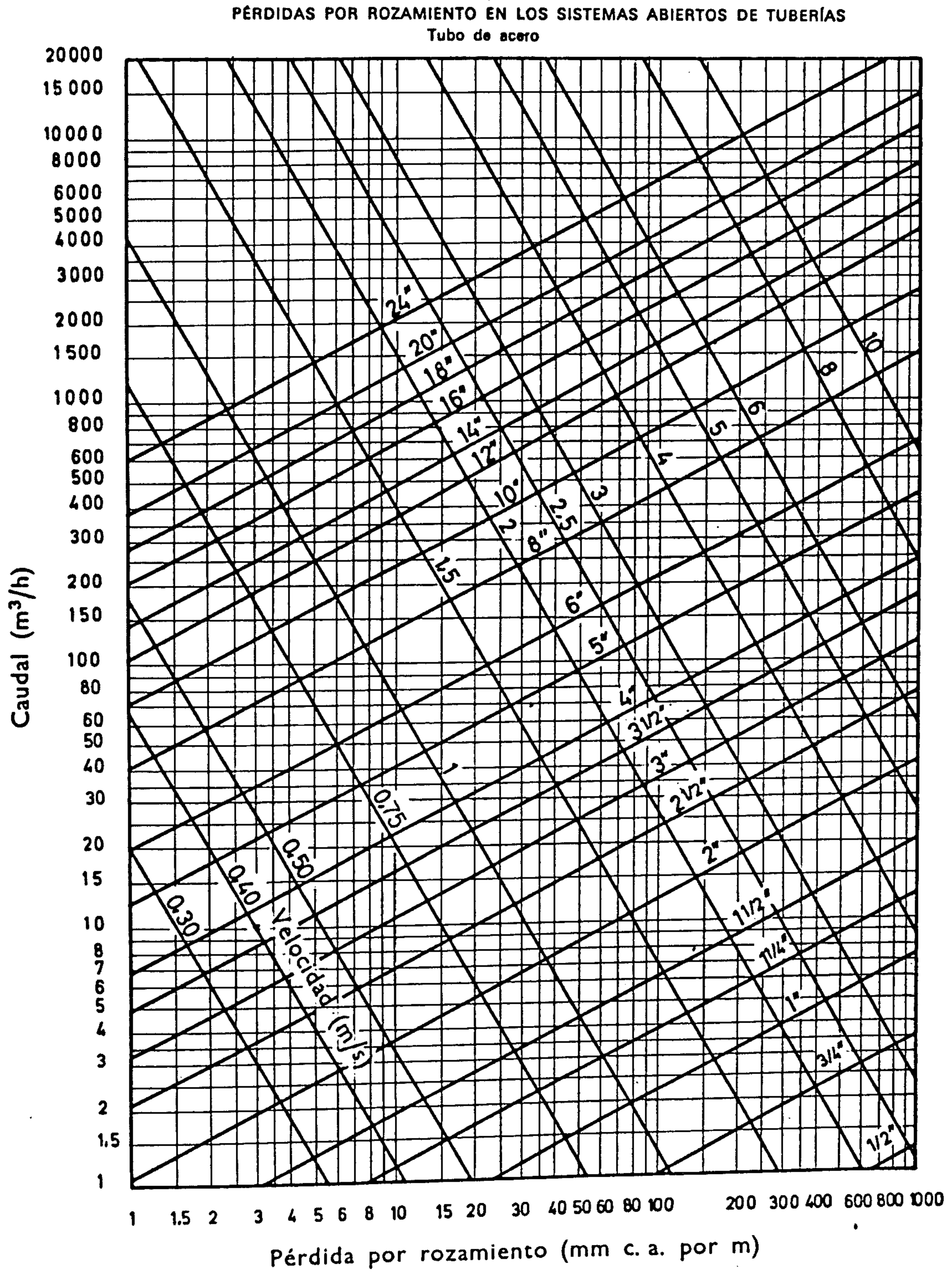


FIGURA 19

PERDIDAS POR FRICCIÓN EN LOS SISTEMAS ABIERTOS DE TUBERIAS

FUENTE: Manual de Aire Acondicionado CARRIER 1970

b) Tubería de Descarga

Tramo def (D.N. 1 1/4")

Cálculo de Long. de Tub. equivalente

- Tubería recta de 1 1/4", longitud	13.4 m
- 5 codos standard de 90° de 1 1/4", de Tabla 22	
Long. Equiv.: 0.4 m/codo x 5 codos:	2.0m
- 2 Tees de 1 1/4", de Tabla 22:	
Long. Equiv. : 1 m/T x 2 tees:	2.0
- 1 válvula de globo y no retorno de 1 1/4", de	
Tabla 22, Long. Equiv.	<u>14.0 m</u>
Total Long. Equiv.	31.4 m

Del gráfico de pérdidas por rozamiento (Ver Fig. 19) para caudal $6.4 \text{ m}^3/\text{hr}$ y tubería D.N. 1 1/4"

$$\Delta P = 0.270 \text{ m/m}$$

Por lo tanto, en 31.4: $0.270 \times 31.4 = 8.5 \text{ m}$

$$\Delta P \text{ en tramo } \overline{\text{def}} : \quad \underline{8.5 \text{ m}}$$

Tramo f-g (D.N. 1")

Cálculo de Long. de tubería equivalente

- Tubería recta de 1", longitud	4.0 m
- 1 codo standard de 90° de 1", Long. Equiv	0.4 m
- 3 válvulas de compuerta de 1", Long. Equiv.	$3 \times 0.25 = 0.8 \text{ m}$
- 1 válvula de control de 1", Long. Equiv.	9.0 m

- 1 válvula globo de 1", Long. Equiv.	<u>9.0 m</u>
	23.2 m

Del gráfico de pérdidas de presión por rozamiento (Fig. 19)

Para caudal: $3.2 \text{ m}^3/\text{hr}$ y tubería D.N. 1"

$$\Delta P = 0.200 \text{ m/m}$$

$$\text{Por lo tanto, en } 23.2 \text{ m} \quad 0.20 \times 23.2 = 4.6 \text{ m}$$

$$\Delta P \text{ en tramo fg (sin incluir condensador): } \underline{4.6 \text{ m}}$$

Pérdidas de presión en el condensador:

Teniendo en cuenta que la caída de presión de agua en un condensador normalmente no debe exceder de 0.7 kg/cm^2 , es decir: 7 m. de columna de agua (según libro Refrigeración y acondicionamiento de aire, de W.F. Stoecker, Pág. 114).

$$\Delta P \text{ en el condensador: } \underline{7.0 \text{ m}}$$

Total de Pérdida de presión por Rozamiento en la Descarga

$$\Delta P \text{ tramo def: } 8.5 \text{ m}$$

$$\Delta P \text{ tramo f-g: } 4.6$$

$$\Delta P \text{ en el condensador: } \underline{7.0 \text{ m}}$$

$$\underline{\Delta P \text{ total en la descarga: } 20.1 \text{ m}}$$

3.6.3 Cálculo de la Altura Total de Bombeo (HT)

De acuerdo a la figura 21 se tiene la siguiente relación:

$$\text{Altura total: } HT = \frac{(P_2 - P_1)10}{\text{Peso especif.}} + H_{\text{est}} + H_{\text{fs}} + H_{\text{fd}} \quad (14)$$

Donde: P_1 = presión interior (kg/cm²)

P_2 = presión " (kg/cm²)

H_{est} = altura estática (m)

H_{fs} = pérdidas por fricción en línea de succión (m)

H_{fd} = pérdidas por fricción en línea de descarga (m)

En este caso $P_2 = P_1$ = presión atmosférica

Por lo tanto,

$$H_T = H_{\text{est}} + H_{\text{fs}} + H_{\text{fd}} \quad (15)$$

Donde: $H_{\text{est}} = H_d - H_s$ (Ver figura 20).

En el presente caso:

$H_{\text{est}} = 7.5 - 1.25 = 6.25$ m, esto es considerando la condición más desfavorable correspondiente al mínimo calado.

Por lo tanto, reemplazando los valores anteriormente calculados en la ecuación (15) se tiene:

$$\text{Altura total: } HT = 6.25 + 4.24 + 20.1 = \underline{30.59 \text{ m}}$$

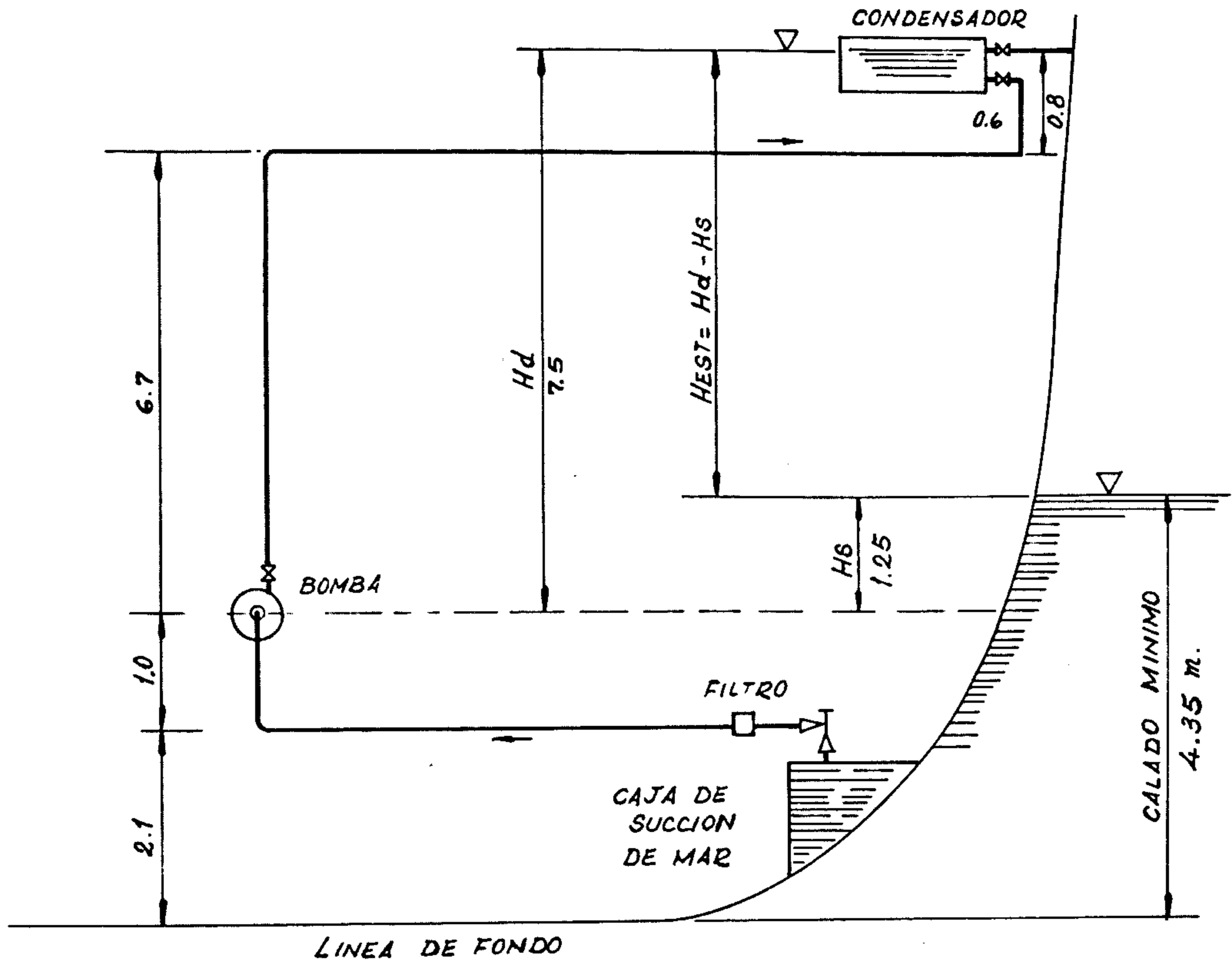


FIGURA 20

CIRCUITO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO DE CONDENSADORES
ESQUEMA SIMPLIFICADO

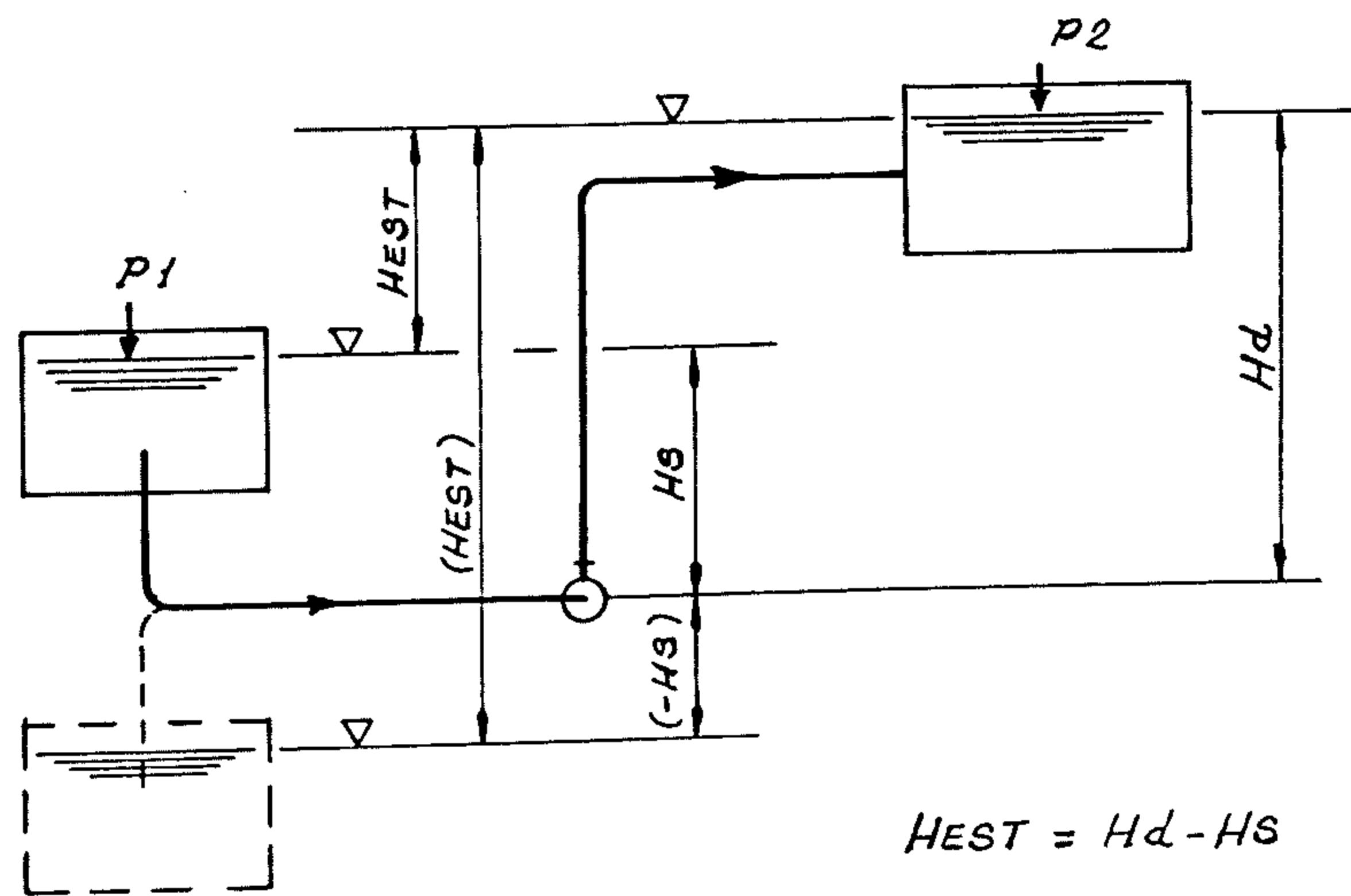


FIGURA 21

ESQUEMA GENERAL DE ALTURAS HIDROSTATICAS DE BOMBEO

3.6.4 Cálculo de la Altura Neta Positiva de Succión Disponible

(NPSH; Net Positive Suction Head, over the vapour pressure)

De acuerdo a la Fig. 21, se tiene la siguiente expresión:

$$\text{NPSH disponible} = \frac{13.6 (P_a - P_v)}{1000} + H_s - H_{fs} \quad (16)$$

Donde: 13.6 = peso específico del mercurio

P_a = presión atmosférica (en mm Hg) en un sistema abierto; o presión absoluta en un sistema completamente cerrado.

P_v = presión de vapor del líquido (en mm Hg) a la temperatura de bombeo; en un sistema totalmente cerrado es una parte de la presión total P_a .

H_s = altura geométrica o carga hidrostática (en m) por encima o por debajo del eje de la bomba. Si es por encima la carga estática es positiva, si es por debajo la carga es negativa. Se le denomina también altura de aspiración (Suction Lift).

H_{fs} = pérdidas por fricción en la línea de aspiración, incluyendo las tuberías, accesorios, válvulas a la velocidad de proyecto.

En el presente caso se tiene:

$$P_a = 760 \text{ mm Hg}$$

P_v : para una temperatura de agua de mar de diseño de 29.4°C (85°F), de Tabla 23 de vapor saturado se tiene:

$$P_v: 1.2133 \text{ Plg de Hg} = 31 \text{ mm Hg}$$

$$H_s = 1.25 \quad ; \quad H_{fs} = 4.24 \text{ m}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (16) se tiene:

$$NPSH = \frac{13.6 (760-31)}{1000} + 1.25 \text{ m} - 4.24 = \underline{6.9 \text{ m}}$$

3.6.5 Cálculo de la Potencia de la Bomba

La potencia de una bomba centrífuga está dada por la siguiente expresión:

$$\text{Pot} = \frac{Q \times H_T \times \rho}{76 \times E_t} \quad (17)$$

Donde: Q = caudal en lt/s

H_t = altura total en m

ρ = peso específico en kg/dm^3 , del líquido

E_t = eficiencia total = $E_b \times E_m$

E_b = eficiencia de bomba

E_m = eficiencia del motor

Asumiendo $E_t = 0,6$, y reemplazando valores se tiene:

$$\text{Pot} = \frac{6.4 \times 30.6 \times 1}{76 \times 0.6} = \underline{4.3 \text{ HP}}$$

3.7 Selección de Equipos

3.7.1 Selección de las Unidades de Condensación

Capacidad requerida por cada unidad:

De acuerdo a lo anteriormente calculado se tiene:

11,780 Kcal/hr

Temperatura de evaporación: -26°C

De la Tabla 24, tomada del catálogo del fabricante FRASCOLD, si se considera el modelo GF 11001W (316000) se tiene:

- Para temperatura de evaporación -20°C :

capacidad : 20,220 Kcal/hr

- Para temperatura de evaporación -30°C :

capacidad : 12,420 Kcal/hr

Esto es según catálogo del fabricante para una temperatura de entrada de agua al condensador de 15°C . Si se considera que la temperatura de agua de mar de diseño es de 29°C , y que las capacidades se reducirán en 1% por cada $^{\circ}\text{C}$ de incremento de temperatura del agua de mar (según Tablas 24).

