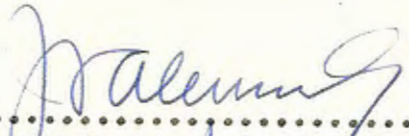



1664.9452 T
VAL. ~~621.57~~
~~VAL~~

DISEÑO DE UNA CAMARA FRIGORIFICA PARA LONJA DE MANTA

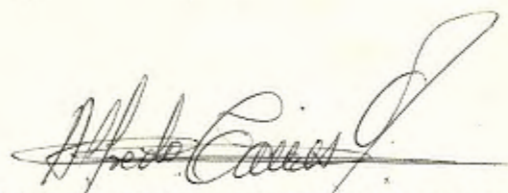
AUTOR


.....
José Gastón Valencia Garcés

CERTIFICADO POR


.....
Ing. Eduardo Rivadeneira
Director de Tesis

ACEPTADA POR


.....
Ing. Alfredo Torres
Director del Departamento de
Ingeniería Mecánica

1973

DEDICATORIA

A LA MEMORIA DE MI PADRE

A MI MADRE

A MI QUERIDA ESPOSA NELLY

A MIS HIJOS

A MIS HERMANOS

A MIS FAMILIARES

FRIGORIFICO DE PESCADO PARA LA LONJA DE MANTA

SUMARIO

- I) El Frigorífico a calcularse contará con los medios más modernos y económicos posibles en sus instalaciones, considerando los equipos de recepción, procesado y despacho. Se incluirán estudios sobre ampliaciones futuras y posibilidades de instalaciones Ad-Laters, etc.
- II) Para determinar la capacidad se harán estudios de apreciación del mercado local, regional y proyecciones de comercio internacional, Cálculo cualitativo y cuantitativo de la demanda, Índice de incremento, Localización, Descripción del equipo a usarse. Diagrama de Flujo, Operatividad.
- III) Datos Técnicos: Diseño Primario de la Planta:
- a) Cámara de congelamiento (Freezing Room)
Dos cámaras con equipos paralelos (o uno independiente).
 - b) Cámara de refrigeración para conservación (Cold storage Room) Dos Cam. con equipos paralelos.
 - c) Cámaras de Refrigeración para uso diario (Walk in cold room) Dos cámaras con equipos paralelos.
 - d) Equipos de emergencia.
 - e) Plantas anexas.

Transportación y despacho.- Diseño Específico y mecánico del equipo completo.- Edificaciones, Estructuras, Transporte del producto.- Cálculo de tamaño y características de las Cámaras. Aislamiento de diversas clases.- Varias posibilidades.

Cálculos de equipos compresores, Tubefías, Torres de enfriamiento de agua, Comparaciones técnicas de diversos puntos de vista sobre el diseño en general y el a proponerse.

- IV) Cálculo económico: Presupuesto de equipos, instalaciones, edificaciones.- Cálculos sobre instalaciones, Producción y mantenimiento.- Cálculo de Capital Fijo.- Capital de Operación.- Cálculo de Costos.- Punto de Equilibrio.
- V) Diseño Total de la Planta.- Planos, Diagramas, Maquetas, etc. - Anexo: Financiamiento, diversas posibilidades.

DECLARACION EXPRESA:

LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS,
IDEAS Y DOCTRINAS EXPUESTAS EN
ESTA TESIS, CORRESPONDEN EXCLUSI-
VAMENTE A SU AUTOR.

(Artículo Sexto del Reglamento de
Exámenes y Títulos Profesionales).

José Gastón Valencia G.

DECLARACION EXPRESA :

EL PATRONATO INTELECTUAL DE LA TESIS
DE GRADO CORRESPONDE A LA ESCUELA....

(Artículo veintiuno del Reglamento de
Exámenes y Títulos Profesionales).

José Gastón Valencia

I N D I C E

Prólogo	
Introducción	1
Capítulo I	
Desarrollo	10
Capítulo II	
Desarrollo	15
Capítulo III	
Datos Técnicos.- Diseño de la Planta	19
Cámaras para la conservación pescado fresco	19
Cámaras de congelación pescado congelado	21
Cámaras de congelación de pescado	21
Ante-cámaras	21
Aislamiento	22
Determinación del grueso del aislante para las cámaras	23
Puertas aisladas	25
Transmisión de calor	26
Cálculo de la Refrigeración para cámaras de conservación de pescado fresco de 32°F.	28
Cálculo de refrigeración para cámaras de almacenamiento de pescado congelado	34
Selección del gas refrigerante	38
Determinación de los compresores de refrigeración	40
Cálculo de los compresores	41
Cálculo del serpentín enfriador	46
Cálculo Ventilador	50
Congelamiento del pescado	53
Congelador de Placas de Contacto	57
Cálculo del compresor	59
Cóntról de capacidad del compresor	63
Control de fallo de presión de aceite	69
Separadores de aceite	71
Cálculo de los condensadores	73
Selección del condensador para el congelador del pescado	76
Cálculo y diseño de la tubería del refrigerante	79
Determinación de las dimensiones de las tuberías	82
Método para el dimensionado de los tubos	83
Diseño tuberías de conexión entre el compresor y los evaporadores de las cámaras de 5°F.	83
Diseño tubería de conexión entre el compresor y los evaporadores de la cámara de 32°F	88
Diseño de tubería entre compresor y el congelador	91

PROLOGO

En la presente Tesis, se ha efectuado el diseño de las Cámaras Frigoríficas para una Lonja de Pescado en Manta, pero es solamente una parte de ella la que encierra los conocimientos estrictamente científicos de un profesional en Ingeniería Mecánica. El futuro profesional no sólo debe ser el frío calculador de un equipo, instalación o complejo industrial. Debe tener un conocimiento global de lo que concierne a la materia de su trabajo. En este caso, concretamente, al diseñar las cámaras de refrigeración, ya se ha hecho un estudio previo de la factibilidad del proyecto. Han sido analizados uno por uno los diferentes tópicos que influyen en una forma u otra sobre el proyecto en general.

Sólo así, la Tesis de Grado será un aporte a las soluciones que precisan los problemas nacionales.

En la Introducción a continuación, se hará un estudio de lo que es la Pesca en el Ecuador, y la parte de Manta en esta actividad económica.

INTRODUCCION

Las costas del Ecuador son maravillosamente pródigas en lo que se refiere a pesca. La captura de grandes piezas que marcan records en los ambientes deportivos continentales, los grandes tonelajes alcanzados por la pesca industrial tanto de las flotas nacionales como extranjeras han mostrado un camino a los inversionistas de dentro y fuera del país.- Comenzando hace pocos años como simple actividad artesanal, se ha convertido en industria y de grandes cifras, dando trabajo a un gran número de ecuatorianos.

Los índices de variaciones estacionales según el método de pearson, dan en series de ocho años, que los meses en que mayor desembarques de atún se registran son los de Junio, Julio, Mayo y Octubre, en que por influencias estacionarias las capturas son superiores al promedio normal. El mes de Junio es el que registra máximo número y el de Febrero es el de menor incidencia. Las capturas apenas llegan al 24% de lo normal.

El incremento en los desembarques totales ha sido constante. Analizando la serie de los años 1961 a 1969 veremos que el último año es mayor en actividades y valores en un 124% y 230% al primero. Los desembarques de atún crecieron en el mismo período en 8.500 toneladas Met. y en 24'100.000 sucres que son el 72,6% y 182,6% de incremento. Paralelamente es interesante anotar que la pesca del camarón tuvo una variación positiva de 4.100 T.M. y 171'700.000 sucres que representan un aumento de 89,1% y 520,3% respectivamente.

Las industrias enlatadoras y de reducción obligan a un aumento en las capturas de pinchahuas o sardinas y otros clupeidos especialmente desde el año 1968. En relación a su anterior, el incremento en los desembarques fue de 12.800 T.M., lo que significa el 150,6%. En la pesca de tipo industrial va a la cabeza en interés, la captura a las diferentes clases de atún. Analizando desde los años de 1962 a 1965 vemos que el de la especie 11 (11)

tal de los desembarques en ese año.

PRODUCCION INDUSTRIAL.-

El producto de mayor importancia en cuanto a cantidades en la producción industrial del Ecuador (pesquera), es el atún congelado que representa el 40,9% del total en el año 1969, siendo superado por el camarón como fuente de ingresos al Erario Nacional, solamente por ser el precio del camarón mucho más elevado. Le siguen en orden de importancia la harina de pescado, el atún enlatado y la sardina enlatada.

La mayor producción de enlatados se realiza en Manta, El 92,5% de la producción total de atún enlatado se concentra en Manta. El 66,9% de la producción de sardina y el 100% de los moluscos enlatados se realiza en Guayaquil. El área de Salinas contribuye con el 29% de la producción de sardina y el 3,1% del atún.

La producción de harina de pescado ha recibido un incremento acelerado. En 1969 es más de cinco veces superior a la producción de 1963. Los aumentos más notorios son en los años 1964 y 1968 especialmente en este último año en que la creación de una nueva industria reductora influye en el considerable salto con un aumento de 510,6 T.M. a 2.114,9 T.M. De esta clase de productos, la mejor es la elaborada en forma industrial. Su contenido proteico varía entre el 54% y el 67%. El mínimo permitido internacionalmente es de 60%.

En los últimos años el desarrollo de la industria de harina de pescado ha sido notorio, ya sea en forma exclusiva o como complemento de otra industria, con el objeto de aprovechar los desperdicios de la industrialización o con los excedentes de pesca.

Las industrias relacionadas a la pesca en el Ecuador, en general, han tenido incrementos notorios en los últimos años. El aumento de ellas en 1968-1969 fue del 11%, superior al incremento 1967-1968 que llegó al 5%.

El 50% de las empresas pesqueras están concentradas en Guayaquil, el 24% en Manta, el 15% en Santa Rosa-Salinas y el resto en poblaciones de menor importancia. Esto en el año 1969.

El procesamiento del atún en cuanto a congelación se con-

Las industrias enlatadoras se localizan en Guayaquil, Manta, Salinas, siendo su producción para consumo interno y externo.

En Manta se complementan las industrias enlatadoras con las de harina de pescado.

Las empresas dedicadas a la fabricación de filetes de pescado blanco congelado se localizan en Manta y Guayaquil, comercializando en el mercado interno en su mayor parte.

