

T
536.42
C.264
401-0007

**ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA**



"Tunel de Solidificación de Cacao Líquido"

**TESIS DE GRADO
Previa la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO**

**Presentada por:
JAIME F. CARBO DONOSO**

GUAYAQUIL - ECUADOR

1 9 8 1

AGRADECIMIENTO

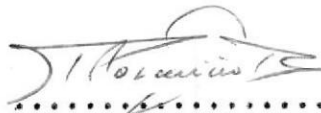
Al ING. MARCO PAZMIÑO,
Director de Tesis, por
su ayuda y colaboración
para la realización de
este trabajo.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MI ESPOSA

A MIS HIJOS

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Marco Pazmiño', written in a cursive style. The signature is positioned above a horizontal dotted line.

.....
ING. MARCO PAZMIÑO

Director de Tesis

DECLARACION EXPRESA

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

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).



.....

Jaime F. Carbo Donoso

RESUMEN

Este proyecto tiene como finalidad la solidificación de la pasta de cacao, partiendo desde su estado líquido, y realizando esta operación en el menor tiempo posible, al más bajo costo y en forma técnica y óptima.

El estado sólido de la pasta de cacao ahorra mano de obra, evita el desmejoramiento de la calidad, facilita el transporte, ahorra tiempo de producción y permite un control preciso en el peso del producto. Todos estos factores justifican la finalidad de este proyecto que tiene su aplicación en el tan importante producto agro-industrial, que es el cacao.

La tesis contempla el diseño de un túnel de solidificación con todos sus elementos: la cámara aislada, la banda transportadora, el sistema de refrigeración, el dispositivo de quebrado del cacao sólido y el sistema eléctrico de control y fuerza.

SUMARIO

CAPITULO I

RECONOCIMIENTO DE LA META /.....	1
----------------------------------	---

CAPITULO II

ESPECIFICACION DE LA TAREA	6
----------------------------------	---

CAPITULO III

DEFINICION DE CONCEPTOS

III.1. Condiciones del producto	12
III.2. Condiciones del medio enfriante	15
III.3. Condiciones del medio ambiente	16

CAPITULO IV

ANALISIS INGENIERIL

IV.1. Definición del problema	17
IV.2. Estructuración del modelo analítico y el prototipo experimental. Formulación de suposiciones..	17
IV.3. Aplicación de principios físicos y recolección de datos.....	18
IV.4. Cálculo	
IV.4.1. Tiempo de solidificación del producto, curva de enfriamiento.....	27
IV.4.2. Forma y dimensiones del tunel en función de la capacidad deseada.....	29
IV.4.3. Cinta transportadora.....	58

IV.4.4. Espesor de aislamiento de paredes y techo	150
IV.4.5. Capacidad del equipo de refrigeración	223
IV.4.6. Sistema de comando automático y/o manual	273
IV.4.7. Costo de materiales y mano de obra	287
IV.5. Comprobación de los cálculos.....	304
IV.6. Optimización del sistema	309
IV.7. Evaluación y generalizaciones	314

CAPITULO V

ESPECIFICACION DE LA SOLUCION

V.1. Diseño del sistema en base a los resultados	316
V.2. Conclusiones	317
V.3. Recomendaciones	320

CAPITULO VI

APENDICE

VI.1. Gráficos	331
VI.2. Tablas	335
VI.3. Referencias bibliográficas	338

C A P I T U L O I

RECONOCIMIENTO DE LA META

La meta de la presente tesis de grado persigue la solidificación de la pasta de cacao partiendo desde su estado líquido hasta el sólido, efectuando esta operación en el menor tiempo posible, al más bajo costo y de forma lo más técnica y óptima.

Esta solidificación, junto con el empaque, constituyen la operación final del flujo de producción para la manufactura de este semi-elaborado denominado pasta de cacao.

Debido a que la solidificación es la operación final del proceso, su ejecución eficiente constituye un factor de gran importancia que permite la disponibilidad de este producto de forma inmediata para la exportación o para la utilización en el mercado interno. A demás, el estado sólido del producto facilita su manipuleo con el respectivo ahorro en el costo de mano de obra, tiempo y la eliminación del deterioro durante el trayecto hacia los mercados internos y externos.

Para entender mejor la solidificación de la pasta de cacao, se hace necesario describir a grandes rasgos el proceso de elaboración del mismo:

FABRICACION DE LA PASTA DE CACAO.-

Para conseguir un determinado sabor de pasta de cacao, se mezclan, antes de empezar la elaboración, diferentes clases de granos de cacao.

La polilla representa un peligro durante el almacenaje de los granos crudos de cacao. Se puede exterminar mediante el empleo alternativo de temperaturas por encima y por debajo de 0°C, ó por el uso de grandes silos en donde se controla la humedad y la temperatura de los granos.

Para la elaboración de la pasta de cacao se emplean diferentes máquinas, como sigue:

1.- Primeramente se limpian los granos de cacao con el concurso de una zaranda, eliminando materiales no ferrosos como el polvo, la cáscara libre que proviene de granos quebrados por el manipuleo, cuerdas de cabuya, piedras y sustancias sólidas a veces totalmente extrañas al producto.

Posteriormente, con un imán, se separan trozos de hierro que puedan estar mezclados eventualmente con el producto.

Los granos limpios caen en una cinta transportadora que los dirige al tostador.

2.- En segundo lugar, se realiza un proceso de tostación con el que se consigue un mejor desarrollo del aroma específico del cacao y una modificación de los hidratos de carbono existentes en el grano de cacao.

Además, con la tostación, el grano se vuelve frágil y se puede separar fácilmente de la cáscara. La tostación se lleva a cabo en recipientes cilíndricos rotatorios atravezados por una corriente de aire caliente. Frecuentemente se emplean en estos tostadores de aire a vapor.

La temperatura de tostación asciende a unos 125 °C. Se elimina así la humedad, que aumentaría considerablemente la viscosidad de la masafinal del cacao. Los granos calientes se vacían encima de un tamiz refrigerado que está colocado debajo del tostador y que se refrigera mediante chorros de aire frío.

3.- En tercer lugar, los granos fríos se introducen en una máquina descascarilladora que tritura y limpia los granos, los cuales se desmenuzan groseramente entre dos rodillos y se clasifican mediante tamices vibratorios según su tamaño, mientras que simultáneamente, una corriente de aire separa las cáscaras más ligeras. Dispositivos especiales se emplean para separar el germen que es muy duro. Tiene un sabor amargoy disminuiría la calidad de los productos a base de cacao.

4.- En cuarto lugar, el cacao que se ha tostado y separado de su cáscara, se muele en columnas de cilindros. Anteriormente se utilizaban columnas de granito; ahora se emplean casi siempre, cilindros de acero. Los cilindros se refrigeran con agua para que no se deformen y para que la masa de cacao no se caliente a temperaturas muy por encima de 40 °C. A esta temperatura se funde la masa a causa de su contenido inherente en grasa.

5.- En quinto lugar, se almacena la masa de cacao durante un tiempo prolongado en una cámara de calor a temperaturas entre 50° y 55°C, pues se sabe por experiencia que la masa gana en sabor de esta manera.

6.- En sexto lugar, la colada se tiene que realizar a temperaturas exactamente determinadas, que dependen de las propiedades físicas de los componentes de la masa de cacao. El punto de fusión de la manteca de cacao oscila entre 32° y 35°C, y es más alto que el punto de solidificación, que se ha determinado entre 21,5° y 27°C. Sin embargo, generalmente no se suele llevar la masa directamente hasta la temperatura de colada, sino que se la hace pasar antes por una máquina de atemperar, la que consiste fundamentalmente en tres filas de cilindros atemperados por agua y colocados horizontalmente.

En la primera fila se refrigeró el chocolate hasta 33°C; en la segunda, hasta 23°C con cristalización de los componentes grasos, mientras que en la tercera fila, se calienta la masa otra vez hasta la temperatura de colada, que está situada, generalmente, entre 30°C y 40°C. El objeto del proceso de refrigeración y calentamiento lento es evitar que la masa se modifique y poder regular exactamente la temperatura de colada. También se consigue así que la masa se haga especialmente blanda en el interior, y se contraiga mucho durante el enfriamiento después de la colada, para que se separe con mayor facilidad de los moldes.

El tiempo que permanece la masa en la máquina de enfriamiento lento dura aproximadamente 10 a 12 minutos. De allí pasa al aparato envasador, donde se divide en cantidades exactamente pesadas, las mismas que se vierten en moldes de hierro galvanizados muy pulidos.

Los moldes se transportan casi siempre en una cinta transportadora a las mesas de sacudir, donde se someten a movimientos de sacudida y golpeantes. Con esto, la masa se adhiere completamente al molde y se consigue una superficie lisa y se elimina completamente el aire.

La transformación en estado sólido y la separación de los moldes se realiza normalmente con empleo de frío artificial. Sobre la velocidad de refrigeración más adecuada, existen diferentes opiniones. Se afirma que la masa resulta más fina y brillante al partir-la si ha sido refrigerada y solidificada rápidamente, mientras que al refrigerarla lentamente, tiene un aspecto mate y gris. Pero muchas veces se aconseja una refrigeración previa lenta, y a continuación, una refrigeración brusca. Algunos aparatos frigoríficos están preparados para ese fin.

La refrigeración se realiza, generalmente, por aire frío, con temperaturas entre 5°C y 12° C. La completa refrigeración de la masa hasta una temperatura de 7°C en su interior tarda de 15 a 40 minutos.

C A P I T U L O I I

ESPECIFICACION DE LA TAREA

El aire acondicionado es esencial para la manufactura exitosa de la masa de cacao. El control apropiado del ambiente da por resultado un incremento de la producción, bajos costos de producción y una mejor y más uniforme calidad del producto.

Uno o más de los varios espacios u operaciones estandarizadas serán enfrentados en cada planta. Estos son: cuartos calientes, cuartos fríos, túneles de enfriamiento, tanques doble pared, bañadera o cuartos de inmersión y almacenamiento.

El calor sensible debe ser absorbido por el equipo de aire acondicionado, el cual incluye el sistema de distribución del aire, moldes, mesas vibratoras y los bloques fríos en túneles o enfriadores similares.

Cuando se calculan las cargas, se debe considerar como fuente de calor sensible a las personas, la electricidad, luces, efecto solar, pérdidas por transmisión, infiltración, aparatos calentadores a vapor o eléctricos, y el calor del producto entrando.

La Tabla I al final del capítulo resume las condiciones de diseño óptimas para refrigeración y aire acondicionado.

Dos Dos de los ingredientes básicos en el caramelo son el suero y el sirop de maíz. Estos fácilmente cambian de una forma cristalina a una fluída, dependiendo de la temperatura, contenido de humedad o una combinación de los dos. La temperatura y humedad de los alrededores deben ser controlados para prevenir una ganancia o pérdida de humedad que afectaría a la textura del producto y a su vida durante el almacenamiento. La temperatura debe ser relativamente baja, generalmente de 21°C. La humedad relativa debe ser del 60% o menos, dependiendo del tipo de azúcar usada. Para masas de cacao, las

temperaturas más deseables son las de 18°C o menos, con un 50% de HR o menos.

MANTECA DE CACAO.-

La manteca de cacao es la única o la principal manteca en los productos de chocolate. Puede ser de varios tipos y encontrarse en ellos del 25 al 40% o más. La manteca es una mezcla compleja de triglicéridos, de ácidos grasos de gran peso molecular, principalmente esteárico, oleico y palmítico. Ya que la manteca está presente en tan grandes cantidades en el chocolate, todo lo que afecte a la manteca, afecta considerablemente al producto.

Debido a que la manteca es un triglicérido, no se comporta como un compuesto puro. Sus propiedades físicas, puntos de fusión, puntos de solidificación, calores latentes y calores específicos de cididamente afectan a la mezcla. La manteca se ablanda sobre un amplio rango de temperatura, arrancando a los 27°C, y entonces, fusionándose alrededor de los 34°C. No tiene un punto de solidificación definido, el cual varía dentro de un rango considerable, desde justamente debajo de su punto de fusión hasta 27°C o más bajo, dependiendo de la cantidad de manteca y del tiempo en que se ha mantenido a esas temperaturas.

El producto permanecerá fluido a temperaturas tan bajas como 32 a 33°C. El mismo puede ser sub-enfriado debajo de su punto de fusión sin cristalización. En efecto, el producto no se cristaliza masivamente sino, más bien, en etapas sucesivas como soluciones sólidas de un estado cristalino muy inestable, y son formadas bajo ciertas condiciones.

El calor latente de cristalización (fusión), es una función

directa de la manera por la cual el producto ha sido enfriado y solidificado. Una vez que la cristalización ha empezado, continuará hasta su totalidad, tomando desde varias horas a varios días, dependiendo de su exposición al frío, particularmente a bajas temperaturas (sub-enfriamiento).

El calor latente de solidificación del producto comúnmente usado variará desde aproximadamente 36.06 a 40.06 BTU/lb. Un promedio de el valor para su calor específico puede ser tomado como $0,56 \text{ BTU/} \times \text{lb} \times ^\circ\text{F}$, para antes de la solidificación, y $0,30 \text{ BTU/} \text{lb.} \text{ } ^\circ\text{F}$ para después de la solidificación. Lo mejor es empezar con estos valores cuando calculamos la carga de enfriamiento, y entonces añadimos un margen de seguridad.

Investigaciones en enfriamiento de una manteca y propiedades de solidificación han establecido que la manteca existe en cinco formas polimórficas: una forma estable y cuatro meta-estables (inestables).

La manteca usualmente se solidifica así:

Primero en una forma inestable, dependiendo del flujo y de la temperatura a la cual se solidifica. Cuando la manteca está solidificada, las formas inestables de menor punto de fusión cambian muy rápidamente a formas de altos puntos de fusión. Las formas inestables de altos puntos de fusión cambian muy lentamente, y rara vez, completamente, hacia una forma estable.

Los bloques comerciales son moldeados en moldes metálicos después del proceso de temperado. En este proceso, es deseable enfriar el producto en los moldes tan rápido como sea posible, es decir, tratando de obtener un túnel de enfriamiento lo más corto posible.

Sin embargo, un enfriamiento super-rápido (particularmente en los bloques comerciales de gran tamaño, tales como un pan estandar de 10 lbs.) puede causar resquebrajamiento, lo que, si bien es cierto, no es grave desde el punto de vista de la calidad, afecta adversamente a la apariencia.

Es una práctica común verter el producto dentro de los moldes metálicos a 29° - 32°C.

El producto debe ser enfriado muy lentamente a una temperatura de 32° - 33°C. El aire entrando al túnel de enfriamiento en donde los artículos son desmoldeados (a la salida), puede ser de 4,4°C. El aire en donde los artículos entran al túnel puede ser de 17°C. Después de que el producto es llenado en el molde, puede ser movido dentro del túnel por un proceso continuo de enfriamiento o, los moldes pueden ser almacenados hacia arriba y localizados en un cuarto de enfriamiento, el mismo que posee una circulación de aire forzado. En cada caso, temperaturas de 4,4°C a 10°C son satisfactorias.

El cuarto de descarga, es decir, aquél donde los moldes son transferidos al empaque, debe ser mantenido a un punto de rocío suficientemente bajo para prevenir la condensación en el producto terminado.

En cálculos de carga para cuartos de enfriamiento, es necesario contabilizar las pérdidas por transmisión e infiltración, carga derivada de un enfriamiento posterior de los moldes, y el calor sensible y latente del producto en sí mismo.

El túnel es diseñado para introducir aire en dirección contraria al flujo del producto, de manera que el aire más frío ingrese

al túnel por el lugar donde el chocolate congelado sale del túnel. De esta manera, a medida que el aire se entibia en su recorrido hacia el exterior, el aire más caliente abandona el túnel en el punto donde el chocolate líquido más caliente entra.

El chocolate saliente es marcadamente más frío que el chocolate entrante, y el sub-enfriamiento es reducido grandemente. Esto a su vez reduce la gran diferencia de temperatura entre el chocolate y el aire de enfriamiento a lo largo del sendero de la longitud total del túnel.

Para cada problema en particular, solamente mediante la experiencia determinaremos el tiempo que el chocolate debe permanecer en el interior del túnel y los requerimientos de temperatura consiguientes. Un buen enfriamiento es, generalmente, una función de la longitud del túnel, velocidad de la banda y del tiempo real que el producto se mantiene en contacto con el aire de enfriamiento.

TABLA II-1 CONDICIONES DEL AIRE PARA UN OPTIMO DISEÑO

Departamento o Proceso	Temperatura °C	HR %
Aire suministrado a panes de chocol.	13-17	55-45
Cuartos de recubrimiento	27-29	30-25
Aire suministrado a tuneles de chocol.	4-7	85-70
Bañadoras manuales	17	45
Enfriamiento de productos moldeados	4-7	85-70
Cuarto empaque chocolate	18	50
Embodegamiento chocolate terminado	18	50
Cuarto de temperado	24-27	25-30
Cuarto de "marshmallow"	24-26	45-40
Secado "marshmallow" granulado	43	40
Secado de chicle	52-66	25-15
Secado de chicle arenoso	38	25-40
Embodegamiento de chicle terminado	10-18	65
Aire suministrado para panes de azucar	29-41	30-20
Aire suministrado para panes pulidos	21-27	50-40
Cuarto de panes	24-27	35-30
Aire suministrado para panes	38-49	20
Aire frio para tuneles de caramelos duros	16-21	55-40
Empacamiento de caramelo duro	21-24	40-35
Embodegamiento de caramelo duro	10-21	40
Cuartos de caramelos	21-27	40

FUENTE: Ashrae Handbook

CAPITULO III

DEFINICION DE CONCEPTOS

III.1. CONDICIONES DEL PRODUCTO.-

III.1.1. DEFINICION.-

La definición comercial del producto es "Chocolate no azucarado" y puede ser usado en la industria de los elaborados y la panadería donde no hay a la disposición máquinas para tratar los granos de cacao.

Este " Chocolate no azucarado" se origina cuando el quebrado de cacao es molido y calentado hasta formar un fluido café oscuro. La fluidez es debido a la manteca de cacao, la cual mantiene en sus pensión las partículas de cacao molido. Este licor se enfriará y podrá ser moldeado.

III.1.2. COMPOSICION.-

El chocolate no azucarado ecuatoriano se compone de:

<u>Nº</u>	<u>CONCEPTO</u>	<u>%</u>
1	Humedad	2.00
2	Manteca de Cacao	51.00
3	Ceniza	4.00
4	Nitrógeno total	2.20
5	Proteína de Nitrógeno	1.30
6	Teobromina	1.40
7	Proteína	13.90
8	Cafeína	0.10
9	Glucosa	0.10
10	Sucrosa	0.00
11	Almidón	6.00
12	Pectinas	4.10

Nº	CONCEPTO	%
13	Fibra Cruda	2.10
14	Celulosa	1.90
15	Pentosano	1.50
16	Muscilago y Goma	1.80
17	Acido Tanínico	2.00
18	Tanino, Cacao Violeta y Café	4.20
19	Acido Acético	0.10
20	Acido Cítrico	0.00
21	Acido Oxálico	0.30
	TOTAL	100.00

III.1.3. PROPIEDADES.-

a) Peso Específico.- Experimentalmente determinamos el peso específico del licor de cacao en kilogramos por metro cúbico y los resultados los presentamos en la siguiente tabla:

EXPERIMENTO Nº	PESO DE LA MUESTRA EN GRS.	VOLUMEN DE LA MUESTRA EN CM ³	PESO VOLUMEN	FACTOR DE CONVER- SION $\left(\frac{\text{CM}^3}{\text{M}^3}\right) \left(\frac{\text{Kg}}{\text{gr}}\right)$	PESO VOLUMEN Kg/M ³
1	103,08	100,0	1,03	1.000	1.030
2	151,04	140,0	1,07	1.000	1.070
3	129,31	125,0	1,03	1.000	1.030
4	25,70	25,0	1,02	1.000	1.020
5	156,15	150,0	1,04	1.000	1.040
6	202,57	200,0	1,01	1.000	1.010
7	182,75	175,0	1,04	1.000	1.040
8	211,48	200,0	1,05	1.000	1.050
9	103,01	100,0	1,03	1.000	1.030
10	154,34	150,0	1,02	1.000	1.020
			VALOR PROMEDIO		1.034

Para convertir 1.034 kilogramos por metro cúbico a unidades del sistema inglés, ejecutamos la siguiente operación:

$$\left(1.034 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{1 \text{ m}^3}{35,28 \text{ pie}^3} \right) \left(\frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} \right) = \frac{64,47 \text{ lb}}{\text{pie}^3}$$

b) Temperatura de Solidificación.- La temperatura de solidificación o congelación, de acuerdo a la Tabla XLIII al final del capítulo, fluctúa entre 85 a 95 °F. Escogemos como promedio los 90 °F.

c) Calor Latente de Solidificación.- El calor latente de solidificación, según la Tabla XLIII, es de 40 BTU por libra de peso.

d) Calor Específico.- Según la Tabla 4-XLIII

$$\text{Antes de Congelación: } 0,56 \frac{\text{BTU}}{\text{lb.}^\circ\text{F}}$$

$$\text{Después de Congelación: } 0,30 \frac{\text{BTU}}{\text{lb.}^\circ\text{F}}$$

III.1.4. CONDICIONES DE ENTRADA DEL PRODUCTO.-

a) Temperatura Máxima de Entrada: 113 °F (45 °C)

b) Flujo del Producto: 2.200 libras producto
Hora

c) Forma y Dimensiones del Producto: El producto entra en estado líquido formando un chorro que se deposita en una banda y forma cordones sólidos, de la longitud de la banda. El ancho del cordón es de 5 cms. y el espesor, de 0,65 cm. Los pedazos cortados al final miden 5 cms. x 7,5 cms. x 0,65 cm.

III.1.5. CONDICIONES DE SALIDA DEL PRODUCTO.-

a) Temperatura: 41 °F (5 °C).

b) Flujo del Producto: 2.200 $\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$

c) Forma y Aspecto General: La forma es de un pedazo un poco irregular, midiendo 5 cms. de ancho, 7,5 cms. de largo y 0,65 cm. de espesor.

III.2. CONDICIONES DEL MEDIO ENFRIANTE.-

III.2.1. PROPIEDADES FISICAS DEL AIRE.-

α		C_p $\frac{\text{BTU}}{\text{lb.}^\circ\text{F}}$	$\mu \times 10^5$ $\frac{\text{lb}}{\text{pie} \cdot \text{seg}}$	$\nu \times 10^3$ $\frac{\text{pie}^2}{\text{seg}}$	K $\frac{\text{BTU}}{\text{hr.} \cdot \text{pie.}^\circ\text{F}}$	Pr	α $\frac{\text{pie}^2}{\text{hr}}$	$B \times 10$ 1/F	$\frac{1}{F \cdot \text{pie}^3}$ $\frac{g \cdot \text{pie}^2}{\mu^2}$
32 °F	0,081	0,24	1,165	0,145	0,0140	0,72	0,720	2,03	3,16
100 °F	0,071	0,24	1,285	0,180	0,0154	0,72	0,905	1,79	1,76

III.2.2. TEMPERATURA DEL AIRE DENTRO DEL TUNEL.-

Esta temperatura debe ser de 10 °F (-12,22 °C).

III.2.3. HUMEDAD RELATIVA.-

Según la Tabla 4-XLIII, la condición de diseño de la humedad relativa del cuarto recomendada es 55%, y el rango permisible, de 50 a 55%.

III.2.4. VELOCIDAD DEL AIRE:

Para enfriadores de media velocidad, la experiencia recomienda una velocidad del aire de 800 $\frac{\text{pies}}{\text{min.}}$, o sea, 4,06 $\frac{\text{metro}}{\text{segundo}}$. La corriente y el nivel de ruido a esta velocidad es satisfactorio.

III.2.5. FLUJO DE AIRE POR VENTILADOR.-

Para cada ventilador, escogemos un diámetro de 0,5 metros (1,64 pies), que es un tamaño razonable. De aquí calculamos el área de flujo:

$$\begin{aligned} A_{\text{flujo}} &= 0,785 D^2 \\ &= 0,785 (1,64)^2 = 2,11 \text{ pie}^2 \end{aligned}$$

A partir de este último cálculo, determinamos el caudal de aire por ventilador:

$$\text{Caudal} = \omega \times A = \left(800 \frac{\text{pies}}{\text{min}} \right) (2,11 \text{ pie}^2) = 1689 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$$

III.3. CONDICIONES DEL MEDIO AMBIENTE.-

III.3.1. TEMPERATURA DEL MEDIO AMBIENTE:

Este valor se lo considera como 95°F (35°C).

III.3.2. HUMEDAD RELATIVA DEL MEDIO AMBIENTE:

Esta humedad se la considera como el 60%.

C A P I T U L O I V

A N A L I S I S I N G E N I E R I L

IV. 1. DEFINICION DEL PROBLEMA.-

El problema consiste en solidificar cacao líquido desde una temperatura de 92 °F (33,33 °C) hasta obtener cacao sólido a una temperatura de 41 °F (5 °C). La geometría de la tableta de cacao tiene las siguientes dimensiones, volumen y peso:

Ancho:	5 cms.
Largo:	7,5 cms.
Espesor:	0,65 cms.
Volumen:	24,375 cm ³
Peso:	$Q_v = (1,034)(24,375) = 25,2$ gramos.

IV. 2. ESTRUCTURACION DEL MODELO ANALITICO Y EL PROTOTIPO EXPERIMENTAL.-

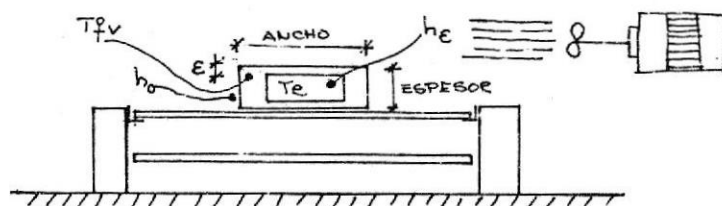


Fig. 4-1. Modelo Analítico del Túnel.

Fuente:

- v = Velocidad del aire en pies/min.
- \dot{V} = Caudal del aire en pies³/min.
- T_{∞} = Temperatura del aire frío °F.
- T_e = Temperatura producto líquido °F.
- T_{fv} = Temperatura solidificación producto °F.
- ρ = Densidad producto lb/pie³.
- K = Conductividad producto sólido BTU-pie/hr-pie² °F.
- L_f = Calor latente fusión del producto BTU/lb.
- h_0 = Conductancia aire/producto sólido BTU/hr-pie² °F.
- h_{ϵ} = Conductancia producto sólido/producto líquido BTU/hr-pie² °F.
- ϵ = Distancia entre aire/producto sólido y producto sólido/producto líquido pie (o pulg.).

IV.3. APLICACION DE PRINCIPIOS FISICOS Y RECOLECCION DE DATOS.-

CONGELACION Y FUSION.-

Los problemas relacionados con la solidificación o fusión de los materiales son de importancia considerable en muchos campos de la técnica. Ejemplos típicos en el campo de la ingeniería son la fabricación del hielo, la congelación de los alimentos o la solidificación y fusión de metales en los procesos de vaciado.

En geología, se ha usado la rapidez de solidificación de la Tierra para calcular la edad de nuestro planeta. Cualquiera que sea el campo de aplicación, el problema de interés central es la rapidez a la que ocurre la solidificación o la fusión.

Aquí se considerará solamente el problema de la solidificación y se deja como ejercicio el probar que la solución de este problema es también solución al correspondiente problema de fusión.

La figura 4-2. al final de este capítulo, muestra la distribución de temperatura en una capa de hielo sobre la superficie de un líquido. La cara superior está expuesta al aire a una temperatura de sub-congelación. El hielo se forma progresivamente; en la cara intermedia es sólido-líquido como resultado de la transferencia continua de calor a través del hielo hacia el aire frío. El calor fluye por convección hacia el pozo térmico. La capa de hielo está sub-enfriada, excepto en la cara intermedia, en contacto con el líquido, que está en el punto de congelación.

Una parte del calor transferido hacia el pozo térmico se usa para enfriar el líquido en la cara intermedia sólido-líquida, hasta el punto de congelación y retirar su calor latente de solidificación. La otra parte sirve para sub-enfriar el hielo.

Los sistemas cilíndricos o esféricos pueden describirse de una manera similar, pero la solidificación puede empezar hacia adentro (como para la congelación del agua dentro de un bote de la to ²³), o hacia afuera (como la congelación del agua en el ex terior de un tubo ³²).

La congelación de una hoja muy delgada puede formularse como un problema de valores en la frontera en el cual la ecuación que gobierna es la ecuación general de conducción para la fase sólida.

FIGURA 4-2. Fuente: Principios Transferencia CaPr/ Kreith.

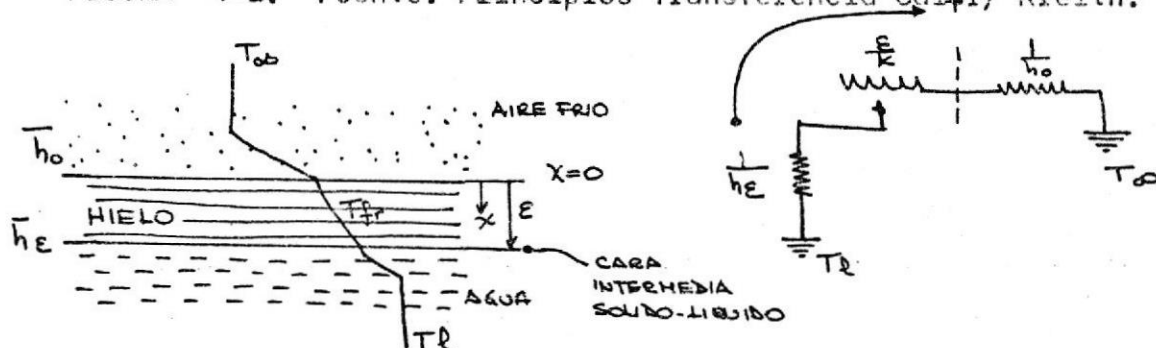


Figura 4-2. Distribución de temperatura para la formación de hielo sobre agua, con el aire actuando como pozo térmico, y el circuito térmico simplificado, para un sistema donde se considera despreciable la capacidad calorífica del sólido.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial \theta}$$

sujeta a las siguientes condiciones de frontera:

$$\text{EN } x=0 \quad -k \frac{\partial T}{\partial x} = h_0 (T_{\infty} - T_0)$$

$$\text{EN } x=\epsilon \quad -k \frac{\partial T}{\partial x} = \rho L_f \frac{d\epsilon}{d\theta} + h_\epsilon (T_l - T_f)$$

donde: L_f = calor latente de fusión del material

ϵ = distancia a la cara intermedia sólido-líquido, que es una función del tiempo

α = difusividad térmica de la fase sólida

ρ = densidad de la fase sólida

T_l = temperatura del líquido

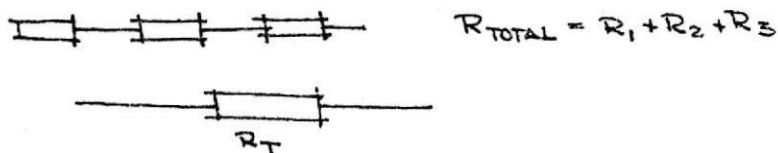
- T_{∞} = temperatura del pozo térmico
 T_{fr} = temperatura del punto de congelación
 h_0 = unidad de conductancia en $x=0$, la cara intermedia
 aire-hielo
 h_g = Unidad de conductancia en $x=$, la cara intermedia
 agua-hielo

La solución analítica de este problema es muy difícil, y solamente se ha obtenido para casos especiales. La razón de esta dificultad es que la ecuación que gobierna, es una ecuación diferencial en derivadas parciales, para la cual se desconocen las soluciones particulares cuando se le imponen condiciones de frontera físicamente reales.

Sin embargo, puede obtenerse una solución aproximada de valor práctico, considerando que la capacidad térmica de la fase sólida sub-enfriada es despreciable con respecto al calor latente de solidificación. Además, para simplificar el análisis, se supondrá que las propiedades físicas del hielo, ρ , k , C son uniformes; que el líquido está a la temperatura de solidificación (esto es, $T_l = T_{fr}$ y $\frac{dT}{dx} = 0$) y que durante el proceso, h_0 y T_{∞} son constantes.

La rapidez del flujo de calor por unidad de área, a través de las resistencias ofrecidas por el hielo y el aire, que actúan en serie, como resultado del potencial de temperatura ($T_{fr} - T_{\infty}$).

Para encontrar el valor total de resistencias en serie, se suman todas:



$$\frac{qK}{A} \left(\begin{array}{l} \text{DESDE CARA LIQUIDO-SOLIDO} \\ \text{HASTA CARA SOLIDO-AIRE} \end{array} \right) = \frac{K}{E} (T_{fr} - T_{x=0})$$

$$\frac{qK}{A} = \frac{T_{fr} - T_{x=0}}{\frac{E}{K}}$$

$$\frac{qh}{A} = h_0 (T_{x=0} - T_\infty) = \frac{T_{x=0} - T_\infty}{\frac{1}{h_0}}$$

$$T_{fr} - T_{x=0} = \frac{qK}{A} \frac{E}{K}$$

$$T_{x=0} - T_\infty = \frac{qh}{A} \frac{1}{h_0}$$

$$T_{fr} - T_\infty = \frac{q}{A} \left(\frac{E}{K} + \frac{1}{h_0} \right)$$

$$T_{fr} \rightarrow T_\infty \quad \frac{Q}{A} = \frac{T_{fr} - T_\infty}{\frac{E}{K} + \frac{1}{h_0}}$$

Esta es la rapidez del flujo de calor que suprime el calor latente de fusión necesario para la congelación de la superficie ,

o sea, $\frac{Q}{A} = \rho L f \frac{d\varepsilon}{d\theta}$

donde $\left(\frac{d\varepsilon}{d\theta}\right)$ es la rapidez del volumen de la formación del hielo por unidad de área en la superficie que crece en $\text{pies}^3/\text{hr.}$ y $\rho L f$ es el calor latente en BTU/pie^3 . Combinando las ecuaciones para eliminar la rapidez del flujo de calor, se obtiene la ecuación:

$$\frac{T_{fr} - T_\infty}{\frac{E}{K} + \frac{1}{h_0}} = \rho L f \frac{d\varepsilon}{d\theta}$$

que relaciona la profundidad del hielo con el tiempo de congelación. Ahora pueden separarse las variables ε y θ , y se obtiene:

$$d\mathcal{E} \left(\frac{\mathcal{E}}{k} + \frac{1}{h_0} \right) = \frac{T_{fr} - T_{\infty}}{\rho L f} d\theta \quad (1)$$

Para hacer esta ecuación sin dimensiones, se construyen:

$$\mathcal{E}^+ = \frac{h_0 \mathcal{E}}{k} \quad \theta^+ = \theta h_0^2 \frac{(T_{fr} - T_{\infty})}{\rho L k}$$

Sustituyendo en la ecuación (1) estos parámetros sin dimensiones, se obtiene:

$$\text{Si } \mathcal{E}^+ = \frac{h_0 \mathcal{E}}{k} \Rightarrow \mathcal{E} = \frac{k}{h_0} \mathcal{E}^+$$

$$d\mathcal{E} = + \frac{k}{h_0} d\mathcal{E}^+$$

$$\text{Si } \theta^+ = \theta h_0^2 \frac{(T_{fr} - T_{\infty})}{\rho L k} \Rightarrow \theta = \frac{\rho L k}{h_0^2 (T_{fr} - T_{\infty})} \theta^+$$

$$\Rightarrow d\theta = \frac{\rho L k}{h_0^2 (T_{fr} - T_{\infty})} d\theta^+$$

DE (1) TENEMOS:

$$\left(\frac{k}{h_0} d\mathcal{E}^+ \right) \left(\frac{k\mathcal{E}^+}{h_0 k} + \frac{1}{h_0} \right) = \frac{T_{fr} - T_{\infty}}{\rho L} \left[\frac{\rho L k}{h_0^2 (T_{fr} - T_{\infty})} d\theta^+ \right]$$

$$\frac{k}{h_0^2} d\mathcal{E}^+ (\mathcal{E}^+ + 1) = \frac{k}{h_0^2} d\theta^+$$

$$\boxed{d\mathcal{E}^+ (1 + \mathcal{E}^+) = d\theta^+} \quad (2)$$

Si el proceso de congelación principia en $\theta = \theta^+ = 0$ y continúa durante un tiempo θ , la solución de la ecuación (2), obtenida integrando entre los límites especificados, es:

$$\int_0^{\mathcal{E}^+} d\mathcal{E} (1 + \mathcal{E}^+) = \int_0^{\theta^+} d\theta^+$$

$$\boxed{\varepsilon^+ + \frac{\varepsilon}{\delta} = \theta^+}$$

O SEA: $\varepsilon^2 + 2\varepsilon^+ - 2\theta^+ = 0$

$$\varepsilon^+ = \frac{-2 \pm \sqrt{4 - 4(1)(-2\theta^+)}}{2}$$

$$\varepsilon^+ = \frac{-2 \pm 2\sqrt{1 + 2\theta^+}}{2}$$

$$\boxed{\varepsilon^+ = -1 + \sqrt{1 + 2\theta^+}}$$

Cuando la temperatura T_L del líquido es superior a la temperatura de fusión, y la resistencia de convección en la cara intermedia líquido-sólido es $h\varepsilon$, la ecuación sin dimensiones, correspondiente a la ecuación (2), en el tratamiento anterior simplificado, llega a ser:

$$h\varepsilon (T_L - T_{fr}) + \frac{T_{fr} - T_\infty}{\frac{\varepsilon}{k} + \frac{1}{h_0}} = \rho L \frac{d\varepsilon}{d\theta} \quad (3)$$

DONDE: $R^+ = \frac{h\varepsilon}{h_0}$; $\frac{\varepsilon}{k} = \frac{\varepsilon^+}{h_0}$

$$T^+ = \frac{T_L - T_{fr}}{T_{fr} - T_\infty} \quad d\varepsilon = \frac{k}{h_0} d\varepsilon^+$$

$$d\theta = \frac{\rho L k}{h_0^2 (T_{fr} - T_\infty)} d\theta^+$$

Y OBTENGO:

$$R^+ h_0 (T_L - T_{fr}) + \frac{T_{fr} - T_\infty}{\frac{\varepsilon^+}{h_0} + \frac{1}{h_0}} = \rho L \frac{\frac{k}{h_0} d\varepsilon^+}{\frac{\rho L k}{h_0^2 (T_{fr} - T_\infty)} d\theta^+}$$

$$R^+ h_0 (T_L - T_{fr}) + \frac{h_0 (T_{fr} - T_\infty)}{(1 + \varepsilon^+)} = h_0 (T_{fr} - T_\infty) \frac{d\varepsilon^+}{d\theta^+}$$

DIVIDO PARA $T_{fr} - T_{\infty}$ Y QUEDA:

$$R^+ h_0 T^+ + \frac{h_0}{1 + \varepsilon^+} = h_0 \frac{d\varepsilon^+}{d\theta^+}$$

$$R^+ T^+ + \frac{1}{1 + \varepsilon^+} = \frac{d\varepsilon^+}{d\theta^+}$$

$$R^+ T^+ (1 + \varepsilon^+) + 1 = (1 + \varepsilon^+) \frac{d\varepsilon^+}{d\theta^+}$$

$$\boxed{d\theta^+ = \frac{(1 + \varepsilon^+) d\varepsilon^+}{R^+ T^+ (1 + \varepsilon^+) + 1}}$$

DOBLE:

$$R^+ = \frac{h\varepsilon}{h_0}$$

$$T^+ = \frac{T_r - T_{fr}}{T_{fr} - T_{\infty}}$$

mientras que los otros símbolos representan las mismas cantidades sin dimensiones usadas previamente en la ecuación (2).

Para las condiciones de frontera, en $\theta^+ = 0$ $\varepsilon^+ = 0$
y en $\theta^+ = \theta^+$ $\varepsilon^+ = \varepsilon^+$

la solución de la ecuación (2) es:

$$\frac{(1 + \varepsilon^+) d\varepsilon^+}{1 + R^+ T^+ (1 + \varepsilon^+)} = d\theta^+$$

HACEMOS $(1 + \varepsilon^+) = x$ $d\varepsilon^+ = dx$

HACEMOS $R^+ T^+ = b$

HACEMOS $1 = a$

queda la integral indefinida:

$$\int \frac{x dx}{a + bx} = \frac{1}{b^2} [a + bx - a \ln(a + bx)]$$

APLICANDO LÍMITES: $\varepsilon^+ = 0 \quad x = 1$
 $\varepsilon^+ = \varepsilon^+ \quad x = 1 + \varepsilon^+$

$$\frac{1}{b^2} [a + bx - a \ln(a + bx)] \Big|_1^{1 + \varepsilon^+}$$

$$\frac{1}{b^2} [a + bx - a \ln(a + bx)] \Big|_1^{1 + \varepsilon^+} - \frac{1}{b^2} [a + b(1) - a \ln(a + b)]$$

$$\frac{a}{b^2} + \frac{x}{b} - \frac{a}{b^2} \ln(a + bx) - \frac{a}{b^2} - \frac{1}{b} + \frac{a}{b^2} \ln(a + b)$$

$$\frac{1 + \varepsilon^+}{R^+ T^+} - \frac{1}{R^+ T^+} - \left\{ \frac{1}{(R^+ T^+)^2} \ln \left[\frac{1 + R^+ T^+ (1 + \varepsilon^+)}{1 + R^+ T^+} \right] \right\}$$

$$\Theta^+ = \frac{\varepsilon^+}{R^+ T^+} - \frac{1}{(R^+ T^+)^2} \ln \left(1 - \frac{R^+ T^+ \varepsilon^+}{1 + R^+ T^+} \right)$$

$$\boxed{\Theta^+ = \frac{\varepsilon^+}{R^+ T^+} - \frac{1}{(R^+ T^+)^2} \ln \left(1 + \frac{R^+ T^+ \varepsilon^+}{1 + R^+ T^+} \right)}$$

Los resultados se muestran gráficamente en la figura 4-3,, donde el espesor generalizado ε^+ está graficado contra el tiempo Θ^+ generalizado, con la razón generalizada potencial a resistencia $R^+ T^+$ como parámetro.

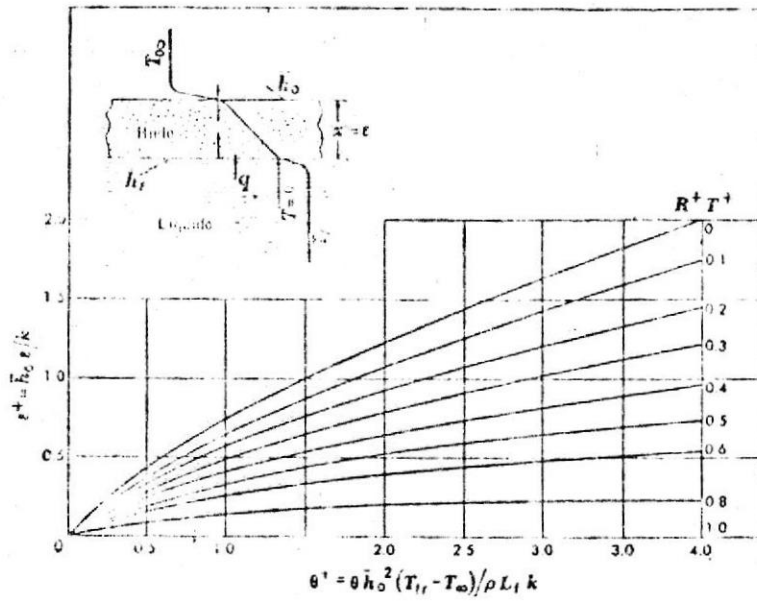


Fig. 4-3. Solidificación de láminas muy delgadas, grueso contra tiempo.

Fuente: Transferencia de Calor. Frank Kreith.

IV.4. CALCULOS.-

IV.4.1. TIEMPO DE SOLIDIFICACION DEL PRODUCTO.-

T_{∞} = Temperatura del pozo térmico 10°F (-12,2 °C).

T_L = Temperatura del cacao líquido 90 °F (32,2 °C)

T_{fr} = Temperatura del punto de fusión 77 °F (25 °C)

ρ = Densidad de la fase sólida 64,70 $\frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$

L_f = Calor latente de fusión 40 $\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$

K = Conducctividad térmica 0,096 $\frac{\text{BTU-pie}}{\text{hr-pie}^2 \text{°F}}$

v = Velocidad del aire 800 $\frac{\text{pies}}{\text{min}}$ (13,33 $\frac{\text{pies}}{\text{se c}}$)

ϵ = 1 cm., o sea, 0,01 x 3,28 = 0,0328 pie

Para la densidad, viscosidad y número de Prandl del aire tenemos la siguiente Tabla:

°F	$\rho \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$	$\mu \times 10^5 \frac{\text{lb}}{\text{pie-sec}}$	Pr
0	0,086	1,110	0,730
10	0,084	1,127	0,726
32	0,081	1,165	0,720

Ancho del producto: 0,05 x 20 = 1 m. = 3,28 pie

$$Re_L = \frac{v \rho A L}{\mu} = \frac{(13,33 \frac{\text{Pie}}{\text{sec}}) (0,084 \frac{\text{lbm}_3}{\text{pie}^3}) (3,28 \text{ pie})}{1,127 \times 10^{-5} \frac{\text{lbm}}{\text{Pie-sec}}}$$

$$Re_L = 325.881$$

$$Nu_L = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$$

$$\begin{aligned} \text{Nu}_L &= 0,664 (325,881)^{1/2} (0,726)^{1/3} \\ &= 0,664 (570) (0,898) = 339 \end{aligned}$$

$$h_o = \frac{\text{Nu}_L K}{L} = \frac{(339) (0,096)}{3,28} = 10$$

$$h_e = 1$$

$$R^+ = \frac{h_i}{h_o} = \frac{1}{10} = 0,1$$

$$T^+ = \frac{T_l - T_{fv}}{T_{fv} - T} = \frac{90 - 77}{77 - 10} = \frac{13}{67} = 0,194$$

$$\begin{aligned} R^+ T^+ &= (0,1) (0,194) = 0,0194 \\ &= \frac{h_o}{K} = \frac{(10) (0,0328)}{(0,096)} = 3,41 \end{aligned}$$

$$R^+ T^+ \epsilon^+ = (0,0194) (3,41) = 0,065$$

$$\theta^+ = \frac{\epsilon^+}{R^+ T^+} - \frac{1}{(R^+ T^+)^2} \ln \left[1 + \frac{R^+ T^+ \epsilon^+}{1 + R^+ T^+} \right]$$

$$\theta^+ = \frac{3,41}{0,0194} - \frac{1}{0,000376} \ln \left[1 + \frac{0,065}{1,0194} \right]$$

$$\theta^+ = 175,77 - 164,39 = 11,38$$

$$\theta^+ = \frac{\Delta P \cdot L \cdot K}{h_o^2 (T_{fv} - T)}$$

$$= \frac{(11,38) (64,7) (3,28) (0,096)}{(100) (67)} = 0,0346$$

$$= 2,076 \text{ minutos}$$

IV.4.2. FORMA Y DIMENSION DEL TUNEL EN FUNCION DE CAPACIDAD DESEADA.-

METODOS COMERCIALES DE CONGELAMIENTO.-

INTRODUCCION.-

Muchos de nuestros alimentos fácilmente se deterioran y no pueden almacenarse por un período considerable de tiempo porque, como resultado, se detecta una pérdida de la calidad.

Dentro de los alimentos, procesos microbiológicos, químicos, bio-químicos y físicos se detectan, causando un deterioro en la calidad. La tecnología de la refrigeración juega un rol importante controlando estos procesos, porque todos ellos son amortiguados por medio de una baja temperatura (Fig.4-4). Otros factores, como el método de procesamiento, el material de empaque y los métodos de empaque también influyen en los cambios potenciales de la calidad dentro de un producto.

PROCESO DE CONGELAMIENTO.-

El congelamiento como método de preservación de los alimentos es un proceso desarrollado relativamente hace muy poco tiempo y no ganó importancia comercial hasta fines del siglo XVIII. El uso de sistemas mecánicos de refrigeración para congelamiento del pescado alrededor del año 1880, marcó el advenimiento de la tecnología donde el hombre pudo exhibir algún control aplicado a los procesos de congelamiento.

La satisfacción en los equipos de congelamiento de alimentos ha continuado con avances significativos en los últimos años.

Históricamente, las técnicas de congelamiento adolecían de

control sobre los parámetros y variables del proceso.

Los productos fueron esencialmente tratados de igual forma y sujetos a condiciones de congelamiento comunes.

El proceso de congelamiento se caracterizó como lento y discontinuo porque no fue diseñado como una parte integral de la línea de producción.

En los tempranos días, el proceso de congelamiento frecuentemente se concreta en un cuarto frío de almacenamiento, o en cuartos equipados con un exceso de capacidad frigorífica.

Este paso dió por resultado el desarrollo y construcción de e quipos especialmente diseñados, llamados "túneles de congelamiento"; la construcción de los cuales permanecen funcionando donde el procesador de alimentos o en el almacenamiento frío. Pocas veces el proceso de congelamiento ha sido desarrollado con un proceso discontinuo en repisas o carritos.

Hasta hace poco, la tecnología del congelamiento no estaba bien desarrollada. Las economías y las sustanciosas ventajas del congelamiento como un método eficiente de conservación de alimentos no fueron reconocidas. Métodos más sofisticados en la industria procesadora de alimentos no solo que marcadamente mejoraron las economías de congelamiento, pero también integraron el proceso de congelamiento a la línea de fabricación, naciendo la congelación en la línea de producción.

Con el continuo incremento de los costos de energía y el creciente énfasis en la conservación de energía, es importante notar que el congelamiento es uno de los métodos menos costosos de pre-

servar el valor nutritivo original y las propiedades sensitivas de el "producto". Como muestra la Tabla 4.4, el enlatado es generalmente más costoso que la congelación en la línea.

CONGELACION EN LA LINEA.-

Cualquier discusión de congelamiento de alimentos requiere una definición clara de un congelador. Primero es esencial diferenciar entre congelamiento y almacenamiento congelado. El "congelamiento" se refiere al mismo proceso de congelamiento durante el cual el contenido de humedad del producto es convertido a hielo, y su temperatura es disminuído desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de almacenamiento.

El "almacenamiento congelado" es el almacenamiento de un producto a una temperatura constante, seleccionada generalmente a 18 °C, o más baja. En este contexto, el "congelador" está definido como una máquina de la Ingeniería de Procesamiento Alimenticio que ejecuta la tarea del congelamiento y es usualmente instalada en la línea con la fase preparatoria que le antecede, y con la posterior fase de empaque y almacenamiento de la operación del proceso alimenticio.

La investigación de tecnólogos de alimentos y de refrigeración obtuvieron parámetros específicos para las técnicas de congelamiento sobre un vasto rango de productos alimenticios. La investigación también cosechó un correspondiente rango de diseños de Congeladores que se acomodaban a los requerimientos de manipuleo de varios grupos de alimentos. Desafortunadamente, un "diseño único de congelación para satisfacer todas las necesidades de congelamiento" no existe.

CONGELAMIENTO RAPIDO INDIVIDUAL.-

Muchos artículos alimenticios se caracterizan por su tamaño de partícula consistente. Estos alimentos no solo incluyen alverjitas, papas fritas, el maíz habas, pero también bolas de carne, pasteles de carne, camarones y filetes de pescado. Para esta colección de productos, es deseable tener cada partícula congelada individualmente, para que no exista apelmazamiento.

Avances recientes han proporcionado al consumidor Productos Congelados Rápida e Individualmente (IOF). Esta técnica avanzada de congelamiento fue consecuencia principalmente de:

- 1) Mejor transferencia de calor
- 2) Eficiencias de procesamiento y empaclado
- 3) Preferencia del consumidor por productos IOF.

La transferencia de calor de una partícula alimenticia es muchas veces más eficiente si la partícula es tratada individualmente en comparación con los aglomerados. La tasa de superficie dividida para el peso se incrementa, y el efecto de resistencia o aislamiento de una colección de partículas es reducido.

A pesar de las ventajas, grandes cantidades de producto son todavía empacadas antes del congelamiento.

Cuando se congela productos en la estación de cosecha abundante, el empaque antes del congelamiento puede crear algunas ineficiencias. La capacidad del equipo de empaque tiene que ser muy grande y una remoción del calor menos eficiente después del empaque requiere un incremento del tamaño del sistema de congelamiento. Con congelamiento IOF, las partículas alimenticias congeladas son

empacadas al granel en grandes contenedores.

El empaque de venta es completado durante la estación de escasez, de acuerdo a la demanda del mercado, por cantidad, tamaño del paquete o etiqueta.

EQUIPO DE CONGELAMIENTO.-

Los equipos de congelamiento pueden ser divididos en los siguientes grupos con respecto al método básico de extraer el calor a los productos alimenticios.

- 1.- Congelamiento por corriente forzada de aire, donde el aire a velocidades altas es circulado sobre el producto.
- 2.- Congelamiento por contacto, donde el alimento (empacado o no empacado) es ubicado entre superficies o placas metálicas. El calor es extraído por conducción directa a través de la superficie metálica, la cual es refrigerada por el medio circulante.
- 3.- Congelamiento por inmersión, donde el alimento es sumergido en salmuera o baja temperatura, la cual a su vez es enfriada por evaporadores en un sistema convencional de refrigeración.
- 4.- Congelamiento Cryogénico, donde el alimento es expuesto a una atmósfera bajo 60°C , la cual es obtenida por la rociada de nitrógeno líquido o dióxido de carbono líquido dentro de la cámara de congelamiento.
- 5.- Congelamiento por refrigerante líquido, donde el alimento es sumergido y rociado por congelante líquido a presión atmosférica. El congelante vaporizado es subsecuentemente condensado por un condensador en un sistema con-

vencional de refrigeración.

Todos estos métodos son usados hoy día en la Industria Alimenticia; sin embargo, los sistemas preferidos son aquellos que pueden ser operados en la línea con el proceso anterior de preparación y con el empaque posterior.

SISTEMAS DE AIRE A PRESION.-

Debido a que el aire es el medio congelante más común, los diseños de los equipos varían bastante, a saber, Cuarto de Almacenamiento, Cuarto de Aire a Alta Presión, Túneles Estacionarios, Túneles de Empuje a Través, Túneles Automáticos, Congelador de Banda y Congelador de Cama Fluidificada.

CUARTO DE ALMACENAMIENTO.-

Un cuarto de almacenamiento no debe ser considerado como un equipo congelador, a pesar de que es, algunas veces, usado para este propósito.

El congelamiento en un cuarto de almacenamiento tiene tantas desventajas, que debe ser usado solamente en casos excepcionales. El congelamiento es lento y la calidad de casi todos los productos sufre. Si los alimentos han estado ya almacenados en un cuarto, su calidad es arriesgada a causa de que los sabores pueden ser transferidos desde los productos tibios aún a ser congelados.

A causa de que el cuarto de almacenamiento no es diseñado para congelamiento, los evaporadores pueden congelarse tan rápido que la capacidad total es reducida bajo el nivel requerido para mantener una temperatura apropiada.

La temperatura de los alimentos ya congelados puede subir considerablemente, afectando su calidad. En general, el congelamiento en cuarto de estibado resulta en baja calidad y alto costo, comparado con usar un congelador en la línea de producción especialmente diseñado para la aplicación.

CUARTO CON AIRE FORZADO.-

Un cuarto con aire a velocidad en un estibado en frío, que es equipado con un número más grande de lo normal de unidades de enfriamiento de aire forzado. Los enfriadores de aire están equipados con ventiladores, los cuales crean alguna turbulencia en el aire. Los alimentos son acomodados en bandejas, las cuales son almacenadas en las perchas de congelamiento, la cual es movida hacia adentro y hacia afuera de la zona forzada por medio de un montacargas. El espaciamiento de las parrillas en las perchas es diseñado para suministrar un espacio de aire entre las bandejas, que es al menos 50% del espesor del alimento.

Debido a que no hay control del aire de circulación, la transferencia de calor resultante en la interfase alimento/aire es inefectiva. Así, el cuarto de aire forzado ofrece condiciones aceptables para un rango limitado de alimentos, tales como carne, con grandes áreas de sección.

TUNEL DE CONGELAMIENTO ESTACIONARIO.- Fig. 4-5.

Es el tipo más simple de congelados, el cual es diseñado para producir resultados satisfactorios para la mayoría de los alimentos. Está compuesto de un cerramiento aislado, equipado con serpentines de refrigeración y ventiladores que circulan aire en un patrón controlado sobre el producto. El diseño del sistema circulatorio de

aire influencia la rapidez de congelamiento y la resultante pérdida de peso del producto.

Los productos son puestos en bandejas en la barraca. Las barracas son arregladas para suministrar un espacio de aire entre cada nivel de bandejas, y son móviles para adentro y afuera del túnel, manualmente. El elemento humano llega a ser importante cuando sitúa las barracas dentro del túnel. Preveer un desvío de aire es la clave para un proceso más efectivo. Prácticamente todos los productos pueden ser congelados en un túnel congelador estacionario. Enteros, en rebanadas o vegetales en trozos pueden ser congelados en cartones, o sin empaque, en bandejas con una capa de 30 a 40 mm.

Espinaca, brocoli, pasteles de carne, filetes de pescado, alimentos preparados, etc., son a menudo congelados en este tipo de equipo.

Usando diferentes diseños de barracas, paquetes de más espesor y piezas enteras de carnes, también pueden ser congelados.

La capacidad del sistema depende del espesor del producto, de su composición, tanto como de la existencia de empaque.

La flexibilidad de este tipo de congelador lo hace apropiado durante la etapa inicial de desarrollo de un nuevo mercado de alimento congelado, pero también requiere un gasto pesado de mano de obra y un desperdicio considerable si es usado impropiaamente.

TUNEL DE EMPUJE A LO LARGO.-

Alguna mecanización es obtenida en un túnel de empuje (Fig.4-6) donde las barracas están montadas en ruedas.

Las barracas o carretos son usualmente movidas sobre rieles por un mecanismo de empuje, el cual es a menudo hidraulicamente manejado.

Este tipo de congelador tiene las mismas ventajas básicas y desventajas del Túnel Estacionario. Sin embargo, los costos de mano de obra pueden ser disminuídos con una correspondiente pérdida de flexibilidad.

Productos con diferentes tiempos de congelamiento deben tener pistas o rieles independientes.

TUNEL CONGELADOR AUTOMATICO.-

La demanda de congeladores automáticos ha conducido a una gran variedad de diseños de túneles con mayor sofisticación mecánica. Algunos nombres genéricos de congeladores son: Congelador de Bandejas en Compuertas, Congelador de Bandejas Viajeras, Congelador Transportador y Congelador Espiral.

Básicamente, el congelador de Bandejas Deslizantes consiste en una gran barraca que acomoda muchas grandes bandejas en cada nivel. En un extremo del sistema, un mecanismo elevador eleva las bandejas entrantes hasta el piso más alto.

Aquí ellas son empujadas hacia adentro, forzando a todas las otras bandejas en ese piso a avanzar un paso más. La bandeja del extremo más alejado es empujada hacia un elevador, que la descien- de un piso y la empuja en la dirección de retorno. Así, en cada piso impar, las bandejas avanzan, y en cada piso par, ellas retor- nan.

Por cada bandeja que entra, todas las bandejas avanzan un paso.

En otra versión de túneles automáticos, las bandejas se mueven solamente un piso cada vez, lo cual da casi el mismo resultado. Esta versión es a veces equipada con arreglo de placas congelantes en los primeros 20 a 30% de cada piso. Esto elimina las protuberancias de los paquetes, pero requiere más espacio.

Todos los mecanismos son usualmente accionados hidráulicamente. Afuera del cajón del túnel, se debe proveer la carga y descarga automática de las bandejas. Cada bandeja es expuesta a un esfuerzo mecánico considerable, lo cual limita tanto el ancho como el largo. Este tipo de congelador es apropiado para manipular tamaños de paquete medianos a capacidades moderadas.

El Congelador "Carrier" (Fig.4-7) puede ser considerado como 2 túneles de empuje a lo largo y encima de cada otro. En la sección superior, la cadena empuja el transportador hacia adelante; en la sección inferior, ellos son retornados. En ambos extremos hay mecanismos de elevación.

Un transportador es similar a una biblioteca cuando es ordenada hacia arriba, en el extremo de la carga. El producto congelado es empujado desde el transportador, una percha a un mismo tiempo, hacia el transportador de descarga. A medida que el transportador es orientado hacia arriba, el producto no congelado es transferido desde un transportador de alimentación, al compartimiento recién desalojado.

Los transportadores pueden ser diseñados para casi cualquier paso entre compartimientos y para longitudes y anchuras variables. Esto permite la máxima compactación; la carga y descarga puede ser manual o automática 100%. Si es totalmente automática, velocidades sobre 3 paquetes por segundo son alcanzables.

El elemento transportador en el congelador es espiral; consiste de dos juegos de rieles paralelos. Un juego de rieles está fijo; entre éstos hay un juego de rieles móviles. Los productos descansan inicialmente en el juego fijo. El juego móvil levanta el producto libre del juego fijo, avanza una carrera, desciende para dejar el producto, descansando en el juego fijo otra vez, y entonces, retornando a la posición inicial.

Los congeladores automáticos descritos son principalmente para productos empacados. Intentos de congelar filetes de pescado sin empaque, pasteles de carne o productos similares, individualmente en bandejas, ha tenido solamente un éxito moderado.

Los productos se pegan a las bandejas causando daño y pérdida de peso cuando se los desaloja mecánicamente. Una alternativa es calentar las bandejas para liberar los productos.

Esto requiere de un equipo complicado y reduce aún más la capacidad. Las bandejas deben ser lavadas luego del desalojo del producto congelado, para mantener las condiciones higiénicas. El manipuleo de las bandejas, desde la descarga hasta la carga del congelador, es costosa si es realizada tanto manual como automáticamente.

CONGELADORES DE BANDA.-

El primer congelador de "Banda" consistió en un transportador de banda en forma de malla, en el interior de una cámara de aire frío forzado y satisfizo la necesidad de un flujo continuo del producto. Pero este diseño sufrió de las desventajas de una pobre transmisión de calor y de problemas mecánicos.

Diseños modernos de congeladores de Banda han mejorado el contacto entre el aire y el producto, el cual es logrado utilizando un patrón de flujo de aire vertical. La distribución uniforme del producto sobre la superficie total de la banda es un pre-requisito para un congelamiento efectivo.

Donde la capa de producto es delgada o insignificante, existe menos resistencia al flujo del aire. Esto ocasiona una concentración de aire en las áreas menos densamente cargadas, a medida que el aire se desvía a causa de una capa de producto más espesa. Este fenómeno es llamado "canalización" y ocasiona productos pobremente congelados. Por esto, es imperativo que sea lograda una distribución uniforme del producto sobre la superficie total de la banda.

El congelador de banda sencilla, el congelador de banda múltiple y el congelador de banda en espiral son los tipos principales de congeladores de banda en aplicación hoy día. El más simple es el congelador de banda "sencilla", consistiendo en una banda sencilla expuesta a una ráfaga vertical de aire. Es apropiada para productos bien fritos o relativamente secos, que no tienden a congelar los unos con los otros, o no forman aglomerados. Ejemplos: pedazos de pescado, papas fritas y productos de panadería.

Los productos húmedos tienden a formar aglomerados y capas de hielo, las cuales pueden arruinar la vida de la banda y ocasionar una apariciencia menos atractiva al producto.

Para grandes capacidades, el congelador de "Banda Sencilla" requerirá un amplio espacio de piso. Este requerimiento es minimizado construyendo una banda de varios pisos, uno encima del otro.

Este arreglo tiene otra ventaja. El producto, luego de ser congelado superficialmente en la primera banda, puede ser almacenado en los pisos inferiores. Así, el área total de banda requerida es minimizada.

Los congeladores de banda en pisos múltiples (Fig. 4-8 son a - apropiados para el congelamiento rápido individual de pedazos de pescado frito, porciones de pescado, artículos de panadería y otros productos.

Sin embargo, en la mayoría de los casos, los tiempos de conge - lamiento muy largos para productos empacados hacen de estos conge - ladores anti-económicos en una aplicación IOF.

El congelador de "Banda en Espiral" (Fig. 4-9 ofrece un diseño que maximiza el área superficial de la banda en un espacio de piso dad. Esto es logrado usando una banda para producto que puede ser lateralmente alrededor de un tambor giratorio . Apilan - do hacia arriba hasta 40 pisos de banda, el congelador ocupa un espacio mínimo de piso.

Los diseños de el Congelador en Espiral más avanzado y refina - do se caracterizan por un sistema de impulso de baja tensión. La banda especial y susceptible de colapso puede ser enrollada alre - dedor de uno o más tambores en un circuito continuo. La banda es - tá soportada por rieles en forma de espiral e impulsada por la fric - ción generada entre la banda y el tambor giratorio.

A causa de que la banda es continua, los puntos de cambio in - ternos al sistema del producto son eliminados.

El producto es trasladado solamente en los terminales de ali -

mentación y evacuación del congelador. Los productos son colocados en la banda, fuera del congelador, donde la transferencia puede ser controlada.

A causa de que la banda es continua, el producto ocupa la misma área a lo largo del proceso de congelamiento. No se presenta ningún movimiento significativo del producto con respecto a la banda.

Empleando la banda sencilla, un proceso continuo de limpieza puede ser instalado para aquellos productos que lo garantizan.

La flexibilidad de la banda permite más de un punto de abastecimiento y evacuación usando la misma banda continua. Más aún, las localizaciones relativas de los puntos de abastecimiento y evacuación pueden ser arreglados en varias configuraciones.

Los congeladores de Banda en Espiral son apropiados para carne, albóndigas de carne, filetes de pescado y porciones de pollo cortadas. La versatilidad del diseño en espiral también lo hace apropiado para productos empacados, tales como comidas preparadas. Es uno de los pocos congeladores convencionales que pueden ser usados para congelar productos recién formados, tales como pelotas de carne cruda o pasteles.

CONGELADORES DE CAMA FLUIDIFICADA.-

La Fluidificación es definida como un método para mantener las partículas sólidas flotando en un flujo de un gas o de un líquido dirigido verticalmente hacia arriba. Para congelar, la fluidificación ocurre cuando las partículas de forma y tamaño similar están sujetas a una corriente vertical de aire de baja temperatura (Fig.4-10. A una cierta velocidad del aire, las partículas flota-

rán en la corriente del aire, cada partícula separada de la otra pero rodeadas por aire y libres para moverse. En este estado, la masa de partículas asumirá las propiedades de un líquido o fluido.

El principio de fluidificación, cuando es aplicado a un congelador en línea, corresponde al concepto de una represa con un pasadizo. Si las partículas son retenidas en un área cúbica, que es diseñada con un extremo abierto (el extremo de salida) un poco más abajo que las otras tres paredes, el producto, abastecido a la entrada, desplazará a el producto en la "Cama Fluidificada" y causará un flujo a través de la cama del congelador.

Utilizando aire a baja temperatura para alcanzar la fluidificación, el producto es congelado y transportado sencillamente por el mismo aire sin la ayuda de una banda mecánica.

El utilizar la fluidificación para congelar (Fig.4-11) proporciona varias ventajas sobre la banda más convencional. Todos los productos, incluyendo rebanadas de habas verdes, rebanadas de zanahoria y rebanadas de pepinos, las cuales tienden a aglomerarse, son congelados rápida e individualmente. El congelador Cama Fluidificada es efectivo y confiable cuando congela productos húmedos. La cama espesa, fluidificada, puede aceptar productos con contenidos de humedad de alta superficie.

Otra ventaja del Congelador Cama Fluidificada es su completa independencia de las variaciones de flujo del producto. Aún cuando funcionan a capacidad reducida, el mismo patrón de aire uniformemente distribuido es conservado sin "canalización" o "desvío de aire".

A través de la fluidificación, se logra un contacto efectivo

del aire/producto, el cual genera altas velocidades de transferencias del calor, comparados con aquellos considerados normales para túneles congeladores convencionales de rófagas de aire. La eficiencia de la evacuación del calor puede ser observada en las dimensiones de el congelador, las cuales son, generalmente, un tercio de los congeladores de banda de igual capacidad.

El congelador Cama Fluidificada es apropiado para vegetales, frutas, pequeñas frutas con pulpa y productos procesados como papas fritas, camarones pelados y harinados, carne en cubos y bolas de carne cocinadas.

SISTEMAS DE CONTACTO E INMERSION.-

La mayoría de el congelamiento por contacto es ejecutado en congeladores de placas manuales o automáticas. Los congeladores de placas (Fig.4-12) son apropiados, principalmente para el congelamiento de productos empacados, a pesar de que algunos congeladores, por contacto, son usados para la producción de productos no empacados.

CONGELADORES DE PLACAS.-

En un congelador de placas, el producto prensado firmemente está entre las placas metálicas superiores e inferiores. El refrigerante es circulado en canales construídos dentro de las placas. Esto asegura una buena transferencia de calor y tiempos de congelamiento relativamente cortos, si cierto diseño y criterio de operación son reunidos. Las placas deben ser planas y libres de distorsión, y los paquetes deben estar apretadamente llenos con producto. Es también una ventaja si el producto en sí mismo es un buen conductor.

Todos estos factores tienen una influencia positiva en la transferencia de calor por conducción, el modo primario de evacuación del calor. A causa de que la transferencia de calor en la superficie es gradualmente reducida con el incremento del espesor del producto, el espesor del paquete es frecuentemente limitado a un máximo de 50 milímetros.

La presión de los platos tiene una influencia positiva secundaria durante el proceso de congelamiento. Esta presión elimina los paquetes deformados, que es un suceso común en los túneles de aire forzado. Así, los paquetes en la descarga tienen sus lados, sector que está dentro de una tolerancia pequeña.

Dos tipos de congeladores de placa principales son el diseño horizontal y el vertical. Cada tipo puede ser manual o automático. Los congeladores horizontales de placas generalmente tienen de 15 a 20 placas. El producto es colocado en bandejas al final de la línea de empaque, cargado en un carro que rueda por una pista, y transportado al congelador. Las bandejas son cargadas manualmente, entre las placas.