En este caso se tiene: $29^{\circ}\text{C} - 15^{\circ}\text{C} = 14^{\circ}\text{C}$ 14% menos

Por lo tanto, las capacidades se reducirán al 86%

- Capacidad a -20°C de temperatura de evaporación:

$20,220 \times 0.86 =$ 17,389 Kcal/hr (a)

Capacidad a -30°C de temperatura de evaporación:

$$12,420 \times 0.86 \qquad 10,681 \text{ Kcal/hr} \qquad (b)$$

Capacidad a temperatura de evaporación de -26°C (a 29°C de temperatura de entrada de agua):

Por interpolación entre (a) y (b) se tiene:

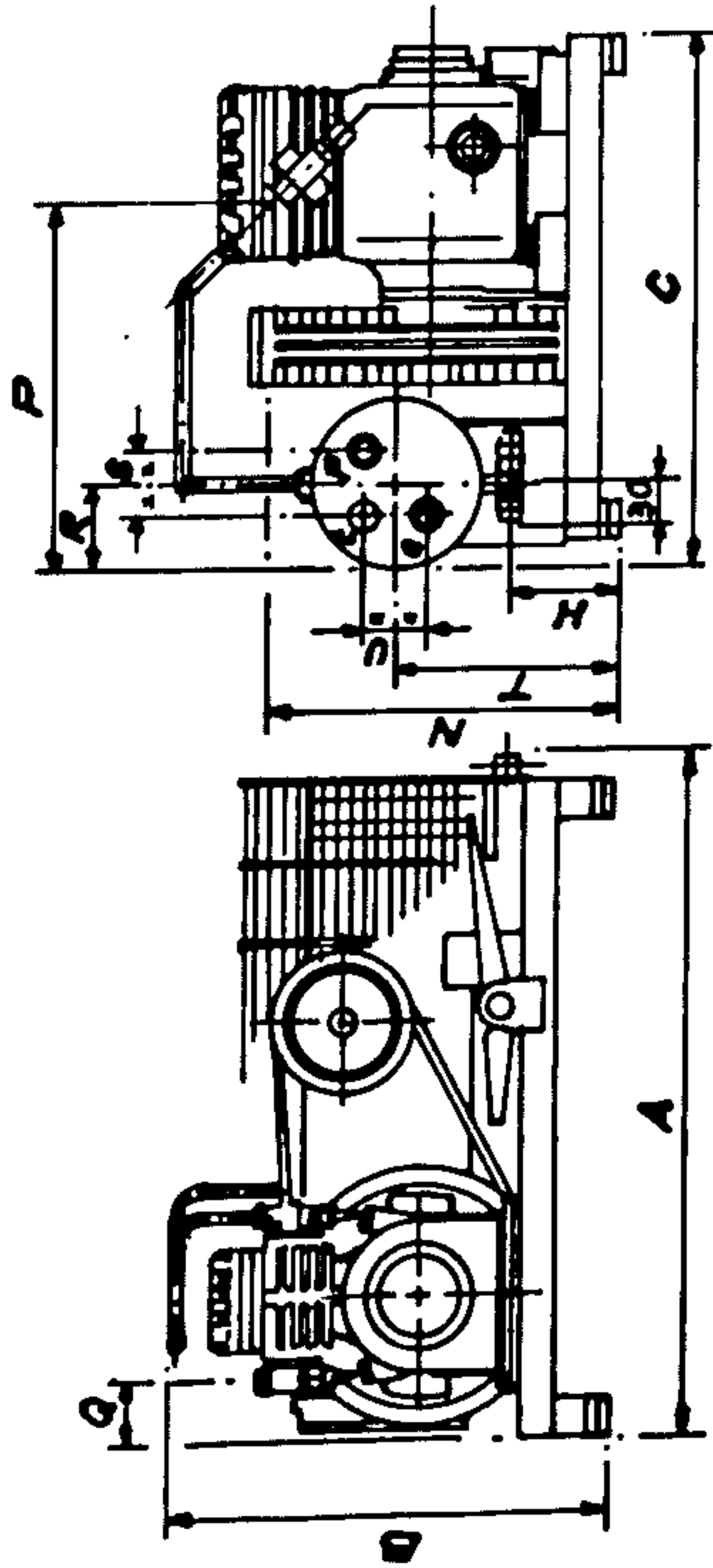
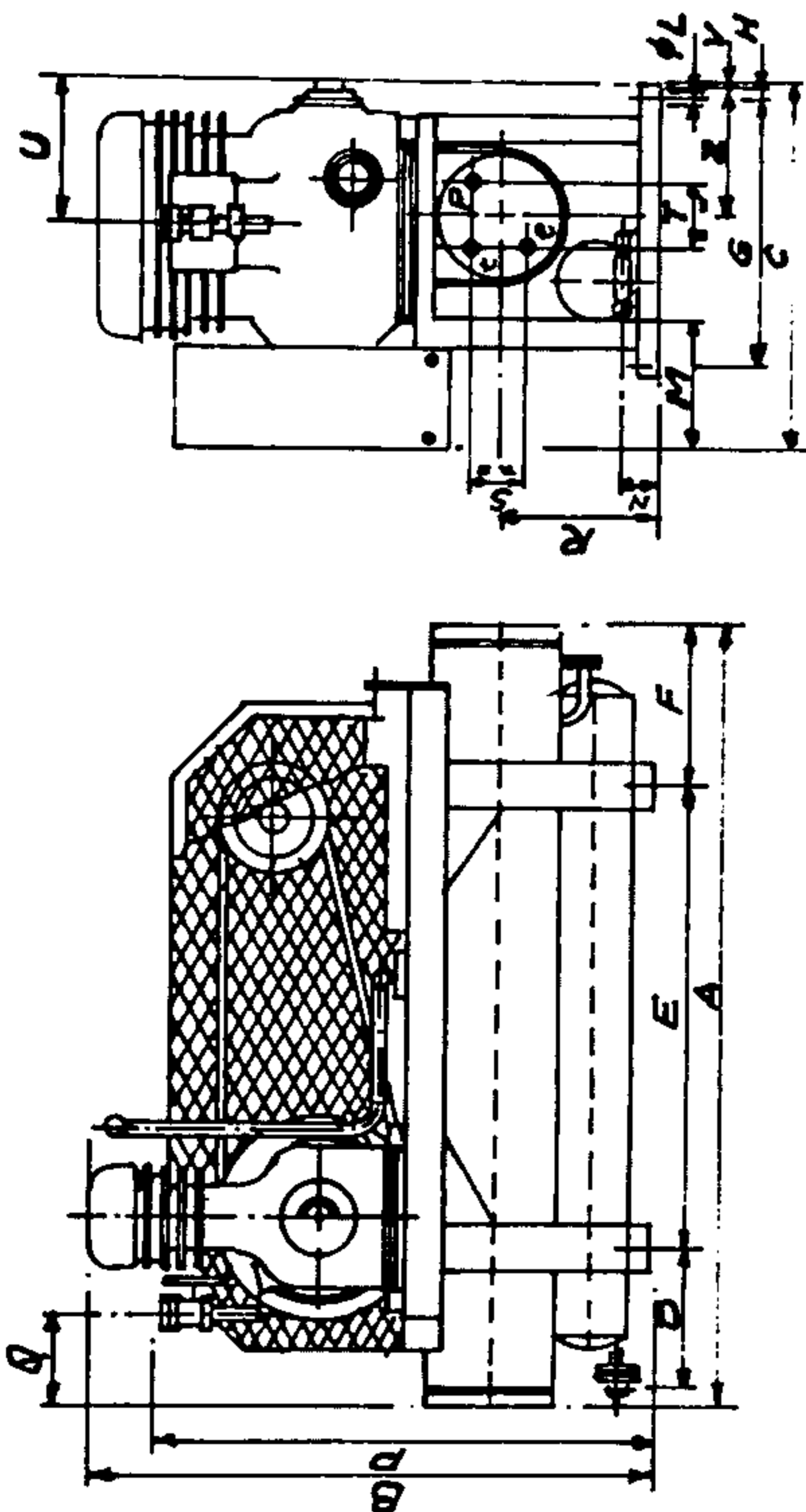
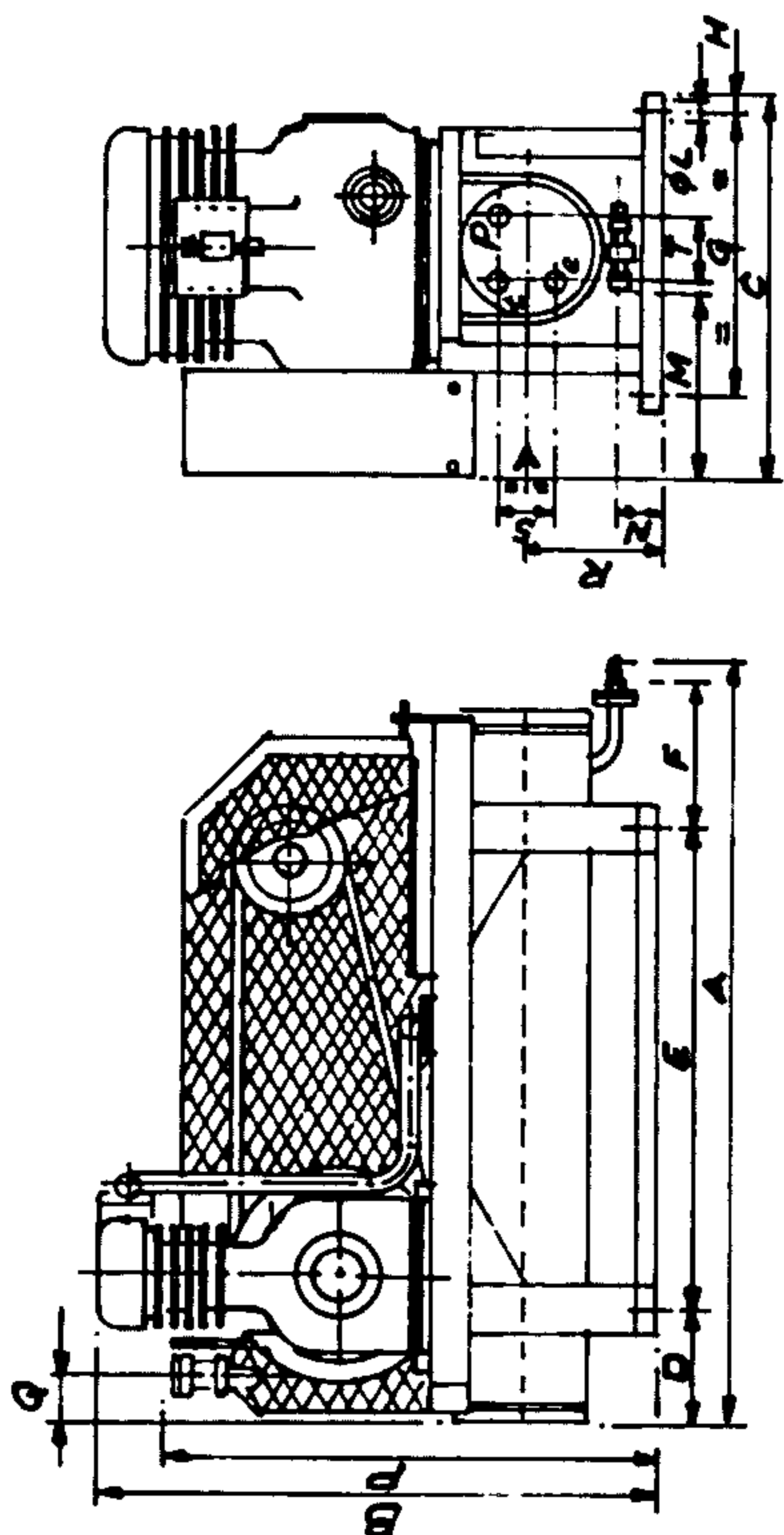
$$\text{Capacidad a } T_e : -26^{\circ}\text{C}/T_a : 29^{\circ}\text{C} = \underline{13,364} \text{ Kcal/hr}$$

Lo cual satisface la capacidad requerida.

Potencia del motor del compresor:

De la Tabla 24 se tiene: Potencia del motor: 10 HP.

En la figura 22 y Tabla 26 se muestran los datos dimensionales de las unidades de condensación.



Ver Tabla : 26

Fig. III

FIGURA 22

UNIDADES DE CONDENSACION TIPO ABIERTO ENFRIADO POR AGUA.

FUENTE : Catálogo del fabricante FRASCOLD

3.7.2 Selección de las Unidades de Enfriamiento

(Evaporadores o Difusores)

La selección de las unidades de enfriamiento se hará en base a las Tablas del catálogo del fabricante, en este caso: BOHN HEAT TRANSFER DIVISION.

a) Cámara de Carne

Datos:

- Capacidad de evaporador requerida: 12,275 Kcal/hr
= 48,710 BTU/hr
- Temperatura de succión del evaporador: -26°C (-15°F)
- DT = 5.6°C

Selección:

De la Tabla 27, se tiene:

Considerando el Modelo FL 400

Para T.S.E.: -10°F, capacidad : 40,000 BTU/hr

Para T.S.E.: -20°F, capacidad: 39,000 BTU/hr

Para T.S.E.: -15°F, por interpolación se tiene:

capacidad: 39,500 BTU/hr

Lo cual es menor que 48,710 BTU/hr (no es conforme)

Considerando el Modelo FL550

Para T.S.E.: -10°F, capacidad: 55,000 BTU/hr

Para T.S.E.: -20°F capacidad: 53,800 BTU/hr

Para T.S.E.: -15°F, por interpolación se tiene:

Capacidad: 54,400 BTU/hr (es conforme)

Dimensiones:

De la Figura 23 y Tabla 28

Largo : 83" (2,108.2 mm)

Alto : 35" (889 mm)

Profundidad: 22" (559 mm)

Conexión de Entrada : 7/8"

Conexión de Succión : 1 5/8"

Otras Características: De Tabla 29

Corriente absorbida a 440V - 3F - 60 Hz

Por motores: 5.0 Amp

Por calentadores: 22.6 Amp

Número de ventiladores: dos (2)

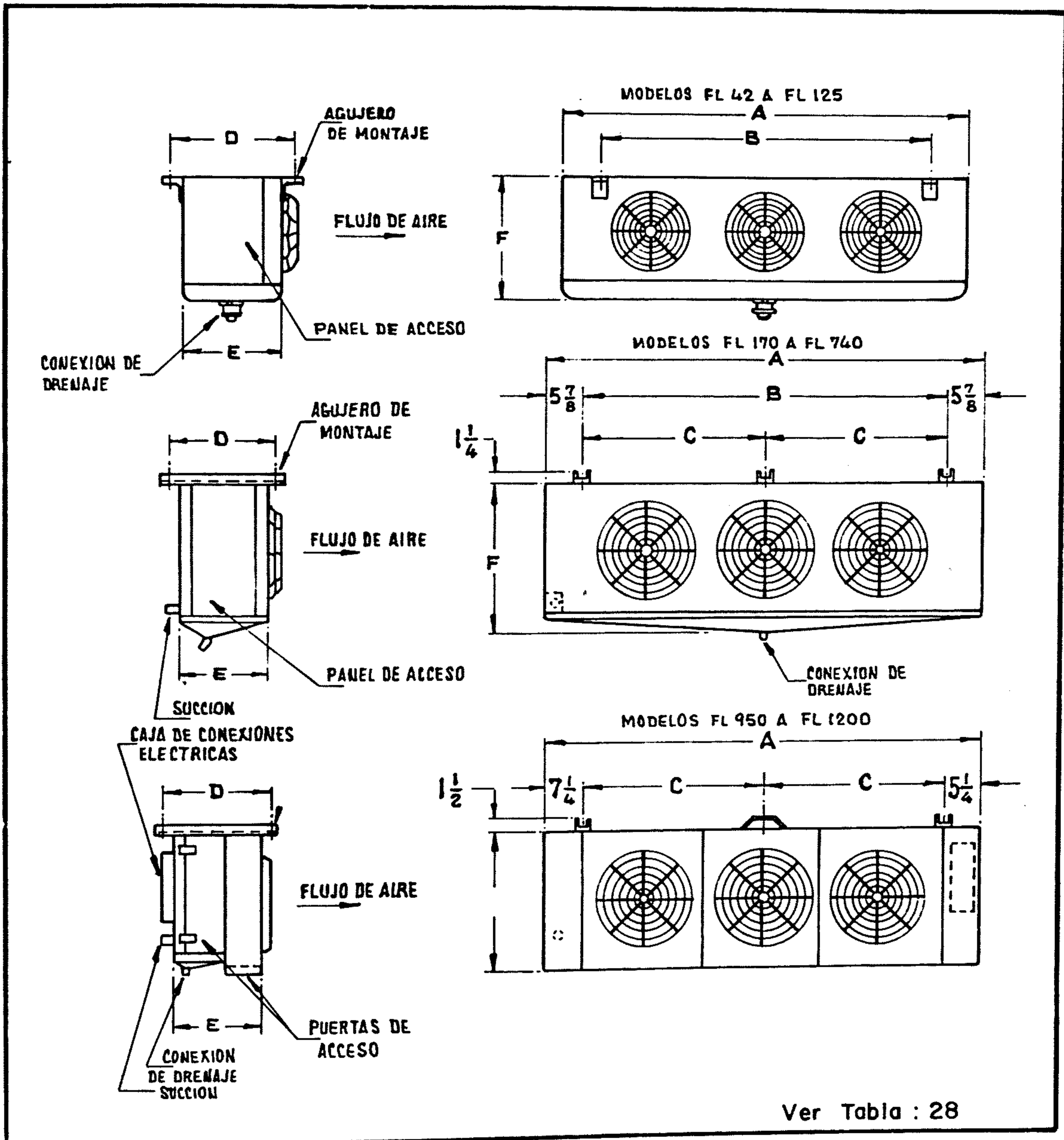
b) Cámara de Pescado

Datos:

- Capacidad de Evaporador requerida: 1508 Kcal/hr
= 6000 BTU/hr

- Temperatura de succión del evaporador: -26°C (-15°F)

- D.T. = 5.6°C (10°F)



Ver Tabla : 28

FIG. 23
UNIDADES DE ENFRIAMIENTO
DATOS DIMENSIONALES

FUENTE : CATALOGO DEL FABRICANTE : BOHN HEAT TRANSFER DIVISION

Selección:

De la Tabla 27, se tiene:

Considerando el Modelo FL65

Para E.S.T. -15°F por interpolación:

Capacidad: 6440 BTU/hr (es conforme)

- Dimensiones:

De la Figura 23 y Tabla 28, se tiene:

Largo: 34" (864 mm)

Alto: 16" (406 mm)

Profundidad: 14" (356 mm)

Conexión de entrada: 1/2"

Conexión de succión: 7/8"

Otras características: De Tabla 29

Corriente absorbida a 230V - 1F - 60 Hz

Por motores: 2.2 Amp

Por calentadores 11.0 Amp

Número de ventiladores: Dos (2)

c) Cámara de Vegetales:

Datos:

- Capacidad de evaporador requerida: 5,172 Kcal/hr
= 20,524 BTU/hr

- Temperatura de succión del evaporador: -6°C (21.2°F)

D.T. = 5.6°C (10°F)

Selección:

De la Tabla 27, se tiene:

Considerando el Modelo FL 170

Para E.S.T. 20°F

Capacidad: 20,000 BTU/hr \approx 20,524 (es conforme)

Dimensiones:

De la Figura 23 y Tabla 28 de tiene:

Largo : 61" (1550 mm)

Alto : 22" (559 mm)

Profundidad: 18" (457 mm)

Conexión de entrada: 7/8"

Conexión de succión: 1 1/8"

Otras características: De Tabla 29

Corriente absorbida a 460 V - 3F - 60 Hz

Por motores : 2.0 Amp

Por calentadores : 8.8 Amp

Número de ventiladores: Dos (2)

d) Cámara de Papas
.....

Datos:

- Capacidad del evaporador requerida: 2,326 Kcal/hr

= 9,230 BTU/hr

- Temperatura de succión del evaporador: -2°C (28.4°F)

- D.T. = 5.6°C (10°F)

Selección:

De la Tabla 27 se tiene:

Considerando el Modelo FL92

Para E.S.T.: 28.4°F por extrapolación se tiene:

Capacidad: 10,992 BTU/hr (es conforme)

Dimensiones:

De la Figura 23 y Tabla 28 se tiene:

Largo : 44" (1118 mm)

Alto : 16" (406 mm)

Profundidad : 14" (356 mm)

Conexión de entrada: 1/2"

Conexión de succión: 7/8"

- Otras características (De Tabla 29)

Corriente absorbida a 230V - 1F - 60 Hz

Por motores: 2.2 Amp.

Número de ventiladores: Dos (2)

e) Cámara de Lácteos
.....

Datos:

- Capacidad del evaporador requerida: 2,278 Kcal/hr
= 9,040 BTU/hr
- Temperatura de succión del evaporador: -4°C (24.8°F)
- D.T. : 8°C (14.4°F)

Selección:

De la Tabla 27, se tiene:

Considerando el Modelo FL92

Para E.S.T. 24.8°F por extrapolación se tiene:

Capacidad: 10,824 BTU/hr (es conforme)

Dimensiones:

De la Figura 23 y Tabla 28, se tiene:

Largo : 44" (1118 mm)

Alto : 16" (406 mm)

Profundidad : 14" (356 mm)

Conexión de Entrada: 1/2"

Conexión de Succión: 7/8"

Otras características, de Tabla 29:

Corriente absorbida a 230 V-IF-60 Hz:

Por motores: 2.2 Amp

Número de ventiladores: Dos (2)

Nota:

En el Plano PR-07 se muestra la disposición de los evaporadores en cada una de las cámaras frigoríficas.