La mayor parte de las empresas dirigen su producción al mercado externo o a este combinado combinado con el mercado interno. Las empresas pesqueras que exclusivamente se dedican al mercado externo, en el año 1969, representaban el 44% del total, mientras que en 1968 eran el 22%. Este aumento se hace a base de las empresas que combinan la exportación con el mercado interno.

FLOTA PESQUERA ECUATORIANA.-

FLOTA ATUNERA.-

La flota pesquera ecuatoriana ha tenido en los últimos años un incremento notorio, se compone principalmente de barcos atuneros, camaroneros, langosteros y embarcaciones dedicadas a la pesca de pinchahua y pescado blanco. En el año de 1969, la flota atunera tiene una ligera baja en el número de unidades. Pero registra un aumento en tonelaje bruto total y en la potencia en H.P. de sus motores. La tendencia es a eliminar barcos pequeños, incorporando unidades cada vez mayores.

Por ejemplo, tenemos que de 1966 a 1969 la flota atunera aumenta apenas en un 12% en cuanto al número de unidades, pero el promedio de eslora y potencia del motor es elevado en 25% y 34% respectivamente.

Los barcos rederos que para el año 1965 apenas eran el 9% de la flota en el de 1969 representan el 16%. A esto hay que agregar el reemplazo de algunas unidades rederas con muy poca capacidad en barcos de más de 80 Ton. brutas.

Este último, encontramos que se halla protegido por un rompeolas base de un muelle comercial con unos 1.900 m. de extensión. Para la pesca industrial, cuenta Manta con un puerto pesquero desde 1967. La pesca artesanal descarga sus productos en la Playa en la desembocadura del río Manta. Los pescadores de Tarqui y Dos Esteros utilizan esta playa y los de Jaramijó, la ensenada que se abre al frente del poblado del mismo nombre.

La principal ciudad manabita cuenta con vías de comunicación de primer orden, lo que facilita el rápido comercio de sus artículos con diferentes zonas del país. Una carretera pavimentada une Manta con el interior al enlazar cerca de Quevedo (Empalme) con las carreteras que sean, por Latacunga o por Santo Domingo de Los Colorados. Pavimentada es la carretera que une Manta con Jipijapa, Nobol y Guayaquil. Igualmente es conectada con Portoviejo, Rocafuerte, Tosagua, Bahía de Caráquez con un enlace de Rocafuerte y Charapotó.

Manta era un puerto que hace 15 años tenía una pesca reducida solamente a varias especies que por oposición al atún se las denomina "pescado blanco". La importancia de este renglón ha ido disminuyendo cada vez más y actualmente su consumo en esta área se basa más bien en lo que viene junto a la pesca de los camarones y la pesca artesanal de Esmeraldas, donde laboran gran número de manabitas como pescadores.

En la actualidad, Manta es el primer puerto atunero del Ecuador. Se capturan dos clases de atunes: "Thunnus albacares" conocido en el Ecuador como "atún de aleta amarilla" y el "Euthynnus pelamis", conocido como barrilete o bonito. También se denominan "rabil" y "listado", en España a estas especies.

ficie transitable de 7 m. de ancho que da cabida a una doble vía. El extremo alejado de la costa muestra un ensanchamiento que se denomina cabezal y a la mitad de esta vía se encuentra el muelle pesquero.

La estructura del muelle es de hormigón armado con una longitud de 100 m. por 11,60 de ancho. Se puede extenderlo en un futuro, a más de 100 m.

Los sondeos del interior del puerto son:

Fondeadero sector Norte	4 m.
" " Sur	2.50 m.
En el canal de acceso	4 m.
En el muelle	4.50 m.

Sondeos considerados en media marea.

Considerando la eslora de los barcos, promediaremos entre 27 y 77 pies, lo que nos dará un acoderaje mínimo de 4 barcos y un máximo de 6. Se guarda la relación entre el número de barcos atracados con su mayor o menor eslora. Debidamente ordenados se podrían fondear en el interior del puerto pesquero unas 100 naves de este tipo.

La "Asociación de Armadores Pesqueros de Manta" tiene a su cargo la habilitación de este puerto. Debe proveer instalaciones de luz, agua y los necesarios aparatos mecánicos para la descarga del pescado.

La Compañía Anglo por propia conveniencia debe organizar un racional aprovisionamiento del combustible a través de tomas adecuadas.

En el puerto de Manta, el espacio reservado para los barcos pesqueros es absurdamente pequeño. El incremento que esta industria está teniendo es fantástico. En los dos últimos años, la injustificada desviación de la corriente de Humboldt trajo como consecuencia que desaparecieran de las costas peruanas y chilenas los enormes cardúmenes de Peladillas y Pinchaguas, principal alimento del atún lo que trajo como consecuencia la disminución de éstos en su presencia en las costas ecuatorianas. Este año, en el mes de Noviembre,

una y otra variedad de peces empezando en las costas de Chile, don
de se los persigue para la industria de las sardinas. Se está extra
yendo anchovetas a razón de 6.000 Ton. al día. La consecuencia lógi
ca será la oportuna aparición del atún este año en las costas ecuato
rianas.

Estas consideraciones nos dan la idea de que ya debemos em
pezar un estudio serio y con osadas proyecciones para la creación de

FRIGORIFICO DE PESCADO PARA LA LONJA DE MANTA.-

CAPITULO I

EL FRIGORIFICO A CALCULARSE CONTARA CON LOS MEDIOS MAS MODERNOS Y ECONOMICOS POSIBLES EN SUS INSTALACIONES, CONTANDO CON EQUIPOS DE RECEPCION PROCESADO Y DESPACHO. SE INCLUIRAN ESTUDIOS SOBRE AMPLIACIONES FUTURAS Y POSIBILIDADES DE INSTALACIONES LATERALES.

El Frigorífico a calcularse en este trabajo, consta en sus Cámaras de Conservación de un sistema de dobles Cámaras para la mejor y más económica operatibilidad, rendimiento y economía. Es así como estará formado básicamente por dos Cámaras de Conservación de pescado congelado y dos Cámaras de Conservación de pescado fresco. El resultado inmediato de este sistema es disminuir la pérdida de frío o sea el ingreso de calorías extras a las calculadas, en el interior de las Cámaras, debido a aperturas de puertas por ingreso de cargas. Al disminuir en lo máximo la entrada de calor, estamos consiguiendo disminuir el número de horas de trabajo de los equipos para la refrigeración de los pescados a almacenarse. Esto trae el consiguiente y natural ahorro de los equipos y mejor conservación del producto.

La parte principal del proceso reside en la elección de una cámara de congelamiento rápido del tipo Plate Freezer o sea frigorífico de placas para el sistema. Este equipo, trabaja por congelamiento del pescado a través de contacto directo a bajas temperaturas, con la carga. En la actualidad es el más moderno sistema usado.

Siendo el puerto de Manta el más fuerte exportador de Atún, es altamente rentable contar con un equipo de congelamiento que en pocas horas de llegado un cargamento de pescado a sus instalaciones, lo someta a congelamiento. Sabemos que el proceso casi instantáneo de enfriamiento en un pez, evita que se inicien procesos destructivos en sus tejidos. Posteriormente, esta carga es llevada a las dobles cámaras de conservación y el proceso de enfriamiento es mantenido evitando la descomposición y manteniéndolo en las mejores condiciones para su llegada a los mercados de consumo. Estos, pueden ser

locales, zonales, nacionales y aún como es en la realidad en gran porcentaje, para la exportación.

La pesca, en Manta, ha tomado dos rubros importantes: la captura del pescado blanco y la del atún. Así mismo, el mercado puede ser para consumo interno y externo. El primer rubro, el pescado blanco, se limita a comerciarse en las regiones aledañas a Manta y con mercados principales y definidos en Guayaquil y Quito. Su mercado se hace a través de pescado fresco, así llamado aún cuando haya sido mantenido en congelamiento, o sea que es consumido directamente por un mercado que no lo procesa. El segundo rubro, el pescado congelado, que es sometido a industrialización. Este a su vez puede ser cocido y enlatado o congelado y exportado para procesamiento industrial en áreas en el exterior del país. Un gran porcentaje, casi su totalidad, es de Atún que se convierte así en fuente importante de ingreso de divisas para el país.

La Lonja de Manta, para la que se proyecta este trabajo, deberá contar con una Oficina de Compra. Será el frente de contacto directo con los proveedores. Su misión no sólo radicará en la simple comercialización del producto obtenido en el mar. Debe tener la responsabilidad de empezar una gran labor de entrenamiento a los pescadores. El personal técnico de esta oficina no sólo sabdrá determinar la buena calidad del pescado comprado para la Lonja sino lo más importante, debe hacer ver al pescador que obtendrá una garantía de compra si su producto es manipulado desde que se lo extráe del medio, durante el viaje de captura y regreso a puerto, con la mejor consideración y cuidado. El principal problema en la industria pesquera actual del Litoral es el mal trato que recibe el producto del mar. Sus tejidos son continuamente rotos o por falta de una correcta refrigeración empiezan a mostrar signos de descomposición al llegar a puerto. Si los compradores de la Lonja empiezan seleccionando las clases óptima y muy buena, para precios superiores y rechazan la pesca con trato no tan perfecto, el pescador va poco a poco acostumbrándose a lograr una conservación de la mejor clase para su artículo, a fin de obtener mejor rendimiento económico en su trabajo. Precios en relación a la calidad y precios estables a pesar de la oferta y la demanda, trae -

tará entonces con mejores rendimientos a su vez, tanto en calidad como en utilidades.

Esta oficina de compra tendrá instalaciones de trabajo equipadas con balanzas de resortes, de gran capacidad, para pesar las "canastas" de pescado al comprar y plataformas con ruedas de fibra para transportarlas al interior de las dependencias. Emitirá contra entrega de pescado, Recibos o Notas de Crédito pagaderas a la vista contra la Caja de la Lonja. Este sistema es el más apreciado por los pescadores que pueden a su vez, cancelar a su personal en forma rápida, como es común, y efectuar abonos a créditos por compra de algún equipo para su barco o cualquier otro suministro.

Para el despacho en cambio, contará con una plataforma a desnivel que facilitará la estiba a camiones cuya plataforma tiene la misma altura que la plataforma de embarque. Evitará que sean sujetos a trato rudo las cajas en que salen los pescados congelados para su exportación o procesamiento externo a la Lonja. La Facturación de esta fase del negocio correrá a cargo de los oficinistas de la empresa y su Departamento de Ventas.