Una operación automática para el congelador horizontal de plcas puede ser obtenida diseñando la batería total de placas a mo-verse hacia arriba y hacia abajo, en un sistema de elevación. Al nivel del transportador de carga las placas están separadas. Los pa-quetes que se han acumulado en un transportador de alimentación son empujados entre las placas. Esta acción tiene el efecto simultáneo de descargar una fila de paquetes congelados en el extremo opuesto

de las placas. El ciclo se repite hasta que todos los paquetes congelados son reemplazados. Las placas son entonces cerradas y todas las placas son ordenadas hacia arriba.

El "congelador vertical de placas", desarrollado especialmente para el congelamiento de pescado en el mar, comprende una serie de placas verticales de congelamiento que forman dimensiones en una cámara.

Los productos son alimentados desde arriba y los bloques finales del producto congelado son descargados hacia cualquier lado, hacia ariba o hacia abajo. Usualmente esta operación es mecanizada.

La mayoría del pescado entero y no empacado es congelado, pero los filetes pueden ser también manejados en un Congelador Vertical de Placas. El espesor del bloque varía entre los 50 a 150 mm.

CONGELADORES DE INMERSION.-

Para productos de forma irregular, tales como el pollo, altas transferencias de calor pueden ser logradas en un Congelador de Inmersión, el cual normalmente consiste de un tanque que aloja una salmuera refrigerada. La sal muera es frecuentemente un glicol o una solución de cloruro de sodio. El producto es sumergido en la salmuera o rociado mientras es transportado a través del tanque.

Los congeladores por inmersión son los más comúnmente usados para el congelamiento superficial de aves. El congelamiento final es realizado en un túnel forzado adicional, o mediante un almacenamiento frío. El último, sin embargo, puede desmejorar la calidad debido a un lento congelamiento del núcleo. El producto puede estar protegido del contacto con muchas de las salmuera usando un empaque

de alta calidad, que de un sellado absolutamente hermético. El residuo de la sal muera encima de los paquetes es removido con agua a la salida del congelador.

Los productos de alta calidad comúnmente requieren de doble ma-nipuleo en un congelador de inmersión, lo cual es innecesario en un congelador de aire forzado moderno. Pero el congelador de Inmersión ha sido mejorado para satisfacer las demandas especiales de la In-dustria Avícola en referencia al fijamiento del color de las aves.

Otro tipo de congelador de " sal muera", es frecuentemente apli-cado en la industria del pescado para congelar congrijos en pedazos o pescados enteros con piel.

La sal muera es refrigerada en un intercambiador de calor por u-na máquina de refrigeración convencional. La limitación de este sis-tema es la contaminación de el producto con la "sal muera".

SISTEMAS CRIOGENICOS Y DE LIQUIDO REFRIGERANTE.-

Congelamiento Criogénico involucra exponer a los productos ali-menticios a una atmósfera de - 60 °C. El Nitrógeno líquido (LN₂) o dióxido de carbono líquido (LCO₂) son los criogénicos primarios. Es-tos sistemas son básicamente un congelador de "banda" en el cual el producto es directamente expuesto al criogénico.

CONGELADOR CRIOGENICO.-

En un congelador criogénico típico (Fig.4-13), el nitrógeno lí-quido es rociado a una temperatura de 196 °C en un congelador peque-ño de banda sencilla, en el cual el medio ambiente es circulado con ventiladores de turbulencia. El nitrógeno líquido, entonces, rápidam-ente se vaporiza.

Los vapores fríos de nitrógeno son dirigidos sobre el producto que ingresa en un arreglo de contraflujo como medio de pre-enfriamiento. Finalmente el vapor es descargado a la atmósfera a temperaturas que oscilan desde 30 °C a 100 °C. El nitrógeno líquido suministra un ciclo de congelamiento rápido, el cual, para algunos productos puede ser una ventaja desde el punto de vista de calidad.

Sin embargo, también puede causar requebrajamientos superficiales del producto si no son tomadas las suficientes precauciones.

Los congeladores de nitrógeno líquido son a menudo usados para el congelamiento superficial, tal como los congeladores por Inmersión. Para la congelación total, el consumo de nitrógeno líquido está en el orden de 1,2 a 2 kilogramos por kilogramo de producto.

Esto hace la operación costosa, usualmente 3 a 8 veces más costosa que los métodos de congelamiento convencionales de aire forzado. Sin embargo, la baja inversión inicial y la operación sencilla hace a este congelador económico para líneas de proceso, con velocidades pequeñas de producción (hasta 1.000 kg/hr) y bajas utilizaciones de nitrógeno. La planta procesadora no requiere de una instalación de refrigeración separada con este tipo de sistema de congelamiento.

En áreas donde las plantas de liquefacción y los camiones especiales de transporte para gases criogénicos no estén disponibles, la inversión en estos tipos de congeladores será mucho más grande que en los sistemas convencionales de congelamiento.

CONGELADOR DE DIOXIDO DE CARBONO.-

El congelador de dióxido de carbono puede ser considerado como un desarrollo del congelador de nitrógeno líquido. En lugar del ni-

trógeno es utilizado el dióxido de carbono como congelante, debido a la temperatura de evaporación extremadamente baja; a presión atmosférica el nitrógeno líquido no puede ser envasado en recipientes a presión. Por eso, una cierta pérdida ocurre durante la distribución y almacenamiento. La pérdida es muy baja, pero el dióxido de carbono si puede ser envasado en recipientes a presiones moderadas.

Una diferencia importante entre los dos sistemas criogénicos es que el dióxido de carbono existe solamente como un sólido o como un gas a presión atmosférica. Consecuentemente, las ventajas de una eficiente transferencia de calor debido a el contacto directo entre el líquido congelante y el producto no son alcanzadas.

CONGELAMIENTO POR REFRIGERANTE LIQUIDO.-

Un desarrollo reciente de congelamiento IOF es el sistema de congelamiento de refrigerante líquido, el cual lleva a los productos a un contacto directo con el refrigerante. El congelante es un dicloro difluormetano (R-12) altamente purificado, con un punto de evaporación a presión atmosférica de -30°C . El sistema consiste en una cámara aislada con un transportador de alimentación que corre a través de un extremo (Fig.4-14). El producto cae desde el transportador de alimentación hacia una corriente fluyente de congelante.

Una transferencia de calor extremadamente buena es obtenida de el contacto directo de el producto con el líquido evaporándose, lo cual asegura que la superficie es congelada instantáneamente.

Este congelamiento superficial permite al producto ser almacenado en una banda congelante horizontal donde es rociado con un refrigerante hasta su congelamiento completo. Un transportador de descarga lleva a el producto hacia arriba y hacia afuera de el congelador.

El calor, en contacto con el producto, es evacuado y el refrigerante vaporizado. Los vapores son recuperados por condensación en la superficie del serpentín evaporador.

Debido a que los vapores refrigerantes son de alrededor de 5 veces más densos que el aire, el refrigerante permanece en la cámara con solamente pérdidas marginales del 1 al 3%.

El sistema de congelamiento de refrigerante líquido requiere de una planta de refrigeración para la recuperación de los vapores congelantes. Por eso, la inversión y costos de operación son similares a los sistemas convencionales de aire forzado, excepto por las pérdidas de congelantes, debido a la transferencia de calor extremadamente alta.

La superficie del producto es inmediatamente congelada, y pocas o ningunas pérdidas son experimentadas. Dependiendo de el valor de el producto, esto puede compensarse por el gasto de la pérdida del refrigerante en la atmósfera. Por eso, un análisis comprensivo de los costos totales de congelamiento pueden indicar que un sistema de refrigerante líquido es comparable al sistema de aire forzado, con pérdidas por deshidratación más altas. Esto depende en la eficiencia del diseño del sistema de aire y del valor del producto.

Los sistemas de refrigerante líquido son usados para congelar un grupo de texturas, sabores y formas frágiles, representados por: frutillas, camarones crudos pelados y varias comidas extrusadas. Todos éstos tienen como productos un alto valor.

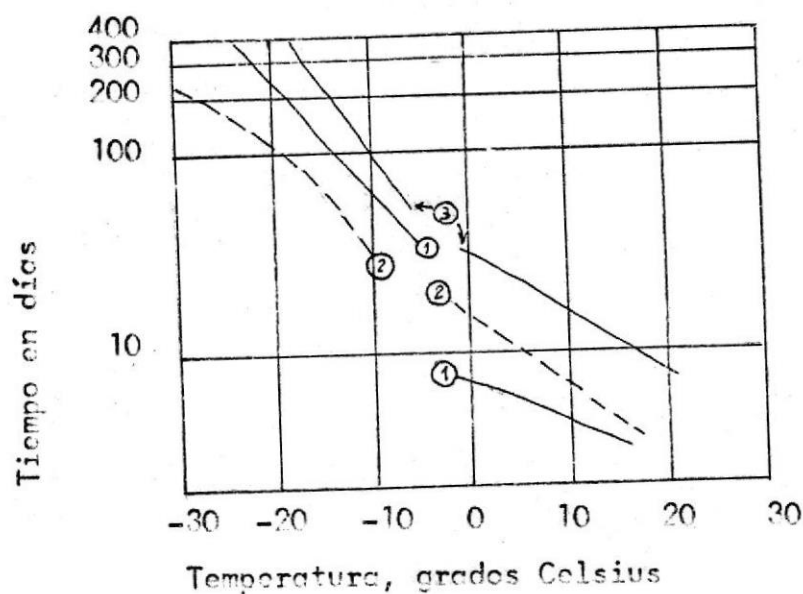


Fig 4-4 Vida de almacenamiento vs temperatura de almacenamiento para algunos productos perecederos.

Fuente: Ashrae handbook

COSTOS ENERGETICOS EXPRESADOS COMO UN INDICE

Proceso	Enlatado	Congelado
Congelación	-	1
Esterilización	2	-
Enfriamiento	2	-
Empaquetamiento	33	13,5
Embodegamiento, 6 meses	0,5	5
Transporte, 500 Km	1	1,1
TOTAL	38,5	20,6

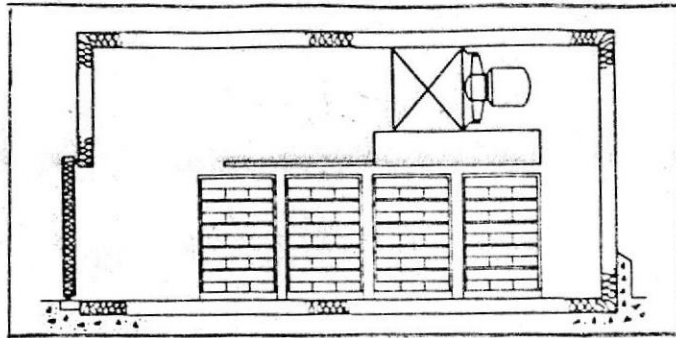


Fig. 4-5. Túnel de congelamiento estacionario.
Fuente: Ashrae Handbook.

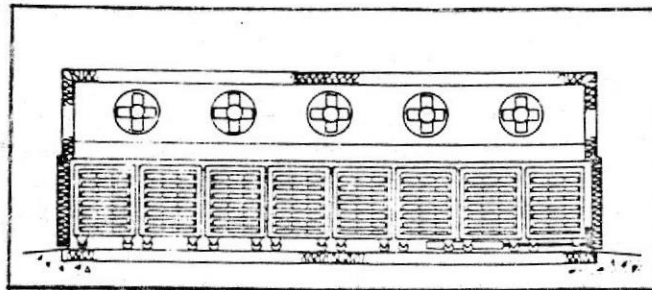


Fig. 4-6. Túnel de empuje.
Fuente: Ashrae Handbook.

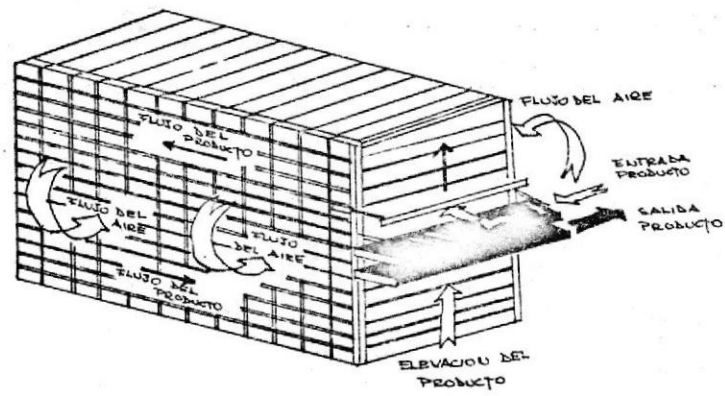


Fig. 4-7. Congelador Carrier.

Fuente: Ashrae Handbook.

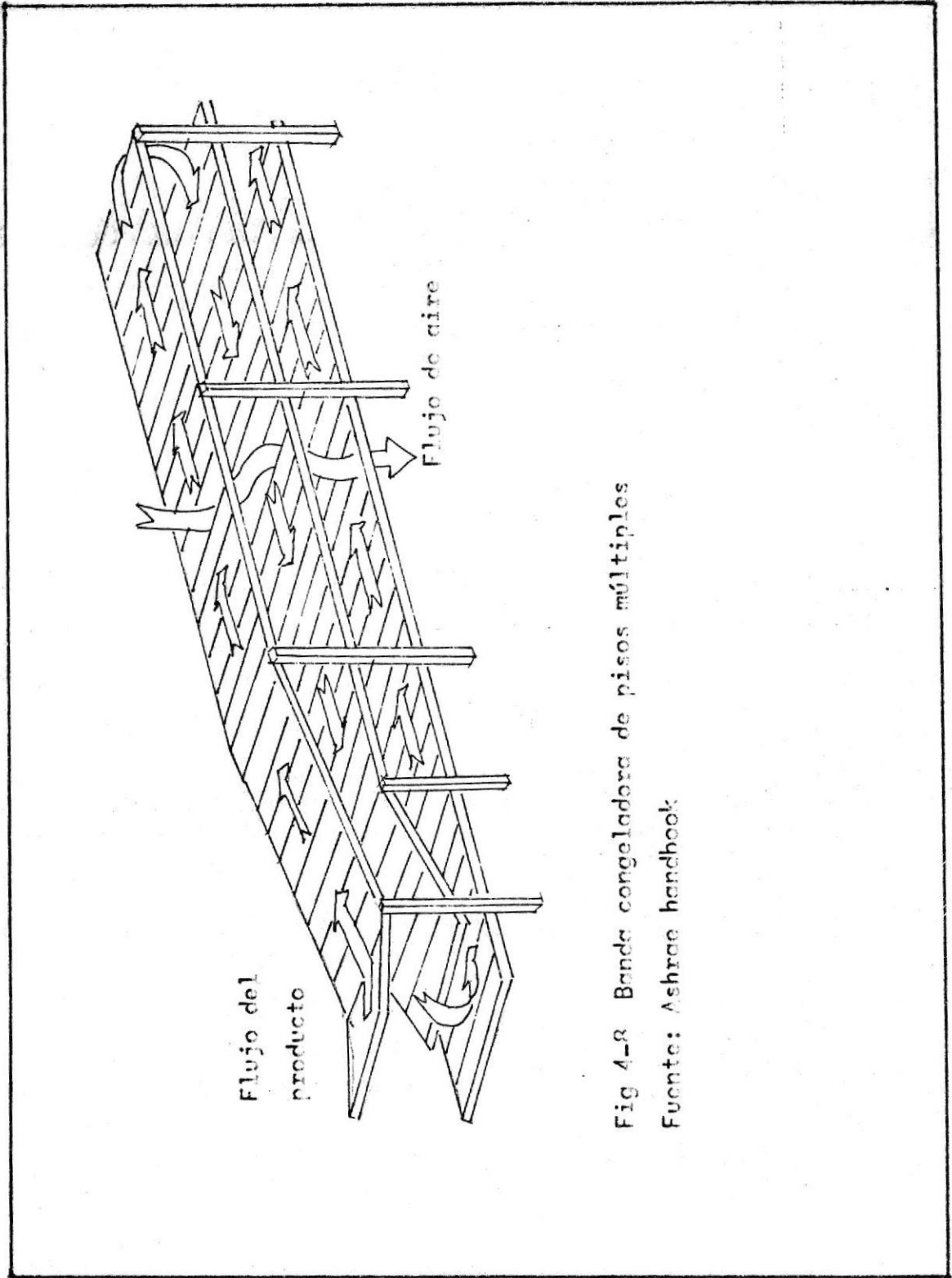


Fig 4-8 Banda congeladora de pisos múltiples

Fuente: Ashrae handbook

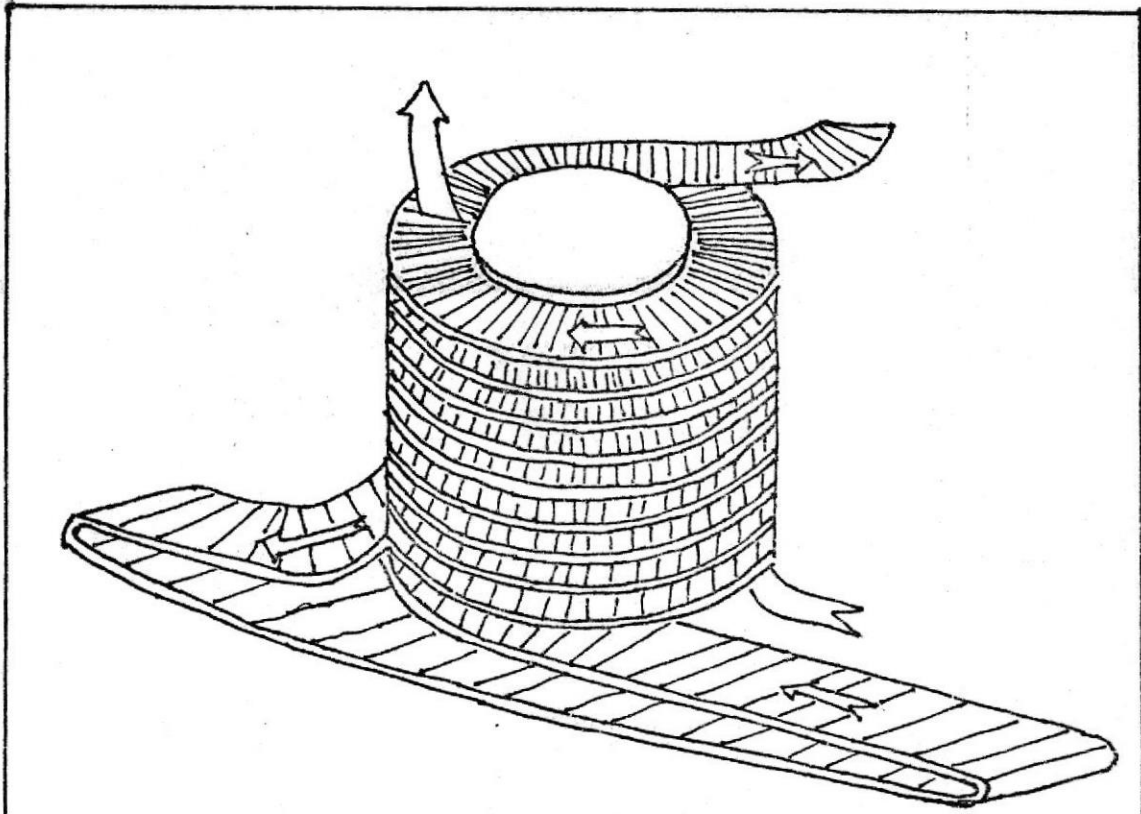


Fig. 4-9. Congelador de banda en espiral.
Fuente: Ashrae Handbook.

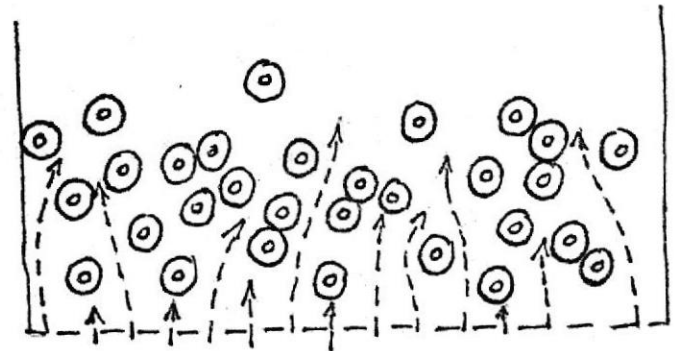


Fig. 4-10. Principio de Fluidificación.
Fuente: Ashrae Handbook.

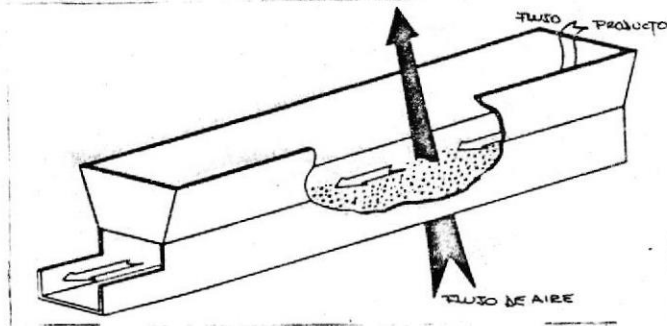


Fig. 4-11. Congelador de cama fluidificada.
Fuente: Ashrae Handbook.

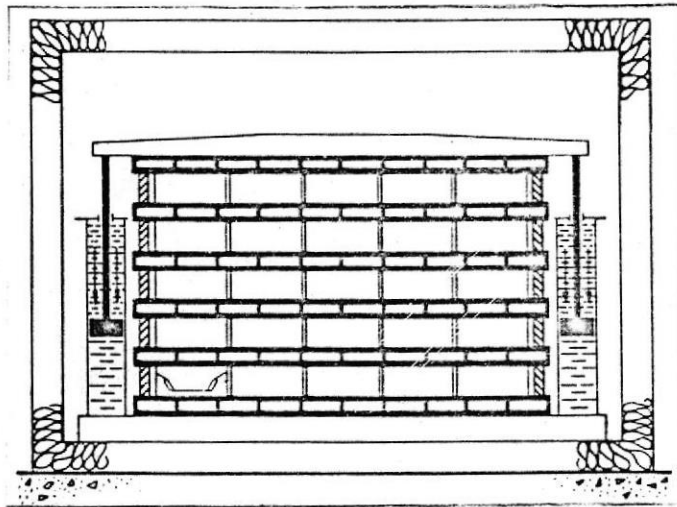


Fig. 4-12. Congelador de placas.
Fuente: Ashrae Handbook.

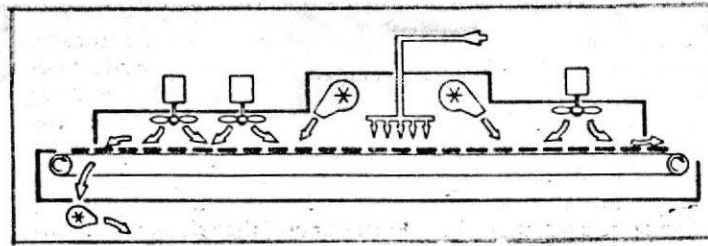


Fig. 4-13. Congelador Criogénico.

Fuente: Ashrae Handbook.

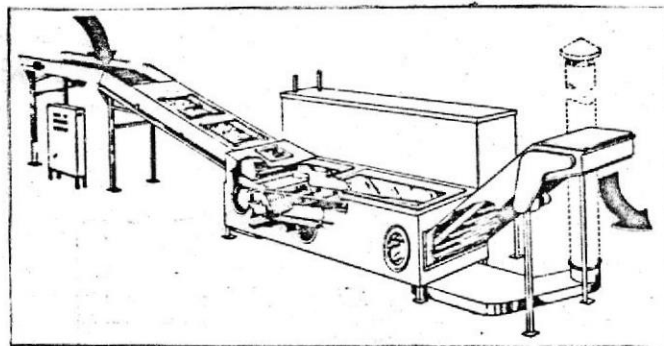


Fig. 4-14. Congelador con líquido refrigerante.

Fuente: Ashrae Handbook.

IV.4.3. CINTA TRANSPORTADORA.-

En el numeral IV.4.1. determinamos teórica y experimentalmente el tiempo de solidificación del producto, resultando 8 minutos lo más aconsejable para transformar el cacao líquido de 32 °C a cacao sólido de 25 °C.

A continuación tenemos que diseñar, o sea, dimensionar el tamaño de la cinta transportadora de un sólo paso, encerrada en una cámara aislada y en donde hacemos circular aire frío forzado.

Las dimensiones de la cinta que interesan, desde el punto de vista del espacio que ocupa, son el largo y el ancho de acuerdo con la capacidad que se desea obtener.

Para nuestro caso, deseamos obtener una producción de 800 kilos de cacao sólido por hora, permitiendo al cacao líquido, a 32 °C, permanecer solamente 8 minutos dentro de la cámara de congelamiento por aire a - 5 °C; por tanto, la máxima cantidad de producto que podemos acumular en la cámara, sin disminuir la producción es:

$$800 \frac{\text{Kilos}}{\text{Hora}} \times \frac{\text{Hora}}{60 \text{ Minutos}} \times \frac{8 \text{ Minutos}}{\text{Solidificación}} = 106,66 \text{ Kilos}$$

Este peso de producto es el máximo posible que puede admitir la cámara y la cinta transportadora cada 8 minutos, sin disminuir la producción de la máquina.

Con referencia al producto, que es el licar de cacao líquido, tenemos las siguientes propiedades:

$$\text{Peso Específico: } \gamma = 1.037 \text{ kilos/m}^3$$

Los cordones del producto tienen que tener una anchura de 4,5 centímetros y un espesor muy fino, de 6 milímetros, para que se

cumpla el análisis teórico ya mencionado. Por tanto, el volumen de licor sobre la banda es calculado de la siguiente manera:

$$\text{Gama} = (P)/(V); \quad V = (P)/\text{Gama} = 106,66 \text{ kg}/1.037 \text{ kg/m}^3 = 0,102 \text{ m}^3$$

A continuación, tenemos que asumir inicialmente el número de cordones a lo ancho de la banda que permita una longitud de banda razonable; asumimos inicialmente 10 cordones, por tanto:

$$\text{Volumen de cada cordón} = \frac{0,102 \text{ m}^3}{10} = 0,0102 \text{ m}^3$$

$$\text{Longitud de cada cordón } L = \frac{0,0102}{0,045 \text{ m} \times 0,006 \text{ m}} = 37,77 \text{ m}$$

Una longitud de 37 metros da por resultado una máquina que ocupa mucho espacio, lo que puede ser solucionado de varias maneras como: 1) aumentar el número de cordones, y 2) diseñar una cinta de varios pisos.

La segunda solución, si bien es cierto que origina una máquina más compacta, por otro lado, la ejecución de una cinta de varios pisos es más compleja y costosa; por tanto, nos inclinamos a aumentar la anchura y por tanto el número de cordones a lo ancho.

Duplicamos el número de cordones, y nos da:

$$\text{Nuevo volumen de cada cordón} = \frac{0,102}{20} = 0,005 \text{ m}^3$$

$$\text{Nueva longitud de cada cordón} = \frac{0,005}{0,045 \times 0,006} = 18,5 \text{ m}$$

Hemos obtenido ya una longitud de la cinta transportadora ra-

zonable. A continuación, dimensionaremos la anchura de la misma a partir de lo que conocemos:

$$20 \text{ cordones a lo ancho} \times \frac{0,045 \text{ m}}{\text{cada cordón}} \times 2 = 1,8 \text{ m}$$

El factor 2 se debe a que entre cordones debe existir una separación igual al ancho de cada cordón; por tanto, la cinta transportadora deberá tener esa dimensión para permitir una buena separación entre cordones.

Con referencia a la altura, desde el piso hasta la parte superior de la cinta transportadora, seleccionamos 50 centímetros debido a que los diámetros de el tambor matriz y de retorno serán mucho menor que esta altura, quedando el saldo de separación entre el piso y el ramal inferior para la inspección, limpieza y mantenimiento.

Recapitulando, en referencia a las dimensiones de la cinta transportadora, tenemos:

Longitud = 18,5 metros

Anchura = 1,8 metros

Altura piso/ramal superior = 0,50 metros

A continuación, entraremos a diseñar en detalle, los componentes de la cinta transportadora, de acuerdo a las dimensiones seleccionadas:

Para este efecto, tenemos que recurrir necesariamente a los criterios que la teoría y la técnica recomiendan.

1.- GENERALIDADES.-

De entre todos los sistemas de transporte continuo empleados en la Industria, las cintas transportadoras ocupan un lugar destacado por muchas razones, entre las que podemos resaltar como principales:

- a) La gran distancia a que puede efectuarse el transporte de materiales, ya sea con una sólo cinta o con varias, una a continuación de otras.
- b) La facilidad de adaptación al perfil del terreno.
- c) Su gran capacidad de transporte.
- d) La posibilidad de transportar materiales muy variados en clase y granulometría.

Otras razones secundarias que también justifican el empleo de las mismas, son:

- 1) Poco mantenimiento a causa de su robustez.
- 2) Marcha suave y silenciosa.
- 3) Posibilidad de efectuar la descarga en cualquier punto de su trazado.
- 4) Posibilidad de desplazamiento de las mismas, ya sea en trayectorias fijas, o en movimientos a vaivén.

Como referencias de sus posibilidades, diremos que en la actualidad hay cintas de hasta 12 kms. de longitud, y en España, hay una de 5 kms. aproximadamente, en Potasa de Navarra S.A. (Berriain), que es una de las mayores del mundo en su género.

Colocando más cintas a continuación de otras, hay sistemas de hasta 16 kms. (Presa de Shasta en U.S.A.), y existe el proyecto de

una instalación de cintas para transporte de fosfato entre Bu-Craa y El Aaiun, en el Sahara Español, de 93 kms. de largo, con una banda de 1.200 mm de anchura y una capacidad de 2.500 Tm/h.

2.- DESCRIPCION Y TIPOS.-

La cinta transportadora, en principio, consta de los siguientes elementos:

- 1) Grupo o Cabeza Motriz de Accionamiento, cuyo tambor imprime el movimiento a la banda.
- 2) Cabeza o Estación de Retorno Tensado.
- 3) Rodillos superiores de soporte de la banda.
- 4) Rodillos inferiores.
- 5) Banda.
- 6) Bastidor soporte de los rodillos.
- 7) Zona de Carga.

La Fig.4-15 muestra tal disposición en su forma más elemental.

Como consecuencia del desplazamiento de la banda, el material situado sobre la misma es transportado hasta el punto de vertido que generalmente es la cabeza motriz. La carga se realiza en las proximidades de la cabeza de retorno, aunque puede haber otros puntos intermedios.

Naturalmente que lo anterior se refiere a una cinta elemental; en la práctica, y dadas las condiciones muy diversas a que pueden adaptarse las cintas, existen muchos tipos, pudiendo hacerse la siguiente clasificación:

POR SU SISTEMA DE TENSADO.-

- 1.- De tensor de husillo para longitudes de hasta 50 - 70 m.
- 2.- De tensor de carro
- 3.- De tensor de contrapeso para longitudes mayores de 50-75m.

POR SU TRAZADO.-

- 1.- Horizontales
- 2.- Inclinas (ascendentes o descendentes)
- 3.- De trazado mixto (horizontal o inclinado con zonas curvas de transición)

La Fig.4-16 muestra algunas de dichas disposiciones.

Con respecto al conjunto de rodillos de soporte de la banda (estaciones), atendiendo a la forma y número de los mismos, pueden ser:

EN EL RAMAL SUPERIOR.-

- 1.- Planas
- 2.- En V (Bina)
- 3.- En Artesa (Terna)
- 4.- Con otros perfiles

EN EL RAMAL INFERIOR.-

- 1.- Planas
- 2.- En V

En la Fig.4-17 pueden apreciarse estos tipos acabados de citar.

RESPECTO A LA FUNCION QUE REALIZAN LAS ESTACIONES PUEDE ESTABLECERSE LA SIGUIENTE CLASIFICACION.-

- 1.- Normales Lisa, que son los predominantes en cantidad; sim

- plemente soportan la carga de banda y material.
- 2.- Engomadas contra impactos, situadas en las zonas de carga y que además de cumplir las funciones de las normales lisas, soportan y amortiguan el impacto del material en la zona de carga.
 - 3.- Autoalineadores, cuya misión es impedir que la banda se desplace lateralmente de una forma excesiva. Se montan en los dos ramales de la banda.
 - 4.- De Retorno Lisas; soportan el ramal de retorno.
 - 5.- De Retorno con Disco de Goma; a consecuencia de la menor superficie de contacto con la banda, impiden que aumenten en diámetro, evitando los problemas derivados de ello.
 - 6.- De Retorno Autolimpiadoras; su misión específica es lograr que se desprenda la suciedad adherida en la banda. Esta suciedad es perjudicial porque se adhiere a la periferia de los rodillos lisos, aumentando su diámetro de una forma irregular, lo que perturba la alineación de la banda.

La Fig.4-18 muestra todos estos tipos de banda.

La Fig.4-19 muestra la disposición general de toles rodillos sobre una cinta, así como la distancia a l paso de los mismos. Da da la gran importancia que tienen los rodillos de una cinta, han sido objeto de normalización por casi todos los Organismos Nacionales de Normalización (Normas DIN, AFNOR, etc. y recientemente, por la FEM, Federación Europea de la Manutención).

La Normalización se refiere a las medidas exteriores, con el propósito de lograr una intercambiabilidad entre los rodillos correspondientes a un mismo ancho de banda, pero no obliga a nada respecto a la disposición interna. La Fig.4-20 muestra dicha nor-

malización.

En los rodillos hay que considerar como muy importantes los siguientes puntos:

- 1.- Capacidad de carga de las mismas, función del rodamiento elegido.
- 2.- Hermeticidad, para evitar que la humedad y el polvo penetren en el rodamiento y reduzcan su vida, contaminando la grasa.
- 3.- Coeficiente de Fricción, que depende del sistema de hermeticidad elegido, tipo de grasa y temperatura ambiente.

Existen gran número de disposiciones constructivas de los rodillos; la Fig.4-21 indica una de ellas.

TEORIA GENERAL.-

Estudiaremos en este párrafo las formas generales que dan el esfuerzo tangencial en el tambor, la potencia absorbida en el eje del mismo y las condiciones de crratre en el tambor motriz, considerando para ello una cinta inclinada ascendente.

Estas fórmulas son las básicas que nos permitirán determinar posteriormente, en los párrafor siguientes, los diversos elementos de la cinta.

ESFUERZO TANGENCIAL Y POTENCIA.-

Los esfuerzos y potencias se componen de dos sumandos:

- 1.- Los correspondientes a la elevación de la carga
- 2.- Los correspondientes al desplazamiento de la misma.

El primero se determina considerando la Fig.4-22.

La componente a lo largo de la banda es:

$$F_E = P_M \text{ sen } X = P_M \frac{H}{L} = p_M H$$

P_M = Peso total de la longitud L

p_M = Peso del material en kg/metro

H = Desnivel (m)

Para determinar el segundo, basta simplemente aplicar la ley del rozamiento:

$$F_F = \mu N$$

En este caso, la normal se compone de:

Peso del material $P_M = p_M L$

Peso de la banda $P_B = 2 p_B L$

Peso de las partes móviles: rodillos superiores e inferiores, expresado en kg/m, o sea, p_s y p_i respectivamente.

En los catálogos de los fabricantes, el coeficiente de fricción se designa por f en vez de μ ; nosotros también lo designaremos así. Por tanto,

$$F_F = f (P_M + P_B + p_s L + p_i L) \cos x \quad (1)$$

Normalmente, el dato que se conoce no es p_M sino el número de toneladas transportadas por hora, Q_M . Poniendo p_M en función de Q_M y de la velocidad, que es otro de los datos que se tiene:

$$p_M = \frac{P_M}{L} = \frac{Q_M}{3,6 v} \quad (\text{Kg}) \quad (2)$$

$$s = v t \frac{1}{v} = \frac{t}{s}$$

Esto concuerda con el cálculo anteriormente descrito para calcular el peso sobre la banda.'

$$P_M = \frac{(\text{Toneladas})}{\text{horas}} \left(\frac{1 \text{ hora}}{3.600 \text{ seg}} \right) (\text{seg}) \left(\frac{1.000 \text{ kilos}}{1 \text{ tonelada}} \right)$$

$$P_M = p_M = \frac{Q_M t}{3,6 L} = \frac{Q_M}{3,6 v}$$

viniendo expresado Q_M en T/h y $v = M/\text{seg}$

Sustituyendo en (1), resulta (suponiendo $x=0^\circ$):

$$\begin{aligned} F_F &= f (p_M L + p_B 2L + p_S L + p_i L) \\ &= f L \left(\frac{Q_M}{3,6 v} + 2 p_B + p_S + p_i \right) \end{aligned} \quad (3)$$

El esfuerzo tangencial F_T será la suma de F_E y F_F , o sea:

$$\begin{aligned} F_T &= p_M H + f L \left(\frac{Q_M}{3,6 v} + 2 p_B + p_S + p_i \right) \\ F_T &= \frac{Q_M H}{3,6 v} + f L \left(\frac{Q_M}{3,6 v} + 2 p_B + p_S + p_i \right) \end{aligned} \quad (4)$$

$2 p_B + p_S + p_i$, es la suma de todas las partes móviles; las designaremos por p_m .

La anterior expresión es puramente teórica y no tiene en cuenta los pérdidas por fricción originadas en los tambores. Dichas

pérdidas pueden valorarse aisladamente, haciendo la conversión adecuada en el esfuerzo tangencial.

Esta es otra forma de proceder, la cual se lleva a cabo en el método de cálculo de "resistencias separadas", pero aquí mencionaremos los métodos empleados por las normas DIN y por los fabricantes ingleses, principalmente.

El método seguido por las normas DIN consiste en multiplicar el segundo término de la expresión (4) por un coeficiente C variable con la longitud de la cinta, para cintas de poca longitud. Dicho coeficiente es grande y por el contrario, tiende a la unidad para cintas largas.

La función $C = F(L)$, se muestra en la Fig.4-23. Por tanto, la expresión (4) toma la forma final siguiente:

$$F_T = \frac{Q_M H}{3,6 v} + C f L \left(\frac{Q_M}{3,6 v} + P_m \right) \quad (5)$$

que coincide con la dada por la norma DIN 22.101

Para determinar la potencia, basta simplemente multiplicar (5) por $\frac{v}{75}$, con lo que se obtiene:

$$P_T = \frac{Q_M H}{270} + C f L \left(\frac{Q_M}{270} + \frac{P_m v}{75} \right)$$

$$P_T = \frac{Q_M H}{270} + \frac{C f L}{270} (Q_M + 3,6 P_m v) \quad (6)$$

Esta es la expresión dada también por el DIN 22.101.

La expresión que llamaremos "método Inglés" parte de la misma fórmula teórica, pero en vez de emplear el coeficiente C , considera una longitud ficticia L_0 , de valor constante y que demuestra que los valores o esfuerzo tangencial y potencia dada por la fórmula DIN y las inglesas son muy aproximadas, puesto que la forma de la curva $C = F(L)$ coincide prácticamente con la curva $\frac{L + L_0}{L}$ (no dibujada, o sea, $C L = L + L_0$).

Las expresiones correspondientes inglesas serán:

$$F_t = \frac{Q_M H}{3,6 v} + f (L + L_0) \left(\frac{Q_M}{3,6 v} + P_m \right) \quad (7)$$

$$P_t = \frac{Q_M H}{270} + \frac{f (L + L_0)}{270} (Q_M + 3,6 v P_m) \quad (8)$$

Llamando $L + L_0 = C L$, expresando v en m/min, y poniendo la expresión (8) en forma de tres sumandos, se obtiene una expresión que se identifica fácilmente con la dada en los catálogos y que nos da los tres términos de:

- 1.- Potencia de elevación
- 2.- Potencia de arrastre de la carga
- 3.- Potencia de arrastre en vacío, o sea, respectivamente:

$$P = \frac{Q_M H}{270} + \frac{f C L Q_M}{270} + \frac{0,06 f C L v P_m}{270} \quad (9)$$

ARRASTRE EN EL TAMBOR.-

Para que la banda se desplace a una velocidad igual a la tangencial del tambor, es necesario que exista una adherencia entre la banda y el tambor. Para lograr dicha adherencia, debe existir una relación entre el coeficiente de fricción " μ " y los valores de

F_t , T_1 y T_2 (ver Fig. 4-24) y el ángulo de arrollamiento θ . Los valores de las tensiones a la entrada y salida del tambor los designaremos por T_1 y T_2 respectivamente, siguiendo una norma universal.

Se demuestra fácilmente las siguientes relaciones:

$$F_t = T_1 - T_2 \quad (10)$$

$$T_1/T_2 = e^{u\theta} \quad (11)$$

De estas dos expresiones, se deduce:

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{(T_2 e^{u\theta}) - T_2}{T_2 e^{u\theta}} = \frac{e^{u\theta} - 1}{e^{u\theta}} = \frac{F_t}{T_1}$$

y de aquí:

$$T_1 = F_t \frac{e^{u\theta}}{e^{u\theta} - 1} = F_t (K) \quad (12)$$

Esta es la expresión práctica a emplear para calcular T_1 ; los valores de $K = e^{u\theta}/(e^{u\theta} - 1)$ están tabuladas para los valores más corrientes de u y θ , por lo cual, conocido F_t , es fácil calcular T_1 y $T_2 = T_1 - F_t$.

A K suele llamársele coeficiente de transmisión y sus valores vienen dados en las Tablas 4-V y 4-VI.

ESTUDIO DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS.-

Pasamos ahora a estudiar con más detalle y a calcular los elementos constitutivos de una cinta.

CABEZA O ESTACION MOTRIZ.-

La Fig. 4-25 muestra la disposición de una cabeza motriz co-

rriente. En ella se aprecian los siguientes elementos constitutivos principales:

- 1.- Tambor motriz
- 2.- Tambor adicional
- 3.- Reductor de velocidad
- 4.- Motor eléctrico
- 5.- Acoplamientos elásticos de alta y baja velocidad
- 6.- Rascador pendular
- 7.- Bastidor o chasis de soporte

En las Fig. 4-26 y 4-27 se puede ver la disposición, en forma esquemática, de otras dos formas constructivas denominadas Tandem. La primera es preferible a la segunda, a consecuencia del mayor coeficiente de adherencia, puesto que en ambos tambores el contacto de la banda se hace por la cara limpia de la misma. Además, el accionamiento individual de los tambores motrices permite un mejor reparto de la carga entre ellos.

El diseño de una estación motriz viene definido por:

1) Angulo de Arrollamiento . Nunca debe ser menor de 180° ; el aumento del mismo se logra mediante el montaje de un tambor adicional, pero con ello es difícil lograr más de 230° . Para valores mayores se recurre al montaje Tandem, con el cual es posible llegar hasta 460° . Conforme se deduce de la fórmula (12), al aumentar , disminuye K, y por tanto, Tl. Al ser menor Tl, se puede conseguir el utilizar una banda más económica, como se estudiará mas adelante. Por consiguiente, en cintas de gran longitud o capacidad, es necesario recurrir muchas veces a la solución Tandem para lograr valores de Tl lo más reducidos posibles.

2) Diámetro del Tambor. Es función del número de telas de la banda. La determinación del mismo la llevaremos a cabo más adelante.

3) Grupo Motriz de Accionamiento. Está constituido por el reductor, motor y acoplamientos. La relación de transmisión del reductor viene definida por sencillas relaciones cinemáticas entre la velocidad del motor y la velocidad del tambor. Respecto a la potencia que el reductor es capaz de transmitir, depende del número de horas diarias de funcionamiento y del número total de horas de funcionamiento de la instalación. Su elección requiere experiencia, siendo aconsejable que sea asesorado por el fabricante. Los motores también se eligen de acuerdo con el tipo de servicio a realizar, pero su elección es más sencilla que en los reductores.

Los acoplamientos elásticos no ofrecen dificultad en su elección; su elección es amortiguar el impacto del arranque, a la vez que corregir las diferencias de alineación entre los ejes del reductor y motor.

Para pequeñas velocidades, cualquiera que sea su potencia, y para grandes velocidades en pequeñas potencias, se emplean acoplamientos con mangos de goma, o de discos también de goma, etc.; pero cuando las potencias son del orden de 20 a 30 CV en adelante, el arranque directo es muy brusco, consecuencia del gran par de arranque de los motores eléctricos de jaula de ardilla, que son los más empleados, y para lo cual se utilizan los acoplamientos fluidos, los que permiten un control del par de arranque. Esto permitió el empleo de los motores de jaula de ardilla, que son baratos y robustos, arrancando directamente, pero sin que la intensidad absorbida en el arranque sea excesiva.

Puesto que el par que se transmite no es el total que puede dar el motor, la aceleración es más reducida, lográndose un arranque suave. También puede emplearse con el mismo resultado, un motor de rotor bobinado con arranque mediante resistencias rotóricas.

El arranque estrella-triángulo de los motores de jaula de ardilla no debe emplearse en cintas, puesto que en la fase de estrella, el par es inferior al nominal y por tanto, la cinta no arranca hasta tanto entre en el triángulo; por consiguiente, no se consigue ventaja alguna respecto del arranque directo.

Cuando las cintas tienen una pendiente grande, existe el riesgo de que al pararse estando cargadas, la componente del peso del material haga que la banda, con su material, se desplace hacia abajo. Ello se impide mediante un dispositivo de antiretorno mecánico o mediante un freno.

Los primeros pueden ser de los tipos estudiados anteriormente, y los segundos, que son los más empleados, pueden ser electromagnéticos o turbo-hidráulicos. No obstante, diremos aquí que los electromagnéticos son de acción brusca, con el inconveniente de que cuando se producen agarrotamientos en las zapatas, las bobinas se queman. Por el contrario, los turbo-hidráulicos son de acción más suave, con la posibilidad de controlar la velocidad de desplazamiento de las zapatas. Por esta razón, prácticamente los primeros no se emplean ya.

Respecto al cálculo de los frenos y dispositivos, lo llevaremos a cabo cuando estudiemos el proceso a seguir para el cálculo de una cinta.

Los rascadores pueden ser fijos o pendulares. Generalmente

la parte en contacto con la banda es goma dura.

El las Fig. 4-28 y 4-29 se aprecian los detalles constructivos de los mismos.

CABEZA O ESTACION DE RETORNO Y TENSORA DE HUSILLO.-

Las Fig. 4-30 y 4-31 muestran las disposiciones constructivas. El tensado se realiza mediante dos husillos de adecuada longitud para absorber los alargamientos de la banda. En las de retorno, el tambor es fijo.

Las partes constituyentes de las mismas son:

- 1.- Tambor de re-envío
- 2.- Tambor adicional
- 3.- Bastidor o chasis
- 4.- Husillos de tensado
- 5.- Rascadores en V

La misión de éstos últimos es impedir que el material que accidentalmente pueda caer en el ramal de retorno de la banda, penetre entre ésta y el tambor, dañándola.

La misión de las estaciones tensoras de husillo es tensor adecuadamente la banda al comienzo de su funcionamiento y re-tensarla posteriormente, cuando la misma vaya dando de sí. Este alargamiento es rápido en los primeros días, estabilizándose después.

Las longitudes máximas de cintas con este tipo de tensor son unos 50 metros. El principal inconveniente de las mismas es el no poder controlar el grado de tensado de la banda.

ESTACIONES TENSORAS DE CONTRA-PESO.-

La Fig.4-32 muestra la disposición constructiva de las mismas, indicándose los elementos componentes. Es el sistema de tensado más eficaz para cintas de longitud media, por ser auto tensor. Lo más importante a tener en cuenta es el valor del contrapeso, que depende de la situación del mismo, respecto a la cabeza motriz. El cálculo del mismo lo realizaremos posteriormente. El inconveniente principal de este tipo de tensor es que en cintas largas, requiere una gran altura.

ESTACIONES TENSORAS DE CARRO.-

Es otra disposición empleada en ciertos casos. La Fig. 4-33 ahorra el efectuar su descripción.

BASTIDOR DE CINTA.-

Poco podemos agregar a lo que se dijo anteriormente. Consta simplemente de unos largueros longitudinales en los que se apoyan los soportes de los rodillos, apoyándose a su vez en el suelo mediante patas.

Con el fin de proteger el ramal superior de los posibles desbordes del material, se coloca entre ambos ramales una cubierta protectora de chapa.

TRANSFERENCIAS Y ZONAS DE GUIADO DEL MATERIAL.-

Estos son dos de los puntos más prácticos e importantes de las cintas, y que trataremos en esta parte.

La vena del material, al desprenderse del tambor, describe una trayectoria parabólica y vierte sobre la cinta siguiente, produciendo un impacto sobre la banda. Este impacto es perjudicial a la

misma, por lo cual debe aminorarse. Para ello, debe procurarse que la altura de caída sea mínima. Cuando el material transportado es una mezcla de finos y trozos gruesos, a veces se diseña el tolvin de caída de tal forma que los finos formen un lecho sobre la banda, que amortigüen el impacto de los trozos gruesos.

Los rodillos situados en la zona de carga, son del tipo de impacto, y situados más próximos que los normales.

Para evitar los desbordamientos laterales del material, éste es encausado en una cierta longitud mediante unas chapas laterales eon placas de goma llamadas guías de carga.

Las Figs. 4-34, 4-35 v 4-36 permiten apreciar las formas constructivas de dos tolvinos de descarga, y la guía de carga correspondiente.

Cuando la altura de caída es mayor, hay que recurrir a disposiciones constructivas especiales, de tal forma que se frene la caída del material. Fig. 4-37.

CALCULO DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS.-

SELECCION DEL ANCHO DE BANDA Y VELOCIDAD.-

Conocidos el tonelaje horario a transportar, y las características del material, el primer paso a llevar a cabo es determinar el ancho de la banda.

En su elección tiene una gran importancia el tamaño de los trozos mayores. Para un mismo tonelaje horario a transportar, un material de granulometría reducida requerirá una banda más estrecha

que otro que esté constituido por trozos grandes. Como regla general, el ancho de banda no debe ser menor de tres veces la dimensión mayor del mayor trozo a transportar. Sus valores vienen dados en la siguiente Tabla 4-I.

El siguiente paso es la elección de la velocidad de la banda. La misma es función, por un lado, de las características físicas del material. Por ejemplo, un material friable no puede transportarse a gran velocidad porque en las transferencias se disgregaría a consecuencia del impacto, disminuyendo su precio, como sucede, por ejemplo, en el carbón. Por tanto, la elección del valor máximo de la misma requiere experiencia. La Tabla 4-II puede ayudar a su elección.

Por otro lado, la velocidad a elegir es función de la capacidad horaria en metros cúbicos y de la sección transversal de la banda, según la conocida ecuación: $v = Q_M/A$.

Las dimensiones recomendadas de la anchura que el material debe ocupar en la banda, para perfil en artesa o plano, vienen dadas por la expresión $B_l = 0,9 - 0,05$ (en metros). Ver Figs. 4-38 y 4-39.

La sección viene influenciada por el ángulo de la artesa. Como ya se indicó, dichos valores están normalizados, siendo sus valores 20 y 30° para ternas, 15° para binas, y por supuesto, la banda plana. La tendencia actual es hacia mayores valores (45° y más).

Las capacidades en metros cúbicos/hora para una velocidad de 1 metro/segundo y las inclinaciones y secciones indicadas, se dan en la siguiente Tabla 4-III.

CALCULO DE LA POTENCIA EN EL TAMBOR.-

Hemos analizado la potencia en el tambor, en el caso más corriente de una cinta inclinada. Por supuesto que las fórmulas son válidas para una cinta horizontal, eliminando el término de la potencia de elevación.

Cuando el perfil está constituido por un tramo horizontal y otro inclinado, unidos mediante una curva cóncava o convexa, también se emplean las mismas expresiones.

Un caso especial se presenta cuando la cinta es descendente. Puede resultar que la potencia de elevación sea mayor que la de desplazamiento de la carga, y por tanto, la potencia será negativa. Ello indica que la cinta genera energía, o sea, el motor actúa como generador y devuelve energía a la red. Este caso debe ser estudiado con más detalle.

Los valores del coeficiente C citado, engloban las llamadas resistencias secundarias, que son:

- 1.- Fricción en las guías de carga
- 2.- Fricción en los cojinetes de todos los tambores, excepto el motriz.
- 3.- Fricciones en los rascadores fijos y pendulares.

Los valores del mismo se han dado en la Figura 4-23.

En el caso de las cintas especiales, con guías de carga de gran longitud, debe hacerse un estudio separado de las fricciones absorbidas por las mismas.

En lo que se refiere al coeficiente f , también citado, éste engloba en realidad a otras varias fricciones, entre las que se encuentran principalmente:

- 1.- Resistencia intrínseca de rodadura de los cojinetes de los rodillos.
- 2.- Resistencia debido a las juntas (laberínticas o de fieltro), incluyendo la propia viscosidad de la grasa.
- 3.- Resistencia debida a la huella producida por la banda sobre el rodillo.

Los valores de este coeficiente dependen principalmente, del tipo de hermeticidad y de la precisión en su ejecución, y son variables de uno a otro fabricante. La Tabla 4-IV indica algunos de referencia.

Resumiendo, las fórmulas a emplear son las ya citadas en (5) y (6) empleando los valores de los coeficientes dados en la Figura 4-23 y en la Tabla 4-IV.

El valor de la potencia obtenida es la llamada potencia en el tambor, siendo necesario dividirla para el rendimiento mecánico del reductor o sistema de reducción de velocidad empleado, para obtener la potencia en el motor.

CALCULO DE LAS TENSIONES EN LA BANDA.-

Partiendo de la potencia en el tambor, calcularemos el esfuerzo tangencial:

$$F_t = (75 P)/v \quad (\text{Kg})$$

P : Potencia en CV

v : Velocidad en m/seg

Conocido este valor, a continuación se calculan las tensiones principales en la cinta, que universalmente se designan por T1 y T2 y T3 = T4 cuya situación sobre la banda se indica en la Figura

4-40.

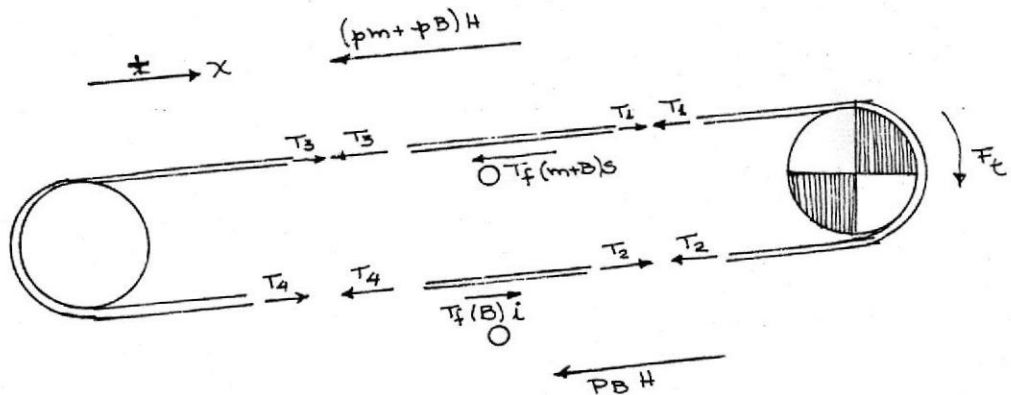
Los valores de T_1 y T_2 se obtienen en función de F_t empleando el coeficiente K , ya citado:

$$T_1 = F_t K$$

$$T_2 = F_t (K - 1)$$

Los valores de K son distintos para los tensores de husillo y para los de contra-peso, y sus valores vienen dados en las tablas 4-VI y 4-VI. .

El valor de $T_3 = T_4$, en una cinta inclinada, se obtienen en función de T_1 , empleando la siguiente expresión. Ver Figura 4-41.



En el diagrama de cuerpo libre del ramal superior tenemos:

$$\text{Sumatorio } F_x = 0 \quad T_1 - T_3 - T_f (m + B)s - (p_m + p_b)H = 0$$

$$\text{luego, } T_3 = \quad T_3 = T_1 - (p_m + p_b)H - T_f (m + B)s \quad (13)$$

Siendo $T_f(m + B)s$ la tensión de fricción en el ramal superior producida por el peso del material y la banda.

Al mismo resultado se llega considerando las tensiones en el

ramal de retorno de la banda, o sea:

$$\text{Sumatorio } F_x = 0 \quad T_2 - T_4 + T_f(B)_i - P_b H = 0$$

$$T_3 = T_4 = T_2 - P_b H + T_f(B)_i \quad (14)$$

Siendo $T_f(B)_i$ la tensión de fricción en el ramal inferior, producida por el peso de la banda.

En rigor, T_3 no es igual a T_4 , consecuencia de la fricción de los conjetes del tambor, aunque en la práctica se consideran iguales. Observar en las Figuras que las tensiones de fricción crecen en el sentido del movimiento.

En el caso de una cinta horizontal, las expresiones (13) y (14) son válidas haciendo cero los términos en que figura H .

Los valores de T_1 , T_2 y T_3 son necesarios para calcular:

- 1.- La máxima tensión de la banda (generalmente esta es T_1 , pero puede ser mayor.
- 2.- El valor del contra-peso. Cuando éste se coloca cerca del grupo motriz, se toma para valor del mismo $2 T_2$.
- 3.- El valor del contra-peso cuando éste se coloca en la cola. El valor del mismo es $2 T_3$ en este caso.

Sucede a veces que la tensión T_3 , aunque es suficiente para lograr la adherencia en el tambor motriz, es insuficiente para evitar derrames del material que se producen en las guías de carga, a consecuencia de una flecha excesiva de la banda entre rodillos.

Para evitarlo, se efectúa un tensado con un valor mayor que T_3 y que suele designarse por T_0 .

El valor de T_0 viene dado por:

$$T_0 = \frac{(p_m + p_b) L^2}{8 f} \quad (\text{Kg.})$$

L = distancia entre rodillos (m)

f = Flecha máxima permisible ()

Generalmente f está comprendido entre 1 y 3 % de L , dependiendo del tipo de material a transportar.

Cuando se toma T_0 en vez de T_3 , los valores de T_1 y T_2 aumentan automáticamente en $(T_0 - T_3)$, lo cual garantiza una mayor adherencia.

Las tres tensiones acabadas de describir son suficientes en la mayoría de los casos, para definir el estado de tensiones de la banda, y para determinar los contra-pesos.

Las anteriores Figs. 4-40 y 4-41, muestran los diagramas de tensiones de una cinta horizontal y de una inclinada, respectivamente.

Cuando el perfil de la cinta está compuesto por tramos horizontales e inclinados es ascenso y descenso, el cálculo y trazado del diagrama de tensiones es más complicado, siendo necesario, además, conocer aisladamente las tensiones producidas por:

- 1.- La fricción de la banda vacía en los ramales superior e inferior $T_f B_s$ y $T_f B_i$.
- 2.- Las fricciones producidas por el material T_{fms} .
- 3.- Las producidas por la acción del peso de la banda en tramos inclinados $(p_m + p_b)H$ y $(p_b H)$.

Todos estos valores se deducen transformando las potencias co

rrespondientes en tensiones, partiendo de una cualquiera de las expresiones. No llevaremos a cabo su cálculo, por ser un tema especial. Lo importante es remarcar la importancia del citado diagrama cuando se trata de cintas de gran longitud y capacidad, puesto que con su ayuda, se ponen en evidencia en qué puntos se presentan las máximas y mínimas tensiones.

TENSADO DE LA BANDA.-

En el párrafo anterior hemos indicado cuales eran los tipos y los valores de los contra-pesos a instalar, dependiendo de que los mismos se colocaran en la cabeza o la cola de la cinta.

En general, deben colocarse en los puntos de tensión mínimo, pero muchas veces, por razones constructivas, es necesario colocarlos en otros puntos distintos. El valor teórico del mismo será el doble de la tensión existente en el punto considerado.

Ya hemos dicho que en cintas cortas, el tensado se realiza mediante el husillo. En estos casos no es posible controlar la tensión en la banda, y sólo la experiencia determina cuando la misma es correcta.

Existe además otro tipo de tensor, con el cual es posible controlar la tensión de la banda. Se emplea en los casos en que no se dispone de espacio para colocar el tensor de contra-peso o de carro, tal como sucede en las minas.

Este sistema es usado por la firma Mecol y su disposición constructiva puede verse en la Fig. 4-42.. El tensado se efectúa con un cabrestante que puede ser manual o accionado por un motor eléctrico, controlándose la tensión mediante un dinamómetro. Este ten

sor es el llamado de lazo (loop take up).

BANDAS.-

GENERALIDADES.-

Puede decirse que la banda es el elemento más importante de una cinta; el porcentaje de su costo respecto al total puede llegar a representar el 60%. Pese a ello, en muchos casos, no se procede al estudio técnico-económico que merece en atención a su precio, y tampoco se le presta la debida atención en las instalaciones durante su funcionamiento, produciéndose con frecuencia desgarramientos, levantamientos de los recubrimientos de goma, etc., que disminuyen sensiblemente la duración de la misma.

Están constituidas por una parte resistente (armadura o carcasa) impregnada y recubierta de goma. A consecuencia de su íntima ligazón, los alargamientos son iguales en la carcasa y en los recubrimientos, y puesto que las tensiones específicas son proporcionales a los módulos de elasticidad, la armadura es la que soporta prácticamente todo el esfuerzo, al ser pequeño el módulo de elasticidad de la goma respecto al del algodón.

Los cálculos se hacen sobre esta base, despreciándose la resistencia de la goma. La banda, además de soportar los esfuerzos dirigidos según su eje longitudinal, debe soportar los esfuerzos transversales, consecuencia de su adaptación a la forma artesana, los impactos en la zona de carga, la acción erosiva de los materiales, así como su acción química en algunos casos. También debe soportar la acción de los agentes atmosféricos. La Fig. 4-43 muestra la sección de una banda con armadura textil.

ARMADURA O CARCASA.-

Está constituida, principalmente, por tejidos naturales o sintéticos. Entre los naturales, el algodón es el que prácticamente se emplea y se ha venido empleando durante muchos años, aunque en la actualidad está siendo desplazado por los tejidos sintéticos.

Hay algodón de diversas procedencias: Egipto, La India y Estados Unidos, principalmente. La designación universalmente adoptada para los tejidos de algodón, es el peso en onzas de un trozo de tejido de 36 pulgadas de largo en el sentido de la urdimbre, y 42 pulgadas de largo en el sentido de la trama. Un trozo de estas medidas es lo que se llama el duck. Existen los siguientes valores normales: 28 onzas/duck, 32, 36, 42 y 48.

En rigor, estos valores son válidos solamente para los algodones americanos, pero en la práctica, no se hace tal distinción entre algodón americano y otro cualquiera.

Este criterio de clasificación de los algodones es un tanto arbitrario y, aunque comenzó a emplearse en América e Inglaterra, en la actualidad es universalmente empleado.

Las características medias de las fibras de algodón, según Goodyear, son:

Diámetro	: 18 a 20 micras
Peso específico	: 1,5 Kg/dm ³
Carga de rotura	: 41 a 60 Kg/mm ²
Alargamiento	: 3 a 7%

De entre los materiales sintéticos, los más empleados son el nylon y los tejidos a base de polyester. Respecto al nylon, no se

emplea sólo, sino torcido con algodón. Ello se hace así para combinar la mayor resistencia del nylon con el menor alargamiento del algodón.

Los tejidos a base de poliéster tienen una mayor resistencia que los de nylon y representan la técnica más avanzada en bandas.

Ya dijimos anteriormente que a efectos del cálculo de la banda, no se tenía en cuenta la resistencia de la goma y que la citada resistencia se medía a lo largo de la urdimbre.

Las características fundamentales que definen un tejido son la carga de rotura y el alargamiento bajo la carga de trabajo. Desde un punto de vista práctico, se considera no la carga de rotura, sino la de trabajo, que es una fracción de la anterior. Cada fabricante especifica un valor para dicha fracción, pero generalmente oscila de 1/10, o sea, un coeficiente de seguridad de 10.

El alargamiento bajo esta carga oscila entre el 2% para el algodón, 1,5% para el nylon, y 1% para el poliéster. Estos valores son los que se tienen en cuenta para el cálculo de los recorridos de tensado.

Por tratarse de tejidos, no es posible expresar las cargas en Kg. por unidad de sección transversal. La práctica normal es expresar las cargas en Kg por centímetro de ancho de la tela, y por tela, o sea, kg/cm tela. En unidades inglesas, se expresa en lb/pulgada (tela). De esta forma lo definen las normas DIN y la BS. No obstante, según las últimas recomendaciones de la ISO, se debe expresar en kg/cm, con independencia del número de telas.

La Tabla 4-VII indica los valores de las tensiones de trabajo recomendadas por un importante fabricante de bandas.

Otros aspectos importantes de las armaduras, pero de un carácter más práctico y que pasaremos a estudiar seguidamente, son:

- A) Número de telas máximo que permite obtener el acanalamiento de la banda sobre los rodillos.
- B) Número de telas máximo para soportar la carga.
- C) Elección del diámetro de tambores en función del número de telas.

A) Se comprende que si el número de telas que se obtiene para una banda es muy grande, la misma no se adapte a la artesa formada por los rodillos, a consecuencia de su gran rigidez. Las Tablas 4-VIII, 4-IX dan los valores recomendados para diversos tipos de tejidos.

B) Si el número de telas elegido es muy pequeño, la banda es demasiado flexible y carecerá de rigidez. Por tanto, el número de telas depende del peso específico y de la granulometría de los materiales a transportar. La Tabla 4-X muestra el número de telas a elegir en función de los materiales y granulometría.

C) Dijimos que los tejidos de la armadura o carcasa están embebidos en la goma de los recubrimientos; por consiguiente, al enrollarse sobre los tambores, se comportan como una lámina metálica curva, o sea, las fibras más alejadas del centro están sometidas a una mayor tensión que las más próximas.

Pueden aplicarse las fórmulas clásicas de resistencia de materiales para determinar las tensiones en las telas exteriores de la banda en función del número de ellas, de los diámetros de los tambores y del esfuerzo tangencial aplicado sobre la misma, pero ello

exige un estudio particular en cada caso. Por tanto, se emplean fórmulas prácticas para evitar cálculos complejos.

Una fórmula empleada por DIN 22.101 es la siguiente:

$$D = \frac{360 Ft}{p \text{ Pi Alfa Beta}} \quad \text{en la que:}$$

Ft = Esfuerzo tangencial en kg.

p = Capacidad de transmisión entre tambor y banda 1.600 a 2.000 kg/m²

Alfa= Arco abrazado en grados

Beta= Ancho de la banda en metros

Se observará que la base del cálculo reside en la capacidad de transmisión p.

En sus catálogos, los fabricantes indican cada tipo de tejido y número de telas, los diámetro corresponde al motriz y para los restantes se adoptan valores que son fracciones sencillas del diámetro del motriz, teniendo en cuenta que la gama de diámetros no sea grande, a efectos de la normalización.

La Table 4-XI indica los valores recomendados por un conocido fabricante de bandas.

RECUBRIMIENTOS.-

Como ya dijimos, son de goma; su espesor es mayor en la cara superior, que es la que lleva el material y que debe soportar los efectos erosivos y de impacto del mismo. La superficie del recubrimiento inferior es siempre lisa, pero la del superior, puede ser lisa o tener diversos tipos de impresiones o huellas.

Con la superficie lisa pueden transportarse materiales con una inclinación de hasta 20% máximo; pero si éstas son mayores, se requiere que tengan relieves o huellas. Una de las más populares es la llamada "espina de pescado" muy empleada en pequeñas cintas de altura variable. Las Figs. 4-44 y 4-45 muestran varios tipos de huella.

Respecto a los espesores, la Tabla 4-XII muestra los recomendados para diversas aplicaciones. Estos valores son orientativos, y siempre se debe consultar al fabricante.

Las calidades de goma empleadas son varias, según las aplicaciones y pueden clasificarse en:

1.- Anti-abrasivas con 3 grados

Grado A.- Compuesto a base de caucho natural, con buena resistencia a los cortes e impactos originados por los materiales pesados, y con buena resistencia a la abrasión. Se recomienda para el transporte de materiales pesados y cortantes, con cantos vivos, tales como: minerales metálicos, piedra arenisca, cuarzo, piritas, pizarras, escorias de altos hornos, coque y blinker frío.

Grado B.- Fabricado con caucho sintético y natural, siendo muy resistentes a la abrasión; empleado para el transporte de materiales con granulometría media tales como antracita, arena silicea, carbón, piedras calcáreas, cemento, arena gruesa, super-fosfatos, etc.

Grado S.- Fabricado con caucho sintético y natural, teniendo una dureza y resistencia a la abrasión. Empleada para el transporte de materiales ligeros y medianamente abrasivos con pequeña granulometría, tales como arcilla,

arena no silicea, cal, caolín, cemento en polvo, cereales, remolacha, sal, grava, etc.

2.- Termo-resistentes

Empleada para el transporte de materiales con temperaturas de hasta 180 °C aproximadamente; por ejemplo: en fábricas de cemento y siderúrgicas.

3.-. Oleo-resistentes

Para el transporte de materiales que pueden dejar huellas de aceite o grasa, pues éstas originan la dilatación del caucho natural y su rápida destrucción.

4.- Calidad Antillana

Empleada principalmente en las minas para reducir el riesgo de propagación de un incendio por combustión de la banda. Además se evita la formación de humo, que en una mina produciría casos de asfixia.

BANDAS CON ALMA DE ACERO (STEEL CORD).-

Modernamente, la tendencia es emplear en sustitución de los tejidos de algodón o de los sintéticos, carcacas o armaduras de acero. No obstante, se recuerda que ya en el año 1942, la firma americana Goodyear, fabricó la primera banda con carcaca de acero.

Están constituidas estas bandas por una capa de cables de acero en el sentido de la urdimbre, y por cables o textiles en el sentido de la trama, recubiertas de goma al igual que en las bandas ordinarias. Las ventajas principales son: una mucho mayor tensión de trabajo (hasta 1.000 kg/cm) y un mucho menor alargamiento (menor que 0,2%). Ello les confiere grandes ventajas en las bandas

de gran capacidad y longitud.

La Fig. 4-46 permite apreciar su disposición constructiva.

Los recubrimientos pueden fabricarse en las mismas calidades que en las bandas convencionales, y su resistencia a los impactos es también muy buena.

OTRAS CARACTERISTICAS DE LAS BANDAS.-

Además de las citadas, que son las principales, también deben tenerse en cuenta las siguientes:

- 1.- Adherencia entre las telas.
- 2.- Adherencia entre telas y recubrimientos.
- 3.- Resistencia en el sentido de la trama.
- 4.- Resistencia a la abrasividad.

No entraremos en detalle sobre estos puntos, citando a título orientativo que las normas DIN, BS y similares detallan perfectamente las mismas, y a ellas nos remitiremos.