3.7.3 Selección de las Bombas de Agua de Enfriamiento de los Condensadores

De acuerdo a lo anteriormente calculado se tiene:

Datos:

- Caudal: $6.4 \text{ m}^3/\text{hr}$ (1.8 lt/seg)
- Altura total de descarga: 30.6 m
- NPSH Disponible: 6.9 m

Selección:

De Tabla 30 tomada del catálogo del fabricante Hidrosta1 se selecciona:

La bomba centrífuga modelo 32-125 que tiene las siguientes características:

- Caudal : 3 lt/seg
 - Altura total : 30 m
 - Velocidad : 3450 RPM
 - NPSH (requerido) : 2.5 m
- Potencia del motor recomendado: 3.6 HP

Por otra parte de la Figura 24, correspondiente a las curvas de comportamiento de la bomba se tiene:

- Potencia al freno requerida : 2 BHP
- Eficiencia de la bomba : 40%
- Norma de fabricación : ISO 2858

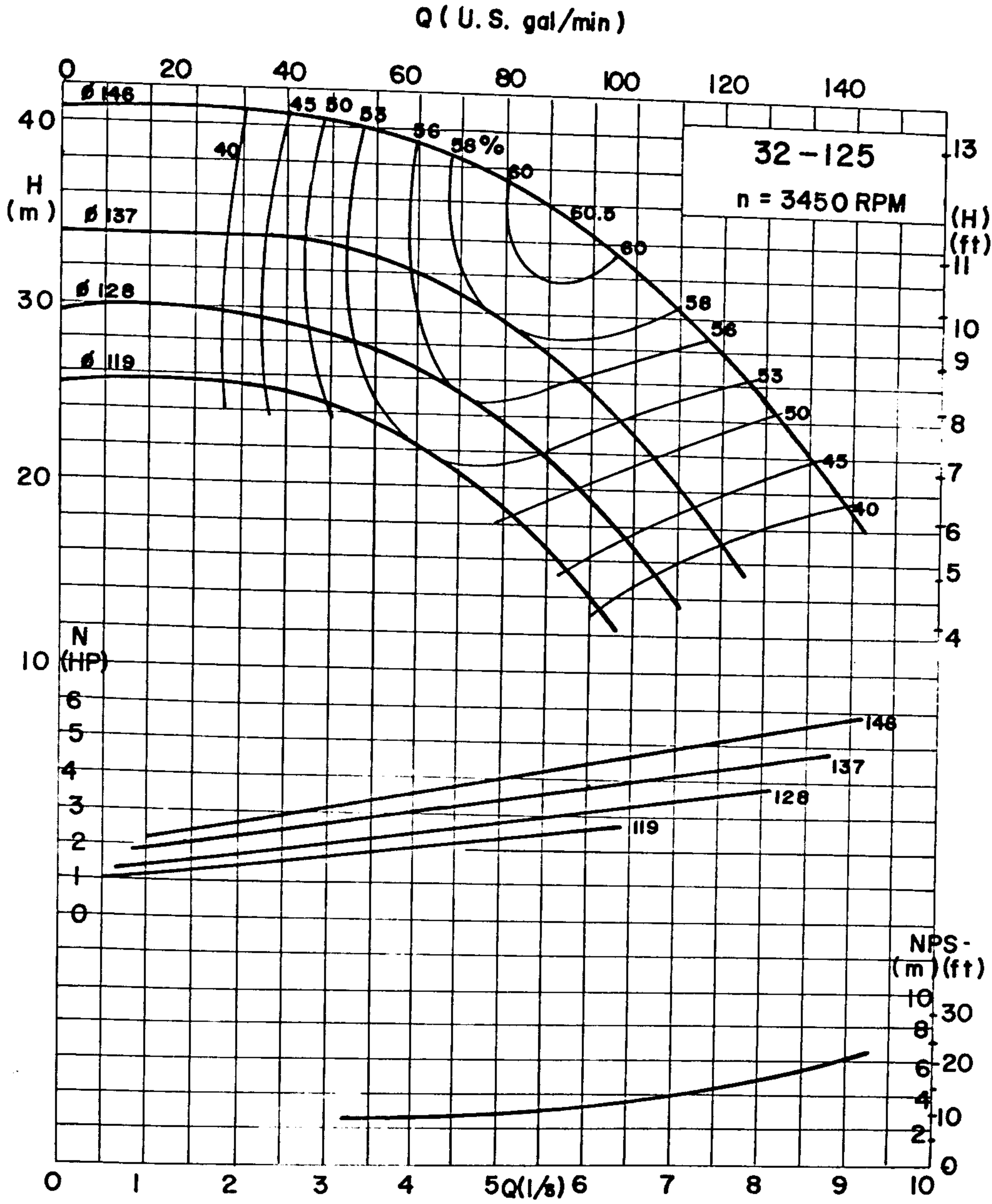


FIGURA 24

BOMBAS CENTRIFUGAS HIDROSTAL - ISO 2858

CURVAS DE RENDIMIENTO

De Tabla 31, correspondiente a las dimensiones de la bomba se tiene:

Diámetro de succión	: 50 DN
Diámetro de descarga	: 32 DN
Alto de la bomba	: 252 mm
Longitud de la bomba	: 465 mm (sin motor)

Otras características:

Material de la caja	: Fierro fundido nodular
Material del impulsor	: Bronce al Silicio
Material del eje	: Acero inoxidable AISI-316

3.7.4 Selección de las Válvulas de Expansión Termostáticas

La selección de las válvulas de expansión termostáticas se hará en base a los siguientes factores:

- Temperatura en el evaporador T_e
- Capacidad del sistema en Kcal/hr
- Presión de condensación P_c
- Presión de evaporación P_e
- Pérdida de presión en la línea de líquido
- Diferencia de presión disponible a través de la válvula
- Tipo de Refrigerante

En todos los casos se utilizarán válvulas con compensador externo con el fin de obviar las pérdidas de presión que pueden presentarse en el evaporador.

a) Cámara de Carne

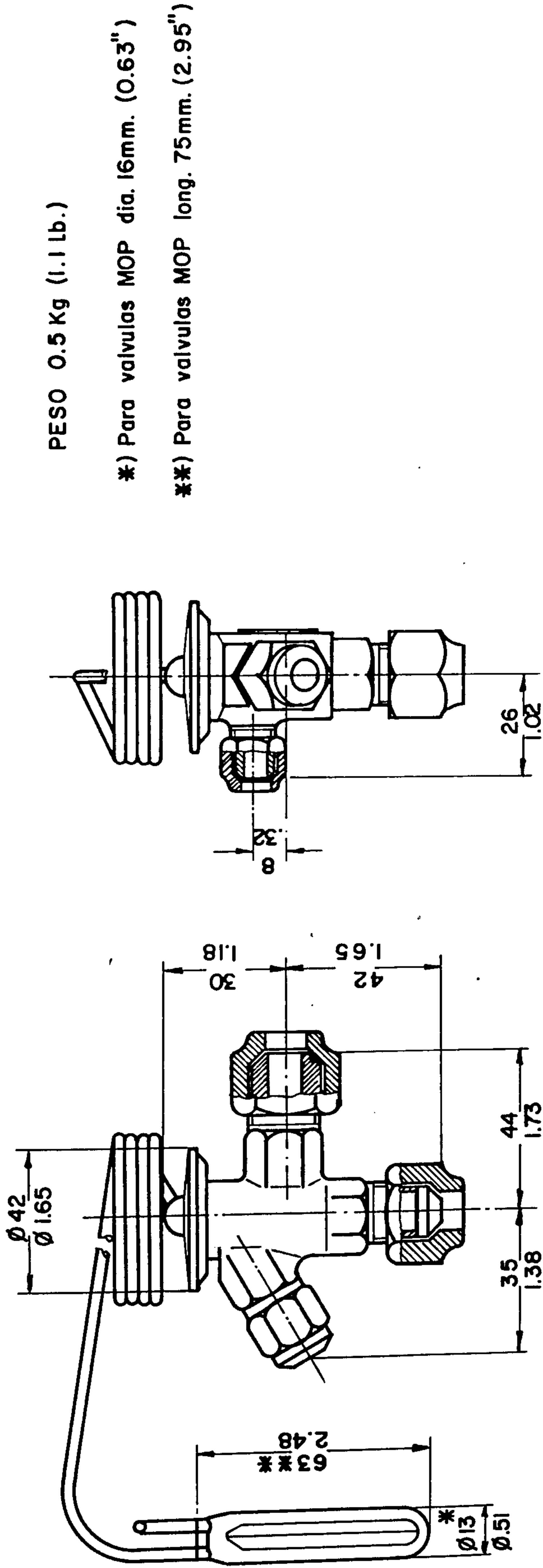
Temperatura de condensación	: 40°C (105°F)
Temperatura de evaporación	: -26°C (-15°F)

De Tabla 16 correspondiente al refrigerante 22, se tiene:

Presión de condensación	: 225.7 Psia
Presión de evaporación	: 28 Psia
Diferencia $P_c - P_e$: 197.7 Psia

Pérdida de presión en tubería de líquido: δp

De la Fig. 14 circuito h-g-f-3-c



PESO 0.5 Kg (1.1 lb.)

*) Para valvulas MOP dia. 16mm. (0.63")

***) Para valvulas MOP long. 75mm. (2.95")

Referencia:
Catálogo DANFOSS

Tipo T2/TE2

FIGURA 25
VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA

Habiéndose considerado en los cálculos un ΔT total máximo de 1°F se tiene:

De Tabla 16.

Para Temp. de condensación $105^{\circ}\text{F} \rightarrow 225.46 \text{ Psia}$

Para Temp. de condensación $104^{\circ}\text{F} \rightarrow 222.42 \text{ Psia}$

$\delta p \rightarrow 3.04 \text{ Psia}$

Diferencia de presión disponible a través de la válvula:

$P_c - P_e - \delta p = 197.7 - 3.0 = 194.7 \text{ psia} \rightarrow 13.2 \text{ Atm.}$

Capacidad requerida: 12,275 Kcal/hr

De la Tabla 32 del catálogo del fabricante de válvulas de expansión DANFOSS se tiene que para una ΔP de 12 Atm. y una temperatura de evaporación de -30°C la válvula de tipo TX/TEX 2-4.5 tiene una capacidad de $12.2 \times 1000 \text{ Kcal/hr}$, lo cual satisface lo requerido.

Se utilizará el tipo TEX, es decir con compensador externo.

Tamaño de las conexiones:

De la Tabla 33 (del catálogo del fabricante) se tiene para una válvula TX/TEX 2-4.5:

- Diámetro de entrada : 10 mm (3/8")

- Diámetro de salida : 12 mm (1/2")

En este caso se utilizará una válvula de expansión provista

de control de Máxima Presión de Operación (MOP), el cual es recomendable para servicios a baja temperatura.

b) Cámara de Pescado

Temperatura de condensación : 40°C (105°F)
Temperatura de evaporación : -26°C (-15°F)

De Tabla 16 correspondiente al R 22, se tiene:

Presión de condensación : 225.7 Psia
Presión de evaporación : 28.0 Psia
Diferencia Pc-Pe : 197.7 Psia

Pérdida de presión en tubería de líquido, de la Figura 14
circuito h-g-f-5-e

Considerando $\Delta T = 1^\circ F$ o sea $\delta p = 3.0$ Psia

Se tiene:

Diferencia de presión disponible a través de la válvula:

$$197.7 - 3.0 = 194.7 \text{ Psia} \longrightarrow 13.2 \text{ Atm}$$

Capacidad requerida : 1508 Kcal/hr

De Tabla 32 del catálogo DANFOSS, se tiene que para una ΔP de 12 Atm y una temperatura de evaporación de -30°C la válvula del tipo TX/TEX 2-0.8 tiene una capacidad de 2.1×1000 Kcal/hr, lo cual satisface lo requerido.

Se utilizará el tipo TEX, es decir con compensador externo.

Tamaño de las conexiones:

De la Tabla 33 del fabricante DANFOSS se tiene que para una válvula TX/TEX-2-0.8.

Diámetro de entrada : 6 mm (1/4")

Diámetro de salida : 12 mm (1/2")

En este caso se utilizará una Válvula de Expansión Provista con control de máxima presión de operación (MOP) lo cual es recomendable para servicios de baja temperatura.

c) Cámara de Vegetales

Temperatura de condensación : 40°C (105°F)

Temperatura de evaporación : -6°C (21.2°F)

De Tabla 16 correspondiente al R22, se tiene:

Presión de condensación : 225.7 Psia

Presión de evaporación : 58.8 Psia

Diferencia $P_c - P_e$: 166.9 Psia

Pérdida de presión en tubería de líquido, de la Figura 14 circuito h-g-f-2-b.

Para $\Delta T = 1^\circ F$ $\delta p = 3.0$ Psia

Diferencia de presión disponible a través de la válvula:

$166.9 - 3.0 = 163.9$ Psia \rightarrow 11.1 Atm.

Capacidad requerida : 5,172 Kcal/hr

De Tabla 32 del catálogo DANFOSS se tiene que para una ΔP de 10 Atm. y una temperatura de evaporación de -10°C , la válvula de tipo TX/TEX 2-1.5 tiene una capacidad de 5.2×1000 Kcal/hr, lo cual satisface lo requerido.

Se utilizará el tipo TEX, es decir con compensador externo.

Tamaño de las conexiones:

De la Tabla 33 del fabricante DANFOSS, se tiene que para una válvula TX/TEX 2-1.5.

Diámetro de entrada : 6 mm (1/4")

Diámetro de salida : 12 mm (1/2")

d) Cámara de Papas

Temp. de condensación : 40°C (105°F)

Temp. de evaporación : -2°C (28.4°F)

De Tabla 16 correspondiente al R22, se tiene:

Presión de condensación : 225.7 Psia

Presión de evaporación : 67.1 Psia

Diferencia $P_c - P_e$: 158.6 Psia

Pérdida de presión en tubería de líquido, de la Figura 14
circuito h-g-f-1-a

Para $\Delta T = 1^{\circ}\text{F}$ $\delta p = 3.0$ Psia

Diferencia de presión disponible a través de la válvula

$$158.6 - 3.0 = 155.6 \text{ Psia} \quad \longrightarrow \quad 10.5 \text{ Atm.}$$

Capacidad requerida: 2,326 Kcal/hr

De Tabla 32 del catálogo DANFOSS se tiene que para una ΔP de 10 Atm. y una temperatura de evaporación de 0°C la válvula de tipo TX/TEX 2-0.8 tiene una capacidad de 3.0×1000 Kcal/hr.

Esta misma válvula para ΔP de 10 Atm y una temperatura de evaporación de -10°C tiene una capacidad de 2.8×1000 Kcal/hr, lo cual satisface lo requerido.

Se utilizará el tipo TEX, con compensador externo.

Tamaño de las conexiones:

De la Tabla 33 del fabricante DANFOSS, se tiene que para una válvula TX/TEX 2-0.8.

Diámetro de Entrada: 6 mm (1/4")

Diámetro de Salida : 12 mm (1/2")

e) Cámara de Lácteos

Temp. de condensación: 40°C (105°F)

Temp. de evaporación : -4°C (24.8°F)

De Tabla 16 correspondiente al R22, se tiene:

Presión de condensación	: 225.7 Psia
Presión de evaporación	: 63.5 Psia
Diferencia $P_c - P_e$: 162.2 Psia

Pérdida de presión en tubería de líquido, de la Figura 14
circuito h-g-f-4-d.

Para $\Delta T = 1^{\circ}F$ $\dot{Q}_p = 3.0 \text{ Psia}$

Diferencia de presión disponible a través de la válvula

$162.2 - 3.0 = 159.2 \text{ Psia} \longrightarrow 10.8 \text{ Atm.}$

Capacidad requerida 2,278 Kcal/hr

De Tabla 32 del catálogo DANFOSS se tiene que para una DP de 10 Atm. y una temperatura de evaporación de $0^{\circ}C$ la válvula tipo TX/TEX 2-0.8 tiene una capacidad de $3.0 \times 1000 \text{ Kcal/hr.}$ Esta misma válvula para ΔP de 10 Atm. y una temperatura de evaporación de $-10^{\circ}C$, tiene una capacidad de $2.8 \times 1000 \text{ Kcal/hr}$ lo cual satisface lo requerido.

Se utilizará el tipo TEX

Tamaño de las conexiones:

De la Tabla 33 del fabricante DANFOSS se tiene que para una válvula TX/TEX 2-0.8.

Diámetro de entrada	: 6 mm (1/4")
Diámetro de salida	: 12 mm (1/2")

TABLA 01

CONSUMO PROMEDIO DE VIVERES POR PERSONA
POR DIA

Carne	0.450 Kg/persona-dia
Aves	0.060
Pescado	0.030
Papas	0.400
Verduras	0.585
Fruta fresca	0.180
Lacteos	0.246
Queso fresco	0.012
Mantequilla	0.020
Jamon	0.006
Embutidos	0.008
Leche Evaporada	0.246
Huevos	1 1/2 Und/persona-dia

Fuente: Del Patron Alimenticio proporcionado por la C.P.V.

TABLA 02

CONSUMO DE TRIPULACION DE VIVERES CONGELADOS Y REFRIGERADOS

(1)

PRODUCTO	RACION (Kg/h-d)	PERSONAS	DIAS	TOTAL (Kg)
CARNE (RES)	0.450	50	45	1012.5
POLLO	0.060	50	45	135
PESCADO	0.030	50	45	67.5
PAPAS	0.400	50	30	600
VERDURAS	0.585	50	15 30	439 878
FRUTA FRESCA	0.180	50	15 30	135 270
LACTEOS:				
QUESO FRESCO	0.012	50	45	27
MANTEQUILLA	0.020	50	45	45
JAMON	0.006	50	45	15
EMBUTIDOS	0.008	50	45	18
LECHE EVAPORADA	0.246	50	45	554
HUEVOS	1.5 und.	50	45	3375 und.
	0.100	50	45	33.8

NOTA:

(1) DE TABLA Nº 01 RACIONAMIENTO DIARIO, FUENTE: COMPAÑIA PERUANA DE VAPORES

TABLA 03

DENSIDAD DE ALMACENAMIENTO DE VIVERES EN
CAMARAS FRIGORIFICAS

VIVERES	Densidad de almacenamiento Kg/m ³		
	(1)	(2)	(3)
1) CARNES			
Res sin hueso	1280		
Res congelada y empacada			702.7
Aves (en trozos)	622.4		
2) PESCADO			
En filetes	793.6		
Entero (eviscerado)	528 - 560		
En cajas			512
Congelado			448
3) VERDURAS			
Tomate	496		
Zanahoria		550	
Cebolla		420	
Nabo		550	
Betarraga		500	
Ajo		500	
Rabano		550	
Zapallo		300	
Choclo		350	
Poro		300	
Apio	502.4		
Lechuga	268.8		
Col		280	
Coliflor		300	
Espinaca	496		
Esparragos	380.8		
Pepinillos		450	
Culantro		300	
Perejil		300	
4) FRUTAS			
Manzanas	444.8		338
Naranjas	352		426.6
Peras	569.6		
Duraznos	422 - 651		
Limonas	611.2		426.6
5) PAPAS			
En sacos	435.2		587.5
6) LACTEOS			
Queso	520 - 648		527
Mantequilla			535
Leche evaporado	729.6		
Embutidos		800	
Huevos	305.6		

REFERENCIAS:

- (1) Datos del ASHRAE HANDBOOK 1982 Capítulo 41 tabla 6 pag. 41.17, 41.18
- (2) Valores determinados prácticamente
- (3) Datos del MARINE ENGINEERING Capítulo XIX Sección 3 Tabla 13
(Factor de conversión 1 lb/pe³ = 16 Kg/m³)

TABLA 04

CONDUCTIVIDAD TERMICA DE MATERIALES AISLANTES Y DE CONSTRUCCION DE CAMARAS FRIGORIFICAS

MATERIAL	CONDUCTIVIDAD TERMICA		DENSIDAD		REFERENCIAS
	K	λ	LB./PIE ³	KG/M ³	
LANA DE VIDRIO EN COLCHONETAS	0.27	0.033	1.5	24	1
LANA DE VIDRIO (FIBERGLASS)	0.24	0.029	1.6		2
LANA MINERAL	0.27	0.033			1
LANA MINERAL (ROCKWOOL)	0.22	0.028	2.8	45	3
ESPUMA DE POLIURETANO EN PANELES	0.16	0.02	1.5 - 2.5	24 - 40	1
POLIESTIRENO EXPANDIDO Y EXTRUDADO EN PANELES (TECNOPOR)	0.25 0.20	0.031 0.025	1.8 2.2	30 35	1
CORCHO	0.30	0.037	8	130	1
MADERA PINO	0.8	0.099	45		1
MADERA ROBLE	1.1	0.136	32		
CONCRETO	12.0	1.488	140		1
ACERO	314	38.9	489		1
ALUMINIO	1536	190	171		1
ASBESTO AISLAMIENTO	1.1	0.136	36		1
AIRE (EN CAPAS INTERMEDIAS DE 10 a 20mm. DE ESPESOR).		0.02			4
R 11	0.056	0.007			4

K: CONDUCTIVIDAD TERMICA, SISTEMA INGLES: BTU in/ft². h. °F

λ : CONDUCTIVIDAD TERMICA, SISTEMA METRICO: Kcal-m/m²-h. °C
Kcal/m-h. °C

FACTOR DE CONVERSION: 1 BTU. in/ft². h °F = 0.1240 Kcal./m.h. °C

REFERENCIAS:

1. DEL ASHRE FUNDAMENTALS HANDBOOK 1981- CAPITULO 23- TABLA 3A Y 3B
PARA UNA TEMPERATURA MEDIA DE 75°F (23.9°C) CAPITULO 39- TABLA 3
2. DEL CATALOGO DEL FABRICANTE FIBERGLASS.
3. " " " " ELKEN-ROCKWOOL
4. TRATADO DE REFRIGERACION, POR P.J. RAPIN

TABLA 05

CONDUCTIVIDAD TERMICA K DE MATERIALES AISLANTES (a la temperatura media indicada)
 Btu - pulg/hr - pie² °F

MATERIAL	Max.Temp. Admisible °F	Densidad Típica lb/pie ³	K : CONDUCTIVIDAD TIPICA A TEMPERATURA MEDIA °F											
			-100	-75	-50	-25	0	25	50	75	100	200		
Espuma de Poliuretano	210	1.5 -2.5	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16 (0.02)	0.16 (0.02)	0.17	
Lana de vidrio	350	1.5	-	-	-	0.21	0.22	0.22	0.23	0.23	0.25	0.27	0.28	0.37
Poliestireno expandido	170	1.8	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21	0.23	0.23	0.24	0.25	0.27	

FUENTE: Datos extraidos del ASHRAE
 Fundamental Handbook 1981
 Tabla 3B Pag. 23-18

TABLA 06

VALORES RECOMENDADOS DE RESISTENCIA
TERMICA DE AISLAMIENTO: R

TIPO DE SERVICIO	RANGO DE TEMPERATURA	pie ² -hr-°F / BTU		
		PISOS R	PAREDES R	TECHO R
ENFRIAMIENTO (COOLER)	40 a 50°F (4 a 10°C)	SOLO AISLAMIENTO PERIMETRAL	17 a 30	25 a 35
ENFRIAMIENTO (CHILL)	28 a 35°F (-2 a 2°C)	15 a 20	25 a 35	30 a 40
ALMACENAMIENTO DE CONGELADOS	-10 a -20°F (-23 a -29°C)	30 a 35	33 a 50	40 a 50
CONGELAMIENTO RAPIDO	-40°F (-40°C)	35 a 40	50 a 60	50 a 60

REFERENCIA:

ASHRAE FUNDAMENTAL HANDBOOK - Capitulo 20 Tabla 4 pag. 20-23

TABLA 07

CUADRO COMPARATIVO DE RESISTENCIAS TERMICAS

ESPESOR DE AISLAMIENTO X		RESISTENCIA TERMICA: ft-h-°F/BTU		
		ESPUMA DE POLIURETANO K=0.16	LANA MINERAL K = 0.27	CORCHO K=0.30
		$R = \frac{1}{C} = \frac{X}{K}$	R	R
m.m.	pulg.			
25	1	6.3	3.7	3.3
50	2	12.5	7.41	6.7
75	3	18.8	11.1	10.0
100	4	25.0	14.8	13.3
125	5	31.3	18.5	16.7
150	6	37.5	22.2	20.0
175	7	43.8	25.9	23.3
200	8	50.0	29.6	26.7
225	9	56.3	33.3	30.0
250	10	62.5	37.0	33.3
275	11	68.8	40.7	36.7
300	12	75.0	44.4	40.0

K : BTU-in /ft²-h-°F (según Tabla 06)

R: $\frac{\text{ft}^2\text{-h-}^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$

X: ESPESOR DE AISLAMIENTO EN PULGADAS

DEL ANALISIS DE LOS VALORES ARRIBA INDICADOS PARA OBTENER RESISTENCIAS DEL MISMO ORDEN SE TIENE LO SIGUIENTE :

ESPESORES EQUIVALENTES EN PULGADAS

POLIURETANO	LANA MINERAL	CORCHO	RESISTENCIAS RESPECTIVAS
1	2	2	6.3 - 7.4 - 6.7
2	4	4	12.5 - 14.8 - 13.3
3	5	6	18.8 - 18.5 - 20.0
4	7	8	25.0 - 25.9 - 26.7
5	9	10	31.3 - 33.3 - 33.3
6	10	11	37.5 - 37.0 - 36.7

TABLA 08

CONDICIONES RECOMENDABLES DE ALMACENAJE DE VIVERES
CUADRO COMPARATIVO

VIVERES		1			2			3		
		TEMP. 0°C	TIEMPO	HUM. REL. %	TEMP. 0°C	TIEMPO	HUM. REL. %	TEMP. 0°C	TIEMPO	HUM. REL. %
CARNE	CARNE DE RES (BEEF) CONGELADA	-23/-18	9-12M	90-95				-18	8-12M	95-100
	AVES (POULTRY) CONGELADA	-23/-18	8-12M	90-95	-17.8	10M	85-90	-18	6-8M	95-100
PESCADO	PESCADO (FISH) CONGELADO	-29/-18	6-12M	90-95	-17.8	6M	80-85	-18	3-4M	
VEGETALES	TOMATES (TOMATOES)	13-21	1-3S	85-90	12.8-15.6	3-5S	85-90			
	ZANAHORIAS (CARROTS)	0	5-9M	98-100	0/2.22	4-5M	95-98	-1, 1	4-6M	90-95
	CEBOLLA (ONIONS)	0	1-8M	65-75	0/2.22	6-8M	70-75	-3, 0	6M	70-75
	NABOS (TURNIPS)	0	4-5M	95	0 2.22	4-5M	95-98			
	BETERRAGAS (BEETS)	0	4-6M	95-100						
	AJOS (GARLICS)	0	6-7M	65-70						
	RABANO (RADISHES)	0	8-4S 2-4M	95				-1, 0	10-12M	90-95
	ZAPALLO (SQUASHES)	0/10	5-14D	85-95						
	CHOCLOS (CORN)	0	4-8D	95						
	POROS (LEEK)	0	1-3M	95						
	APIOS (CELERIES)	0	1-2M	95	-0.56/0	2-4M	90-95	0-1	2-4M	90-95
	LECHUGA (LETTUCE)	0/1	2-3S	95-100	0/2.22	2-3S	90-95	0	1-3S	90-95
	COL (CABBAGE)	0	5-6M	95-100	0/1.67	3-4S	90-95			
	COLIFLOR (CAULIFLOWER)	0	2-4S	95	0/2.22	2-3S	85-90			
	ESPINACA (SPINACH)	0	10-14D	95	0	10-14D	90-95			
	ESPARRAGOS (ASPARAGUS)	0/2	2-3S	95	0/2.22	3D	85-90			
FRUTAS	MANZANAS (APPLES)	-1/4	3-8M	90	-1.11/0	48M	85-88	-1, 0	5M	
	NARANJAS (ORANGES)	0-9	3-12S	85-90	0/1.11	8-10S	85-90	2, 7	1-4M	85-90
	PERAS (PEARS)	-1.6/-0.5	2-7M	90-95	-1.67/-0.5	1-7M	80-85	-1, 1	3-6M	
	DURAZNOS (PEACHES)	-5/0	2-4S	90	-0.56/0.56	2-4S	80-85			
	LIMONES (LEMONS)	0/10	1-6M	85-90	12.8/15.6	1-4M	85-90	0	1-3S	85-90
	UVAS (GRAPES)	-1/0	2-8S	85-90	0.56/0	3-8S	80-85			
PIPA	PAPAS (POTATOES)	3-10	5-8M	90-95	10-21.1		85-90	4.5-10	4-8M	85-90
LACTEOS	QUESO (CHEESE)	-1/4.4	6M	65-70	-1.11/1.11	1M	75-85	-3,-5	6M	
	MANTEQUILLA (BUTTER)	4	1M	75-85	0	6M	80-85	0	6S	
	LECHE EVAPORADA (EVAPORATED MILK)	4	24M	LOW						
	HUEVOS (EGGS)	2-4	6-12M	LOW	-1.11/0.56	12M	80-87	-1, 0	6-7M	85-90
	EMBUTIDOS									

REFERENCIAS.-

1. - DEL ASHRAE HANDBOOK - 1982 APPLICATIONS, TABLA 2a, CAPITULO 41
2. - DE PRINCIPIO DE REFRIGERACION, DE ROY J. DOSSAT
3. - DE TRATADO DE REFRIGERACION, DE PLANK

TABLA 09

**TEMPERATURAS ASUMIDAS DE ESPACIOS ADYACENTES A
COMPARTIMIENTOS REFRIGERADOS EN BUQUES MERCANTES**

DESCRIPCION	°F	°C
Cubiertas de madera, a intemperie expuestas al sol	120	49
Cubiertas de acero, a intemperie expuestas al sol	140	60
Mamparos a la sombra	100	37.8
Espacios adyacentes de máquinas	120	49
Espacios adyacentes refrigerados	Temp. de diseño	Temp. de diseño
Superficie expuesta al agua de mar	85	29.4
Otros espacios interiores	100	37.8

FUENTE : MARINE ENGINEERING 1971, Tabla 10, Capítulo XIX, Sección 2, pag. 731

DESCRIPCION	°F	°C
Temperatura ambiente	100	37.8
Temperatura de agua de mar	85	29.4

FUENTE: ASHRAE, APPLICATIONS Handbook, 1982 - Pag 45-9

TABLA 10

PROPIEDADES CALORIFICAS DE VIVERES REFRIGERADOS Y CONGELADOS

VIVERES	PUNTO DE CONGELAC. °C	CALOR ESPECIFICO K-Cal /Kg-°C		CALOR LATENTE K-Cal /Kg	CALOR DE RESPIRAC. A 0°C K-Cal /Kg-hr.	FACTOR DE RITMO DE ENFRIAMTO.
		ANTES DE CONG.	DESPUES D' CONG.			
Carne de res	-2.2 -1.7	.70/.84 (.70/.84)	.39/.43 (.39/.43)	49.5/61.2 (89/110)		0.67
Aves	-2.8	.80 (.80)	.42 (.42)	59.0 (106)		1.0
Pescado	-2.2	.77 (.77)	.40 (.40)	55.6 (100)		
Tomates	-0.6	.94 (.94)	.48 (.48)	74.0 (133)	0.0149	1.0
Zanahoria	-1.4	.90 (.90)	.46 (.46)	70.1 (126)	0.024	0.8
Cebolla	-0.9	.90 (.90)	.46 (.46)	70.1 (126)	0.0099	0.8
Nabos	-1.1	.93 (.93)	.47 (.47)	73.4 (132)	0.0222	0.8
Betarrago	-0.9	.90 (.90)	.46 (.46)	70.1 (126)		
Ajos	-0.8	.69 (.69)	.40 (.40)	49.5 (89)		
Rabano	-0.7	.95 (.95)	.48 (.48)	74.5 (134)		
Zapallo	-0.5	.88 (.88)	.45 (.45)	67.9 (122)		
Choclos	-0.6	.79 (.79)	.42 (.42)	59.0 (106)	0.0194	
Poros	-0.7	.88 (.88)	.46 (.46)	67.9 (122)		
Apio	-0.5	.95 (.95)	.48 (.48)	75.1 (135)	0.032	
Lechuga	-0.2	.96 (.96)	.48 (.48)	75.7 (136)	0.133	
Col	-0.9	.94 (.94)	.47 (.47)	73.4 (132)	0.032	0.8
Coliflor	-0.8	.93 (.93)	.47 (.47)	73.4 (132)	0.032	0.8
Espinaca	-0.3	.94 (.94)	.48 (.48)	74.0 (133)	0.111	
Esparragos	-0.6	.94 (.94)	.48 (.48)	74.0 (133)	0.019	0.9
Manzanas	-1.1	.87 (.87)	.45 (.45)	67.3 (121)	0.0099	0.67
Naranjas	-0.8	.90 (.90)	.46 (.46)	69.0 (124)	0.009	0.70
Peras	-1.6	.86 (.86)	.45 (.45)	65.6 (118)	0.0088	0.80
Duraznos	-0.9	.91 (.91)	.46 (.46)	70.7 (127)	0.012	0.62
Limonos	-1.4	.91 (.91)	.46 (.46)	70.7 (127)	0.0066	1.0
Uvas	-1.6	.86 (.86)	.45 (.45)	65.6 (118)	0.0041	0.80
Papas	-0.7	.82 (.82)	.43 (.43)	61.7 (111)	0.016 a 4°C	
Queso	-13.3	.52 (.52)	.31 (.31)	29.5 (53)		
Mantequilla	-0.6	.36 (.36)	.25 (.25)	12.8 (23)		
Leche evaporada	-1.4	.79 (.79)	.42 (.42)	59.0 (106)		
Huevos	-2.2	.73 (.73)	.40 (.40)	53.4 (96)		0.85
Jamon	-1.7	.80 (.80)	.42 (.42)	59.0 (106)		

(xx) Los valores entre parentesis corresponden a unidades inglesas

REFERENCIAS

- a) Del ASHRAE 1982 APPLICATIONS HANDBOOK - Cap. 41 - Tabla 2
- b) De PRINCIPIOS DE REFRIGERACION Roy J. DOSSAT - Tabla 10.14
- c) De PRINCIPIOS DE REFRIGERACION Roy J. DOSSAT - Tablas 10.11 y 10.12

TABLA 11

CAMBIOS DE AIRE PROMEDIOS POR 24 HORAS PARA CUARTOS DE ALMACENAJE
DEBIDO A APERTURAS DE PUERTAS E INFILTRACION

CAMBIOS DE AIRE POR 24 HORAS		
VOLUMEN INTERIOR M ³	(a) TEMP. DEL CUARTO POR SOBRE 0°C	(b) TEMP. DEL CUARTO POR DEBAJO 0°C
5	50.1	38.0
10	31.1	24.2
15	25.3	19.6
20	21.2	16.9
25	18.7	14.9
30	16.7	13.5
40	14.3	11.7
50	12.8	10.2
75	10.1	8.0
100	8.7	6.7
125	7.7	6.0
150	7.0	5.4

FUENTE : DE ASHRAE FUNDAMENTAL HANDBOOK 1981

TABLA 4 , CAPITULO 29 , PAG. 29.3

TABLA 12
CALOR REMOVIDO EN ENFRIAR EL AIRE
A LAS CONDICIONES DE ALMACENAMIENTO (Kcal/m³)

Temp. de almacenam. °C a 80%rh	Temperatura de aire exterior °C							
	29.4		32.2		35		37.8	
	Humedad Relativa %							
	50	60	50	60	50	60	50	60
18.3	4.0	5.7	6.05	8.1	8.28	10.68	10.77	13.44
15.6	5.87	7.56	7.92	9.97	10.14	12.55	12.64	15.22
12.8	7.56	9.25	9.61	11.66	11.84	14.24	14.33	17.0
10.0	9.17	10.86	11.21	13.26	13.44	15.84	15.93	18.60
7.2	10.59	12.37	12.73	14.77	14.95	17.27	13.36	20.02
4.4	12.02	13.79	14.15	16.11	16.29	18.69	18.78	21.45
1.7	13.35	15.13	15.49	17.44	17.71	20.03	20.11	22.80
-1.1	14.6	16.38	16.73	18.69	18.96	21.27	21.36	24.03

Temp. de almacenam. °C a 80%rh	Temperatura de aire exterior °C							
	4.4		10.0		32.2		37.8	
	Humedad Relativa %							
	70	80	70	80	50	60	50	60
-3.9	3.47	3.83	6.14	6.68	17.98	19.94	22.61	25.28
-6.7	4.63	4.98	7.30	7.92	19.14	21.18	23.85	26.43
-9.4	5.79	6.14	8.46	8.99	20.29	22.25	24.92	27.60
-12.2	6.85	7.30	9.61	10.15	21.36	23.41	26.08	28.66
-15	7.92	8.37	10.68	11.21	22.43	24.48	27.15	29.73
-17.8	8.99	9.35	11.66	12.28	23.50	25.45	28.12	30.79
-20.5	10.06	10.41	12.73	13.26	24.56	26.52	29.19	31.86
-23.3	11.04	11.48	13.80	14.33	25.63	27.59	30.26	32.93
-26.1	12.1	12.55	14.86	15.40	26.61	28.66	31.33	33.91
-28.7	13.17	13.59	15.84	16.47	27.68	29.73	32.40	34.98
-31.6	14.24	14.60	16.91	17.53	28.75	30.71	33.38	36.05
-34.4	15.31	15.66	18.07	18.60	29.82	31.86	34.53	37.11

FUENTE : Tabla 5a, del ASHRAE Fundamental Handbook, 1981 Cap.29-pag.29-5

TABLA 13

CALOR EQUIVALENTE DE MOTORES
ELECTRICOS Kcal./HP-h.

MOTOR		1	2	3
KW	HP	Carga Conectada dentro del espacio refrigerado.	Perdidas del Motor fuera del espacio refrigerado.	Carga Conectada dentro del espacio refrigerado.
0.09 a 0.37	1/8 a 1/2	1071.0	641.3	428.4
0.38 a 2.24	1/2 a 3	932.4	641.3	289.8
2.25 a 15	3 a 20	743.4	641.3	100.8

- 1.- Cuando tanto las perdidas del motor como la salida útil se disipan dentro del espacio refrigerado. Motores para ventiladores de circulación forzada en enfriadores unitarios.
- 2.- Para usarse cuando las perdidas del motor son disipadas fuera del espacio refrigerado y el trabajo del motor se emplea dentro de este espacio. Bombeo en un sistema de salmuera ó agua de enfriamiento circulante, motor del ventilador fuera del espacio refrigerado que mueve el ventilador dentro del espacio.
- 3.- Para usarse cuando las perdidas de calor en el motor se disipan dentro del espacio refrigerado y el trabajo útil se efectúa fuera de este espacio. Motor en espacio refrigerado moviendo bomba ó ventilador localizado fuera del espacio.

FUENTE.- DEL ASHRAE 1981. Fundamentals Handbook Capitulo 29
pag. 29.6, Tabla 6.

TABLA 14

CALOR EQUIVALENTE DE OCUPANTES

TEMPERATURA DEL ESPACIO REFRIGERADO		CALOR EQUIVALENTE POR PERSONA
°C	°F	$q = \text{Kcal/h}$
10.0	50	181.4
4.4	40	211.7
-1.1	30	239.4
-6.7	20	264.6
-12.1	10	302.4
-17.8	0	327.6
-23.3	-10	352.8

FUENTE: Del ASHAE 1981 Fundamental Handbook
Capitulo 29, pag. 29.6, Tabla 7

TABLA 15

T.D. DE DISEÑO DE EVAPORADORES.

HUMEDAD RELATIVA	CONVECCION NATURAL	CONVECCION FORZADA
95-91	12 - 14°F	8 - 10°F 4.4 - 5.6°C
90-86	14 - 16°F	10 - 12°F 5.6 - 6.7°C
85-81	16 - 18°F	12 - 14°F 6.7 - 7.8°C
80-76	18 - 20°F	14 - 16°F 7.8 - 8.9°C
75-70	20 - 22°F	16 - 18°F 8.9 - 10.0°C

Para temperaturas de 10°F y menores, un T.D. de evaporador a 10°F (5.6°C) es generalmente usado para evaporadores de convección forzada.

FUENTE: Tabla 11.2 , Principios de Refrigeración de ROY J. DOSSAT (1980) Página 245

TABLA 17
CAPACIDAD DE LINEAS DE REFRIGERANTE 22

(TONELADAS DE REFRIGERACION PARA UNA CAIDA DE PRESION (ΔP EN PSI) POR 100 PIES DE TUBERIA EQUIVALENTE COMO SE MUESTRA, CON EL CORRESPONDIENTE CAMBIO (ΔT) EN LA TEMPERATURA DE SATURACION).