Hasta aquí hemos considerado a la empresa pesquera, materia de nuestro estudio, como un Centro de Consumo de los productos obtenidos por otras personas, los pescadores. Es sumamente importante que al hacer la planificación de esta empresa, se planifique en un futuro inmediato la ampliación de ella.

Esta puede ser en dos formas principalmente: Interna y Externa.

Llamaremos ampliación interna la que se hace dentro de sus mismas instalaciones y en el mismo campo específico original.

Al calcular, como lo hacemos en el segundo capítulo, la capacidad aproximada con que deberá iniciar sus operaciones la empresa, ya sumamos a ella un margen para un incremento mediano y calculado. Cuando la demanda del mercado justifica la utilización a plenitud de esta reserva de la potencialidad de los equipos e instalaciones, hemos llegado a la primera expansión interna. Esta incluso, puede prolongarse en forma horizontal con la adquisición

Pero, en un negocio como este, hay muchas proyecciones externas. La ampliación del negocio puede comenzar al adquirir naves propias para garantizar así la continua estabilidad de los costos de la materia prima. Generalmente se hace esta operación como la más inmediata ampliación al negocio de Frigorífico de pescado. La consecuente operación económica será un muelle como fondeadero de sus propias naves y en las cuales se dará servicios, suministros y asistencia a los barcos. Como el proveer agua, hielo, combustibles y aún víveres a los pescadores, es negocio, será una extensión más a la empresa. El hacerlo también a otras naves convertirá eventualmente a estas en proveedores de materia prima para el Frigorífico.

La segunda ampliación externa de la empresa, en importancia, será la instalación de una Planta de Productos Enlatados o conservas. Esta, es vital para la independencia económica de la Lonja, de los mercados de pescado en consumo. Al haber un descenso en el mercado de consumo de pescado, sea interno o externo, la Planta procesará más cantidad de pescado. Disminuye el costo de congelamiento al cesar su conservación en frío y comenzar una etapa diferente de su estado, enlatado. Por un lado, se defiende del descenso posible en los precios que se paguen al aumentar la oferta y decrecer la demanda del pescado; por otro lado, pone en giro un capital que le puede dar réditos en forma inmediata o al menos lo coloca en el mercado de crédito para operar en la banca. Simultáneamente libera a sus Cámaras de Conservación en frío, de una carga que en ese momento le puede llegar a ser onerosa si no tuviera la capacidad de diversificar su producción.

Una extensión inmediata a la Planta de enlatados de Pescado es la de Elaboración de Harina de Pescado. Su materia prima es el desperdicio de la planta enlatadora.

Para terminar el capítulo, mencionaremos otras pequeñas extensiones que se pueden aplicar en el desarrollo del proyecto presente.

Parrilla de Varamiento.-

Estará en condiciones de subir los barcos pesqueros de

la compañía y similares. Podrá prestar mantenimiento preventivo y curativo, para lo cual deberá tener un taller con equipos y personal.

Almacén de Suministros Navales.-

Facilitará equipos de pesca y propulsión a las naves. Puede conceder crédito a naves proveedoras de la Lonja. La venta de aparejos de pesca, maquinarias y repuestos es un buen rubro comercial.

Empresa de Transportes Refrigerados.-

Una flota de camiones frigoríficos puede ampliar en gran escala, el mercado de la venta de pescado fresco. Se podría acreditar la gran calidad del pescado colocado en los centros de consumo del país a cualquier distancia de Manta.

CAPITULO II

PARA DETERMINAR LA CAPACIDAD, SE HARAN ESTUDIOS DE APRECIACION DEL MERCADO LOCAL, REGIONAL Y PROYECCIONES DE COMERCIO INTERNACIONAL. CALCULO CUALITATIVO Y CUANTITATIVO DE LA DEMANDA. INDICE DE INCREMENTO. LOCALIZACION. DESCRIPCION DEL EQUIPO A USARSE. DIAGRAMA DE FLUJO. OPERABILIDAD.-

La capacidad de los equipos e instalaciones de una industria deben estar en relación directa a las áreas que serán sus mercados potenciales de consumo. Además no sólo se contará con su cifra actual como objetivo directo, sino que hay que contar por un lado, con la presencia actual de competidores que cubrirán parte de esas cifras o que serían cubiertas por eventuales competidores que se instalarían con posterioridad y por otro lado lo más importante, con la proyección que muestre la demanda de ese mercado.

En nuestro caso, sin pecar de optimismo falso, el segundo renglón es de tanta importancia que casi desaparece el primero.

Como ya se ha expuesto en la Introducción, el índice de incremento en los desembarques ha seguido una curva ascendente en los últimos diez años. Esto se debe a varias razones.

El Ecuador se halla en una zona sumamente privilegiada por la naturaleza. La corriente de Humboldt baña sus costas y se aleja de América a la altura de la Línea Equinoccial, internándose mar adentro.

Esto trae como consecuencia una riqueza ictiológica de grandes cifras para los países situados a su vera. Chile, Perú y Ecuador están llamados a ser los primeros países en el mundo en producción de productos marinos. Pero la mayor ventaja la lleva el Ecuador por una razón sencilla. El principal centro de consumo y mercadeo de estos productos, es Estados Unidos. Basta una elemental consideración de las distancias respectivas para saber que el más barato de llevar a esos mercados, será el pescado ecuatoriano. Por esta simple razón el mercado que tendremos que estudiar será principalmente el norteamericano. Es lógico que pesen factores fuertes como la gran flota y capacidad económica del Perú por ejemplo como productor, que hace descender sus costos de producción y la pone en ventaja grande contra la oferta que podamos presentar, pero, hay o-

a su vez, competir en igualdad de condiciones con las flotas de Los Angeles y de San Diego. Esto trae una relativa seguridad en los precios. Es de esta premisa que se vale el Ecuador, más su cercanía, para medrar en el mercado norteamericano con ventaja. Solamente las condiciones naturales adversas que se han presentado en los últimos dos años pudieron hacer doblegar la potencia de los pesqueros peruanos. La desviación aparentemente transitoria de la corriente de Humboldt trajo la escasez de pesca en el Litoral peruano y ecuatoriano. El factor distancia salió en ventaja para nosotros y así mientras quebraban innumerables empresas del país del sur, el Ecuador quedaba solo con descensos pequeños en sus exportaciones. Y esto, sólo en forma transitoria.

Los cuadros elaborados para la Introducción, servirán perfectamente para apreciar los mercados locales, regionales y aún las proyecciones internacionales de la demanda de nuestros productos. Los cuadros B-1, B-2, B-3, B-4, B-5, B-6, y B-7 abundarán en muestra de lo pedido por nuestro Sumario en este Segundo Capítulo.

Los cuadros B-8 y B-9 muestran el aspecto cualitativo y cuantitativo de las capturas en nuestro país y los Cuadros B-10 y B-11 nos indican la distribución del mercado; diremos en ellos, su demanda por destino, cantidades, calidades y cifras de valores.

Todo lo anteriormente expuesto, incluyendo lo planteado en la Introducción nos lleva a ratificar una vez más lo ya dicho, el mejor lugar para instalar una Planta Frigorífica será el puerto de Manta. Su localización está más definida en la Introducción. Si nos atenemos a la historia de la actual Lonja de Manta, veremos que una de las causas de su fracaso inicial fue la falta de una buena localización.

Ya en 1955 el experto de la FAO, señor Domingo Quiroga vió para Manta la necesidad de que un todo orgánico, concentrase y facilitase las operaciones de descarga, conservación y distribución del pescado obtenido en esa época, de la pesca artesanal. Luego de un profundo estudio de las facilidades locales, llegó a la conclusión que el mejor sitio para Lonja era un lugar en Manta llamado

Lonja de Manta y se vió en poco tiempo su fracaso. En la actualidad, en las proximidades del puerto de Manta, recién construído y terminado, existen zonas que están en franco desarrollo urbanístico. Determinando la proyección de este desarrollo pero sólo en su parte de suministro de comunicaciones, acceso al puerto pesquero y bajo costo del terreno, determinamos que a un kilómetro al norte del actual puerto de Manta, se halla el mejor sitio para el establecimiento de nuestro proyecto, y si bien señalamos el área en 800 metros cuadrados, lo hacemos para el proyecto actual. Debe reservarse opciones para compras futuras en los sitios aledaños, siquiera en el doble de esta cantidad, a fin de evitar una futura explotación al intentar adquirir terrenos vecinos para las ampliaciones necesarias. Naturalmente que se cuenta con playa para la realización del proyectado muelle y futura parrilla de la Lonja de nuestro proyecto.

La parte actual de nuestro proyecto contará con los siguientes equipos, en su forma integral:

La materia prima, el pescado, será introducido por la parte delantera del edificio de la Lonja, pasando por la oficina de recepción y compra. El vendedor pasará a la Caja y el artículo, en las mismas canastas metálicas de la empresa, será conducido al interior en plataformas con garruchas o ruedas de fibra. En este medio de acarreo, tomará el camino a los tanques de lavado con salmuera (Brine) y será clasificado. El pescado blanco será eviscerado a continuación y colocado en el congelador de placas, antes de ser almacenado en el sitio correspondiente a su destino. En las cámaras de conservación de pescado fresco se guardará el destinado a procesamiento o consumo local inmediato o próximo. Igualmente será almacenado parte del atún que tenga el mismo destino, en esta cámara.

El atún, un pescado que es verdaderamente maravilla de la naturaleza para beneficio de la industria no necesita ser eviscerado y con sólo ser lavado, tiene lo necesario para ser congelado y almacenado en las Cámaras de Conservación de pescado congelado. Este destino se le da por ser necesaria la temperatura que tie

de la capacidad que las habilita para guardar el producto de exportación, como es el atún. Posteriormente cuando se hagan las extensiones de la Lonja, hasta la planta de enlatado, la parte del atún almacenada en las cámaras de conservación de pescado fresco, pasarán directamente al "Horno", así se denomina una gigantesca autoclave, donde en las mismas canastas será cocido sin mayor problema. El atún cocido en esta forma sólo es abierto en canal por las "Peladoras" que retiran los "lomos" que en un número de cuatro rollos tiene en su interior, estos son los vendidos como "lomos de Atún enlatados. Al cortar estos lomos, se produce el "rallado de atún", también vendidos en latas de conserva. La cabeza, aletas y espinazo, junto a la ínfima viscera que tienen los túnidos, pasan como material de desecho a las fábricas de harina de pescado. El desperdicio es mínimo, por lo tanto, cuando se integra toda la línea en esta actividad económica.