CALCULO Y ELECCION DE LA BANDA.-

Por todo lo dicho, se comprende que el cálculo y elección de una banda requiere experiencia, siendo aconsejable la consulta a los fabricantes de las mismas.

El primer paso es la elección del número de telas (se supone calculando el ancho de la banda en función de la capacidad y velocidad). Para ello se debe tener en cuenta la tensión máxima T_1 y el ancho de banda. El número de telas viene dado por $n = (T_1)/(B(p))$, siendo p la tensión de trabajo en kg/cm por tela del tejido e

legido. La Tabla 4-VII indica los valores de las tensiones máximas de trabajo. El número de telas por este concepto tendrá que ser compatible con el número de telas necesarias para la adaptación a la artesa, y con el preciso número de ellas para soportar la carga.

Tal compatibilidad se determina con auxilio de las Tablas 4-IX y 4-X. .

A continuación, se fijarán las calidades y espesor de los recubrimientos en función del material a transportar, teniendo en cuenta su abrasividad, tamaño, impacto, posibles acciones químicas, etc. Para ello se utilizará la Tabla XI..

UNIONES DE LAS BANDAS.-

Se llevan a cabo mediante vulcanizado o por grapas metálicas, siendo preferida la unión por vulcanizado.

SELECCION DE BANDAS TRANSPORTADORAS.-

La selección de bandas transportadoras implica el conocimiento de:

- 1.- Las especificaciones del transportador y las condiciones de trabajo.
- 2.- Capacidad del transportador en t/h o m³/h.
- 3.- Distancia de transportación y recorrido de la banda.
- 4.- Tipo de material, peso por m³, tamaño del material, actividad química, temperatura y consistencia.
- 5.- Condiciones de carga.

ANCHO DE BANDA B (mm).-

El ancho mínimo de banda es determinado tomando en consideración el tamaño y el tipo de material. La Tabla 4-XIII indica los valores de guía para B mínimo en (mm).

VELOCIDAD DE BANDA v (m/seg).-

La máxima velocidad de la banda es determinada tomando en consideración la densidad del material, el tamaño, altura de caída y ancho de banda. La Tabla 4-XIV indica los valores guías para la máxima velocidad de banda en (m/seg).

CAPACIDAD Q_t (m^3/h).-

La capacidad teórica Q_t (m^3/h) de la banda transportadora es calculada de acuerdo a la sección transversal de la corriente del material y de la velocidad de la banda (m/s). El ángulo básico β es parte de la sección transversal de la corriente del material, y la experiencia muestra que para la mayoría de los materiales, un margen de seguridad adecuado es obtenido con $\beta = 15^\circ$. Para material seco y en polvo, es recomendado $\beta = 10^\circ$.

Las Tablas 4-XVI, 4-XVII y 4-XVIII indican la capacidad teórica $Q't$ (m^3/h) a una velocidad de la banda de 1 m/s, válido para transporte horizontal, operación continua con alimentación uniforme. Para operación intermitente y alimentación irregular, hay que hacer una consideración especial cuando se estipule la capacidad requerida.

La Tabla 4-XV indica el factor de corrección para transporte inclinado o descendente.

Con el mínimo ancho de banda B (mm) y $Q't$ (m^3/h) a 1 m/s como valores de entrada para las Tablas 4-XVI, 4-XVII y 4-XVIII, la capacidad teórica Q_t (m^3/h) es calculada así:

- $Q't = (Q2)/(v) (\text{gama}) (k) = (Q1)/(v) (k) \quad (\text{m}^3/\text{h})$
 $Q't = \text{capacidad teórica a 1 m/s} \quad (\text{m}^3/\text{h})$
 $Q1 = \text{capacidad requerida} \quad (\text{m}^3/\text{h})$
 $Q2 = \text{capacidad requerida} \quad (\text{t/h})$
 $v = \text{velocidad máxima recomendada de la} \quad (\text{m/s})$
 banda, Tabla 4-XXIV.
 $\text{Gama} = \text{densidad del material, Tabla 4-XXIX.} \quad (\text{t/m}^3)$
 $k = \text{factor de corrección para transporta-} \quad (\text{t/m}^3)$
 ción inclinada o descendente. Ver Tabla 4-XV.

Generalmente, el ángulo Lamb. debe ser escogido en el área superior porque los problemas de desperdicios son minimizados. El tipo de banda finalmente determinado controla que la banda vacía pueda funcionar con el ángulo Lamb. escogido. Consultar la Tabla 4-XXVII.

La capacidad teórica $Qt = Q't (v) (k) \quad (\text{m}^3/\text{h})$

REQUERIMIENTOS DE POTENCIA N_n (KW) .-

La potencia teórica N_n (kw) necesaria para transportar, se compone de:

- $N1 = \text{Potencia requerida para conducir el transportador vacío}$
 $N2 = \text{Potencia requerida para transportar el material a un mismo nivel}$
 $N3 = \text{Potencia requerido para elevar o descender el material}$
 $N4 = \text{Potencia adicional requerida para las guías o faldas de caucho y rascadores.}$

$$N_n = N1 + N2 + N3 + N4 \quad (\text{kw})$$

$$N1 = \frac{G (L + I) f v}{102}$$

G = Peso de las partes móviles del transportador, Tabla XIX (kg/m)

L = Distancia entre centros (m)

I = Adición a la distancia L para incluir las resistencias causadas por la flexión de la banda sobre los tambores y el torque, y fricción de la carga y de los rascadores, así como su inercia (m), Tabla 4-XX.

F = Coeficiente de fricción de los rodillos, Tabla 4-XXI.

$$N2 = \frac{Q(L + I) f}{367}$$

$$N3 = \frac{Q \times H}{367}$$

H = $L \sin \theta$ (m), es la altura vertical para elevar o bajar el material. H es positivo para transporte ascendente y negativo para descendente.

N4 = Potencia adicional. Se la calcula con la Tabla 4-XXII.

CAPACIDAD DEL MOTOR ELECTRICO.-

$$N_m = \frac{N_n}{\text{factor de eficiencia}}$$

El factor de eficiencia, si no se conoce, puede ser asumido como 0,85 a 0,95.

TENSION DE TRABAJO p (N/mm).-

Cuando es conocida la potencia teórica necesaria N_n en kilovatios, la tensión efectiva $P(N)$, la máxima tensión de la banda $T_1(N)$ y la tensión de trabajo de la banda $p(N/mm)$ pueden ser calculados.

La tensión de trabajo p es usada para la determinación del tipo de la banda y los siguientes puntos deben ser tomados en consideración:

- 1.- Si el torque de arranque es limitado a un máximo de 1,4 veces el torque normal, la potencia normal N_n puede ser usada para calcular la tensión de trabajo.
- 2.- En transportadores más grandes, donde masas grandes son puestas en movimiento, deben hacerse o considerarse tolerancias para la aceleración y para las fuerzas de aceleración que se presenten.

Si la información posterior en referencia con el cálculo de las fuerzas de aceleración, así como los sistemas de arranque no están bien definidos, se debe consultar al fabricante.

Bajo condiciones normales de operación, la tensión de trabajo p tiene la más alta influencia sobre la banda.

A continuación, las fórmulas en relación a lo anteriormente expresado, son detalladas:

$$P = \text{Tensión efectiva (N)} ; P = \frac{N_n \times 1.020}{v}$$

$$T1 = \text{Máxima tensión de la banda (N)} ; T1 = P \times p ;$$

m se lee en la Tabla XXIII.

$$m = \text{Factor de ccionamiento} ; m = 1 + \frac{1}{e^{ua} - 1}$$

$$T2 = \text{Pretensión (N)} ; T2 = T1 - P$$

$$p \text{ (N/mm)} == \text{Tensión de trabajo} ; p = \frac{T1}{B}$$

Cada tipo de banda indica la tensión de trabajo máxima permi-

sible p ; de esta manera, se escoge el tipo de banda de acuerdo al valor p calculado.

Si la banda es expuesta a una tensión extraordinaria bajo la carga, o en el transporte, estas influencias resultan en tensiones locales excediéndose la tensión de trabajo calculada. En tales casos, debe ser escogida una construcción de banda más pesada.

SELECCION DEL TIPO DE BANDA.-

El tipo de banda puede ser determinado por medio de:

- 1.- Las Tablas de especificaciones de resistencias de las bandas.
- 2.- Con la tensión de trabajo calculada.
- 3.- Con las dimensiones de recubrimiento recomendadas en las Tablas 4-XXIV y 4-XXV.

CONTROL DE "G" (kg/m) PESO DE LAS PARTES MOVILES DEL TRANSPORTADOR.-

Una vez que se han determinado el tipo de banda y las especificaciones del transportador, el valor real G de las partes móviles del transportador puede ser calculado y comparado con el valor de G que está tabulado en la Tabla 4-XIX.

Si la comparación da una gran diferencia que influenciará la tensión de trabajo p (N/mm), el cálculo debe ser repetido con el valor real de G .

$$G = 2 G b + G_{ro}/s_1 + G_{ru}/s^2$$

G = Peso de las partes móviles del transportador. Tabla XIX (kg/m).

G_b = Peso de la banda, Tabla 4-XXVI.

Gro = Peso de los rodillos superiores, Tabla XIX (kg)

Gru = Peso de los rodillos inferiores, Tbla XIX (kg)

s1 = Distancia entre los rodillos superiores (m)

s2 = Distancia entre los rodillos inferiores (m)

* Si el valor real de G se desvía considerablemente del valor usado en primera instancia en la Tabla XIX: N1, Nn y p deben de ser corregidos.

DEFLEXION DE LA BANDA MAXIMA PERMISIBLE.-

La deflexión de la banda entre los rodillos superiores e inferiores es dependiente de la distancia entre rodillos superiores, de la tensión de la banda, así como del peso de la banda y del material.

En la práctica, una deflexión (q/s) permisible = 0,005 a 0,02 es aceptable.

La tensión mínima de la banda (N) para mantener el límite de la deflexión (q/s) permisible, puede ser calculada de acuerdo a la siguiente fórmula:

Rodillos Superiores:

$$T \text{ mín mayor o igual a } \frac{s1 (Gb + Gm) g}{8 (q/s) \text{ perm}} \quad (N)$$

Para los rodillos inferiores:

$$T \text{ mín mayor o igual a } \frac{s2 Gb g}{8 (q/s) \text{ perm}} \quad (N)$$

g = Aceleración debido a la gravedad $g = 10 \text{ m/s}^2$

Gm = Peso del material en Kg/metro de banda

q = Deflexión o flecha entre rodillos (m)

Los valores de tensión de la banda menores que T mín no deben

ser usados en ningún punto del transportador.

Si se presentan valores más bajos de los mínimos, la distancia entre rodillos debe ser reducida, o la pre-tensión debe de ser incrementada.

En ambos casos, la tensión de trabajo p (N/mm) debe ser chequeada para ver si no excede la p perm. (N/mm).

CALCULO Y PROYECTO DE LA CINTA O BANDA TRANSPORTADORA.-

(APLICACION A NUESTRO CASO PARTICULAR).-

Datos del proyecto:

Material: pasta de cacao líquida

Densidad: $\gamma = 1,037 \text{ T/m}^3$

Capacidad: $Q = 0,8 \text{ T/h}$, operación continua

Tamaño de los Pedazos: 50 mm máximo

Distancia entre centros: 18,5 metros

Angulo de inclinación: $\alpha = 0^\circ$

Temperatura del material: 35° bajando hasta máximo - 5°

ANCHURA DE BANDA Y VELOCIDAD DE BANDA.-

De la Tabla XVI (clasificado, longitud del borde más grande 125 mm), B mínima = 650 mm, pero por requerimientos del proceso, B requerida = 1.800 mm.

La velocidad de la banda según la Tabla XIV sería como máximo 3,55 m/s, pero por requerimientos del proceso, v requerida = 0,0355 m/s.

CAPACIDAD Q_t (m^3/h).-

Capacidad requerida $Q_2 = 0,8$ T/h

$$\begin{aligned} \text{Capacidad teórica } Q't &= (Q_2)/(v)(\gamma)(k) = (0,8) \\ &= (0,8)/(0,0355)(1,037)(1) \\ &= 21,73 \text{ m}^3/h \end{aligned}$$

$$Q_t = Q't v k = (21,73) (0,0355) (1) = 0,8 \text{ T/h} = Q_2$$

k = factor de capacidad, si $F_i = 0^\circ$ $k = 1$

REQUERIMIENTOS DE ENERGIA.-

N_1 (kw) Energía requerida para mover el transportador vacío:

$$N_1 = \frac{G (L + I) f v}{102} = \frac{232 (18,5 + 50) (0,020) (0,0355)}{102}$$

$$N_1 = 0,11 \text{ kw}$$

$s_1 = 0,25$ m Tabla XIX.

$s_2 = 1,50$ m Tabla XIX.

$G_b =$ (promedio) = 24,78

$G_{ro} = G_{ru} = 39$ (transportador liviano)

ϕ (mm) rodillos de carga y de retorno: 133 mm

$$G = 2 G_b + G_{ro}/s_1 + G_{ru}/s_2 = 2(24,78) + 39/0,25 + 39/1,5$$

$$G = 232$$

De la Tabla XX, L menor de 30 metros, $I = 50$ m

f , de la Tabla XX, valor standard para transportadores calidad normal 0,020

ENERGIA REQUERIDA PARA TRANSPORTAR EL MATERIAL N_2 (kw):

$$N_2 = \frac{(Q) (L + I) f}{367} = \frac{(0,8) (18,5 + 50) 0,02}{367} = 0,003 \text{ kw}$$

ENERGIA REQUERIDA PARA ELEVAR EL MATERIAL N3 (kw).-

$$N3 = \frac{Q H}{367} = \frac{(0,8) (0)}{367} = 0$$

ENERGIA ADICIONAL N4 (Kw).-

$$N4 \text{ (rascador)} = 2,2 (0,0355) = 0,0781$$

$$N4 \text{ (faldas para evitar derrame a todo lo largo)} = \\ (0,08) (0,0355) (37) = 0,105 \text{ kw}$$

ENERGIA TEORICA DEL MOTOR Nn (kw).-

$$Nn = (0,11) + 0,003 + 0 + 0,1831 = 0,2961 \text{ kw}$$

CAPACIDAD DEL MOTOR Nm.-

$$Nm = \frac{0,2961}{0,75} = 0,3948 \text{ kw}$$

TENSION EFECTIVA P (N).-

$$P = \frac{Nm \cdot 1.020}{v} = \frac{0,2961 \times 1.020}{0,0355} = 8.507 \text{ N}$$

TENSION MAXIMA DE LA BANDA T1 (N).-

m de la Tabla XXIII arreglo polea conductora a Alfa = 210 °, des-
nuda, húmeda igual a 1,93.

$$T1 = Pm = 8.507 \times 1,93 \times 1,2 = 19.702 \text{ N}$$

Para tensor de husillo de Alfa desde 120 a 220 °, multiplicar por
1,2.

TENSION DE TRABAJO.-

$$p = T1/B = 19.702/1.800 = 10,94 \text{ N/mm}$$

SELECCION DEL TIPO DE BANDA.-

El torque inicial es limitado a máximo 1,4 veces el torque normal del motor cuando se escoge un motor jaula de ardilla y em-
bregue hidrodinámico.

Parte de la Carga:

30 v/L	Tipos de recubrimiento	Poco abrasivo 10 a 50 mm
0,075	AR, A, B	2,5 mm

Parte de retorno:

Propiedades del material	Espesor de recubrimiento
Poco abrasivo	1 mm

CLAVE DEL SISTEMA.-

El programa 8, tipo IW E P 200/2,1 + 1

Unión Mecánica: 16 N/mm es mayor a 10,94 N/mm

Espesor aproximado mínimo: 3,6 mm

Peso aproximado: 5,1 kg/m²

CONTROL DEL VALOR G.-

$$G = 2 G_b + \frac{G_{ro}}{s_1} + \frac{G_{ru}}{s_2}$$

Peso de la banda = 5,1 kg/m² para (1,8 m de ancho) = 9,18 kg/m

$$\text{luego, } G = 2 (9,18) + \frac{39}{0,25} + \frac{39}{1,5} = 200,36 \text{ es menor que } 200$$

$$\begin{aligned} \text{Luego, } N1 \text{ (recalculada)} &= \frac{G (L + I) f v}{102} = \\ &= \frac{200,36 (68,5) (0,02) (0,0355)}{102} = 0,095 \text{ kw} \end{aligned}$$

$$N1 \text{ original} - N1 \text{ de control} = 0,11 - 0,095 = 0,015 \text{ kw}$$

$$\text{luego, } Nn = 0,3948 - 0,015 = 0,3798 \text{ kw} \quad (0,51 \text{ HP})$$

DEFLEXION ENTRE RODILLOS MAXIMA (q/s) perm.-

La deflexión es fijada en: 0,010

$$\begin{aligned} T \text{ mín: } \frac{(s1) (Gb + Gm) (q)}{8 (q/s)} &= \frac{(0,25) (9,18 + 6,25) (10)}{8 (0,01)} = \\ &= 482 \text{ N} \end{aligned}$$

$$Gm = \frac{Q}{v (3,6)} = 6,25 \text{ kg/m}$$

Tensión de banda en la cola para el tensado de la banda:

$$T = \frac{Gk (q)}{2}$$

$$Gk = \frac{2 Nn (m - 1) (102)}{v} + 2 (L1 (Gb + \frac{Gru}{s2}) f - (H1) (Gb))$$

$$Gk = \frac{2(0,2961)(1,93 \times 1,2 - 1) 102}{0,0355} + 2(18,5 (9,18 + \frac{39}{1,5}) 0,02 - 0$$

$$Gk = 2.265 \text{ Kg}$$

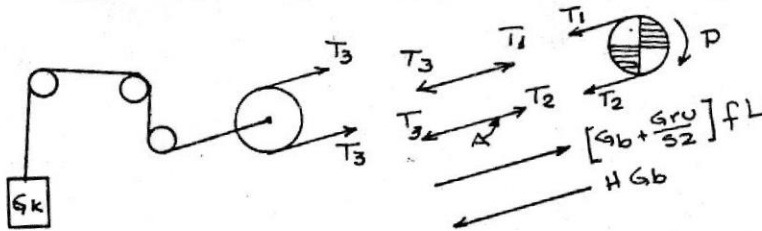
$$T = \frac{2.265 \times 10}{2} = 11.325 \text{ N} \text{ que es mayor que } T \text{ mín } 482; \text{ por}$$

tanto, será imposible la deflexión.

DIAMETROS DE LOS TAMBORES.- Tabla 4-XXVIII.-

Tambor Motriz	160 mm
Tambor de Retorno	160mm
Snub o Tambor Adicional	125 mm

DETERMINACION DE LAS FORMULAS DE CONTRAPESO.-



Sumatoria F = 0 (en el tramo A).

$$T2 - T3 + (Gb + \frac{Gr}{s^2}) fL - H Gb = 0$$

$$T3 = T2 + (Gb + \frac{Gr}{s^2}) fL - H Gb$$

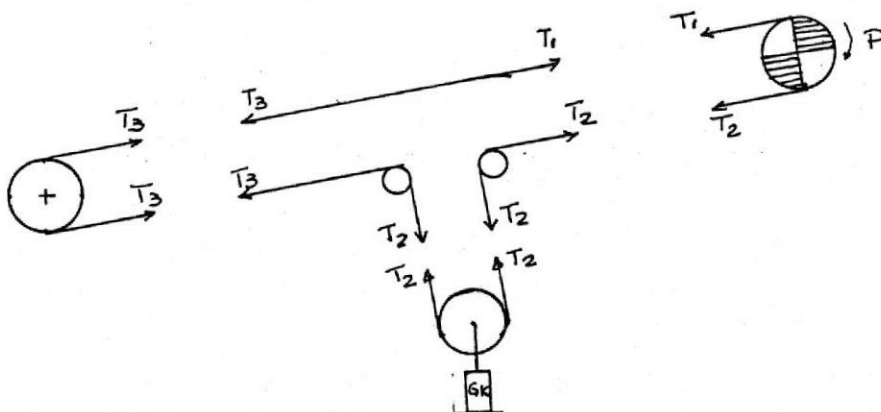
=====

$$T2 = T1 - P = Pm - P = P(m-1)$$

$$P = \frac{Nn \ 102}{v} ; \quad T2 = \frac{Nn \ 102}{v} (m-1)$$

$$T3 = \frac{Nn \ 102}{v} (m-1) + (Gb + \frac{Gr}{s^2}) fL - H Gb$$

Gk = 2 T3 , valor del contrapeso cuando éste se coloca en la cola



Gk = 2 T2, valor del contrapeso cuando éste se coloca cerca del grupo motriz.

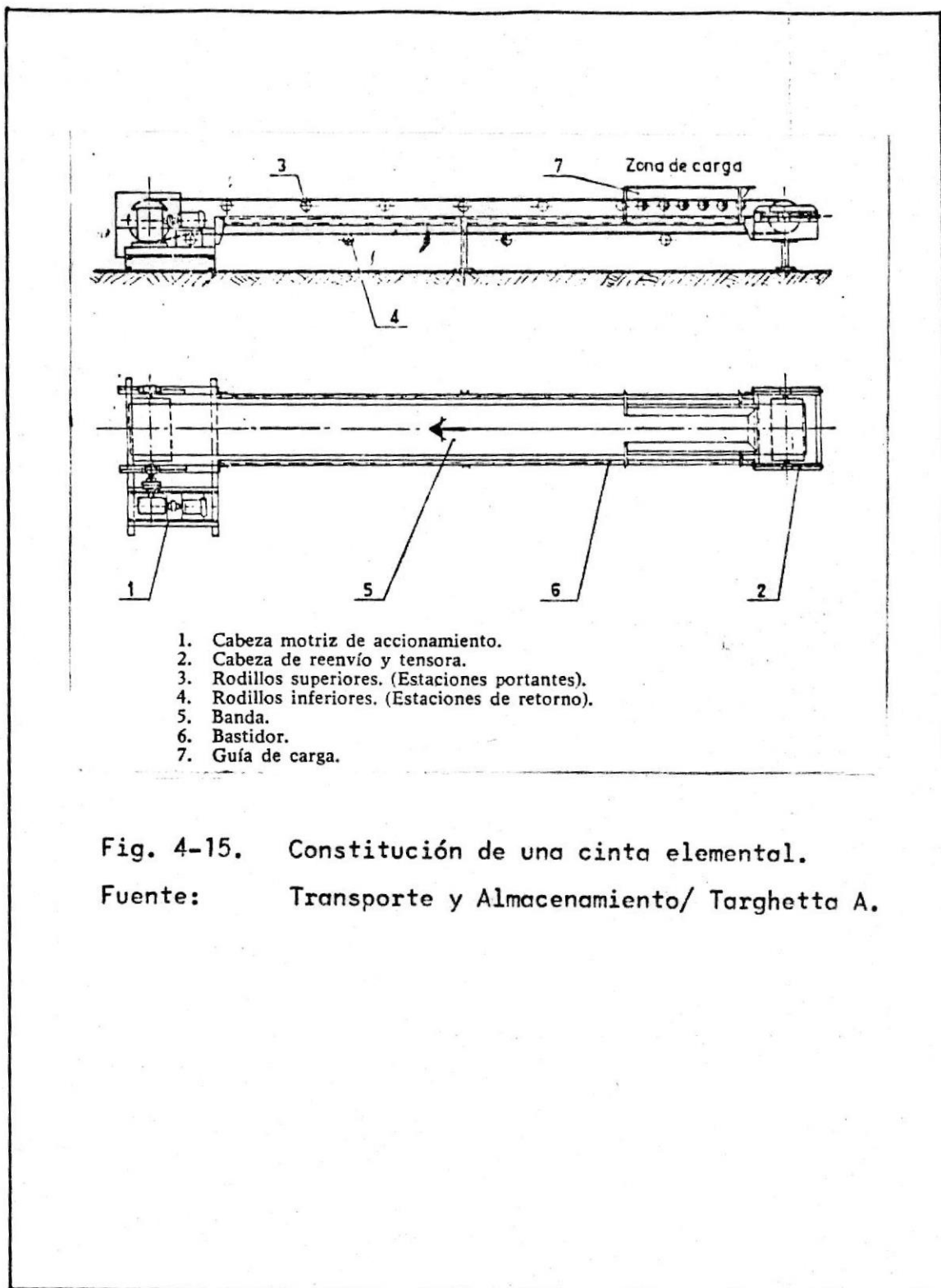


Fig. 4-15. Constitución de una cinta elemental.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

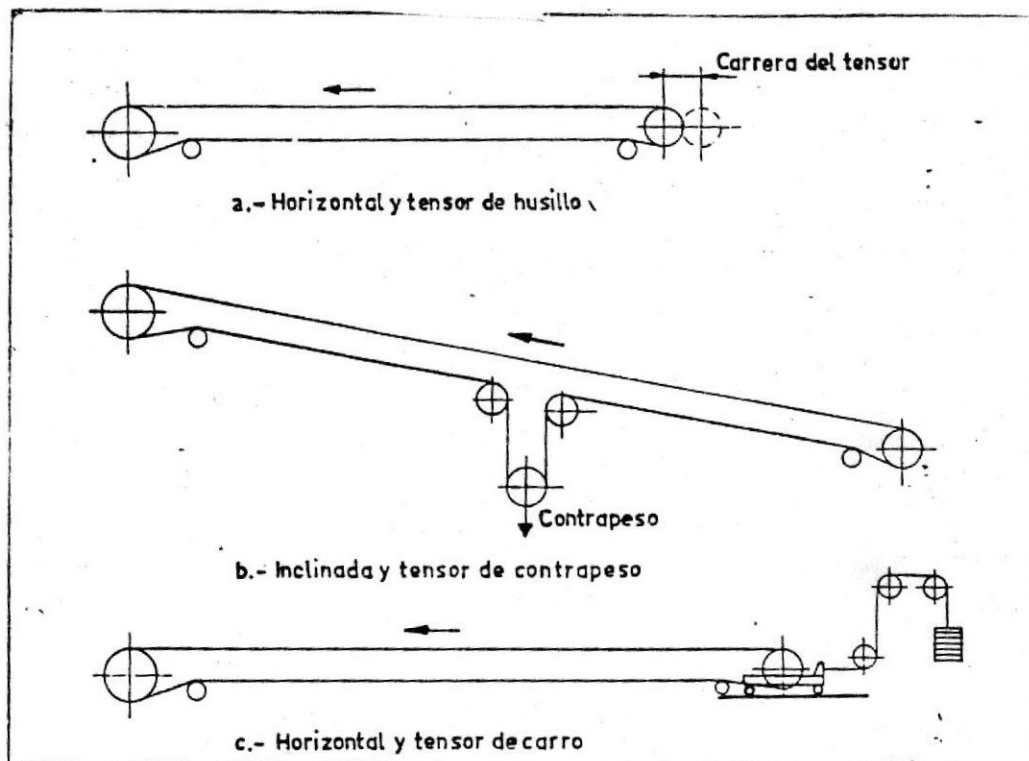
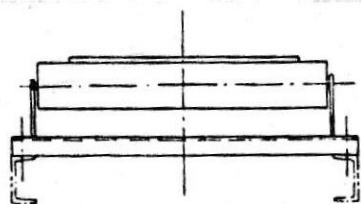
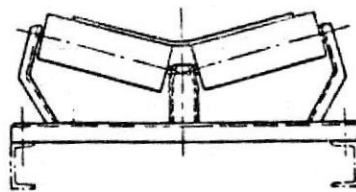


Fig. 4-16. Disposiciones de sistemas de tensado y trazado.

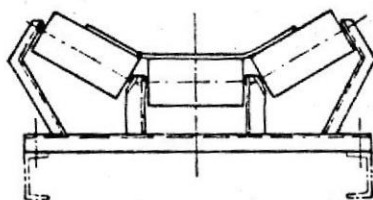
Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.



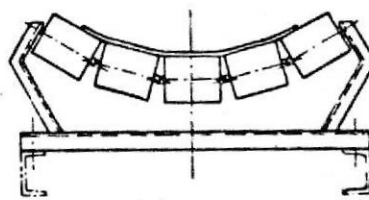
a.- Portante plana



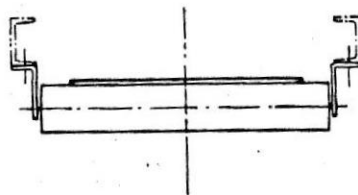
b.- Portante en bina



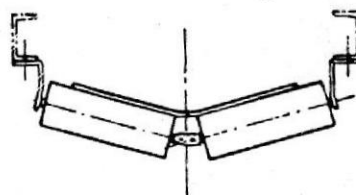
c.- Portante en terna



d.- Portante en catenaria



e.- Retorno plana



f.- Retorno en bina

Fig. 4-17. Disposiciones diversas de estaciones portantes y de retorno.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

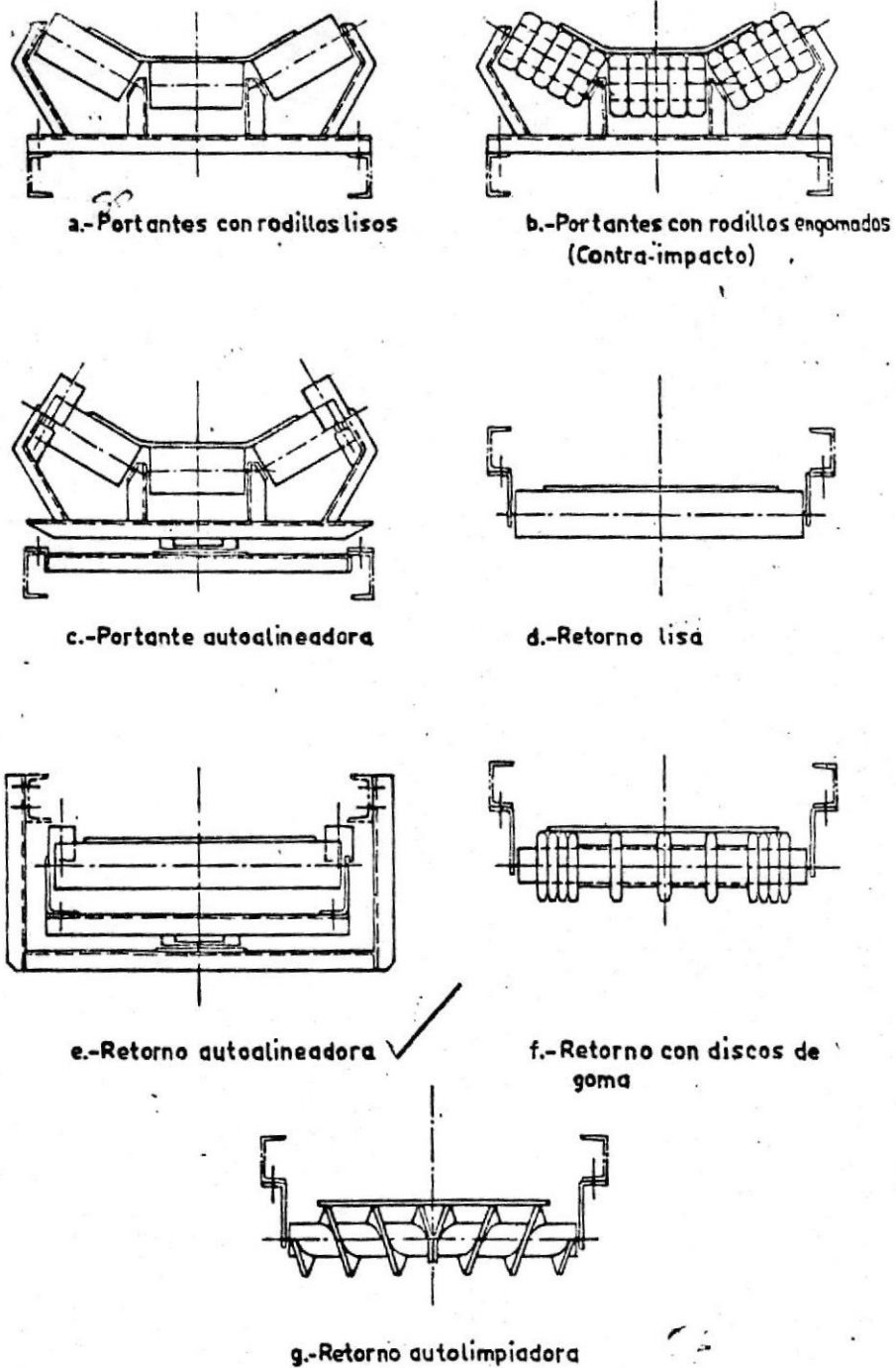
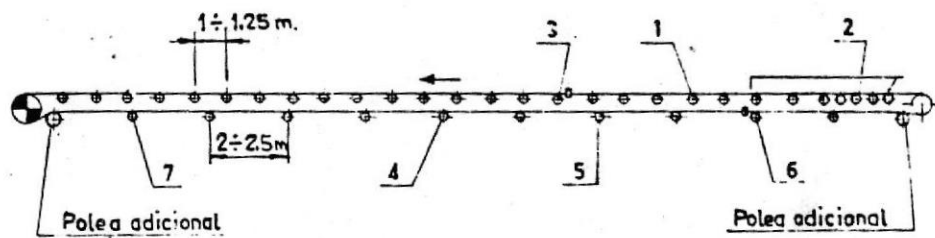


Fig. 4-18. Distintos tipos de estaciones portantes y de retorno.

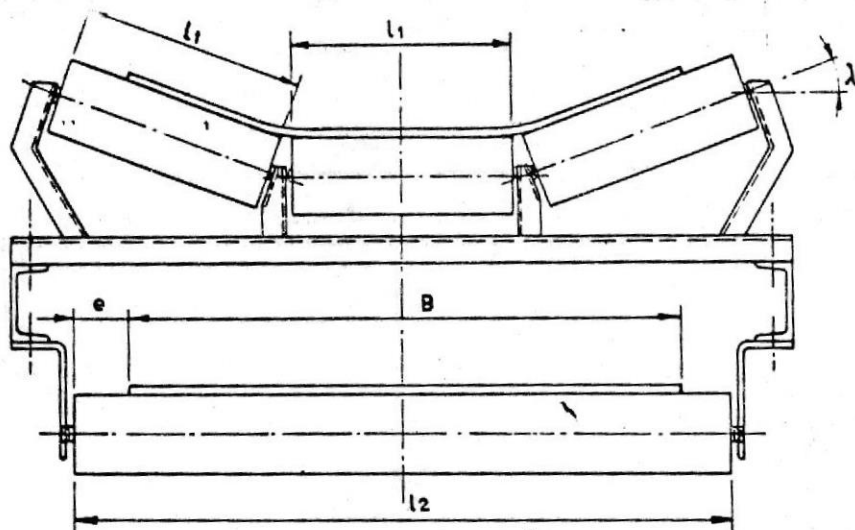
Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.



- | | |
|--|--|
| 1. Estación portante con rodillos lisos. | 5. Estación de retorno con discos de goma. |
| 2. Estación portante con rodillos engomados. | 6. Estación de retorno autoalineadora. |
| 3. Estación portante autoalineadora. | 7. Estación de retorno autolimpiadora. |
| 4. Estación de retorno lisa. | |

Fig. 4-19. Disposición de rodillos sobre una cinta.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

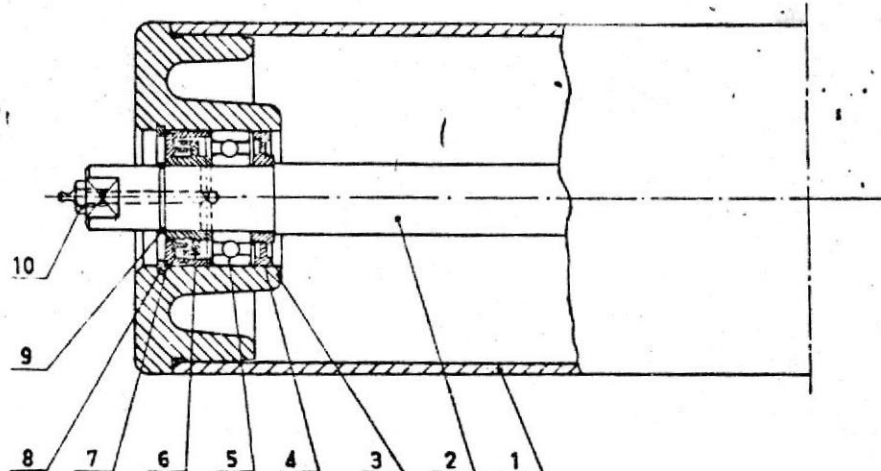


B	l_1	l_2	e
500	200	600	50
650	250	750	50
800	315	950	75
1000	380	1150	75
1200	465	1400	100
1400	530	1600	100
1600	600	1800	100
1800	670	2000	100
2000	750	2200	100

El ángulo de inclinación λ depende del tipo y de la anchura de la banda, cuyos valores son 20°, 25° y 30°. En bandas especiales son admisibles los ángulos de 35° y 45°.

Fig. 4-20. Tabla de normalización según "FEM".

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.



1. Tubo

2. Eje

3. Cubo

4. Cierre interior

5. Rodamiento

6. Anillo interior

7. Anillo exterior

8. Muelle de apriete

9. Aro

10. Engrasador

Fig. 4-21. Rodillo con estanqueidad de laberinto.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

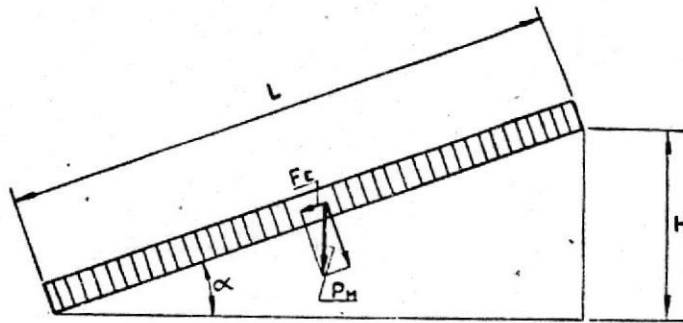


Fig. 4-22. Descomposición de fuerzas del peso del material.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

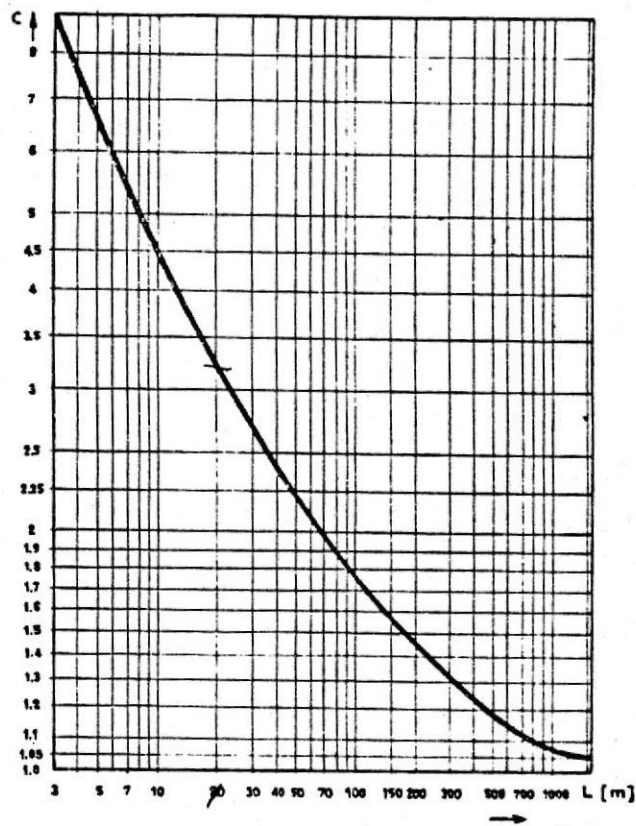


Fig. 4-23. Coeficiente $C = f(L)$.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

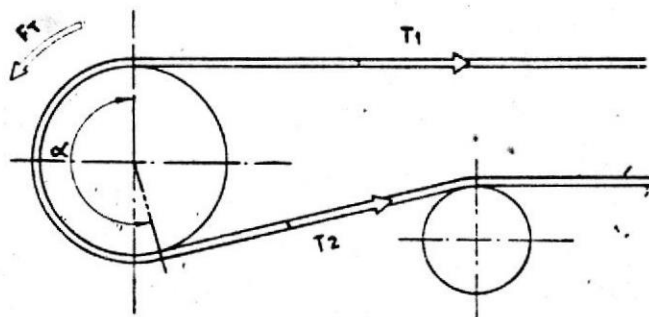
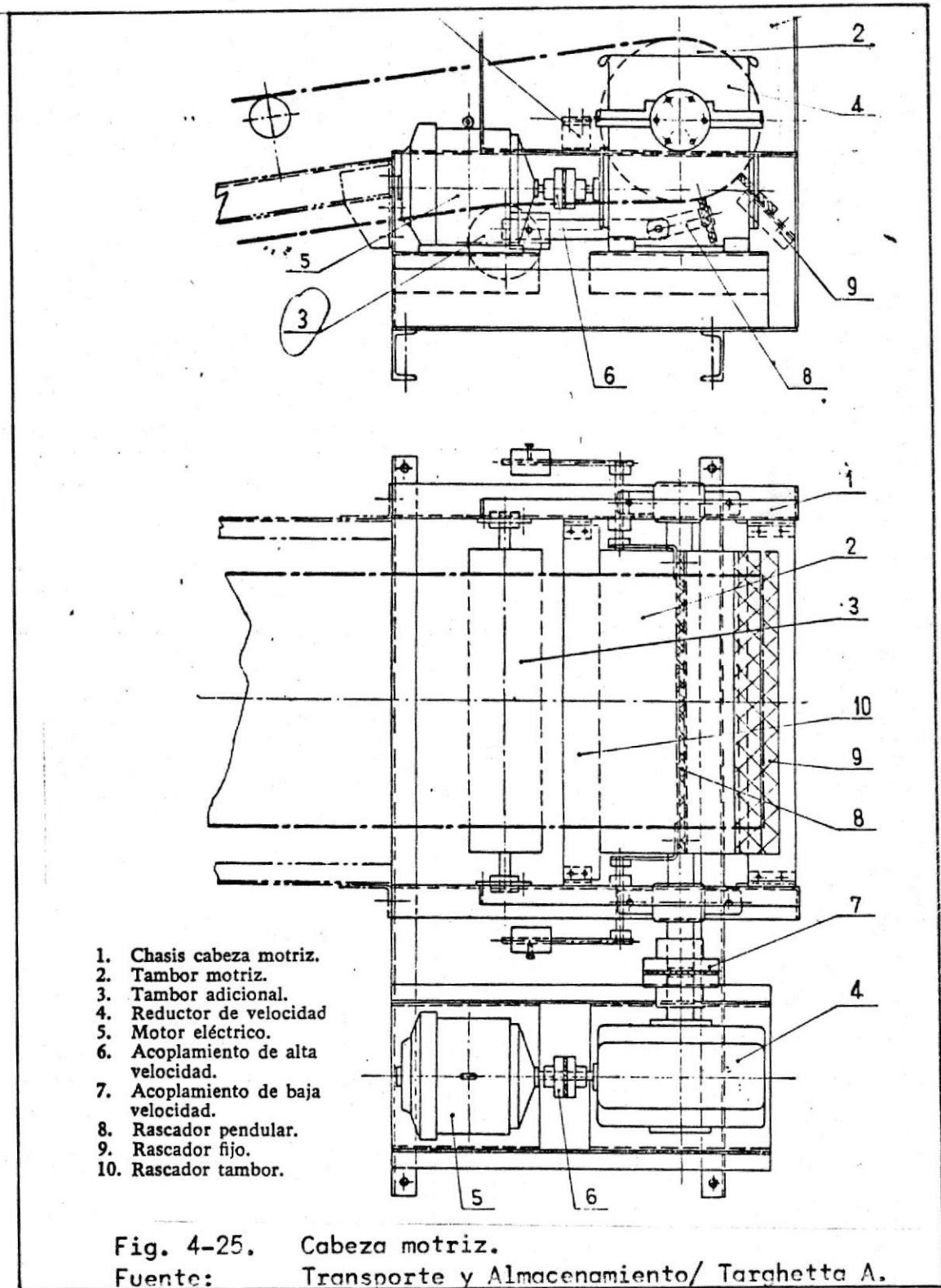


Fig. 4-24. Arrastre en el tambor.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.



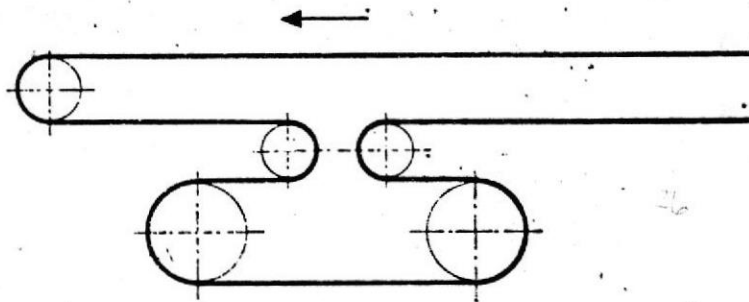


Fig. 4-26. Cabeza motriz tipo tándem con accionamiento individual de los tambores motrices.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

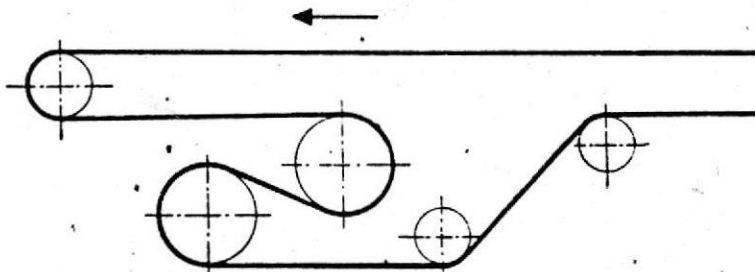


Fig. 4-27. Cabeza motriz tipo tándem con accionamiento por motor único (tambores motrices enlazados por engranajes.)

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

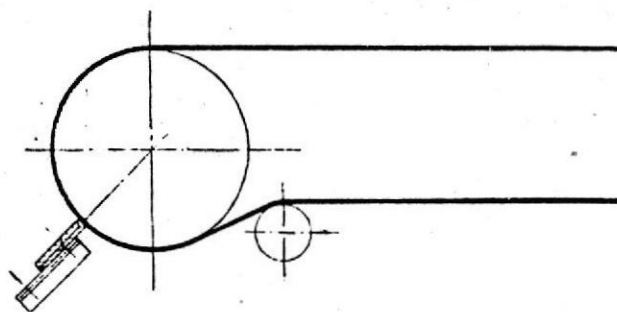


Fig. 4-28. Rascador fijo.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

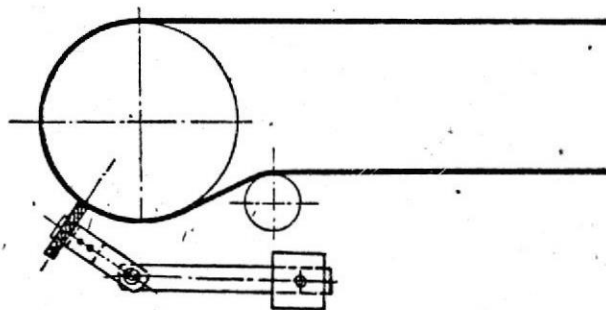


Fig. 4-29. Rascador pendular.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

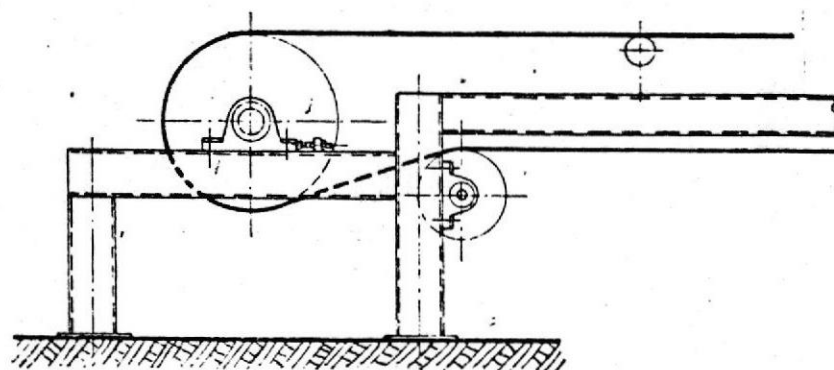
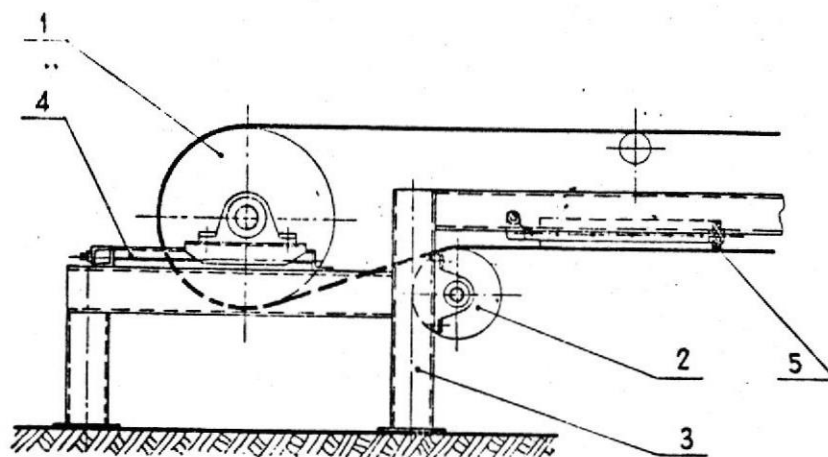


Fig. 4-30. Estación de reenvío.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.



- 1.-Tambor de reenvío
- 2.-Tambor adicional
- 3.-Bastidor
- 4.-Husillo de tensado
- 5.-Rascador en V

Fig. 4-31. Estación tensora de husillo.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

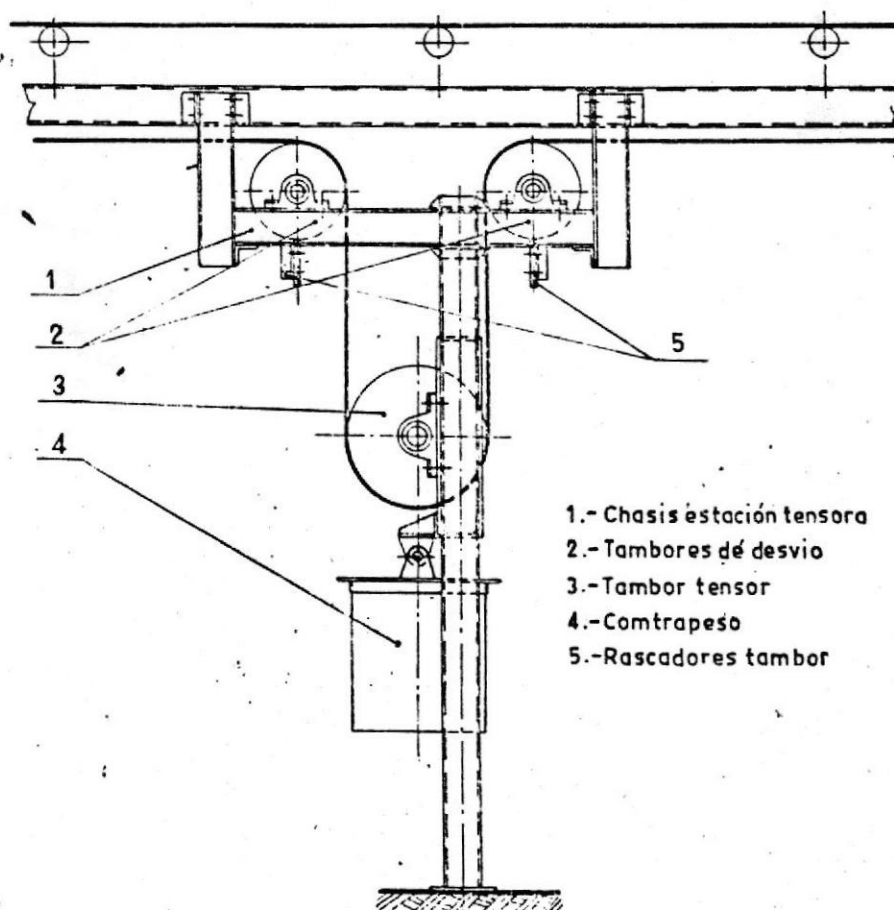


Fig. 4-32. Estación tensora de contrapeso.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

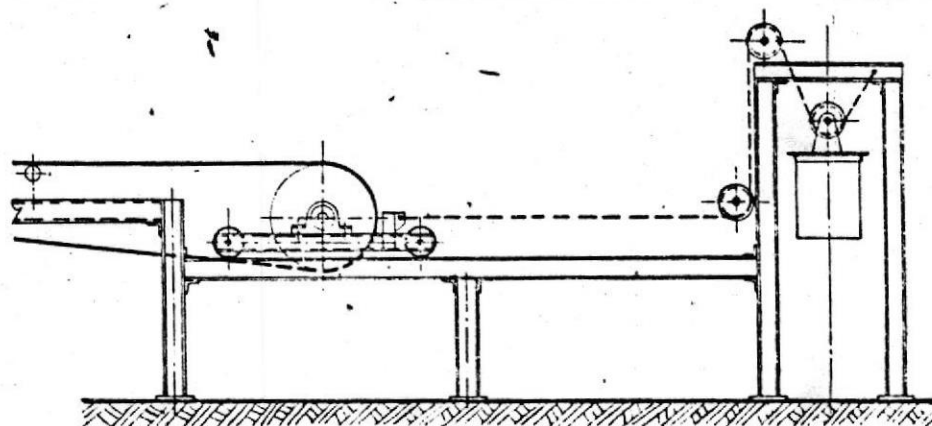


Fig. 4-33. Estación tensora de carro.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

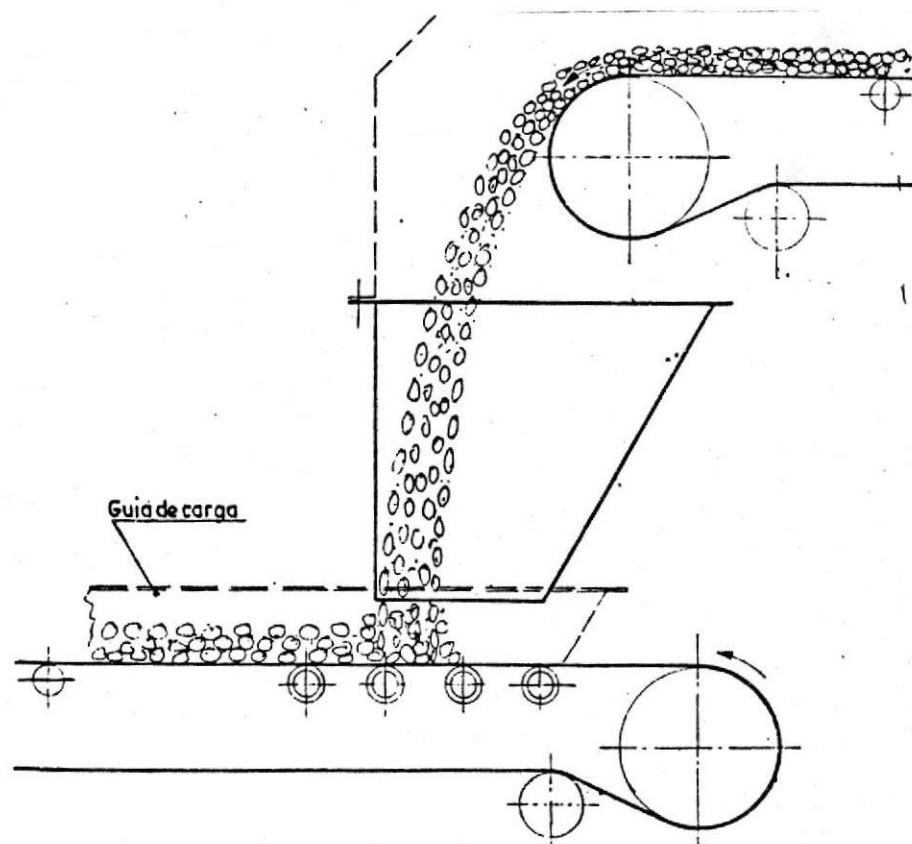


Fig. 4-34. Tolvin de descarga normal.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

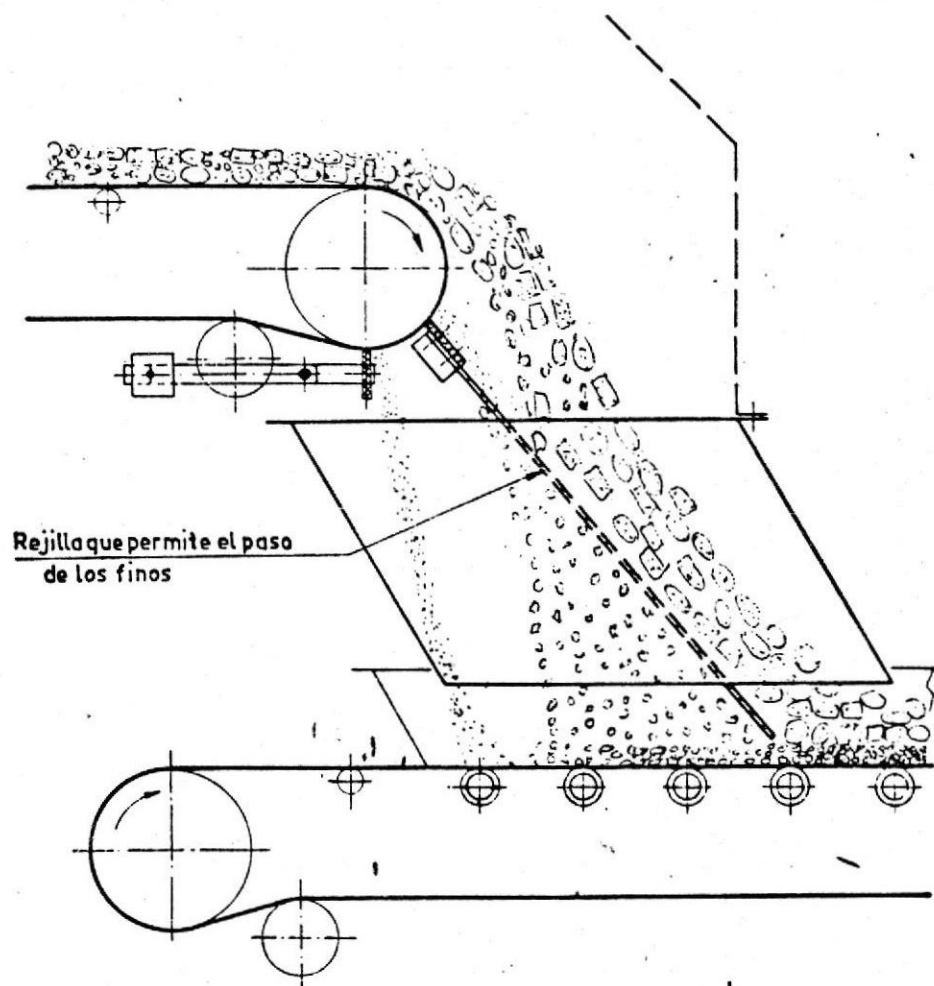


Fig. 4-35. Tolvín de descarga con rejilla para finos.
Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

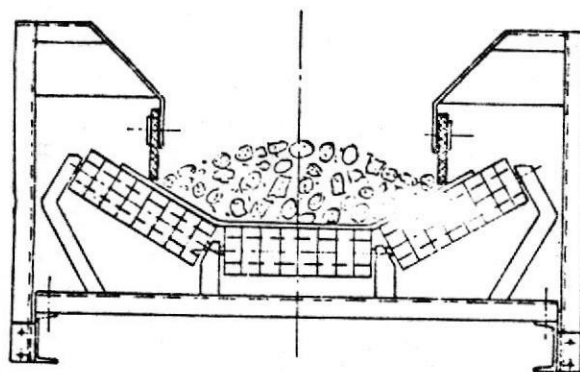


Fig. 4-36. Guía de carga en sección.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

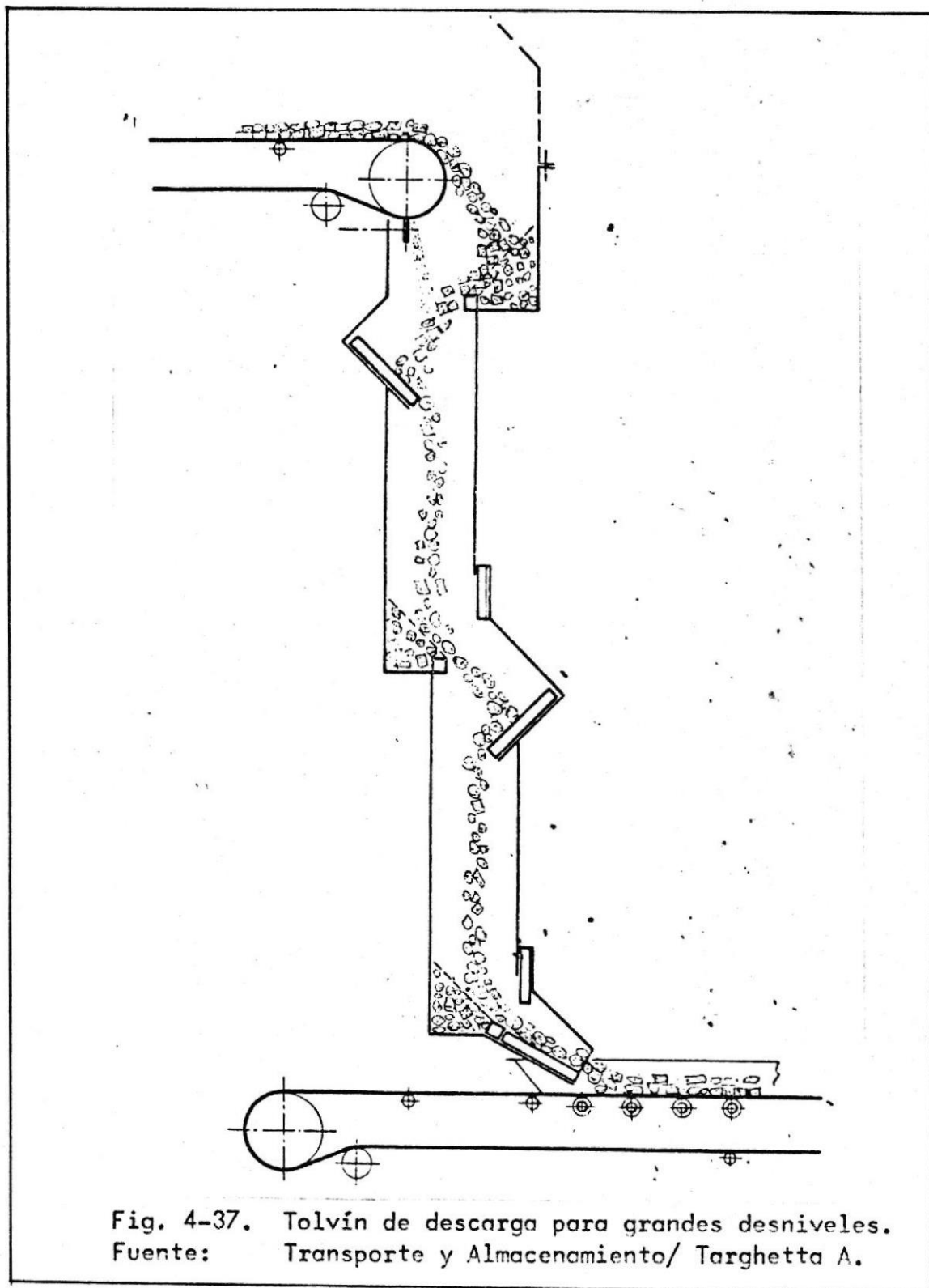


Fig. 4-37. Tolvín de descarga para grandes desniveles.
Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

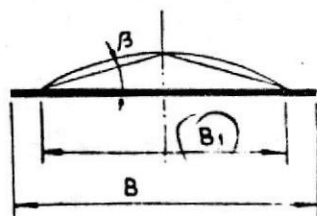


Fig. 4-38.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

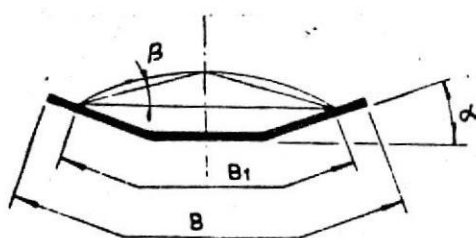


Fig. 4-39.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

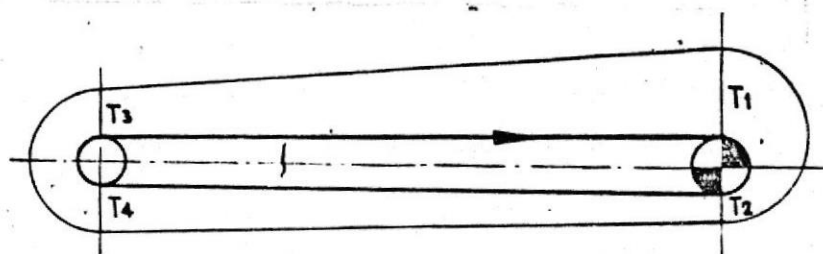


Fig. 4-40. Diagrama de tensiones de una cinta horizontal.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

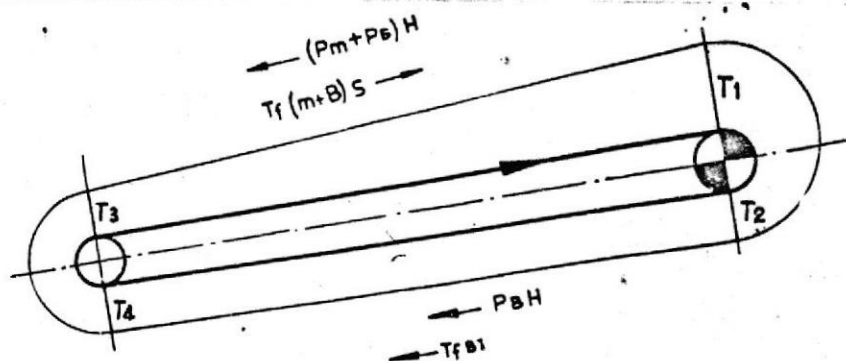


Fig. 4-41. Determinación de T_3 T_4 en una cinta inclinada.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

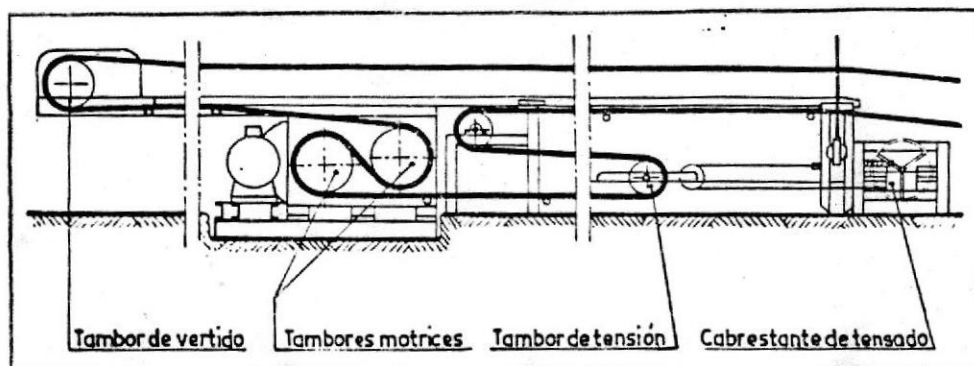


Fig. 4-42. Tensor de lazo.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/Targhetta A.

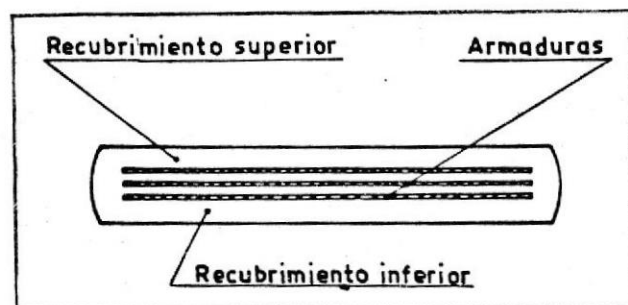


Fig. 4-43. Banda con armadura textil.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

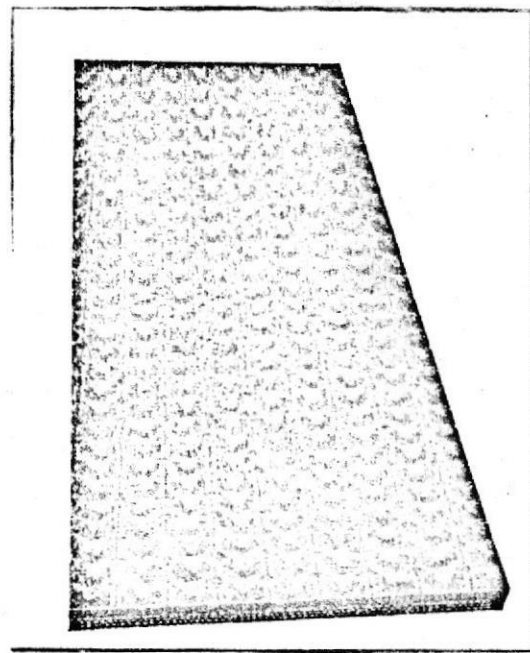
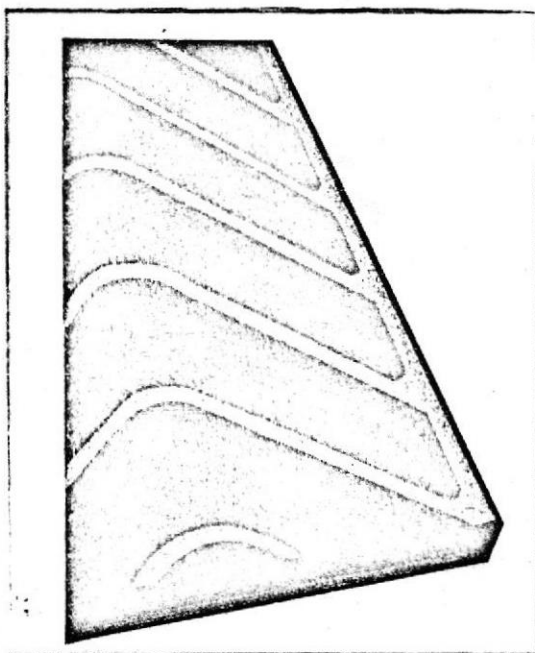
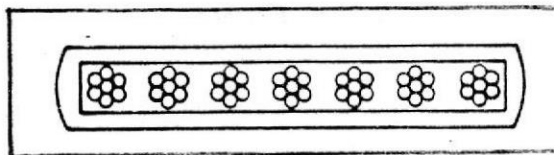


Fig. 4-44. Correa de nervios
en V.