TAMAÑO DE LINEA DE COBRE TIPO L O. D.	LINEAS DE SUCCION $\Delta T = 2^\circ F$						LINEA DE DESCARGA $\Delta T = 1.0^\circ F$ $\Delta P = 3.05$		TAMAÑO DE LINEA DE COBRE TIPO C O. D.	LINEAS DE LIQUIDO	
	TEMPERATURA SUCCION SATURADA $^\circ F$						TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA	VELOCIDAD 100 P/M		$\Delta T = 1^\circ F$	$\Delta P = 3.05$
	-40 $\Delta P = 0.79$	-20 $\Delta P = 1.15$	0 $\Delta P = 1.6$	20 $\Delta P = 2.22$	40 $\Delta P = 2.91$	40					
1/2"				0.40	0.6	0.75	0.85	1/2"	2.3	3.6	
5/8"		0.32	0.51	0.76	1.1	1.4	1.6	5/8"	3.7	6.7	
7/8"	0.52	0.86	1.3	2.0	2.9	3.7	4.2	7/8"	7.8	18.2	
1 1/8"	1.1	1.7	2.7	4.0	5.8	7.5	8.5	1 1/8"	13.2	37.0	
1 3/8"	1.9	3.1	4.7	7.0	10.1	13.1	14.8	1 3/8"	20.2	64.7	
1 5/8"	3.0	4.8	7.5	11.1	16.0	20.7	23.4	1 5/8"	28.5	102.5	
2 1/8"	6.2	10.0	15.6	23.1	33.1	42.8	48.5	2 1/8"	49.6	213.0	
2 5/8"	10.9	17.8	27.5	40.8	58.3	75.4	85.4	2 5/8"	76.5	376.9	
3 1/8"	17.5	28.4	44.0	65.0	92.9	120.2	136.2	3 1/8"	109.2	601.5	
3 5/8"	26.0	42.3	65.4	96.6	137.8	178.4	202.1	3 5/8"	147.8	895.7	
4 1/8"	36.8	59.6	92.2	136.3	194.3	251.1	284.4	4 1/8"	192.1	1263.2	

NOTA: 1.- PARA OTRAS ΔT Y LONGITUDES EQUIVALENTES L_e
 CAPACIDAD DE LA LINEA (TONS) = TON Tabla $\left(\frac{L_e \text{ actual}}{L_e \text{ de tabla}} \times \frac{\text{Perdida } \Delta T \text{ actual}}{\text{Perdida } \Delta T \text{ de tabla}} \right)^{0.55}$

2.- PARA OTRAS TONS Y LONGITUDES EQUIVALENTES EN UN DETERMINADO TAMAÑO DE TUBERIA
 $\Delta T = \Delta T \text{ de Tabla} \times \frac{L_e \text{ actual}}{L_e \text{ de Tabla}} \times \left(\frac{\text{TON Actual}}{\text{TON Tabla}} \right)^{1.8}$

3.- LOS VALORES ESTAN BASADOS EN UNA TEMPERATURA DE CONDENSACION DE $105^\circ F$

TABLA 18
LONGITUDES EQUIVALENTES DE ACCESORIOS EN PIES DE TUBERIA

DIAM. EXT. DE LA TUBERIA COBRE (Pulg.)	DIAM. NOM. DE LA TUBERIA ACERO (Pulg.)	CODOS DE CURVA SUAVE				TE DE CURVA SUAVE			
		90° STANDARD	90° RADIO LARGO	45° STANDARD	180° STANDARD	FLUJO A TRAZO DE RAMAL	FLUJO DIRECTO		
							SIN REDUCCION	REDUCCION 1/4	REDUCCION 1/2
1/2"	3/8"	1.4	0.9	0.7	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4
5/8"	1/2"	1.6	1.0	0.8	2.5	3.0	1.0	1.4	1.6
7/8"	3/4"	2.0	1.4	0.9	3.2	4.0	1.4	1.9	2.0
1 1/8"	1"	2.6	1.7	1.3	4.1	5.0	1.7	2.2	2.6
1 3/8"	1 1/4"	3.3	2.3	1.7	5.6	7.0	2.3	3.1	3.3
1 5/8"	1 1/2"	4.0	2.6	2.1	6.3	8.0	2.6	3.7	4.0
2 1/8"	2"	5.0	3.3	2.6	8.2	10.0	3.3	4.7	5.0
2 5/8"	2 1/2"	6.0	4.1	3.2	10.0	12.0	4.1	5.6	6.0
3 1/8"	3"	7.5	5.0	4.0	12.0	15.0	5.0	7.0	7.5
3 5/8"	3 1/2"	9.0	5.9	4.7	15.0	18.0	5.9	8.0	9.0
4 1/8"	4"	10.0	6.7	5.2	17.0	21.0	6.7	9.0	10.0
5 1/8"	5"	13.0	8.2	6.5	21.0	25.0	8.2	12.0	13.0
6 1/8"	6"	16.0	10.0	7.9	25.0	30.0	10.0	14.0	16.0

TABLA 19
LONGITUDES EQUIVALENTES DE VALVULAS EN PIES DE TUBERIA

DIAM. EXT. DE LA TUBERIA COBRE (pulg.)	DIAM. NOM. DE LA TUBERIA ACERO (pulg.)	GLOBO ^a	60°-Y	45°-Y	ANGULAR ^a	COMPUERTA ^b	CHECK SWING ^c	CHECK LIFT
1/2	3/8	17	8	6	6	0.6	5	Tipo Globo y Lift Vertical igual que Valv. Globo
5/8	1/2	18	9	7	7	0.7	6	
7/8	3/4	22	11	9	9	0.9	8	Tipo LIFT angular igual que Valv. angular
1 1/8	1	29	15	12	12	1.0	10	
1 3/8	1 1/4	38	20	15	15	1.5	14	Tipo LIFT angular igual que Valv. angular
1 5/8	1 1/2	43	24	18	18	1.8	16	
2 1/8	2	55	30	24	24	2.3	20	Tipo LIFT angular igual que Valv. angular
2 5/8	2 1/2	69	35	29	29	2.8	25	
3 1/8	3	84	43	35	35	3.2	30	Tipo LIFT angular igual que Valv. angular
3 5/8	3 1/2	100	50	41	41	4.0	35	
4 1/8	4	120	58	47	47	4.5	40	Tipo LIFT angular igual que Valv. angular
5 1/8	5	140	71	58	58	6	50	
6 1/8	6	170	88	70	70	7	60	

Las perdidas de todas las valvulas corresponden a posicion completamente abierta

- (a) Las perdidas no son aplicables a valvulas con asiento del tipo aguja
- (b) Las valvulas del tipo macho, de patron regular y corto, tienen las mismas perdidas que las valvulas compuerta
- (c) Las perdidas son tambien aplicables a las valvulas check del tipo de bola

TABLA 20
 LONGITUDES EQUIVALENTES DE ACCESORIOS ESPECIALES EN PIES DE TUBERIA

DIA. EXT. DE LA TUBERIA COBRE (PULG.)	DIA. NOM. DE LA TUBERIA ACERO (PULG.)	Agrandamiento subito d/D *			Contracción Subita d/D *			Reservorio		Reservorio	
		1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4	Entrada	Salida	Entrada	Salida
1/2	3/8	1.4	0.8	0.3	0.7	0.5	0.3	1.5	0.8	1.5	1.1
5/8	1/2	1.8	1.1	0.4	0.9	0.7	0.4	1.8	1.0	1.8	1.5
7/8	3/4	2.5	1.5	0.5	1.2	1.0	0.5	2.8	1.4	2.8	2.2
1 1/8	1	3.2	2.0	0.7	1.6	1.2	0.7	3.7	1.8	3.7	2.7
1 3/8	1 1/4	4.7	3.0	1.0	2.3	1.8	1.0	5.3	2.6	5.3	4.2
1 5/8	1 1/2	5.8	3.6	1.2	2.9	2.2	1.2	6.6	3.3	6.6	5.0
2 1/8	2	8.0	4.8	1.6	4.0	3.0	1.6	9.0	4.4	9.0	6.8
2 5/8	2 1/2	10	6.1	2.0	5.0	3.8	2.0	12	5.6	12	8.7
3 1/8	3	13	8.0	2.6	6.5	4.9	2.6	14	7.2	14	11
3 5/8	3 1/2	15	9.2	3.0	7.7	6.0	3.0	17	8.5	17	13
4 1/8	4	17	11	3.8	9.0	6.8	3.8	20	10	20	16
5 1/8	5	24	15	5.0	12	9.0	5.0	27	14	27	20
6 1/8	6	29	22	6.0	15	11	6.0	33	19	33	25

(*) Entrar a la tabla considerando el diametro más pequeño.

FUENTE: ASHRAE Fundamental Handbook 1981 capitulo 34, Pagina 34.27, Tabla 30.

TABLA 21

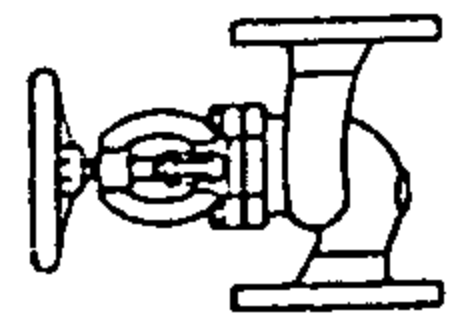
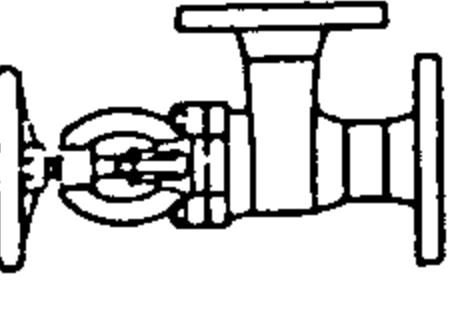

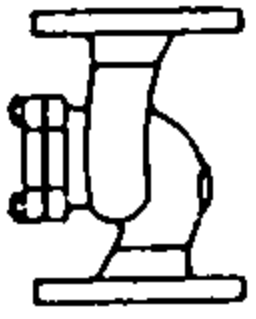
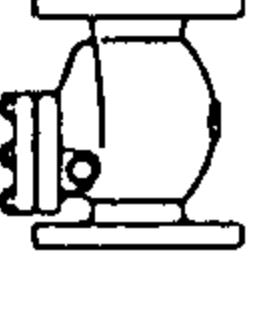
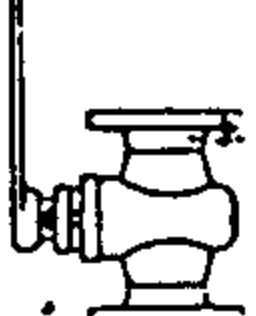
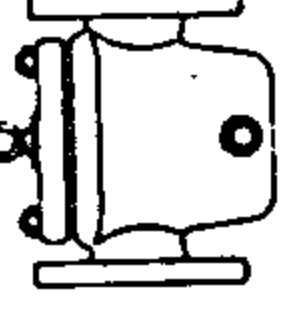
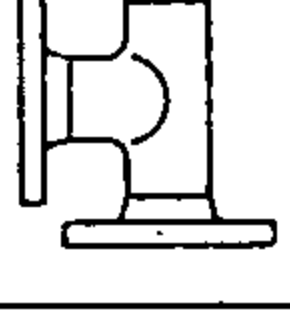

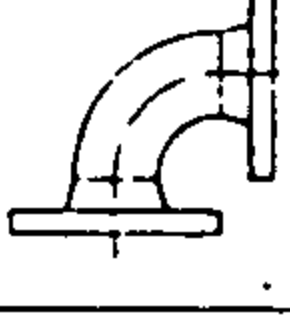
TUBERIAS DE COBRE PARA REFRIGERACION

DIAMETRO NOMINAL DN (x)	TIPO	ESPESOR DE PARED NOMINAL	PRESION INTERIOR DE TRABAJO ADMISIBLE (+)
3/8"	K	0.032 Pulg. (0.81 m.m.)	830 Psig.
1/2"	K	0.049 (1.24)	970
5/8"	K	0.049 (1.24)	760
3/4"	K	0.049 (1.24)	630
	L	0.042 (1.06)	530
7/8"	K	0.065 (1.65)	730
	L	0.045 (1.14)	480
1 1/8"	K	0.065 (1.65)	560
	L	0.050 (1.27)	420
1 3/8"	K	0.065 (1.65)	460
	L	0.055 (1.39)	370
1 5/8"	K	0.072 1.82	420
	L	0.060 (1.52)	350
2 1/8"	K	0.083 (2.10)	360
	L	0.070 (1.77)	310

FUENTE: DEL PIPING HANDBOOK DE SABIN CROCKER
TABLA 21 PAG. 17-38

TABLA 22

LONGITUDES EQUIVALENTES DE VALVULAS Y ACCESORIOS EN METROS DE TUBERIAS

NW DN Size mm	Dg.-Ventil Soupape droit Globe valve 	Eck-Ventil Soupape d'équerre Angle valve 	Schieber Vanne Gate valve 	Spelseventil Clapet non- retour Check valve 	Rückschlag- klappe Clapet non- retour à battant Swing check valve 	Hahn Robinet à boisneau Cock 	Filter Filtre Strainer 	T-Stück Té à 90° Teer Straight Through  (*)	180°-Bogen Coude à 180° 180°-Return bend 	90°-Bogen Coude à 90° 90°-Elbow 
10	4	2	0,10	4	1	0,10	6	0,15	0,18	0,15
15	6	3	0,15	7	2	0,15	9	0,25	0,20	0,20
20	7	4	0,20	9	2,5	0,20	12	0,30	0,35	0,25
25	9	5	0,25	12	3	0,30	16	0,40	0,45	0,35
32	12	6	0,30	14	3,5	0,35	20	0,50	0,55	0,40
40	15	8	0,35	18	4	0,45	25	0,65	0,70	0,50
50	18	9	0,45	21	6	0,55	31	0,80	0,90	0,65
65	25	13	0,60	29	8	0,70	40	1,00	1,20	0,80
80	30	16	0,70	35	9	0,90	50	1,30	1,40	1,10
100	37	20	0,90	43	12	1,10	65	1,60	1,80	1,40
125	48	24	1,10	50	14	1,40	80	2,00	2,20	1,60
150	54	28	1,40	65	17	1,80	95	2,50	2,60	2,00
175	65	33	1,60	75	20	-	105	2,80	3,00	2,30
200	75	38	1,80	85	23	-	120	3,10	3,50	2,60
250	95	50	2,00	110	29	-	160	4,00	4,00	3,00
300	120	60	2,50	140	35	-	180	5,00	4,00	4,00
350	140	70	3,00	160	40	-	210	5,50	6,00	4,50
400	160	80	3,50	180	45	-	250	6,50	6,50	5,50
450	180	90	4,00	200	50	-	280	7,00	7,50	6,00
500	195	100	4,50	220	58	-	300	8,00	8,00	7,00

D E W E R S - A R M A T U R E N B R E M E N

(*) Para flujo transversal multiplicar por 2

FUENTE: Catálogo del fabricante de Válvulas DEWERS A.B.

TABLA 23

PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO

Temp: °F. t (1)	Presión absoluta		Volumen específico			Entalpía			Entropía		
	lb/plg ² p (2)	Pig. Hg. p (3)	Líquido sat. v' _f (4)	Evap. v' _g (5)	Vapor sat. v' _g (6)	Líquido sat. h' _f (7)	Evap. h' _{fg} (8)	Vapor sat. h' _g (9)	Líquido sat. S' _f (10)	Evap. S' _{fg} (11)	Vapor sat. S' _g (12)
32	0.08854	0.1803	0.01602	3306	3306	0.00	1075.8	1075.8	0.0000	2.1877	2.1877
33	0.09223	0.1878	0.01602	3180	3180	1.01	1075.2	1076.2	0.0020	2.1821	2.1841
34	0.09603	0.1955	0.01602	3061	3061	2.02	1074.7	1076.7	0.0041	2.1764	2.1805
35	0.09995	0.2035	0.01602	2947	2947	3.02	1074.1	1077.1	0.0061	2.1700	2.1770
36	0.10401	0.2118	0.01602	2837	2837	4.03	1073.6	1077.6	0.0081	2.1654	2.1735
37	0.10821	0.2203	0.01602	2732	2732	5.04	1073.0	1078.0	0.0102	2.1598	2.1700
38	0.11256	0.2292	0.01602	2632	2632	6.04	1072.4	1078.4	0.0122	2.1544	2.1666
39	0.11705	0.2383	0.01602	2536	2536	7.04	1071.9	1078.9	0.0142	2.1489	2.1631
40	0.12170	0.2478	0.01602	2444	2444	8.05	1071.3	1079.3	0.0162	2.1435	2.1597
41	0.12652	0.2576	0.01602	2356	2356	9.05	1070.7	1079.7	0.0182	2.1381	2.1563
42	0.13150	0.2677	0.01602	2271	2271	10.05	1070.1	1080.2	0.0202	2.1327	2.1529
43	0.13665	0.2782	0.01602	2190	2190	11.06	1069.5	1080.6	0.0222	2.1274	2.1496
44	0.14199	0.2891	0.01602	2112	2112	12.06	1068.9	1081.0	0.0242	2.1220	2.1462
45	0.14752	0.3004	0.01602	2036.4	2036.4	13.06	1068.4	1081.5	0.0262	2.1167	2.1429
46	0.15323	0.3120	0.01602	1964.3	1964.3	14.06	1067.8	1081.9	0.0282	2.1113	2.1395
47	0.15914	0.3240	0.01603	1895.1	1895.1	15.07	1067.3	1082.4	0.0302	2.1060	2.1362
48	0.16525	0.3364	0.01603	1828.6	1828.6	16.07	1066.7	1082.8	0.0321	2.1008	2.1329
49	0.17157	0.3493	0.01603	1764.7	1764.7	17.07	1066.1	1083.2	0.0341	2.0956	2.1297
50	0.17811	0.3626	0.01603	1703.2	1703.2	18.07	1065.6	1083.7	0.0361	2.0903	2.1264
51	0.18483	0.3764	0.01603	1644.2	1644.2	19.07	1065.0	1084.1	0.0380	2.0852	2.1232
52	0.19182	0.3906	0.01603	1587.6	1587.6	20.07	1064.4	1084.5	0.0400	2.0799	2.1199
53	0.19900	0.4052	0.01603	1533.3	1533.3	21.07	1063.9	1085.0	0.0420	2.0747	2.1167
54	0.20642	0.4203	0.01603	1481.0	1481.0	22.07	1063.3	1085.4	0.0439	2.0697	2.1136
55	0.2141	0.4359	0.01603	1430.7	1430.7	23.07	1062.7	1085.8	0.0459	2.0645	2.1104
56	0.2220	0.4520	0.01603	1382.4	1382.4	24.06	1062.2	1086.3	0.0478	2.0594	2.1072
57	0.2302	0.4686	0.01603	1335.9	1335.9	25.06	1061.6	1086.7	0.0497	2.0544	2.1041
58	0.2383	0.4858	0.01604	1291.1	1291.1	26.06	1061.0	1087.1	0.0517	2.0493	2.1010
59	0.2473	0.5035	0.01604	1248.1	1248.1	27.06	1060.5	1087.6	0.0536	2.0443	2.0979
60	0.2563	0.5218	0.01604	1206.6	1206.7	28.06	1059.9	1088.0	0.0555	2.0393	2.0948
61	0.2655	0.5407	0.01604	1166.8	1166.8	29.06	1059.3	1088.4	0.0574	2.0343	2.0917
62	0.2751	0.5601	0.01604	1128.4	1128.4	30.05	1058.8	1088.9	0.0593	2.0293	2.0886
63	0.2850	0.5802	0.01604	1091.4	1091.4	31.05	1058.2	1089.3	0.0613	2.0243	2.0855
64	0.2951	0.6009	0.01605	1055.7	1055.7	32.05	1057.6	1089.7	0.0632	2.0194	2.0826
65	0.3056	0.6222	0.01605	1021.4	1021.4	33.05	1057.1	1090.2	0.0651	2.0145	2.0796
66	0.3164	0.6442	0.01605	988.4	988.4	34.05	1056.5	1090.6	0.0670	2.0096	2.0766
67	0.3276	0.6669	0.01605	956.6	956.6	35.05	1056.0	1091.0	0.0689	2.0047	2.0736
68	0.3390	0.6903	0.01605	925.9	925.9	36.04	1055.5	1091.5	0.0708	1.9998	2.0706
69	0.3509	0.7144	0.01605	896.3	896.3	37.04	1054.9	1091.9	0.0726	1.9950	2.0676
70	0.3631	0.7392	0.01606	867.8	867.9	38.04	1054.3	1092.3	0.0745	1.9902	2.0647
71	0.3756	0.7648	0.01606	840.4	840.4	39.04	1053.8	1092.8	0.0764	1.9854	2.0618
72	0.3886	0.7912	0.01606	813.9	813.9	40.04	1053.2	1093.2	0.0783	1.9805	2.0588
73	0.4019	0.8183	0.01606	788.3	788.4	41.03	1052.6	1093.6	0.0802	1.9757	2.0559
74	0.4156	0.8462	0.01606	763.7	763.8	42.03	1052.1	1094.1	0.0820	1.9710	2.0530
75	0.4298	0.8750	0.01607	740.0	740.0	43.03	1051.5	1094.5	0.0839	1.9663	2.0502
76	0.4443	0.9046	0.01607	717.1	717.1	44.03	1050.9	1094.9	0.0858	1.9615	2.0473
77	0.4593	0.9352	0.01607	694.9	694.9	45.02	1050.4	1095.4	0.0876	1.9569	2.0445
78	0.4747	0.9666	0.01607	673.6	673.6	46.02	1049.8	1095.8	0.0895	1.9521	2.0416
79	0.4906	0.9989	0.01608	653.0	653.0	47.02	1049.2	1096.2	0.0913	1.9475	2.0388
80	0.5069	1.0321	0.01608	633.1	633.1	48.02	1048.6	1096.6	0.0932	1.9428	2.0360
81	0.5237	1.0664	0.01608	613.9	613.9	49.02	1048.1	1097.1	0.0950	1.9382	2.0332
82	0.5410	1.1010	0.01608	595.3	595.3	50.01	1047.5	1097.5	0.0969	1.9335	2.0304
83	0.5588	1.1378	0.01609	577.4	577.4	51.01	1046.9	1097.9	0.0987	1.9290	2.0277
84	0.5771	1.1750	0.01609	560.1	560.2	52.01	1046.4	1098.4	0.1005	1.9244	2.0249
85	0.5959	1.2133	0.01609	543.4	543.5	53.00	1045.8	1098.8	0.1024	1.9198	2.0222
86	0.6152	1.2527	0.01609	527.3	526.3	54.00	1045.2	1099.2	0.1042	1.9153	2.0195
87	0.6351	1.2931	0.01610	511.7	511.7	55.00	1044.7	1099.7	0.1060	1.9108	2.0168
88	0.6556	1.3347	0.01610	496.6	496.7	56.00	1044.1	1100.1	0.1079	1.9062	2.0141
89	0.6766	1.3775	0.01610	482.1	482.1	56.99	1043.5	1100.5	0.1097	1.9017	2.0114

Fuente: Reimpresión con permiso de KEENAN, J.H. y KEYES, F.G. "Thermodynamic Properties of Steam". John Wiley and Sons, Inc.