Se ha descrito en esta última parte de este segundo capítulo la operatibilidad de toda la empresa, el Flujo de Trabajo está graficado en el cuadro B-12.

CAPITULO III

DATOS TECNICOS: DISEÑO PRIMARIO DE LA PLANTA

- a) CAMARA DE CONGELAMIENTO (PLATE FREESER ROOM)
- b) CAMARAS DE CONSERVACION PARA PESCADO CONGELADO
- c) CAMARAS DE CONSERVACION PARA PESCADO FRESCO
- d) EQUIPOS DE EMERGENCIA
- e) PLANTAS ANEXAS

TRANSPORTACION Y DESPACHO.- DISEÑO ESPECIFICO Y MECANICO DEL EQUIPO COMPLETO.- EDIFICACIONES.- ESTRUCTURAS.- TRANSPORTE DEL PRODUCTO.- CALCULO DE TAMAÑO Y CARACTERISTICAS DE LAS CAMARAS.- AISLAMIENTOS DE DIVERSAS CLASES.- VARIAS POSIBILIDADES.- CALCULOS DE EQUIPOS, COMPRESORES, TUBERIAS, TORRE DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.- COMPARACIONES TECNICAS DE DIVERSOS PUNTOS DE VISTA SOBRE EL DISEÑO EN GENERAL Y EL A PROPONERSE.

Ya se ha dado una muy buena idea sobre el diseño propuesto, por lo que entrando en materia directamente procederé a describir en forma conjunta con su cálculo, cada parte de los equipos e instalaciones para la Lonja de Manta.

Cámaras para la conservación de pescado fresco.-

En estas cámaras se mantendrá una temperatura de 32F. (o C.) que es la apropiada para la conservación del pescado hasta por 15 días sin peligro de que se dañe.

La cantidad de pescado que se va a conservar o enfriar será de 43.000 libras por día.

Volúmen de las Cámaras.-

El pescado es introducido a las cámaras colocado en cajas de madera con una cabida de 50 lbs.

$$\text{Número de Cajas: } \frac{43.000}{50} = 860$$

Las dimensiones aproximadas de las cajas son:
0,70 x 0,50 x 0,20m. que representa un volúmen de 0,70 m. cúbicos.

El volúmen neto de las cajas es de 860 x 0,70 : 60 m. cúbicos aumentando un 45% a este volúmen a fin de dejar espacio para pasillos y separación entre las cajas, resultan: 60 x 1,45 = 87 m³.

Si bien la cantidad a enfriar por día, se calcula en 50.000 lbs. la capacidad de las cámaras se provee al doble para atender a las fluctuaciones en la recepción de las mercancías, así como para tener un stock que permita hacer frente a la demanda variable del mercado.

Dimensiones de las Cámaras.-

Se supone que se utilizará una altura de 2m. y por lo tanto la superficie será de:

$$\frac{87 \text{ m}^3}{2 \text{ m}} = 43,5 \text{ m}^2.$$

Dando una anchura de 5,50 m., la longitud será:

$$\frac{43,5}{5,50} = 7,90 \text{ m.}$$

La altura de las Cámaras se fija en 3,66 m. (12) la cual permitirá la colocación de los enfriadores que van colgados del tumbado y facilita la circulación del aire frío. Además esta altura es la requerida para el equipo congelador del pescado, que más adelante se describirá de manera que la altura será la misma para las distintas cámaras y la losa del techo será uniforme.

En resumen, las dos cámaras para la conservación de pescado fresco tendrán las siguientes medidas:

7,50 m. largo; 5,50 m. de ancho y 3,66 m. alto.
esto, una vez colocado el aislamiento de sus paredes.

Cámara de congelación de pescado.-

En esta cámara se dispondrá de un congelador con capacidad para congelar 6.000 lbs. de pescado en 8 horas de trabajo.

Las medidas aproximadas del aparato son:

1,87 m. largo, 1,70 m. de ancho.

Con el fin de facilitar el movimiento del pescado al ser introducido y sacado del congelador o sea dejando paso para la manipulación, se fijan las dimensiones del cuarto, en:

4 m. de longitud y 3 m. de ancho.

La altura será de 3,66 como se ha indicado en las cámaras anteriores.

Cámaras de conservación de pescado congelado.-

El pescado una vez congelado se almacenará en dos cámaras iguales con una capacidad de 50.000 libras en cada una, lo que permitirá almacenar la producción de 8 días del congelador. (5°F . o - 15°C.)

8 días x 6.000 lbs. x 2 tandas diarias = 96.000 lbs.

El volumen necesario para el pescado es de 70 m³ en lo cual se han previsto los espacios necesarios para la manipulación.

Con un alto de 2 m. ocupado por el pescado, la superficie será de $70/2 = 35$ m. cuadrados. Así pues, las medidas se escogen en 7 m. de largo y 5 m. de ancho. La altura se fija en 3,66 m. como en las cámaras

Antecámaras.-

Con el fin de disminuir la entrada de calor por la apertura de las puertas de las cámaras, se dispondrá de una antecámara común a ellos con una anchura de 2 m. lo que permitirá el movimiento de pescado por medio de carritos, a las distintas cámaras.

Fijadas las dimensiones de cámaras y antecámaras se procede a dar la disposición de las mismas, lo cual se indica en el plano N^o 1.

En el mismo se indica la posición de las puertas y aislamiento de las paredes, cuyo espesor se calcula más adelante.

AISLAMIENTO.-

Con el fin de reducir en lo posible las pérdidas de frío de las cámaras o sea la introducción de calor exterior a través de las paredes, piso y tumbado, las superficies interiores se forrarán con un material aislante del calor.

Hay varios materiales para esta finalidad, entre ellos: el corcho aglomerado en planchas, el Fiberglass y el Styropor o Stiroplan, nombre con el que se le conoce en nuestro país.

Varios factores han de ser considerados al seleccionar la clase de material aislante a aplicar en las cámaras:

- a) el coeficiente de conductividad o sea el flujo de calor que pasa por hora a través de una plancha de superficie igual a la unidad de grueso y con una diferencia de temperatura entre las caras exteriores de un grado.

Generalmente se usa el coeficiente k, expresado en:

$$k = \frac{\text{BTU} \times 1 \text{ pulgada}}{\text{Pie cuadrado} \times \text{hora} \times ^\circ \text{F}}$$

menos usado es el coeficiente expresado en unidades métricas:

$$k = \frac{\text{kilocalorías} \times \text{metro}}{\text{Metro cuadrado} \times \text{hora} \times \text{C}} = \frac{\text{kilocalorías}}{\text{metro} \times \text{hora} \times ^\circ \text{C}}$$

Cuando más bajo es el coeficiente de conductividad, más eficiente es el aislamiento.

- b) las propiedades físicas del material o sea resistencia a la flexión y compresión; absorción de agua, envejecimiento, peso y facilidad de colocación en la obra.
c) Costo del material aislante.

En los tres materiales que se ha enumerado anteriormente, los respectivos coeficientes de conductividad son:

$$\text{Corcho conglomerado} \quad k = \frac{0,27 \text{ BTU} \times 1''}{\text{PIE}^2 \times \text{hora} \times ^\circ \text{F.}}$$

$$\text{Lana de vidrio} \quad K = 0,26 \quad \frac{\text{BTU} \times 1''}{\text{pie}^2 \times \text{hora} \times ^\circ \text{F.}}$$

$$\text{Styropor} \quad = 0,030 \quad \frac{\text{kilocalorías}}{\text{m.} \times \text{hora} \times ^\circ \text{C.}}$$

que invertidas en unidades inglesas es:

$$K = 0,030 \times 3,960 \text{ BTU} \times 39,4''$$

$$= 0,241 \frac{\text{BTU} \times 1''}{\text{pies}^2 \times \text{hora} \times \text{OF.}}$$

Como puede verse por diferencia y facilidad de colocación en la obra, descartamos el fiberglass y lana de vidrio debido a su poca consistencia, lo que obliga a protegerlo contra la acción de golpes por lo que precida de armazones de madera donde han de situarse las planchas.

El factor precio es el que ha de ser decisivo entre los siguientes restantes.

El corcho aglomerado es un producto vegetal constituido por la corteza de cierta clase de encinas, las cuales se producen en el suroeste de Europa. Su costo puesto en el Ecuador está grabado por los fletes marítimos debido a que las compañías aplican para materiales livianos, tarifas de acuerdo con el volumen ocupado por el material en las bodegas de los barcos y no por el peso del mismo.

El Styropor llega a nuestro país en forma de polvo que después es sometido a un proceso por medio de calor con el que se consiguen que el polvo se expanda formando una bolitas con múltiples cavidades de aire que le dan su propiedad aislante.

Esta expansión se produce dentro de moldes en los que las bolitas quedan adheridas entre sí, saliendo de los moldes en forma de grandes cubos que finalmente son cortados en planchas del espesor deseado.

Tiene un costo más barato que el corcho aglomerado y como sus resistencias mecánicas son apropiadas, además que de fácil aplicación se escoge este material para el aislamiento de las cámaras.

DETERMINACION DEL GRUESO DE AISLAMIENTO A APLICAR EN LA SUPERFICIE DE LAS CAMARAS.-

Algunas fórmulas empíricas han sido propuestas para determinar el grueso más económico del aislamiento.

En estas fórmulas intervienen como factores, entre otros:

El coeficiente de conductividad

Costo del material aislante

Diferencia de temperaturas exterior e interior de la cámara.

Resistencia al calor de la estructura del edificio, aparte del aislante.

Costo de absorción de calor por el equipo refrigerante.

Vida o duración supuesta del material aislante.

Como puede verse la aplicación de dichas fórmulas requieren un estado de estudio prolijo de los distintos factores, algunos de los cuales han de basarse en suposiciones más o menos aproximadas a la realidad futura.

Por ello se han fijado los gruesos de aislamiento en las distintas cámaras partiendo de valores recomendados por la práctica y de acuerdo con las temperaturas a mantener en las cámaras y temperatura exterior de 90°F.

Temperatura de la cámara	Grueso de aislamiento
= 19° F. a - 10° F	8"
- 9 a - 5	7"
- 4 a + 5	6"
+ 6 a + 120	5"
+ 21 a + 35	4"
+ 36 a + 45	3"
+ 46 y más	2"

De acuerdo a los valores de la Tabla anterior para las cámaras de conservación de pescado fresco se forrarán las paredes, piso y tumbado con cuatro pulgadas de espesor de aislamiento.