Fig. 4-45. Correa Stargrip.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.



, Fig. 4-46. Banda Steelcord.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

ANCHO DE BANDA EN FUNCION DEL TAMAÑO DEL MATERIAL

Ancho de banda	Tamaño máximo del material (mm.)		Ancho de banda	Tamaño máximo del material (mm.)	
	Uniforme	Todo uno **		Uniforme	Todo uno **
500	90	150	1.400	380	650
650	125	225	1.600	400	750
800	190	330	1.800	—	—
1.000	250	450	2.000	—	—
1.200	300	525	—	—	—

** El "todo uno" es una mezcla de terrones y finos, en la que el 90 % es menor del tamaño máximo y el 75 % menor que la mitad del mismo.

Tabla 4-I.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

CALCULO DE LA VELOCIDAD

Velocidad máxima recomendada para bandas (en m/minuto)

Ancho de banda	Tipo del material a transportar			Ancho de banda	Tipo del material a transportar		
	Granos y otros materiales fluidos	Materiales corrientes	Materiales muy abrasivos		Granos y otros materiales fluidos	Materiales corrientes	Materiales muy abrasivos
500	180	120	90	1.400	—	180	120
650	180	150	105	1.600	—	180	120
800	210	150	105	1.800	—	—	—
1.000	240	180	120	2.000	—	—	—
1.200	240	180	120	—	—	—	—

Tabla 4-II.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

CALCULO DE LA CAPACIDAD (BANDAS NORMALES)

Ancho de banda	Capacidad en m ³ /hora para una velocidad de 60 m/minuto				
	Cinta plana	Bina estriado 5°	Bina 15°	Terna 20°	Terna 30°
*400	22	16	32	48	52
500	32	25	50	70	87
650	55	42	84	126	138
800	84	64	128	197	244
*900	106	81	162	268	308
1.000	130	100	200	318	392
1.200	190	144	288	467	568
1.400	—	—	—	645	776
1.600	—	—	—	850	1.025
1.800	—	—	—	1.085	1.310
2.000	—	—	—	1.350	1.620

Tabla 4- III.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

COEFICIENTE "f"

XX XVI

f	CONDICIONES AMBIENTALES
0,022	Para unidades tanto de interior de mina como exteriores, pero con entretenimiento de primera clase y transportando mineral de hierro, carbón, etc., y no arena, grava o materiales sueltos (friables).
0,03	Para instalaciones a cielo abierto ambiente sucio, polvo, etc.
0,035	Para todas las instalaciones transportando arena, grava o materiales análogos que por sus características físicas son friables.

Tabla 4- IV.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

FACTOR DE ACCIONAMIENTO "K" (Tensor de contrapeso)

TIPO DE ACCIONAMIENTO	UNICO TAMBOR		TAMBOR UNICO CON POLEA ADICIONAL								
	180°	190°	200°	210°	220°	230°	240°	260°	280°	300°	—
Angulo de arrollamiento	180°	190°	200°	210°	220°	230°	240°	260°	280°	300°	—
Tambor desnudo	1,84	1,78	1,72	1,67	1,62	1,58	1,54	—	—	1,37	—
Tambor forrado	1,50	1,46	1,42	1,38	1,35	1,32	1,30	—	—	1,19	—

TIPO DE ACCIONAMIENTO	TANBORES EN TANDEM										
	320°	340°	360°	380°	400°	420°	440°	460°	480°	500°	600°
Angulo de arrollamiento	320°	340°	360°	380°	400°	420°	440°	460°	480°	500°	600°
Tambor desnudo	1,33	—	1,26	1,23	1,21	1,19	1,17	1,15	1,14	1,13	1,08
Tambor forrado	1,16	—	1,13	1,11	1,09	1,08	1,07	1,063	1,055	1,05	1,03

Tabla 4-V.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

FACTOR DE ACCIONAMIENTO "K" (Tensor de husillo)

TIPO DE ACCIONAMIENTO	UNICO TAMBOR		TAMBOR UNICO CON POLEA ADICIONAL								
	180°	190°	200°	210°	220°	230°	240°	260°	—	—	—
Angulo de arrollamiento	180°	190°	200°	210°	220°	230°	240°	260°	—	—	—
Tambor desnudo	2,05	—	1,93	—	1,82	—	1,73	1,66	—	—	—
Tambor forrado	1,85	—	1,72	—	1,64	—	1,57	1,51	—	—	—

TIPO DE ACCIONAMIENTO	UNICO TAMBOR		TANBORES EN TANDEM								
	—	340°	360°	380°	400°	420°	440°	460°	480°	—	—
Angulo de arrollamiento	—	340°	360°	380°	400°	420°	440°	460°	480°	—	—
Tambor desnudo	—	1,46	1,43	1,41	1,39	1,37	1,36	1,34	1,33	—	—
Tambor forrado	—	1,36	1,33	1,31	1,29	1,28	1,27	1,265	1,26	—	—

Tabla 4-VI.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

TENSIONES DE TRABAJO MAXIMAS EN KGS/CM/TELA

TEJIDOS	Unión metálica y tensor husillo	Unión metálica y tensor gravedad	Unión vulcanizada y tensor husillo	Unión vulcanizada y tensor gravedad
Algodón 28 oz.	4,5	4,8	4,8	5,4
Algodón 32 oz.	5,4	5,7	5,7	6,3
Algodón 33 1/2 oz.	5,9	—	6,3	—
Starlon CN-45	7,2	7,5	7,5	8
Super-Starlon NN-45	7,2	7,5	7,5	8
Super-Starlon NN-60	9	9,8	9,8	10,7
Super-Starlon NN-80	12,2	13,2	13,2	14,3
Super-Starlon NN-100	15	16,5	16,5	17,9
Super-Starlon NN-120	17,9	19,7	19,7	21,5
Super-Starlon NN-140	21,4	23,2	23,2	25
Super-Starlon NN-160	25	26,8	26,8	28,6

Tabla 4-VII.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

NUMERO MAXIMO DE TELAS ADMISIBLE

(Flexibilidad transversal de la artesa)

TEJIDOS DE ALGODON

ANCHO DE BANDA	28 onzas			32 onzas			42 onzas			36 onzas		
	20°	30°	45°	20°	30°	45°	20°	30°	45°	20°	30°	45°
500	5	4	—	5	4	—	4	3	—	4	3	—
650	6	5	—	6	5	—	4	3	—	4	3	—
800	7	6	—	7	6	—	6	5	—	5	4	—
1.000	9	8	—	9	8	—	8	7	—	7	6	—
1.200	10	9	—	10	9	—	10	8	—	8	7	—
1.400	—	10	—	—	10	—	—	9	—	10	9	—
1.600	—	—	—	—	—	—	—	10	—	—	10	—
1.800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2.000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Tabla 4-VIII.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

TABLA XLI¹
TELAS MAXIMAS RECOMENDADAS (para obtener acanalamiento correcto)

Ancho mm.	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1.000	1.050	1.100	1.200	1.300	1.400
Rodillos a 20° y 25°																				
<i>Calidad tejido</i>																				
28 oz.	3	4	4	5	5	5	6	6	6	7	7	8	9	9	9	10	—	—	—	—
32 oz.	4	4	4	5	5	5	6	6	6	7	7	8	9	9	9	10	10	12	—	—
CN-45	—	—	3	4	5	5	6	6	6	7	7	7	8	—	—	—	—	—	—	—
NN-45	4	5	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-60	4	4	6	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-80	—	3	5	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-100	—	3	4	5	6	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-120	—	—	3	4	5	5	6	7	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-140	—	—	—	3	4	4	5	6	6	7	7	7	8	—	—	—	—	—	—	—
NN-160	—	—	—	—	3	3	4	5	5	6	6	6	7	7	7	8	—	—	—	—
Rodillos a 30° y 35°																				
CN-45	—	—	—	3	4	4	5	6	6	7	7	7	8	—	—	—	—	—	—	—
NN-45	—	3	5	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-60	—	—	4	6	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-80	—	—	3	5	6	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-100	—	—	—	4	5	5	6	7	7	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-120	—	—	—	—	3	4	4	5	6	6	7	7	7	—	—	—	—	—	—	—
NN-140	—	—	—	—	3	3	4	5	5	6	6	6	7	7	7	8	—	—	—	—
NN-160	—	—	—	—	—	—	—	3	4	4	5	5	5	6	6	7	7	8	—	—
Rodillos a 45°																				
CN-45	—	—	—	—	—	—	4	4	5	6	6	6	6	6	7	8	—	—	—	—
NN-45	—	—	—	3	5	6	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-60	—	—	—	—	3	4	5	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-80	—	—	—	—	—	—	5	6	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NN-100	—	—	—	—	—	—	4	5	5	6	6	7	8	—	—	—	—	—	—	—
NN-120	—	—	—	—	—	—	3	4	4	5	5	6	7	7	7	8	—	—	—	—
NN-140	—	—	—	—	—	—	—	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	7	7	8
NN-160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3	3	3	4	4	4	5	5	6	7	8

Tabla 4-IX.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

NUMERO MINIMO DE TELAS PARA SOPORTAR LA CARGA

Ancho de banda	Materiales ligeros y sueltos Granos	Peso específico hasta 1,2 Kg/dm ³		Peso específico hasta 1,6 Kg/dm ³		Peso específico hasta 2 Kg/dm ³		Peso específico hasta 2,4 Kg/dm ³	
		28-32 y 36 onzas	42 onzas	28-32 y 36 onzas	42 onzas	28-32 y 36 onzas	42 onzas	28-32 y 36 onzas	42 onzas
		500	3	3	3	4	3	4	3
650	3	4	3	4	4	5	4	5	4
800	4	4	3	4	4	5	4	6	5
1.000	4	5	4	6	5	7	6	8	7
1.200	4	6	5	6	5	7	6	8	7
1.400	4	6	5	7	6	8	7	9	8
1.600	4	7	6	7	6	8	7	9	9
1.800	4	7	6	8	7	9	8	10	9
2.000	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Tabla 4-X.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

DIAMETROS MINIMOS DE LAS POLEAS (en mm. por tela)

Tejido	Poleas motrices	Polea conducida y de apoyo en alta tensión (snub)	Polea de apoyo baja tensión (snub)
Algodón 28 oz.	100	75	65
Algodón 32 oz.	125	100	75
Algodón 33 1/2 oz.	125	100	—
Starlon CN-45	115	90	65
Super-Starlon NN-45	90	75	65
Super-Starlon NN-60	100	75	65
Super-Starlon NN-80	115	90	65
Super-Starlon NN-100	130	100	75
Super-Starlon NN-120	150	130	100
Super-Starlon NN-140	180	150	130
Super-Starlon NN-160	200	180	150

NOTA.—Esta tabla abarca las correas que funcionan con una tensión de servicio comprendida entre el 75 % y el 100 % de la tensión máxima recomendada. Los diámetros se pueden reducir en un 20 % cuando la tensión de servicio está comprendida entre el 50 % y el 75 % de la tensión máxima recomendada y en un 30 % cuando la tensión de servicio es inferior al 50 %.

Tabla 4-XI.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

**ESPEORES DE RECUBRIMIENTOS EN FUNCION DE LA ABRASIVIDAD
DEL MATERIAL**

	Espesor mín. (mm.)	
	Cara superior	Cara inferior
Materiales con aristas vivas y abrasivas, que originen un fuerte desgaste en la banda, tales como minerales metálicos y carbón (todo uno), en grandes tamaños, caliza (procediendo directamente de la cantera), granito (procediendo directamente de la cantera), cuarzo, clinker y escorias de alto horno, minerales metálicos triturados, piedra arenisca (procediendo de la cantera), trozos de piedras cok (frío), vidrio partido y grava	7	3
Materiales calientes (consultar al fabricante)	—	—
Materiales moderados tales como: arena (aguda), superfosfatos (en trozos y en polvo), carbón (limpio), cenizas, cemento y carbón en trozos pequeños (< 100 mm)	5	2
Materiales ligeramente abrasivos, no abrasivos y secos, tales como: sosa, tierra, arena (suave), cemento, arcilla, granos vegetales, frutas, harina, polvos finos (inertes), virutas de madera, pulpa (seca)	3	1,5

Tabla 4-XII.

Fuente: Transporte y Almacenamiento/ Targhetta A.

ANCHURA DE BANDA MINIMA RECOMENDADA B (mm)

MATERIAL	ANCHURA MINIMA DE BANDA (mm)										
	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
CLASIFICADO, LONG. BORDE MAS GRANDE	50	75	125	175	250	350	400	450	550	600	600
NO CLASIFICADO, LONG. BORDE MAS GRANDE (mm)	100	150	200	300	400	500	600	650	700	750	750

Tabla 4-XIII.

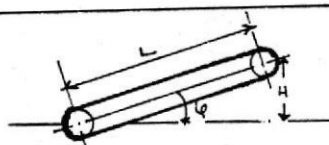
Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

VELOCIDAD MAXIMA DE BANDA. V. MAX (M/S)

MATERIAL	ANCHURA DE BANDA B (mm)										
	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
LIVIANO, FINANESTE GRANULADO	2,5	3,15	3,15	3,55	4,0	4,0	4,0	4,0	4,5	4,5	4,5
MODERADO, ABRASIVO	1,6	2,0	2,5	2,5	3,15	3,15	3,15	3,55	3,55	3,55	3,55
PESADO, MUY ABRASIVO	1,25	1,6	1,8	1,8	2,24	2,24	2,24	2,5	2,5	2,5	2,5

Tabla 4-XIV.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

FACTOR DE CAPACIDAD K



(ρ°)	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
$\frac{H}{L}$	0,03	0,07	0,10	0,14	0,17	0,21	0,24	0,28	0,31	0,34	0,37	0,41	0,44	0,47	0,50
K	1	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,56

Tabla 4-XV.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

CAPACIDAD TEORICA Q' (m^3/hr) A $v = 1$ m/seg.

ESTACIONES DE 3 SECCIONES



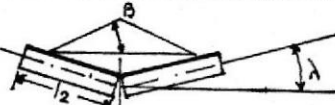
B (mm)	l ₃ (mm)	λ°		20		25		30		35		40		45	
		β°		10	15	10	15	10	15	10	15	10	15	10	15
400	160		36	43											
500	200		60	73		67	79								
650	250		110	132		123	145	134	155	145	164	153	171	160	176
800	315		172	207		193	226	211	243	227	257	240	268	250	276
1000	380		281	337		315	369	345	396	371	419	391	437	407	449
1200	465		412	493		461	540	505	581	543	614	573	640	597	658
1400	530		573	685		642	750	703	807	753	803	797	888	829	913
1600	600		758	907		851	993	932	1068	1000	1128	1056	1075	1097	1208
1800	670		970	1160		1088	1270	1196	1365	1279	1443	1350	1502	1402	1544
2000	750		1204	1455		1351	1577	1479	1695	1588	1791	1676	1865	1742	1917
2200	800		1476	1740		1656	1930	1813	2074	1946	2191	2052	2281	2131	2342

Tabla 4-XVI.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

CAPACIDAD TEORICA $Q'e$ (m^3/h) A $v = 1$ m/s

RODILLOS TRANSPORTADORES 2 SECCIONES



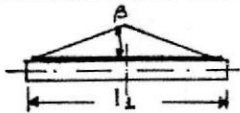
B (mm)	l ₂ (mm)	λ°		15°		20°		25°	
		β°		10°	15°	10°	15°	10°	15°
300	200		18	21					
400	250		30	43		21	24	23	26
500	300		60	72		41	48	46	52
						69	80	76	87
650	375		107	129		123	144	136	155
800	465		168	202		193	225	213	244
1000	600		270	325		310	363	344	392

Tabla 4-XVII.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

CAPACIDAD TEORICA Q'_t (m^3/h) A $v = 1$ m/s

RODILLOS TRANSPORTADORES PLANOS



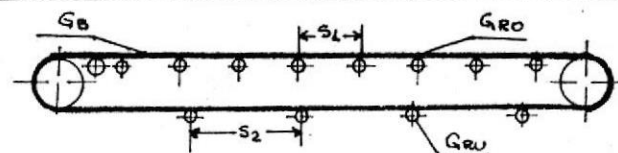
B (mm)	l_1 (mm)	$\beta = 10^\circ$	$\beta = 15^\circ$	B (mm)	l_1 (mm)	$\beta = 10^\circ$	$\beta = 15^\circ$
300	400	8	12	1200	1400	168	253
400	500	15	23	1400	1600	232	353
500	600	25	39	1600	1800	307	466
650	750	45	69	1800	2000	391	594
800	950	71	108	2000	2200	406	739
1000	1150	115	174	2200	2400	591	898

Tabla 4-XVIII.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

PESO DE LAS PARTES MOVIBLES DEL TRANSPORTADOR G (kg/m)

$$G = 2G_B + \frac{G_{RO}}{S_1} + \frac{G_{RU}}{S_2} \text{ (kg/m)}$$



S ₁ (m)	S ₂ (m)	TIPO DE TRANSPORTADOR	ANCHURA DE BALDA (mm)											
			300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
1,0	2,0	LIVIANO Y < 1,5	9	11	13	17	28	37	52	69	82	108	128	145
		PESADO Y > 1,5	12	15	20	28	43	57	77	100	120	143	164	186
1,25	2,5	LIVIANO Y < 1,5	8	10	12	15	25	33	48	62	75	96	115	131
		PESADO Y > 1,5	11	14	18	25	39	52	71	90	109	131	148	169
1,5	3,0	LIVIANO Y < 1,5	8	10	11	14	23	31	45	58	70	89	107	121
		PESADO Y > 1,5	10	13	17	25	36	48	67	84	102	122	138	156
FORMA DEL CAUAL DE TRANSPORTE														
DIAMETROS Y PESOS RECOMEN- DADOS DE LOS RODILLOS DE TRANSPOR- TE Y RETORNO	TRANSPOR- TADOR LIVIANO	φ (mm) G _{RO} = G _{RU} (kg)	51 2,5	51 3	51 3,5	63 5,5	89 11	89 13	89 15	108 22	108 25	133 39	133 43	133 47
	TRANSPOR- TADOR PESADO	φ (mm) G _{RO} = G _{RU} (kg)	63 3,5	63 4	63 5,5	89 10	108 14	108 18	108 20	133 31	133 35	159 47	159 52	159 56

Tabla 4-XIX.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

AÑADIDURA I (m) PARA DISTANCIA CENTRAL L (m)

L (m)	< 30	< 80	< 100	> 100
I (m)	50	70	80	100

LA DISTANCIA CENTRAL L ES INCREMENTADA CON I PARA INCLUIR TODAS LAS RESISTENCIAS CAUSADAS POR LA DEFLEXION DE LA BANDA SOBRE LOS TAMBORES, FRICCIÓN Y TORQUE DE INERCIA EN LA CARGA Y RASCADORES.

Tabla 4-XX.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

COEFICIENTE DE FRICCIÓN DE PARTES ROBANTES f (-)

BUENOS TRANSPORTADORES CON ROBILLOS DE TRABAJO SUAVE Y PEQUEÑA FRICCIÓN INTERNA DEL MATERIAL.	0,017
VALOR STANDARD PARA TRANSPORTADORES DE CALIDAD NORMAL.	0,020
PARA CONDICIONES DE TRABAJO DESFAVORABLES OPERACION POLVOSA, SOBRECARGA PERIODICA.	0,025-0,030
TRANSPORTACION DESORDENADA, REQUIEREN FRENO POR MEDIO DE UN MOTOR CON FRENO (40% DE f PARA LA BANDA MOVILIZADA).	0,012

EL VALOR STANDARD $f = 0,020$ ES INCREMENTADO EN LAS SIGUIENTES CONDICIONES:

- ALTA FRICCIÓN INTERNA EN EL MATERIAL
- ANGULOS DEL CANAL $> 30^\circ$
- ROBILLOS DE CARGA < 100 mm
- VELOCIDAD DE BANDA > 5 m/s
- TEMPERATURA $< 20^\circ\text{C}$
- BAJA TENSION DE BANDA
- BANDAS FLEXIBLES Y ESPESORES DE RECUBRIMIENTOS ALTOS

Tabla 4-XXI.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

REQUERIMIENTOS ADICIONALES DE POTENCIA N_4 (kW)

INCREMENTO POR	ANCHURA DE BAUDA (mm)	A $V = 1$ m/s	N_4 (kW)
RASCADOR	≤ 500 ≤ 1000 > 1000	0,8 kW 1,5 kW 2,2 kW	0,8 x V 1,5 x V 2,2 x V
LONGITUD DE FALDA PLÁSTICA EN CONTACTO CON LA BAUDA		0,08 kW/m	0,08 x V x LONGITUD DE FALDA

LOS VALORES SON RECOMENDACIONES Y PUEDEN SER INCREMENTADOS CON CONDICIONES EXTRAORDINARIAS DE TRABAJO.

Tabla 4-XXII.

Fuente: Roulands Conveyor Belting. 426-GB.

FACTDR DE ACCIONAMIENTO m(-)

$m = 1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$		ARREGLO DEL TANBOR CONDUCTOR													
TANBOR CONDUCTOR	μ	120	150	180	210	220	230	240	360	380	400	420	440	450	
SECO	0,40	1,76	1,54	1,40	1,30	1,27	1,25	1,23	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	
RECUBIERTO	0,35	1,92	1,67	1,50	1,39	1,35	1,33	1,30	1,12	1,11	1,10	1,08	1,07	1,07	
SECO	0,35	1,92	1,67	1,50	1,39	1,35	1,33	1,30	1,12	1,11	1,10	1,08	1,07	1,07	
RECUBIERTO	0,20	2,92	2,45	2,14	1,93	1,87	1,81	1,76	1,40	1,36	1,33	1,30	1,27	1,20	

LOS VALORES m EN LA TABLA SON VALIDOS PARA TENSORES AUTOMATICOS (POR EJEMPLO, LOS DE GRAVEDAD).
 PARA TENSORES DE TORNILLO DESDE $\alpha = 120^\circ$ HASTA $\alpha = 220^\circ$, LOS VALORES SON MULTIPLICADOS POR 1,20.

Tabla 4-XXIII.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

VALORES RECOMENDADOS PARA ESPESOR DE RECUBRIMIENTO, LABO DE CARGA, BANDA RESISTENTE AL DESGASTE

$\frac{30 \times V}{L}$ V = m/s L = DISTAN- CIA CENTRO m	TIPO DE RECU- BRI- MIEN- TO	MATERIALES POCO ABRASI- VOS. GRANOS CEMENTO, ARENA SUELTAS, CARBÓN PICADO,		MATERIALES MODERADAMENTE ABRASIVOS: CARBÓN, PIEDRA DE LUNA, ARENA, SUPER- FOSFATOS, CORQUE PICADO, ETC.				MATERIALES MUY ABRASIVOS CUARZO, GRAVA, CORQUE, ORO PICADO, ETC.				MATERIALES EXTRA-ABRA- SIVOS: ORO, AGREGADOS, ESCORIA, ETC.			
		TAMAÑO GRAÑO (mm)		TAMAÑO GRAÑO (mm)				TAMAÑO GRAÑO (mm)				TAMAÑO GRAÑO (mm)			
		A	10 A 50	A	10	50	200 Y MÁS	A	10	50	200 Y MÁS	A	10	50	200 Y MÁS
0,25	AR			1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	6,5
	A	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	6,5
	B	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	5,5	1,5	3,0	5,0	6,5
0,50	AR			1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	6,5
	A	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	6,5
	B	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	5,5	1,5	3,0	5,0	6,5
0,50	AR			1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	6,5
	A	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	6,5
	B	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	5,5	1,5	3,5	5,0	8,0
0,67	AR			1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	6,5
	A	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	5,5	1,5	3,0	5,0	7,0
	B	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	6,5	1,5	3,5	6,5	8,0
1,00	AR			1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	5,5	1,5	3,0	5,5	7,0
	A	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	6,5	1,5	3,0	6,5	8,0
	B	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	6,5	8,0	2,5	5,0	8,0	
1,25	AR			1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,0	7,0	2,5	3,0	6,5	8,0
	A	1,5	2,5	1,5	3,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,5	8,0	2,5	4,0	7,0	8,0
	B	1,5	2,5	1,5	3,0	5,0	7,0	1,5	4,0	8,0		3,0	5,5	8,0	
1,67	AR			1,5	3,0	4,0	5,0	2,5	3,0	5,5	8,0	2,5	5,0	6,5	8,0
	A	1,5	2,5	1,5	3,0	5,0	6,5	2,5	4,0	6,5	8,0	3,0	5,5	8,0	8,0
	B	1,5	2,5	1,5	3,0	6,5		3,0	5,5	8,0		5,0	8,0		
2,50	AR			1,5	3,0	5,5	7,0	2,5	5,5	7,0	8,0	3,0	5,5	7,0	8,0
	A	1,5	2,5	1,5	3,0	6,5	8,0	3,0	6,5	8,0	8,0	4,0	8,0	8,0	8,0
	B	1,5	2,5	2,5	5,0	8,0		5,0	8,0			5,5			
5,00	AR			2,5	5,5	6,5	8,0	5,0	6,5	8,0	8,0	6,5	8,0	8,0	8,0
	A	1,5	3,0	3,0	6,5	8,0	8,0	5,5	7,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
	B	2,5	5,0	5,0				8,0				8,0			

Tabla 4-XXIV.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

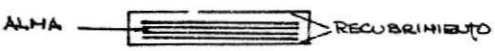
VALORES RECOMENDADOS PARA ESPESOR DE RECUBRIMIENTO,
LADO DE TRABAJO

PROPIEDADES DEL MATERIAL	ESPESOR RECUBRIMIENTO LADO DE TRABAJO (mm)
MATERIALES POCO ABRASIVOS	1
MATERIALES MODERADO A MUY ABRASIVOS	1-1,5
MATERIALES MUY ABRASIVOS Y GROS- RAMENTE GRANULADOS	1,5-2

Tabla 4-XXV.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

PESO Y ESPESOR DE LA BAUDA

BANDAS MULTIPLES										
TIPOS DE FABRICA	B60	EP100	EP125	EP160	EP200	EP250	EP315	EP400	EP500	EP630
PESO/CAPA APROX. (kg/m ²)	1,40	1,15	1,21	1,40	1,70	1,90	2,00	2,50	2,80	3,50
ESPESOR/CAPA APROX. (mm)	1,2	0,8	0,9	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,2	2,6
TIPOS RECUBRIMIENTO	AR	A	B	K	N	GW	GWf	SF	W	
PESO APROX. kg/m ² por Lmm	1,12	1,12	1,14	1,14	1,14	1,18	1,25	1,28	1,41	

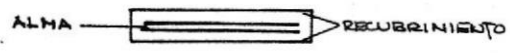




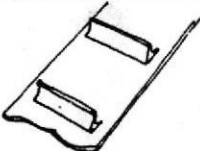
BANDAS DE DOS CAPAS										
	200/2 2+1	250/2 3+1	315/2 3+1	400/2 3+1	400/2 5+1,5	630/2 5+1,5	800/2 6+2	250/2 3+1	400/2 3+1	
PESO APROX. BAUDA (kg/m ²)	6,8	8,4	8,6	9,1	11,7	13,4	16,0	9,3	10,0	4,5
ESPESOR APROX. BAUDA (mm)	5,2	6,6	6,8	7,3	9,8	10,5	13,0	7,0	7,5	5,5

Tabla 4-XXVI.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

COSTILLAS EU V										
										
TIPO	101	102	103	104	105	107	108	109	112	115
PESO APROX. BANDA (kg/m)	0,44	0,38	0,42	0,38	0,50	1,08	1,60	2,00	6,60	3,10

COSTILLAS TRANSVERSALES ALTAS					
					
TIPO	325	340	20	380	400
PESO APROXIMADO Kg/PC POR 800 mm LARGO COSTILLA	0,22	0,43	1,64	1,65	1,92


PAREDES LATERALES	
	
PESO APROX. BAUDA (kg/m)	0,75

Tabla 4-XXVI. Continuación.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

ANGULO DE CANAL MAXIMO PERMISIBLE λ (°)


BANDAS MÚLTIPLES										
TIPO BANDA	ANCHO BANDA (mm)									
	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	
EP 200/2 EP 250/2 EP 315/3	45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45			
EP 400/3 EP 400/4 EP 500/3		45 45 30	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45		
EP 500/4 EP 630/3 EP 630/4		30	45 30 30	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45	
EP 630/5 EP 800/3 EP 800/4			30 30 30	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	
EP 800/5 EP 1000/4 EP 1000/5			30	45 30 30	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	45 45 45	
EP 1250/5 EP 1250/6 EP 1600/5					30 30 30	45 45 30	45 45 45	45 45 45	45 45 45	
EP 1600/6 EP 2000/5 EP 2000/6					30	30 30 30	45 30 30	45 45 45	45 45 45	

Tabla 4-XXVII.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

DIAMETROS DE TANBORES MÍNIMO RECOMENDADOS (mm)
BAUDAS DE DOS CAPAS

XXVIII

DEPENDENCIA DEL DIAMETRO MÍNIMO DEL TANBORE EN RELACION AL GRADO DE UTILIZACION DEL ESFUERZO DE TRABAJO PERMISIBLE.		CAPA-RO, PROGRAMAS 1, 6 Y 9							TIPO IW, PROGRAMA 8		
		200/2 2+1	250/2 3+1	315/2 3+1	400/2 3+1	400/2 5+1,5	630/2 5+1,5	800/2 6+2	AGARRE 4	EP 200/2 1+1	EP 250/2, 2+1 +PIRANIDE
70-100%	TANBORE MOTRIZ = D ₁ mm	200	250	315	400	400	500	630	200	160	200
	TANBORE TRASERO = D ₂ mm	160	200	250	315	315	400	500	160	160	160
	POLEA AUXILIAR = D ₃ mm	160	160	200	250	250	315	400	-	125	160
50-70%	D ₁	160	200	250	315	315	400	500	160	160	200
	D ₂	160	160	200	250	250	315	400	160	125	160
	D ₃	-	160	160	200	200	250	315	-	125	160
<50%	D ₁	160	160	200	250	250	315	400	160	125	160
	D ₂	160	160	160	200	200	250	315	160	125	160
	D ₃	-	160	160	160	160	200	200	-	125	160

Tabla 4-XXVIII.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

DENSIDAD DEL MATERIAL	
MATERIAL	DENSIDAD (t/m^3)
CACAO LIQUIDO	1,038

Tabla 4-XXIX.

Fuente: Roulunds Conveyor Belting. 426-GB.

IV.4.4. CALCULO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO DE PAREDES, PISO Y TECHO.-

Antes de calcular el espesor de aislamiento para los componentes del túnel, es adecuado conocer a los materiales aislantes y sus propiedades, los tipos de barrera de vapor y sus propiedades, los factores económicos involucrados, la técnica de la instalación del aislamiento en el campo industrial, la aplicación a cuartos refrigerados, y por último, los principios o criterios del cálculo del espesor así como las técnicas generales de instalación.

Un diseño apropiado para sistemas de refrigeración y para otras aplicaciones industriales requiere un conocimiento de los aislamientos térmicos y del comportamiento térmico de las estructuras de cualquier aplicación.

En esta parte tratamos con los fundamentos y propiedades de los materiales térmicos aislantes, las barreras de vapor de agua, el espesor económico de aislamiento, prácticas generales de aislamiento industrial, y el aislamiento de espacios ambientales.

PARTE I.-

AISLAMIENTO TERMICO.-

Aislantes térmicos son aquellos materiales o combinaciones de materiales, los cuales aplicados apropiadamente, retardan el flujo de energía calórica ya sea por conducción, convección o radiación. Tales materiales pueden ser fibrosos, granulados, en láminas o planchas, en bloque o monolíticos, de célula abierta o cerrada, o compuestos de éstos, los cuales pueden ser química o mecánicamente fijados o soportados.

Por retardar el flujo calórico, los aislantes térmicos pueden

servir para una o más funciones térmicas a saber:

- 1) Ahorran energía reduciendo la ganancia o pérdida de calor de tuberías, ductos, recipientes, equipos y estructuras.
- 2) Controlan la temperatura superficial del equipo y estructuras para protección personal y comfort.
- 3) Facilitan el control de temperatura de procesos químicos, una pieza de equipo o una estructura.
- 4) Previene la condensación de vapor en superficies al existir una temperatura por debajo del punto de rocío de la atmósfera circundante.
- 5) Reduce las fluctuaciones de temperatura dentro de un recipiente cuando el calentamiento o enfriamiento no se necesita o no está disponible.

Los aislantes térmicos pueden también cumplir funciones adicionales:

- 1) Añadir resistencia estructural a una pared, techo o piso.
- 2) Dar apoyo al acabado superficial.
- 3) Impedir la transmisión de vapor de agua.
- 4) Prevenir o reducir el daño al equipo y estructuras causado por la exposición al fuego y condiciones congelantes.
- 5) Reducen ruido y vibración.

El aislamiento térmico es usado para controlar el flujo calórico en rangos de temperatura de 0 absoluto hasta 3.000 °F y más.

MATERIALES BASICOS.-

Los aislantes térmicos normalmente consisten de los materiales y compuestos básicos siguientes:

- 1) Materiales minerales, fibrosos o celulares, tales como vidro, asbestos, lana de roca o de escoria, silicato de calcio, perlita, vermiculita y productos cerámicos.
- 2) Materiales orgánicos fibrosos tales como algodón, pelo animal, madera, caña o fibras sintéticas y materiales orgánicos celulares tales como corcho, caucho espumado, poli-estireno y poliuretano.
- 3) Membranas reflectivas orgánicas metalizadas, las cuales deben enfrentarse al aire, rellenas de gas o espacios va-cíos.

FORMA Y ESTRUCTURA FISICA.-

La estructura física del aislante tipo "masa" puede ser celu-lar, granular o fibrosa, incluyendo huecos rellenos de gas en el interior del material sólido, lo que retarda el flujo calórico.

El aislante reflectivo consiste de láminas espaciadas de su -perficie pulida, hechas de metal o de superficies metalizadas.

Las formas físicas de aislantes constructivos e industriales son:

Relleno Flojo y Cemento.-

El aislante de relleno aflojado cinsiste en polvos, gránulos o nódulos que son usualmente vertidos o soplados en paredes u otros espacios encerrados. El cemento aislante es un material suelto el cual, mezclado con agua para obtener la plasticidad y la adhesión, puede ser esparcido o soplado en estado húmedo sobre una superficie y secado en el lugar para cumplir como aislante. Ambos, el relleno suelto y el cemento, son especialmente adecuados para cubrir super-ficies disparejas e irregulares.

Flexible y Semi-rigido.-

Son materiales con grados de compresibilidad y flexibilidad variables; generalmente tejido o afelpado. Están disponibles en planchas, rollos, ambos orgánicos e inorgánicos (con o sin sujetadores). Las cubiertas y las caras deben ser sujetas o uno o ambos lados como barreras de vapor reforzadas, superficies reflectivas o acabados superficiales.

Estos recubrimientos incluyen combinaciones de láminas, vidrio, tela o plásticos, papel, tejido de malla, o metal. El espesor y la forma del aislamiento puede ser de cualquier dimensión tomada convenientemente, a pesar de que son usados generalmente, tamaños estándares.

Rígidos.-

Estos materiales están disponibles en dimensiones rectangulares llamadas tableros de bloque o planchas y son pre-fabricadas a longitudes, anchos y espesores estándares. El aislamiento para las tuberías y las superficies curvas se suministran en medias secciones o segmentos, con el radio de curvatura disponible para satisfacer todos los tamaños estándares de tuberías y diámetros hasta varios pies.

Reflectivos.-

El material reflectivo está disponible en planchas y rollos de construcción de una o muchas capas, y en formas pre-fabricadas con espacios de aire integrados.

Formados en el Lugar.-

Estos están disponibles como componentes líquidos o pellets expandibles, los cuales pueden ser vertidos, frotados o rociados en el lugar para formar un aislamiento espumoso o rígido o semi-rígido.

Materiales fibrosos mezclados con adhesivos líquidos pueden también ser rociados en el lugar.

Materiales accesorios para aislantes térmicos incluyen: sujetadores, tanto mecánicos como adhesivos; acabados tanto interiores como exteriores, coberturas de barrera de vapor, camisas impermeabilizantes, sellantes, adhesivos, membranas y compuestos volátiles.

PROPIEDADES.-

Dependiendo de los requerimientos de diseño, la selección de un aislante térmico en particular puede involucrar un juego de características secundarias, así como la propiedad primaria de una baja conductividad térmica. Características tales como Resiliencia o Rigidez, Absorción de Energía Acústica, permeabilidad al vapor de agua, peligro de incendio y resistencia al fuego, facilidad de aplicación, costos aplicados, y otros parámetros, pueden influenciar la selección entre materiales, teniendo casi iguales valores de rendimiento térmico.

PROPIEDADES TERMICAS.-

La habilidad de un material para retardar el flujo calórico está dada por el valor de su conductibilidad y conductancia térmica. Un valor bajo de conductividad o conductancia (o sea, un alto valor de resistividad o resistencia térmica) clasifica a los aislantes térmicos.

Los aislantes reflectivos impiden la transferencia de calor radiante debido a que las superficies tienen alta reflectividad y baja emisividad (para valores típicos de diseño, ver la Tabla 4-XXX). Por eso, la cara reflectiva del aislamiento reflectivo de una o múltiples capas, debe orientarse a un espacio abierto para reducir efectivamente la transferencia de calor.

Para incrementar la resistencia térmica total, hay que usar materiales reflectivos de múltiples capas y espacios abiertos. El aislamiento en masa puede ser combinado con aislante reflectivo para resistencia térmica máxima; pero cada diseño debe ser cuidadosamente evaluado para distribuciones de temperaturas resultantes.

Los valores de diseño de Conductividad, Conductancia y Resistencia Térmica, para la mayoría de los aislantes usados, se presentan en las Tablas 4-XXX, 4-XXXI y 4-XXXII. Estos valores han sido seleccionados como típicos y útiles para cálculos de Ingeniería. Para valores más precisos para un aislante en particular, hay que consultar al fabricante u obtener resultados experimentales del aislante bajo consideración.

Otras propiedades térmicas que pueden ser importantes, son: Calor Específico, Capacidad Calorífica, Difusividad Térmica, Coeficiente de Expansión Térmica, y Resistencia a la Temperatura.

La Capacidad Calorífica es el resultado del producto del calor específico y de la densidad. La Difusividad Térmica llega a ser importante para aplicaciones donde la temperatura varía con el tiempo, ya que la velocidad de cambio de temperatura dentro de un aislante es inversamente proporcional a su difusividad térmica para un espesor dado.,

$$k = \frac{(0) (L)}{(A) T}$$

$$a = \frac{k}{(c) (\text{densidad})} = \frac{1}{(c) (\text{densidad})} \frac{(0) (L)}{(A) T}$$

PROPIEDADES MECANICAS.-

Algunos de los aislamientos tienen resistencia estructural su ficiente para usarlos como materiales que soportan cargas. Ellos pueden ocasionalmente ser usados para soportar las cargas que soportan los pisos; forman divisiones auto-soportantes o endurecen paneles estructurales. Para tales aplicaciones, una o más de las propiedades mecánicas de un aislante, que incluyan resistencia a la compresión, a la tensión, al corte, al impacto y a la flexión, pue de ser importante.

Estas propiedades mecánicas varían con la composición básica, densidad, tamaño de la célula, diámetro de la fibra y orientación, tipo y cantidad de sujetadores y temperatura a la que es medida.

PROPIEDADES RELACIONADAS A LA HUMEDAD.-

La presencia del agua o del hielo en un aislamiento destruirá el valor del aislamiento, podrá deteriorar el aislante y un daño e ventual de la estructura por putrefacción, corrosión o una acción expansiva del agua escarchada tendrá lugar.

Si la humedad se acumula dentro del aislante o no, depende de la temperatura de operación, de las condiciones ambientales y de la efectividad de las barreras de vapor de agua en relación a otras resistencias de vapor dentro de la estructura compuesta.

La resistencia a la humedad depende del material básico del

aislamiento y del tipo de la estructura física. La mayoría de los aislamientos son higroscópicos y ganarán o perderán humedad en proporción a la humedad relativa del aire en contacto con el aislamiento.

Los aislamientos fibrosos y granulares permiten la transmisión del vapor de agua hacia el lado más frío de la estructura. Una barrera de vapor por esto, debe ser usada o constituida con estos materiales, donde la transmisión de la humedad es un factor crítico.

Algunos aislamientos, teniendo una estructura celular cerrada, son relativamente impermeables al agua y al vapor de agua. Las propiedades que expresan la influencia de la humedad incluyen: la absorción (Capilaridad), adsorción (Higroscopía) y la velocidad de transmisión del vapor de agua.

SANIDAD Y SEGURIDAD.-

Los aislamientos térmicos tienen características que pueden convertirse en peligros potenciales durante el almacenamiento, manipuleo, aplicación y uso.

Peligros Fisiológicos: son causados como consecuencia de cambios temporales o permanentes, en las funciones normales del cuerpo o reacciones bio-químicas.

Peligros Mecánicos: son causados por cortes, abrasiones y pinchazos.

Otros Peligros: como resultado del fuego y explosión potencial, choque eléctrico y degradación química, térmica o eléctrica.

Las propiedades de los aislamientos térmicos relacionados a la salud y a la seguridad incluyen:

- 1) Inhabilidad para soportar gusanos e insectos, bajo nivel de peligro al fuego.
- 2) Bajo nivel de polvo o vapores objetables y olores.
- 3) Bajo nivel de partículas sueltas de peligro potencial para la piel, ojos e irritación de los pulmones.
- 4) Resistencia a la putrefacción o decadencia.

Para materiales específicos, las recomendaciones y especificaciones del fabricante deben ser aplicadas en concordancia con el Acta de Salud y Ocupación Segura.

ACUSTICA.-

Algunos materiales térmicos son usados como materiales acústicos eficientes. Si o no, su rendimiento térmico es una necesidad de diseño. La eficiencia acústica depende de su estructura física. Aquellos con superficies abiertas o porosas tienen una capacidad de absorber el sonido. Aquellos con alta densidad y características resilientes pueden actuar como aisladores de vibración, ya sean solos o en combinación con otros materiales. Ellos pueden suministrar una barrera efectiva a la transmisión del sonido.

Los aislamientos térmicos para acondicionamiento del sonido incluyen los flexibles y los semi-rígidos, los materiales fibrosos formados en el sitio, y los aislantes rígidos del tipo fibroso.

Los aislantes usados para la absorción del sonido son normalmente instalados en superficies interiores o usados como materiales para superficies interiores. Los aislantes rígidos son fabricados en forma de baldosas o bloques, con sus aristas tratadas pa-

ra facilitar la aplicación mecánica o por adhesivo; son pre-terminados durante la fabricación.

Algunas unidades tienen la superficie porosa natural, otras requieren perforaciones mecánicas para facilitar la entrada de las ondas sonoras. Algunas unidades emplean un diafragma o superficie filmica decorativa añadida solamente a las aristas de las unidades, permitiendo que el sonido alcance el soporte fibroso por una acción diafragmática.

También son usados para absorber el sonido materiales fibrosos, formados en el sitio, flexibles y semi-rígidos.

Estos productos están disponibles en una variedad de espesores y densidades, las cuales determinan las características de la absorción del sonido.

Cuando la densidad es incrementada para reducir el espesor del material, la absorción de sonido se incrementa; sin embargo, a medida que el espesor aumenta, la influencia de la densidad es mínima.

Los aislamientos térmicos en el control de la transmisión del sonido mejora la pérdida de transmisión del sonido cuando se emplea en construcciones discontinuas. Una pared, por eso, debe ser construída con clavos en zig zag, debe usar grapas rígidas o canales a un lado de los clavos, o usar tableros aislantes rígidos de fabricación especial para mecánicamente desconectar la superficie de la pared hacia un lado. Un vacío térmico absorbedor de sonido en la cavidad de la pared ayuda a reducir la transmisión del sonido, dependiendo del tipo de construcción y también mejora el rendimiento térmico.

En construcciones de piso, los canales resilientes o las vigas de piso o de tumbado crean la construcción discontinua, y los vacíos térmicos ayudan a reducir la transmisión de sonido.

Los tableros aliminadores de sonido, como sub-capas para pisos terminados, ayudan a absorber el impacto sonoro y mejoran la hermeticidad del aire de la construcción, reduciendo así la transmisión sonora o a través del aire.

Los tableros aislantes térmicos pueden ser usados en la parte inferior de los equipos mecánicos para control anti-vibrador.

Cuando se diseña tal sistema, la carga impuesta y la frecuencia de resonancia natural del material es crítica. Una deflexión apropiada bajo carga debe ser obtenida en el material para suministrar aislamiento contra la vibración. Por eso, el sistema no debe ser sobrecargado ni descargado.

OTRAS PROPIEDADES.-

Otras propiedades de los materiales aislantes que pueden ser importantes, dependiendo de la aplicación, son: la densidad, resiliencia, resistencia al asentamiento, permeabilidad, re-uso o valor de salvataje, facilidad de manipuleo, uniformidad y estabilidad dimensional, resistencia a la acción y al cambio químico, facilidad en la fabricación, aplicación o acabado, tamaño o espesor disponible y permeabilidad al aire.

FACTORES QUE AFECTAN LA CONDUCTIVIDAD.-

La conductividad térmica es una propiedad de los materiales homogéneos y de los materiales de construcción tales como la made-

ra, el ladrillo y la piedra, que pueden ser considerados homogéneos. La mayoría de los materiales aislantes, a excepción de los tipos reflectivos, son porosos y consisten de combinaciones de materia sólida con pequeños espacios vacíos.

La conductividad térmica del aislante varía con la forma y estructura física del aislamiento, y con las condiciones ambientales y de aplicación.

La forma y la estructura física varía con el material básico y el proceso de fabricación. Las variaciones consisten en: densidad, tamaño de burbuja, diámetro o arreglo de las fibras o partículas, grado y alcance de los materiales unificadores, transparencia a la radiación térmica y el tipo y presión del gas dentro del aislamiento.

Las condiciones ambientales y de aplicación que afectan la conductividad térmica son: temperatura, contenido de humedad, orientación del aislamiento y dirección del flujo de calor. Los valores de conductividad térmica para aislantes son usualmente dados para muestras secadas al horno, de una densidad específica, bajo un test del método del "pato caliente protegido" (ASTMC-177) y especificado para la temperatura promedio. La determinación precisa de la conductividad y conductancia fundamentales requiere habilidad considerable.

FORMA Y ESTRUCTURA FISICA.-

La conductividad de un aislamiento varía con la densidad. El efecto de la densidad sobre la conductividad de aislamientos de fibra de vidrio (a una temperatura media constante) está ilustrado en la Figura 4-47.

Un cambio en la densidad debido al grado de compactación de aislantes de tipo pulverulento afecta a la conductividad térmica.

Concretos aislantes hechos de agregados alivianados pueden ser producidos en un ancho rango de densidades. Con cada tipo de aislante fibroso existe un valor de conductividad mínima, a una densidad específica, desde donde la conductividad se incrementa a medida de que la densidad es incrementada o reducida.

Para aislantes fibrosos, un valor de conductividad mínimo es también obtenido cuando las fibras son uniformemente espaciadas y perpendiculares a la dirección del flujo de calor.

En general, una disminución en el diámetro de la fibra, disminuye la conductividad para una misma densidad. (Fig. 4-47). Otros factores, tales como el tipo y la cantidad de aglomerantes que influyen la unificación o el contacto de las fibras o partículas, pueden también afectar la conductividad térmica.

Para aislantes celulares, una combinación específica de tamaño de célula y densidad producirá una conductividad térmica óptima. A temperaturas abajo de 500 - 600 °F (260-315 °C), la porción más grande de transferencia de calor a través de la mayoría de los aislantes ocurre por conducción a través del aire o a través de otro gas en el aislamiento. Consecuentemente, si el gas dentro del aislamiento es reemplazado por otro gas que tenga una conductividad diferente, la conductividad del aislamiento será cambiada por una cantidad casi igual a la diferencia en conductividades de los dos gases.

Por ejemplo, reemplazando al aire por un gas hidrocarburo fluo

rado, el cual tiene una más baja conductividad que el aire, puede disminuir la conductividad del aislamiento hasta un 50%.

Espumas rígidas de uretano expandido con fluocarburos utilizan este principio. Las espumas de uretano comercialmente disponibles tienen una alta proporción (más de 90%) de células cerradas alojando fluocarburos dentro de las células para períodos largos.

Tan pronto como estos productos son fabricados, ellos tienen conductividades de aproximadamente 0,11 BTU/hr.°F pulgada. Sin embargo, la conductividad aumenta con el tiempo a medida que el oxígeno y nitrógeno se difunden dentro de las células y el gas fluocarbonado se difunde hacia afuera. Las velocidades de difusión y aumento en conductividad dependen de varios factores como son: edad de la espuma, temperatura, geometría del aislamiento (espesor) y la superficie protectora que recubre la espuma.

La importancia de la última es aparente cuando las espumas son recubiertas con membranas impermeables a los gases.

Disminuyendo la presión dentro del aislamiento, la distancia promedio que una molécula encerrada de gas viaja antes de impactar con otra molécula de gas (una distancia conocida como "ruta libre promedio") es incrementada. Cuando la ruta libre promedio llega a ser igual a la distancia promedio que una molécula de gas recorre antes de impactar una parte sólida del aislamiento, la conductividad del aislamiento empieza a disminuir con una disminución de presión.

Los contrerios al análisis de conductividad térmica en materiales tales como aerogeles de sílica, y polvo de carbón, los cuales tienen poros más pequeños que la ruta libre promedio de aire a

presión atmosférica, han desaprobado la creencia de que ningún material conteniendo aire puede tener una conductividad más baja que el aire quieto.

La transparencia del aislante térmico a la radiación térmica llega a ser importante a medida que la temperatura aumenta y a medida que las diferencias de temperatura a través del material también aumentan.

Para materiales homogéneos, el modo principal de transferencia de calor es la conducción; pero a medida que las temperaturas y las transparencias de los materiales aumentan, la transferencia de calor por radiación térmica y la convección llegan a ser una gran parte de la transferencia total de calor.

La magnitud de la transferencia por radiación y convección dependen grandemente de las temperaturas, de la naturaleza del material involucrado y de las consideraciones geométricas.

CONDICIONES AMBIENTALES Y DE APLICACION.-

La conductividad de los materiales aislantes generalmente aumentan con la temperatura. Variaciones típicas de conductividad con la temperatura principal son mostradas en la Fig. 4-48. Sin embargo, algunos materiales, tales como los fluorocarbonos expandidos, uretano de célula cerrada, exhiben una curva característica de conductividad térmica versus temperatura principal, la cual tiene inflexiones. Ver Tabla 4-XXX.

La conductividad a la temperatura media (promedio de las temperaturas de las dos superficies o caras) puede ser tomada para el material para su espesor examinado. La velocidad de cambio en la

conductividad con la temperatura varía con el tipo y densidad del material.

Aquellos materiales aislantes que permiten un gran porcentaje de transferencia de calor por radiación, tales como un material fibroso de baja densidad, muestran los cambios más grandes en la conductividad, con cambios de temperatura y cambios de la emisividad de la superficie de los alrededores.

La importancia de la radiación en las determinaciones de la conductividad es reconocida en el exámen de "plato caliente protegido" (ASTMC -177) el cual requiere que la superficie de todos los platos sea pintada o tratada de otra manera para tener una emitan-
cia total mayor que 0,8 a la temperatura de operación.

El efecto aislado de la temperatura en la integridad estructural no es ordinariamente muy importante para la mayoría de los tipos de aislamiento en el campo de baja temperatura.

Hay definitivamente más limitaciones para los materiales en el campo de temperaturas más altas, donde la descomposición, la dilatación lineal excesiva, el ablandamiento u otro efecto aislado de temperatura ponga un límite máximo en la temperatura para el cual el material es apropiado.

A medida que los extremos de temperatura son alcanzados, tanto hacia arriba como hacia abajo, la selección de un material para un servicio específico llega a ser más crítico y se debe basar en la experiencia y de la información actualizada de su comportamiento. Ver Tabla 4-XXX.

Debido a que las conductividades del agua y del hielo son mu-

cho mayores que la del gas distribuido en el aislamiento, su presencia en los sistemas de aislamiento tiene un efecto deteriorante marcado en la eficiencia del aislamiento.

Una seria condición de humedad se presenta cuando la temperatura en una parte del aislamiento está por debajo de la temperatura del punto de rocío de la atmósfera circundante y, consecuentemente, el vapor de agua de la atmósfera se condensa sobre el aislamiento.

Mientras que el efecto de la humedad en la conductividad del aislamiento no es tan serio cuando la humedad existe en la fase de vapor, la conductividad es grandemente incrementada por la presencia de humedad condensada. Dado que la humedad tiende a emigrar hacia la superficie más fría (más baja presión de vapor), a baja temperatura puede condensar

El efecto de la humedad en la conductividad es difícil de determinar exactamente, debido a que en el examen de una conductividad térmica, se mantiene una diferencia de temperaturas constante, y la humedad en la muestra tiende a emigrar del lado más caliente al lado más frío.

Es posible que ocurran corrientes convectivas o de infiltración de aire en o a través de algunos aislamientos, causando un incremento en la transferencia de calor a través de estos aislamientos.

Algunos aislamientos fibrosos y de baja densidad son más susceptibles para incrementar el efecto de transferencia de calor por convección y por infiltración de aire. Un cambio del diferencial de temperatura a través de un aislamiento, tanto como en la altura,

espesor, y anchura del espacio aislado, influenciarán la cantidad de convección. Pero el efecto de convección dentro o a través del aislamiento puede ser minimizado por un cuidadoso diseño de la estructura aislante.

Exámenes recientes muestran que la efectividad de los aislantes fibrosos del tipo de fibras suaves fabricados en planchas, es seriamente afectada si se instala verticalmente con espacios de aire a ambos lados, debido al intercambio de aire a través del aislamiento entre los dos espacios. Sin embargo, cuando una membrana impermeable es aplicada a una de las superficies, la infiltración se hace despreciable y las conductividades medidas por los exámenes de plato caliente son generalmente aplicables.

Los factores que pueden afectar la conductividad del aislamiento causando asentamiento u otros cambios dimensionales son: vibración, temperaturas extremas, y variadas fuerzas mecánicas.

CONDUCTANCIA TERMICA.-

El método de cálculo del coeficiente total de transferencia de calor requiere un conocimiento de la conductividad térmica y del espesor de los compuestos homogéneos, la conductancia térmica de los componentes no-homogéneos, las conductancias superficiales a ambos lados de la construcción y la conductancia de cualquier espacio de aire contenido. Valores precisos de estas propiedades deben ser usadas para obtener resultados satisfactorios.

Algunas veces, rutas de flujo de calor paralelas de diferentes resistencias ocurren en la misma construcción. En tales casos, la determinación de la transmisión total térmica por medio del mé-

todo de la "caja caliente protegida" es recomendado.

CONDUCTANCIA SUPERFICIAL.-

La conductancia superficial de una pared es la transmisión combinada de calor hacia o desde la pared por radiación, convección o conducción. Cada una de las tres porciones del total pueden variar independientemente, afectando así la conductancia total.

La transferencia de calor entre dos superficies está controlada por la característica de la superficie (emitancia), la diferencia de temperaturas entre ellas, y el ángulo sólido a través del cual ellas se ven una con la otra.

La transferencia de calor por convección y conducción es controlada por la rugosidad de la superficie, por el movimiento del aire, y por la diferencia de temperaturas entre el aire y la superficie.

La importancia del efecto de la temperatura de los alrededores de la superficie en la conductancia superficial, debido al efecto de la radiación es ilustrado en la Tabla 4-XXXIII.

En muchos casos, debido a que la resistencia térmica (el recíproco de la conductancia) de las partes internas de la pared es alta comparada con la resistencia superficial, los factores superficiales son de menor importancia.

Las resistencias superficiales de una ventana de vidrio sencillo constituyen casi la resistencia total y por ésto, son muy importantes.

La parte convectiva de la conductancia superficial es afecta-

da marcadamente por el movimiento del aire; ésto se ilustra en la Figura 4-49.

En superficies pulidas, la longitud de la superficie también afecta significativamente la parte convectiva de la conductancia; el valor promedio disminuye a medida que la longitud de la superficie aumenta. Más aún, observaciones de la magnitud de la energía radiante a baja temperatura desde los alrededores exteriores muestran que solamente bajo ciertas condiciones pueden los alrededores exteriores ser tratados como un cuerpo negro radiando a la temperatura del aire.

Por eso, la selección de los coeficientes de conductancia superficial para una construcción llega a ser asunto de criterio. Las conductancias superficiales mostradas en la Tabla 4-XXX son aplicables a materiales ordinarios de construcción.

En casos especiales, donde las conductancias superficiales llegan a ser factores importantes en las velocidades totales de transferencia de calor, pueden ser requeridos coeficientes más seleccionados.

FACTORES QUE AFECTAN LA TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE ESPACIOS DE AIRE.-

La transferencia de calor a través de un espacio de aire involucra superficies de frontera tanto como el aire que interviene, y que depende marcadamente de la orientación del espacio de aire y de la dirección del flujo de calor.

Los coeficientes dados para conductancias de espacios de aire representan la conductancia total desde una superficie que encie -

rra el espacio de aire hacia la otra superficie. La conductancia total es la suma de una componente debida a la radiación y de una componente debida a la convección y conducción combinada.

Estas componentes pueden variar independientemente una de otra.

La parte radiante del coeficiente es afectada por la temperatura de las dos superficies fronterizas, y por sus emitancias "e" superficiales respectivas, de las cuales el efecto combinado es expresado por medio de la emitancia efectiva E del espacio del aire.

La componente radiante no es afectada por el espesor del espacio,, tampoco por su orientación o dirección del flujo del calor. La transferencia combinada de convección y conducción es marcadamente afectada por la orientación del espacio aéreo y por la dirección del flujo de calor, por la diferencia de temperaturas a través del espacio, y, en algunos casos, por el espesor del espacio. Es también ligeramente afectada por la temperatura promedio de sus superficies.

Para espacios de aire usualmente usados en la construcción, las componentes radiantes y convectivo-conductivas pueden variar independientemente las unas de las otras.

La Tabla 4-XXXI da las resistencias térmicas (recíprocas de las conductancias térmicas) de espacios aéreos de espesor uniforme y moderadamente pulidos, planos, de superficies paralelas, basadas en mediciones experimentales conducidas por la oficina nacional de estándares.

Para espacios de aire angostos, los cuales pueden ser defini-

dos como aquellos para los cuales el producto de el cubo del espesor de espacio aéreo en pulgadas por la diferencia de temperatura en °F a través del espacio, es menor que 3, para flujo de calor horizontal o hacia abajo; o menos que 1 para flujo de calor hacia arriba, la conductancia es la suma del coeficiente radiante de transferencia de calor y aquél para conducción, solamente a través del aire, ya que la convección es prácticamente suprimida. Los componentes radiantes y conductivos pueden ser computados por el método mostrado en las notas inferiores de la Tabla 4-XXXI.

La conductividad térmica del aire a la temperatura promedio apropiada es encontrada en la Figura 4-50.

Los efectos de diferentes temperaturas promedio, diferencias de temperatura y emitancias efectivas son indicadas en la Tabla XXXI.

Para obtener una resistencia térmica elevada con aislamiento reflectivo usado en refrigeración, las múltiples capas de aire encerradas por superficies reflectivas son conformadas, y la resistencia total es igual a la suma de las resistencias a través de cada espacio aéreo.

Dependiendo del tipo de aislamiento reflectivo, uno o ambos lados pueden tener superficies reflectivas más elevadas. A excepción de gruesos espacios de aire horizontales con flujo de calor hacia abajo, muy poco se gana térmicamente por la adición de una segunda superficie reflectiva al mismo espacio aéreo.

Si un espacio aéreo tiene solamente una superficie reflectiva, el lado en el cual la superficie reflectiva está ubicada no reali-

za ninguna diferencia apreciable en la velocidad de la transferencia de calor. Sin embargo, es importante prevenir la condensación que se forma en una superficie reflectiva si es solamente una y es tá ubicada en el lado frío de la construcción.

Una superficie reflectiva ubicada en el lado caliente de un es pacio aéreo no será usualmente una superficie de condensación, y por esto, mantendrá la resistencia térmica del espacio aéreo y en añadidura, actuará como una barrera de vapor de agua si el material y sus uniones son de una adecuada baja permeabilidad.

La emitancia de una superficie es la medida de su habilidad para emitir energía radiante y para la misma temperatura y longitud de onda, y es igual a la absorbencia (velocidad de energía absorbi da por una superficie a la energía total radiante que cae sobre ella).

La velocidad de energía reflejada por una superficie con respecto a la que cae sobre ella es definida como reflectancia y, para una superficie opaca, es igual a 1 menos la emitancia ($R = 1 - E$). Esta emitancia varía con el tipo y condición de la superficie y con la longitud de onda de la radiación.

Para el aislamiento reflectivo usado en la calefacción, aire acondicionado y refrigeración, el valor de la emitancia para radiación de longitudes de onda larga (infra-rojo) es importante, y no el valor de longitudes de onda más cortas del espectro visible.

La brillantez visible no es una medida de la Reflectancia para radiación térmica, porque no hay una relación definida entre la reflectancia por radiación luminosa y para longitud de onda larga.

Valores típicos de Reflectancia y Emitancia para superficies reflectivas y materiales constructivos y los correspondientes factores de emitancia para espacios de aire están en la Tabla 4-XXXI.

Los cambios en la condición de una superficie reflectiva, los cuales pueden reducir su reflectancia e incrementar su emitancia, pueden ser el resultado de la acción química, acumulaciones de polvo, o la presencia de condensación o escarcha.

Los cambios químicos incluyen oxidación, corrosión, embreamiento causado por el aire, humedad, enlucido húmedo, o el tratamiento químico de las tiras de madera para espaciamientos u otros miembros estructurales adyacentes.

La emitancia superficial puede ser obtenida por exámenes tales como el ASTM-C-445.

BARRERAS DE VAPOR DE AGUA.-

Las barreras de vapor de agua son materiales que suministran una resistencia a la transmisión del vapor de agua bajo condiciones específicas.

La velocidad permisible de la transmisión del vapor de agua (permeabilidad) de un material barrera depende del criterio de diseño de la estructura o del sistema aislado.

TIPOS DE BARRERA DE VAPOR.-

Las barreras de vapor de agua pueden ser clasificadas como estructurales, emebranos o recubrimientos.

Las barreras estructurales incluyen planchas rígidas tales como

mo plásticos reforzados, aluminio, acero inoxidable y tipos rígidos de aislamiento, los cuales son relativamente impermeables al flujo de vapor de agua debido a sus estructuras físicas y su composición. Estas barreras son usualmente aseguradas en el sitio por medios mecánicos y también proveen para sellos de vapor en las uniones.

Las barreras de membrana incluyen láminas metálicas, láminas y papeles tratados, felpas y papeles recubiertos y láminas o planchas plásticas. Tales barreras son flexibles y son suministradas en forma de rollos o en forma integral con el aislamiento. Se requieren materiales adicionales para el sellado de las uniones.

Las barreras recubridoras pueden ser del tipo semi-fluido Mastic, el tipo más fluido (pintura), arbitrariamente llamados recubrimientos superficiales, o el tipo de fusión caliente.

Su composición básica puede ser asfáltica, resinosa o polimérica con o sin pigmentos o solventes, como sea requerido para satisfacer condiciones de diseño. La aplicación puede ser por spray, brocha, bailejo, rodillo o inmersión, dependiendo del tipo de recubrimiento y aislamiento.

PROPIEDADES.-

Una barrera de vapor de agua no detiene necesariamente el flujo de vapor, pero sirve como un medio de control para reducir la velocidad y volumen del flujo.

En aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado y en construcciones, las barreras de vapor de agua son aplicadas al aislamiento térmico en tuberías frías, ductos, cerramientos refrigera

dos y estructuras. Su función es prevenir la acumulación de agua dentro del aislamiento o la construcción. Al retardar la transmisión del vapor de agua, las barreras de vapor ayudan:

- 1) A mantener los aislamientos secos y reducen los requerimientos de carga de calor para el sistema de enfriamiento.
- 2) Previenen el daño estructural por concepto de putrefacción corrosión y el efecto expansivo del agua congelada.
- 3) Disminuyen los problemas de pintura en la construcción de la pared exterior.

En añadidura a la velocidad de transmisión del vapor de agua, otras propiedades son importantes, dependiendo del tipo de barrera y de su aplicación.

Estas propiedades incluyen: resistencia mecánica a la tensión, corte, impacto y flexión, adhesión, elasticidad, estabilidad térmica, resistencia al fuego y a la inflamación, ser inerte a otros elementos deteriorantes, facilidad de fabricación, aplicación y sellado de uniones.

La permeabilidad de varios materiales de construcción y de varias barreras de vapor están dadas en la Tabla 4-XXXIV.

EFFECTIVIDAD DE LAS BARRERAS DE VAPOR.-

La efectividad de cualquier barrera de vapor de reducir acumulaciones de agua depende de supermeabilidad y localización dentro de la sección aislada.

La localización de la barrera de vapor está usualmente cerca de o en la superficie expuesta a la presión de vapor de agua más

alta. Para residencias que requieren calor, el lugar es usualmente el lado más caliente del aislamiento.

Bajo condiciones de flujo reversible de vapor de agua, la selección y localización de las barreras de vapor de agua requieren un estudio y tratamiento especial.

La efectividad del sistema de una barrera puede ser grandemente reducida si existen aberturas aún muy pequeñas en la barrera. Tales aberturas pueden ser causadas por una pobre mano de obra durante su aplicación, uniones o rendijas mal selladas, espesor de recubrimiento insuficiente, hermeticidad inapropiada, expansión térmica no compensada, fuerzas mecánicas, envejecimiento y otras formas de degradación.

ESPESOR DE AISLAMIENTO, ESPESOR ECONOMICO.-

En la situación actual, con los costos de energía cada vez más caros y la necesidad de conservar la energía, el aislamiento térmico puede ser de gran beneficio, especialmente para las industrias procesadoras y los sistemas mecánicos en edificios. Este beneficio es obtenido a través del uso del espesor económico de aislamiento térmico.

La economía es de preocupación fundamental cuando se evalúan las alternativas en la inversión. Cuando se aplica el diseño de sistemas de aislamientos, las economías pueden ser usadas:

- 1) Para seleccionar el espesor óptimo de aislamiento para un tipo específico de aislamiento.
- 2) Para evaluar dos o más materiales aislantes para el costo más bajo para un rendimiento térmico dado.

En ambas funciones, la economía es usada para determinar la solución más efectiva y económica para el aislamiento; ejemplo: Cúal diseño economizará la mayor cantidad de sueres conservando la energía y simultáneamente amortizándose sobre un período específico? Esta solución de diseño puede ser alcanzada por técnicas diferentes, pero para un juego de variables económicas dadas, hay solamente una solución.

Los conceptos básicos usados para determinar el espesor económico de aislamiento para un sistema de un material aislante, están presentados en esta parte. A pesar que las economías pueden ser ysadas para evaluar un sistema de materiales múltiples, o seleccionar entre diferentes materiales, estas alternativas no son tratadas aquí.

La función del aislante es clara; éste reduce la pérdida de energía desde una superficie operando a una temperatura diferente a la del ambiente.

El uso óptimo del aislante:

- 1) puede reducir los gastos operativos de energía para la planta.
- 2) puede mejorar la eficiencia del proceso
- 3) puede aumentar la capacidad de producción del sistema o reducir la capacidad del equipo requerido y succosto de inversión.
- 4) puede efectuar una reducción posible en los gastos permanentes de movimiento del negocio, de mantenimiento, de seguro de incendio y personales y otros gastos de planta.

El beneficio más importante del aislamiento es la energía con

servada y, como consecuencia, los ahorros de gastos por combustibles y potencia eléctrica.

Más allá del espesor económico óptimo, cualquier aislamiento adicional no se justifica por razón del ahorro de energía sobre el período de amortización designado.

Espesores más grandes de aislamientos pueden también demandar más inversión de capital para la estructura, tubería, etc.

Sin embargo, en algunos casos, disponibilidades limitadas de energía pueden requerir el uso de más aislamiento del que normalmente se justifica por su mínimo aislamiento y gastos de pérdida de energía.

Determinar cual espesor de aislamiento es más rentable no es fácil. Las economías de cada planta, incluyendo el costo de producir energía, determinan la cantidad de aislamiento a ser especificado.

Varios equipos y tuberías también requieren espesores económicos diferentes. Este análisis se complica posteriormente a causa de los costos energéticos futuros y de la vida de la máquina y su aislamiento, los cuales deben ser también considerados. Para cada planta estos factores determinan las diferentes soluciones para el análisis económico.

ANALISIS ECONOMICO.-

El costo del aislamiento instalado crece con el espesor. El crecimiento del costo se refiere tanto a la mano de obra como también al material asociado con cada espesor de aislamiento para una instalación en particular.

El aislamiento debe ser siempre aplicado en capas múltiples debido a que los materiales no son fabricados en capas únicas de suficiente espesor, y, en muchos casos, para el amortiguamiento de los movimientos de expansión y contracción.

En una aplicación de capas múltiples, el costo de instalación del aislamiento crecerá con cada capa debido al costo de mano de obra adicional. La Fig.4-51 da una representación típica de los costos de representación para una aplicación de multicapas. La pendiente promedio de las curvas crece con el número de capas, esto se debe por cuanto los costos por materiales y mano de obra crecen más rápidos que el crecimiento del espesor.

El costo de la pérdida energética está directamente relacionada con la velocidad de la transferencia calórica a través del aislamiento y del valor en suces. de esa energía.

Como se muestra en la Fig.4-51, el costo de la energía perdida disminuye a medida que el espesor del aislamiento aumenta.

Ya que el espesor óptimo económico es el costo total más bajo de pérdida energética y de instalación del aislamiento sobre la vida del mismo, estos dos costos deben ser comparados en términos similares.