FUENTE: Principios de Refrigeración de Roy J. Dossat (Tabla 5-1)

TABLA 24
 UNIDADES DE CONDENSACION TIPO ABIERTO ENFRIADAS POR AGUA
 REFRIGERANTE : 22

MODELO (TIPO)	RPM	CAPACIDAD Kcal/h										HP		
		H		TEMPERATURA DE EVAPORACION						L		POTENCIA DEL MOTOR A INSTALAR		
		0	-5	-10	-15	-20	-30	-40	H	M	L			
GF 810IW (311000)	650	16070	13320	10890	8780	7010	4300	2490	5.5	5.5	4			
	750		15020	12300	9980	7990	4910	2860		7.5	4			
	900					9390	5810	3390			5.5			
	1000						6980	4100			5.5			
GF 950IW (314000)	650	23870	19520	15860	12710	10090	6120	3520	7.5	7.5	5.5			
	750		22170	18000	14500	11510	7010	4050		7.5	7.5			
	900			21190	17070	13630	8340	4830		10.0	7.5			
	1000					15010	9210	5340			7.5			
GF 1100IW (316000)	600	32750	26910	21870	17540	13930	8460	4870	10.0	10.0	7.5			
	750		32650	26660	21510	17120	10460	6050		15.0	10.0			
	900			31190	25280	20220	12420	7210		15.0	10.0			
	1100			36970	30070	24170	14950	8720		20.0	15.0			
GF 2900IW (318000)	650	53570	44040	35810	28750	22860	13880	8000	20.0	15.0	10.0			
	750		49780	40620	32770	26060	15910	9190		20.0	15.0			
	900		58330	47730	38520	30800	18900	10960		25.0	20.0			
	1100					36830	22750	13270			20.0			
GF 3300IW (320000)	600	82220	67580	54950	44100	35050	21300	12260	30.0	25.0	20.0			
	750		81960	66950	54050	43030	26310	15230		30.0	25.0			
	960					53730	33180	19300			30.0			
	1200						40720	23840			30.0			

NOTA: LA CAPACIDAD SE REDUCE EN 1% POR CADA °C DE AUMENTO DE TEMPERATURA DEL AGUA DE ENTRADA.
 FUENTE: Catálogo del fabricante FRASCOLD.

TABLA 25
UNIDADES DE CONDENSACION TIPO ABIERTO ENFRIADAS POR AGUA

MODELO	RPM	COMPRESOR MODELO (TIPO)	CONDENSADOR			POLEA		LARGO DE CORREA		VOLUMEN RESERVORIO cm ³	CONEXIONES DE TUBERIAS		
			MODELO (TIPO)	e	P	t	φ mm.	Mod.	Mod.		mm.	ASPIRACION	LIQUIDO
GF8101W (311000)	650	C 810 (011000)	309020	1/2	1/2	3/4	134	3A	A 60	1560	11	29 mm.	14 mm.
	750						153		A 60	1560			
	900						182		A 60	1560			
	1100						222		A 62	1610			
GF9501W (314000)	650	C 950H (014000)	314020	3/4	3/4	1"	145	3B	B 74	1925	20	35 mm.	14 mm.
	750						166		B 74	1925			
	900						197		B 74	1925			
	1100						218		B 76	1975			
GF11001W (316000)	600	C 1100H (016000)	316020	3/4	3/4	1"	135	4B	B 74	1925	23	35 mm.	19 mm.
	750						166		B 74	1925			
	900						197		B 74	1925			
	1100						240		B 76	1975			
GF29001W (318000)	650	C 2900H (018000)	318020	3/4	3/4	1"	185	4B	B 88	2270	24.7	42 mm.	22 mm.
	750						213		B 88	2270			
	900						253		B 90	2330			
	1100						307		B 92	2380			
GF33001W (320000)	600	C 3300H (020000)	320020	1 1/2	1 1/2	2"	190	4C	C 97	2525	20.1	54 mm.	29 mm.
	750						234		C 97	2525			
	960						294		C 102	2655			
	1200						369		C 102	2655			

FUENTE: Catálogo del Fabricante FRASCOLO.

TABLA 26
UNIDADES DE CONDENSACION TIPO ABIERTO ENFRIADAS POR AGUA

MODELO (TIPO)	PESO NETO	PESO BRUTO	DIMENSIONES - mm.																	FIG.		
			A	B	C	D	E	F	G	H	L	M	N	P	Q	R	S	T	U		V	Z
GF8101W (311000)	106	121	885	500	600	820	460	50	770	120	-	45	450	460	30	80	75	235	60	-	-	I
GF9501W (314000)	158	183	1120	786	470	200	720	170	310	22.5	11	255	40	715	110	170	100	80	-	-	-	II
GF11001W (316000)	199	227	1120	816	550	205	710	175	400	27.5	11	285	40	745	120	170	100	80	-	-	-	II
GF29001W (318000)	293	328	1320	935	630	255	810	220	450	30	15	320	100	872	140	240	100	80	-	-	-	II
GF33001W (320000)	538	583	1505	1056	810	265	880	330	640	30	15	290	88	948	340	260	100	80	354	4	300	III

FUENTE: Catálogo del Fabricante FRASCOLD.

VER FIGURA 22

TABLA 27
 UNIDADES DE ENFRIAMIENTO
 CAPACIDADES EN BTU/h. A 10° TD

MODELO Nº	CFM	TEMPERATURA DE SUCCION DEL EVAPORADOR				
		+ 20	- 10	- 20	- 30	- 40
FL 42	880	4,900	4,200	4,120		
FL 65	1,680	7,500	6,500	6,380		
FL 92	1,900	10,600	9,200	8,960		
FL 125	2,800	14,500	12,500	12,120		
FL 170	3,400	20,000	17,000	16,800	15,100	13,400
FL 240	4,300	28,000	24,000	23,600	21,200	18,900
FL 330	5,700	38,000	33,000	32,500	29,300	26,000
FL 400	7,000	45,000	40,000	39,000	35,100	31,200
FL 550	9,400	63,000	55,000	53,800	48,400	43,000
FL 740	13,500	85,000	74,000	72,500	65,300	58,000
FL 950	16,500	110,000	95,000	93,700	84,300	75,000
FL 1200	22,000	140,000	120,000	119,300	107,400	95,400

FUENTE: CATALOGO DEL FABRICANTE BOHN HEAT TRANSFER DIVISION

TABLA 28
UNIDAD DE ENFRIAMIENTO
DATOS DIMENSIONALES

MODELO	DIMENSIONES (PULG)										CONEXIONES (PULG)				PESO APROX.
	A	B	C	D	E	F	MTG DIA. AGUJERO	ENTRADA	SUCCION	DRENAJE	ENTRADA	SUCCION	DRENAJE		
FL 42	22	16 1/2	-	15 5/8	14	16	3/8	1/2	5/8	5/8	1/2	5/8	5/8	42	
FL 65	34	28 1/2	-	15 5/8	14	16	3/8	1/2	7/8	5/8	1/2	5/8	5/8	60	
FL 92	44	38 1/2	-	15 5/8	14	16	3/8	1/2	7/8	5/8	1/2	5/8	5/8	77	
FL 125	44	38 1/2	-	15 5/8	14	19	3/8	1/2	7/8	5/8	1/2	5/8	5/8	95	
FL 170	61	49 1/4	-	21	18	22	13/32	7/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	7/8	245	
FL 240	61	49 1/4	-	21	18	26	13/32	7/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	7/8	273	
FL 330	70	58 1/4	-	25	22	26	17/32	7/8	1 3/8	7/8	7/8	7/8	7/8	353	
FL 400	83	71 1/4	-	25	22	26	17/32	7/8	1 5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	413	
FL 550	83	71 1/4	-	25	22	35	17/32	7/8	1 5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	453	
FL 740	114	100 1/4	50 1/8	29	26	32	17/32	1 3/8	2 1/8	7/8	1 3/8	2 1/8	7/8	693	
FL 950	113	100 1/2	50 1/4	35	32 1/2	47	21/32	1 3/8	2 1/8	1 1/4	1 3/8	2 1/8	1 1/4	1045	
FL 1200	134	121 1/2	60 3/4	35	32 1/2	47	21/32	1 5/8	2 1/8	1 1/4	1 5/8	2 1/8	1 1/4	1270	

VER FIG. : 23

FUENTE : CATALOGO DEL FABRICANTE BOHN HEAT TRANSFER DIVISION

TABLA 29
UNIDADES DE ENFRIAMIENTO
DATOS ELECTRICOS

MODELO Nº	Nº MOTORES	CALENTA- DOR (VARIOS)	AMPERIOS											
			230V/1/60HZ		230V/3/60HZ		460V/3/60HZ		575V/3/60HZ					
			Motores	Calenta- dores	Motores	Calenta- dores	Motores	Calenta- dores	Motores	Calenta- dores				
FL 42	1	1825	1.1	7.9										
FL 65	2	2525	2.2	11.0										
FL 92	2	3200	2.2	13.9										
FL 125	3	3600	3.3	15.7										
FL 170	2	7000	2.8	30.3	2.8	19.6	2.0	8.8						
FL 240	2	8700	2.8	37.8	2.8	23.0	2.0	11.5						
FL 330	2	10200	4.0	44.3	4.0	27.0	2.0	15.4	1.4	9.0				
FL 400	3	12000			6.0	31.6	3.0	18.1	2.1	14.5				
FL 550	2	16800			8.4	45.2	5.0	22.6	2.2	18.0				
FL 740	3	19000			7.3	47.6	4.4	23.8	3.3	19.0				
FL 950	2	28400			9.2	71.6	4.6	35.8	3.8	29.0				
FL 1200	3	36000			13.8	90.4	6.9	45.2	5.7	30.2				

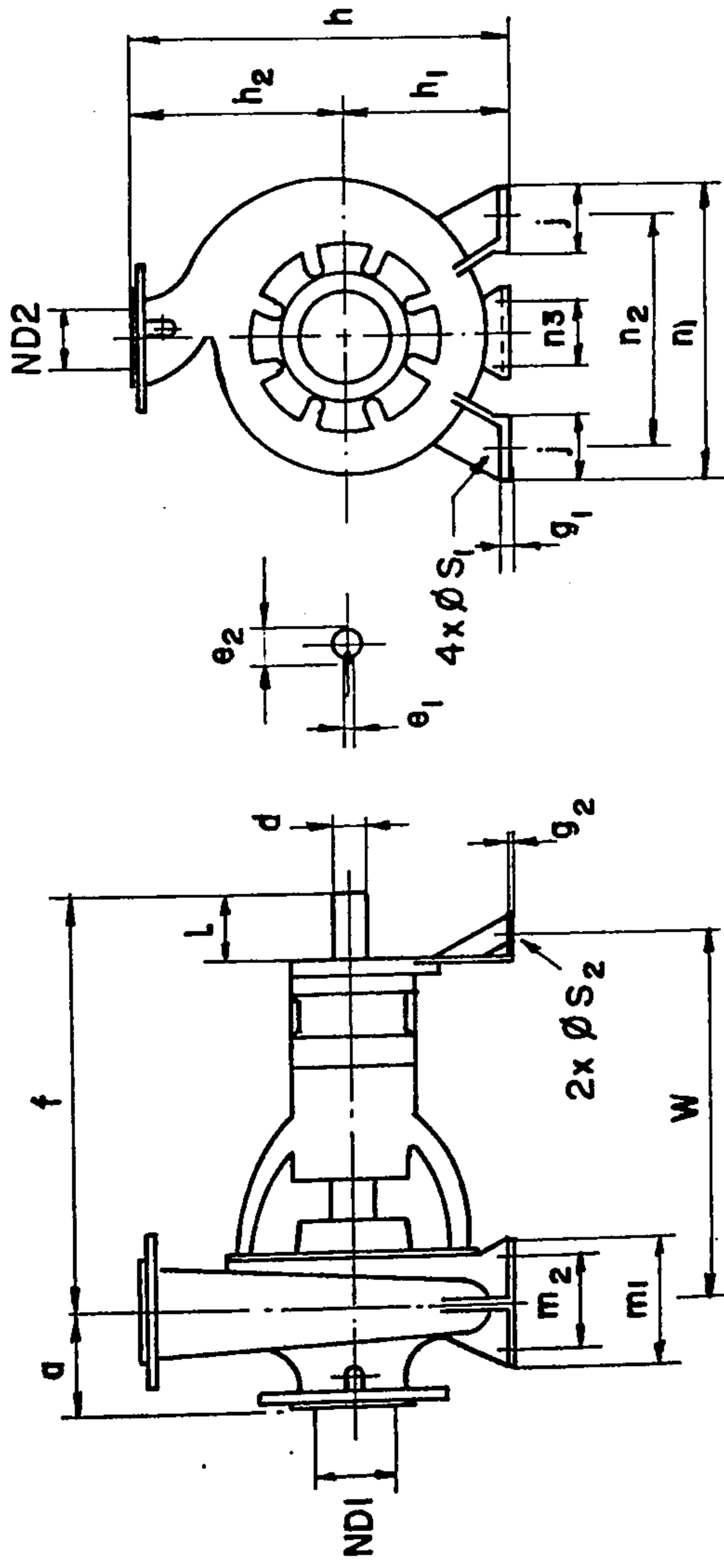
FUENTE: Catálogo del Fabricante: BOHN Heat Transfer Division.

TABLA 30
BOMBAS CENTRIFUGAS NORMA ISO 2858
3450 RPM - 60 Hz
TABLA DE RENDIMIENTO

Altura Total m	CAUDAL: LITROS/SEGUNDO										MODELO	HP ABSORBIDO	HP MOTOR RECOMENDADO				
	1	3	5	7	10	15	20	25	30	40							
25		32-125	32-125	32-125	40-125	40-125	40-125	40-125	50-160	50-160	65-160	65-160	28	30	65-160	28	8.2
		2.0	2.4	3.0	3.6	4.4	4.8	5.2	6.6	8.8	9.0	10.8					
30		2.5	4.2	4.2	4.2	4.2	4.0	4.0	50-160	50-160	65-160	65-160	29	5.0	65-160	29	7.2
		2.3	3.6	3.5	4.8	4.8	6.6	6.1	9	8.9	9	12.1					
40		2.5	3.2	3.2	2.5	3.0	3.0	3.0	50-160	50-160	65-160	65-160	33	4.4	65-160	33	5.0
		3.2	4.8	5.5	6	6	9	8	12	11.4	15	15					
50		32-160L	32-160	32-160	40-160	40-160	40-160	40-160	50-160	50-160	65-160	65-160	36	4.6	65-160	36	5.0
		4.8	6.6	6.6	9	9	12	11.9	12	14.5	22	24					
60		5.0	3.0	3.0	2.0	3.6	3.6	3.6	50-200	50-200	65-160	65-160	48	4.6	65-160	48	5.0
		2/32-200L	2/32-200	40-160	40-160	40-200	40-200	40-200	15	17.8	24	30					
70		2.4	3.6	7.4	9.5	12	12	15	50-200	50-200	65-160	65-160	3.8	4.2	65-160	48	3.8
		4.2	2.5	2.5	2.8	4.5	4.0	4.0	24.2	30	4.2	4.2					
80		2/32-200L	2/32-200	40-200	40-200	40-200	40-200	40-200	50-200	50-200	65-160	65-160	4.2	4.2	65-160	48	3.8
		2.8	4.8	9.7	12	12	15	17	24	20.6	30	36					
80		2/32-200L	2/32-200	40-200	40-200	40-200	40-200	40-200	50-200	50-200	65-160	65-160	4.2	4.2	65-160	48	3.8
		3.2	4.8	11.3	18	13.8	24	19	24	23.5	36	40					
	4.2	3.0	3.0	3.6	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2

FUENTE: Catálogo HIDROSTAL

TABLA 31
 DIMENSIONES DE BOMBAS CENTRIFUGAS - ISO 2858



MODELO	ND1	ND2	a	f	g ₁	g ₂	h	h ₁	h ₂	j	m ₁	m ₂	n ₁	n ₂	n ₃	S ₁	S ₂	W	EJE				Peso Kgr.
																			d	e ₁	e ₂	l	
32-125					13		252	112	140				190	140									
32-160							292	132	160				240										
32-160 L	50	32	80																				
2/32-200				385	10	3	340	160	180	50	100	70		190	55	15	14		24	8	27	50	
2/32-200 L													265										
40-125					13		512	112	140				210	160									
40-160	65	40			10		292	132	160				240	190									
40-200			100				340	160	180				265	212									

FUENTE: Catalogo HIDROSTAL

TABLA 32
VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICA
PARA REFRIGERANTE R22

TEMP. DE EVAPOR. °C	TEMP. DE EVAPOR. °F	CAPACIDAD EN 1000 K CAL/HR.							TIPO Y TAMAÑO EN TONS. (TR)
		PARA UNA CAIDA DE PRESION ΔP A TRAVEZ DE LA VALVULA Atm.							
		2	4	6	8	10	12	14	

T2 / TE 2

+ 10	+ 50	1.10	1.25	1.4	1.55	1.75	1.90	2.1	Tx / TEX 2-0.5
0	+ 40	1.00	1.30	1.5	1.65	1.85	2.1	2.2	"
- 10	+ 20	0.95	1.15	1.35	1.50	1.70	1.85	2.0	"
- 20	0		0.92	1.05	1.25	1.40	1.55	1.7	"
- 30	- 20			0.88	1.00	1.15	1.30	1.4	"
- 40	- 40			0.64	0.76	0.88	0.98	1.1	"
+ 10	+ 50	1.9	2.1	2.3	2.6	2.8	3.1	3.4	Tx / TEX 2-0.8
0	+ 40	1.9	2.2	2.5	2.8	3.0	3.3	3.6	"
- 10	+ 20	1.7	1.95	2.2	2.5	2.8	3.0	3.2	"
- 20	0		1.55	1.8	2.1	2.3	2.6	2.8	"
- 30	- 20			1.45	1.7	1.95	2.1	2.3	"
- 40	- 40			1.05	1.25	1.40	1.6	1.75	"
+ 10	+ 50	3.9	4.3	4.7	5.2	5.8	6.2	6.6	Tx / TEX 2-1.5
0	+ 40	4.0	4.5	5.0	5.6	6.0	6.4	6.8	"
- 10	+ 20	3.2	3.8	4.4	4.8	5.2	5.8	6.2	"
- 20	0		3.1	3.6	4.1	4.7	5.2	5.6	"
- 30	- 20			3.0	3.5	4.0	4.4	4.8	"
- 40	- 40			2.1	2.5	2.9	3.2	3.5	"
+ 10	+ 50	5.4	6.2	7.0	7.8	8.6	9.2	10.0	Tx / TEX 2-2.3
0	+ 40	5.6	6.4	7.2	8.0	9.0	9.8	10.5	"
- 10	20	5.0	5.8	6.6	7.4	8.2	9.0	9.6	"
- 20	- 0		4.6	5.4	6.2	7.0	7.8	8.4	"
- 30	- 20			4.3	5.0	5.6	6.2	6.6	"
- 40	- 40			3.1	3.7	4.3	4.9	5.4	"
+ 10	+ 50	6.8	7.8	8.8	10.0	11.0	12.5	13.5	Tx / TEX 2-3
0	+ 40	7.4	8.4	9.2	10.5	12.0	13.0	14.5	"
- 10	+ 20	6.4	7.6	8.8	9.8	11.0	12.5	13.5	"
- 20	0		6.4	7.4	8.6	10.0	11.0	12.5	"
- 30	- 20			5.8	6.8	8.0	9.2	10.0	"
- 40	- 40			4.2	4.8	5.6	6.2	6.8	"
+ 10	+ 50	10.0	11.4	12.9	14.4	15.9	17.4	18.5	Tx / TEX 2-4.5
0	+ 40	9.0	11.0	12.3	13.6	15.2	16.8	17.2	"
- 10	+ 20	8.0	10.1	11.4	12.8	14.2	15.5	16.4	"
- 20	0		9.1	10.4	11.7	13.1	14.4	15.0	"
- 30	- 20			8.8	10.0	11.1	12.2	13.0	"
- 40	- 40			7.2	7.9	8.7	9.4	9.5	"