En las cámaras de conservación de pescado congelado se aplicará en sus superficies seis pulgadas de espesor.

Para la cámara en la que estará ubicado el congelador solamente se aplicará un espesor de aislamiento de dos pulgadas ya que como se describirá más adelante, el congelador lleva sus superficies debidamente aisladas de acuerdo con las temperaturas a que ha de trabajar y no requiere ser colocado en un cuarto aislado.

De todas maneras se aislarán las paredes con dos pulgadas de espesor con el fin de que el ambiente tenga una temperatura mas baja que el exterior, con lo cual el pescado no estará expuesto a cambios tan bruscos de temperatura en su manipulación, al pasar de una cámara a otra.

Iguallmente se ferrarán con dos pulgadas de aislamiento la superficie exterior de las ante-cámaras.

En el plano N^o 1 de la disposición de las cámaras se indica la disposición de los forros de aislamineto.

Puertas aisladas.-

Para el acceso a las cámaras de refrigeración se aplicarán puertas de construcción especial para este uso, las cuales están construidas de madera y provistas de un espesor de aislamiento, de acuerdo con la temperatura interior de la cámara a que van destinadas.

Un aislamiento de cuatro pulgadas de espesor es recomendado para las puertas de las cámaras de conservación y seis pulgadas en las cámaras de almacenaje del producto empaquetado.

Por este motivo las puertas que se usarán son del modelo provistas de visagras en planos inclinados sobre el cual desliza la pata de la visagra mediante una bola fija. De esta manera a medida que se abre la puerta, ésta se levanta ligeramente y se separa del piso con lo que se evita que la puerta roce en el suelo, facilitando el manejo de las mismas.

En la parte inferior estas puertas llevan unas tiras de cuero o caucho que al cerrarse la puerta ajustan contra el piso y se evita la pérdida de frío. Además en los bordes laterales y parte superior están provistos de cintillo de caucho para asegurar la hermeticidad de las puertas.²

El cierre de la puerta colocado en su exterior, llevará un botador que permite abrir la puerta desde dentro de la cámara. De esta manera se evita que cualquier persona pueda quedarse atrapada en el interior de las cámaras con el consiguiente peligro para su vida. La fijación de las puertas en los sitios correspondientes se efectúa colocando un marco de madera que se fija en las paredes al ser construída y posteriormente se procede a la colocación de las puertas atornilladas al contramarco con el marco previamente fijado.

En el dibujo N^o 2 se indican los detalles que se han reseñado de las puertas aisladas.

Transmisión de calor.-

El calor es la forma de energía que es transmitida en virtud de la existencia de una diferencia de temperatura. La diferencia de temperatura es el potencial que causa la transferencia; a esta transferencia se oponen las propiedades térmicas del material lo que se conoce como Resistencia Térmica.

Conducción térmica, la cual se acostumbra a expresar por la letra U, es el término que se aplica al mecanismo de transmisión de calor por medio del cual las moléculas de más alta energía Cinética transmiten parte de su energía a las moléculas adyacentes de más baja energía por acción directa molecular.

Puesto que la temperatura es proporcional al promedio de la energía Cinética de las moléculas, la transferencia de calor se producirá en la dirección de las temperaturas decrecientes. El movimiento de las moléculas es casual, no hay un flujo neto de material asociado con el mecanismo de conducción.

En los cuerpos sólidos el mecanismo significativo de transmisión de calor es siempre conducción térmica.

La transferencia de calor por unidad de superficie está expresada por la ecuación.

$$\frac{Q}{A} = -k \frac{dt}{dL}$$

En la que

Q: calor transmitido

A: área considerada

k: conductividad térmica

dt: diferencia de temperatura

dL: camino recorrido por el flujo

El signo menos es introducido para indicar una positiva transferencia de calor en dirección a una temperatura decreciente.

El coeficiente de conductividad K es expresado normalmente en las siguientes unidades:

$$\frac{\text{BTU} \times \text{pulgadas}}{\text{hora} \times \text{pie}^2 \times \text{grado Farenheit}}$$

Se usa también el coeficiente llamada conductancia térmica que es el calor transmitido por un cuerpo de grosor y forma dadas y que se expresa en:

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hora} \times \text{pie}^2 \times \text{grado Farenheit}}$$

La ecuación anterior se refiere a la transferencia del calor a través de un sólido homogéneo. Cuando la transferencia es de un sólido a un fluido, la transmisión se efectúa por convección térmica y en este caso intervienen el coeficiente de transmisión superficial. La ecuación de convección térmica es:

$$\frac{Q}{A} = h_s (T_s - T_f) \quad \text{en la que}$$

Q: calor transmitido

A: área considerada

h_s : conductividad térmica de superficie

T_s : Temperatura de la superficie

T_f : Temperatura del fluido.

Cuando las paredes son compuestas por capas de materiales de distintas propiedades térmicas y existe una diferencia de temperatura entre las superficies exteriores de la primera y última capa, el flujo transversal del calor es continuo e igual para cada capa o sea similar al paso de una corriente eléctrica en un circuito con varias resistencias en series.

El flujo de calor está afectado en estos casos por la suma de las resistencias térmicas de las diferentes capas, más las resistencias térmicas de las dos superficies extremas.

El gradiente de temperatura se distribuye, en las distintas capas de manera que las diferencias de temperaturas en cada una de ellas mantengan el valor constante del flujo común de calor.

Gráficamente se puede representar como se indica en la figura N° 1.

La resistencia total será la suma de las resistencias parciales.

$$R = r_1 + r_2 + r_3 + R_4 + \dots$$

O expresándolo en función de las conductividades respectivas

$$R = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_4} + \dots$$

La conductividad que por definición es igual a la inversa de la resistividad térmica, será expresada por la fórmula:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{k_4} + \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}}$$

La cual es la que se aplicará en los cálculos siguientes de la transmisión térmica a través de las paredes de las cámaras.

Cálculo de la refrigeración necesaria para las cámaras de conservación de pescado fresco a la temperatura de 32°F (0°C)

Las diversas cargas térmicas que se han de considerar para obtener la capacidad de refrigeración de las cámaras son las siguientes:

- a) Transmisión de calor a través de la superficie de la cámara.
- b) Calor producido por la iluminación artificial.
- c) Calor desprendido por las personas durante la manipulación de la mercancía.
- d) Calor introducido por los productos a conservar.
- e) Calor debido a la infiltración de aire caliente por la abertura de las puertas.
- f) Calor desarrollado por los motores del evaporador enfriador.

Calor por transmisión a través de las puertas aisladas.-

Como se ha expuesto anteriormente, depende de la conductividad total de los materiales que componen las paredes y de la diferencia

de temperaturas entre las caras exterior e interior de las paredes.

Area de paredes que dan al exterior:

$$(7,90 \text{ m.} + 5,50 \text{ m.}) \times 3,66 \text{ m. alto} = 49 \text{ metros cuadrados}$$

$$\text{o sean } 49 \times 10,76 = \underline{528 \text{ pies cuadrados}}$$

Coeficiente de transmisión:

Estas paredes exteriores están formadas por bloques de concreto huecos de ocho pulgadas de espesor, cuya conductancia es 0,90. Una capa de brea de 1/8 de pulgadas, de espesor, cuya conductividad, es 5 un forro de aislante Styropor de 2 pulgadas de espesor, cuya conductividad es de 0,241 como se ha visto anteriormente; otra capa de brea de 1/8", forro de Styropor de 2" y encluido final de cemento de 1" de grueso armado con tela metálica (malla) y de conductividad $K = 5$.

El coeficiente de superficie exterior $f_o = 4$ y el coeficiente de superficie exterior $f_i = 4$.

$$\begin{aligned} \text{Resistencia: } R &= \frac{1}{4} + \frac{1''}{0,90} + \frac{1/8''}{5} + \frac{1''}{0,241} + \frac{1}{5} + \frac{1}{4} = \\ &= 0,25 + 1,11 + 0,025 + 8,30 + 0,025 + 8,30 + 0,2 \\ &+ 0,25 = \\ &= 18,46 \\ U &= 1/R = 1/18,46 = 0,054. \end{aligned}$$

La temperatura exterior, después de consultar el anuario meteorológico del Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología, se fija en 30°C. que corresponden a 86°F

Con estos datos se calcula el calor a través de las paredes exteriores por medio de la fórmula: $Q = U \times A \times (t_o - t_i)$

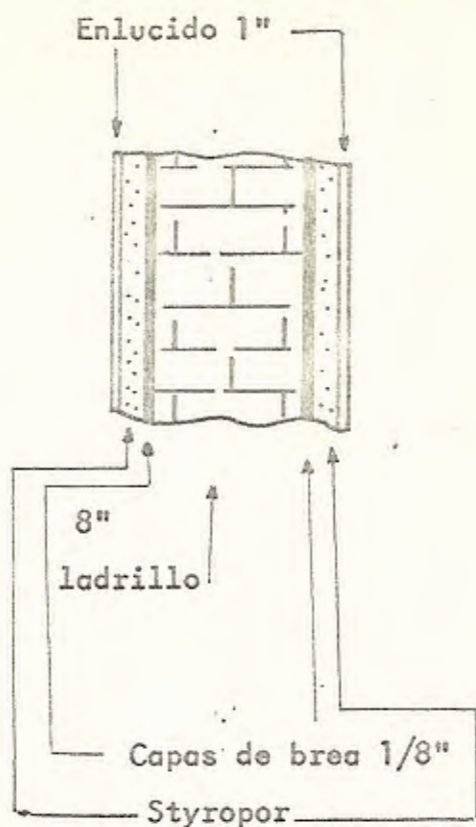
$$Q_1 = 0,054 \times 528 (86^\circ - 32^\circ) = \underline{1.540 \text{ BTU/hora}}$$

Paredes interiores lindantes con la cámara de producto congelado, que esté a una temperatura de 5°F.

19,80 metros cuadrados o 20 metros cuadrados

$$20 \times 10,76 = 215,2 \text{ o } 216 \text{ pies cuadrados.}$$

Dicha pared está construida según el exquicio que se muestra a continuación en la siguiente página:



$$\text{Resistencia } R = \frac{1}{4} + \frac{1}{5} + \frac{2''}{0,241} + \frac{1/8''}{5} + \frac{1}{0,90} + \frac{1/8}{5} + \frac{2''}{0,241}$$

$$+ \frac{1}{5} + \frac{1}{1.46}$$

$$= 0,25 + 0,20 + 8,30 + 0,025 + 1,11 + 0,025 + 8,30 + 0,20 + 0,68 =$$

$$= 19,09$$

$$U = 1/R = 1/19,09 = 0,0525$$

$Q_2 = 0,0525 \times 212 \times (5^\circ - 32^\circ) = \underline{-306 \text{ BTU/hora}}$ Carga térmica, que sale o resulta con signo negativo por el hecho de que la pared está lindante con una cámara de más baja temperatura y no habrá por lo tanto, ganancia de calor, sino pérdida.