El costo del aislamiento debe ser anualizado y comparado con el costo anual de pérdida energética, o el costo de la pérdida energética de cada año debe ser expresado en suces actualizados y comparados con el costo total de la inversión del aislamiento.

El primer método, o sea, anualizando el costo del aislamiento y comparándolo con el costo promedio anual de pérdida energética, es más práctico, ya que los costos varios se actualizan mejor con

este enfoque.

COSTO DE INSTALACION DEL AISLAMIENTO.-

El período sobre el cual el costo del aislamiento es anualizado afectará al espesor económico. Si la amortización sobre el ciclo de vida es usada, el costo inicial del aislamiento será repartido sobre el número de años que se espera que el aislamiento esté en servicio.

Si un período de amortización más corto es requerido para el aislamiento, el espesor económico para este ciclo de vida tendrá un costo anual más alto, y por eso no podrá ser igual a los ahorros de energía sobre el corto período de amortización. Por eso, a medida que el período de amortización es más corto, generalmente el espesor económico del aislamiento es más delgado.

Por supuesto que un sistema aislado diseñado para pagarse con los ahorros energéticos en un período de amortización corto, el cual estará realmente en servicio por más tiempo, no producirá el costo total más bajo sobre el período de servicio.

El costo anualizado de la instalación del aislamiento debe ser ajustado al costo de la moneda actual, el cual puede ser una razón de descuento, incluyendo la razón de recuperación deseada de la inversión del aislante.

Los costos de mantenimiento del sistema aislado deben también ser incluidos en el costo anual.

COSTO DE PERDIDA ENERGETICA.-

En añadidura a la cantidad de pérdida energética a través del

aislamiento, el costo de esta energía debe ser determinado en una base anual para ser comparado con el costo anual del aislamiento.

El costo del combustible tiene el efecto más grande en el valor de la energía. La eficiencia de la conversión del combustible debe entonces ser considerada; ya que el combustible usado sobre el período de depreciación, lo más probable es que cambie con el tiempo, el costo promedio de combustible sobre el período de depreciación debe ser usado, en vez del costo al inicio.

La energía conservada con el aislamiento requiere capital de equipamiento para su producción. El costo de la planta energética debe por esto ser asignado al valor de la energía en el sistema.

El costo anual es computado en un método similar al usado al analizar el costo del sistema aislado, considerando el período de depreciación de la planta, costo de la moneda, rendimiento energético anual de la planta y gastos operacionales.

COSTO TOTAL.-

A valores pequeños de espesor de aislamiento, el costo de la pérdida energética es mucho más alto que el costo del aislamiento, resultando en un costo total anual elevado.

A medida que se incrementa el espesor de aislamiento, el costo de pérdida energética disminuye, ya que el costo total anual representa la suma del costo anual de instalación y del costo anual de pérdida energética, por cada incremento diferencial del costo de aislamiento; el cambio en el costo total correspondiente está dado por:

$$m_t = m_c + m_s ; \text{ d\u00f3nde,}$$

m_t = cambio incremental en los costos totales anuales
 m_c = cambio incremental en el costo del aislamiento
 m_s = cambio incremental en el costo de energía perdida

Inicialmente, cuando el aislamiento es aplicado, el costo total disminuye porque el ahorro energético es más grande que el cambio en el costo del aislamiento.

El aislamiento adicional reduce este costo hasta cierto espesor donde el cambio en el costo total es igual a cero. En este punto, $m_t = m_c + m_s = 0$ (o, ya que m_s tiene un valor negativo, donde $m_c = -m_s$), y ninguna reducción posterior puede ser obtenida.

Más allá de este espesor, los costos totales anuales subirán porque el costo de incrementar el aislamiento llega a ser más grande que los ahorros energéticos adicionales derivados de añadir otro incremento de aislamiento.

La Fig.4-51 totaliza los costos anuales del aislamiento y energía perdida para cada espesor de aislamiento. El punto A sobre la curva de costo total corresponde al espesor económico de aislamiento, el cual en este ejemplo está en el rango de capa doble.

El espesor económico teórico, por esto, es determinado en el punto donde el último suere invertido resulta en exactamente un suere de ahorro. Sin embargo, ya que el aislante es usualmente suministrado en incrementos mínimos de $\frac{1}{2}$ pulgada, este espesor exacto debe ser redondeado a la $\frac{1}{2}$ pulgada más cercana.

Visualizando el espesor económico calculado como un espesor mínimo, suministrará una holgura contra los incrementos imprevistos del precio de combustible, tanto como de conservación de energía.

ESPESOR PARA PREVENIR LA CONDENSACION SUPERFICIAL.-

La condensación ocurre cuando el vapor de agua en el aire está en contacto con una superficie cuya temperatura está más baja que el punto de rocío del aire. Para prevenir que la condensación ocurra en el lado caliente de los cuartos aislados, de las tuberías, ductos, equipos, etc., un espesor suficiente de aislamiento debe ser usado para asegurar que la temperatura superficial del aislamiento siempre exceda la temperatura del punto de rocío.

Es imposible suministrar espesores de aislamientos para prevenir la condensación a una humedad relativa del 100%, porque la ganancia de calor debería ser reducida a cero usando un espesor infinito de aislamiento.

La Fig.4-52 ilustra el estado de transferencia de calor para la cual la siguiente relación puede ser usada para calcular los datos dados en la Figura 4-53.

$$q = (D_b - D_p)/R_s = (D_p - t_o)/R_i$$

$$R_s/R_i = (D_b - D_p)/(D_p - t_o)$$

$$R_i = L/k$$

$$L = k R_i = k R_s (D_p - t_o)/(D_b - D_p)$$

donde,

$$q = \text{velocidad del flujo calórico, Btu/hr pie}^2$$

$$D_b = \text{temperatura de bulbo seco del aire ambiente sin movimiento (quieto) } ^\circ\text{F.}$$

$$D_p = \text{temperatura de rocío } ^\circ\text{F.}$$

$$t_o = \text{temperatura de operación } ^\circ\text{F.}$$

$$R_s = \text{resistencia térmica superficial} = 0,65 \text{ hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F/Btu}$$

$$R_i = \text{resistencia térmica del aislamiento, hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F/Btu}$$

L = espesor en pulgadas (como se lee desde la Fig.4-54), su superficie plana o espesor equivalente.

k = conductividad térmica media en Btu-pulg/hr-pie²-°F

El espesor equivalente es el espesor de aislamiento de una superficie plana que será requerido para dar la misma velocidad de transmisión de calor por pie² de superficie exterior de aislamiento, como en un cilindro o en una tubería.

$$L = R_s \ln R_s/R_i$$

donde,

R_s = radio exterior del aislamiento, pulg.

R_i = radio interior del aislamiento, pulg.

El espesor apropiado de aislamiento requerido para prevenir condensación en tuberías y superficies metálicas planas pueden ser obtenidos en las Figuras 4-53 y 4-54.

En la Fig.4-53, t_m es la temperatura media °F para k de un material aislante específico y es tomado como promedio aritmético de D_b y t_o .

$$t_m = (D_b + t_o)/2$$

El espesor actual del aislamiento de tubería es determinado de la Fig.4-54, entrando a la Fig.4-54 con L como el espesor equivalente determinado de la Fig.4-53, para condiciones específicas. Siempre hay que seleccionar el espesor nominal próximo más alto.

CUARTOS REFRIGERADOS.-

El diseño de cámaras frías de almacenamiento deben permitir

un almacenamiento de largo tiempo de productos congelados o susceptibles de deterioro, a las temperaturas seleccionadas, con un balance apropiado entre los costos iniciales, de operación, de mantenimiento y de depreciación.

Las cámaras requieren de la mayor atención con respecto del aislante térmico y de las barreras aire/vapor, ya que éstos influyen grandemente en los costos.

Muchos espacios refrigerados son diseñados para operar a temperaturas bajo cero. Estas bajas temperaturas, tan bajas como 130 °F. más bajo que la temperatura exterior, requieren de una resistencia térmica adecuada para mantener las gargas de operación y los costos bien bajos. Estas mismas bajas temperaturas aumentan la severidad en las condiciones de servicio impuestas sobre el sistema aislado.

Grandes diferencias en temperaturas y presión de vapor a través del aislante mueven la humedad hacia la construcción, a menos que técnicas apropiadas de construcción sean adoptadas.

La fuente fundamental de humedad común para todos los locales es el vapor de agua en el aire. Sin embargo, la humedad del suelo debe ser también calculada, porque cuando la humedad se congela, ya sea en el sistema aislado o en el suelo debajo de las losas de suelo o de tierra, a largo plazo el efecto es un incremento tanto en los costos de operación como de mantenimiento.

El control de la humedad que entra en el aislamiento es de importancia fundamental para limitar el acumulamiento de agua y de hielo en la estructura. El sistema aislante y la estructura se deterioran si el flujo de humedad no es controlado. La interacción

de estas fuerzas bajo condiciones de servicio hacen que la localización e integridad del sistema de barrera de vapor es de crucial importancia y fomenta un bono de recompensa para la excelente mano de obra.

Varios materiales aislantes han sido usados para cámaras frías de almacenamiento. Algunos tienen propiedades estructurales significativas; algunos tienen características inherentes de ser barreras de vapor. Todos requieren de la consideración de la necesidad de una combinación cuidadosa de barreras de vapor, para minimizar el flujo de aire y de humedad.

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE ALMACENAMIENTOS FRIOS.-

El diseño y construcción de una cámara fría de almacenamiento moderna requiere una técnica especializada.

Existen muchos métodos constructivos que son utilizados para construir y aislar espacios de almacenamientos de baja temperatura. La mayoría pueden ser clasificados como:

- 1) Paneles estructurales aislados.
- 2) Aislamiento aplicado mecánicamente.
- 3) Sistema de aplicación de adhesivo o de aplicación de espuma.

Hay e maneras de obtener esta envoltura ininterrumpida en la situación constructiva actual. La más simple es la encapsulación total del sistema estructural por medio de una barrera de vapor exterior debajo del piso, en el exterior de las paredes y sobre el techo. Vea la Figura 4-55.

Esto ofrece el menor número de penetraciones a través de la

barrera de vapor, así como también el costo más bajo. Un segundo método es a través de un sistema totalmente interior, donde la envoltura de la barrera de vapor está colocada dentro del cuarto y el aislamiento añadido a las paredes, piso y techo. Vea la Figura 4-56.

Esta técnica es frecuentemente usada donde los requerimientos de lavado se presentan, convertido en un espacio de baja temperatura o para pequeños cuartos localizados dentro de grandes congeladores o locales no refrigerados.

El tercer método es la construcción Interior-Exterior (ver Fig.4-57) involucrando una pared cortina exterior de cemento o material similar, asegurada a un sistema estructural interior con espacio adecuado para el sistema de aislamiento con barrera de vapor para envolver el techo y ser incorporado en un sistema de techado, el cual sirve como barrera de vapor. Este método de construcción, a pesar de ofrecer más interrupciones en la barrera de vapor que el sistema exterior, suministra una alternativa viable.

Las técnicas ilustradas muestran conceptos de envolturas herméticas al aire y a la humedad, dentro de las cuales el aislamiento puede ser incorporado. Estos conceptos deben ser considerados inviolables cuando un cuarto de almacenamiento frío es diseñado.

Esto incluiría penetraciones estructurales misceláneas y alguna violación mayor de la envoltura aislante con barrera de vapor.

En las condiciones anteriores, un factor secundario debe recibir el mismo énfasis que la construcción de la envoltura en sí, que es el efecto del área circundante o adyacente a la envoltura.

Cada área de temperatura muy variable debe ser considerada como una envoltura separada (ver Fig. 4-58), lo que retardará la influencia del calor y humedad.

EL ESPACIO ADYACENTE A LA ENVOLTURA.-

La condensación sobre la envoltura es usualmente causada por una condición alta de humedad rodeando la envoltura con ventilación inadecuada. La mayoría de las veces ocurre dentro de un espacio muerto, tales como el aire sobre el tumbado falso, o una pared hueca, a través de una viga metálica o una viga hueca. Cuando se diseña estos locales es aconsejable eliminar o rellenar todos los espacios de aire encerrados, excepto aquellos lo suficientemente grandes para ser adecuadamente ventilados.

Los plenums por encima del tumbado falso son mejor ventilados por medio de venteos mecánicos, los cuales suministran movimiento de aire sobre la envoltura.

En cuartos congelados, es aconsejable rellenar cualquier tejido de vigas u otros espacios difíciles de ventilar. Donde es impráctico eliminar paredes de bloques huecos, deben ser secadas por calor y proveer drenaje.

La penetración a través de la envoltura aislante debe ser evitado si es posible.

Hay que aislar y sellar a vapor todas las vigas de acero, columnas y grandes tuberías que se proyecten a través del aislamiento con una cinta aislante de 4 pies. Tubos eléctricos y tubos pequeños y varillas deben ser aisladas para una distancia de 4 veces el espesor aislante de la pared. (Los conduits y los tubos pe

queños deben ser sellados contra el vapor en el lado interior para prevenir el flujo de humedad.)

En ambos casos, el espesor aislante de la proyección debe ser la mitad de aquél para un tumbado o una pared regular.

Hay que rellenar cualquier vacío dentro de las proyecciones metálicas, y también localizar la cinta aislante en el lado caliente donde es factible, y sellar las proyecciones metálicas en el lado caliente.

TRATAMIENTO AIRE/VAPOR EN UNIONES.-

Los escapes de aire y de vapor en las uniones entre la pared y el tumbado es probablemente el problema predominante de orden constructivo en los locales congelados de almacenamientos modernos.

Cuando un cuarto congelado de almacenamiento alcanza su baja temperatura de operación, los elementos estructurales (techo y aislamiento) pueden contraerse separando el tumbado de la pared.

Debido a la presión negativa del espacio de la unión pared-tumbado, el aire húmedo caliente puede penetrar dentro del cuarto y recolectarse como hielo. Esta condición raramente se sella y es peligrosa para la operación del local.

En concordancia, el diseño apropiado del sello aire/vapor es crítico.

Ya que éstas y otras uniones son áreas muy críticas en los cuartos de almacenamiento congelados, se ha dedicado un tiempo y experiencia considerable para desarrollar técnicas exitosas. Para esto son necesarios un correcto diseño, materiales de calidad, bue

na mano de obra y frecuente supervisión. El cuidado con que se mezclen estos ingredientes tendrá una fuerte influencia en el rendimiento del cuarto acabado.

El diseño debe asegurar que las instalaciones apropiadas puedan ejecutarse bajo variadas condiciones adversas en el sitio de trabajo. Los materiales deben ser compatibles unos con otros.

La instalación debe ser hecha por trabajadores cuidadosos bajo la dirección de un supervisor experimentado y bien entrenado. Una cooperación estrecha entre el contratista general, de tumbados, de aislamientos y de otro tipo, incrementará las posibilidades de una instalación exitosa.

El sistema de aire/vapor evaporado es la mejor respuesta para la prevención de escape. Una buena lámina evaporativa esquinera debe ser flexible, robusta, hermética al aire y hermética al vapor.

Combinando esto con el uso apropiado de aislamiento flexible en forma traslapada, con adhesivos, con apoyos en las paredes (ledger), y con un buen sellante para un rendimiento libre de escapes. Figura 4-59.

Una unión techo/pared construida apropiadamente debe permanecer hermética al aire y al vapor durante la duración del local.

Para hacer esto se impone:

- 1) Que sea lo suficientemente flexible para absorber los movimientos de la estructura que pueden ocurrir a las temperaturas de operación.
- 2) Permitir contracciones térmicas del aislamiento a medida que la temperatura ambiente es empujada a la temperatura

de operación.

- 3) Ser construido con un mínimo de penetraciones que pueden causar escapes. (La pared unida al acero estructural que se extiende a través de la lámina evaporadora esquinera puede dejar eventualmente escapar no importa cuan bien se llada esté durante la construcción.). Así que hay que mantener esto al mínimo, y las aberturas accesibles para mantenimiento.
- 4) La lámina de re-evaporación esquinera debe ser apropiadamente traslapada y sellada con adhesivo, y mecánicamente asegurada a la barrera de vapor de la pared.
- 5) La esquina re-evaporadora debe ser sellada al techo sin ninguna abertura.

Este tema ha tratado principalmente con las uniones entre pared y techo. Sin embargo, las prácticas descritas aquí se aplican también para otras uniones aisladas en cámaras congeladas de almacenamiento. En el diseño de esquinas re-evaporadoras se debe contactar la ayuda del fabricante.

La consecuencia de un pobre diseño y de una instalación inferior es la filtración de aire húmedo dentro de la cámara, resultando en congelamiento y formación de hielo, pérdida de energía, pobre operación, pérdida de espacio útil de almacenamiento y, eventualmente, reparaciones costosas.

VENTILACION DEL PISO.-

Tan importante como el aire circundante es el subsuelo debajo de la barrera de vapor del piso. Asumiendo que la estructura es construida sobre el relleno, la muy baja temperatura dentro de la cámara enfriará eventualmente la temperatura del subsuelo hacia más

abajo del congelamiento. Cuando esto ocurre, la humedad en el subsuelo se congela y causa un condición pesada de escarchamiento.

Es usual observar pisos frigoríficos enteros, con dobleces, con pérdida del producto y estructura. Para prevenir el hielo bajo el piso, un calentamiento artificial debe ser inducido a través de venteos de aire, líneas de líquidos calientes, cables, calentadores eléctricos.

El método de calentamiento más aceptado para el subsuelo es el de ductos de aire por debajo del piso, apoyándose en sistemas de circulación de aire caliente por gravedad o por sopladores.

Las condiciones climáticas del área determinarán si un calor artificial necesita ser inducido en este sistema de ventilación de aire. Líquidos calentados o sistemas eléctricos son las alternativas.

PREPARACION DE LA SUPERFICIE.-

Cuando un sistema adhesivo es usado, la superficie contra la cual el material aislante va a ser aplicado debe ser parejo y libre de polvo. Cuando las temperaturas llegan a ser más bajas que el punto de congelamiento, las paredes de mamposterías deben ser empujadas y selladas con enlucido de cemento. Superficies de concreto moldiado no requieren enlucido.

El adhesivo aislante es preferido como barrera de vapor; debe ser aplicado a la pared en forma de una lámina continua, de acuerdo a las especificaciones del fabricante.

Con un sistema mecánico, ninguna preparación superficial especial es requerida, asumiendo que la superficie está razonablemente parejo y con una buena fabricación.

Con un sistema de rocío de espuma, la superficie debe estar libre y seca. Cualquier rajadura o unión constructiva debe ser preparada para prevenir proyecciones a través de la envoltura aislada rociada.

Todo enlucido suelto, polvo, etc., debe ser removido para asegurar una buena ligazón entre la espuma aislante rociada y la superficie.

Las superficies muy pulidas pueden requerir agentes especiales ligantes.

En los sistemas de paneles estructurales, los paneles son usados como relleno entre los miembros estructurales; llegan a ser las superficies de las cámaras.

Cuando los paneles son usados como separaciones constructivas, no se necesita ninguna preparación especial de la superficie, asumiendo que las superficies son buenas y razonablemente pulidas.

ACABADOS.-

Todas las paredes y tumbados tendrán un acabado interior. El acabado debe ser impermeable al vapor de agua y no debe servir como una represa de vapor. La permeabilidad del acabado interior debe ser significativamente mayor que la permeabilidad de la barrera de vapor.

El acabado con enlucido para las paredes y tumbados de cuartos de baja temperatura es exitosa donde el sistema aislante es diseñado para soportar el peso de el enlucido. Dado que el enlucido de cemento tiene una resistencia limitada al descongelamiento, no debe ser usado en cámaras frías de aire forzado o congeladores for

zados.

Los tableros de asbesto-cemento, las láminas metálicas, y otros tableros especiales (cuando instalados para permitir el paso del vapor de agua, si es necesario) han sido exitosamente usadas para paredes y tumbados de cámaras, operando sobre un ancho rango de temperaturas.

Hay ocasiones cuando, para lavados sanitarios, un acabado frotable es requerido en la superficie interior de la cámara frigorífica aislada. Tales acabados por lo general, tienen baja permeabilidad, y cuando son aplicados en la superficie interior del aislamiento, un más bajo tratamiento de permeabilidad es requerido en la superficie exterior del aislamiento.

Los paneles estructurales aislados con exteriores metálicos e interiores metálicos o de plástico reforzado están encontrando acogida como superficies expuestas para las cámaras frigoríficas. Su uso previene la entrada de humedad en la superficie del aislamiento y deja solamente las uniones entre paneles como áreas de preocupación por la penetración de la humedad.

En la selección de un acabado interior para satisfacer los requerimientos de uso de la instalación, se debe considerar lo siguiente:

- 1.- Resistencia al fuego
- 2.- Requerimientos de lavado
- 3.- Daño mecánico
- 4.- Permeabilidad al gas y a la humedad

Todas las paredes interiores de espacios aislados deben ser protegidas por guardas, siempre que la posibilidad de daño al cog

bado exista.

TUMBADOS SUSPENDIDOS.-

Para conservar la refrigeración, los tumbados suspendidos son recomendados para donde la altura del espacio es más grande que la requerida.

Cuando el tumbado es suspendido desde la construcción sobre la cámara y el aislamiento es aplicado sobre la parte superior del tumbado, hay que aislar las varillas sostenedoras para prevenir la condensación alrededor de las varillas. Las varillas deben ser doblemente entuerçadas para prevenir el levantamiento del tumbado. No se debe utilizar alambres como soportes.

El espacio sobre el tumbado debe ser bien ventilado para minimizar la posibilidad de condensación y la ventilación debe proveer 4 a 5 cambios por hora. Esto debe ser ejecutado por extractores montados en el techo, y venteos espaciados con alguna uniformidad alrededor del perímetro del plenum, ya que el aire frío y húmedo tiene una pequeña o despreciable potencia secadora. Es recomendable que los ventiladores mecánicos sean termostáticamente o humi-disticamente controlados para apagarse cuando:

- 1.- La temperatura exterior es menor que 50 °F
- 2.- La humedad exterior es mayor que el 60% de la humedad relativa

Los tumbados suspendidos deben ser diseñados para tráfico liviano, por la inspección y mantenimiento.

DRENAJES POR EL PISO.-

Los drenajes de piso deben ser evitados en lo posible. Ellos deben ser especialmente diseñados donde son necesarios, como en las cámaras frías de almacenamiento, ejemplo de simensión corta y gruesa, y deben ser colocados encima de por lo menos algunas pulgadas de aislamiento del piso en la cámara. Esto permite que el drenaje y su tubería sea instalado con un mínimo de debilitamiento de la envoltura aislante.

CABLES ELECTRICOS.-

Los cables eléctricos deben ser llevados a la cámara refrigerada a través de una localización, penetrando la barrera de vapor de lapared y el aislamiento solamente una vez, preferiblemente cerca del piso. El cable recubierto de plástico es recomendable para este servicio y donde los códigos lo permitan.

Si los códigos requieren conduit, el último accesorio en el lado caliente de la línea debe ser del tipo a prueba de explosión y además estar sellado para prevenir la entrada de vapor de agua en el conduit frío.

Las luces dentro de la cámara no deben ser selladas contra vapor, pero si permitir el paso libre de la humedad.

Un cuidado extremo debe ser empleado para obtener un sello contra vapor entre la parte exterior del servicio eléctrico y la barrera de vapor de la cámara refrigerada.

TRANSPORTADOR DEL TUNEL.-

El transportador en una cámara refrigerada, siempre que sea posible, debe ser soportado dentro de la estructura aislada, total

mente independiente de la cámara en sí. Esto coloca todo el peso del transportador en el piso de la cámara refrigerada y no en la estructura del techo o de los miembros superiores y por ésto, el mantenimiento es simplificado.

PUERTAS DE CAMARAS FRIGORIFICAS.-

Las puertas para cámaras frigoríficas son fabricadas en una variedad de tipos para satisfacer cada requerimiento. Debido al uso pesado que ellas reciben, las puertas deben ser tan fuertes como sea posible, y al mismo tiempo, lo suficientemente livianas para una fácil apertura y clausura.

Las cerraduras deben ser de buena calidad, de tal modo que puedan regularse para comprimir el empaque uniformemente contra la caja.

Las puertas instaladas interiormente no son recomendadas para cámaras operando bajo congelamiento a menos que se suministre con calentadores, y no deben usarse temperaturas bajo cero, con o sin calentadores.

CERRADURAS.-

Todas las cerraduras metálicas dentro de la construcción o expuestas a condiciones de oxidación o corrosión del metal básico, deben ser galvanizadas fuertemente, plaequadas o protegidas de otro forma.

VALORES DE AISLAMIENTO R.-

El valor R de aislamiento requerido variará con la temperatura mantenida dentro de la cámara refrigerada y de las condiciones

circundantes a la cámara.

Generalmente los valores de R de la Tabla 4-XXXV son recomendados para diferentes tipos de cámaras. El rango de valores de R resulta de la variación en el costo de la energía, materiales aislantes, y condiciones climatéricas. Para valores más exactos se debe consultar con el diseño o con el suministrador del aislamiento. Los valores de R inferiores a aquellos mostrados no deben ser usados.

PROTECCION CONTRA INCENDIOS.-

Los códigos para edificios generalmente reconocen a este tipo de construcción como de un relativo bajo peligro de incendio. Adicionalmente, al repasar los códigos locales, hay que asesorarse con el comité de seguros para aplicaciones aceptables.

CONSIDERACIONES AL EMPUJAR LA TEMPERATURA HACIA ABAJO.-

Por causa de las bajas temperaturas adentro de las cámaras refrigeráticas, la contracción de los elementos estructurales en este espacio deberán ser sustancialmente más grandes que en cualquier ambiente circundante. Por esto las uniones de expansión deben ser apropiadamente diseñadas para prevenir el daño estructural durante el descenso de temperatura de la cámara.

Los acabados son especialmente susceptibles de daño cuando las temperaturas son disminuídas rápidamente. El enlucido de cemento Portland debe ser totalmente curado antes de que la cámara sea refrigerada.

La temperatura debe ser disminuída gradualmente al rango de operación con una pausa a los 35 °F, hasta que la mayor humedad ha-

ya sido removida.

Las puertas deben estar parcialmente abiertas durante la fase de disminución para aliviar el vacío interno causado por el enfriamiento del aire, o deben estar previstos los venteos.

La losa de concreto se contraerá durante la jalada hacia abajo, causando aberturas en las uniones losa-pared, en las juntas de expansión, y en otras uniones constructivas.

Al final del período de pausa, por ejemplo a los 35 °F, debe ser realizado cualquier relleno necesario para tapar rendijas.

La disminución gradual de temperaturas es diseñada para eliminar los problemas que se originan de los cambios de temperatura, mientras, al mismo tiempo, desaloja la humedad de la cámara y comprueba el sistema de aislamiento con barrera de vapor.

MANTENIMIENTO.-

Debido a que cualquier construcción está sujeta a cambios dimensionales causados por cambios de peso, de temperatura y de otros factores, las cámaras frigoríficas deben ser inspeccionadas regularmente para localizar los problemas oportunamente, de tal suerte que el mantenimiento preventivo puede ser ejecutado a tiempo para evitar daños serios o costosos.

Los procedimientos de inspección y mantenimiento caen dentro de dos categorías:

- 1.- Aberturas, puertas, jambas y otras penetraciones a las cámaras frigoríficas de almacenamiento.
- 2.- El sistema Básico, el piso, las paredes y el techo que

proporcionan el control requerido de temperatura.

EL SISTEMA BASICO.-

- 1.- Hay que asegurar unas estructuras de madera a una distancia suficiente desde las paredes o techos para permitir una circulación de aire; se recomienda 3 pies.
- 2.- Hay que examinar las paredes y los techos al azar de formaciones de escarcha y eliminar cualquier espacio de aire muerto que cause escarcha.
- 3.- Con tumbados falsos aislados por debajo de un plenum, hay que inspeccionar el área del plenum por posibles infiltraciones de aire y de condensación por el techo.
- 4.- Si son detectadas condensaciones o infiltraciones, hay que hacer las reparaciones inmediatamente.

ABERTURAS.-

- 1.- Hay que entrenar al personal para cerrar las puertas en el menor tiempo posible, para reducir el escarchamiento en las cámaras.
- 2.- Hay que chequear las bisagras y el recorrido de las puertas periódicamente para estar seguro de que el sello en el filo de la puerta es efectivo. Si se detectan infiltraciones, hay que efectuar ajustes para restaurar la condición de a prueba de aire y humedad.
- 3.- Hay que chequear las puertas y sus filos para detectar daños debidos al movimiento de los productos. Hay que reparar inmediatamente cualquier daño, para prevenir hielo en las puertas o problemas en el motor debido a sobrecargas causadas por una excesiva fricción.

- 4.- Hay que lubricar las puertas de acuerdo al horario de mantenimiento elaborado por el fabricante de la puerta, para asegurar un movimiento libre y un cerramiento completo.
- 5.- Hay que chequear las perforaciones practicadas en las paredes o en el techo, justificadas para la penetración de ductos, tuberías y cables eléctricos; periódicamente hay que estar seguros de que el sello esté hermético.

PRINCIPIOS GENERALES PARA AISLAMIENTO.-

Los principios generales para el aislamiento de cuartos refrigerados o de edificios estudiados en esta sección se aplican siempre y cuando las condiciones ambientales se comporten como la temperatura de operación de refrigeración en estado estable.

Las cámaras están sujetas a temperaturas refrigeradas y calientes en forma alternada; así mismo están sujetas a una dirección de flujos de calor reversible, y usualmente son diseñadas con barreras de vapor de igual permeabilidad en ambos lados del aisla-miento térmico.

En cámaras de altitud, unas cubiertas de acero soldado forman una estructura externa capaz de soportar la diferencia de presión entre la atmósfera externa y la condición de vacío interna.

Las condiciones ambientales a temperaturas normales exteriores y superiores y con alta humedad inyectada presentan problemas de operación similares a aquellos que se presentan en tanques y recipientes.

El acabado interior de protección en el aislamiento térmico u

sualmente es diseñado con:

- 1) La más baja permeabilidad al vapor de agua posible a través del material protector y sus uniones selladas.
- 2) Dejar previsto el drenaje para el condensado que puede presentarse en la construcción del aislamiento térmico.

Las cámaras altimétricas con cascarones pretensados son generalmente diseñados con aislamiento instalado en el interior del cascarón para proteger al cascarón de las severidades de la temperatura y para eliminar el efecto de la masa térmica del cascarón en la carga de refrigeración en las jaladas hacia abajo muy rápidas de la temperatura.

El espesor de aislamiento debe también ser diseñado con la consideración de la transferencia de calor a través de camisas, tuberías, conduits, jambas de puertas, ventanas de observación, y otras perforaciones, pero una guía general para diseñar a baja temperatura es:

$$\text{Espesor} = (0,15) (k) (t_o - t_i)$$

donde,

k = conductividad del aislamiento, BTU/hr-pie²-°F/pulg.

t_o = temperatura de diseño ambiental °F

t_i = temperatura de la cámara °F

El uso de esta ecuación resultará en una temperatura superficial exterior de menos 5 °F más baja que el ambiente.

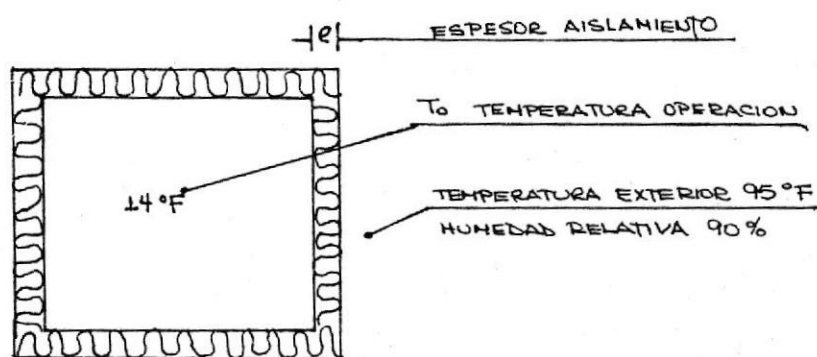
La resistencia térmica para construcciones aisladas para temperaturas de refrigeración generalmente será más que adecuada para requerimientos térmicos que para altas temperaturas, pero el rango de temperatura máximo permisible del aislante térmico debe ser res

petado para cada aislante en particular.

El efecto de la masa térmica del aislamiento y del acabado protector puede ser calculado. Para una razón de cambio de temperatura de 8 a 12 horas, la mitad de la masa de la construcción puede ser empleada; para una razón de 2 horas o menos, un cuarto de la masa.

El diseño de la construcción del aislante térmico debe prevenir o prever la posibilidad de asentamiento del material aislante con huecos no aislados, deterioro del material aislante a través del choque térmico y absorción peligrosa de retención de líquidos o vapores inflamables (si están presentes en la cámara). Los materiales componentes del aislamiento deben de ser seleccionados con estas características en mente.

APLICACION DE LOS CRITERIOS DE ESPESOR DE AISLAMIENTO EN EL TUNEL DE REFRIGERACION DE CACAO LIQUIDO.-



T_o = temperatura de operación 14 °F

D_b = temperatura de bulbo seco del aire ambiente calma 95 °F

ϕ = humedad relativa del aire ambiente 90%

De la carta psicrométrica para una presión barométrica de 29,92 pulgadas de mercurio, obtenemos la temperatura del punto de rocío

del aire ambiente a partir de los datos de 95 °F de bulbo seco y 90% de humedad relativa; el resultado es de 91,5 °F de punto de rocío.

Conocemos que la Resistencia térmica superficial R_s es de $0,65 \frac{\text{hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$.

Como aislante térmico seleccionamos el poliuretano expandido con R-11, que posee un valor a la temperatura promedio de 54,5 °F $(95 + 14/2)$ de $0,16 \frac{\text{Btu-pulg.}}{\text{hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}}$.

A continuación, vamos en primer lugar a aplicar el criterio técnico para diseñar el espesor de aislamiento para evitar la condensación de agua superficial.

Este criterio técnico se expresa por la siguiente fórmula:

$$R_s/R_i = (D_b - D_p)/(D_p - T_o) = (95 - 91,5)/(91,5 - 14) = 0,045161$$

$$R_i = R_s/0,045161 = 0,65/0,045161 = 14,39$$

$$L = k R_i = (0,16)(14,39) = 2,30 \text{ pulgadas}$$

A este mismo resultado se llega utilizando de manera práctica la Fig. 4-51, para hallar R_i directamente a partir de solamente la temperatura de operación 14 °F, y la humedad relativa y temperatura del aire exterior (90% y 95 °F).

EL SEGUNDO CRITERIO DE ESPESOR.-

Viene dado por la fórmula:

$$\text{Espesor} = (0,15) (k) (T_e - T_o)$$

Reemplazando valores tenemos:

$$\text{Espesor} = (0,15) (0,16) (95 - 14) = 1,944 \text{ pulgadas}$$

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.-

,Fácilmente deducimos que tenemos que escoger 2,30 para evitar condensación, más aún, escogemos un espesor de 4 pulgadas como espesor que involucra un porcentaje de seguridad para compensar el deterioro a través del tiempo.

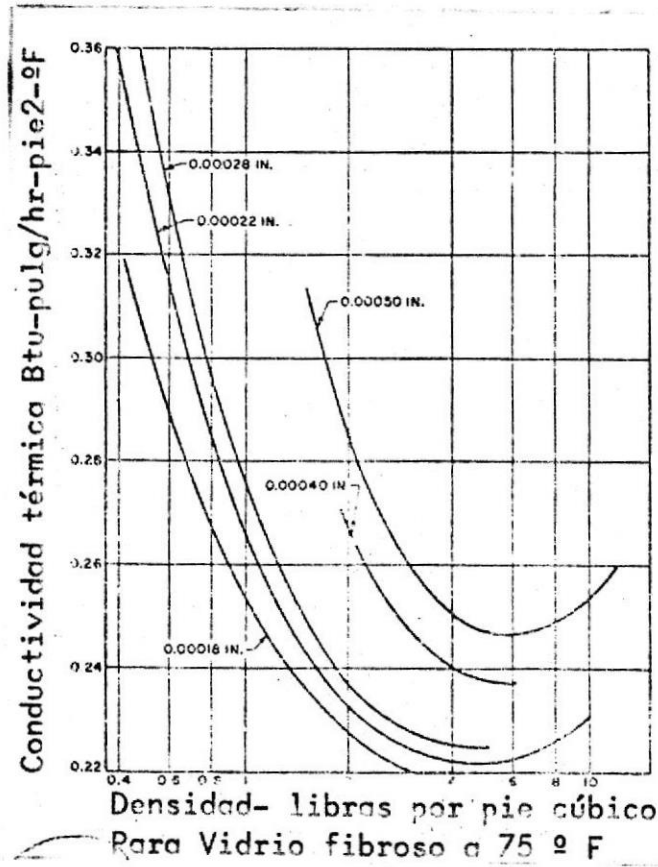


Fig. 4-47. Variación típica de la conductividad térmica con el diámetro de la fibra y la densidad.

Fuente: ASHRAE Handbook, 1978.

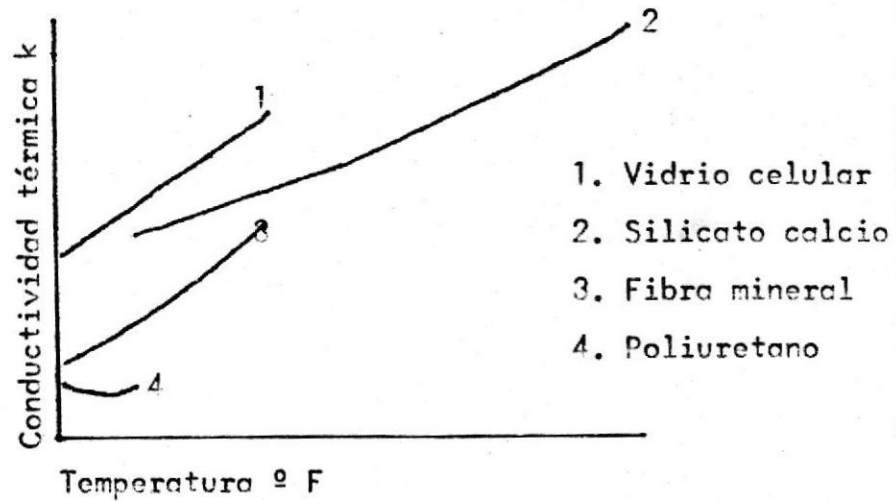


Fig 4-48 Variación típica de la conductividad térmica con la temperatura promedio

Fuente: Ashrae handbook

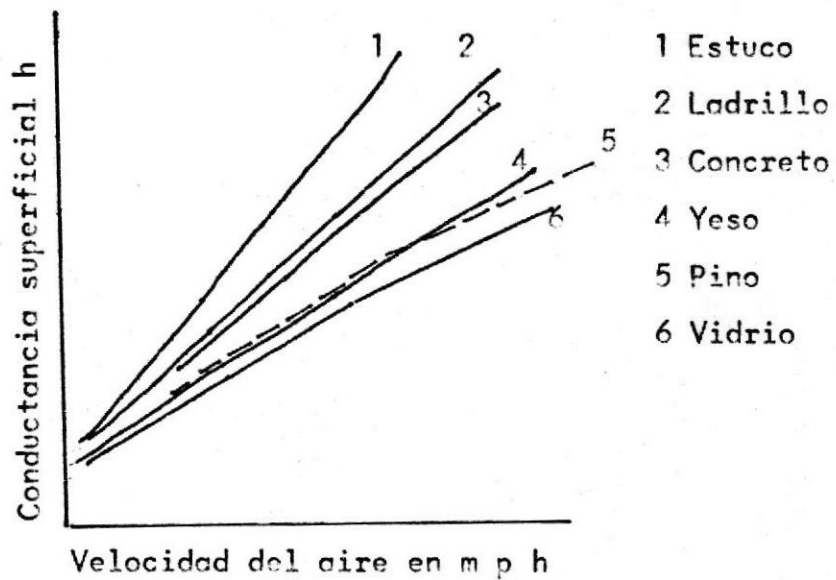


Fig 4-49 Conductancia superficial para varias superficies cuadradas (12 ") afectadas por el movimiento del aire

Fuente: Ashrae handbook

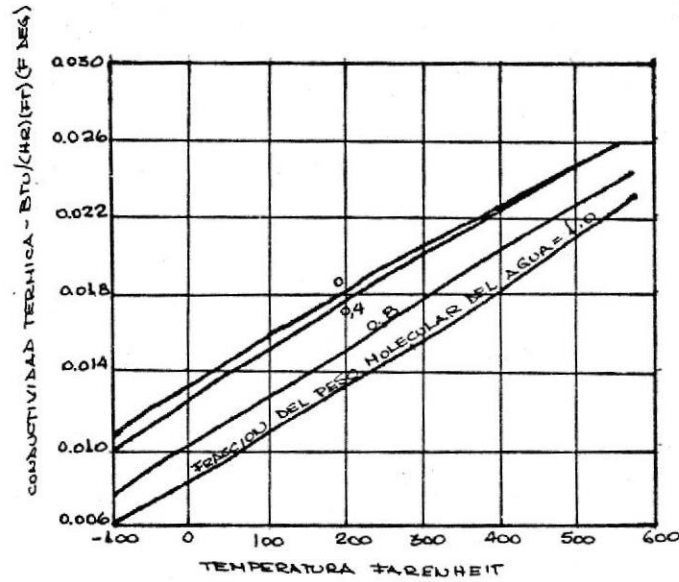


Fig. 4-50. Conductividad térmica del aire húmedo.

Fuente: ASHRAE Handbook, 1978.

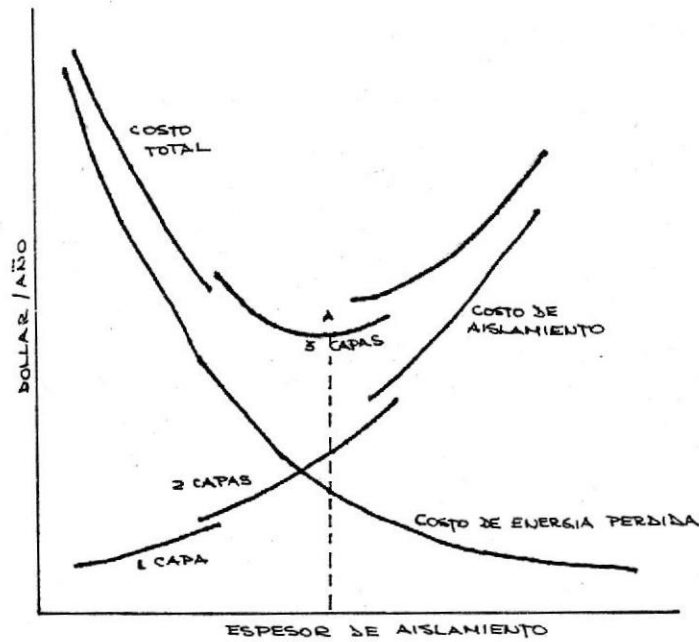


Fig. 4-51. Determinación del espesor de aislamiento más económico.

Fuente: ASHRAE Handbook, 1978.

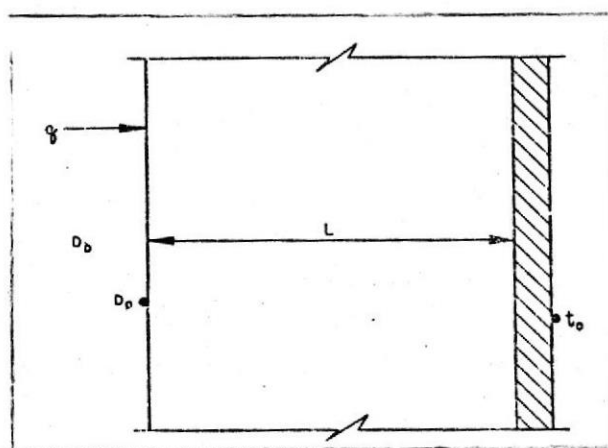


Fig. 4-52. Transferencia de calor en estado estable.

Fuente: ASHRAE Handbook, 1978.

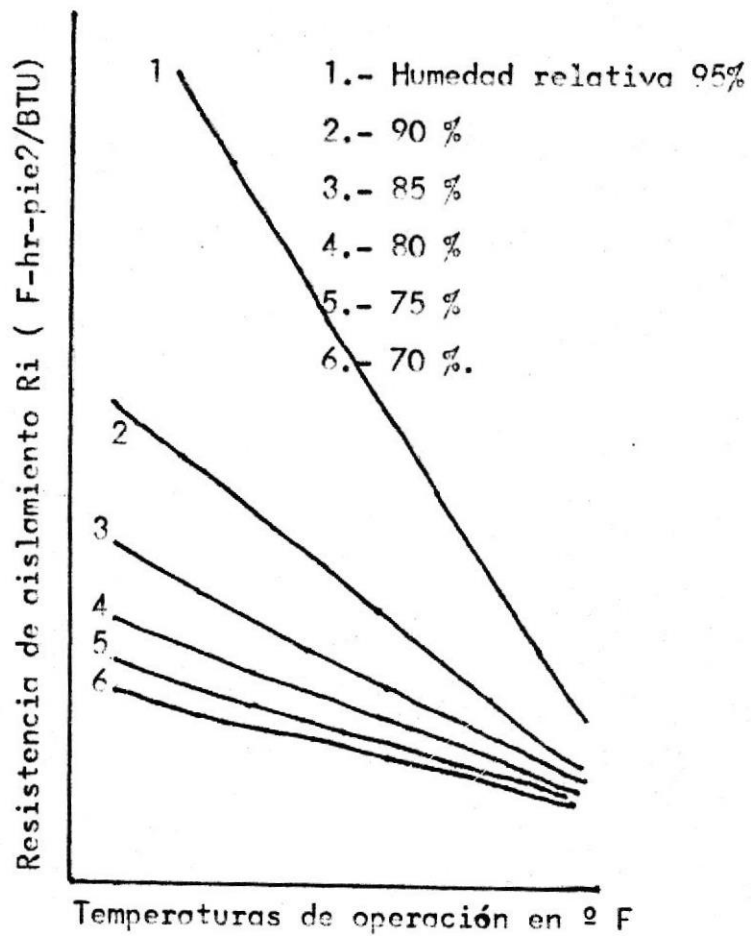


Fig. 4 - 53 Resistencia térmica para prevenir la condensación superficial.

Fuente: Ashrae handbook

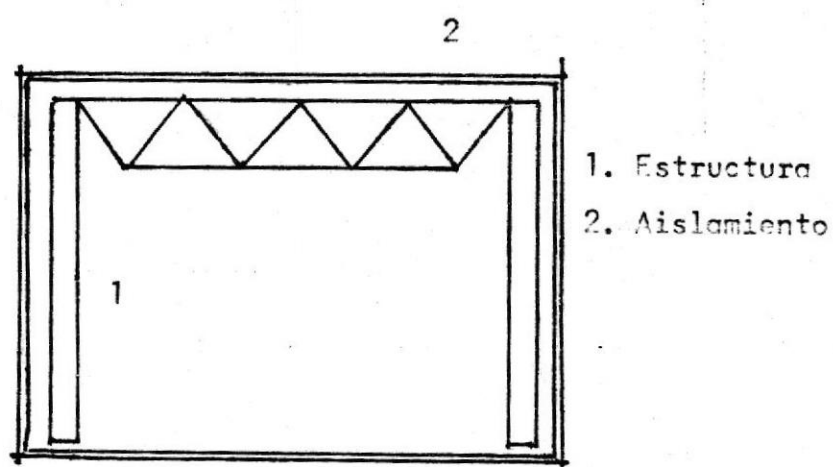


Fig 4-55 Sistema barrera de vapor totalmente exterior

Fuente: Ashrae handbook

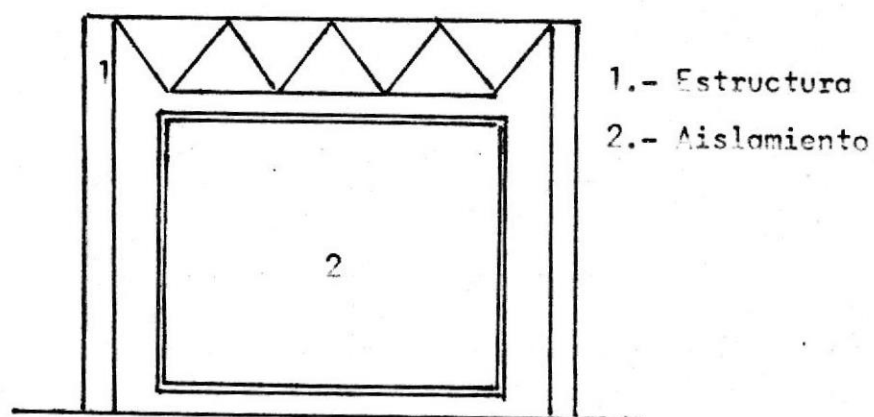


Fig 4-56 Barrera de vapor totalmente interior

Fuente: Ashrae handbook

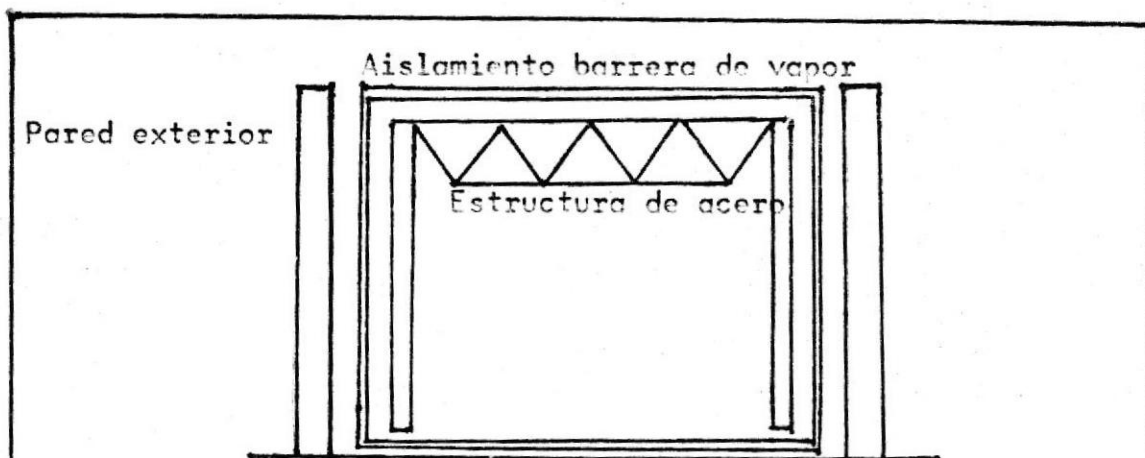


Fig. 4-57 Barrera interior-externior

Fuente: Ashrae handbook

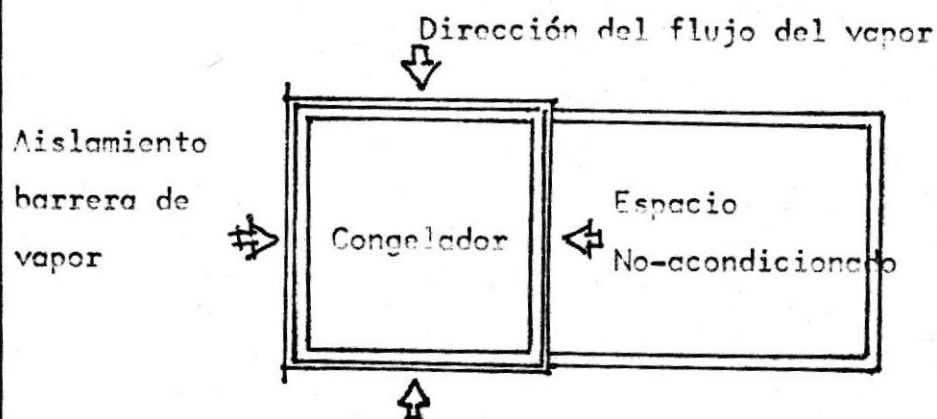
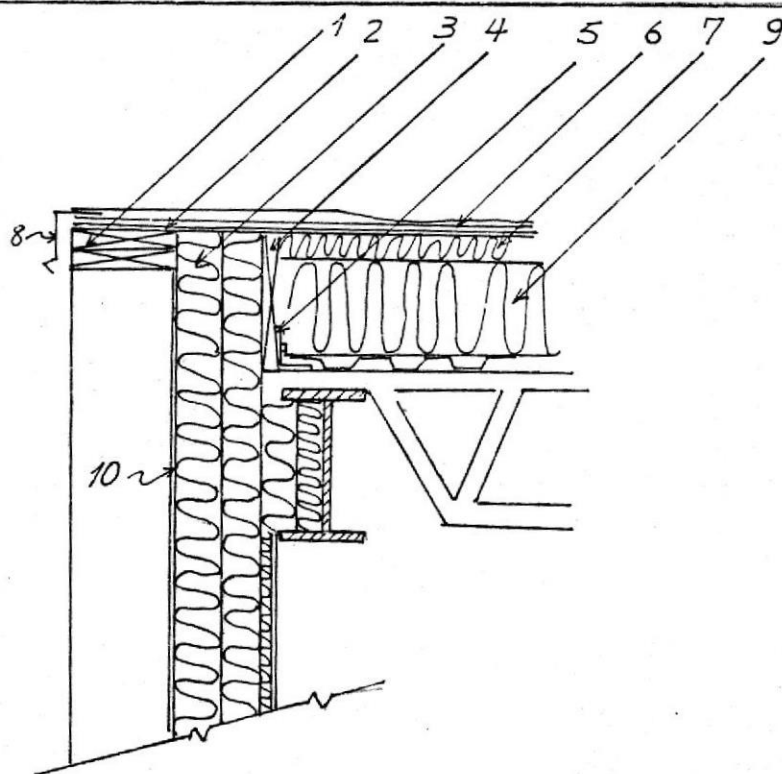


Fig. 4-58 Barrera separada para cada área diferencial de temperatura significativa.

Fuente: Ashrae handbook



- 1.- Bloque que suministra acción deslizante con corte en V y pernos retardados
- 2.- Madera en capas, exterior, 3/8"
- 3.- Aislamiento de pared
- 4.- Bloque retrasado respecto a ángulo 36"
- 5.- Angulo continuo
- 6.- Techo pre-fabricado
- 7.- Aislamiento del techo
- 8.- Metal evaporativo
- 9.- Plataforma horizontal de aislamiento
- 10.- Barrera de vapor evaporativa

Fig 4-59 Barrera de vapor con lámina evaporativa pared/techo
Fuente: Ashrae handbook

POSICION DE SUPERFICIE	DIRECCION DEL CALOR	NO REFLECTIVO		REFLECTIVO		REFLECTIVO	
		e=0,90		e=0,20		e=0,05	
		hi	R	hi	R	hi	R
AIRE TRANQUILO							
Horizontal	Hacia arriba	1,63	0,61	0,91	1,10	0,76	1,32
Pendiente 45°	Hacia arriba	1,60	0,62	0,88	1,14	0,73	1,37
Vertical	Horizontal	1,46	0,68	0,74	1,35	0,59	1,70
Pendiente 45°	Hacia abajo	1,32	0,765	0,60	1,67	0,45	2,22
Horizontal	Hacia abajo	1,08	0,92	0,37	2,70	0,22	4,55
AIRE EN MOVIMIENTO		ho	R				
(Cualquier orientación)							
Viento a 15 mph (invierno)	Cualquiera	6,00	0,17				
Viento a 7,5 mph (verano)	Cualquiera	4,00	0,25				

Tabla 4-XXX Conductancia Superficial y Resistencias para Aire

Fuente: ASHRAE HANDBOOK

Posición Espacio	Dirección Color	Temp DT		0,50 pulg espacio aereo					0,75 pulg espacio aereo				
		° F	°F	0,03	0,05 ^E	0,20	0,50	0,82	0,03	0,05 ^E	0,20	0,50	0,82
Horiz.	Hacia arrib.	90	10	2,13	2,03	1,51	0,99	0,73	2,34	2,22	1,61	1,04	0,75
		50	30	1,62	1,57	1,29	0,96	0,75	1,71	1,66	1,35	0,99	0,77
		50	10	2,13	2,05	1,60	1,11	0,84	2,30	2,21	1,70	1,16	0,87
		0	20	1,73	1,70	1,45	1,12	0,91	1,83	1,79	1,52	1,16	0,93
		0	10	2,10	2,04	1,70	1,27	1,00	2,23	2,16	1,78	1,31	1,02
		-50	20	1,69	1,66	1,49	1,23	1,04	1,77	1,74	1,55	1,27	1,07
		-50	10	2,04	2,00	1,75	1,40	1,16	2,16	2,11	1,84	1,46	1,20

Tabla 4- XXXI Resistencias térmicas de espacios aereos planos

Fuente: ASHRAE HANDBOOK

		Espacio aereo de 1,50 pulgadas						
		Valor de E						
Posición	Dirección	Calor Temp	DT	0,03	0,05	0,20	0,50	0,82
Horizontal	Hacia arriba	90	10	2,55	2,41	1,71	1,08	0,77
		50	30	1,87	1,81	1,45	1,04	0,80
		50	10	2,50	2,40	1,81	1,21	0,89
		0	20	2,01	1,95	1,63 ^o	1,23	0,97
		0	10	2,43	2,35	1,90	1,38	1,06
		-50	20	1,94	1,91	1,68	1,36	1,13
		-50	10	2,37	2,31	1,99	1,55	1,26

Tabla 4--XXXI.- Resistencias Térmicas de espacios aereos planos (continuación)

Fuente: ASHRAE HANDBOOK

Composición material	Temp Max	lb pie ³	Conductividad k a temperatura °F (Btu/hr-pie ² -°F/pul)									
			-100	-75	-50	-25	0	25	50	75	100	
Poliestireno (R 12)	170	3,50	0,16	0,16	0,15	0,16	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	
	170	2,20	0,16	0,16	0,17	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20		
	170	1,80	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,23	0,24	0,25	0,27	
	170	1,00	0,18	0,20	0,21	0,23	0,24	0,25	0,26	0,28		
Poliuretano (R 11)	210	2,00	0,16	0,17	0,18	0,18	0,18	0,17	0,16	0,16	0,17	

Tabla 4- XXXII Conductividad térmica k de aislantes industriales.

Fuente: Ashrae Handbook

Aire ambiental calmo a 70 F, Emitancia = 0,83

Temperatura alrededores	75	70	65	60	50
Convección (Btu/hr-pie ²)	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6
Radiación (Btu/hr-pie ²)	4,4	8,6	12,8	17,0	24,9
Total (Btu/hr-pie ²)	11,0	15,2	19,4	23,6	31,5

Tabla 4-XXXIII .- Fluctuación del coeficiente de conductancia superficial para superficies verticales a 80 F con respecto a diferentes temperaturas de los alrededores de aire que rodean la superficie.

Fuente: Ashrae Handbook

Material	Permeabilidad	Resistencia
Aire calmo	120	0,0083
Vidrio celular	0,0	Infinito
Tablero de corcho	2,1 a 2,6	0,48 a 0,38
Lana mineral (no protegida)	116	0,0086
Tablero de poliuretano expand.	0,4 - 1,6	2,5 - 0,62
Poliestireno expandido extrusa.	1,2	0,83
Poliestireno expandido	2,0 - 5,8	0,50 - 0,17
Espuma de caucho flexible sintética y unicelular	0,02 - 0,15	50 - 6,7

Tabla 4 - XXXIV.- Permeabilidad de los materiales al vapor de agua.

Fuente: Ashrae handbook

Material	Permeancia		Resistencia	
	copa seca	húmeda	seca	húmeda
Plancha asfaltoy aluminio	0,002	0,176	500	5,8
Techo saturado e impregnado	0,05	0,24	20	4,2
Papel Kraft	0,03	1,8	3,3	0,55
Sábana térmica de aislamiento	0,04	0,6-4,2	2,5	1,7-0,24
Papel barrera con asfalto	0,2-0,3	0,6	5,0	1,7
Papel saturado con asfalto	3,3	20,2	0,3	0,05
Felpa de asfalto 15 lb	1,0	5,6	1,0	0,18
Felpa de brea 15 lb	4,0	18,2	0,25	0,055
Kraft sencillo	31	42	0,032	0,024

Tabla 4-XXXIV .- Permeabilidad de los materiales al vapor de agua (continuación)

Fuente: Ashrae handbook

Tipo de instalación	Rango de Temperat.	Paredes		
		Pisos	Cielo raso	Techos
Enfriador	40 - 50 F	Pe ímetro	17 - 30	25 a 35
Congelador	28 a 35 F	15 a 20	25 a 35	30 a 40
Congelador manten.	-10 a -20 F	30 a 35	33 a 50	40 a 50
Congelador de fuerte ventilación	-40	35 a 40	50 a 60	50 a 60

Tabla 4-XXXV.- Valores recomendados de R

Fuente: Ashrae handbook

Período de tiempo	Máx. reducción de temp.	Mín temp del cuarto
Primeras 24 horas	-	75
Segundas 24 horas	15	60
Terceras 24 horas	15	45
Cuartas 24 horas	10	35
Hasta que el cuarto esté seco	0	35

Tabla 4 - XXXVI.- Reducción de temperatura después de obtener estado seco.

Fuente: Ashrae handbook

IV.4.5. CAPACIDAD DEL EQUIPO DE REFRIGERACION.-

a) GENERALIDADES.-

El cálculo de la carga de refrigeración para el túnel presente, es similar que para el aire acondicionado, excepto dos o tres partidas que se analizarán a continuación.

Las cargas más comunes son:

- 1) La transmisión de calor a través de barreras, o sea, paredes, techos y pisos.
- 2) La ganancia de calor debida al efecto solar.
- 3) La ganancia de calor debido a la infiltración de aire.
- 4) La ganancia de calor debida a los ocupantes.
- 5) La ganancia de calor debida a máquinas, alumbrado o cualquier otro equipo que genere calor.
- 6) La ganancia de calor debida al aire por ventilación.
- 7) La ganancia de calor debido a los productos por refrigerar.
- 8) La ganancia de calor debida a la respiración de algunos productos.
- 9) La ganancia de calor debida al tiempo que no funcionan los acondicionadores, durante el proceso de descongelamiento del evaporador.
- 10) La ganancia de calor debida a materiales de envoltura o envases.

b) CALCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACION.-

Las Tablas 4-XXXVII al 4-XLVI proporcionan diversos valores y datos para calcular cargas de refrigeración industrial.

- 1.- Transmisión de calor a través de barreras:

La transmisión de calor a través de barreras se calcula en forma similar a la empleada en calefacción.

$$Q1 = U A (T_e - T_i)$$

Por lo general, la temperatura interior de diseño se considera para el caso de este túnel, de 10 °F, y la temperatura exterior de diseño se selecciona en 92 °F, considerando que el túnel se encontraría en la condición más crítica, rodeado de aire a 92 °F, es decir, que no estaría acondicionado el aire que rodea al túnel.

La diferencia de temperaturas ($T_e - T_i$) se afecta en ocasiones, debido al efecto solar; pero en este caso del túnel, no repercutirá este efecto debido a que el túnel estará ubicado en el interior de un edificio, por tanto la radiación solar directa no afectará la carga necesaria para el túnel. Sí lo hará el calor difuso.

2.- Ganancia de calor debido al efecto solar.

La sociedad americana de ingenieros de refrigeración recomienda tomar en cuenta la ganancia de calor debido al efecto solar incrementando la diferencia entre la temperatura de diseño exterior y la de diseño interior, al calcular la ganancia por transmisión en barreras debida a la diferencia de temperaturas, o sea:

$$Q1 = A U (T_e - T_i + K)$$

donde, K es el incremento en grados F, debido al efecto solar y que se encuentra tabulado de acuerdo con la orientación y color de la pared. Ver la Tabla 4-XXXIX.

3.- Ganancia de calor debida a la infiltración de aire.

En los frigoríficos industriales no tienen por lo general, ven tanas y las puertas están selladas de tal manera que no existe la infiltración por ranuras. Sin embargo, se acostumbra a tomar en cuenta los cambios de aire debido a aberturas de puertas y filtración de aire. Las Tablas 4-XLV y 4-XLVI proporcionan los cambios promedios de aire en 24 horas, que pueden esperarse en un almacén de acuerdo con el volúmen del cuarto y la temperatura.

4.- Ganancia de calor debida a las personas.

La ganancia de calor producida por los ocupantes del espacio a enfriar está tabulada y depende de la propia actividad que las personas desarrollan dentro del espacio y de la temperatura de ése ambiente. Ver Tabla 4-XXXVII.

La ganancia puede considerarse dividida en dos partes:

- a) Ganancia de calor sensible.
- b) Ganancia de calor latente.

También existen curvas y tablas que proporcionan el calor generado por personas a partir de la temperatura de comodidad, o bien a partir de los pies-lb/hr que desarrolla un individuo. Así mismo, hay curvas que según la temperatura y actividad proporcionan la can tidad de evaporación de un individuo por hora.

En seguida se describen las siguientes curvas y tablas:

a) Calor sensible perdido por el cuerpo humano a varias temperaturas en aire quieto y con diferentes actividades. Fig. 4-60.

b) Calor perdido por evaporación y humedad del cuerpo humano a diferentes temperaturas, en aire quieto y con varias activida

des. Figura 4-61.

c) Pérdida de calor total del cuerpo humano a varias temperaturas, en aire quieto y con diferentes actividades. Figura 4-62.

5.- Ganancia de calor debido a equipo misceláneo. Ver Tabla 4-XXXVIII.

6.- Ganancia de calor debida al aire para ventilación.

Tratándose de refrigerar ciertos productos, en muchas ocasiones se requiere una ventilación especial, así como controlar rigurosamente la humedad del aire para preservar el producto a refrigerar.

Una vez que se tiene la cantidad de aire de ventilación, se calcula la ganancia correspondiente.

7.- Ganancia de calor debida a los productos por refrigerar.

a) Calor sensible arriba del punto de congelación.

Cuando un producto entra en un espacio refrigerado, con una temperatura mayor que la del propio espacio, el producto cede calor hasta que se enfría a la temperatura del ambiente. Cuando esa temperatura está arriba del punto de congelación, el calor cedido Q_1 se llama CALOR SENSIBLE ARRIBA DEL PUNTO DE CONGELACION, y se calcula de la siguiente manera:

$$Q_1 = W C_1 (T_2 - T_1)$$

donde Q_1 es el calor cedido en Btu/hr

C_1 = calor específico o del producto en Btu/lb-°F; (Tablas XL al XLIII) arriba del punto de congelación.

W = peso del producto manejado en lb/h

T_1 = temperatura del espacio °F

T_2 = temperatura del producto de entrada en °F

b) Calor latente de congelación.

Si el producto se congela, éste cederá su calor latente mientras cambia de estado a la temperatura de congelación.

$$Q_2 = W h_c$$

Q_2 = Calor latente de congelación cedido al espacio Btu/h

W = Peso del producto en lb/h

h_c = Calor latente de congelación del producto en Btu/lb. Tablas 4-XL al 4-XLIII.

c) Calor sensible por debajo del punto de congelación.

Cuando se requiere congelar el producto por debajo del punto de congelación, la carga de calor se calcula de la siguiente manera:

$$Q_3 = W C_3 (T_c - T_3)$$

donde;

Q_3 = calor cedido en Btu/hr

C_3 = calor específico del producto por debajo del punto de congelación, Btu/lb-°F. Tablas 4-XL al 4-XLIII.

T_c = temperatura de congelación en °F

T_3 = temperatura final en °F

8.- Ganancia de calor debida al calor por respiración de algunos productos.

Los vegetales y las frutas se encuentran aún vivas después de ser cortadas y continúan sufriendo cambios metabólicos en el lugar

del almacenamiento.

Lo más importante se debe a la respiración, proceso durante el cual el oxígeno del aire se combina con los carbohidratos resultando bióxido de carbono y calor.

El calor que se obtiene se llama CALOR DE RESPIRACION y debe considerarse para la carga total de refrigeración.

La Tabla 4-XLIV proporciona el calor de respiración por la libra y por hora de los productos más comerciales.

$$Q = W R$$

$$Q = \text{Btu/h}$$

R = Calor por respiración en Btu/lb-hr.

W = Peso del producto en lb.

9.- Ganancia de calor debida a la descongelación del evaporador.

La temperatura del evaporador, a veces más baja que la del punto de congelación de la humedad del aire, por lo que en los serpentines se forma una capa de hielo, que baja la transmisión de calor y, por tanto, la eficiencia. Es pues, indispensable eliminar esa capa de hielo, lo cual se lleva a cabo de varias maneras.

a) Descongelamiento cuando se interrumpe el ciclo.

Este sistema consiste en dejar re-circular el líquido antes de la expansión, durante el tiempo necesario para que se realice el descongelamiento total. Este sistema consume bastante tiempo, y por tanto, se requiere recuperar la carga perdida durante ese lapso.

b) Descongelamiento con agua.

En este sistema, se interrumpe el ciclo y se hace pasar a gua por el exterior del serpentín hasta que se descongela.

c) Descongelamiento automático.

En este caso, se calientan los tubos del evaporador por medios ajenos al sistema, como calentadores eléctricos, de agua ca -
liente o gases calientes que salen del compresor.

Como en todos los sistemas descritos, se interrumpe el ciclo, se requiere por lo tanto, recuperar el calor que se dejó de absor -
ber durante ese tiempo.

Supongamos que el tiempo que se interrumpe un sistema es de dos horas diarias; entonces:

$$\frac{\text{Carga modificada}}{\text{hr}} = \frac{\text{Carga calculada en 24 hrs.}}{22}$$

10.- Ganancia de calor debida a envolturas o envases.