FUENTE: catalogo del fabricante DANFOSS (Folleto KK-11)

TABLA 33
VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICA
PARA REFRIGERANTE 22

TIPO Y CAPACIDAD NOMINAL EN TONS. (TR)	CAPACIDAD NOMINAL EN Kcal/h	COMPENSA- DO DE PRESION	CONEXION EN M.M. (ENTRADA x SALIDA)				CODIGO DE LA VALVULA		
			CONEXION CONEXION PARA SOLDAR		RANGO N - 40 a + 10°C	RANGO NM (MOP) - 40 a - 5°C	RANGO NL (MOP) - 40 a - 15°C		
			PASO ANGULAR	PASO RECTO				PASO ANGULAR	
T2 / TE 2									
Tx2-0.5	1500	Int.	6 x 12	—	—	68-6040	68-5025	68-5037	
Tx2-0.5	1500	Ext.	6 x 12	—	—	68-6047	68-5031	68-5043	
Tx2-0.8	2400	Int.	6 x 12	—	—	68-6041	68-5026	68-5038	
Tx2-0.8	2400	Ext.	6 x 12	—	—	68-6048	68-5032	68-5044	
Tx2-1.5	4500	Int.	6 x 12	—	—	68-6042	68-5027	68-5039	
Tx2-1.5	4500	Ext.	6 x 12	—	—	68-6049	68-5033	68-5045	
Tx2-2.3	6900	Int.	10 x 12	—	—	68-6043	68-5028	68-5040	
Tx2-2.3	6900	Ext.	10 x 12	—	—	68-6050	68-5034	68-5046	
Tx2-3	9000	Int.	10 x 12	—	—	68-6044	68-5029	68-5041	
Tx2-3	9000	Ext.	10 x 12	—	—	68-6051	68-5035	68-5047	
Tx2-4.5	13500	Int.	10 x 12	—	—	68-6078	68-6028	68-6032	
Tx2-4.5	13500	Ext.	10 x 12	—	—	68-6085	68-6030	68-6034	

FUENTE: Catalogo del fabricante DANFOSS (Folleto KK 11)

CAPITULO 4

ESPECIFICACIONES TECNICAS DE CAMARAS, EQUIPOS

E INSTALACIONES

4.1 Especificaciones de Construcción Aislamiento y Forrado de las Cámaras

Estos trabajos se efectuarán de acuerdo a los planos anexos: PR-02, PR-03 y PR-04 y según las siguientes indicaciones:

- a) Efectuar el enderezado de mamparos y cubiertas de tal manera que queden totalmente planos.
- b) Efectuar una prueba de estanqueidad de las cámaras con chorro de agua dulce.
- c) Limpieza, replanteo y marcado de las cámaras, alineando cuidadosamente todas las posiciones de las platinas de amarre de la estructura de madera.
- d) Efectuar el soldado de todas las platinas de amarre, que previamente hayan sido pintadas con anticorrosivo.
- e) Abrir huecos para los pasamamparos de tuberías de refrigerante 22 y cables eléctricos.
- f) Limpiar y aplicar dos capas de pintura anticorrosiva sobre

las partes metálicas dejando secar por lo menos 24 horas entre capa y capa.

- g) Aplicar dos capas de pintura bituminosa sobre los mamparos y techos dejando secar 24 horas entre capa y capa.
- h) Presentar la estructura de madera, previamente tratada contra polillas, hongos y putrefacción, sumergiéndola en DURAMAD JE-3 de 10 á 12 minutos y luego pintarlas con alquitrán dulce como impermeabilizante.
- i) Montaje de las puertas aisladas de entrada a las cámaras, sin desmontarlas de sus respectivos marcos.

- Las partes estructurales de acero deben ser cuidadosamente enderezadas y libres de tensiones antes de colocar los marcos.

- Es recomendable taladrar los huecos para los tirafondos en las partes metálicas antes de colocar los marcos en posición.

- Tener mucho cuidado al colocar los tirafondos para fijar los marcos, porque estos pueden rajarse y deformarse si se les somete a demasiada presión al ser entornillados.

- Después de fijar los marcos y las puertas se debe probar su estanqueidad, y luego desmontar las puertas colocándolas sobre superficies planas y protegerlas contra golpes y abolladuras.

- Los marcos ya fijados también deben protegerse contra golpes y abolladuras durante todo el período que dure la construcción y acabado de las cámaras.
- j) Efectuar el fijado final de las vigas pies derechos y marcos de madera.
- k) Instalar los pasamamparos de tubos de R-22 y cables eléctricos.
- l) Limpiar la cubierta y resanar la pintura anticorrosiva y luego aplicar dos manos de pintura bituminosa con un secado mínimo de 24 horas.
- m) Efectuar el montaje de todas los soportes metálicos que van a ir fijados sobre la estructura de madera o colgados de la cubierta para soportar equipos.
- n) Aplicación del aislamiento de espuma de Poliuretano in situ, en mamparos, cubiertas y pisos.
 - Se procederá a su aplicación con soplete de pulverizado, en forma uniforme y teniendo cuidado que no queden espacios vacíos o bolsas de aire. Su aplicación se hará en capas sucesivas hasta alcanzar el espesor requerido.
 - Después de aplicar el POLIURETANO se procederá a eliminar las irregularidades de las superficies de las paredes y techos utilizando una lijadora eléctrica.
- o) Instalar el zócalo de plancha galvanizada sobre el aislamiento

to de poliuretano, sin fijarlo a la estructura de madera.

Los empalmes de los tramos de zócalo deben tener un traslape de 50 mm y los extremos de los traslapes deben ser soldados en toda su longitud con soldadura de estaño 50/50, asegurando se de su hermeticidad, chequeando fallas y poros.

p) Colocación del cartón asfaltado

- Aplicar una capa abundante de asfalto "Teroper" o "Foru plastic" sobre el aislamiento de poliuretano y enseguida colocar el cartón asfaltado.
- Este cartón debe traslapar totalmente sobre el zócalo de plancha galvanizada.
- Las juntas de cartón deben traslapar por lo menos 100 á 150 mm, con abundante asfalto en los traslapes.
- La capa de cartón no debe perforarse por ningún motivo, so lo así se garantiza su propiedad de capa hermética e impermeable.
- Aplicar dos capas de asfalto sobre el cartón ya colocado y especialmente sobre todas las juntas traslapadas.
- Evitar pisar el asfalto para obtener una buena capa protectora.

q) Instalación de la malla estructural para el piso:

- Esta malla debe ser colocada sobre tacos de madera de 15 mm

de altura aprox. Los tacos se irán sacando tan pronto como se vacíe el concreto.

- Los paños de malla (de 1.50 mt de ancho) deben estar amarrados entre sí con alambre galvanizado N°16.
- En el momento de vaciar el concreto, esta malla debe mante-nerse plana y sin ondulaciones sobre los tacos.
- Tener mucho cuidado al caminar sobre la malla en el momento de vaciar el concreto, para que los tacos distanciadores no rompan la capa de cartón embetunado.

r) Vaciado del falso piso de concreto y el piso.

- La mezcla para el falso piso debe ser preparada mecánicamente y en las siguientes proporciones:

1 Volumen de cemento Portland

2 Volúmenes de arena gruesa de la Molina

3 Volúmenes de piedra chancada de 1/4" de la Molina.

- El agua para el concreto del falso piso, el piso y fraguado de losetas debe ser mezclada con impermeabilizante SIKA en las siguientes proporciones:

1 Volumen de SIKA

10 Volúmenes de agua

- La mezcla será "seca", es decir en forma tal que no arroje agua a la superficie al ser apisonada (0.6 lt de agua por kg. de cemento).

- Esta primera capa tendrá una pendiente de 5 á 8 mm por cada metro de longitud. El espesor mínimo será de 50 mm incluyendo el espesor de la capa de pasta enriquecida.
- Las cámaras de carne y pescado llevan como piso terminado losetas antideslizantes y no se debe considerar el espesor de estas para el terminado del concreto del falso piso.
- Las losetas deben colocarse en recipientes con agua durante 3 á 4 horas antes de su colocación sobre el falso piso.
- Las losetas deben ser asentados sobre el falso piso tan pronto como se vaya terminando con éste y con una separación mínima entre ellas de 3 mm.
- Las juntas deben ser fraguadas con una mezcla de cemento Portland y arena fina en proporción 1:1, al mismo tiempo que se van colocando las losetas.
- Las cámaras de verduras, papas y lácteos, llevarán como piso terminado una pasta de cemento Portland y arena fina en proporción 1: 1 1/2. El espesor de esta capa será de 1/4 (6 mm) como mínimo y se aplicará sobre el falso piso fresco y presentará una superficie acabada suave sin ser resbaladiza.
- Terminado el piso este se someterá a un curado de agua constantemente durante cinco días como mínimo, el cual se comenzará a contar después de su vaciado y cuando haya mostrado una superficie dura.

- Después del curado de cinco días, el piso será cubierto con cartones para protegerlo contra golpes o daño hasta la terminación de los trabajos de construcción y acabado de las cámaras.
- s) Forrado del aislamiento de la Cámara con planchas de aluminio de 2000 x 1000 x 1.5 mm
- Manipular las planchas con mucho cuidado sin doblarlas o abollarlas.
 - Todas las juntas deben estar cubiertas con una cinta selladora (Pehalit o similar) y sobre ésta se colocará una platina de aluminio ligeramente doblada hacia los costados de tal manera que las aristas longitudinales hagan presión a todo lo largo de la cinta selladora que cubre la junta, al ser fijada con tornillos.
 - Al colocar los tornillos que van directamente sobre las planchas para evitar que estas se agloben debido a la presión del aislamiento, se deben abrir previamente huecos de menor diámetro que los tornillos y rellenarlos con Permagum Gum Sealing Compound.
 - Por ningún motivo se deben colocar juntas de planchas en las esquinas de las cámaras; en estos sitios deben ir planchas dobladas y las juntas deben hacerse sobre caras planas.
- t) Después de haber colocado todo el revestimiento de aluminio en cada cámara, recién se podrá fijar el zócalo de plancha

galvanizada a la estructura de madera.

- u) Construcción de Palmejares (o pisos emparrillados de madera).
 - Los apoyos intermedios de los listones de éstos palmejares serán colocados en sentido del flujo de aire de cada evaporador y los listones superiores en sentido transversal al flujo. La altura total de estos palmejares será de 75 mm.
 - La madera usada en todos los palmejares será tratada con antipolilla (DURAMAD JE-3) e impermeabilizante CUNIPRE.
- v) Efectuar la instalación de los tapones y rejillas de drenaje, equipos enfriadores, cables, tuberías, instrumentos de control, etc.
- w) Efectuar las pruebas de estanqueidad de las puertas, con chorro de agua dulce.
- x) Efectuar la limpieza y prueba final de las cámaras.

4.2 Especificaciones Técnicas de Equipos

4.2.1 Unidades de Condensación

Cantidad: Dos (2)

- Marca: FRASCOLD

- Tipo : Con compresor del tipo abierto y condensador enfriado por agua de mar

- Modelo: GF 11001W (316000)

Dimensiones:

. Largo: 1120 mm

. Ancho: 550 mm

. Alto : 816 mm

. Peso Neto: 199 kg

a) Compresor

- Tipo: Reciprocante

- Modelo: C11004 (016000)

- Desplazamiento: 76.4 m³/hr

- Velocidad de rotación: 1100 RPM

- Número de cilindros: 3

- Diámetro del pistón: 80 mm

- Carrera : 75 mm

- Capacidad: 13,364 Kcal/hr (Tc/Te: +40°C/-26°C)

- Refrigerante : 22

- Potencia del motor : 10 HP (a 440V - 3F - 60 Hz)

Incluye los siguientes componentes y accesorios.

- Manómetro de baja presión (Succión)
- Presostato de B.P. (Succión)
- Manómetro de Alta Presión (Descarga)
- Presostato de A.P. (Descarga)
- Manómetro de presión de aceite
- Presostato de presión de aceite

b) Condensador

- Tipo : Casco y Tubo, Horizontal
- Modelo: 316020
- Dimensiones: Largo: 1100 mm, aprox.
Diámetro: 160 mm, aprox.

4.2.2 Evaporadores (o Difusores)

a) En cámara de Carne

Tipo: de tiro forzado

Marca: BOHN

Modelo: FL 550

Capacidad: 54,400 BTU/hr (13,600 Kcal/hr) a - 26°C

D.T.: 5.6°C (10°F)

N° de ventiladores: Dos (2)

Corriente absorbida por motores: 5.0 Amp (a 460 V - 3F - 60 Hz)

Corriente absorbida por calentador: 22.6 Amp.

Dimensiones: Largo: 2108 mm

Alto : 889 mm

Profundidad: 559 mm.

b) En cámara de Pescado

Tipo: de tiro forzado

Marca: BOHN

Modelo: FL 65

Capacidad: 6,440 BTU/hr (1610 Kcal/hr) a - 26°C

D.T.: 5.6°C (10°F)

N° de ventiladores: Dos (2)

Corriente absorbida por motores: 2.2 Amp (a 230 V-IF-60 Hz)

Corriente absorbida por calentador: 11 Amp

Dimensiones: Largo: 864 mm

Alto : 406 mm

Profundidad: 356 mm

c) En Cámara de Vegetales

Tipo: de Tiro Forzado

Marca: BOHN

Modelo: FL 170

Capacidad: 20,000 BTU/hr (5,000 Kcal/hr) a -6°C

D.T.: 5.6°C (10°F)

N° de ventiladores: Dos (2)

Corriente absorbida por motores: 2.0 Amp (a 460V - 3F - 60 Hz)

Corriente absorbida por calentador: 8.8 Amp.

Dimensiones: Largo: 1550 mm

Alto : 559 mm

Profundidad: 457 mm

d) En cámara de Papas

Tipo: de Tiro Forzado

Marca: BOHN

Modelo: FL 92

Capacidad: 10,992 BTU/hr (2748 Kcal/hr) a -2°C

D.T.: 5.6°C (10°F)

N° de ventiladores: Dos (2)

Corriente absorbida por motores: 2.2 Amp (a 230 V - 1F - 60 Hz)

e) En Cámara de Lácteos

Tipo: de Tiro Forzado

Marca: BOHN

Modelo: FL 92

Capacidad: 10,824 BTU/hr (2,706 Kcal/hr) a -4°C

D.T.: 8°C(14.4°F)

Nº de ventiladores: Dos (2)

Corriente absorbida por motores: 2.2 Amp (a 230V - 1F - 60 Hz)

Dimensiones: Largo: 1118 mm

Alto : 406 mm

Profundidad: 356 mm

Nota: Ver Plano PR-07, "Disposición de Equipos y Sistemas de Tuberías de Refrigeración - R22".

4.2.3 Especificaciones de la Bomba de Agua de Enfriamiento de Condensadores

- Marca: HIDROSTAL
- Tipo: Centrífuga
- Modelo: 32-125
- Caudal: 3 lt/seg
- Altura total: 30 m
- Potencia al Freno Requerida: 2 BHP
- Eficiencia : 40%
- NPSH Requerido: 2.5 m
- Norma de Fabricación: ISO 2858

- Materiales:
 - . Caja Fierro Fundido Nodular
 - . Impelente: Bronce al Silicio
 - . Eje: Acero Inoxidable AISI-316

- Dimensiones:

- . Diámetro de Succión: 50 DN
- . Diámetro de Descarga: 32 DN
- . Largo de la bomba : 465 mm (sin motor)
- . Ancho : 190 mm
- . Alto : 252

- Características del Motor Eléctrico:

- . Potencia : 3.6 HP
- . Velocidad : 3450 RPM
- . Corriente eléctrica: 440V - 3F - 60 Hz

4.3 Especificación de Instalación de Equipos Tuberías, válvulas y Accesorios del Sistema de Refrigeración

Antes de proceder a la instalación del sistema es importante asegurarse que las partículas de polvo y cualquier materia extraña sea eliminada de los equipos y tuberías.

4.3.1 Equipos

La ubicación de los equipos tales como unidades de condensación y bombas de agua debe ser tal que permita su fácil instalación y ser accesible para su operación, inspección y mantenimiento normal, no debe interferir con instalaciones adyacentes.

Debe reservarse un espacio adecuado para el desmontaje y mantenimiento de los condensadores tubulares.

4.3.2 Tuberías de Refrigerante

La tubería debe ser sujeta a soportes distanciados de tal manera, de evitar el flexionamiento y las vibraciones excesivas. La distancia entre soportes estará comprendida entre 1 y 2 m de acuerdo al diámetro de la tubería:

Diámetro de la Tubería	Distancia entre soportes
1/2"	1.0 m
5/8"	1.0 m
7/8"	1.5 m
1 5/8"	1.5 m
2 1/8"	2.0 m

Cuando la tubería tenga que atravesar mamparos o cubiertas, se utilizarán pasamamparos o pasacubiertas especiales, con aislamiento, a fabricarse de acuerdo al detalle mostrado en el Plano PR-07.

Debe proveerse la suficiente flexibilidad en el tendido de las tuberías con el fin de absorber la dilatación y contracción térmica de las tuberías.

Debe tenerse cuidado de no anclar rígidamente ambos extremos de un tramo largo de tubería.

La tubería a utilizarse conforme a lo antes indicado será de cobre rígido tipo K.

Los accesorios de conexión tales como codos, tees, reducciones y uniones rectas serán de cobre (o latón) del tipo soldable.

La unión de tuberías y accesorios se efectuarán con soldadura fuerte de aleación de plata.

Las tuberías de refrigerante serán sometidas a una prueba de Presión Hidráulica, en taller, a las siguientes presiones:

- Líneas de Baja Presión: 15.8 Kg/cm^2
- Líneas de Alta Presión: 31.6 Kg/cm^2

El sistema de tuberías después de haber sido completamente instalado, debe ser sometido a una Prueba de Estanqueidad, con gas Nitrógeno o Dióxido de Carbono, a las siguientes presiones:

- Líneas de Baja presión: 10.5 kg/cm^2
- Líneas de Alta presión: 21.1 kg/cm^2

Toda la tubería de succión fuera de las cámaras y los tramos de tubería de líquido comprendidos entre las válvulas de expansión termostáticas y el pasamamparo de entrada a las cámaras, serán aislados con medias cañas de Teknopor y luego forradas con lona, con el fin de evitar la condensación de la humedad del ambiente.

Los espesores del aislamiento serán los siguientes:

Diámetro Exterior de Tuberías	Espesor de Aislamiento
2 1/8 á 1 5/8"	1 1/2"
7/8 y menos	1"

4.3.3 Válvulas de Expansión Termostáticas

Estas válvulas, se instalarán fuera del espacio refrigerado tal como se muestra en el Plano PR-07.

El bulbo remoto de las válvulas termostáticas se debe fijar firmemente con abrazaderas, a un tramo horizontal de la línea de succión cerca de la salida de las cámaras.

Teniendo en cuenta que el bulbo remoto debe responder a la temperatura del vapor del refrigerante en la línea de succión, es importante que toda la longitud del bulbo tenga un buen contacto térmico con la línea de succión.

Como en este caso el bulbo remoto se instalará fuera del espacio refrigerado, tanto el bulbo como la línea deben aislarse térmicamente del espacio circundante.

4.3.4 Filtro Deshidratador

Se instalará directamente en la línea de líquido, cerca al condensador y en posición vertical, debiéndose usar un by pass con tres válvulas con el fin de permitir poner fuera de servicio el secador, en las operaciones de reparación, y también para permitir el paso parcial del refrigerante a través del secador. Este accesorio sirve para remover las partículas extrañas y la humedad que pueda haber ingresado al sistema.

4.3.5 Visor de Líquido

Del tipo combinado de mirilla e indicador de humedad. Se instalará en la línea de líquido a continuación del filtro deshidratador.

Este accesorio sirve para determinar visualmente si el sistema tiene o no carga suficiente de refrigerante.

Si el sistema tiene carga insuficiente aparecerán burbujas de vapor en el flujo de líquido.

Además indica la presencia de humedad en el sistema.

4.4 Especificaciones de Instalaciones Eléctricas

4.4.1 Sistema de Fuerza

La corriente eléctrica del sistema de fuerza será de las características siguientes:

Tensión: 440 Voltios

Nº de Fases: 3

Frecuencia: 60 Hz.

Distribución Eléctrica

La alimentación y distribución eléctrica se efectuará de acuerdo al esquema mostrado en el Plano PR-10.