Pared lindante con la Antecámara:

$$7,90 \text{ m.} \times 3,66 = 20,89 \text{ metros cuadrados}$$

$$20,89 \times 10,76 = 312 \text{ pies cuadrados}$$

el coeficiente de transmisión igual al anterior $U = 0,0525$

La temperatura de la Cámara Antecámara se supone a 65°F .

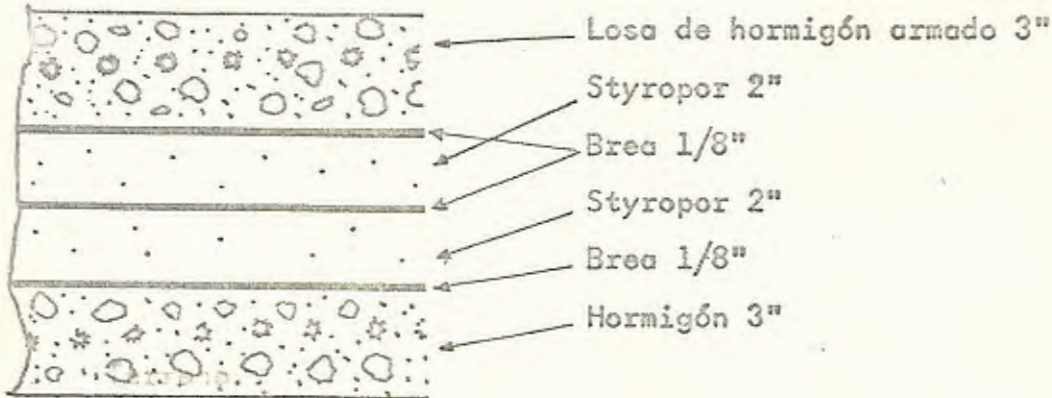
$$Q_3 = 0,0525 \times 312 \times (65^\circ - 32^\circ) = \underline{541 \text{ BTU/hora}}$$

Piso:

$$\text{Area} : 7,90 \times 5,50 = 43,50$$

$$43,50 \times 10,76 = \underline{468 \text{ pies cuadrados}}$$

La construcción será según le indica:



$$R = \frac{1''}{4} + \frac{3''}{5} + \frac{1/8''}{5} + \frac{2''}{0,241} + \frac{1/8''}{5} + \frac{2''}{0,241} + \frac{1/8''}{5} + \frac{3''}{5} =$$

$$= 0,25 + 0,60 + 0,025 + 8,30 + 0,025 + 8,30 + 0,025 + 0,60 = 18,12$$

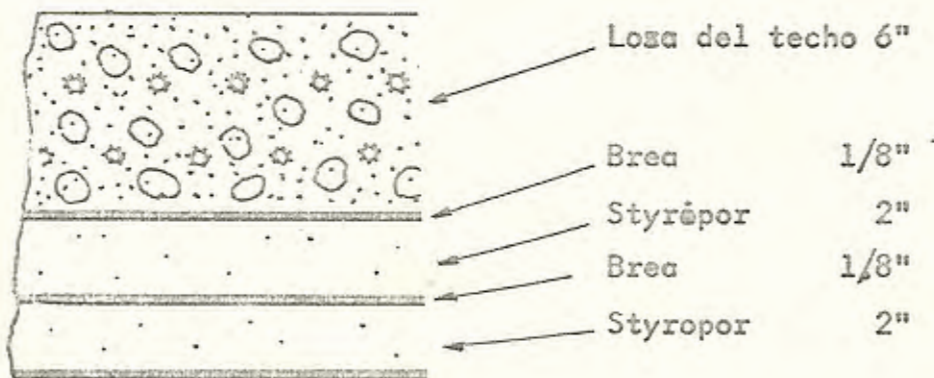
$$U = 1/R = 1/18,12 = \underline{0,055}$$

La temperatura del terreno se estima en 72° F según Anuario Meteorológico del Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología para áreas bajo sombras .

$$Q_4 = 0,055 \times 468 \times (72^{\circ} - 32^{\circ}) = \underline{1.030 \text{ BTU/hora}}$$

Transmisión de calor a través del tumbado

Area igual a la del piso 468 pies cuadrados



$$R = \frac{1''}{1,63} + \frac{6''}{5} + \frac{1/8''}{5} + \frac{2''}{0,241} + \frac{1/8''}{5} + \frac{2''}{0,241} + \frac{1''}{4} =$$

$$0,61 + 1,20 + 0,025 + 8,30 + 0,025 + 8,30 + 0,25 = 18,66$$

$$U = 1/R = 1/18,66 = 0,0536$$

$$Q_5 = 0,0536 \times 468 \times (80^\circ - 32^\circ) = \underline{1.205 \text{ BTU/hora}}$$

Carga térmica producida por la iluminación de la Cámara :

$$Q_6 = 4 \text{ lámparas} \times 100 \text{ vatios} \times 3,41 = \underline{1.360 \text{ BTU/hora}}$$

El coeficiente 3,41 es el equivalente calórico de la energía eléctrica.

Calor desprendido por los empleados que manipulan la mercancía:

Se compone de dos factores : calor sensible y calor latente, los que dependen de las temperaturas ambiente a que se trabaje y grado de actividad desarrollada en el trabajo

Para el caso que se está considerando, estos valores son :

690 y 110 p sea 800 BTU/hora por persona

$$Q_7 = 4 \text{ empleados} \times 800 = \underline{3.200 \text{ BTU/hora}}$$

Calor debido a la infiltración de aire caliente por la apertura de las puertas, mientras entran o salen las mercancía:

Esta carga térmica se calcula por la cantidad de aire infiltrado y por la diferencia de entalpías del aire exterior, en este caso en el de la antecámara y la del aire interior de la cámara.

Los pies cúbicos de aire infiltrado se calculan de acuerdo con el volumen de la cámara y la frecuencia con que se abra la puerta.

En nuestro caso le corresponde una infiltración dada por las tablas, de 6,5 cambios del equivalente al volumen de la cámara en 24 horas.

Volumen de la cámara : $7,90 \times 5,50 \times 3,66 = 159$ metro cúbico .

$159 \times 35,31$ pies cúbicos/metro cúbico = 5.620 pies cúbico en 24 horas

$$\frac{5.620 \times 6,5}{24} = 1.520 \text{ pies cúbicos/ hora}$$

El volumen específico es aproximadamente 13 pies cúbico/lb.

Peso del aire : $\frac{1.520}{13} = 117$ libras/h

Entalpía del aire a 65° F y 90% humedad relativa 28,6 BTU/lb.

" " " 32° F " 90% " " 11,2 "

Diferencias de Entalpías : $28,6 - 11,2 = 17,4$ "

$$Q_8 = 117 \times 17,4 = \underline{2.040 \text{ BTU/hora}}$$

Carga térmica de los motores (dos) eléctricos de 1/4 HP que accionan el ventilador del serpentín enfriador.-

$$Q_9 = 2 \times 1.000 = \underline{2.000 \text{ BTU/hora}}$$

Siendo 1.000 BTU/hora la carga por cada motor eléctrico, según catálogo de ASHRAE.

Sumando estas cargas térmicas parciales, se obtienen el calor debido a los distintos señalados a una cámara.

$$Q_1 : 1.540 \text{ BTU/hora}$$

$$Q_3 : 541 \text{ "}$$

$$Q_4 : 1.030 \text{ "}$$

$$Q_5 : 1.205 \text{ "}$$

$$Q_6 : 1.360 \text{ "}$$

$$Q_7 : 3.200 \text{ "}$$

$$Q_8 : 2.040 \text{ "}$$

$$Q_9 : \underline{2.000 \text{ "}}$$

$$12.916 \text{ BTU/hora.}$$

A este valor se le ha de descontar la carga térmica Q_2 que resultó con signo negativo.

$$12,916 - 306 = 12.610 \text{ BTU/hora}$$

y como hay dos cámaras idénticas : $12.610 \times 2 = \underline{25.220 \text{ BTU/hora}}$

Enfriamiento de pescado .-

1.800 libras por hora

Calor específico : $0.76 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}}$

Temperatura a la entrada : 56° F.

Para el cálculo de esta carga térmica, del pescado, se aplica la fórmula : $Q = W \times C_1 \times c_1 (t_1 - t_2)$ y así tendremos :

$$Q_{10} = 1.800 \times 0,76 (56^{\circ} - 32^{\circ}) = \underline{32.900 \text{ BTU/hora}}$$

Enfriamiento de las cajas de madera:

Número de cajas : $1.800/50 = 36$ cajas peso : 18 libras

Calor específico : $0,45 \text{ BTU/lb } ^\circ \text{ F}$

$$Q_{11} = 36 \times 18 \times 0,45 (56^\circ - 32^\circ) = 7.000 \text{ BTU/hora}$$

Carga termica total:

$$Q_t = 25.220 + 32.900 + 7.000 = 65.120 \text{ BTU/hora.}$$

Para calcular la capacidad del compresor fijaremos las horas de trabajo por día del mismo, en 18, y por lo tanto la capacidad de refrigeración que debe de tener será:

$$\frac{65.120 \times 24 \text{ horas}}{18} = 87.000 \text{ BTU/hora}$$

que expresadas en Toneladas de refrigeración serán :

$$87.000/12.000 = \underline{7,25 \text{ T.R.}}$$

Calculo de la Refrigeración requerida para las cámaras de almacenamiento de pescado congelado.-

Una vez que han sido fijadas las dimensiones de las cámaras, el aislamiento que se pondra en las paredes, piso y tumbado, así como la temperatura que se ha de mantener en su interior y la cantidad de mercancía a introducir, se proceden al calculo de las distintas cargas termicas que influyen en la mismas.