Cuando el producto está contenido en botellas, cajas, envoltu -
ras, tec., el calor cedido por éstos debe considerarse en el cálcu -
lo de la carga total.

$$Q = W C_e (T_2 - T_1)$$

donde:

Q = Calor en Btu/h

W = Peso de las envolturas en lb/h

C_e = Calor específico del material de envoltura Btu/lb-°F

T₂ = Temperatura de entrada de envoltura °F

T₁ = Temperatura de salida de envoltura °F

CALCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACION PARA EL TUNEL DE SOLIDIFICACION DE PASTA DE CACAO.-

1.- Transmisión de calor a través de barreras:

$$Q_1 = U A (t_e - t_i)$$

$$t_e \text{ máx} = 95 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_i = 10 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$k \text{ (poliuretano a } 50 \text{ } ^\circ\text{F)} = 0,16 \text{ Btu/h-pie}^2\text{-in-}^\circ\text{F}$$

$$U = k/L = 0,16/4 = 0,04 \text{ Btu/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$A \text{ total} = A \text{ techo} + A \text{ piso} + A \text{ paredes}$$

$$A \text{ techo} = (20,2) (3,40) (10,76) = 739 \text{ pies}^2$$

$$A \text{ piso} = 739 \text{ pies}^2$$

$$A \text{ paredes} = (2 \times 20,2 + 2 \times 3,40) (1,40) (10,76) = 711 \text{ pie}^2$$

$$A \text{ total} = 739 + 739 + 711 = 2.189 \text{ pies}^2$$

$$Q_1 = (0,04) (2.189) (95 - 10) = 7.443 \text{ Btu/hr}$$

2.- Ganancia de calor debida al efecto solar:

$$Q_2 = A U (t_e - t_i + K)$$

De las Tabla 4-XXXIX las condiciones más críticas para paredes es

$K = 8 \text{ } ^\circ\text{F}$ y para techo, $K = 20 \text{ } ^\circ\text{F}$.

$$A \text{ piso} + A \text{ paredes} = 739 + 711 = 1.450 \text{ pies}^2$$

$$Q_2 = (1.450) (0,04) (95 - 10 + 8) = 5.394 \text{ Btu/hr}$$

$$A \text{ techo} = 739 \text{ pies}^2$$

$$Q_2 = (739) (0,04) (95 - 10 + 20) = 3.104 \text{ Btu/hr}$$

3.- Ganancia de calor debida a infiltración de aire:

Volúmen de la cámara = $(20,20)(3,4)(1,40)(35,29) = 3.393 \text{ pies}^3$

De la Tabla 4-XLVI para cuarto de almacenamiento a menos de 32 °F debido a abertura de puertas y filtración.

<u>Volúmen en pies³</u>	<u>Cambios de aire por 24 horas</u>
3.000	7,4
3.393	6,9677
4.000	6,3

$$ht = (cp)t + Wd(\phi)(hv)$$

$$\text{Aire exterior } te = 95 \text{ °F} \quad \phi = 60\%$$

Para temperaturas de 70 a 150 °F:

$$hv = (1.060,5) + (0,45)(95) = 1.103,25 \text{ Btu/lb } v$$

$$Wd(95) = 0,03652 \text{ lb } v/\text{lb } as$$

$$he = (0,24)(95) + (0,03652)(0,60)(1.103,25) = 46,97 \text{ Btu/lb}$$

$$hi(10 \text{ °F y } 100\%) = 3,795 \text{ Btu/lb}$$

$$v(10 \text{ °F y } 100\%) = 11,85 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$\text{Volúmen en 24 horas} = 6,9677(3.393 \text{ pie}^3) = 23.641 \text{ pie}^3/24 \text{ hr}$$

$$m = 23.641/11,85 = 1.995 \text{ lb}/24 \text{ hr}$$

$$Q3 = 1.995 \text{ lb/día} \times (46,97 - 3,795) = 86.134 \text{ Btu/día}$$

$$Q3 = 3.589 \text{ Btu/hr}$$

4.- Ganancia de calor debida a personas:

De la Tabla 4-XXXVII, para grado de actividad caminando a 3 mph, para fábricas, trabajo pesado, temperatura del cuarto menor que 70 °F por persona, tenemos tabulado 460 Btu/hr sensible y 540 Btu/hr latente, luego:

$Q_4 = 2 \text{ personas} \times 460 \text{ Btu/persona} = 920 \text{ Btu/hr sensible}$

$2 \text{ personas} \times 540 = 1.080 \text{ Btu/hr latente}$

$Q_4 = 2.000 \text{ Btu/hr}$

5.- Ganancia de calor debido a equipo miscelánea, Tabla 4-XXXVIII.

Iluminación:

$740 \text{ pie}^2 \times 1,5 \text{ Wateo/pie}^2 = 1.110 \text{ Wateos} = \text{kw} \times 3.413 = 3.788 \text{ Btu/hr}$

Motores con la carga aplicada en el mismo cuarto por hp según la Tabla 4-XXXVIII, de $\frac{1}{8} - \frac{1}{2} \text{ HP} = 4.250 \times 6 \text{ baterías} \times 3 \text{ venti/bate.} = 76.500 \text{ Btu/hr.}$

6.- Ganancia de calor debido al aire para ventilación.

Debido a que dentro de la cámara la temperatura del aire debe de ser $10 \text{ }^\circ\text{F}$ y no se debe permitir un aumento de temperatura que resulte de la penetración de aire exterior hacia el interior de la cámara, en este caso no se requiere de aire de ventilación. Además en este caso, no se necesita ni siquiera una cantidad mínima de aire para mantener un nivel bajo de olor, ya que la pasta de cacao no se descompone y se puede almacenar sin ninguna complicación hasta por 6 meses y sin aire acondicionado.

7.- Ganancia de calor debido a los productos por refrigerar.

7-a.- Ganancia de calor sensible sobre la temperatura de solidificación.

$C_1 = \text{calor específico del producto en Btu/lb } ^\circ\text{F}$ (según Tabla 4-XLIII) arriba de la temperatura de congelación, es igual a $0,56 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$.

W = Peso del producto manejado en lb/hr; queremos que el túnel tenga una capacidad de 2.200 lb/hr.

T_1 = Temperatura de congelación 92 °F

T_2 = Temperatura de entrada máxima 113 °F (45 °C).

$Q_1 = (W) (c_1) (t_2 - t_1)$

$Q_1 = (2.200 \text{ lb/hr})(0,56 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F})(113 \text{ } ^\circ\text{F} - 92 \text{ } ^\circ\text{F})$

$Q_1 = 25.872 \text{ Btu/hr}$

7-b.- Calor latente de congelación:

$Q_2 = W h_e$

$W = 2.200 \text{ lb/hr}$

$h_e = 40 \text{ Btu/lb}$ producto de la Tabla 4-XLIII.

$Q_2 = 2.200 \text{ lb/hr} \times 40 \text{ Btu/lb} = 88.000 \text{ Btu/hr}$

7-c.- Calor sensible por debajo del punto de congelación:

$Q_3 = W C_2 (t_c - t_3)$

$W = 2.200 \text{ lb/hr}$

$C_2 = 0,30 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$ de la Tabla 4-XLIII.

$t_c = 92 \text{ } ^\circ\text{F}$

$t_3 = 41 \text{ } ^\circ\text{F}$

$Q_3 = (2.200 \text{ lb/hr})(0,30 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}) (92 \text{ } ^\circ\text{F} - 41 \text{ } ^\circ\text{F})$

$Q_3 = 33.660 \text{ Btu/hr}$

8.- Ganancia de calor debida al calor por respiración de algunos productos; según la Tabla 4-XLIV, no registramos valores de calor de respiración por libra de pasta de cacao, por tanto, no hay motivo para calcular el calor de respiración para pasta de cacao.

9.- Ganancia de calor debido a la descongelación de los evapo

radores.

Experimentalmente se ha demostrado que 10 Kw por evaporador es suficiente para eliminar por descongelamiento la capa de hielo que disminuye la eficiencia de los evaporadores. Por tanto,

6 evaporadores x 10 Kw/evaporador x 3.413 Btu/hr = 204.780, pero como estos calentadores están programados para descongelar uno tras de otro, se debe considerar solo la carga de uno, o sea, 34.130 Btu/hr. Esto quiere decir que en un instante dado, sólo ac fúa un solo calentador.

10.- Ganancia de calor debido a las envolturas o envases.

En esta aplicación, la pasta de cacao es depositada sobre un transportador de acero inoxidable y por tanto, no se requiere de en vases.

RESUMEN DE GANANCIAS DE CALOR.-

Nº	CONCEPTO	BTU/HR
1	Ganancia por paredes, piso y techo	7.443
2	Ganancia por efecto solar	3.104
3	Ganancia por infiltración	3.589
4	Ganancia por personas	2.000
5	Ganancia de calor por máquinas, alumbrado	30.288
6	Ganancia por ventilación	-
7	Ganancia por producto a refrigerar	147.532
8	Ganancia por calor de respiración	-
9	Ganancia debida a envases	-
10	Ganancia proceso de descongelamiento	34.130
	TOTAL	278.086

RESUMEN DE GANANCIAS DE CALOR SENSIBLE Y LATENTE.-

Nº	CONCEPTO	CALOR SENSIBLE	CALOR LATENTE	CALOR TOTAL
1	Ganancia paredes, pisos y techo	7.443	-	7.443
2	Ganancia por efecto solar	3.104	-	3.104
3	Ganancia por infiltración	1.759	1.830	3.589
4	Ganancia por personas	920	1.080	2.000
5	Ganancia de calor por alumbrado y motores	80.288	-	80.288
6	Ganancia por ventilación	-	-	-
7	Ganancia por producto a refrigerar	59.532	88.000	147.532
8	Ganancia por respiración	-	-	-
9	Ganancia por proceso descongelamiento	34.130	-	34.130
10	Ganancia debido a envases	-	-	-
	TOTAL DE CALOR TEORICO	187.176	90.910	278.086

Factor de seguridad: $F_s = 2$

TOTAL CALOR REAL: 374.352 181.820 556.172

$q_{total} = 556.172 \frac{Btu}{hr}$

La cantidad de aire en $\frac{pies^3}{min}$ viene dado por 6 evaporadores de 3 ventiladores cada uno.

Capacidad de cada ventilador: $800 \times 0,735 (1,64)^2 = 1688 \frac{pie^3}{min}$

$$\text{Capacidad Total: } 18 \times 1.688 = 30.384 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$$

$$v @ 10 \text{ } ^\circ\text{F } 50\% \quad v = 11,85 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}}$$

$$Q = \frac{30.384 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}}}{11,85 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}}} = 153.843 \text{ lb/hr}$$

$$Q \text{ total} = \frac{\text{lb}}{\text{hr}} (h_{10 \text{ } ^\circ\text{F}} - h_{\text{evap}})$$

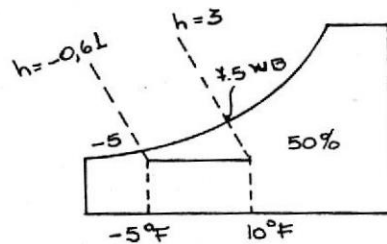
$$h_{10 \text{ } ^\circ\text{F}} \quad 50\% \text{ HR} = 3 \text{ Btu/lb}$$

$$h_{10} - h_{\text{evap}} = \frac{556.172}{153.843} = 3,61$$

$$h_{\text{evap}} = h_{10} - 3,61 = 3 - 3,61 = -0,61 \text{ Btu/lb}$$

$$10 - t_{\text{evap}} = \frac{556.172}{0,24 \times 153.843} = 15 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_{\text{evap}} = 10 - 15 = -5 \text{ } ^\circ\text{F}$$



La temperatura a la salida del evaporador también se puede calcular de $Q = 1.08 V (t_{\text{cuarto}} - t_{\text{salida evaporador}})$

$$Q = 1,08 V (t_c - t_{sc})$$

$$\frac{Q}{1,08 V} = t_c - t_{sc}$$

$$t_{se} = t_c - \frac{Q}{1,08 V} = 10 - \frac{554,172 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}}{1,08 (30,384 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}})}$$

$$t_{se} = 10 - 16,94 = -6,94 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Por tanto, concluimos que las condiciones de entrada y salida del evaporador son las siguientes:

Condiciones de Entrada.-

- 1.- Temperatura de bulbo seco = 10 $^\circ\text{F}$
- 2.- Humedad relativa = 50%
- 3.- Entalpía de entrada = 3,00 Btu/lb
- 4.- Fluj de aire = 153.843 $\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$ (30.384 $\frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$)

Condiciones de Salida.-

- 1.- Temperatura de bulbo seco = - 5 $^\circ\text{F}$
- 2.- Humedad relativa = 100%
- 3.- Entalpía de salida = - 0,61 Btu/lb
- 4.- Fluj de aire = el mismo que a la entrada

Capacidad.-

$$Q = m \left(\frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right) (h_s - h_c) = \left(153,843 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right) 3,00 - (-0,61)$$

$$Q = 555,373 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \text{ (46,29 toneladas de refrigeración)}$$

Ya que calculamos la capacidad del sistema de refrigeración, es necesario a continuación, analizar el ciclo del refrigerante dentro del sistema.

Para este propósito tenemos que estudiar los diagramas y las

ecuaciones que se aplican.

Supongamos el ciclo reversible mostrado en los diagramas PV y Ts de la Figura 63 usando un gas refrigerante.

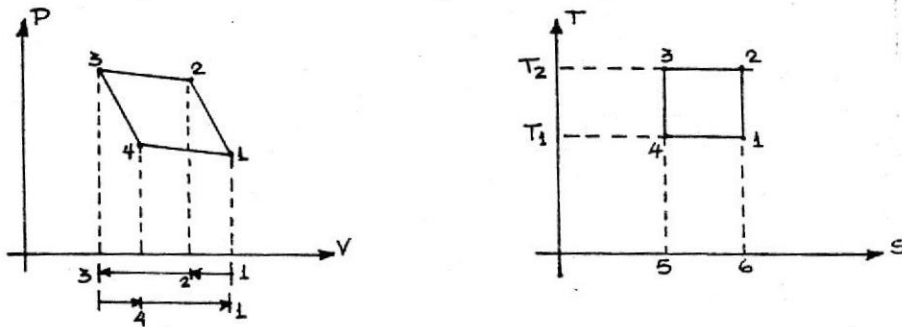


FIGURA 4-63. CICLO TEORICO CUANDO SE USA UN GAS REFRIGERANTE.

Empezando por el punto (1), se comprime adiabáticamente de (1) a (2); enseguida viene una compresión isotérmica de (2) a (3); luego una expansión adiabática de (3) a (4) y se regresa a (1) con una expansión isotérmica de (4) a (1).

Sobre el gas se realizará trabajo durante la compresión, y el gas realizará trabajo durante la expansión, con un trabajo neto, que es la diferencia representada en el diagrama PV como el área 1, 2, 3, 4, 1.

En el diagrama TS, el valor cedido por el sistema está representado por el área 2, 3, 5, 6, 2, que es $T_2 (S_2 - S_3)$.

El calor suministrado al sistema es 4, 1, 6, 5, 4,; o sea, $T_1 (S_1 - S_4)$; la diferencia 1, 2, 3, 4, 1, es la energía que se suministra en forma de trabajo.

Las propiedades termodinámicas de los refrigerantes, así como los diagramas P - h, se encuentran en cualquier texto de refrigeración.

El proceso de 1 a 2 se realiza en el compresor; de 2 a 3, en el condensador; de 3 a 4, en la válvula de expansión; y de 4 a 1, en el evaporador.

En el caso de la máquina de refrigeración, la eficiencia (Carnot) se llama coeficiente de comportamiento, (CC), y es la relación entre el calor absorbido por el refrigerante y el calor equivalente del trabajo realizado por el compresor.

Para el ciclo de Carnot, se tiene:

$$CC_1 = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Para la máquina refrigerante:

$$CC_2 = \frac{\text{Calor absorbido por el refrigerante}}{\text{Calor equivalente del compresor}}$$

$$CC_2 = \frac{\text{Efecto Refrigeración}}{W}$$

La eficiencia del ciclo es:

$$\eta_c = \frac{CC_2}{CC_1}$$

CICLO DE UN VAPOR REFRIGERANTE.-

El ciclo de un vapor refrigerante puede considerarse como una modificación o desviación del ciclo de Carnot.

En resumen, el ciclo teórico de un refrigerante se define en cuatro procesos:

- 1-2 Compresión adiabática reversible
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante reversible
- 3-4 Expansión irreversible
- 4-1 Absorción de calor a presión constante reversible. Ver la Figura 4-64.

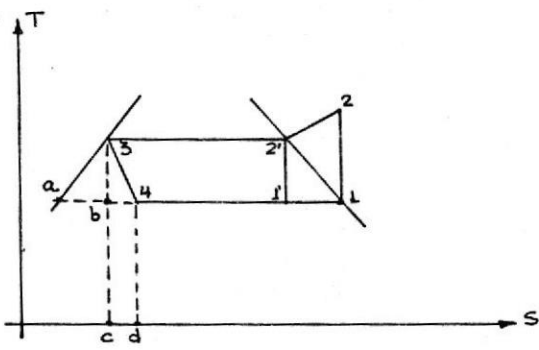


FIGURA 4-64. CICLO DE UN REFRIGERANTE EN EL TS.

El análisis de las energías para cada uno de los procesos mostraría que las cantidades sólo están representadas por el uso de la entalpía. Es por esto que el diagrama P-h es de gran utilidad en los problemas prácticos. La Fig.4-65 presenta un diagrama típico P-h de un refrigerante.

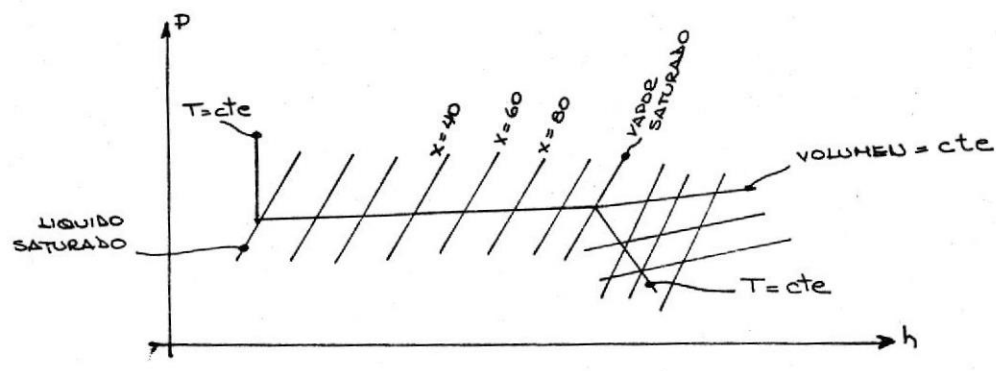


FIGURA 4-65. DIAGRAMA PRESTION-ENTALPIA DE UN REFRIGERANTE.-

Cada refrigerante tiene sus curvas típicas "P - h", o bien, "T - S".

En el diagrama teórico de refrigeración se considera que el

vapor sale del evaporador y entra al compresor saturado, y que el líquido sale del condensador y entra como líquido saturado a la válvula de control.

Los procesos llevados a cabo en el ciclo son los siguientes:

1.- EXPANSION.-

El proceso de expansión ocurre en la válvula; la presión del líquido se reduce desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación. Cuando ocurre la expansión a través del orificio de la válvula, la temperatura del líquido también se reduce de la temperatura de condensación a la de evaporación. Ver la Figura 66.

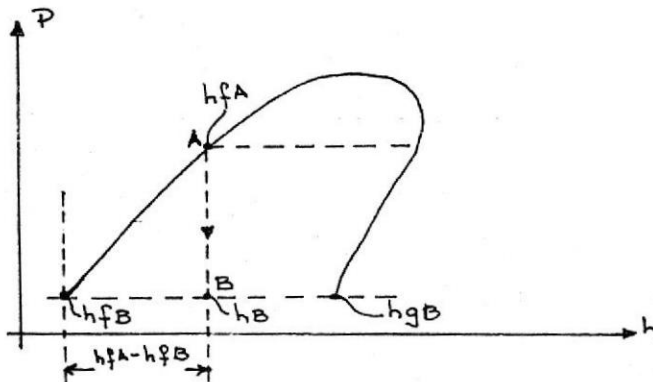


FIGURA 4-66.

El proceso de expansión AB es isentrópico, sin producir trabajo; un proceso de estrangulamiento en que según la ecuación general de la energía para una libra de refrigerante se tiene:

$$\frac{V_A^2}{2gJ} + h_A = \frac{V_B^2}{2gJ} + h_B$$

V_A Y V_B en pie/sec

$$g = 32,2 \frac{\text{pie}}{\text{seg}^2}$$

$$J = 778 \frac{\text{pie-lb}}{\text{Btu}}$$

$$h = \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

Como la energía cinética de salida difiere muy poco de la de entrada, se puede decir que el proceso es a entalpía constante, luego:

$$h_A = h_B$$

Además tenemos que:

$$h_{fA} = h_{fB} + X h_{fgB}$$

$$X = \frac{h_{fA} - h_{fB}}{h_{fgB}}$$

h_{fA} : Entalpía del líquido que entra a la válvula en A.

h_{fB} : Entalpía del líquido que sale de la válvula en B.

h_{fgB} : Calor latente del refrigerante en B.

X : Calidad expresada en decimales.

La calidad X representa la cantidad de líquido que se evapora en la válvula; en otras palabras, $(h_{fgB} - X h_{fgB})$ es el calor latente que queda disponible de una libra de refrigerante para absorberse en el evaporador, y se le da el nombre de efecto de refrigeración.

EFFECTO DE REFRIGERACION.-

Como se vió anteriormente, efecto de refrigeración es la cantidad de calor que absorbe un peso dado de refrigerante. Una libra de hielo a 32 °F por ejemplo, absorbe al derretirse, 144 Btu.

El efecto de refrigeración de un refrigerante líquido es i-

igual al calor latente del refrigerante a la presión de vaporización, menos la cantidad de calor que desprende el líquido al enfriarse de la temperatura de entrada a la válvula a la temperatura de salida. Este calor evapora parte del mismo líquido antes de entrar al evaporador, o sea, $ER = h_{fgB} - h_{fB}$, donde $(h_{fA} - h_{fB}) =$ calor cedido por el líquido al bajar su temperatura de A a B, o bien, h_{fgB} .

$$ER = (h_{gB} - h_{fB}) - (h_{fA} - h_{fB})$$

$$ER = h_{gB} - h_{fB} - h_{fA} + h_{fB}$$

$$ER = h_{gB} - h_{fA}$$

donde h_{gB} = entalpía del vapor en B, o todavía como se vio con anterioridad:

$$ER = h_{fgB} - X h_{fgB}$$

CAPACIDAD DEL SISTEMA.-

La capacidad del sistema es la unidad de calor extraído del espacio por refrigerar. Se designa en Btu/hr o en toneladas de refrigeración.

TONELADA DE REFRIGERACION.-

Cuando se derrite una tonelada de hielo, absorbe 288.000 Btu. Por lo tanto, una libra absorberá 144 Btu.

Si una tonelada se derrite en 24 horas, absorberá 288.000 Btu en un día, o 12.000 Btu/hora, o bien, 200 Btu/min. Esto es lo que

se designa como tonelada de refrigeración (tonelada de 2.000 lb).

EVAPORACION.-

El proceso de evaporación se realiza en el evaporador.

El líquido que sale de la válvula de expansión cambia a vapor, conforme va absorbiendo calor del espacio a refrigerar. Ver Figura 4-67.

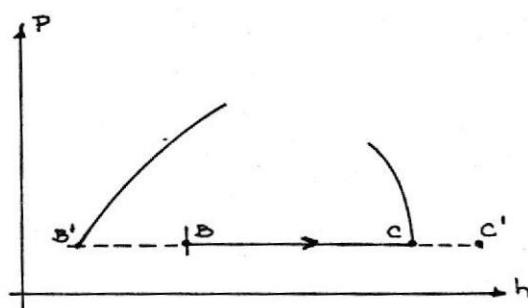


FIGURA 4-67. VAPORIZACION DEL REFRIGERANTE.

El calor absorbido incrementa la entalpía del refrigerante, y el vapor a la salida se considera en el ciclo teórico, seco y saturado en el punto C. En un ciclo real, generalmente el refrigerante sale del evaporador sobre-calentado hasta el punto C'. El proceso de vaporización se lleva a cabo a presión y temperatura constante.

El calor absorbido en el evaporador por libra de refrigerante es de:

$$q_1 = h_c - h_B$$

donde: q_1 = calor absorbido en Btu/lb de refrigerante

h_c = entalpía del refrigerante que sale del evaporador en Btu/lb.

h_B = entalpía del refrigerante que entra al evaporador en

Btu/lb.

En el diagrama P-h de la Figura, la distancia B'C representa el calor latente total del refrigerante a la presión de vaporización; el calor aprovechado o efecto de refrigeración es BC; la diferencia BB' es la pérdida en la válvula de expansión.

3.- COMPRESION.-

La compresión en un ciclo teórico se supone que es un proceso adiabático. Ver Figura 4-68.

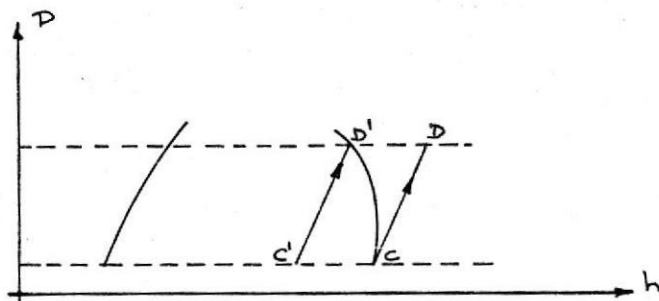


FIGURA 4-68. COMPRESION DEL REFRIGERANTE.

Se le llama compresión seca cuando se lleva a cabo desde la línea de saturación hasta la región de sobre-calentamiento (CD), y húmeda si empieza en la región de saturación y termina en las proximidades de la línea de saturación (C'D').

El calor de compresión por lb de refrigerante es de:

$$q_2 = h_D - h_C$$

donde, q_2 = calor de compresión en Btu/lb

h_C = entalpía del refrigerante al entrar al compresor en Btu/lb.

h_D = entalpía del refrigerante al salir del compresor en

Btu/lb.

El trabajo necesario será:

$$W = J q_2 = J (h_D - h_C) \left(\frac{\text{pie-lb}}{\text{lb}} \right)$$

$$J = \frac{778 \text{ pie-lb}}{\text{Btu}}$$

$$\text{HP} = \frac{w (h_D - h_C)}{42,42}$$

en donde, w = gasto de refrigerante en lb/min.

$$1 \text{ HP} = 42,42 \text{ Btu/min}$$

CAPACIDAD DEL COMPRESOR.-

La capacidad de un compresor recíprocante al transportar refrigerante depende del desplazamiento volumétrico y de la eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica es la relación de cantidad de vapor transportado en pies³/min a la presión y temperatura de succión al desplazamiento del pistón por minuto.

La eficiencia volumétrica η_v en compresores recíprocantes es del orden del 76% al 90%. Se recomienda un valor de 86% para cálculos aproximados.

DESPLAZAMIENTO EFECTIVO.-

Para una máquina de acción sensible, el desplazamiento volumétrico vale:

$$D V = \frac{C \pi d^2 s N}{4 \times 1,732} \eta_v$$

- DV = desplazamiento volumétrico en pies/min
 C = número de cilindros
 d = diámetro del cilindro en pulg.
 s = carrera del cilindro en pulg.
 N = rpm
 η_v = eficiencia volumétrica

TRABAJO REQUERIDO PARA COMPRIMIR.-

La forma general del trabajo requerido para una compresión adiabática es:

$$w = \Delta h = C_p (T_2 - T_1) = C_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

$$C_p = \frac{K R}{J (K-1)} ; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$w = \left[\frac{K R}{J (K-1)} \right] T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

ahora, $PV = m R T ; \quad \frac{PV}{m} = R T$

$$w = \frac{K}{J (K-1)} \cdot \frac{P_1 V_1}{m} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

$$w = \frac{K}{J (K-1)} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

Como P está en lb/in², el factor que hace compatibles las unidades es $\frac{144 \text{ in}^2}{\text{pie}^2}$; luego:

$$w = \frac{144}{778} \frac{K}{K-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \text{ en Btu/lb}$$

Potencia = $\dot{m} W$

$$= \frac{144}{33.000} \frac{K}{K-1} \cdot P_1 \dot{V}_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \text{ en HP}$$

donde $K = \frac{C_p}{C_v}$ = relación de calores específicos

P_1 = presión a la entrada del compresor, $\frac{\text{lb}}{\text{m}^2}$ abs.

V_1 = volumen específico a la entrada del compresor en $\frac{\text{pies}^3}{\text{lb}}$

T_1 = temperatura a la entrada del compresor, en grados Rankine

\dot{V}_1 = volumen en pies^3/min a las condiciones de entrada al compresor

4.- CONDENSACION.-

En el condensador es donde el refrigerante rechaza calor, transformando el gas sobre-calentado que sale del compresor, en líquido saturado o sub-enfriado. Ver Figura 4-69.

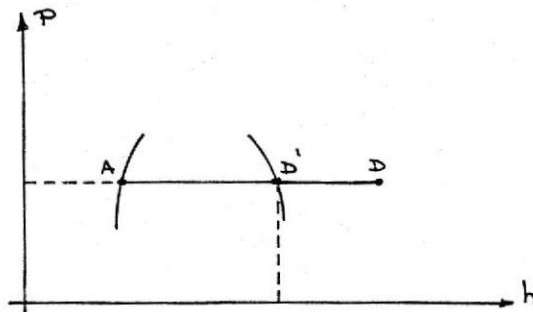


FIGURA 4-69. CONDENSACION DEL REFRIGERANTE.

El proceso DD' se realiza a presión constante bajando la temperatura hasta saturación. El proceso $D'A$ se realiza a presión y

temperaturas constantes.

El calor absorbido por el condensador es igual que el calor absorbido en el evaporador, más el calor equivalente del trabajo suministrado por el compresor.

$$q^3 = q^1 + q^2$$

donde q^3 = calor absorbido por el condensador por libra de refrigerante en Btu/lb o bien, $q^3 = h_D - h_A$

CICLOS ACTUALES O REALES.-

En el ciclo real existen ciertas modificaciones al ciclo teórico, que se estudiarán a continuación.

I.- EFECTO DE SOBRE-CALENTAMIENTO EN LA SUCCION DEL COMPRESOR.-

Este efecto de sobre-calentamiento ya se ha observado al estudiar el ciclo del refrigerante.

En el ciclo teórico, se supone que el vapor entra al compresor como vapor saturado y seco. (punto C de la Figura 4-70).

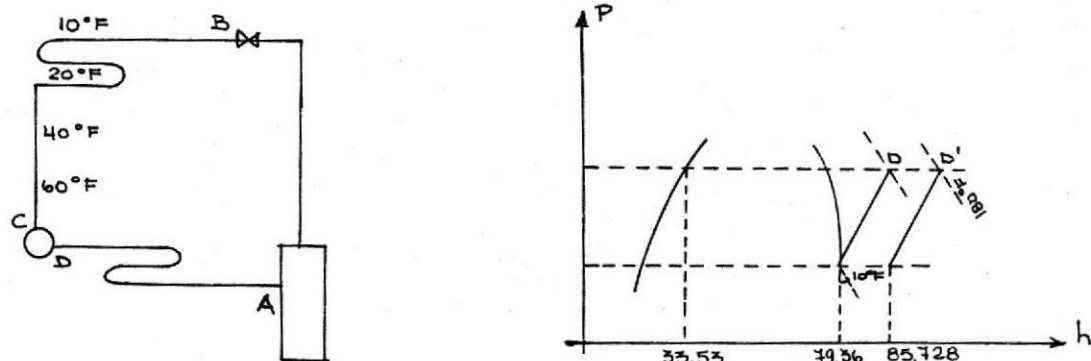


FIGURA 4-70. EFECTO DE SOBRE-CALENTAMIENTO EN LA SUCCION DEL COMPRESOR. (Freón 12).

Pero en realidad, después que el líquido se evapora completamente, el vapor permanece absorbiendo calor y sobre-calentándose antes de entrar al compresor (punto C').

En el caso representado en la Fig. 4-70, el vapor se sobre-calienta de 10 °F a 60 °F. Se supone que la presión se mantiene constante; y al no tomar en cuenta las pérdidas por fricción ni pérdidas en válvulas del compresor, se tiene:

Puntos C' y C

$P_{c'}$ = 29,335 lb/in ² A	P_c = 29,335 lb/in ² A
$t_{c'}$ = 60 °F	t_c = 10 °F
$v_{c'}$ = 1,51 pie ³ /lb	v_c = 1,3241 pie ³ /lb
$h_{c'}$ = 85,72 Btu/lb	h_c = 78,335 Btu/lb
$s_{c'}$ = 0,1834 Btu/lb °F	s_c = 0,16798 Btu/lb °F

Ahora, los puntos D' y D.

$P_{D'}$ = 151,11 lb/pulg ² A	P_D = 151,11 lb/pulg ² A
$t_{D'}$ = 180 °F	t_D = 130 °F
$v_{D'}$ = 0,33198 pie ³ /lb	v_D = 0,2888 pie ³ /lb
$h_{D'}$ = 100,67 Btu/lb	h_D = 91,5 Btu/lb
$s_{D'}$ = 0,1834 Btu/lb °F	s_D = 0,169 Btu/lb °F

De lo anterior se deduce lo siguiente:

a) El calor de compresión es mayor en el ciclo real

$$\text{Teórico} = h_D - h_c = 91,5 - 78,335 = 13,165 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{Real} = h_{D'} - h_{c'} = 100,67 - 85,72 = 14,95 \text{ Btu/lb}$$

b) El desplazamiento del pistón tendrá que ser mayor en el ciclo real ya que el volumen específico es mayor.

c) La temperatura de descarga del compresor será mayor (de 130 °F) en el acto real.

d) En el condensador se deberá disipar más calor.

$$\text{Teórico} = h_d - h_A = 91,5 - 33,53 = 57,97 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{Real} = h_{D'} - h_A' = 100,67 - 33,53 = 67,14 \text{ Btu/lb}$$

En el sobre-calentamiento, en algunas ocasiones se puede absorber calor útil en el mismo evaporador, o bien, absorber calor después del evaporador, lo cual no produce ningún beneficio. Sin embargo, en general se prefiere el sobre-calentamiento, pues de este modo no hay posibilidad que entre vapor húmedo al compresor, lo cual puede ser perjudicial.

El sobre-calentamiento del vapor se lleva a cabo:

- a) En el evaporador produciendo "frío útil". Sin embargo, no es económico, ya que el evaporador no está diseñado para transferir calor sensible.
- b) En el tubo de succión del compresor, en cuyo caso, no produce frío útil.

II. EFECTO DE SUB-ENFRIAMIENTO DEL LIQUIDO.-

En un ciclo real, después del condensador, el líquido no sale saturado como se supone en un ciclo teórico, (Punto A de la Fig. 4-71) sino que hay un sub-enfriamiento (punto A').

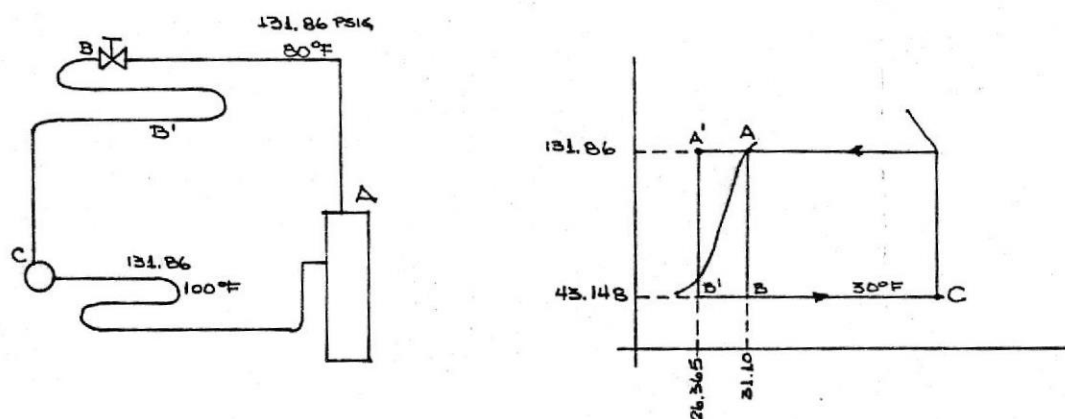


FIGURA 4-71. EFECTO DE SUB-ENFRIAMIENTO DEL LIQUIDO QUE SALE DEL CONDENSADOR.

En el caso representado en la Fig. 4-71, hay un sub-enfriamiento de 20 °F, o sea, el líquido se sub-enfría de 100 °F a 80 °F, antes de llegar a la válvula de expansión. Ya se ha visto que cuando el líquido se sub-enfría antes de llegar a la válvula de control, el efecto de refrigeración aumenta una cantidad igual a $h_B - h_{B'}$.

$$\text{Teórico : } h_c - h_b = 80,419 - 21,10 = 49,319 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{Real : } h_c - h_{b'} = 80,419 - 26,365 = 54,054 \text{ Btu/lb}$$

Por lo tanto, con el sub-enfriamiento se ahorra refrigerante y es muy deseable, y a veces, llega a instalarse un enfriamiento doble o adicional, ya sea integral al condensador, o bien, un cambiador como se verá más adelante.

El sub-enfriamiento ocurre en varios lugares y de diferentes maneras: en el tanque almacenador de refrigerante, en la tubería y en el mismo condensador.

CAMBIADOR DE LIQUIDO.-

Con este sistema, el líquido se sub-enfría después del condensador y el gas de la succión se sobre-calienta antes del compresor.

Ver la Figura 4-72.

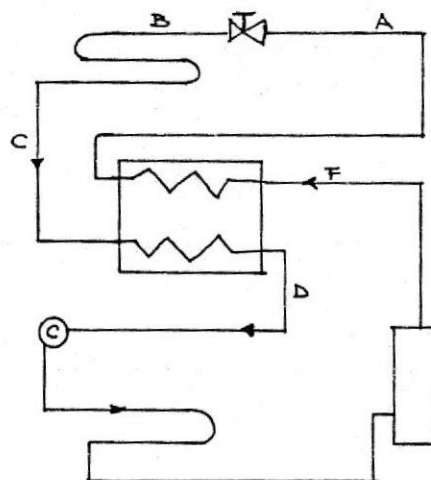


FIGURA 4-72. DIAGRAMA QUE MUESTRA EL CAMBIADOR DE CALOR LIQUIDO-GAS.

En este caso particular, el sobre-calentamiento es idéntico al sub-enfriamiento.

El uso de este cambiador es muy discutido, ya que si bien produce sub-enfriamiento, también produce quizá, un sobre-calentamiento excesivo.

III. EFECTO DE LAS PERDIDAS DE PRESION DEBIDAS A LA FRICCIÓN.-

La Fig. 4-73. muestra el efecto de las pérdidas de fricción en tuberías y accesorios, por donde fluye el refrigerante.

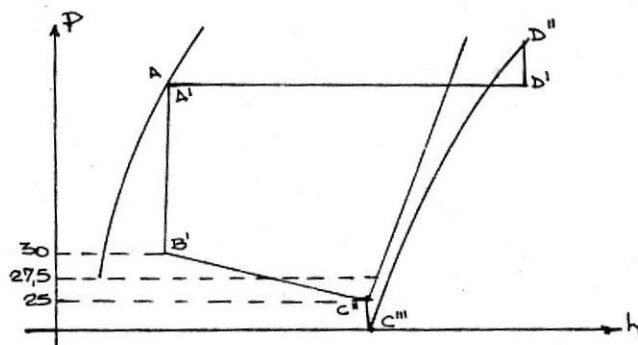


FIGURA 4-73. CICLO QUE MUESTRA EL EFECTO DE LAS PERDIDAS DE PRESION.

Supongamos un ciclo cualquiera en el que la caída de presión en el evaporador B'C' tiene un valor de $30,0 - 25,0 = 5$ psi, lo que hace que el vapor salga del evaporador a menor presión y temperatura, con un volumen específico mayor. La línea C'C'' es la pérdida a través del tubo que une el evaporador y el compresor, y C''C''' es la pérdida a través de las válvulas de succión y pasadizos del compresor hasta llegar al cilindro. La presión promedio de 27,5 se obtiene si la entrada al evaporador es de 30,0 psi.

La línea C'''D''' representa el proceso de compresión. Note que se comprime a una presión considerablemente mayor que la presión de condensación, lo que es necesario para forzar a que el vapor salga del cilindro a través de las válvulas y llegue al condensador a la presión D'.

La línea D''D' representa la presión requerida (caída) para forzar a que abran las válvulas de descarga del compresor.

La línea AA' representa la caída de presión para forzar a que el refrigerante entre en el tanque receptor, y la pérdida en la línea del líquido del receptor a la válvula de expansión.

IV. CICLO REAL QUE MUESTRA LOS EFECTOS DE SOBRE-CALENTAMIENTO, SUB-ENFRIAMIENTO Y PERDIDAS DE FRICCIÓN.

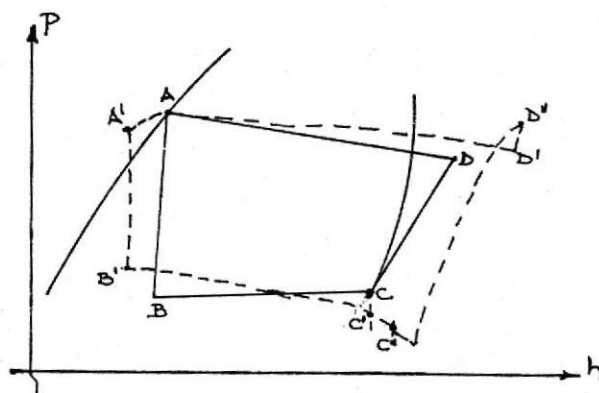


FIGURA 4-74.

Con el estudio del ciclo del refrigerante, podemos ahora calcular lo siguiente:

- 1) Medidas y cantidad de cilindros del compresor.
- 2) Capacidad del compresor en lb/min si la eficiencia volumétrica es del 86%.
- 3) Capacidad del compresor.
- 4) Las toneladas de refrigeración producidas.
- 5) Capacidad del condensador en Btu/lb y Btu/hr.
- 6) El coeficiente de comportamiento.
- 7) Eficiencia con respecto al ciclo de Carnot.

Los datos son los siguientes:

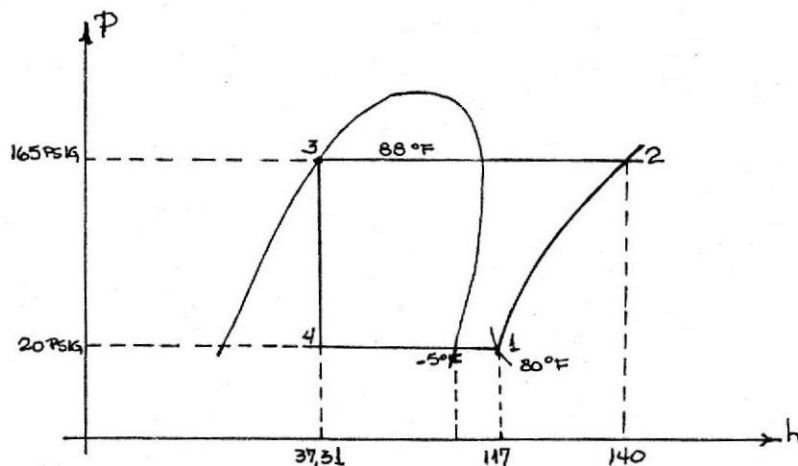
Refrigerante = Freón 22

Presión de alta por condensación con agua de torre a 75 = 165 psig; t alta = 88 °F.

Presión de baja = 20 psig; t baja = -5 °F

q absorbido = 556,172 Btu/hr , o, 9,269 Btu/min

De acuerdo a catálogos técnicos, el vapor entra sobrecalentado al compresor a 80 °F. por tanto, en la gráfica tenemos lo siguiente:



$$1) \quad q \text{ absorbido} = m (h_1 - h_4)$$

$$h_1 = 20 \text{ psig}, \quad 80 \text{ }^\circ\text{F} = 117 \text{ Btu/lb}$$

$$h_4 = h_3 = 165 \text{ psig}, \quad h_3 = 37,31 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{por tanto: } h_2 - h_1 = 117 - 37,31 = 79,69$$

$$\dot{m} = \frac{9,269 \frac{\text{Btu}}{\text{min}}}{79,69 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}} = 116,31 \frac{\text{lb}}{\text{min}}$$

$$\rho = \frac{m}{V} ; \quad \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \dot{m} v$$

$$\text{Según la carta presión-entalpía: } v = 1,9 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}}$$

$$\text{luego, } \dot{V} = \dot{m} v = (116,31 \frac{\text{lb}}{\text{min}}) (1,9 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}}) = 220 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$$

$$\text{Eficiencia volumétrica: } \eta_v = 0,86$$

$$\text{por tanto, el desplazamiento del pistón es: } \frac{220}{0,86} = 255 \frac{\text{pies}^3}{\text{min}}$$

Asumimos que el compresor tendrá 8 cilindros, girará a 1800 rpm para un menor desgaste, y que el diámetro del cilindro es igual a la carrera del pistón. Por tanto:

$$\dot{V}_{\text{pistón}} = \frac{C \pi (x^2) (x) (1800)}{4 \times 1,728}$$

$$x^3 = \frac{(255) (4) (1,728)}{(8) (3,14) (1800)} = 38,96$$

$$x = 3,39 \text{ pulgadas}$$

2) Capacidad del compresor en lb/min.

La capacidad del compresor es de 116,31 lb/min.

3) Potencia del compresor.

$$\text{Potencia} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$h_2 = 140 \text{ Btu/lb}$$

$$h_1 = 117 \text{ Btu/lb}$$

$$\dot{m} = 116,31 \text{ lb/min}$$

$$42,4 \frac{\text{Btu}}{\text{min HP}}$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= \frac{116,31 \left(\frac{\text{lb}}{\text{min}} \right) \left(140 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 117 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)}{42,4 \frac{\text{Btu}}{\text{min HP}}} \\ &= 63,09 \text{ HP} \quad (2.675 \text{ Btu/min}). \end{aligned}$$

Como comprobación de los resultados, apliquemos la ecuación:

$$\text{HP} = \frac{144}{33.000} \frac{K}{K-1} P_1 \dot{V}_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

Para Freón $22K = 1,18$;

por tanto,

$$\frac{K}{K-1} = \frac{1,18}{1,18 - 1} = \frac{1,18}{0,18} = 6,555$$

$$\frac{K-1}{K} = 0,152$$

$$P_2 = 165 + 14,7 = 179,7$$

$$P_1 = 20 + 14,7 = 34,7$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{179,7}{34,7} = 5,178$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} = (5,178)^{0,152} = 1,283$$

$$HP = \frac{144}{33.000} (6,555) (34,7) (220) (1,283 - 1)$$

HP = 61,79 que es aproximadamente igual a 63,09 anteriormente calculado.

Esta potencia no toma en cuenta las pérdidas de energía por concepto de rozamiento. Para determinar los HP necesarios en el eje, hay que dividir los HP teóricos para una eficiencia mecánica de 0,714.

$$\text{Por tanto, HP necesarios} = \frac{63,09}{0,714} = 88,36 \text{ HP}$$

4) Las toneladas de refrigeración producidas son:

$$\frac{556.172 \text{ Btu/hr}}{12.000 \text{ Btu/hr-ton}} = 46,34$$

5) Capacidad del condensador.

$$q \text{ rechazado} = \dot{m} (h_2 - h_3)$$

$$h_2 = 140 \text{ Btu/lb}$$

$$h_3 = h_4 = 37,31 \text{ Btu/lb}$$

$$q \text{ rechazado} = 116,31 (140 - 37,31) = 11.943 \text{ Btu/min}$$

Comprobando cálculos:

$$q \text{ rechazado} = q \text{ abs} + q \text{ trabajo}$$

$$q \text{ rech.} = 9,269 \text{ Btu/min} + 2.675 \text{ Btu/min} = 11.944 \frac{\text{Btu}}{\text{min}}$$

6) Coeficiente de comportamiento.

$$CC = \frac{q \text{ absorbido}}{q \text{ trabajo eje}} = \frac{9.269 \text{ Btu/min}}{2.675 \text{ Btu/min}} = 3.465$$

$$7) \eta_{\text{Carnot}} = \frac{CC \text{ real}}{CC \text{ Carnot}}$$

$$CC_{\text{Carnot}} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \times 100 = \frac{548}{548 - 455} = 4,89$$

$$\eta_{\text{Carnot}} = \frac{3,465}{4,890} \times 100$$

$$\eta_{\text{Carnot}} = 70,85\% \text{ eficiente}$$

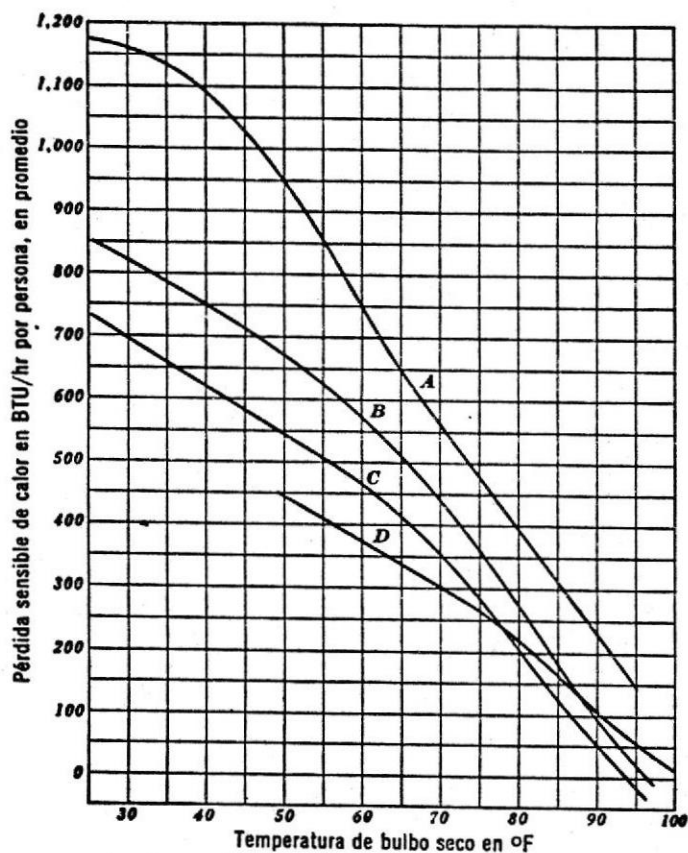


Fig. 4-60.- Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

Fuente: Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración.
Eduardo Hernández Goribar.

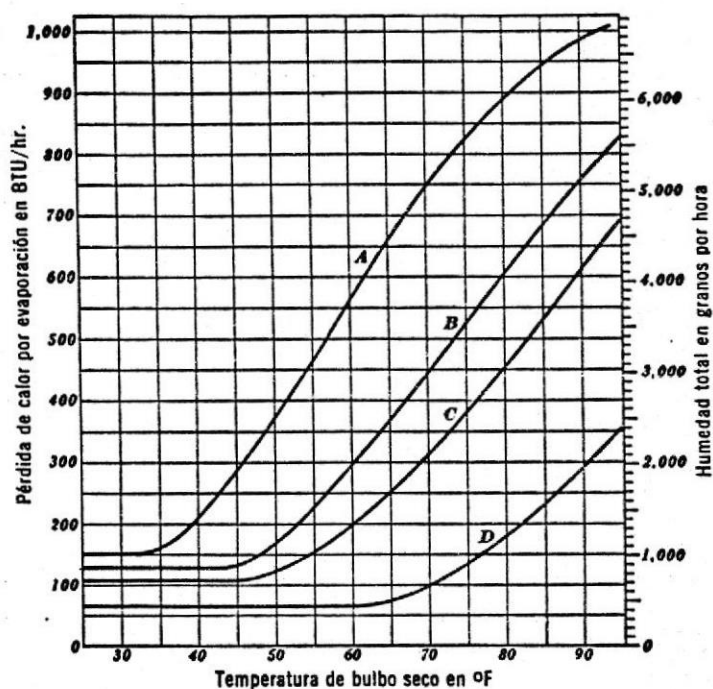


Fig. 4-61. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

Fuente: Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración.
Eduardo Hernández G.

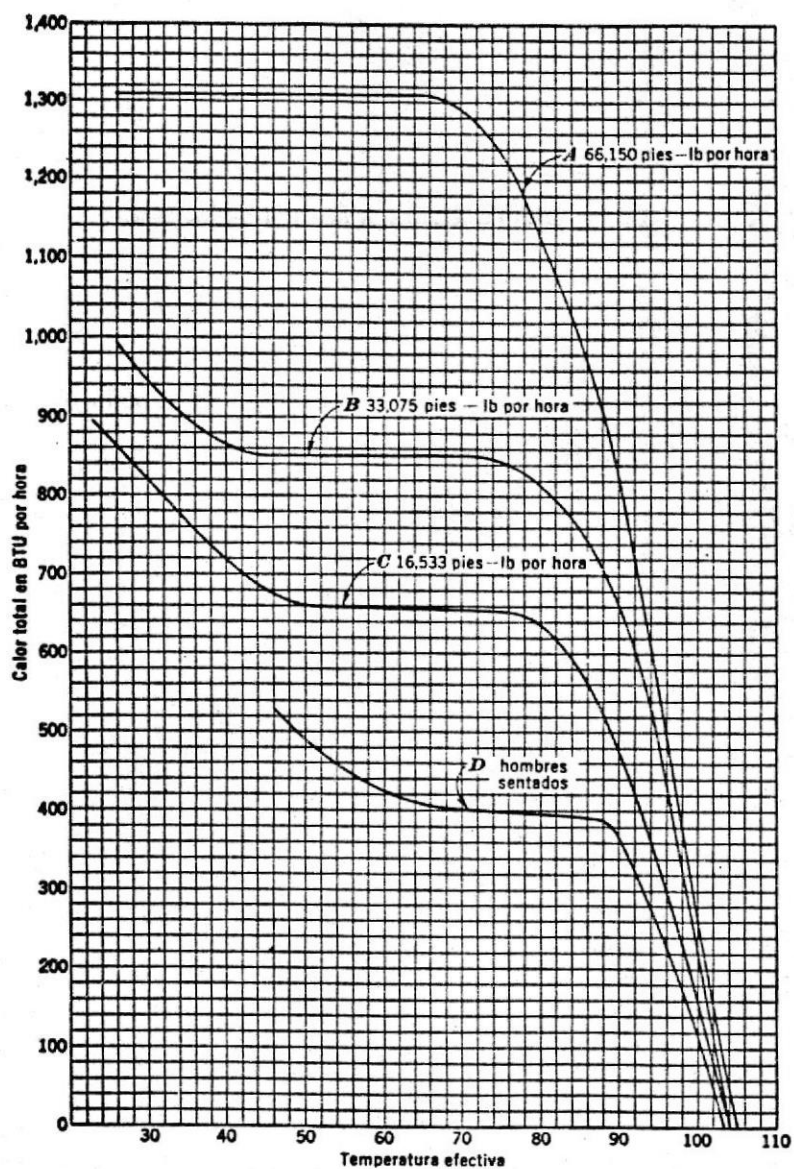


Fig. 4-62. Pérdida total de calor del cuerpo humano a varias temperaturas efectivas en aire quieto.

Fuente: Eduardo Hernández G.

Grado de actividad	Aplicación típica	Relación metabólica de un hombre adulto Btu/h	Grupo de personas			Promedio de la relación metabólica Btu/h	Temperaturas del cuarto (°F, BS)									
			% de composición del grupo				82°F	80°F	78°F	75°F	70°F					
			Hombre	Mujer	Niño		Btu/h	Btu/h	Btu/h	Btu/h	Btu/h					
			Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.							
Sentado	<u>Teatro</u>	390	45	45	10	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Sentado; trabajo ligero	<u>Escuela</u>	450	50	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de oficina, actividad moderada	<u>Oficinas, hoteles, departamentos</u>	475	50	50	0	450	200	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Parados; caminando despacio	<u>Tienda de ropa, almacenes</u>	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165
Caminando; sentado, de pie; caminando despacio	<u>Cafeterías</u>	550	20	70	10	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
	<u>Bancos</u>	550	40	60	0	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Trabajo sedentario	<u>Restaurantes</u>	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Trabajo ligero	<u>Fábrica, trabajo ligero</u>	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	285
Baile moderado	<u>Salas de baile</u>	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Caminando, 3 mph	<u>Fábricas, trabajo algo pesado</u>	1,000	100	0	0	1,000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Jugando	<u>Bolicho</u>	1,500	75	25	0	1,450	450	1,000	465	985	485	965	525	925	605	845

Tábla 4-XXXVII. Calor producido por las personas.

Fuente: Eduardo Hernández g.

Dispositivo	Calor disipado durante el funcionamiento (Btu)/h	
	Calor sensible	Calor latente
Luz eléctrica y aparatos eléctricos, por kw instalado	3,413
Motores con la carga aplicada en el mismo cuarto, por HP *		
De 1/8 — 1/2 HP	4,250
De 1/2 — 3 HP	3,700
De 3 — 20 HP	2,950
Cafetera eléctrica (3 galones)	2,200	1,500
Cafetera eléctrica (5 galones)	3,400	2,300
Estufa de gas	3,100	1,700
Calentador de agua	3,150	3,850
Horno doméstico de gas	8,100	4,000
Cafetera de gas (3 galones)	2,500	2,500
Cafetera de gas (5 galones)	3,900	3,900
Equipo calentado por vapor, por pie cuadrado **		
Superficies calentadas por vapor:		
Pulida	130
Sin pulir	330
Superficie aislada	80
Secadores de pelo para sala de belleza:		
Tipo soplador	2,300	400
Tipo casco	1,870	330
Restaurantes, por comida servida	30 (Btu)

* Con carga conectada fuera del cuarto, reste 2,544 Btu/h.
 ** Para equipo cubierto, reduzca los valores un 50 %.

Tabla 4-XXXVIII. Ganancia de calor debida al equipo misceláneo.

Fuente: Eduardo Hernández G.

	<i>Pared este</i>	<i>Pared sur</i>	<i>Pared oeste</i>	<i>Techo plano</i>
Superficie color oscuro	8	5	8	20
Superficie color entre obs- curo y claro	6	4	6	15
Superficie color claro	4	2	4	9

Tabla 4-XXXIX. Incremento en °F para añadir a la diferencial entre la temperatura de diseño exterior e interior para compensar el efecto solar.

Fuente: Eduardo Hernández G.

FRUTAS	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO				Período máximo de almacenamiento	DATOS DE ENFRIAMIENTO			Calor latente estimado del producto en Btu/lb 24 hr (ver nota "F")	CALOR ESPECÍFICO		Calor latente de fusión Btu/lb	Contenido de agua %	Punto de congelación °F	Movimiento máximo de aire en el cuarto Ft./min	
		Temperatura		Humedad relativa	Granos por libra de aire a la condición recomendada		Inicio de enfriamiento	Tiempo en h	Factor de rapidez		Btu/lb, °F						
		°F recomendados	Rango permisible °F								Antes de congelar	Después de congelar					
Manzana	Corto	35-40	87	85-90	24.0	48 meses	83	32	24	0.47	4.0	0.91	122	84	28.9	90 60 150 60d	
	Largo	30-32	87	85-90	20.8						0.2	0.41					
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0						24.0f	0.3					
Chabacano	Corto	35	35-40	85	80-85	25.2	7-14 días	80	33	20	0.67	4.0	0.92	122	85	28.1	90 60 150 60d
	Largo	32	31-32	85	80-85	22.3						0.3	0.50				
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0	20.0f						0.3					
Aguacate	Corto	40-53	85b	85-90	31.0	10 días	80	29	22	0.67	4.5	0.91	136	94	27.2	90 90 250 90d	
	Largo	38-53	85b	85-90	28.8						0.3	0.49					
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0						22.0f	0.3					
Plátano	Maduración	70	62-70	95	90-95	104.7	10 días	Calentamiento 50°-70°			2.0	0.90	108	75	26-30	90 150 90d 90 90	
	Inic. enfr.	70	90	90	104.7	48		54	12	0.1	11.0f						
	Acab. enfr.	55	90	90	60	1.0					1.0						
	Mant. verdes	54	54-60	92	90-95	61.3		1.0			1.0						
Mant. maduro	54	54-60	87	85-90	58.0	1.0			1.0								
Fresas, cerezas, etc.	Corto	35	35-40	85	80-85	25.2	3-10 días	83	34	20	0.67	6.3	0.90	120	84	28-30	90 60 150 60d
	Largo	32	31-32	85b	80-85	22.3						0.3	0.49				
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0	20.0f						0.3					
Arándano	Corto	34	34-40	85	85-90	24.4	1-3 meses	70	38	20	0.67	5.0	0.91	122	88	27.3	90 90 150 90d
	Largo	34	34-43	85b	85-90	24.4						0.2	0.47				
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0	18.0f						0.2					
Dátiles (curados)	Corto	35	35-40	70c	65-75	20.8	3-6 meses				0.18	0.95	26	18	-4	150 150	
	Largo	28-32	70c	65-75	15.4	0.05											
Frutas secas	Corto	35	35-40	70c	70-75	20.8	9-12 meses				0.10	0.47	43	30		150 150	
	Largo	32-34	70c	70-75	18.6	0.07											
Higos y dátiles (frescos)	Corto	40	40-50	75	65-75	27.5	15 días				5.0	0.71	116	90	28.3	90 90	
	Largo	34	34-36	70	65-75	20.0					0.4	0.44					
Uvas (oriental americana)	Corto	35	35-40	85	80-85	25.2	3-8 semanas	70	34	20	0.80	5.0	0.90	112	77	28.0	90 90 250 90d
	Largo	31	31-32	85b	80-85	21.3						0.4	0.61				
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0	14.0f						0.4					
Uvas (California)	Corto	35	35-40	85	85-90	25.2	3-6 meses	70	34	20	0.80	5.0	0.85	112	75	24.3	90 90 250 90d
	Largo	30	30-31	85b	85-90	20.0						0.4	0.59				
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0	14.0f						0.4					
Toronja	Corto	40	40-45	90	85-90	32.0	6-8 semanas	75	34	22	0.70	2.0	0.91	128	88	28.4	90 90 250 90d
	Largo	32	32-34	85b	85-90	22.3						0.3	0.49				
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0	19.0f						0.3					
Limón	Corto	50	50-60	85b	85-90	54.5	1-4 meses	75	67	20	1.0	3.0	0.91	136	88	28.1	90 90 250 90d
	Largo	55	50-60	85b	85-90	54.5						0.3	0.49				
	Inic. enfr.	60	85	85	45.5	18.0f						0.3					
Lima	Corto	45	45-50	85b	85-90	37.6	5-8 semanas	75	47	20	0.90	4.0	0.91	126	88	29.3	60 60 150 60d
	Largo	40	45-48	90b	85-90	39.6						0.2	0.49				
	Inic. enfr.	40	85	85	45.2	14.0f						0.2					
Naranja	Corto	40	40-46	85	85-90	31.0	8-10 semanas	75	32	22	0.70	4.0	0.91	125	81	28.8	90 90 250 90d
	Largo	32	32-34	85b	85-90	22.3						0.3	0.44				
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0	19.0f						0.3					

FRUTAS	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO				Período máximo de almacenamiento	DATOS DE ENFRIAMIENTO			Calor latente estimado del producto en Btu/lb 24 hr (ver nota "F")	CALOR ESPECÍFICO		Calor latente de fusión Btu/lb	Contenido de agua %	Punto de congelación °F	Movimiento máximo de aire en el cuarto Ft./min	
		Temperatura		Humedad relativa	Granos por libra de aire a la condición recomendada		Inicio de enfriamiento	Tiempo en h	Factor de rapidez		Btu/lb, °F						
		°F recomendados	Rango permisible °F								Antes de congelar	Después de congelar					
Durazno	Corto	35	35-40	85a	80-85	25.2	2-4 semanas	85	34	24	0.62	5.1	0.91	128	90	29.2	60 60 150 60d
	Largo	32	31-33	85b	80-85	22.3						0.3	0.41				
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0	22.0f						0.3					
Pera	Corto	35	35-40	90a	85-90	26.8	1-7 meses	70	34	34	0.80	6.0	0.91	122	84	27-28	60 60 150 60d
	Largo	31-32	90b	85-90	22.7	0.3						0.49					
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0	17.0f						0.3					
Piña	Corto	40	40-45	85	85-90	31.0	2-4 sem.	85	40	3	0.67	3.0	0.90	128	88	29.9	150 150 150 250 150d
	Largo maduro	40	40-46	85b	85-90	31.0						0.1	0.50				
	Verde	50	50-60	90b	85-90	48.0						0.1	0.50				
	Inic. enfr.	46	85	85	37.5	24.0f						0.1					
Ciruela (fresca)	Corto	35	35-40	85	80-85	25.2	3-8 semanas	80	34	20	0.67	4.0	0.88	116	88	28.8	90 90 250 90d
	Largo	32	31-32	85b	80-85	22.3						0.3	0.48				
	Inic. enfr.	40	85	85	21.1	20.0f						0.3					
Membrillo	Corto	35	35-40	85	80-85	25.2	2-3 meses	80	32	24	0.67	4.0	0.90	122	86	28.8	60 60 150 60d
	Largo	32	31-32	85b	80-85	22.3						0.3	0.49				
	Inic. enfr.	40	85	85	31.0	24.0f						0.3					

Tabla 4-XL. Datos de diseño para almacenamiento de frutas.
Fuente: Eduardo Hernández G.

VEGETALES	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO					Período máximo de almacenamiento	DATOS DE ENFRIAMIENTO			Calor latente estimado del producto en 24 hr (en kcal °F)	CALOR ESPECÍFICO		Calor latente de fusión Btu/lb	Contenido de agua %	Punto de congelación °F	Movimiento de aire en el cuarto Ft./min					
		Temperatura		Humedad relativa		Granos por libra de aire a la condición recomendada		Temp. de producto	Temp. en h	Factor de rotación		Btu/lb °F										
		°F recomendada	Rango permisible °F	Rico ventilado %	Rango permisible %							Antes de congelar	Después de congelar									
Espárrago	Corto	40	40-45	90	85-90	32.8	20 días	60	34	24	0.91	4.0	0.91	0.49	135	94.0	29.8	90				
	Largo	32	32-36	90a	85-90	23.7						0.5										40
	Inic. enfr.	40		85		31.0											13.0f					
	Acab. enfr.	33		95		23.2						0.5						40d				
Ejote	Corto	40	40-45	90	85-90	32.8	20 días	80	35	20	0.67	3.0	0.97	0.47	119	83.0	29.7	90				
	Largo	33	32-40	90b	85-90	24.6						0.7									40	
	Inic. enfr.	40		85		31.0											15.0f					150
	Acab. enfr.	33		85		23.2						0.7						40d				
Frijol	Corto	40	40-45	90	85-90	32.8	15 días 7/case. 30 días 8/case.					3.0	0.70	0.36	99	68.5	28.4	90				
	Largo	33	32-40	90a	85-90	24.6		0.6										40				
Betabel sin rama	Corto	40	40-45	90	85-90	32.8	1-3 meses					2.0	0.90	0.48	129	90.0	26.9	90				
	Largo	32	32-36	95	95-98	25.0		0.3										40				
Betabel con rama	Corto	40	40-45	90	85-90	32.8	10-14 días	70	34	24	0.80	3.0	0.90	0.48	129	90.0	31.0	90				
	Largo	32	32-36	90a	85-90	23.7						0.4									40	
	Inic. enfr.	40		90		32.8											17.0f					150
	Acab. enfr.	32		90		23.7						0.4					40d					
Brócoli	Corto	40	40-45	90	90-95	32.8	7-10 días	80	34	24	0.80	4.0	0.90	0.48	135	93.0	29.2	90				
	Largo	32	32-35	90	90-95	23.7						0.5									40	
	Inic. enfr.	40		90		32.8											14.0f					150
	Acab. enfr.	33		90		24.6						0.5					90d					
Cebollas	Corto	40	40-45	95	90-95	34.5	3-4 semanas	80	34	24	0.80	5.0	0.91	0.49	136	94.5	31.0	90				
	Largo	32	32-35	95b	90-95	24.0						0.5									40	
	Inic. enfr.	40		90		32.8											14.0f					150
	Acab. enfr.	33		90		24.6						0.5					90d					
Berza	Corto	35	35-40	95	90-95	28.2	3-4 meses	70	34	24	0.80	7.0	0.93	0.47	132	91.5	31.2	90				
	Largo	32	32-36	95b	90-95	25.0						0.5									40	
	Inic. enfr.	40		90		32.8											17.0f					150
	Acab. enfr.	32		90		23.7						0.5					40d					
Zanahoria sin ramas	Corto	40	40-45	90	85-90	32.8	4-5 meses					2.0	0.93	0.45	126	88.0	30.4	90				
	Largo	32	32-36	95	95-98	25.0		0.3										40				
Zanahoria con ramas	Corto	40	40-45	90	85-90	32.8	10-14 días	70	34	24	0.80	4.0	0.84	0.45	126	88.0	31.0	40				
	Largo	32	32-36	90b	85-90	23.7						0.5									40	
	Inic. enfr.	40		90		32.8											17.0f					150
	Acab. enfr.	32		90		23.7						0.5					40d					
Coliflor	Corto	35	35-40	90	85-90	26.8	2-3 semanas	70	34	24	0.80	4.0	0.90	0.46	133	92.5	30.1	90				
	Largo	32	32-34	90a	85-90	23.7						0.3									40	
	Inic. enfr.	40		90		32.8											17.0f					150
	Acab. enfr.	32		90		23.7						0.3					40d					
Apio p	Corto	35	35-40	90	90-95	26.8	2-4 meses					4.0	0.91	0.46	136	94.5	29.7	90				
	Largo	32	31-32	90a	90-95	23.7		1.0										40				
Ejote	Corto	35	35-40	90	85-90	26.8	4-8 días	70	34	24	0.80	7.0	0.86	0.38	100	75.5	28.9	90				
	Largo	32	31-32	90a	85-90	23.7						0.5									40	
	Inic. enfr.	40		85		31.0											17.0f					150
	Acab. enfr.	32		95		22.3						0.5					40d					
Calabacita	Corto	50	50-60	85	80-85	45.2	10-14 días	70	52	24	1.0	3.0	0.93	0.48	137	95.5	30.5	90				
	Largo	45	45-50	85	80-85	37.5						0.2									40	
	Inic. enfr.	60		80		61.7											13.0f					250
	Acab. enfr.	50		80		42.6						0.2					150d					
Escarola p	Corto	35	35-40	90	90-95	26.8	2-3 semanas					4.0	0.90	0.46	136	89.0	30.9	90				
	Largo	35	32-36	90a	90-95	26.8		1.0										40				

Fig. 4-XLI. Datos de diseño para almacenamiento de vegetales.

Fuente; Eduardo Hernández G.