Desde el tablero de fuerza y distribución eléctrica (Ver Plano PR-12) se alimentarán las siguientes cargas eléctricas.

- Motor del compresor N°1	7.5 KW
- Motor del compresor N°2	7.5 KW
- Motor de la bomba de agua N°1	2.7 KW
- Motor de la bomba de agua N°2	2.7 KW
- Motor del evaporador de cámara de carne	3.0 KW
- Motor del evaporador de cámara de pescado	0.39 KW
- Motor del evaporador de cámara de vegetales	1.2 KW
- Motor del evaporador de cámara de papas	0.39 KW
- Motor del evaporador de cámara de lácteos	0.39 KW
- Descongeladores en cámaras de carne, pescado y vegetales	

- Resistencias de drenajes y puertas de cámaras de carne y pescado.

Cables Eléctricos

Los cables serán para uso marino, tipo MGG (para 0.6/1 kV), fabricado por SIEMENS de acuerdo a la norma DIN 89 160 y recomendaciones del IEC.

- Aislamiento interior de PROTOLON = EPR (Ethylene Propylene Rubber)
- Aislamiento exterior de Polychloroprene resistente al aceite y retardador de flama.
- Temperatura máxima permisible del conductor: 85°C

4.4.2 Sistema de Control

La corriente eléctrica del sistema de control será de las siguientes características:

- . Tensión: 220 Voltios
- . N° de fases: 1
- . Frecuencia: 60 Hz

Tablero de Control

El control de la planta se efectuará desde el tablero que se muestra en el Plano PR-12.

En los planos PR-09 se muestra el Diagrama de control eléctrico.

El sistema contará con los siguientes dispositivos de control:

- Termostatos de ambiente, uno en cada cámara.
- Termostatos de descongelamiento automático, en las cámaras de carne, pescado y vegetales.
- Válvulas de solenoide, una por cada cámara.
- Presostato de alta presión (descarga del compresor)
- Presostato de baja presión (succión del compresor)
- Presostato de presión diferencial de aceite del compresor
- Temporizador de descongelamiento.
- Contador de horas de operación.
- Selectores de control manual/automático
- Contactores
- Relevadores de sobrecarga
- Lámparas de control.

Cables Eléctricos

Los cables a instalarse desde el tablero de control hasta los dispositivos de control externos al tablero serán del tipo MGG para uso marino.

En el Plano PR-11 se muestra el Diagrama de Cableado.

CAPITULO 5

COSTOS DE EQUIPAMIENTO E INSTALACION

5.1 Generalidades

En el presente capítulo se ha elaborado el presupuesto integral del proyecto en el cual se consideran los siguientes costos:

- a) Costo de Materiales y Equipamiento
- b) Costo de Mano de Obra
- c) Costos de utilización de Equipos de Trabajo y Herramientas
- d) Gastos Generales
- e) Costo de Ingeniería del Proyecto
- f) Utilidades.

5.2 Cuadros Detallados de Costos

En los cuadros que siguen se detallan los diferentes costos antes mencionados.

A. COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPAMIENTO

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio Unitario I/.	Precio Total I/.
	<u>Cámaras</u>				
1	Pies derechos: Pino oregón selecto de 100 x 50 mm	m	120	85	10,200
2	Pies derechos: Pino oregón selecto de 150 x 50 mm	m	50	126	6,300
3	Pies derechos: Pino oregón selecto de 50 x 50 mm	m	30	42	1,260
4	Vigas: Pino oregón selecto de 100 x 50 mm	m	50	85	4,250
5	Varengas: Pino oregón selecto de 38 x 75 mm	m	350	48	16,800
6	Platinas de acero de 6 x 100 mm	m	60	84	5,040
7	Tornillo de acero de cabeza avellanada de 3/16" x 1 1/2"	Pz.	550	1	550
8	Planchas de aluminio de 1/16" espesor	m ²	250	625	156,250
9	Platinas de aluminio de 1/16" x 1 1/2"	m	350	30	10,500
10	Frisa de jebe de 1/16" x 1 1/2" (para uniones)	m	350	40	14,000
11	Frisa de jebe de 1/2" x 1" (para puertas)	m	30	175	5,250
12	Tornillo de bronce cromado, cab. redonda # 8x1	Pz.	8,500	2	17,000
13	Pintura anticorrosiva (Shop Primer) 1 capa	Gal	3	925	2,775
14	Coal tar (2 capas)	Gal	17	760	12,920

Item	Descripción	Unid	Cant	Precio Unitario I/.	Precio Total I/.
15	Aislamiento de espuma de POLIURETANO expandido	m ³	35	10,000	350,000
16	Plancha de acero naval de 6.5 mm de espesor	m ²	100	1,020	102,000
17	Refuerzos de acero naval	m	120	180	21,600
18	Soldadura 6011	kg	140	52	7,280
19	Masilla "Permagan"	kg	3	300	900
20	Bisagras	Pz	18	450	8,100
21	Cerraduras con dispositivos de apertura interior	Pz	6	1,800	10,800
22	Fluido Eléctrico	KW-hr	500	3.5	1,750

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio unitario I/.	Precio total I/.
	<u>Estantería de Aluminio</u>				
1	Angulo de aluminio 1/16" x 2" x 2"	m	156	150	23400
2	Canal U de aluminio 1/8" x 1x" 2x" x 1"	m	72	136	9792
3	Platina de aluminio 1/8" x 1 1/2"	m	10	60	600
4	Plancha de aluminio de 1/16"	m ²	15	620	9300
5	Perno de bronce cab. avellanada c/arandela y tuerca hex de 1/4" ø x 5/8"	Pz	880	9	7920
6	Tornillo bronce cab. redonda #12 x 2 1/2"	Pz	130	8.0	1040
7	Tornillo de bronce cromado, cab avellanada #8 x 3/4"	Pz	70	2.5	175
8	Jebe s/ trama 1/2" x 2"	m	2.4	150	360
9	Listón de madera Ishpingo 25 x 50 mm	m	17	15	255

Ítem	Descripción	Unid.	Cant.	Precio Unitario I/.	Precio Total I/.
	<u>Sistemas</u>				
1	Tubería de cobre de 1/2" D.E (Tipo K)	m	35	60	2100
2	Tubería de cobre de 5/8" D.E (Tipo K)	m	26	70	1820
3	Tubería de cobre de 7/8" D.E (Tipo K)	m	28	160	4480
4	Tubería de cobre de 1.5/8" D.E (Tipo K)	m	3	300	900
5	Tubería de cobre de 2 1/8" D.E (Tipo K)	m	18	400	7200
6	Codo de cobre de 1/2" D.N	Pz	19	22	418
7	Codo de cobre de 5/8" D.N	Pz	16	25	400
8	Codo de cobre de 7/8" D.N	Pz	13	38	494
9	Codo de cobre de 1 5/8" D.N	Pz	2	175	350
10	Codo de cobre de 2 1/8" D.N	Pz	10	250	2500
11	Te de cobre de 7/8" D.N	Pz	1	38	38
12	Te de cobre de 2 1/8" D.N	Pz	1	250	250
13	Reducción de cobre de 2 1/8" x 1 5/8" D.N	m	2	200	400
14	Reducción de cobre de 7/8" x 5/8" D.N	m	2	35	70
15	Tubería de acero s/c Sth 40 de 1" D.N	m	5	134	670

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio Unitario	Precio total
16	Tubería de acero s/c Sch 40 de 1 1/4" D.N	m	14	160	2240
17	Tubería de acero s/c Sch 40 de 1 1/2" D.N	m	7	186	1302
18	Tubería de acero s/c Sch 40 de 4" D.N	m	2	580	1160
19	Codo de acero de 1" D.N- Sch 40, para soldar	Pz	2	70	140
20	Codo de acero de 1 1/4"D.N- Sch 40, para soldar	Pz	6	80	480
21	Codo de acero de 1 1/2"D.N- Sch-40, para soldar	Pz	4	90	360
22	Te de acero de 1 1/4" D.N- Sch-40, para soldar	Pz	2	80	160
23	Te de acero de 1 1/2" D.N- Sch-40, para soldar	Pz	1	90	90
24	Reducción de acero de 1 1/4" x 1" D.N Sch 40, para soldar	Pz	2	80	160
25	Válvula de cierre de bronce de 3/8" D.N	Pz	4	350	1400
26	Válvula de cierre de bronce de 1/2" D.N	Pz	5	400	2000
27	Válvula de cierre de bronce de 3/4" D.N	Pz	1	450	450
28	Válvula de cierre de bronce de 2" D.N	Pz	1	1600	1600
29	Válvula no retorno de bronce de 3/4" D.N	Pz	1	450	450
30	Válvula no retorno de bronce de 2" D.N	Pz	1	1600	1600
31	Válvula de globo angular de 1 1/2" D.N, de Fo Fdo.	Pz	1	720	720

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio Unitario I/.	Precio Total I/.
32	Válvula de compuerta de 1 1/2" DN, de Fo. Fdo.	Pz	2	720	1440
33	Válvula de cierre y no retorno de 1 1/4" 1" DN, de Fo. Fdo.	Pz	2	600	1200
34	Válvula de globo de 1" DN de Fo. Fdo.	Pz	2	400	800
35	Válvula de compuerta de 1" DN, de Fo. Fdo.	Pz	6	500	3000
36	Filtro de 1 1/2" DN, de Fo. Fdo.	Pz	1	800	800
37	Aislamiento de Teknopor, para tub. de succión de 7/8" á 2"	m	34	180	6120
38	Lona o tocuyo grueso	m ²	10	120	1200
39	Cable eléctrico tipo MGG de 3 x 25 mm ²	m	35	195	6825
40	Cable eléctrico tipo MGG de 3 x 2.5 mm ²	m	20	25	500
41	Cable eléctrico tipo MGG de 3 x 1.5 mm ²	m	310	22	6820
42	Cable eléctrico tipo MGG de 2 x 1.5 mm ²	m	430	20	8600
43	Cable eléctrico tipo MGG de 5 x 1.5 mm ²	m	20	38	760
44	Cable eléctrico tipo MGG de 3 x 4.0 mm ²	m	28	35	980
45	Fanales estancos de 100 W	Pz	6	400	2400
46	Interruptores estancos	Pz	6	400	2400

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio Unitario I/.	Precio Total I/.
	<u>Equipos</u>				
1	Unidades de condensación	Pz	2	78,800	157,600
2	Evaporador: Cámara de carne	Pz	1	63,300	63,300
3	Evaporador: Cámara de pescado	Pz	1	11,320	11,320
4	Evaporador: Cámara de vegetales	Pz	1	25,530	25,530
5	Evaporador: Cámara de papas	Pz	1	12,250	12,250
6	Evaporador: Cámara de Lácteos	Pz	1	12,250	12,250
7	Bombas centrífugas	Pz	2	12,000	24,000
8	Separador de líquido	Pz	1	6,000	6,000
9	Intercambiador de calor	Pz	1	9,300	9,300
10	Filtro	Pz	1	2,650	2,650
11	Visor	Pz	1	700	700

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio Unitario I/.	Precio Total I/.
	<u>Dispositivos de Control</u>				
1	Válvulas de expansión termostática: cámara de carne	Pz	1	1,350	1,350
2	Válvulas de expansión termostática: cámara de pescado	Pz	1	1,200	1,200
3	Válvulas de expansión termostática: cámara de vegetales	Pz	1	1,225	1,225
4	Válvulas de expansión termostática: cámara de papas	Pz	1	1,200	1,200
5	Válvulas de expansión termostática: cámara de lácteos	Pz	1	1,200	1,200
6	Válvulas solenoides de 1/2" DN	Pz	4	1,550	6,200
7	Válvula solenoide de 5/8" DN	Pz	1	1,800	1,800
8	Termostatos de ambiente	Pz	5	1,430	7,150
9	Regulador de presión de succión de 5/8" DN	Pz	2	2,000	4,000
10	Regulador de presión de succión de 7/8" DN	Pz	1	2,500	2,500
11	Regulador de temperatura de agua de enfriamiento	Pz	2	3,000	6,000
12	Tablero de Fuerza y Control eléctrico	Pz	1	60,000	60,000
13	Termómetros de bulbo remoto	Pz	5	1,400	7,000
	TRANSPORTE DE MATERIALES Y EQUIPOS	-	-	-	5,000

B. COSTOS DE MANO DE OBRA

Estimación de mano de obra en hombre-días (H.D.)

Item	Descripción	Unid.	Cant.	H.D. Unit.	H.D. Total
1	Corte de plancha para mamparos	m	64	25 m/hd	2.6
2	Corte de refuerzos	m	120	30 m/hd	4
3	Presentación de planchas en sitio	m ²	100	20 m ² /hd	5
4	Presentación de refuerzos	m	120	30 m/hd	4
5	Soldadura de mamparos y refuerzos	m	433	20 m/hd	21.7
6	Pintado de mamparos	m ²	110	20 m ² /hd (por capa)	16.5 (tres capas)
7	Preparación y soldado de platinas	Pz	60	25 Pz/hd	2.4
8	Fabricación de pies derechos y vigas	m	440	15 m/hd	29.3
9	Instalación de pies derechos y vigas	m	440	10 m/hd	44
10	Fabricación de varengas	m	350	15 m/hd	23.3
11	Instalación de varengas	m	350	10 m/hd	35
12	Aplicación de aislamiento de poliuretano	m ²	230	8 m ² /hd	28.8
13	Preparación y colocación de planchas de aluminio	m ²	250	3 m ² /hd	83.3

Item	Descripción	Unid.	Cant.	H.D. Unit.	HD Total
14	Preparación del piso de concreto	m ²	50	2 m ² /hd	25
15	Fabricación e instalación de marcos de puertas	Pz	6	2 hd/Pz	12
16	Fabricación e instalación de puertas	Pz	6	6 hd/Pz	36
17	Confección e instalación de palmejares	m ²	50	8 m ² /hd	6.3
18	Confección e instalación de estantes de aluminio	m ²	25	2 m ² /hd	12.5
19	Fabricación e instalación de pasamamparos	Pz	20	4 Pz/hd	5
20	Prefabricación e instalación de tubería de cobre de 1/2 a 2 1/8" DE	m	110	4 m/hd	27.5
21	Instalación de tubería de acero de 1 a 1 1/2 DN	m	21	8 m/hd	2.6
22	Aplicación de aislamiento en tubería de succión	m	34	8 m/hd	4.3
23	Instalación eléctrica (luz, interruptores)	Pto	6	4 p/hd	1.5
24	Instalación eléctrica (Evaporadores)	Pz	5	4 p/hd	1.3
25	Instalación de cable eléctrico de 3 x 25 mm ²	m	35	6 m/hd	5.8
26	Instalación de cable eléctrico de 3 x 2.5/3 x1.5/3 x4/2 x 1.5/5 x 15	m	800	15 m/hd	53.3
27	Instalación de Tablero de Control	Pz	1	2 hd/Pz	2

Item	Descripción	Unid.	Cant.	HD Unit.	HD Total
28	Instalación de Unidades de condensación	Pz	2	6 hd/Pz	12
29	Instalación de Evaporadores	Pz	5	1 hd/Pz	5
30	Instalación de bombas centrífugas	Pz	2	1 hd/Pz	2
31	Ajustes y pruebas	cam	5	8 hd/cam	40
	TOTAL HD				554.0

COSTO DE MANO DE OBRA: 554.0 x 300 I/hd = I/.166,200

C. COSTO DE UTILIZACION DE EQUIPOS DE TRABAJO Y HERRAMIENTAS

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio Unitario I/.	Precio Total I/.
1	Utilización de Máquinas eléctricas de soldar	días	22	200	4,400
2	Uso de herramientas varias	-	-	estimado	1,000
	TOTAL				I/. 5,400

CUADRO GENERAL DE COSTOS

A	Costo de Materiales y Equipamiento	I/.1'329,339
B	Costo de Mano de Obra	166,200
C	Costo de Utilización de Equipos de Trabajo y Herramientas	<u>5,400</u>
	Total Costos Directos	<u>I/.1'500,939</u>
D	Gastos Generales (10% del Costo Directo)	150,094
E	Costo de Ingeniería del Proyecto (5% de A)	66,470
F	Utilidades (10% del Costo Directo)	<u>150,094</u>
	Costo Total	<u>I/.1'867,597</u>

REFERENCIA: Cambio Dólar Financiero: I/.17.8 (al 15 de Marzo de 1987)

CONCLUSIONES

Como resultado de los cálculos, criterios y fundamentos expuestos en el contexto de los diferentes capítulos, se ha procedido a elaborar los planos de detalles constructivos y de instalación. Por lo tanto, como conclusión del presente proyecto cabe resaltar el contenido y los detalles que se muestran en los planos anexos.

En el Plano PR-01, se muestra la Disposición General de las Cámaras incluyendo las dimensiones generales, los volúmenes interiores de cada una de las cámaras, así como los estantes de almacenamiento, los espacios necesarios para el tránsito del personal encargado, y la ubicación de los evaporadores.

En el Plano PR-02, se indican los espesores requeridos de aislamiento térmico de los mamparos y los detalles estructurales necesarios para el revestimiento con planchas de aluminio.

En el Plano PR-03, se indican los espesores necesarios de aislamiento térmico de las cubiertas y pisos, así como también los detalles estructurales que sirven de base para el revestimiento con planchas de aluminio.

En el Plano PR-04 se muestran los detalles constructivos dimensionales necesarios para la fabricación de las puertas, incluyendo los espesores requeridos de aislamiento, así como la colocación de

frisas de jebe necesarias para lograr un buen cierre hermético.

En el Plano PR-05, se muestran los detalles constructivos de los estantes, necesarios para el almacenamiento debidamente acomodado de los víveres.

Los estantes serán contruidos con perfiles y planchas de aluminio y luego sujetos con tornillos a la estructura de madera de los mamparos de las cámaras.

En el Plano PR-06, se muestra el Diagrama del Sistema de Refrigeración, con refrigerante 22, incluyendo el circuito de tuberías de alta y baja presión, así como también los diferentes equipos tales como las unidades de condensación, evaporadores, bombas de agua de enfriamiento y todos los demás componentes del sistema.

En el Plano PR-07, se muestra la disposición del sistema de tuberías de refrigeración y la ubicación de los evaporadores en las diferentes cámaras, y la ubicación de las unidades de condensación.

Asimismo, se muestra la ubicación del panel de válvulas de control, el detalle típico de pasamamparos y la disposición de la tubería de drenaje de descongelamiento de los evaporadores.

En el Plano PR-08, se muestra la Disposición del Sistema de agua de enfriamiento de condensadores, incluyendo la ubicación de las bombas de agua de mar y de las unidades de condensación.

En el Plano PR-09, se muestra el Diagrama Eléctrico de Principio de los sistemas de fuerza y control, incluyendo todos los componentes y dispositivos.

En el Plano PR-10, se muestra el Diagrama Eléctrico de cableado del sistema de fuerza, incluyendo las potencias de las diferentes cargas, los calibres de conductores a utilizarse y los dispositivos de protección eléctricos.

En el Plano PR-11, se muestra el Diagrama de Cableado Eléctrico del Sistema de Control, incluyendo los diversos dispositivos de control tales como, presostatos, termostatos, válvulas solenoides y resistencias eléctricas.

En el Plano PR-12, se muestra el Tablero de Fuerza y Control incluyendo sus dimensiones y componentes.

En el Plano PR-12.1, se incluye la Lista de Componentes exteriores e interiores del tablero de fuerza y control.

BIBLIOGRAFIA

1. ASHRAE Handbook - Fundamentals
Publicado por: American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.
Edición: 1981
2. ASHRAE Handbook - Applications
Publicado por: American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.
Edición 1982
3. MARINE ENGINEERING
Publicado por: The Society of Naval, Architects and Marine Engineers
Edición 1971
4. MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO
Publicado por: Carrier Air Conditioning Company
Edición: 1970
5. PRINCIPIOS DE REFRIGERACION
Autor: Roy J. Dossat
Edición: 1972
6. INSTALACIONES FRIGORIFICAS
Autor: P.J. Rapin
Edición: 1978
7. REFRIGERACION Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
Autor W.F. Stoecker
Edición: 1978
8. MODERN REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING
Autor: Althouse-Turnquist-Bracciano
Edición: 1979
9. REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING
Autor: Air Conditioning and Refrigeration Institute
Edición: 1979
10. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
Autor: Donald Q. Kern
Edición: 1981

11. PIPING HANDBOOK
Autor: Sabin Crocker y Reno C. King
Edición: 1973
12. RULES FOR BUILDING AND CLASSING
Autor: American Bureau of Shipping
Edición: 1983
13. MARKS - MANUAL DEL INGENIERO MECANICO (Volumen II)
Edición: 1982
14. Catálogo, ARMATUREN, ROBINETTERIE, VALVES
Fabricante: H. DEWERS
Edición: 1976