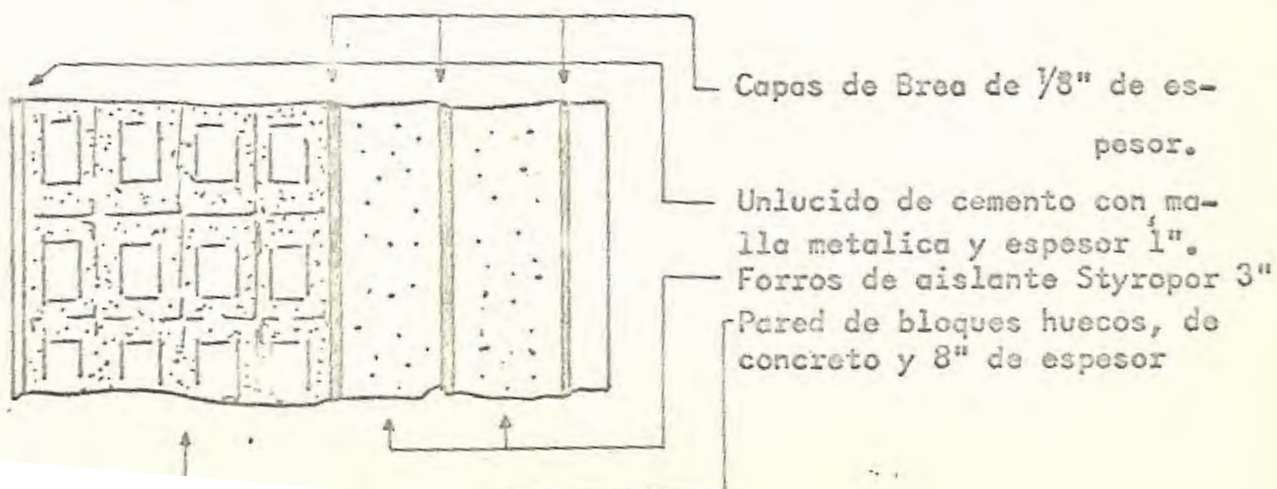
Carga termica producida por transmisión de las paredes.-

Area de las paredes exteriores de la Cámara:

$$(7\text{m} + 5\text{m}) 3,66\text{m} = 44 \text{ metros cuadrados.}$$

$$44 \times 10,76 = 474 \text{ pies cuadrados.}$$

La disposición del aislamiento en las paredes es la siguiente:



$$R = \frac{1''}{4} + \frac{1''}{0,90} + \frac{1/8''}{5} + \frac{3''}{0,241} + \frac{1/8''}{5} + \frac{3''}{0,241} + \frac{1''}{5} + \frac{1''}{4} =$$

$$= 0,25 + 1,11 + 0,025 + 12,45 + 0,025 + 12,45 + 0,20 + 0,25 = 26,76$$

$$U = 1/R = 1/26,76 = 0,0374$$

$$Q_1 = 474 \times 0,0374 (86^\circ - 5^\circ) = \underline{1.440 \text{ BYU/hora}}$$

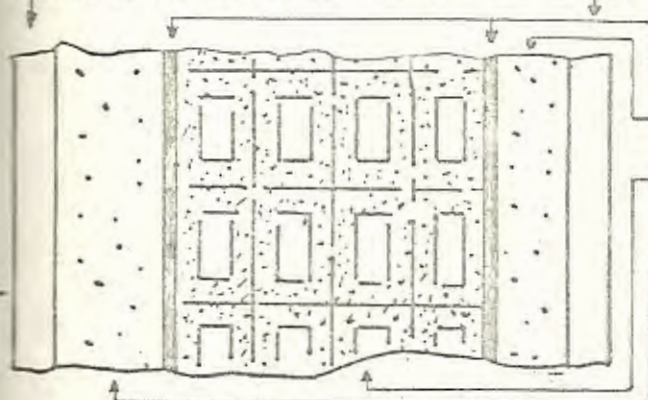
Area de la pared lindante con la antecámara y cámara de congelación:

$$7\text{m} \times 3,66 = 25,60 \text{ metros cuadrados.}$$

$$25,60 \times 10,76 = 276 \text{ pies cuadrados.}$$

La disposición del aislamiento es como sigue:

Enlucido de cemento de 1" con malla metálica



Capas de brea de $1/8''$ de grueso

Styropor de 2" de grueso.

Bloques huecos de concreto 8" espesor.

Styropor 3" de grueso.

$$R = \frac{1''}{4} + \frac{1''}{5} + \frac{3''}{0,241} + \frac{1/8''}{5} + \frac{1''}{0,90} + \frac{1/8''}{5} + \frac{2''}{0,241} + \frac{1''}{5} + \frac{1''}{1,46} =$$

$$= 0,25 + 0,20 + 12,45 + 0,025 + 1,11 + 0,025 + 8,30 + 0,2 + 0,68 =$$

$$= 23,24$$

$$U = 1/R = 1/23,24 = 0,043$$

Transmisión de calor a través de la pared.-

$$Q_2 = 276 \times 0,043 (65^\circ - 5^\circ) = \underline{712 \text{ BTU/hora.}}$$

Transmisión de calor de la pared lindante con la cámara de conservación de pescado fresco .-

$$Q_3 = 332 \text{ BTU/hora o sea igual al calculado anteriormente, pero con signo positivo} = \underline{332 \text{ BTU/hora.}}$$

Transmisión por el piso.-

$$\text{Area del piso : } 7\text{m} \times 5\text{m} = 35 \text{ metros cuadrados.}$$

$$35 \text{ m}^2 \times 10,76 = 380 \text{ pies cuadrados.}$$

El coeficiente es igual al calculado para el piso de las cámaras anteriores o sea : $U = 0,055 \text{ BTU/hora} \times ^\circ\text{F} \times \text{pie cuadrado}$

$$Q_4 = 380 \times 0,055 (72^\circ - 5^\circ) = \underline{1.400 \text{ BTU/hora}}$$

Carga téctica a través del tumbado.-

Area de tumbado igual a la del piso o sea 380 pies cuadrados.

Coeficiente de transmisión:

$$R = \frac{1''}{1,63} + \frac{6''}{5} + \frac{1,8''}{5} + \frac{3''}{0,241} + \frac{1,8''}{5} + \frac{3''}{0,241} + \frac{1''}{4} =$$

$$= 0,61 + 1,20 + 0,025 + 12,25 + 0,025 + 12,25 + 0,25 = 26,61.$$

$$U = 1/26,61 = 0,0376 \text{ BTU/hora} \times ^\circ\text{F} \times \text{pie cuadrado.}$$

$$Q_5 = 380 \times 0,0376 (70^\circ - 5^\circ) = \underline{1.070 \text{ BTU/hora}}$$

Carga térmica de los focos eléctricos.-

$$Q_6 = 4 \times 100 \text{ vatios} \times 3,41 = \underline{1.360 \text{ BTU/hora}}$$

Calor debido a los empleados .-

$$Q_7 = 2 (690 + 110) = \underline{1.600 \text{ BTU/hora}}$$

Calor debido a la infáltración de aire através de la puerta .-

Volumen de la cámara : $7\text{m} \times 5\text{m} \times 3,6\text{m} = 126 \text{ m. cúbicos.}$

$$126 \times 35,31 = 4.450 \text{ pies cúbicos}$$

Infiltración de aire : 7,7 cambios del equivalente al volumen de la cámara cada 24 horas. De acuerdo con la tabla, de ASHRAE, se recomienda duplicar la infiltración, cuando el trabajo en la cámara es denso, como en nuestro caso:

$$\frac{4.450 \times 7,7 \times 2}{24} = \underline{2.850 \text{ pies cúbico}}$$

Entalpía del aire de la cámara : 65°F y 90% RH = 28,6 BTU/lb.

" " " " " " 5°F y 90% " = 2,2 "

Diferencia de Entalpía : $28,6 - 2,2 = 26,4 \text{ BTU/lb.}$

Peso del aire infiltrado : $\frac{2.850}{13} = 220 \text{ lb.}$

$$Q_8 = 220 \times 26,4 = \underline{5.800 \text{ BTU/hora}}$$

Calor producido por el motor eléctrico que acciona el ventilador del serpentín evaporador .-

Se supone que tenga una potencia de 1 HP. Esta potencia, asumida, será comprobada posteriormente al calcular el serpentín evaporador afin de hacer las rectificaciones a que hubiere lugar. El calor desarrollado por el motor es :

$$Q_9 = 3.220 \text{ BTU/hora.}$$

A continuación sumaremos las cargas térmicas por los distintos conceptos anteriores:

Q_1	:	1.440	BTU/hora
Q_2	:	702	"
Q_3	:	332	"
Q_4	:	1.400	"
Q_5	:	1.070	"
Q_6	:	1.360	"
Q_7	:	1.600	"
Q_8	:	5.800	"
Q_9	:	<u>3.220</u>	"
		16.934	BTU/hora.

Se dispondrán dos cámaras iguales : $16.934 \times 2 = 33.868 \text{ BTU/hora.}$

Enfriamiento del pescado .-

Aún cuando el pescado que va a ser almacenado en estas cámaras está congelado, puesto que viene del congelador, durante la manipulación de transporte y envasado en cajas de cartón, adquirirá calor.

Para tener en cuenta esto, se supone que una vez colocado en la cámara habrá que enfriarlo en parte.

En este caso, el calor específico del pescado congelado es : $0,41 \text{ BTU/libra.}$

Producción del congelador : 750 libras por hora

$$Q_{10} = 750 \times 0,41 \times 20^\circ = 6.150 \text{ BTU/hora.}$$

El pescado será vasado en cajas de cartón cuyo peso se calcula en 20 libras se habrán de ser enfriadas en la cámara.
Calor específico = 35.

$$Q_{11} = 20 \cdot 0,35 (65^{\circ} - 5^{\circ}) = \underline{420 \text{ J/hora}}$$

Total de refrigeración requerida.-

$$30 + 6,1 = 40,438 \text{ BTU/hora.}$$

añadiendo un margen de seguridad, tenemos:

$$T = 40,438 + 3,044 = 44,482 \text{ BTU/hora.}$$

La capacidad del equipo de refrigeración se calculará a base de trabajar 18 horas diarias, lo que permite tener un margen para la limpieza y revisión de los equipos, además de que es buena práctica el dejar "descansar" las máquinas.

Capacidad del equipo.-

$$\frac{44,482 \times 24}{18 \text{ horas}} = 59,310 \text{ BTU/hora}$$

o sea, prácticamente $\frac{59,310}{12,000} = 5$ toneladas de Refrigeración

SELECCION DEL GAS REFRIGERANTE.-

Se va a exponer el criterio que ha prevalecido en la selección del gas refrigerante a ser usado en este proyecto.