VEGETALES	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISERO DEL CUARTO				Período máximo de almacenamiento	DATOS DE ENFRIAMIENTO			Calor latente estimado del producto en Btu/lb 24 hr (ver notas "F")	CALOR ESPECÍFICO		Calor latente de fusión Btu/lb	Constante de absorción %	Punto de congelación °F	Movimiento máximo de aire en el cuarto Paq./min	
		Temperatura		Humedad relativa			Tem. de producto °F	Tiempo en h	Factor de rapidez		Antes de congelar	Después de congelar					
		°F recomendados	Rango permisible °F	Hum. máxima %	Rango permisible %												
Lehuga p	Corto	35	35-40	90	90-95	24.8				7.0	0.90	0.46	136	89.0	31.2	90	
	Largo (helado)	35	32-34	90a	90-95	24.3	2-3 semanas			1.0						60	
Melones (sandía etc.)	Corto	45	45-50	85	75-85	37.5				3.0	0.91	0.46	115	85.0	29.0	90	
	Largo	34	34-40	85a	75-85	26.3	1-4 semanas			0.2						150	
	Largo Inc. enfr. Acab. enfr.	32 40 32	32-35	85 85 85	75-78	22.3 31.0 32.3	7-10 días	80	34	24	0.90	0.91	0.47	128	89.0	29.0	90 250 150d
Cebolla	Corto	50	50-60	75	70-75	40.0				2.0	0.91	0.51	130	89.0	30.1	150	
	Largo Inc. enfr. Acab. enfr.	32 40 32	32-34	75 75 75	70-75	19.8 27.5 19.8	6-8 meses	70	34	24	0.80	0.91	0.51	130	89.0	30.1	150 250 150d
Chirivía	Corto	35	35-40	95	90-95	28.2				4.0	0.86	0.46	119	83.0	28.9	60	
	Largo	32	32-34	95b	90-95	25.0	7-8 meses			0.5						60	
	Largo Inc. enfr. Acab. enfr.	40 32	32-34	90 90	90-95	32.8 23.7	7-8 meses	70	34	24	0.80	0.86	0.46	119	83.0	28.9	60 150 90d
Chicharo	Corto	35	35-40	90	85-90	26.8				3.0	0.82	0.45	107	80.0	28.9	90	
	Largo Inc. enfr. Acab. enfr.	32 40 32	32-34	90b 85	85-90	23.7 31.0 23.2	1-2 semanas	80	34	20	0.67	0.82	0.45	107	80.0	28.9	90 150 90d
	Patata (alimento) (semilla)	50r 34m	50-70	85	85-90	45.2				0.5	0.86	0.47	113	78.5	28.9	150	
Saverkrant (en huacales)	Corto	45	45-50	80	75-80	35.3				3.0	0.92	0.52	128	89.0	28.0	150	
	Largo	30	30-32	80c	75-80	19.2	5 meses			0.2						90	
Espinaca	Corto	35	35-40	95a	90-95	28.2				7.0	0.92	0.51	129	90.0	30.3	90	
	Largo	32	32-34	95a	90-95	25.0	10-11 días			0.5						60	
Camote n	Corto	55	55-60	85	80-85	54.5				3.0	0.86	0.42	102	78.0	28.5	150	
	Largo	55	55-60	85a	80-85	54.5	4-8 meses			0.4						150	
Tomates (verdes)	Corto	55	55-60	85	85-90	54.5				3.0	0.92	0.46	132	95.0	30.6	90	
	Largo	55	55-60	85	85-90	54.5	3-5 semanas			0.4						60	
	Madurando	45	45-70	85	85-90	78.2				2.0						90	
	Inc. enfr. Acab. enfr.	70 50	45-70	85 85	85-90	93.3 45.2				14.0f 0.4						150 90d	
	Largo	45	40-50	85a	85-90	37.5	7-10 días			3.0						90	
Nabo	Corto	35	35-40	95	95-98	28.2				4.0	0.90	0.45	128	89.5	30.5	90	
	Largo	32	32-34	95a	95-98	25.0	4-5 meses			0.5						60	
	Inc. enfr. Acab. enfr.	40 32	32-34	95 95	95-98	34.5 25.0				17.0f 0.5						150 60d	
	Largo	32	32-34	95a	95-98	25.0	4-5 meses	70	34	24	0.80	0.90	0.45	128	89.5	30.5	90
Legumbres (húmedas mezcladas)	Corto	40	40-45	85b	85-90	31.0				5.0	0.90	0.45	130	90.0	30.0	90	
	Largo	35	35-40	87b	85-90	26.0	2-4 meses			1.2						90	
	Inc. enfr. Acab. enfr.	80 35	35-40	90 90	85-90	48.0 26.8				23.0f 1.2						150 90d	

Tabla 4-XLI. Continuación.

CARNES	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DISEÑO DE CUARTO					Periodo máximo de almacenamiento	DATOS DE ENFRIAMIENTO			Calor latente estimado del producto en 24 hr (en unidades "F")	CALOR ESPECIFICO		Calor latente de fusión Btu/lb	Contenido de agua %	Punto de congelación "F"	Movimiento máximo de aire en el cuarto Ft./min	
		Temperatura		Humedad relativa		Granos por libra de aire a la condición recomendada		Tem. de producto "F"	Tem. por hora	Factor de resistencia		Btu/lb	Después de congelar					
		"F" recomendada	Rango permisible "F"	Recomendado %	Rango permisible %													
Tocino	Corte	54	50-60	65	55-66	41.7	15 días				2.5	0.50	0.30	29	20		150	
	Endurecim. Cuar. ruben.	70	26-30	75	70-80	16.4					1.2						90	
Res combinación enfriamiento y mantenimiento	Inic. enfr.	30		85b		24.8		100	44	24	0.54	18.0 ^a	0.75	0.40	98	72	31.3	250
	Acab. enfr.	33				22.2					5.0						90d	
Res seca	Largo	55	55-60	65	45-70	41.7	6 meses				0.1	22.24	19.24	7.22	5-15		150	
	Corto	35	30-40	87b	85-90	24.0					5.0	0.75	0.40	98	72	31.3	60	
Res fresca	Largo	30	30-32	87b	85-90	20.8	3 meses				5.0	0.75	0.40	98	72	31.3	60	
	Inic. enfr.	45		87		28.3		100	44	18	0.67	22.0 ^a	0.75	0.40	98	72	31.3	250
	Acab. enfr.	30		87		20.8					1.7						150d	
Carne en salmuera	Corto	40	40-45	85	80-85	31.0					1.0	0.75					150	
	Largo	31	31-32	85	80-85	21.3	6 meses				0.8						150	
Carne cort.	Corto	34	34-38	87a	85-90	24.8	5 días				5.4	0.72	0.40	95	65	29	60	
	Largo	34	34-38	87a	85-90	24.8	5 días				5.4	0.72	0.40	95	65	29	60	
Pescado congelado helado	Largo	0	(-5)-0	85c	80-85	4.45	8 meses				0.1	0.74	0.41	101	70	28	250	
	Corto	34	34-38	85c	80-85	24.3					5.7						90	
Jamones cortados frescos y ahumados	Largo	30	30-32	85a	80-85	20.4	15 días				0.4						90	
	Corto	34	34-38	85	85-87	24.3					3.4	0.68	0.38	84.5	52	31.3	60	
	Largo	28	28-30	85b	85-87	18.5	3 meses				1.8						60	
Cerdo, enfriamiento 18 hr, 14 hr	Inic. enfr.	45		85		37.5		105	25	18	0.67	24.0 ^a	0.68	0.38	84.5	60	27	250
	Acab. enfr.	38		85		28.4					1.9						150d	
	Acab. enfr.	29		90		30.1		105	25	14	0.67	23.0 ^a					250	
Carnera	Corto	34	34-38	90	85-90	25.8					3.4	0.67	0.30	83.5	58	29	60	
	Largo	28	28-30	90b	85-90	19.7	2 meses				1.3						60	
	Inic. enfr.	45		90		39.6		100	40	5	0.75	19.0 ^a					60	
Visceras	Acab. enfr.	30		90		21.4					1.3						250	
	Inic. enfr.	40		85		31.0		90	35	18	0.70	21.0 ^a	0.75	0.42	103	72		90d
Ostiones en concha	Acab. enfr.	32		86		22.3					1.3						150	
	Inic. enfr.	40		85		31.0		90	35	18	0.70	21.0 ^a	0.75	0.42	103	72		150
Puerco fresco	Corto	34	34-38	85	85-90	24.3	15 días				3.4	0.68	0.38	84.5	60	28	90	
	Largo	28	28-30	87b	85-90	19.0	18 días				0.4	0.79	0.37	104	74	27	60	
	Inic. enfr.	45		85	85-90	4.68	18 meses				0.2						150	
Puerco congelado despiumado	Acab. enfr.	32		86		22.3		85	40	5	1.00	2.0 ^a					150	
	Inic. enfr.	45	(-5)-0	85	85-90	4.68	18 meses				0.4						60d	

CARNES	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DISEÑO DE CUARTO					Periodo máximo de almacenamiento	DATOS DE ENFRIAMIENTO			Calor latente estimado del producto en 24 hr (en unidades "F")	CALOR ESPECIFICO		Calor latente de fusión Btu/lb	Contenido de agua %	Punto de congelación "F"	Movimiento máximo de aire en el cuarto Ft./min
		Temperatura		Humedad relativa		Granos por libra de aire a la condición recomendada		Tem. de producto "F"	Tem. por hora	Factor de resistencia		Btu/lb	Después de congelar				
		"F" recomendada	Rango permisible "F"	Recomendado %	Rango permisible %												
Salchichas (saladas)	Corto	40	40-45	80c	75-80	29.1					0.2	0.60					150
	Largo	31	31-32	80c	75-80	20.1	4 meses				0.0						150
Ahumadas y "Franks"	Corto	35	35-40	85a	80-90	25.3	48 horas				4.3	0.84	0.54	86	60	29	60
	Inic. enfr.	42		80		31.4		70	35	2	1.00	9.0 ^a					150
Fresca	Acab. enfr.	32		80		21.1					9.0 ^a						60d
	Inic. enfr.	45	35-40	85a	85-90	25.2	7 días				4.3	0.89	0.54	93	65	26	60
Sal de maní	Acab. enfr.	32		85		22.3		70	35	2	1.00	9.0 ^a					150
	Inic. enfr.	45	55-60	40	35-40	25.5					0.0						60d
Ahumados de verano	Corto	40	35-40	85	80-90	31.8	6 meses				3.2	0.84	0.54	86	60	25	60
	Secado	50	48-54	70	45-60	37.2					5.0						60
Envoltura	Largo	32	32-34	70	70-75	18.4	6-8 meses				2.0						60
	Acab. enfr.	45	45-50	85	80-85	37.5					0.0						60
Termera	Corto	34	34-38	87b	85-90	24.8					3.4	0.71	0.39	91	63	29	60
	Largo	28	28-30	87b	85-90	19.0	15 días				1.3						60
	Inic. enfr.	45		90		39.6		100	40	6	0.75	21.0 ^a					60
Termera	Acab. enfr.	30		90		21.4					1.3						90
	Inic. enfr.	45		85		31.0		90	35	18	0.70	21.0 ^a	0.75	0.42	103	72	

Tabla 4-XLII. Datos de diseño para almacenamiento de carnes.

Fuente: Eduardo Hernández G.

MISCE- LANEA	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO					DATOS DE ENFRIAMIENTO				Calor latente estimado del producto en Btu/lb 24 hr (vea ne- ta "E")	CALOR ESPECÍFICO		Calor la- tente de fusión Btu/lb	Conten- ido de agua %	Punto de conge- lación °F	Movimiento de aire en el cuarto Pie, min	
		Temperatura		Humedad relativa		Granos por libra de aire a la con- dición re- comen- dada	Período máximo de almacena- miento	Temp. de pro- ducto °F	Tiempo en hr	Factor de la- pidez		Btu/lb, °F						
		°F re- comen- dada	Rango permi- sible °F	% re- comen- dada	Rango permi- sible %							Antes de con- gelar	Después de con- gelar					
Cerveza, may. Barril de mad. Barril de metal	Corto	35	35-40	85	80-85	25.2	6 meses					7.0u	1.0		92.0	28	150	
	Corto	35	35-40	70c	65-70	20.8	6 meses					0.4u					150	
Mantequilla o requesón	Corto	40	35-45	80c	75-80	29.1	10 días					2.0	0.64	0.34	15	15.0	30.0u	150
	Largo	0	(-5)-0	85	80-85	4.65	6 meses					0.3					250	
Dulce	Largo	45	40-70	55	50-55	50.3	6 meses						0.93				60	
Caviar (en latas)	Corto	40	40-45	85	80-85	31.0						2.0					20	150
	Largo	34	34-34	85b	80-85	24.3	15 días					0.3					150	
Queso americano	Corto	40	40-45	80b	75-80	29.1						2.3	0.64	0.3r	79	55.0	17	90
	Largo	32	30-34	80b	75-80	21.1	15 meses					0.5					90	
Camembert	Corto	40	40-45	85	80-85	31.0						2.5	0.70	0.40	84	60.0	18	90
	Largo	40	34-34	85b	80-85	31.0	90 días					0.2					90	
Limburgo	Corto	40	40-45	85	80-85	31.0						2.5	0.70	0.40	84	60.0	19	90
	Largo	31	30-34	85b	80-85	21.3	60 días					0.3					90	
Roquefort	Corto	45	45-50	80	75-80	35.3						-2.0	0.65	0.32	79	55.0	3	90
	Largo	40	30-34	80b	75-80	29.1	60 días					0.2					90	
Suizo	Corto	40	40-45	80	75-80	29.1						2.3	0.64	0.34	79	55.0	15	90
	Largo	39	30-34	80b	75-80	27.0	60 días					0.2					90	
Chocolate (para cobertura)	Largo	40	40-70	55	50-55	42.1	6 meses					0.1	0.56	0.30	40	0.5	85-95	60
Crema (40 %)	Corto	35	35-43	80c	75-80	23.8						2.0u	0.85	0.40	90	55.0	28	150
	Largo	5	(-5)-0	80	80-85	5.68	4 meses					0.1u					150	
Huevos empa- cados, vea Doc. 2 D-85	Corto	40	40-45	85b	80-85	31.0	12 meses					3.4	0.85	0.45	100	74.2	31.6	90
	Largo	30	30-31	85b	85-87	23.4						0.2					40	
	Inic. enfr. Acab. enfr.	40 30		85b 85b		31.0 20.4		45	30	10	0.85	7.0f 0.2					60	
Huevos cong. latas de 5 kg. Doc. 2 D-85	Largo	5	(-9)-0	60		4.24	18 meses					0.06u		0.45	100		250	
	Inic. enfr.	0		85c		4.65		40	5	24	0.67	9.0f					250	
	Acab. enfr.	0		85c		4.65						0.06					250	
Piel y lanas veg. Doc. 2 D-83	Finnizado/ solamente refrigerado	35	35-40	65	60-65	19.3	6 meses					0.1	0.40				150	
		15	15-18	70	65-70	8.2	6 meses					0.1					150	
Harina	Largo	78	78-82	60	60-65	86.0	6 meses						0.38	0.28	13.5		60	
Flores cort. general		40	33-40	85	85-90	31.0	3-14 días						0.92				27-31	60
Orquídeas jardenas		45	45-50	85	85-90	37.5	1 semana										28-31	60
Piel, curado, almace- namiento	Largo	55	50-55	85	80-85	54.5						0.2	0.40				150	
		26	32-40	75	70-75	23.1	5 años					0.1	0.40				150	
Helado, latas de 15 lb. Vea Doc. 2 D-84	Endureci. Iniciación	0		85c		4.65		22	-10	8	0.75	1.1f.u	0.77		37	60.0	28.5-0	250
	Acabado	-20		85c		1.55						0.1u					250	
	Iniciación	0		85c		4.65		26	-10	8	0.75	1.3f.u			62		250	
	Acabado	-20		85c		1.55						0.1u					250	
Mantequilla	Corto	45	45-50	80c	75-80	35.3						2.0	0.60		90	70	150	
	Largo	32	32-34	90c	75-80	21.1	6 meses					0.3					150	
Azúcar de maple	Corto	45	45-50	70c	45-70	29.9						0.7	0.24	0.21	7	5	250	
	Largo	31	31-32	70c	45-70	17.7	5 meses					0.1					250	

Tabla 4-XLIII. Datos de diseño para almacenamiento misceláneo.

Fuente: Eduardo Hernández G.

FRUTAS			LEGUMBRES		
Artículo	Temperatura °F	Btu/hr./lb	Artículo	Temperatura °F	Btu/hr./lb
Manzana	32	.018	Espárragos	32	.035
	40	.030		40	.170
	60	.120	Haba	32	.170
Chevacang	32	.023		60	.820
	40	.036	Ejote	32	.099
	60	.170		40	.140
Naranjas almacenamiento en/zamamento	54	.069		60	.470
	68	.190	Batabel	32	.055
	70-56	.500§		40	.085
				60	.150
Baya	36	.115	Col de Bruselas	32	.059
	60	.345		40	.095
Cereza	32	.032		60	.280
	60	.250	Col	32	.059
Arándano	32	.014		40	.095
	40	.019		60	.280
	50	.036	Coliflor	32	.059
Dátiles frescos	32	.014		40	.095
	40	.019		60	.280
	50	.036	Zanahoria	32	.045
Toronja	32	.0096		40	.073
	40	.022		60	.170
	60	.058	Apio	32	.059
Uva	32	.0075		40	.095
	40	.014		60	.280
	60	.050	Maíz, dulce	32	.035
Limón	32	.012		40	.170
	40	.017	Pepino	32	.028
	60	.062		40	.041
Lima	32	.012		60	.175
	40	.017	Escalola	40	.200
	60	.062	Lechuga	32	.240
Naranja	32	.017		40	.330
	40	.029		60	.960
	60	.104	Melón (excepto sandía)	32	.028
Durazno	32	.023		40	.041
	40	.036		60	.175
	60	.170	Hongos	32	.130
Pera	32	.016		50	.460
	40	.023	Cebolla	32	.018
	60	.230		50	.039
Ciruela	32	.032		70	.075
	40	.030	Chirivía	32	.045
	60	.120		40	.073
Membriño	32	.018		60	.170
	40	.030	Chicharo	32	.170
	60	.120		60	.820
Fresa	32	.068	Pimiento	32	.057
	40	.120		60	.180
	60	.360	Patata	32	.014
			40	.030	
			70	.060	
			Espinaca	40	.200
			Canote	40	.070
			Tomate (veros-meduro)	60	.130
				40	.027
			Haba	32	.040
				40	.050

Tabla 4-XLIV. Calor de respiración de frutas y legumbres.

Fuente: Eduardo Hernández G.

Volumen pies ³	Cambios de aire por 24 horas	Volumen pies ³	Cambios de aire por 24 horas	Volumen pies ³	Cambios de aire por 24 horas	Volumen pies ³	Cambios de aire por 24 horas
250	38.0	1,000	17.5	6,000	6.5	30,000	2.7
300	34.5	1,500	14.0	8,000	5.5	40,000	2.3
400	29.5	2,000	12.0	10,000	4.9	50,000	2.0
500	26.0	3,000	9.5	15,000	3.9	75,000	1.6
600	23.0	4,000	8.2	20,000	3.5	100,000	1.4
800	20.0	5,000	7.2	25,000	3.0		

Tabla 4-XLV. Cambio promedio de aire, por 24 horas, para cuarto de almacenamiento superior a 32 °F, debido a aberturas de puertas y filtración.

Fuente: Eduardo Hernández G.

Volumen pies ³	Cambios de aire por 24 horas	Volumen pies ³	Cambios de aire por 24 horas	Volumen pies ³	Cambios de aire por 24 horas	Volumen pies ³	Cambios de aire por 24 horas
250	29.0	1,000	13.5	5,000	5.6	25,000	2.3
300	26.2	1,500	11.0	6,000	5.0	30,000	2.1
400	22.5	2,000	9.3	8,000	4.3	40,000	1.8
500	20.0	2,500	8.1	10,000	3.8	50,000	1.6
600	18.0	3,000	7.4	15,000	3.0	75,000	1.3
800	15.3	4,000	6.3	20,000	2.6	100,000	1.1

Tabla 4-XLVI. Cambio promedio de aire, por 24 horas para cuarto de almacenamiento a menos de 32 °F debido a abertura de puertas y filtraciones.

Fuente: Eduardo Hernández G.

IV.4.6. SISTEMA DE COMANDO ELECTRICO AUTOMATICO Y/O MANUAL.-

1.- MOTOR ELECTRICO DEL COMPRESOR.-

La potencia eléctrica del motor es de 88 HP, o 65.648 vatios.

Según la Tabla 4-XLVII, interpolando entre 75 y 100 HP, nos da lo siguiente:

HP	Motores de Inducción con rotores del tipo de jaula de ardilla y embobinados, amps 220 voltios.
75	185
88	215
100	246

Como la comprobación a lo anterior, aplicamos la fórmula de potencia trifásica, despejando el valor de la corriente, a saber:

$$P \text{ trifásica} = 1,732 (V_L) (I_L) \cos \phi$$

$$I_L = \frac{P \text{ (trifásica)}}{(1,732)(V_L) \cos \phi} = \frac{65.648 \text{ vatios}}{(1,732)(220 \text{ voltios})(0,8)}$$

$$I_L = 215 \text{ amperios}$$

Según la Tabla 4-XLVIII, para 215 amperios se escoge el conductor 250 MCM (o puede escogerse también 2 conductores Nº 1(110 A) por cada fase en el caso de no haber disponibilidad de líneas 250 MCM.

$$\text{El disyuntor es } 215 \times 1,25 = 268 \text{ Amp.}$$

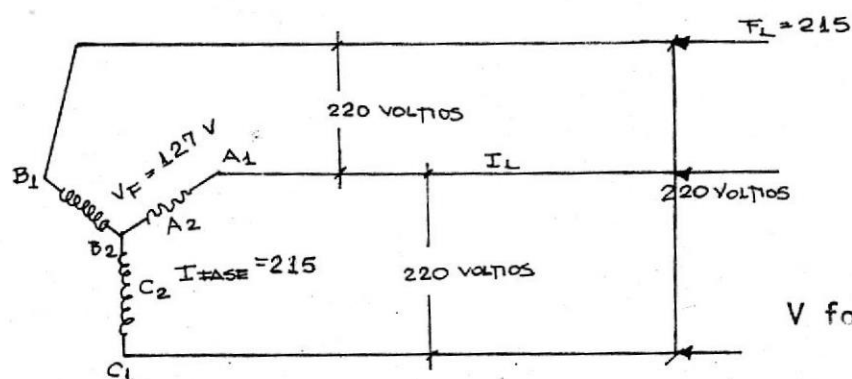
Según la Tabla 4-XLIX, para 3 líneas Nº 250 MCM se selecciona un

tubo protector de 2 1/2 pulgadas de diámetro.

Con referencia al tipo de arranque de este motor hemos seleccionado el arranque estrella-triángulo que funciona de la siguiente manera:

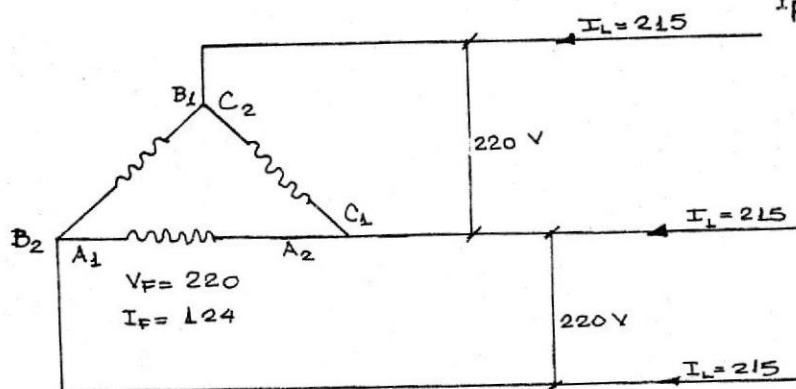
A) Por intermedio de los contactores L y S, el motor al inicio arranca en estrella, para después de un tiempo regulado por un temporizador, cambiar la conexión a triángulo.

B) Analíticamente, la corriente de fase, como el voltaje de fase, varía de una conexión a otra, como observamos a continuación:



$$V_{\text{fase}} = \frac{V_{\text{línea}}}{1,73} = 127 \text{ V}$$

$$I_F = I_L = 215 \text{ amperios}$$



$$I_F = \frac{I_L}{3} = \frac{I_L}{1,732} = \frac{215}{1,732} = 124 \text{ amperios}$$

$$V_F = 220 \text{ voltios}$$

Los arranques estrella-triángulo son ampliamente usados en los motores eléctricos de las máquinas. El principal atractivo de este método de arranque es la ausencia de equipo reductor de voltaje. La reducción de voltaje es inherente en la conexión estrella. ($V \text{ fase} = V \text{ línea} / 1.73 = 127 \text{ voltios}$).

El arranque a voltaje reducido proporciona un arranque suave para los motores de inducción tipo jaula de ardilla.

2.- MOTORES ELECTRICOS PARA LOS QUEBRADORES DE PASTA DE CACAO SOLIDA.-

Estos motores eléctricos son de una potencia de 1,5 Kilovatios cada uno; son trifásicos para 220 voltios, 60 ciclos, corriente al terna.

Según la Tabla 4-XLVII, 1,5 KW (2 HP) para 220 voltios, tenemos una corriente de línea de 6,5 amperios, por tanto, tenemos que seleccionar de la Tabla 4-XLVIII, tres líneas de fuerza Nº 14 con capacidad de 15 amperios.

El breaker trifásico se calcula de la siguiente manera:

Capacidad del breaker = (Corriente) 1,25 ; luego,

Breaker = (6,5 amp) 1,25 = 8,125 amps = 10 amps.

Resumiendo, cada motor quebrador necesita un breaker de 10 amp trifásico, 3 líneas de fuerza Nº 14 (15 amps) y 1 línea Nº 14 para conexión a tierra. Además, el tubo eléctrico necesario se lo selecciona de la Tabla 4-XLIX; para 4 líneas Nº 14, se necesita un tubo de \varnothing 12 pulgadas de diámetro.

3.- MOTOR ELECTRICO PARA BANDA TRANSPORTADORA.-

Potencia = 0,37 KW

Fases = 3

Ciclos = 60

Voltios = 220

Amperios = 2 ; Ver Tabla Nº 4-XLVII.

Líneas de fuerza = 3 Nº 14 (15 amps), Ver Tabla 4-XLVIII.

1 línea tierra = Nº 14

Diámetro tubo = 1/2 pulgada, Ver Tabla 4-XLIX.

Disyuntor (Breaker) = recomendado 10 AMPS.

4.- MOTORES ELECTRICOS PERTENECIENTES A LOS SERPENTINES DE ENFRIAMIENTO.- (6).

Potencia = 1/2 HP cada uno

Amperios = 2

3 Líneas de Fuerza Nº 14 cada uno

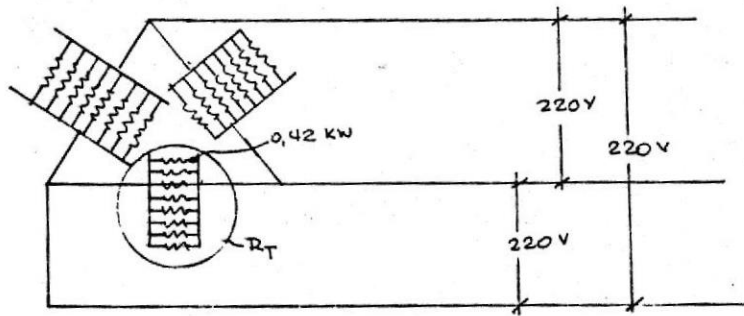
Las líneas para el disyuntor F16, F17, y F18 se seleccionan en Nº 14 (15 amps), y el disyuntor se selecciona de 10 amps; el tubo se selecciona de 1/2 pulgada de diámetro.

Como los restantes serpentines de enfriamiento son iguales al calculado, los resultados se aplican también para aquéllos, o sea, COF2, COF3, COF4, COF5 y COF6.

5.- CALENTADORES ELECTRICOS PARA LOS SERPENTINES DE ENFRIAMIENTO.
CODIGO DC1, DC2, DC3, DC4, DC5, DC6.

$$V = I R \quad P = V I = V \left(\frac{V}{R} \right) = \frac{V^2}{R}$$

$$I = \frac{V}{R}$$



$$R = \frac{V^2}{P} = \frac{220^2}{420} = 115,23 \text{ ohmios}$$

La resistencia en paralelo es la siguiente:

$$\frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n}$$

$$= \frac{1}{115,23} + \frac{1}{115,23} + \dots + \frac{1}{115,23} = \frac{n}{115,23}$$

$$R_T = 14,40 \text{ ohmios}$$

luego, $I_P = \frac{V}{R_T} = \frac{220}{14,40} = 15,28$

$$I_L = (1,732) (15,28) = 26,46 \text{ amps}$$

Seleccionamos:

De la Tabla 4-XLVIII, 3 líneas Nº 10 (3 amps).

De la Tabla 4-XLIX, tubo de 3/4 de pulgada de diámetro.

Seleccionamos el breaker de 30 amps.

Este mismo cálculo se aplica al resto de los calentadores DC2, DC3, DC4, DC5, DC6.

6.- CARGA ELECTRICA SIMULTANEA MAXIMA DEL SISTEMA.-

La carga eléctrica máxima simultánea está dada por la carga de:

- a) El compresor
- b) Los quebradores
- c) La banda transportadora
- d) Los 6 serpentines de enfriamiento
- e) Un sólo calentador eléctrico de los serpentines de enfriamiento.

Por consiguiente, el amperaje total por fase será el siguiente:

$$I \text{ total} = I \text{ compresor} + 2 I \text{ quebradores} + I \text{ banda} + 6 I \text{ serpentines} + I \text{ calentador}$$

$$I \text{ total} = 215 + 13 + 2 + 36 + 26 + 53,75 = 345,75 \text{ amps.}$$

Con este valor, seleccionamos en la Tabla 4-XLVIII el calibre 600 MCM para las 3 líneas de alimentación de fuerza para el tablero de este sistema eléctrico.

De igual forma, seleccionamos el disyuntor total con valor de 345,75 amps.

Para el tamaño del tubo eléctrico, seleccionamos de la Tabla 4-XLIX, para 3 líneas 600 MCM., el diámetro de 3 1/2 pulgadas.

7.- SECUENCIA DE OPERACION (DIAGRAMAS DE CONTROL 5/7).-

DIAGRAMA 5/7.-

La corriente de control, si el control principal está en 0, no

viaja hacia el arranque del compresor, la corriente sólo circula por el contacto LAR del contactor auxiliar LAR hacia el calentador eléctrico del carter de aceite del compresor.

Si el control principal se cierra hacia la posición 1, la corriente circula y energiza el temporizador CTD que demora 5 minutos en cerrar el contacto CTD que permite arrancar el compresor. Anteriormente la corriente cruzó el contacto cerrado de la protección de sobrecarga L; la corriente luego cruza el interruptor de flujo de agua, el contacto cerrado de alta presión, el de baja presión, el interruptor de presión diferencial de aceite OPT, que luego de algunos segundos se abre por haberse energizado la bobina OPT.

Luego de que la corriente cruza OPT, nos dirigimos hacia L/4, luego hacia D/1 y alcanzamos la bobina de arranque en estrella (S). En este momento, también se energiza el temporizador STD, que después de cierto tiempo, originará el cambio de conexión de estrella a triángulo.

La corriente también ha viajado hasta S/3 (que se ha cerrado al energizarse S), y por tanto, la corriente viaja hacia la bobina L que proporciona las 3 líneas de fuerza, ya que el contactor S sólo proporciona el puente que forma el común de los embobinados del motor.

La corriente también ha viajado por el contacto cerrado STD y S/1 (cerrado al energizarse S) y hacia el contactor S y temporizador STD, ya que por la otra ruta ha quedado el camino interrumpido en L/4, ya que L se ha energizado y ha ocasionado que L/4 se abra.

Transcurridos los segundos, el temporizador ordena abrir el

contacto STD; esto acciona que la corriente no circule y por tanto, el contactor S se des-energiza y la corriente viaja, en cambio, vía L/2, S/2, hasta el contactor D, que hace el cambio a triángulo (delta).

El contacto D/1 se abre y evita que la corriente pueda llegar al contactor S. De esta manera el motor del compresor de conexión estrella cambió a triángulo.

Adicionalmente, la corriente se estableció por el contacto del control de presión diferencial de aceite, ya que el contacto OPT se abrió por orden del temporizador OPT.

La corriente, con anterioridad a la conexión triángulo, viajó hasta el contacto cerrado ULT/1 del temporizador ULT, y de allí viajó a energizar la válvula solenoide 8S para que arranque el compresor 100% descargado, o sea, sin presión interior.

Después del arranque del compresor que implica la energización del contacto principal L, el contacto L/4 impide que la corriente siga energizando la válvula solenoide que sólo es para antes del arranque.

El contacto auxiliar LAR energizado permite, a través del contacto LAR/5, que el líquido refrigerante atraviese los 6 válvulas solenoides hacia los 6 evaporadores.

8.- SECUENCIA DE OPERACION (DIAGRAMAS DE CONTROL 6/7 y 7/7).-

Como el sistema está compuesto por 6 evaporadores cuya secuencia de operación es igual. Detallaremos solamente para 1 evaporador, puesto que la descripción es igual para los 5 restantes.

NOMENCLATURA.-

- RR2/1: contacto abierto de RR2 con descongelamiento.
 RR1/1: contacto abierto de RR1 sin descongelamiento.
 RR2/2: Contacto abierto de RR2.
 RR1/2: contacto abierto de RR1.
 RR2/3: contacto abierto de RR2.
 DC1/1: contacto abierto de DC1.
 DC1/2: y DC1/3: contactos cerrados de DC1.
 T2 : temporizador que programa el tiempo de descongelamiento.
 T2/1 : contacto cerrado de T2.
 T1/1 : contacto abierto de T1 que programa la secuencia de descongelamiento.
 DC1 : contacto calentador N° 1.
 COF1 : contactor de los ventiladores N° 1.
 COF1/1: contacto abierto de COF1.
 O/L : contactos cerrados de protección de sobrecarga de los ventiladores.
 Termostato: interruptor por temperatura.

DESCRIPCION DEL CONTROL SOBRE LOS VENTILADORES.-

Vamos a analizar primero el caso de operación sin descongelamiento; la corriente viaja por RR1/1, pasa a través de las 3 protecciones contra sobrecarga y alcanza la bobina COF1 que prende los 3 ventiladores del serpentín N° 1.

Simultáneamente, la corriente viaja por RR1/2, pasa a través de COF1/1, y energiza la solenoide, ya que la corriente viaja cruzando LAR/5 hasta la otra línea de control. De esta manera, el líquido refrigerante puede circular por el evaporador y efectuar la

refrigeración del aire.

El segundo caso consiste en una descongelación en secuencia y por un determinado tiempo. El programador cierra T1/1, lo que origina que la corriente viaje hasta T2 y hasta DC1. La corriente se establece vía DC1/1, termostato T2/1 hasta el contactor DC1. El temporizador es programable en minutos; comúnmente el tiempo se regula en 20 minutos, pero el tiempo de descongelamiento está influenciado también por el incremento de temperatura que detecte el termostato, el cual normalmente se lo gradúa en 3 - 4 °C, temperatura a la cual la escarcha se licúa.

Mientras dura el descongelamiento eléctrico, los ventiladores están apagados, ya que DC1/2 interrumpe el paso de corriente y el motivo se debe a que mientras la escarcha se licúa, no debe soplar se la humedad al producto, pues lo contamina.

Simultáneamente, el contacto DC1/3, mientras trabaja DC1, impide el paso de la corriente a la válvula selenoide de líquido refrigerante mientras dure la descongelación, lo que es lógico, ya que no puede ocurrir un enfriamiento simultáneo con el calentamiento para descongelamiento.

9.- SECUENCIA DE CONTROL PARA MOTORES DE QUEBRADORES Y BANDA TRANSPORTADORA.-

Para los quebradores, la secuencia de arranque es la siguiente: La corriente viaja por la protección de sobrecarga O/L, luego viaja por el interruptor y de allí hasta la bobina KIB1.

Esta secuencia se aplica igualmente al quebrador KIB2.

Para la banda transportadora, la secuencia es igual hasta lle
gar a energizar la bobina CONV.

Para determinar la corriente a plena carga de los motores de 200 y 208 volts, aumentense los valores correspondientes a 220 volts al 6 o 10% respectivamente.

Los valores anotados sobre los amperajes a plena carga, corresponden a motores que giran a velocidades comunes para trabajar por medio de banda y para momentos de torsión de características normales. Los motores contruidos para velocidades especialmente bajas o para momentos de torsión altos requieren mayores amperajes de operación, en cuyo caso se tomarán en cuenta las corrientes indicadas en las placas de características.

Las tensiones indicadas para los motores son voltajes de régimen. Los voltajes nominales correspondientes a los sistemas de suministro son: 110 a 120, 220 a 240, 440 a 480 y 550 a 600 volts.

HP	Motores de inducción con rotores del tipo de jaula de ardilla y embobinados, amp					Motores del tipo sincrónico con factor de potencia equivalente a la unidad, amp*			
	110 volts	220 volts	440 volts	550 volts	2,300 volts	220 volts	440 volts	550 volts	2,300 volts
$\frac{1}{2}$	4	2	1	0.8					
$\frac{3}{4}$	5.6	2.8	1.4	1.1					
1	7	3.5	1.8	1.4					
$1\frac{1}{2}$	10	5	2.5	2.0					
2	13	6.5	3.3	2.6					
3	9	4.5	4					
5	15	7.5	6					
$7\frac{1}{2}$	22	11	9					
10	27	14	11					
15	40	20	16					
20	52	26	21					
25	64	32	26	7	54	27	22	5.4
30	78	39	31	8.5	65	33	26	6.5
40	104	52	41	10.5	86	43	35	8
50	125	63	50	13	108	54	44	10
60	150	75	60	16	128	64	51	12
75	185	93	74	19	161	81	65	15
100	246	123	98	25	211	106	85	20
125	310	155	124	31	264	132	106	25
150	360	180	144	37	158	127	30
200	480	240	192	48	210	168	40

* Para fp de 90 y de 80%, las cifras anotadas deberán multiplicarse por 1.1 o 1.25, respectivamente.

TABLA 4-XLVII.- Amperaje a plena carga de los motores trifásicos de corriente alterna.

Fuente: Morrow, Manual de Mantenimiento.

No deben tenderse más de tres hilos en un ducto, ni cables con más de tres conductores; tampoco conviene enterrar más de tres hilos juntos.

(Los datos indicados se basan en una temperatura ambiente de 30°C, 86°F).

Calibre AWG o MCM (M m pig dr)	Hilo Tipo R Tipo RW	Hilo Tipo RH	Papel		Asbesto Var-Cam Tipo AVA Tipo AVL	Asbesto Impregnado Tipo AI (14-8) Tipo AIA	Asbesto Tipo A (14-8) Tipo AA
			Asbesto termoplástico Tipo TA	Termoplástico Tipo TBS			
	Tipo RU Tipo RUW (14-2)	RUH (14-2)	Silicón Tipo SA	Var-Cam Tipo V			
	Tipo RH-RW Véase nota 9	Tipo RH-RW Véase nota 9	Asbesto Var-Cam Tipo AVB				
	Termoplástico Tipo T Tipo TW	Tipo RHW Termoplástico Tipo THW	Cable MI (RHH*)				
		THWN					
14	15	15	25		30	30	30
12	20	20	30		35	40	40
10	30	30	40		45	50	55
8	40	45	50		60	65	70
6	55	65	70		80	85	95
4	70	85	90		105	115	120
3	80	100	105		120	130	145
2	95	115	120		135	145	165
1	110	130	140		160	170	190
0	125	150	155		190	200	225
00	145	175	185		215	230	250
000	165	200	210		245	265	285
0000	195	230	235		275	310	340
250	215	255	270		315	335	
300	240	285	300		345	380	
350	260	310	325		390	420	
400	280	335	360		420	450	
500	320	380	405		470	500	
600	355	420	455		525	545	
700	385	460	490		560	600	
750	400	475	500		580	620	
800	410	490	515		600	640	
900	435	520	555				
1,000	455	545	585		680	730	
1,250	495	590	645				
1,500	520	625	700		785		
1,750	545	650	735				
2,000	560	665	775		840		

Factores de corrección para temperaturas arriba de 30°C, 86°F, en interiores

°C	°F						
40	104	0.82	0.83	0.90	0.94	0.95	
45	113	0.71	0.82	0.85	0.90	0.92	
50	122	0.58	0.75	0.80	0.87	0.89	
55	131	0.41	0.67	0.74	0.83	0.86	
60	140	0.58	0.67	0.79	0.83	0.91
70	158	0.35	0.52	0.71	0.76	0.87
75	167	0.43	0.66	0.72	0.86
80	176	0.30	0.61	0.69	0.84
90	194	0.50	0.61	0.80
100	212	0.51	0.77
120	248	0.69
140	284	0.59

* Los amperajes admisibles para los conductores del tipo RHH en los calibres AWG 14, 12 y 10, son los mismos que los conductores del tipo RH indicados en esta tabla.

TABLA 4-XLVIII. Corriente admisible en amperios para los conductores de cobre con ferro aislante.

Fuente: Manual de Mantenimiento de Morrow.

Calibre AWG o MCM	Número máximo de conductores en tubo conduit o ductos (Basados en % de área ocupada por los conductores, Tabla 3, Cap. 9 para trabajo nuevo)											
	½ plg	¾ plg	1 plg	1¼ plg	1½ plg	2 plg	2½ plg	3 plg	3½ plg	4 plg	5 plg	6 plg
18	7	12	20	35	49	80	115	176				
16	6	10	17	30	41	68	98	150				
14	4	6	10	18	25	41	58	90	121	155		
12	3	5	8	15	21	34	50	76	103	132	208	
10	1	4	7	13	17	29	41	64	86	110	173	
8	1	3	4	7	10	17	25	38	52	67	105	152
6	1	1	3	4	6	10	15	23	32	41	64	93
4	1	1	1	3*	5	8	12	18	24	31	49	72
3	...	1	1	3	4	7	10	16	21	28	44	63
2	...	1	1	3	3	6	9	14	19	24	38	55
1	...	1	1	1	3	4	7	10	14	18	29	42
0	1	1	2	4	6	9	12	16	25	37
00.	1	1	1	3	5	8	11	14	22	32
000	1	1	1	3	4	7	9	12	19	27
0000	1	1	2	3	6	8	10	16	23
250	1	1	1	3	5	6	8	13	19
300	1	1	1	3	4	5	7	11	16
350	1	1	1	3	5	6	10	15	15
400	1	1	1	3	4	6	9	13
500	1	1	1	3	4	5	8	11
600	1	1	1	3	4	6	9
700	1	1	1	3	3	6	8
750	1	1	1	3	3	5	8
800	1	1	1	2	3	5	7
900	1	1	1	1	3	4	7
1,000	1	1	1	1	3	4	6
1,250	1	1	1	1	3	5
1,500	1	1	1	3	4
1,750	1	1	1	2	4
2,000	1	1	1	1	3

* En donde existe instalado un tubo conduit o ducto metálico para alambres eléctricos que no exceda de 50 pies de longitud y no tenga más de dos cuartos de vuelta o el equivalente de extremo a extremo, pueden instalarse dos conductores aislados y uno desnudo, todos del Núm. 4, en un diámetro de 1 plg.

TABLA 4- XLIX. Número máximo admisible de hilos en tubo-conduit de medidas comerciales.

Fuente: Manual de Mantenimiento de Morrow.

IV.4.7. COSTO DE MATERIALES Y MANO DE OBRA.-

1.- MATERIALES PARA AISLAMIENTO DE PISO, PAREDES Y TECHO.-

El piso tiene una superficie igual a $(20,2 \text{ m}) \times (3,4 \text{ m}) = 68,68 \text{ m}^2$.

Las paredes tienen una superficie igual a:

Perímetro: $20,2 + 3,4 + 20,2 + 3,4 = 47,20 \text{ m}$

Superficie: $(47,20) (1,20) = 56,64 \text{ m}^2$

El techo tiene una superficie igual a:

$(20,2 \text{ m}) (3,4 \text{ m}) = 68,68 \text{ m}^2$

La superficie total de aislamiento es igual a:

$S_T = S \text{ piso} + S \text{ paredes} + S \text{ techo} = 68,68 + 56,64 + 68,68 =$

$S_T = 194 \text{ m}^2$

El costo de la superficie total de aislamiento con un espesor de 10 cms., es de:

$(194 \text{ m}^2) (380 \text{ sucres/m}^2) = 73.720,00 \text{ sucres}$

Para dotar de resistencia a los módulos de aislamiento, se los recubre por ambos lados de planchas de madera de 1 cm de espesor; por tanto, el costo de este material es el siguiente:

$(2) (194 \text{ m}^2) (80 \text{ sucres/m}^2) = 15.520,00 \text{ sucres}$

Por último, con el propósito de dotar al túnel de un acabado superficial, se forra las capas de madera con planchas galvanizadas

de $\frac{1}{40}$ de pulgada de espesor (0,635 mm).

El costo del forramiento con plancha galvanizada es el siguiente:

$$(2) (194 \text{ m}^2) (120 \text{ sucres/m}^2) = 23.280,00 \text{ sucres}$$

Resumiendo los costos de materiales de aislamiento, tenemos:

Aislamiento de 10 cms. de espesor =	S/ 73.720,00
Recubrimiento de madera de 1 cm	15.520,00
Recubrimiento de plancha de 0,635 mm	<u>23.280,00</u>
Costo Total	S/ 112.520,00

2.- MATERIALES PARA LA BANDA TRANSPORTADORA.-

A.- BASTIDOR.-

Las dimensiones del bastidor son las siguientes:

longitud: 19 metros
 ancho : 2,20 metros
 altura : 0,50 metros

Seleccionamos para el bastidor un ángulo de hierro de 100 x 100 mm de lado y 3 mm de espesor.

Para la construcción del bastidor, calculamos la cantidad de metros que se necesitan como sigue:

Angulos superiores: (2) (19) = 38 metros
 Angulos inferiores: (2) (19) + (2,2) (2) = 42,4 metros
 30 patas de apoyo: 30 (0,5) = 15 metros
 Total de metros del bastidor: 95,4 metros

El costo de los ángulos del bastidor es el siguiente:

$$95,4 \text{ metros} \times 100 \text{ sucres/metro} = 9.540,00 \text{ sucres}$$

Para el cálculo de las varillas de soldadura para unir los ángulos del bastidor, procedemos como sigue:

$$10 \text{ varillas/union} \times 60 \text{ uniones/bastidor} \times 2,22 \text{ sucres/varillo} \\ = 1.330 \text{ sucres}$$

$$\text{Costo Total Bastidor} = 9.540,00 + 1.330,00 = 10.870,00 \text{ sucres}$$

B.- CALCULO DEL COSTO DE LOS RODILLOS DE CARGA Y DE RETORNO.-

De acuerdo al cálculo desarrollado en la sección 4-43, obtuvimos 133 mm como medida exterior del diámetro de los rodillos, pero debido a que la tubería está normalizada, seleccionamos un tubo de 5 pulgadas (5,563 pulgadas de diámetro exterior; 141,3 mm).

De acuerdo al diseño del transportador, se necesitan 86 tubos de \emptyset 5 pulgadas de 1,90 m de longitud, por tanto, el costo de aquellos es:

$$86 \text{ rodillos} \times 1,90 \text{ metros/rodillo} \times 630 \text{ sucres/metro} = 102.900 \\ \text{sucres}$$

Los rodillos de 5 pulgadas contienen en su interior ejes de tubos de 1 1/4 pulgadas donde se embonan los rulimanes para un trabajo sin fricción. El costo de estos tubos de 1 1/4, es el siguiente:

$$86 \text{ ejes tubos} \times 2,2 \text{ metros/eje} \times 100 \text{ sucres/metro} = 18.900 \\ \text{sucres}$$

Los rulimanes se necesitan para un trabajo sin fricción, y se

requieren 2 por cada rodillo, tanto de carga como de retorno, por tanto, el costo se calcula como sigue:

$$86 \text{ rodillos} \times 2 \text{ rulimanes/rodillo} \times 426 \frac{\text{sucres}}{\text{ruliman}} = 73.300 \text{ sucres}$$

Por último, entre los tubos interior y exterior existen los cubos donde se alojan el cierre interior, el ruliman, los anillos interior y exterior, los muelles de apriete y los aros, todos los cuales pueden ser considerados un sólo conjunto y denominados cubos y accesorios. Por tanto, cada rodillo necesita 2 cubos y accesorios y su costo es:

$$86 \text{ rodillos} \times 2 \text{ cubos/rodillo} \times 340 \text{ sucres/cubo} = 58.500 \text{ sucres}$$

Resumiendo los costos de rodillos, tenemos:

Rodillo de 5 pulgadas	S/	102.900,00
Ejes tubo de 1 1/4 pulgadas		18.900,00
Rulimanes		73.300,00
Cubos y accesorios		<u>58.500,00</u>
Costo Total	S/	253.600,00

C.- COSTO DE LA BANDA TRANSPORTADORA.-

La banda tiene las siguientes dimensiones:

$$\text{longitud: } (2) (13,5) + 3,14 (0,16) = 37,5 \text{ m}$$

$$\text{ancho: } 1,80 \text{ m.}$$

$$\text{Superficie: } 37,5 \times 1,80 = 67,5 \text{ m}^2$$

Costo:

$$67,5 \text{ m}^2 \times 3.600 \text{ sucres/m}^2 = 243.000,00 \text{ sucres}$$

Los tambores de carga y descarga tienen las siguientes dimen-

siones:

longitud: 1,90 m

diámetro: 6 pulgadas nominales (6,625)

Por tanto, su costo es:

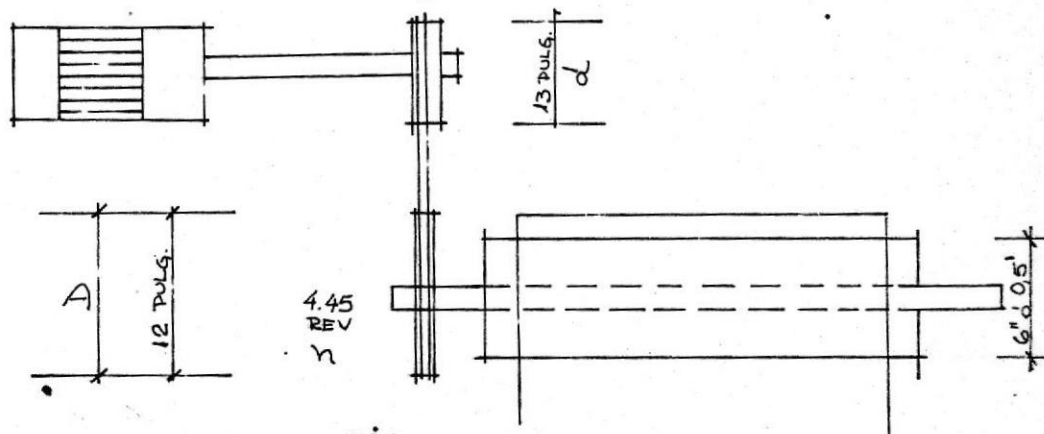
$$1,90 \text{ m/tambor} \times 2 \text{ tambores} \times 725 \text{ sucres/m} = 2.755,00 \text{ sucres}$$

Resumiendo:

Costo banda	S/ 243.000,00
Costo tambores	<u>2.755,00</u>
Costo Total	S/ 245.755,00

D.- COSTO DEL MOTO-REDUCTOR, ENGRANAJES, CADENA PARA ACCIONAR LA BANDA.-

Para seleccionar el moto-reductor, calculamos primero las revoluciones en el tambor matriz como sigue:



$$v = r w \quad w = \frac{v}{r} = \frac{7 \frac{\text{pie}}{\text{min}}}{0,25 \text{ pie}} = 28 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$$

$$28 \frac{\text{rad}}{\text{min}} \times \frac{\text{rev}}{6,28 \text{ rad}} = 4,45 \text{ rev.}$$

$$Dn = N d \quad N = \frac{(12 \text{ pulg}) (4,45)}{3 \text{ pulg}} = 17,8$$

Por lo tanto, el moto-reductor se selecciona como sigue:

Potencia: 0,37 KW ó 0,5 HP

Voltaje: 220 voltios

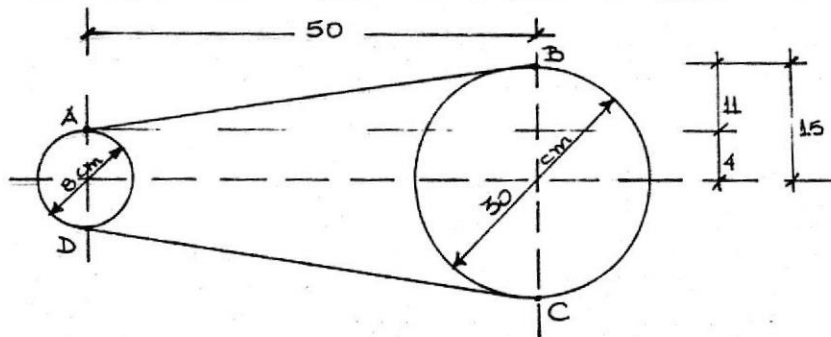
Amperaje: 2 amperios

Fases: 3

Ciclos: 60

Relación de reducción: 1800/17,8 rev/min

El moto-reductor transmite su movimiento a través de 2 engranajes unidos mediante una cadena como se observa a continuación:



$$AB = \sqrt{121 + 2.500} = 51 \text{ cm}$$

$$DC = 51$$

$$BC = \frac{1}{2} \times 3,14 \times 30 = 47,1 \text{ cm}$$

$$AD = 12,56 \text{ cm}$$

Por tanto, la longitud de la cadena es de:

$$L = 51 + 51 + 47,1 + 12,56 = 162 \text{ cm}$$

Costo del moto-reductor:	S/ 6.500,00
Costo engranaje 12 pulgadas	400,00
Costo engranaje 3 pulgadas	150,00
Costo 1,62 metros de cadena	<u>300,00</u>
Total	S/ 7.350,00

Resumen de costos del transportador:

Bastidor	S/ 10.870,00
Rodillos de carga y retorno	253.600,00
Costo de banda	245.755,00
Moto-reductor	<u>7.350,00</u>
Costo Total	<u><u>S/ 517.575,00</u></u>

3.- COSTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION.-

- A) Compresor para refrigerante Freón 22 con motor trifásico, con potencia de 65,56 KW, 220 voltios, 215 amp, 60 ciclos, 1800 RPM. El compresor es de 8 cilindros en V y tiene control de presión de alta y de baja, y de aceite.

Costo Total S/ 600.000,00

- B) 6 evaporadores con 3 ventiladores cada evaporador, cuyos motores son de 0,20 KW (1/3 HP) cada uno. Cada evaporador tiene 24 resistencias eléctricas de 0,42 KW cada una, 8 por cada fase y conectadas en triángulo.

Costo Total a S/ 90.000,00 c/u S/ 540.000,00

- C) Recibidor de líquido refrigerante.

Costo Total S/ 20.000,00

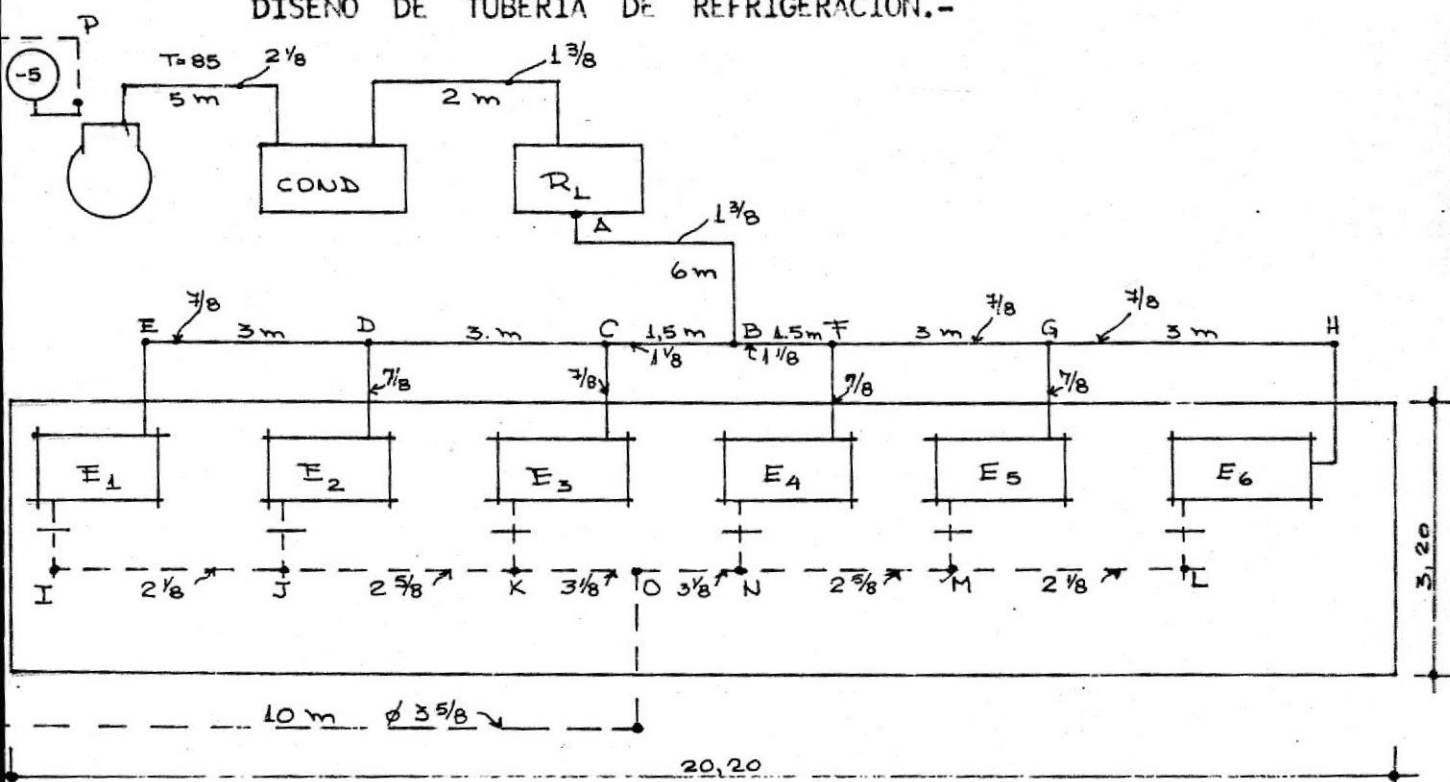
- D) Condensador refrigerado por agua de torre de enfriamiento, capacidad: 716.580 Btu/hr

Costo Total S/ 150.000,00

- E) Tubería de cobre, tanto para la línea de succión, gas caliente

y línea de líquido.

DISEÑO DE TUBERIA DE REFRIGERACION.-



longitud equivalente de tubería: 150 pies (47,7 m)

toneladas de refrigeración: 46,34, o sea, 556.080 Btu/hr

Línea de Líquido.-

Según la Tabla, para R-22 para succión entre -40 y 50 °F y para una condensación entre 80 y 120 °F. tenemos:

Para 46,34 tons, 150 pies equivalente, la tubería es de $1 \frac{3}{8}$ pulgadas (AB).

Tramo BC: 23,17 tons, 150 pies, el tubo de cobre debe ser de $1 \frac{1}{8}$ "

Tramo CD: 15,44 tons, diámetro $7/8$ "

Tramo DE: 7,72 tons, diámetro $7/8$ ".

Para las líneas de retorno:

Tramo OP;

Factor multiplicador por condiciones diferentes a 40 °F succión, 105 condensación; condiciones particulares -5 °F succión (-20 °C), 85 °F condensación (29,44 °C).

Para tubería de cobre de succión			
Condensación	Succión -10	Succión -5	Succión 0
80	2,32		1,910
85	2,37	2,1575	1,945
90	2,42		1,980

Carga real de refrigeración: 46,34 tons

Toneladas x factor = 46,34 x 2,1575 = 99.98

Seleccionamos el diámetro de tubería de cobre para 100 tons y 150 pies de longitud equivalente como sigue: el resultado es 3 5/8"

Para los tramos OK y ON:

Capacidad real: 23,17

Capacidad ajustada: 49,98

Diámetro: 3 1/8"

Para los tramos \overline{KJ} y \overline{NM} :

Capacidad real: $(2/3) (23,17) = 15,46$

Capacidad ajustada: 33,32

Diámetro: 2 5/8"

Para los tramos \overline{JI} y \overline{ML} :

Capacidad real: $(1/3) (23,17) = 7,72$

Capacidad ajustada: 16,66

Diámetro: 2 1/8"

Cálculo del diámetro para línea de descarga:

condensación	Succión		
	-10	-5	0
80	1,340		1,320
85	1,275	1,265	1,255
90	1,210		1.190

Toneladas reales: 46,34

Toneladas ajustadas: 58,62

Diámetro: 2 1/8"

Cálculo del costo de la tubería de cobre.

1.- Tubería de gas caliente (2 1/8) 5 m x 350 sucres/metro = 1.750
sucres

2.- Tubería de líquido:

(1 3/8) 8 m x 100 S\$/metro S/ 800,00

(1 1/8) 3 m x 90 S\$/metro 270,00

(7/8) 12 m X 80 S\$/metro 960,00

3.- Tubería de succión:

(3 5/8) 16 m x 500 S\$/metro S/ 8.000,00

(3 1/8) 3 m x 450 S\$/metro 1.350,00

(2 5/8) 6 m x 400 S\$/metro 2.400,00

(2 1/8) 6 m x 350 S\$/metro 2.100,00

Costo Total S/ 17.630,00

F) Costo de válvulas de expansión, válvulas selenoides, filtro-se

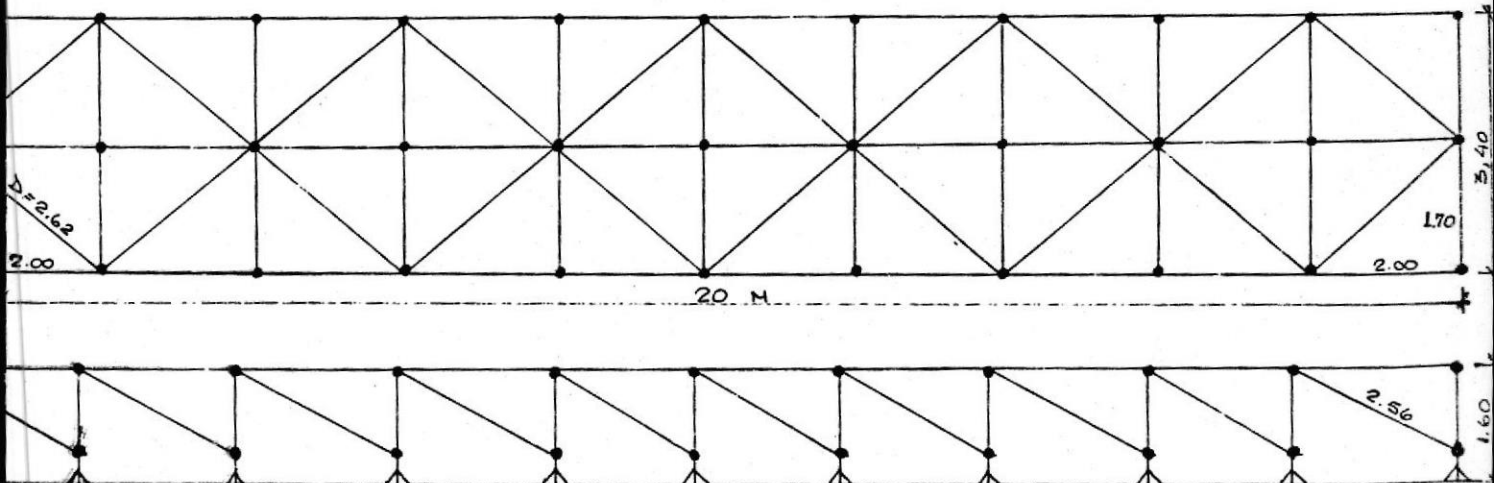
cador, termostatos de los evaporadores, separador de aceite.

6 válvulas de expansión a \$/ 3.200,00	\$/ 19.200,00
6 válvulas selenoides	12.000,00
filtro secador	500,00
6 termostatos	5.400,00
separador de aceite	<u>1.000,00</u>
Costo Total	\$/ 38.100,00

Resumen de costos del sistema de refrigeración:

A) Compresor	\$/ 600.000,00
B) 6 evaporadores	540.000,00
C) Recibidor de líquido	20.000,00
D) Condensador	150.000,00
E) Tubería de cobre	17.630,00
F) Accesorios	<u>38.100,00</u>
Costo Total	\$/1.365.730,00

4.- COSTO DE LA ESTRUCTURA EN FORMA DE MESA PARA SOPORTAR EL TUNEL A UNA ALTURA DE 1,60 METROS DESDE EL NIVEL DEL SUELO.-



Plataforma:

Perímetro: $20 + 20 + 3,40 + 3,40 = 46,80$

Diagonales: (20 diagonales) (2,62) = 52,40

Patas Soportantes:

(33) (1.60) = 52,80

Diagonales: (30) (2,56) = 76,80

Total : 228,80 metros

Para esta estructura seleccionamos ángulos de 4 pulgadas x 4 pulgadas x 1/4 pulgada.

El costo es como sigue:

(228,80 m) (200 sucres/metro) = 45,76 sucres

Puntos de Soldadura:

plataforma: 33

diagonales de las patas $21 \times 3 = 63$

total : 96 puntos

(96 puntos) (10 varillas/punto) (2 \$/varilla) = 1.920,00 sucres

Resumen costos estructura soportante:

Angulos	\$/	45,760,00
Soldadura		<u>1.920,00</u>
Costo Total	\$/	47.680,00

5.- TABLERO ELECTRICO DE FUERZA Y CONTROL.-

Plano 1/7.

Compresor:

Disyuntor 268 amps	S/ 6.000,00
Contactador principal	4.000,00
Contactador estrella	4.000,00
Contactador triángulo	4.000,00
Sobrecarga	4.000,00
30 metros línea 250 MCM	<u>7.200,00</u>
Costo Total	S/ 29.200,00

Quebradores:

2 disyuntores 10 amps	S/ 2.000,00
2 contactores K1B, K2B	2.000,00
2 sobrecargas	2.000,00
120 metros línea Nº 14	<u>1.920,00</u>
Costo Total	7.920,00

Transportador:

Disyuntor 10 amp	S/ 1.000,00
Contactador	1.000,00
Sobrecarga	1.000,00
60 metros línea Nº 14	<u>960,00</u>
Costo Total	S/ 3.960,00

Transformador:

220 V/220 V con tierra	S/ 1.000,00
Total Plano 1/7	S/ 42.080,00

Planos 2/7, 3/7, 4/7.

Ventiladores:

6 disyuntores 10 amps	S/	6.000,00
6 contactores COF		6.000,00
18 sobrecargas OL		18.000,00
54 fúsbles 4 amps		1.080,00
1.080 metros línea Nº 14		17.280,00

Calentadores:

6 disyuntores 30 amps	S/	9.000,00
6 contactores DC		9.000,00
360 metros línea Nº 10		11.880,00
Costo Total	S/	78.240,00

Plano 5/7.

7 focos	S/	1.050,00
2 contactores RR1 y RR2		2.000,00
Programadores T1		3.000,00
Temporizador CTD		1.000,00
Relay auxiliar LAR		1.000,00
Temporizador OPT		1.000,00
Temporizador ULT		1.000,00
Control principal		500,00
Control local		500,00
Costo Total	S/	11.050,00

Planos 6/7 y 7/7.

6 temporizadores T2, T3, T4, T5, T6, T7	S/	6.000,00
18 luces indicadoras		2.700,00
Total	S/	8.700,00

Resumen de costos del tablero eléctrico:

Plano 1/7	S/	42.080,00
Planos 2/7, 3/7, 4/7		78.240,00
Planos 6/7 y 7/7		<u>8.700,00</u>
Costo Total	S/	129.020,00

6.- 2 QUEBRADORES DE CACAO SOLIDO.-

2 moto-reductores eléctricos de 2 HP c/u, 220/3/60	S/	52.000,00
2 poleas de 4 "		1.000,00
2 poleas de 6,7"		1.500,00
2 bandas de 48" de longitud		500,00
2 tubos de 2" x 1 metro de longitud		400,00
16 metros de platina de 2 " x 1/4"		1.800,00
4 rulimanes		<u>2.000,00</u>
Costo Total	S/	59.200,00

7.- 2 DISTRIBUIDORES DE CACAO LIQUIDO.-

3,6 metros de tubo de 2"	S/	1.000,00
2 metros de tubo de cobre de 3/8"		<u>200,00</u>
Costo Total	S/	1.200,00

RESUMEN DE LOS COSTOS TOTALES DE MATERIALES.-

1.- Aislamiento	S/	112.520,00
2.- Transportador		517.575,00
3.- Sistema de refrigeración		1.365.730,00
4.- Estructura de soporte para túnel		47.680,00
5.- Tablero eléctrico		129.020,00
6.- Quebradores		59.200,00

7.- Distribuidores de cacao	S/	<u>1.200,00</u>
COSTO TOTAL MATERIALES	S/	<u><u>2.232.925,00</u></u>

COSTO DE LA MANO DE OBRA.-

1.- AISLAMIENTO.

$$30 \text{ días} \times 4 \frac{\text{hombres}}{\text{día}} \times 213 \frac{\text{sucres}}{\text{hombre}} = \text{S/ } 25.560,00$$

2.- TRANSPORTADOR.-

$$60 \text{ días} \times 4 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \times 213 \frac{\text{sucres}}{\text{hombre}} = \text{S/ } 51.120,00$$

3.- SISTEMA DE REFRIGERACION.-

$$120 \text{ días} \times 8 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \times 213 \frac{\text{sucres}}{\text{hombre}} = \text{S/ } 204.480,00$$

4.- ESTRUCTURA QUE SOPORTA TUNEL.-

$$15 \text{ días} \times 4 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \times 213 \frac{\text{sucres}}{\text{hombre}} = \text{S/ } 12.780,00$$

5.- TABLERO ELECTRICO DE FUERZA Y CONTROL.-

$$30 \text{ días} \times 4 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \times 213 \frac{\text{sucres}}{\text{hombre}} = \text{S/ } 25.560,00$$

6.- QUEBRADORES DE CACA0.-

$$15 \text{ días} \times 4 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \times 213 \frac{\text{sucres}}{\text{hombre}} = \text{S/ } 12.780,00$$

7.- DITRIBUIDORES DE CACAO.-

$$7 \text{ días} \times 4 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \times 213 \frac{\text{sucres}}{\text{hombre}} = \underline{\text{S/ } 6.000,00}$$

COSTO TOTAL DE MANO DE OBRA S/ 338,280,00

RESUMEN DE COSTOS DE MATERIALES Y MANO DE OBRA.-

Materiales	S/ 2.232.925,00
Mano de Obra	<u>338.280,00</u>
Costo Ex-fabricación	<u><u><u>S/ 2.571.205,00</u></u></u>

IV.5. COMPROBACION DE LOS CALCULOS.-

Las comprobaciones de los cálculos pueden ser:

1. Aritméticas o algebraicas.
 - 1.1. Por repetición, que es menos confiable.
 - 1.2. Por inversión del orden de cálculo.
 - 1.3. Por método alternativo.

2. De matemáticas superiores.
 - 2.1. Por repetición.
 - 2.2. Por inversión.
 - 2.3. Por método alternativo.

3. Por sentido de la Ingeniería.
 - 3.1. Condiciones límites.
 - 3.2. Comprobación tendencias.
 - 3.3. Comprobación de signos.
 - 3.4. Factores importantes e insignificantes.
 - 3.5. Comprobación órdenes de magnitud.

TIEMPO SOLIDIFICACION DEL PRODUCTO.-

$$Re = \frac{(3,28 \text{ pie}) (0,084 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}) (13,33 \frac{\text{pie}}{\text{sec}})}{(1,127 \times 10^{-5} \frac{\text{lb m}}{\text{pie-sec}})} = 325.881$$

$$Nu = (0,726)^{1/3} (325.881)^{1/2} (0,664) = 339$$

$$ho = \frac{(0,096) (339)}{3,28} = 10$$

$$h_E = 1$$

$$R^+ = \frac{h_E}{h_o} = \frac{1}{10} = 0,1$$

$$T^+ = \frac{90 - 77}{77 - 10} = 0,194$$

$$R^+ T^+ = (0,1) (0,194) = 0,0194$$

$$\varepsilon^+ = \frac{\varepsilon h_o}{K} = \frac{(0,0328) (10)}{0,096} = 3,41$$

$$R^+ T^+ \varepsilon^+ = (3,41) (0,0194) = 0,065$$

$$\theta^+ = - \frac{1}{(R^+ T^+)^2} \ln \left[1 + \frac{R^+ T^+ \varepsilon^+}{1 + R^+ T^+} \right] + \frac{\varepsilon^+}{R^+ T^+}$$

$$\theta^+ = - \frac{1}{(0,0194)^2} \ln \left[1 + \frac{0,065}{1 + 0,0194} \right] + \frac{3,41}{0,0194}$$

$$\theta^+ = - \frac{1}{0,000376} (0,0618) + 175,77$$

$$\theta^+ = 164,39 + 175,77 = 11,38$$

$$\theta = \frac{\theta^+ \rho L K}{h_o^2 (T_{fv} - T_\infty)} = \frac{(0,096) (3,28) (64,7) (11,38)}{(77 - 10) (100)}$$

$$\theta = 0,0316 \text{ hr (2,076 minutos)}$$

DISEÑO DE LA BANDA.-

$$\text{Capacidad requerida } Q_2 = 0,8 \text{ tons/hr}$$

$$\text{Capacidad teórica } Q't = \frac{Q_2}{(v) (\text{Gamma}) (K)} = \frac{0,8}{(0,0355)(1,037)(1)}$$

$$Q't = 21,73$$

$$Q_t = Q't v K = (21,73) (0,0355) (1) = 0,8 \text{ tons/hr}$$

$$N_1 \text{ (Potencia transportador vacío)} = \frac{G (L + I) f v}{102} =$$

$$N_1 = \frac{232 (18,5 + 50) (0,020) (0,0355)}{102} = 0,11 \text{ KW}$$

$$N_2 = \frac{Q (L + I) f}{367} = \frac{(0,8) (18,5) (0,02)}{367} = 0,003 \text{ KW}$$

$$N_3 = \frac{Q H}{367} = \frac{(0,8) (0)}{367} = 0$$

$$N_{4a} = (2,2) (0,0355) = 0,0781$$

$$N_{4b} = (0,08) (0,0355) (37) = 0,1050$$

$$N_4 = 0,1831 \text{ KW}$$

$$N_n = 0,11 + 0,003 + 0 + 0,1831 = 0,2961 \text{ KW}$$

$$N_m = \frac{0,2961}{0,75} = 0,3948$$

$$P = \frac{N_n 1.020}{v} = \frac{0,2961 (1.020)}{0,0355} = 8507$$

$$T_1 = P m = (8.507) (1,93) (1,2) = 19.702$$

$$p = \frac{T_1}{B} = \frac{19.702}{1.800} = 10,94$$

ESPESOR DE AISLAMIENTO.-

$$\frac{R_s}{R_i} = \frac{D_b - D_p}{D_p - T_o} = \frac{95 - 91,5}{91,5 - 14} = 0,045161$$

$$R_i = \frac{R_s}{0,045161} = \frac{0,65}{0,045161} = 14,39$$

$$L = K R_i = (0,16) (14,39) = 2,30 \text{ pulgadas}$$

CALCULO DEL CICLO DEL REFRIGERANTE.-

$$q \text{ absorbido} = 9.269 \text{ Btu/min}$$

$$\dot{m} = \frac{q \text{ absorbido}}{h_1 - h_4} = \frac{9.269}{117 - 37,31} = 116,31$$

$$\dot{V} = \dot{m} v = (116,31) (1,9) = 220$$

$$\dot{V} \text{ pistón} = \frac{\dot{V}}{0,86} = \frac{220}{0,86} = 255$$

$$x^3 = \frac{(\dot{V} \text{ pistón}) (4) (1,728)}{C \text{ RPM}} = \frac{(255)(4)(1.728)}{(8)(3,14)(1.800)} = 38,96$$

$$x = 3,39$$

$$\text{Potencia} = \frac{m (h_2 - h_1)}{42,4} = \frac{116,31 (140 - 117)}{42,4} =$$

$$\text{Potencia} = 63,09 \text{ HP}$$

Comprobación:

$$\text{HP} = \frac{144}{33.000} \frac{K}{K-1} P_1 \dot{V}_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{1}} - 1 \right]$$

$$K = 1,18 ; \quad P_1 = 34,7 ; \quad \frac{K}{K-1} = 6,555 ; \quad \frac{K-1}{1} = 0,152$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 5.178 ; \quad \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{1}} = (5.178)^{0,152} = 1.283$$

$$\text{HP} = \frac{144}{33.000} (6.555) (34,7) (220) (1.283 - 1) =$$

$$\text{HP} = 61,79$$

$$Q \text{ absorbido} = 556.172 \text{ Btu/hr (46,34 tons)}$$

$$Q \text{ condensador} = 116,31 (140 - 37,31) = 11.943 \text{ Btu/min}$$

$$Q \text{ condensador} = 716.580$$

$$\text{CC} = \frac{9.269}{2.675} = 3.465$$

$$\eta_{\text{Carnot}} = \frac{3.465}{4,89} \times 100 = 70,85 \%$$

IV.6. OPTIMIZACION DEL SISTEMA.-

La optimización es un trabajo importante del diseño en ingeniería. La obtención del máximo rendimiento o del menor costo posible es parte integrante de todo diseño.

A continuación, encontraremos los parámetros controlables que pueden minimizar el costo de las diferentes partes del túnel.

1.- AISLAMIENTO.-

$$L = K R_i = K R_s \frac{(D_p - T_o)}{(D_b - D_p)}$$

Según esta fórmula, se puede minimizar el costo disminuyendo K , ó R_s , ó la diferencia $(D_p - T_o)$; o aumentando $(D_b - D_p)$.

2.- TRANSPORTADOR.-

Optimización de requerimientos de energía para mover el transportador vacío:

$$N1 = \frac{G (L + I) f v}{102}$$

De acuerdo a la fórmula, se puede minimizar esta energía si por ejemplo, incrementamos la distancia entre los rodillos de carga y de retorno, ya que según la fórmula:

$$G = 2 G_b + \frac{G R_o}{S1} + \frac{G R_U}{S2}$$

donde:

G = peso de las partes móviles del transportador (Kg/m)

G_b = peso de la banda (Kg/m)

GRo = peso de rodillos de carga (Kg)

GRu = peso rodillos de retorno (Kg)

S1 = distancia entre rodillos de carga (m)

S2 = distancia entre rodillos de retorno (m)

Entonces, si Gb se mantiene en $9,18 \text{ Kg/m}^2$, GRo y GRu siguen valiendo 39, y modificamos $S1 = 1$ y $S2 = 2$, tenemos lo siguiente:

$$G = 2(9,18) + \frac{39}{1} + \frac{39}{2} = 18,36 + 39 + 19,5 =$$

$$G = 76,86$$

Si G disminuye, la potencia también disminuye, como sigue:

$$N1 = \frac{(76,86)(68,5)(0,02)(0,0355)}{102}$$

$$N1 = 0,0366$$

El porcentaje de reducción es :

$$\frac{0,095 - 0,0366}{0,095} \times 100 = 61 \%$$

La optimización antes alcanzada no sólo implica la reducción del consumo de energía eléctrica, sino la economía por la reducción del número de rodillos de carga, lo cual reduce el costo inicial de fabricación.

Otro elemento constitutivo del transportador, que es susceptible de optimización, es la banda, ya que la fórmula de la tensión efectiva (P) nos dice que depende de la potencia y de la velocidad. En símbolos, es como sigue:

$$P = \frac{(Nn) (1.020)}{v}$$

La tensión máxima de la banda es:

$$T1 = P m$$

y la tensión de trabajo es:

$$p = \frac{T1}{B}$$

Por tanto, toda disminución de la tensión efectiva produce disminución de la tensión máxima y por ende, disminuye la tensión de trabajo, lo que origina el seleccionar una banda de menor espesor y de menor costo.

OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION.-

La optimización del sistema de refrigeración consiste en minimizar la carga de calor para minimizar el tamaño de la unidad y por consiguiente, el costo de la misma.

1.- Calor por Barreras.

$$= U A (te - ti)$$

Se minimiza al reducir U y te.

2.- Calor por efecto solar.

$$= U A (te - ti + K)$$

Se reduce al disminuir U y te.

3.- Calor por Infiltración.

$$= \dot{m} (h_e - h_i)$$

Se optimiza evitando abrir puertas.

4.- Calor por Personas.

$$= (\text{número de personas}) (\text{Btu/hr-persona})$$

Se reduce el calor evitando la entrada de personas y su actividad.

5.- Calor por equipo misceláneo.

Hay que minimizar los puntos de luz, así como la potencia de los motores, de los ventiladores y de los evaporadores.

6.- Aire para Ventilación.

En esta aplicación, el calor es nulo.

7.- Calor por Producto.

$$Q1 = (W) (C1) (t2 - t1)$$

En este caso, para minimizar, hay que disminuir la temperatura $t2$ hasta un límite bombeable.

$$Q3 = W (C2) (t_c - t3)$$

Se puede economizar energía, si se enfría el cacao hasta una temperatura $t3$ lo indispensablemente baja para obtener cacao sólido.

8.- Calor por respiración.

La influencia de este factor es nulo.

9.- Descongelamiento de Evaporadores.

Su optimización consiste en que la potencias de las resistencias se pueda disminuir sin disminuir su eficiencia de descongelamiento.

IV.7. EVALUACION Y GENERALIZACIONES.-

La respuesta al problema de solidificar cacao líquido en el menor tiempo posible, al más bajo costo y de forma técnica, se puede resumir en una cámara totalmente adiabática y hermética de 10 centímetros de espesor de aislamiento, 20,2 metros de longitud, 3,40 metros de ancho y 1,4 metros de alto; que contenga en su interior un transportador de 18,5 metros de longitud, 2,00 metros de ancho y 0,5 metro de alto.

En el extremo inicial están dos distribuidores de 10 difusores cada uno; en el extremo final se encuentran dos quebradores de platinas. A un lado de la banda y por toda su longitud, se disponen los 6 evaporadores o serpentines de enfriamiento.

En el espacio exterior adyacente se encuentra el resto del sistema de refrigeración y el pupitre eléctrico de fuerza de mando.

Estas dimensiones satisfacen una capacidad escogida de 0,8 toneladas por hora. El tiempo máximo de permanencia del producto dentro de la cámara es de 8 minutos. La temperatura máxima de entrada es de 113 °F (45 °C). La de salida es de 41 °F (4 °C).

La temperatura del aire de enfriamiento es 10 °F (-12 °C) en el retorno y -5 °F (-20 °C) en el mando, y el flujo de aire es 30.384 CFM.

Como resultado, debido a los márgenes conservadores tanto de la temperatura del producto, del aire y del tiempo de permanencia del producto en la cámara, podemos concluir que el sistema trabajará a satisfacción.

Ya que hemos diseñado un túnel para un líquido pastoso, pode-

mos generalizar la solución para otros productos, siempre y cuando la adaptemos esta solución para cada caso en particular, o sea, es tudiando las características especiales de cada sustancia o produc to a aplicarse.

C A P I T U L O V

ESPECIFICACION DE LA SOLUCION

V.1. DISEÑO DEL SISTEMA EN BASE A LOS RESULTADOS.-

- 1.- Diseño de la cámara de aislamiento.
- 2.- Diseño de la banda transportadora.
- 3.- Diseño del sistema de refrigeración.
- 4.- Diseño del quebrador de cacao.
- 5.- Diseño de los planos eléctricos (Planos 1/7 al 7/7).

V.2. CONCLUSIONES.-

El túnel diseñado presenta las siguientes ventajas:

- 1.- La banda transportadora y el enfriamiento del aire satisfacen la necesidad imperiosa de un flujo continuo de producto ^{SIN} paralizaciones costosas.
- 2.- El diseño del túnel prevee un contacto entre el aire de enfriamiento y el producto de forma lo más eficiente, ya que sólo se cuenta con un período corto de tiempo para obtener resultados satisfactorios. Además, la distribución homogénea del producto sobre la banda ayuda a un congelamiento efectivo.
- 3.- Debido a que el cacao líquido contiene un porcentaje de humedad muy bajo, 2% máximo, el problema de un producto aglomerado a consecuencia de un alto índice de humedad no se presenta para este caso.
- 4.- Desde el punto de vista bacteriológico, este túnel evita la contaminación por colonias de bacterias, coliformes, mohos, fermentos y salmonela, ya que todos estos micro-organismos están presentés en un aire viciado o en presencia de humedad. En este caso, el aire es razonablemente puro y la humedad del aire es extraída durante la descongelación de los evaporadores, ya que el compresor de refrigeración fuerza a una temperatura por debajo del punto de congelación para precisamente congelar la humedad, la cual es perniciosa y constituye un foco potencial de infección cuando está estancada.

La higiene del túnel está dada por la hermeticidad e impermeabilidad al flujo de calor y de humedad.

5.- Desde el punto de vista económico, este túnel ahorra los costos de tiempo de espera hasta que el producto esté solidificado, cual es el caso con los bloques de cacao. En el caso del túnel de cacao quebrado, el producto puede ser utilizado de inmediato por los usuarios.

Otro ahorro marcadamente importante, lo da el costo del empaque, ya que para empacar cada tonelada en forma de bloques, se gasta anualmente:

$$(34 \text{ cajas/ton})(12 \text{ sucres/caja})(5.670 \text{ ton/año}) = \$/ 2'350.080,00$$

En cambio, para empacar las toneladas producidas en un año en forma de cacao quebrado, se gasta:

$$(40 \text{ fundas/ton})(6,5 \text{ sucres/funda})(5.760 \text{ ton/año}) = \$/1'497.600,00$$

Luego, el ahorro anual es de \$/ 852.480,00 que sirven para amortizar la inversión inicial de la máquina.

6.- La velocidad de producción puede ser regulada mediante una bomba de velocidad variable que bombea el producto hacia los distribuidores del túnel.

7.- Al instalar aire acondicionado en los alrededores del túnel, definitivamente mejoramos el rendimiento de la máquina, ya que la diferencia de temperaturas entre el aire de la cámara y el aire exterior disminuye, y por tanto, disminuyen las ganancias de calor y de humedad.

8.- Con referencia a la mano de obra que se necesita para controlar el sistema, diremos que el mismo, en teoría, se puede automatizar 100% y sólo necesita supervisión esporádica, pero en la prác

tica, el problema del taponeo de los distribuidores hace necesaria la presencia de un operador todo el tiempo que funcione el túnel.

Con respecto al problema del taponeo de los distribuidores, diremos que éste se debe al intenso frío (-12°C) que soportan, lo cual puede ser solucionado con un aislamiento y con calentadores eléctricos controlados termostáticamente para impedir la congelación y el sobrecalentamiento.

9.- Con relación a la mano de obra necesaria para el llenado, pesado y sellado manual, se requieren 2 operarios para llenado directo. El llenado puede ser indirecto, en un silo de almacenamiento; en ese caso, este trabajo puede ser ejecutado por tan sólo una persona, abaratando los costos.

V.3. RECOMENDACIONES.-

1.- Para una correcta solidificación del cacao líquido, es imprescindible que éste ingrese al túnel a una temperatura constante de 33 °C. Las fluctuaciones de temperatura ocasionan o un producto no suficientemente endurecido o taponamiento de los distribuidores. Así mismo, la cantidad de producto que se introduce no debe variar, o sea, debe ser constante mientras esté en funcionamiento este túnel.

2.- Con respecto al aire de enfriamiento, éste debe ser lo más puro, seco y a una temperatura de -12 °C. Así mismo, variaciones de temperatura originan un bajo rendimiento y paradas costosas.

3.- Con respecto a la banda transportadora, se puede mejorar su diseño utilizando una banda de acero inoxidable conformada por barajas que tengan unos 15 centímetros de longitud; estas barajas se pueden unir entre sí y dar como resultado una banda más liviana, más sencilla en construcción, y por consiguiente, más barata.

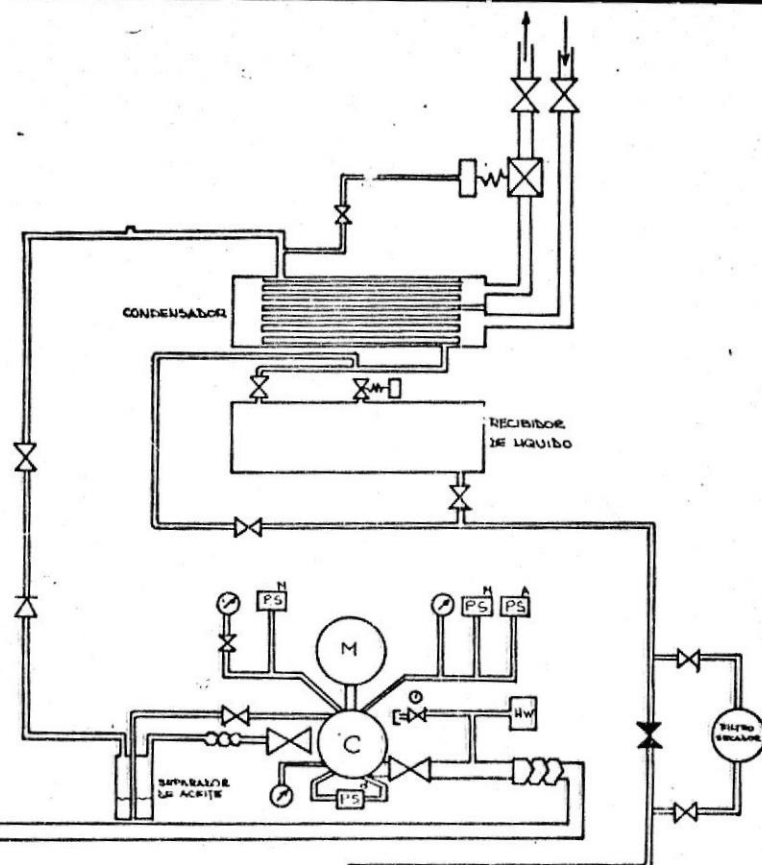
4.- Con respecto a la cámara aislada, se recomienda que la temperatura del lado exterior sea igual a la temperatura ambiente para evitar una condensación de humedad que deteriora al aislamiento, como también para evitar una ganancia de calor hacia la cámara.

5.- En referencia con el compresor de refrigeración, recomendamos el compresor tipo abierto, ya que nos da la ventaja de separar el motor eléctrico del compresor mecánico. Este tipo de compresor es 100% reparable y permite, en caso de falla del motor

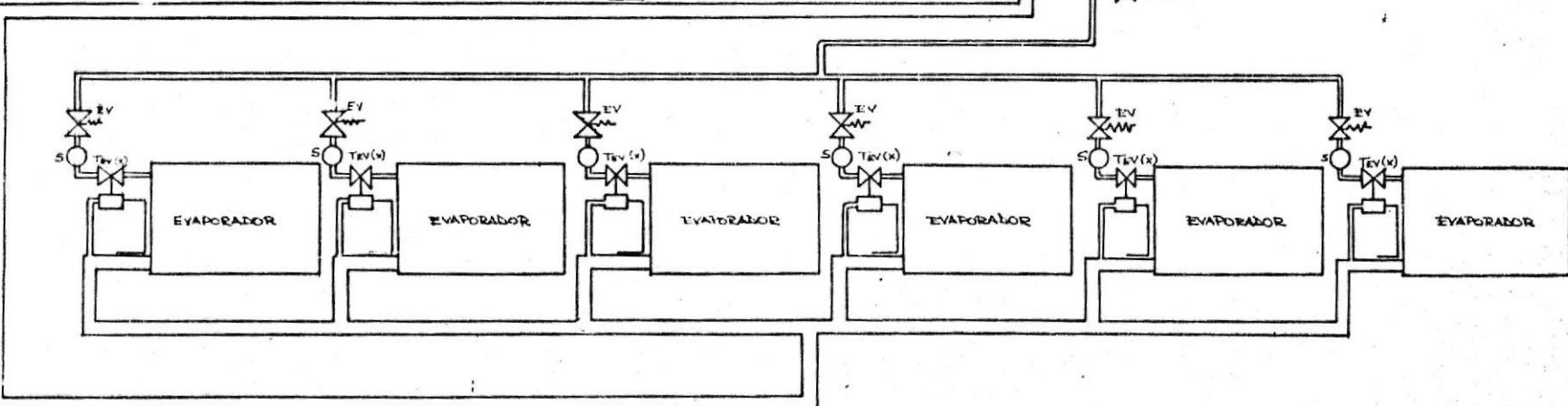
eléctrico, cambiarlo por uno de repuesto en poco tiempo, evitando paradas costosas.

6.- Con respecto al condensador por agua, recomendaremos un control meticuloso del tratamiento de agua para prevenir la formación de incrustaciones que disminuyen el rendimiento y pueden causar serias averías en el transcurso del tiempo.

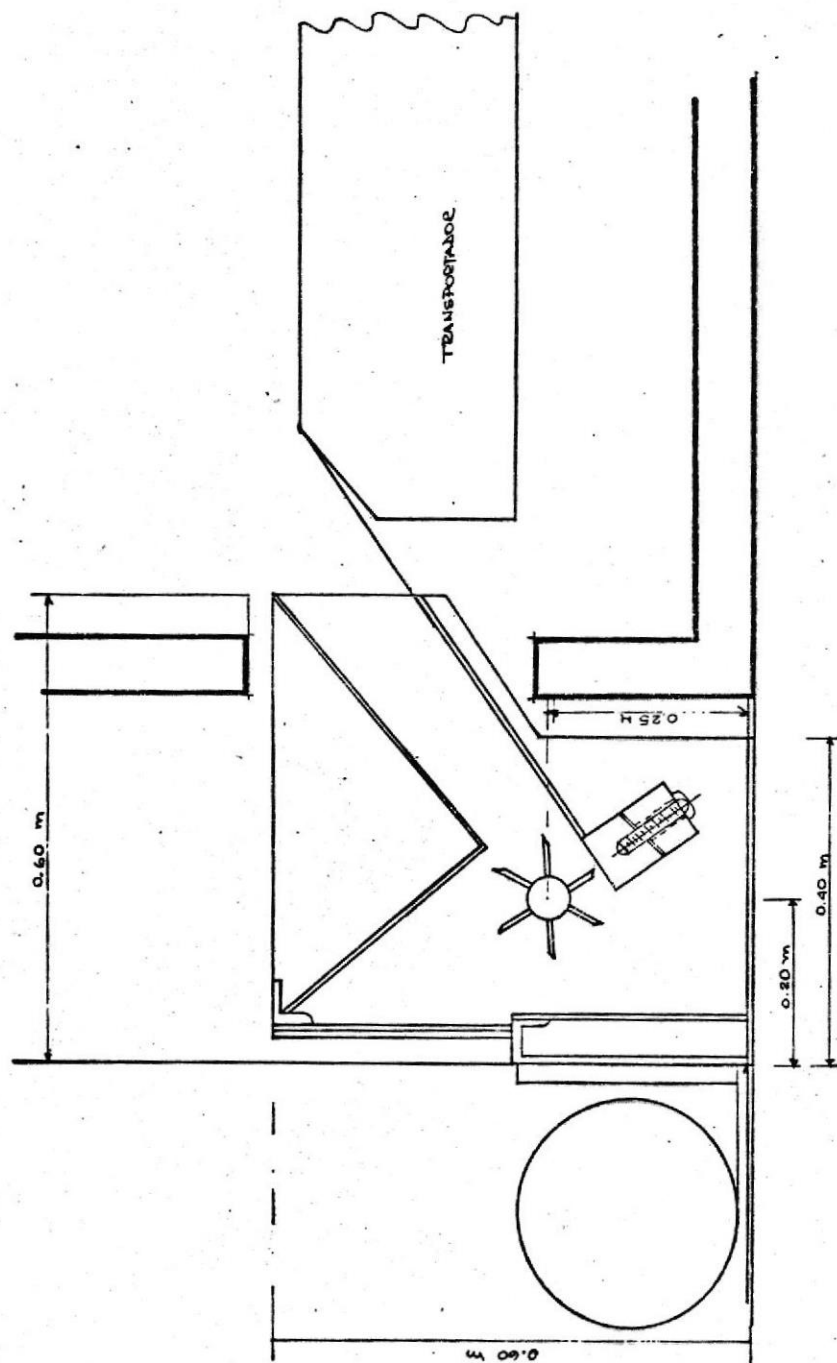
7.- Con respecto al tablero eléctrico de fuerza y control, se recomienda instalar un interruptor de emergencia para que el operador, al pulsarlo, detenga todos los motores en caso de situaciones graves. Así mismo, el tablero debe estar lo más cercano posible al sistema para que en caso de mantenimiento, apagar todos los disyuntores o fusibles de fuerza.



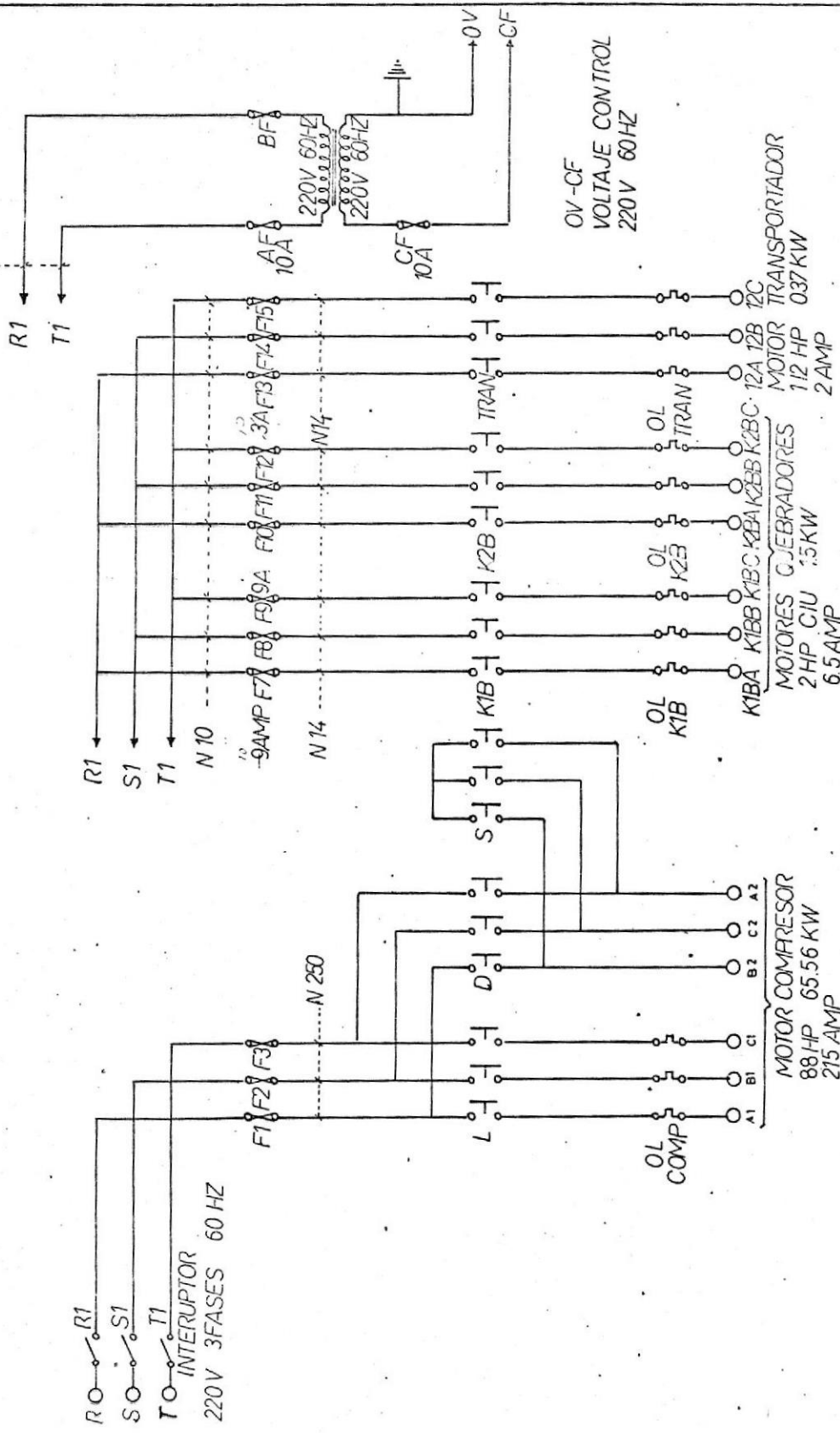
NOBENCLATURA	
	MANOMETRO PRESION
	INTERDISPOSITIVO DE PRESION DE ACEITE
	INTERDISPOSITIVO PRESION, REGULACION MANUAL
	INTERDISPOSITIVO PRESION, REGULACION AUTOMATICA
	VALVULA DE AGUA OPERADA POR PRESION
	VALVULA CERRADA NORMALMENTE ABIERTA
	VALVULA CERRADA NORMALMENTE CERRADA
	VALVULA DE ALIVIO DE PRESION
	VALVULA CHECK O DE PRESION
	REGULADOR DE PRESION
	VALVULA TERMOSTATICA DE PRESION
	VALVULA CERRADORA
	VIBRO VIBOR
	ACOPLES FLEXIBLES ANTI-VIBRACION
	MANOMETRO Y CARGA



● SISTEMA DE REFRIGERACION



• QUEBRADOR DE CACAO SOLIDO



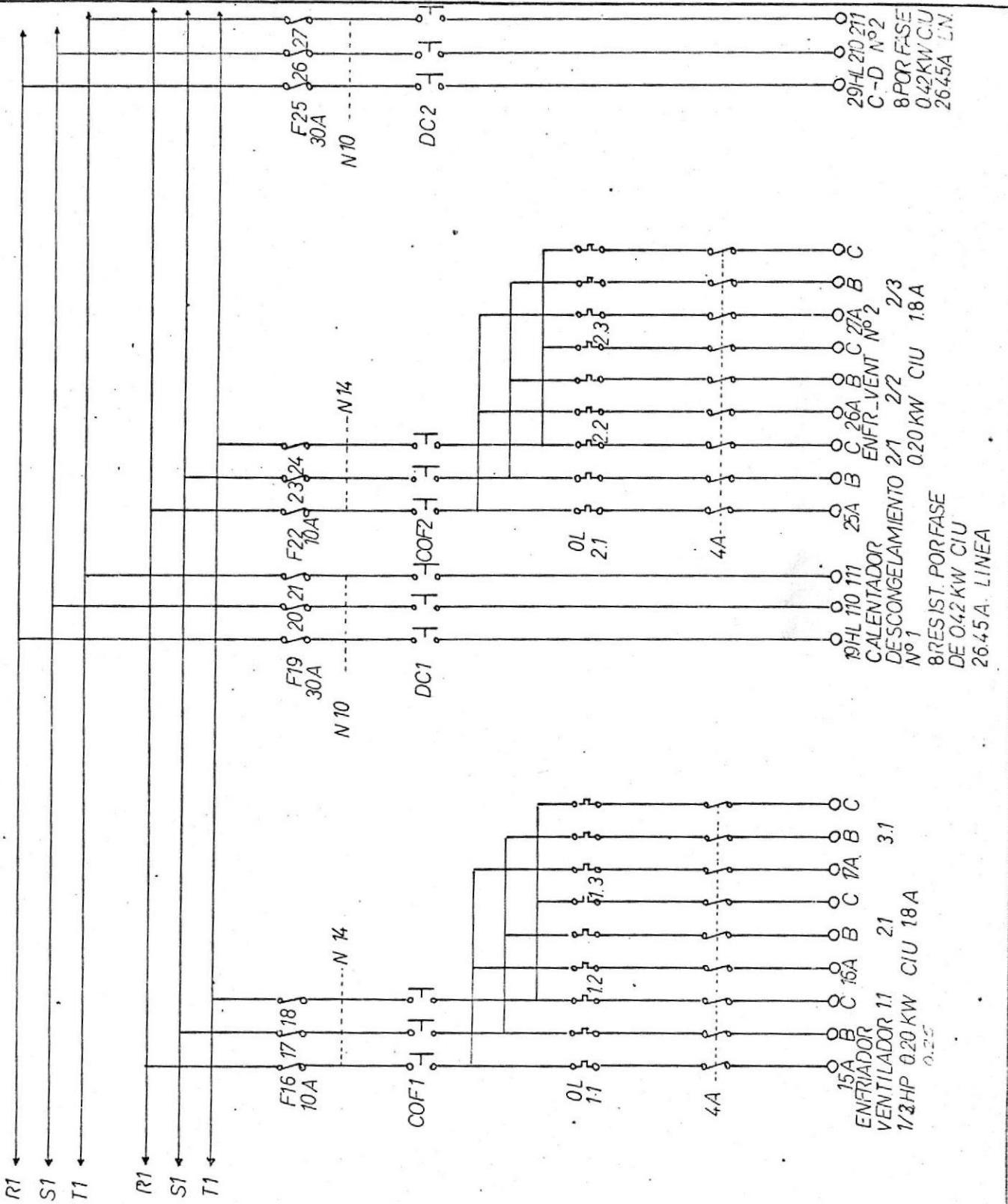
TUNEL CONGELACION DE CACAO

JAIME CARBO

FUERZA

FECHA
22 ENERO 81

DIBUJO N° 1/7

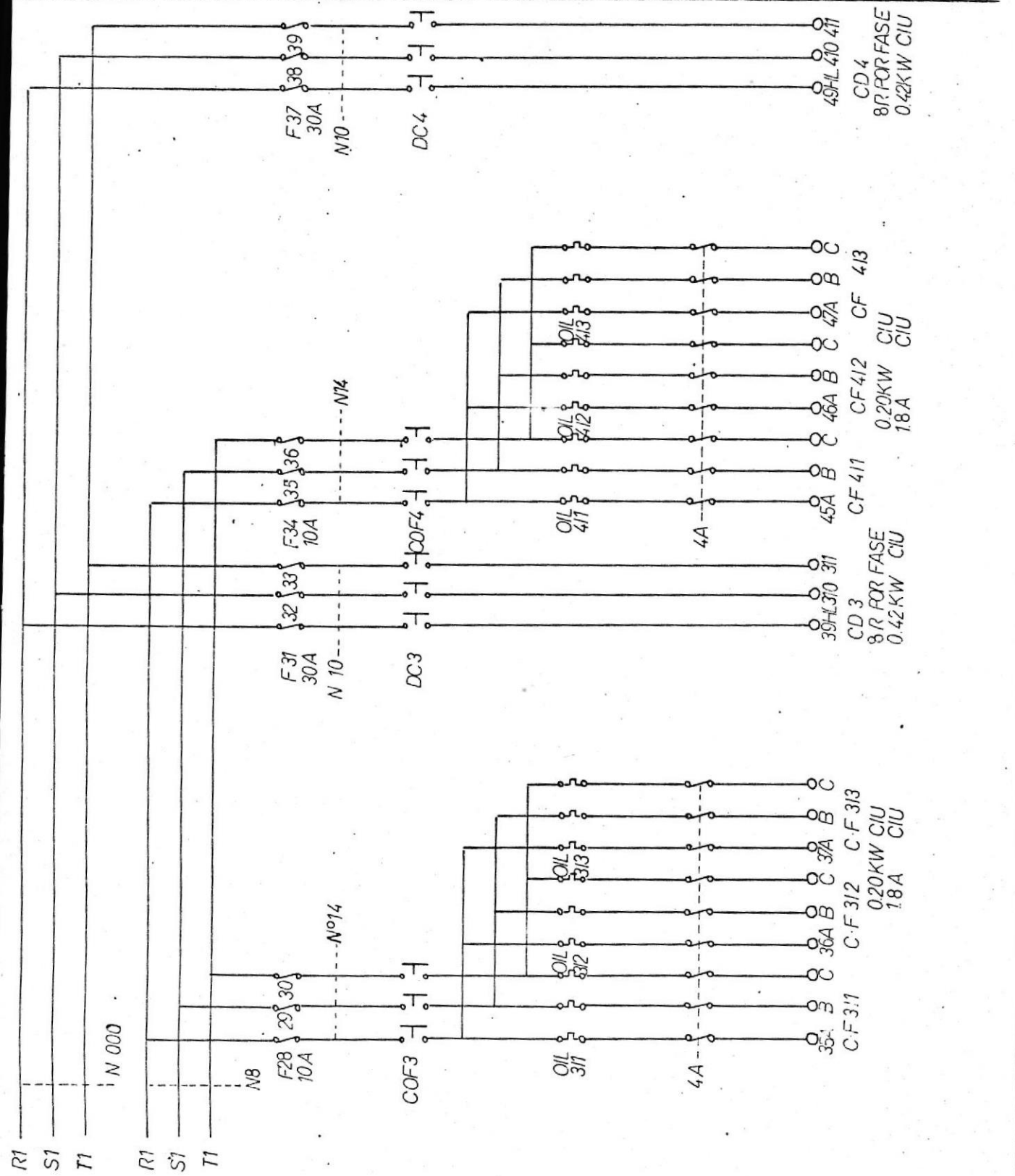


29HL 210 211
C-D N°2
8POR FASE
0.42KW C.I.U.
2645A L.N.

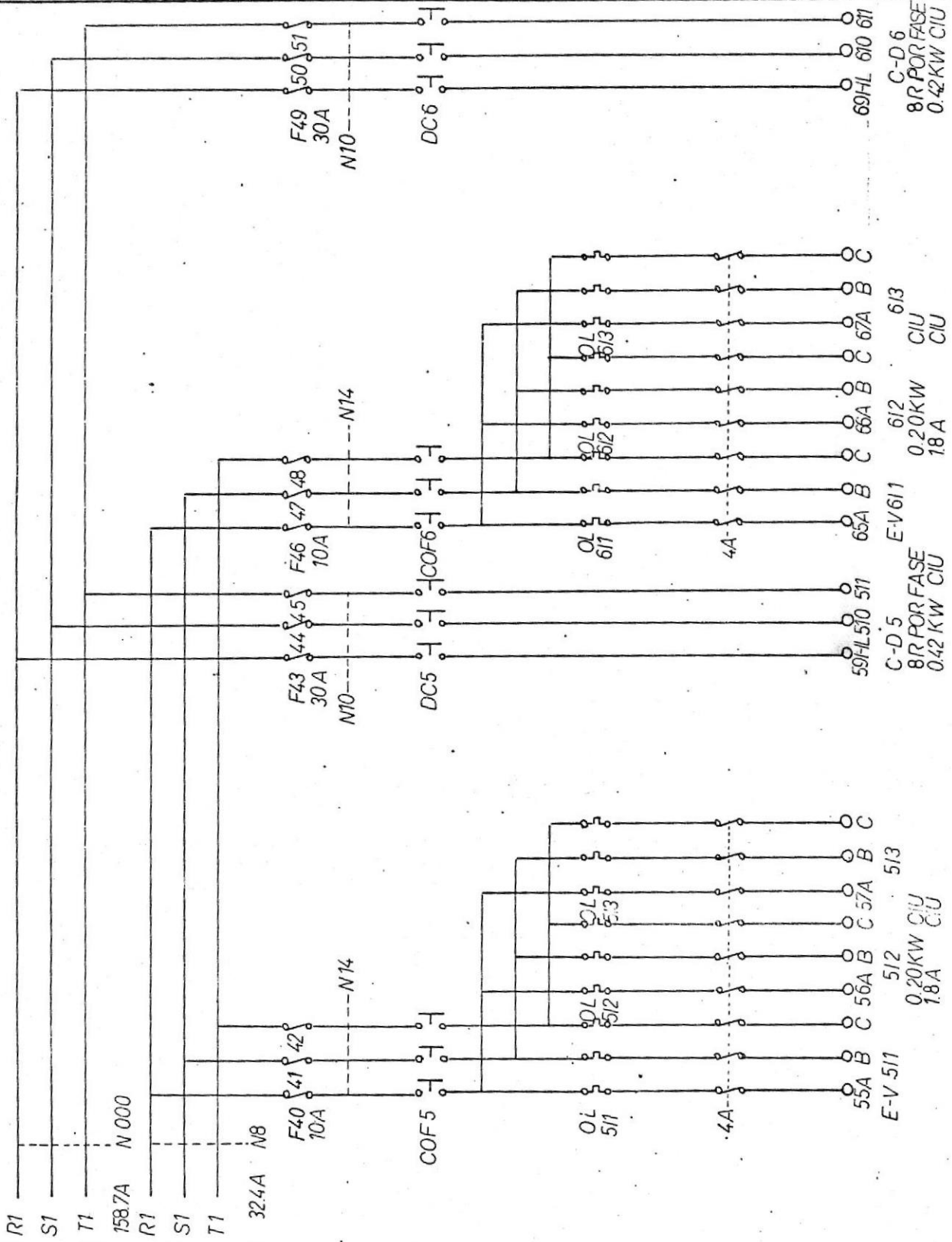
C
B
C 27A
ENFR_VENT N°2
C 26A B
DESCONGELAMIENTO 2/1 2/2 2/3
020 KW C.I.U 18 A

19HL 110 111
CALENTADOR
DESCONGELAMIENTO 2/1 2/2 2/3
N°1
8RESIST. PORFASE
DE 0.42 KW C.I.U.
2645A. LINEA

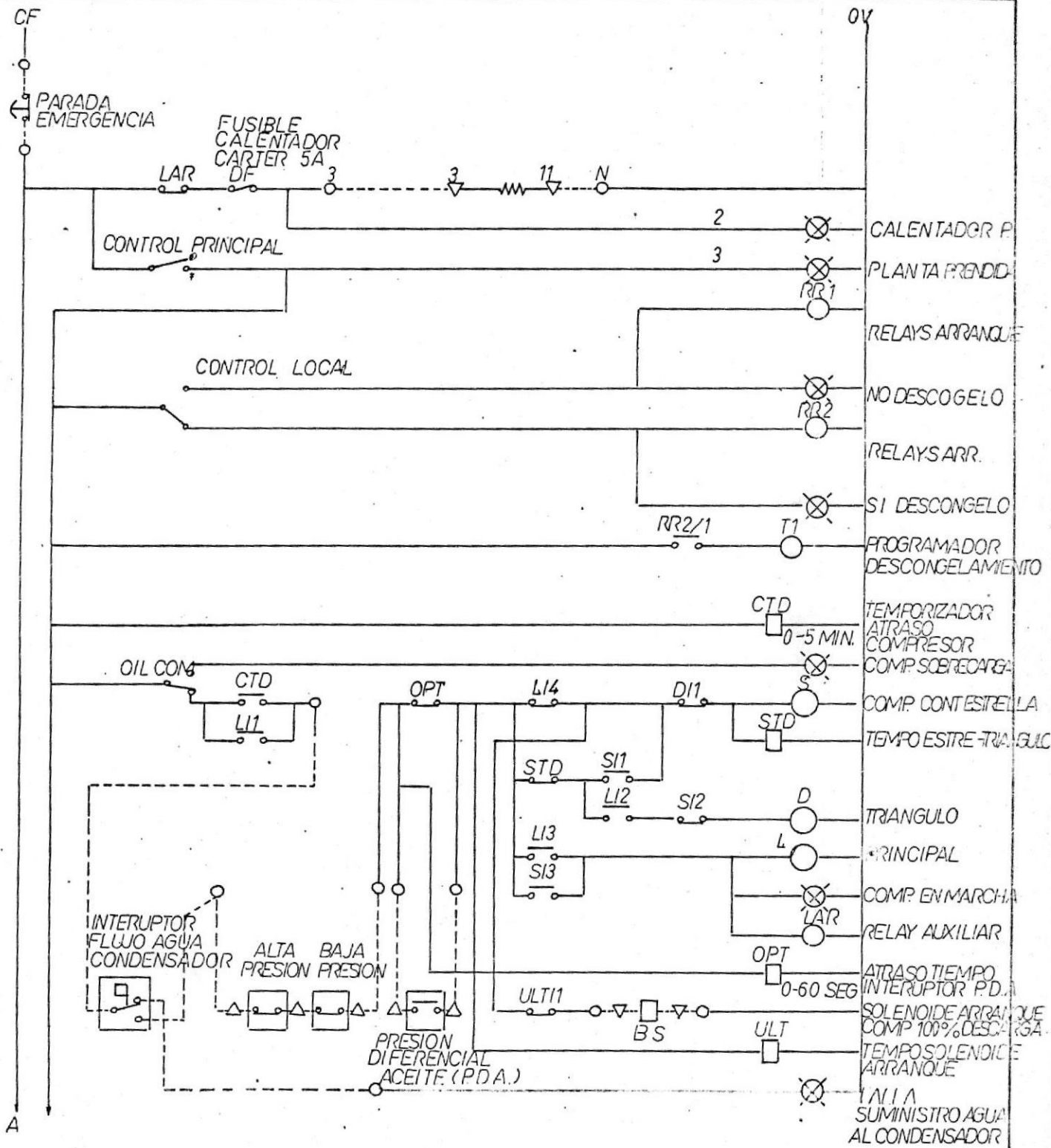
C
B
C 17A
3.1
C 16A B
21
ENFRIADOR
VENTILADOR 11
1/2HP 0.20 KW C.I.U 18 A
0.25



PANEL CONGELACION CACAO		23 ENERO 81	DIBUJO N° 317
	JAIME CARBO	FUERZA	

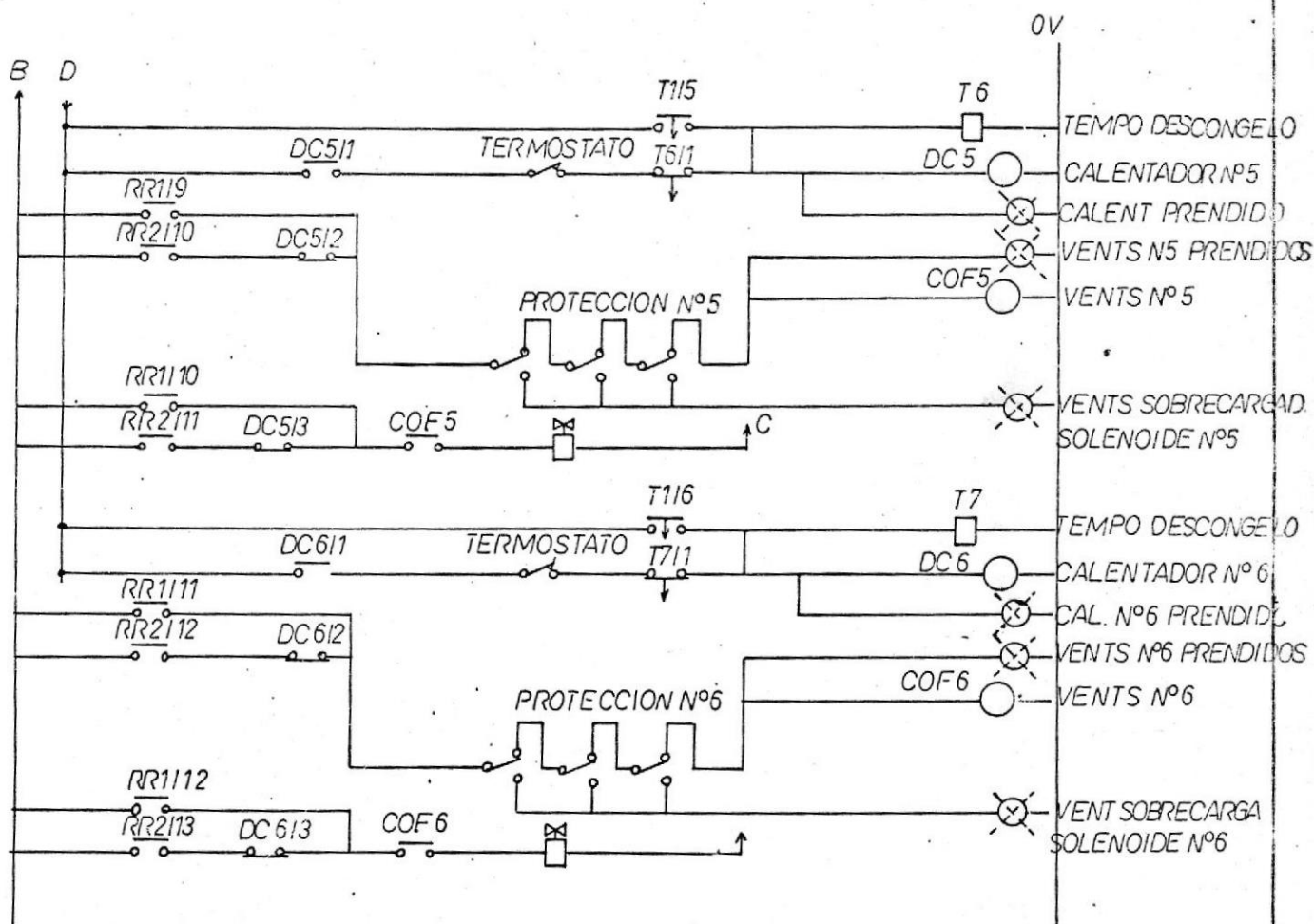


TUNEL REFRIGERACION DE CACAO		25 ENERO 81	
	JAIME CARBO	PLANO ELECTRICO FLERZA	PLANO N°417



UNEL REFRIGERACION DE CACAO .

		FEBRERO 1181	
JAIME CARBO	CONTROL	DIBWON ^o	5/7



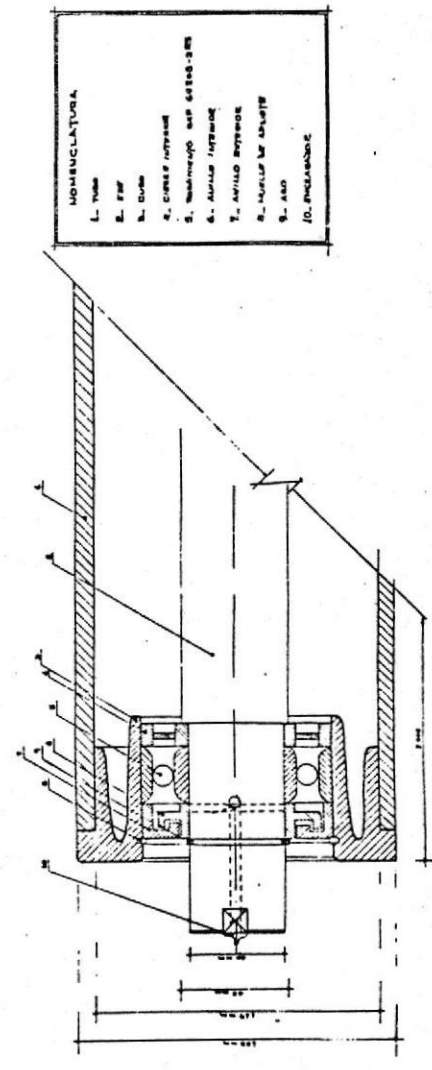
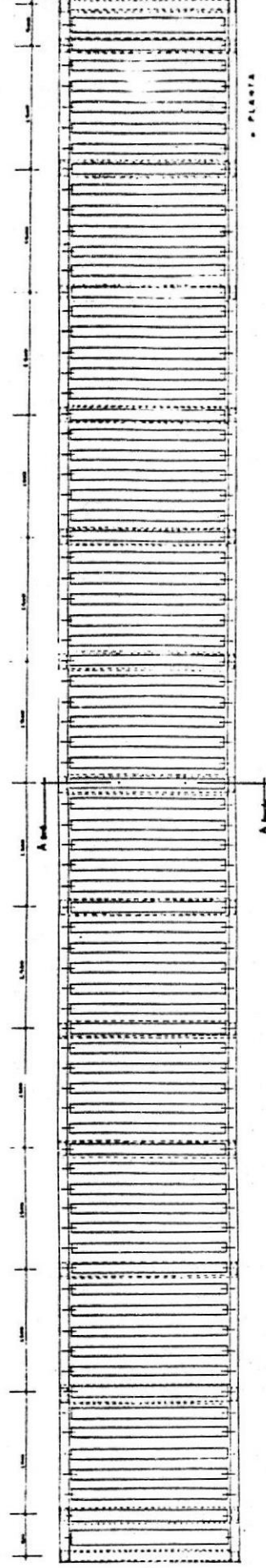
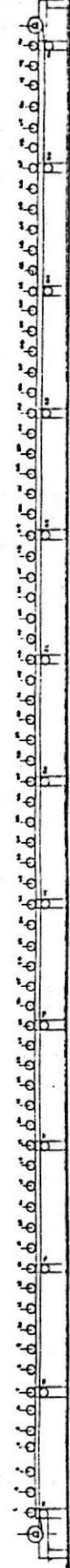
TUNEL REFRIGERACION DE CACAO

17 FEBRERO 81

JAIME CARBO

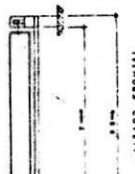
CONTROL

PLANO 717

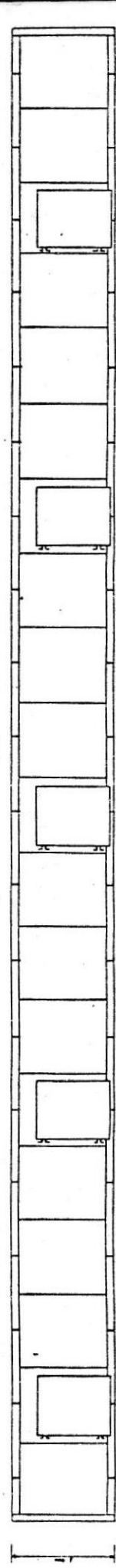
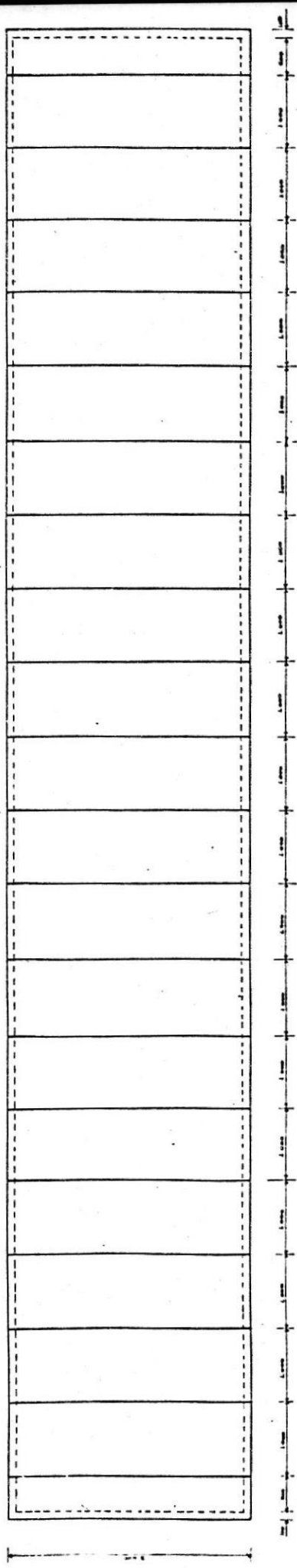
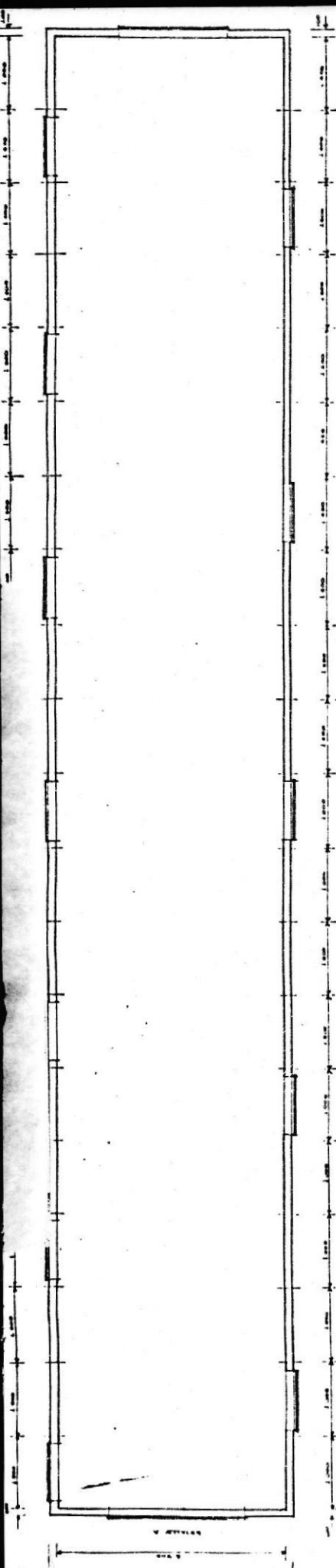


MONOMENCLATURA

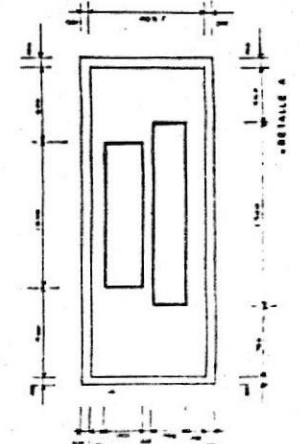
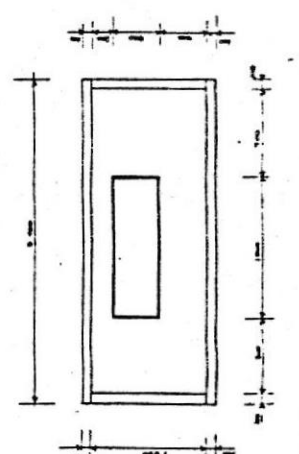
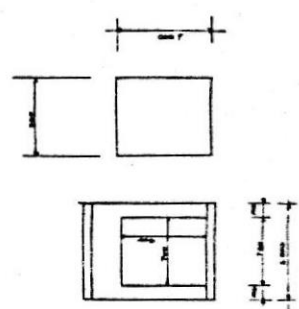
1.	Roller
2.	Roller
3.	Roller
4.	Roller
5.	Roller
6.	Roller
7.	Roller
8.	Roller
9.	Roller
10.	Roller



• BANDA TRANSPORTADORA
 ESCALA 1:10



ELEMENTOS		CANTIDAD	
PUERTAS	1	1	
VENTANAS	1	1	
MATERIALES		CANTIDAD	
ALBAÑILERIA	1	1	
MAQUINARIA	1	1	



• CAMARA FRIGORIFICA AISLADA
ESCALA 1/10

CAPITULO VI

APENDICE

VI.1. FIGURAS.-

CAPITULO IV.-

4- 1.-	Modelo analítico del túnel.	47
4- 2.-	Distribución de temperatura para la formación del hielo.	19
4- 3.-	Solidificación de láminas muy delgadas.	26
4- 4.-	Vida vs. temperatura de almacenamiento.	51
4- 5.-	Túnel estacionario.	52
4- 6.-	Túnel de empuje.	52
4- 7.-	Congelador Carrier.	53
4- 8.-	Congelador de pisos múltiples.	54
4- 9.-	Congelador en espiral.	55
4-10.-	Principio de fluidificación.	55
4-11.-	Congelador de cama fluidificada.	56
4-12.-	Congelador de placas.	56
4-13.-	Congelador criogénico.	57
4-14.-	Congelador con líquido refrigerante.	57
4-15.-	Constitución de una cinta elemental.	105
4-16.-	Disposiciones de sistemas de tensado y trazado.	106
4-17.-	Formas de estaciones portantes y de retorno.	107
4-18.-	Tipos de estaciones portantes y de retorno.	108
4-19.-	Disposición de rodillos sobre una cinta.	109
4-20.-	Tabla de normalización según FEM.	110
4-21.-	Rodillo con estanqueidad de laberinto.	111
4-22.-	Descomposición de fuerzas del peso del material.	112
4-23.-	Coefficiente "C".	112
4-24.-	Arrastre en el tambor.	113
4-25.-	Cabeza motriz.	114

4-26.-	Cabeza motriz tandem accionamiento individual.	115
4-27.-	Cabeza motriz tandem accionamiento motor único.	115
4-28.-	Rascador fijo.	116
4-29.-	Rascador pendular.	116
4-30.-	Estación de re-envío.	117
4-31.-	Estación tensora de husillo.	117
4-32.-	Estación tensora de contrapeso.	118
4-33.-	Estación tensora de carro.	119
4-34.-	Tolvín de descarga normal.	119
4-35.-	Tolvín de descarga con rejilla.	120
4-36.-	Guía de carga en sección.	121
4-37.-	Tolvín de descarga para grandes desniveles.	122
4-38.-	Anchura del material en banda plana.	123
4-39.-	Anchura del material en banda artesa.	123
4-40.-	Diagrama de tensiones de una cinta horizontal.	124
4-41.-	Determinación de $T_3 = T_4$ en una cinta inclinada.	124
4-42.-	Tensor de lazo.	125
4-43.-	Banda con armadura textil.	125
4-44.-	Correa de nervios en V.	126
4-45.-	Correa Stargrip.	126
4-46.-	Banda Steelcord.	127
4-47.-	Variación típica de la conductividad térmica con el diámetro y densidad de la fibra.	206
4-48.-	Variación típica de la conductividad térmica con la temperatura promedio.	207
4-49.-	Conductancia superficial para diferentes superficies cuadradas de 12" afectadas por el movimiento del aire.	207
4-50.-	Conductividad térmica del aire húmedo.	208

- 4-51.- Determinación del espesor económico de aislamiento. 208
- 4-52.- Transferencia de calor en estado estable. 209
- 4-53.- Resistencia térmica del aislamiento para prevenir la condensación superficial. 210
- 4-54.- Espesor equivalente convertido a espesor real para aislamiento de tubos. 211
- 4-55.- Sistema barrera de vapor totalmente exterior. 212
- 4-56.- Sistema de barrera totalmente interior. 212
- 4-57.- Sistema de barrera interior-exterior. 213
- 4-58.- Sistema de barrera separada para cada área de temperatura significativamente diferente. 213
- 4-59.- Sistema de barrera de hoja evaporativa en la unión de la pared con el techo. 214
- 4-60.- Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto. 260
- 4-61.- Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto. 261
- 4-62.- Pérdida total de calor del cuerpo humano a varias temperaturas efectivas en aire quieto. 262
- 4-63.- Ciclo teórico cuando se usa un gas refrigerante. 238
- 4-64.- Ciclo de un refrigerante en el diagrama TS. 240
- 4-65.- Diagrama presión-entalpía de un refrigerante. 240
- 4-66.- Expansión de un refrigerante. 241
- 4-67.- Vaporización del refrigerante. 244
- 4-68.- Compresión del refrigerante. 245
- 4-69.- Condensación del refrigerante. 248
- 4-70.- Efecto de sobre-calentamiento en la succión del compresor (Freón 12). 249

- 4-71.- Efecto del sub-enfriamiento del líquido que sale del con
densador. 252
- 4-72.- Diagrama que muestra el cambiador de calor líquido-gas. 253
- 4-73.- Ciclo que muestra el efecto de las pérdidas de presión. 253
- 4-74.- Ciclo real que muestra los efectos de sobre-calentamiento,
sub-enfriamiento y pérdidas por fricción. 254

CAPITULO V.-

- 5- 1.- Diseño de la cámara de aislamiento. 332
- 5- 2.- Diseño de la banda transportadora. 331
- 5- 3.- Diseño del sistema de refrigeración. 322
- 5- 4.- Diseño del quebrador de cacao. 323
- 5- 5.- Diseño de los planos eléctricos. (Planos 1/7 al 7/7).324

VI.2. TABLAS.-

CAPITULO IV.-

4- I.-	Ancho de banda en función del material.	128
4-II.-	Cálculo de la velocidad.	128
4-III.-	Cálculo de la capacidad (bandas normales).	129
4-IV.-	Coeficiente "f".	129
4- V.-	Factor de accionamiento K. (Tensor de contrapeso).	130
4-VI.-	Factor de accionamiento K. (Tensor de husillo).	130
4-VII.-	Tensiones de trabajo máximas.	131
4-VIII.-	Número máximo de telas admisibles.	131
4-IX.-	Telas máximas recomendadas.	132
4- X.-	Número mínimo de telas para soportar la carga.	133
4-XI.-	Diámetro mínimo de las poleas.	133
4-XII.-	Espesores de recubrimientos en función de la abrasividad.	134
4-XIII.-	Anchura de banda mínima recomendada.	135
4-XIV.-	Velocidad máxima de banda.	136
4-XV.-	Factor de capacidad K.	136
4-XVI.-	Capacidad teórica Q' . (Rodillos tres secciones).	137
4-XVII.-	Capacidad teórica Q_t' . (Rodillos dos secciones).	137
4-XVIII.-	Capacidad teórica Q_t' . (Rodillos planos).	138
4-XIX.-	Peso de las partes móviles del transportador.	139
4-XX.-	Añadidura I para distancia entre centros.	140
4-XXI.-	Coeficiente de fricción de partes rodantes.	140
4-XXII.-	Requerimientos adicionales de potencia N_4 .	141
4-XXIII.-	Factor de accionamiento "m".	142
4-XXIV.-	Valores recomendados para espesor de recubrimientos, lado de carga, banda resistente al desgaste.	143

4-XXV.-	Valores recomendados para espesor de recubrimiento, lado de trabajo.	144
4-XXVI.-	Peso y espesor de la banda.	145
4-XXVII.-	Bandas múltiples, ángulo de canal máximo permisible.	147
4-XXVIII.-	Diámetros de tambores mínimos recomendados.	148
4-XXIX.-	Densidad del material.	149
4-XXX.-	Conductancia superficial y resistencias para aire.	215
4-XXXI.-	Resistencia térmica de espacios aéreos planos.	216
4-XXXII.-	Conductividad térmica de aislantes industriales.	218
4-XXXIII.-	Fluctuación del coeficiente de conductancia superficial, para superficies verticales a 80 °F con respecto a diferentes temperaturas de la superficie circundante.	219
4-XXXIV.-	Permeabilidad de los materiales al vapor de agua.	220
4-XXXV.-	Valores recomendados de R.	222
4-XXXVI.-	Reducción de temperatura después de obtener estado seco.	222
4-XXXVII.-	Calor producido por las personas.	263
4-XXXVIII.-	Ganancia de calor debido al equipo misceláneo.	264
4-XXXIX.-	Incremento en °F para añadir a la diferencial entre la temperatura de diseño exterior e interior, para compensar el efecto solar.	265
4-XL.-	Datos de diseño para almacenamiento de frutas.	266
4-XLI.-	Datos de diseño para almacenamiento de vegetales.	267
4-XLII.-	Datos de diseño para almacenamiento de carnes.	269
4-XLIII.-	Datos de diseño para almacenamiento misceláneo.	270
4-XLIV.-	Calor de respiración de frutas y legumbres.	271
4-XLV.-	Cambio promedio del aire, por 24 horas, para cuarto de almacenamiento superior a 32 °F, debido a aberturas de puerta y filtración.	272

- 4-XLVI.- Cambio promedio del aire, por 24 horas, para cuarto de almacenamiento a menos de 32 °F, debido a aberturas de puertas y filtración. 272
- 4-XLVII.- Amperaje a plena carga de los motores trifásicos de corriente alterna. 284
- 4-XLVIII.- Corriente admisible en amperios para los conductores de cobre con forro aislante. 285
- 4-XLIX.- Número máximo admisible de hilos en tubo conduit de medidas comerciales. 286

1.3. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.-

1. ASHRAE, Manual, New York, 1977.
2. CARRIER, Manual de Aire Acondicionado, New York, 1980.
3. COOK, R., Producción de Chocolate, E.E.U.U., 1970.
4. DIXON, J., Diseño en Ingeniería, Mexico, Ed. Limusa-Wiley, 1970.
5. HERNANDEZ, E., Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración, Mexico, 1973.
6. JENNINGS-LEWIS, Aire Acondicionado y Refrigeración, Ed. Continental, Mexico, 1970.
7. KREITH, F., Principios de Transferencia de Calor, Herrero Hnos, Mexico, 1970.
8. MINIFIE, B., Ciencia y Tecnología del Chocolate, Londres, 1970.
9. MORROW, Manual, EE.UU., 1975.
10. ROULUNDS, Bandas Transportadoras, Odese, Dinamarca, 1980.
11. STOECKER, Refrigeración y Aire Acondicionado, Litográfica Indamex, Mexico, 1965.
12. TAMM, Ing. W., Chocolate y Dulces, München, 1957.
13. TARGHETTA, L., Transporte y Almacenamiento, Ed. Blume, Madrid, 1970, Tomo II.