Son muchos los gases refrigerantes que se han usado en mayor o menor escala para trabajos de refrigeración y acondicionamiento de aire, entre estos podemos citar los siguientes:

- Amoniaco Anhidro
- Anhidrido Sulfuroso
- Anhidrido Carbonico
- Cloruro de Metilo
- Gas Butano
- Freón 11
- Freón 12
- Freón 22
- Freón 114

Varios de ellos han quedado en desuso en el curso de los años y lo que prevalece principalmente, en refrigeración, son el Amoniaco, el Freón 12 y el Freón 22.

El Amoniaco que se utiliza bastante en instalaciones de gran capacidad, es un gas que se aplica poco en instalaciones de mediana y pequeña capacidad, es debido principalmente a que ataca al Cobre y sus aleaciones. Por este motivo las tuberías de conexión entre los diferentes elementos que constituyen las instalaciones de refrigeración, han de ser de hierro o acero y los accesorios y valvulas de construcción especial, tanto si son roscado a para ser soldados.

Así mismo, los condensadores, evaporadores que básicamente estan constituidos por serpentines, estos han de ser contruidos por tuberías de hierro o acero, cuya construcción es mas cara que si se emplea el tubo de Cobre, el cual permite la fácil aplicación de aletas exteriores para aumentar la superficie de transmisión del calor y por lo tanto reducir la cantidad de tubo a usar.

El amoniaco tiene un olor penetrante que produce sofocación, es tóxico y respirar una mezcla de aire con gran cantidad de amoniaco puede producir la muerte. Por ello se usa en instalaciones que son vigiladas permanentemente con el fin de detener en forma rapida cualquier fuga de gas amoniaco.

El gas Freón 12 o R-12 como se lo conoce comercialmente en la actualidad, tiene un punto de ebullición de $-21,8^{\circ}\text{F}$ a la presión atmosférica. No ataca a las tuberías de cobre por donde ha de circular. Es considerado como no toxico, no irritante y no inflamable, dentro de los usos prácticos. Es apropiado para instalaciones de funcionamiento automáticos.

Por estas cualidades es muy usado en instalaciones de mediana y pequeña capacidad.

El gas Freón 22 tiene un punto de ebullición de $-41,4^{\circ}\text{F}$ a la presión atmosférica. Posee las mismas cualidades que el anterior en lo que se refiere a toxicidad y a no atacar al cobre.

Del análisis de las propiedades de los tres gases refri -

gerante descritos, se ha llegado a la conclusión de seleccionar el Freón 12 para las cámaras de 32°F y 5°F de temperatura y el Freón 22 para la cámara de congelación a más baja temperatura. Ver tablas #1 y #2.

DETERMINACION DE LOS VALORES DE REFRIGERACION.-

Varias consideraciones de carácter técnico y de operación de las planta se han tomado en cuenta al hacer la selección de tres compresores en vez de dos o uno.

En primer lugar tenemos tres tipos distintos de cámaras en lo que a temperatura interior se refiere, Ello presentan diferentes temperaturas de evaporación del gas refrigerante en los respectivos evaporadores y por lo tanto, distintas presiones de succión en los compresores.

Si se aplicara un solo compresor con capacidad suficiente para todas las cámaras, este habría de operar a un régimen de trabajo correspondiente a la succión más baja.

En estas condiciones, el compresor trabajaría con bajo rendimiento. Ya hemos visto en la tabla # 3 que el rendimiento decrece a medida que la relación de compresión aumenta, o sea mayor consumo de energía eléctrica por tonelada de refrigeración producida.

Con el uso de un solo compresor habrían de instalarse dispositivos o sea válvulas de presión adecuadas para mantener en los evaporadores que han de trabajar a temperaturas de evaporación más alta, las correspondientes presiones. Ello además de encarecer las instalaciones, puede dar lugar a deficiencias al descontrolarse alguna de estas válvulas.

Por otro lado, un solo compresor, obliga a tenerlo en funcionamiento aunque solamente sea una cámara a la que sea necesario extraerle calor.

Finalmente un solo compresor representan el paro total de la Planta en caso de falla del mismo.

Con dos compresores, aunque relucidos en parte, subsisten los inconvenientes enumerados más arriba.

Con tres compresores cada uno de los cuales atiende a cámara de la misma temperatura, se forma tres instalaciones independientes entre sí, lo que da más elasticidad en el trabajo del equipo, pudiendo atender al proceso de la mercancía de acuerdo con la variable recepción de pescado y también a la cambiante demanda del mercado.

Para ello se hace trabajar al compresor o sea la instalación que sea requerida, de acuerdo con dichas variaciones.

Finalmente, un fallo en un compresor o en algún otro elemento solo representa el paro de una parte de la Planta quedando incluso la posibilidad de trasladar mercancía de la cámara averiada a otras, mientras se restablece el funcionamiento.

Por las razones expuestas se ha tomado decisión de instalar tres compresores, atendiendo cada uno a una instalación independiente.

CALCULO DE LOS COMPRESORES.-

Conocida la capacidad de refrigeración necesario por hora, la clase de refrigerante a usarse, las temperaturas o presiones del gas en la succión y la descarga del compresor, se puede calcular la capacidad de estos o sea el volumen desplazado del gas por la acción de los pistones en los cilindros del compresor. Figura # 2.

La operación de un compresor consiste esencialmente en succionar el gas procedente del evaporador y comprimirlo a una presión tal que al pasar al condensador, el gas puede ser enfriado, removiéndole el calor de vaporización a fin de licuarlo y dejarlo habilitado para pasar al evaporador, a través de una válvula restrictora llamada de expansión, donde se vaporiza de nuevo absorbiendo calor del ambiente que lo rodea, o sea produciendo un enfriamiento de los productos que están almacenados en la cámara donde está ubicado el evaporador.

El sistema de refrigeración mecánica se indica en el diagrama de la figura # 3.

Siguiendo el circuito, vemos que el refrigerante vaporizado

sale del evaporador, pasa por la tubería de succión, sin variación de calor y penetra al compresor por el lado de succión.

Durante el paso através del compresor, la energía mecánica desarrollada por el motor, que mueve el compresor va enteramente en forma de calor a aumentar la entalpía del gas refrigerante al mismo tiempo que aumenta su presión por la acción compresora de los pistones.

De la descarga del compresor con el refrigerante en forma de gas recalentado y a alta presión fluye al condensador donde es enfriado por medio de agua u otro fluido, cediendo el calor de recalentamiento y latente, con lo que se produce la condensación del gas refrigerante y pasa al estado líquido, manteniendo su alta presión.

Del condensador, el refrigerante líquido fluye hacia la válvula de expansión donde experimenta una reducción de presión a entalpía constante y penetra al evaporador donde se vaporiza para lo cual absorbe calor del ambiente, produciendo un enfriamiento de los productos que hay alrededor. El gas a su salida del evaporador sigue el circuito y entra de nuevo al compresor y así se repite el ciclo. Este ciclo está indicado en el diagrama presión-entalpía que se indica en la figura # 3.

Establecida la base de operación del compresor se va a proceder al cálculo de su capacidad, para ello se consideran al requerido para las cámaras de conservación de pescado en las que se han de mantener la temperatura de $+5^{\circ}\text{F}$ (-15°C).

Temperatura de Succión.-

Para que el gas refrigerante pueda absorber calor del ambiente que lo rodea, ha de vaporizarse dentro del serpentín evaporador, a una temperatura inferior a la que se desea mantener, o sea que ha de existir un diferencial entre el gas y el ambiente.

Esta diferencia de temperaturas es fijada en los catálogos como resultado de las experiencias realizadas por los fabricantes de estos aparatos y está comprendida entre 10°F u 20°F

El diferencial que se fija en este caso es de 15°F , así pues la temperatura de succión en el compresor será:

$$T_s = + 5^{\circ} - 15^{\circ} = -10^{\circ}\text{F}$$

El gas escogido, por las razones expuestas anteriormente es el Freón 12 y de la tabla # 1 de sus propiedades físicas, vemos que el calor total contenido en BTU por vapor a la temperatura de -10°F es :

$$77,05 \text{ BTU/lb. (columna 8).}$$

En la misma tabla encontramos que el calor contenido por el refrigerante en estado líquido a la temperatura de 90°F o sea, a la temperatura a la salida del condensador, el cual está enfriado por agua a 80°F , es de :

$$28,70 \text{ BTU/lb. (columna 6)}$$

Comparando estos dos valores se ve que el refrigerante entra al evaporador y salen del mismo con mayor calor contenido y su diferencia es el calor absorbido por libra de gas, que es lo que se denomina Efecto Refrigerante del Fluido.

Supuesto que el calor que se ha de extraer por hora del producto y demás fuentes de calor es a razón de 6,40 toneladas de refrigeración, para amoldarnos a un compresor existente en el mercado, tendermos :

$$6,40 \times 12.000 \text{ BTU/hora.} = 77.000 \text{ BTU/hora} \text{ o } \frac{77.000}{60} = \\ = 1.283 \text{ BTU/minuto.}$$

La cantidad de refrigerante que debiera circular por el sistema será

$$\frac{1.283 \text{ BTU/minuto}}{48,35 \text{ BTU/lb.}} = 26,55 \text{ lb/minuto.}$$

Como la densidad del gas a la temperatura de succión de -10°F es de :

$$D = 0,4293 \text{ lb/pie cúbico (columna 5 de la tabla).}$$

el volumen de gas a comprimir por minuto , será:

$$\frac{26,55 \text{ lb/mnto.}}{0,4993 \text{ lb/pie}^3 \text{ cúbico}} = 53,174 \text{ pies cúbico/minuto.}$$

Por tanto este es el volumen que habría de tener teóricamente el compresor o sea, si éste tuviese una eficiencia de 100%, pero en la practica esto no sucede .

En todo compresor se deja una pequeña separación entre la cara superior del pistón, corona, cuando esta al final de su carrera y la superficie interior del cilindro donde están situadas las válvulas de succión y descarga. Esta separación es lo que se llama espacio muerto.

Este espacio debe dejarse para evitar que un pequeño desgaste de las chumaceras o dilataciones de las partes en movimiento daría lugar a que el pistón chocara contra la parte superior del cilindro con desastrosos resultados para la máquina.

Se comprende que en dicho espacio muerto queda atrapa una pequeña parte de gas comprimido a la presión de alta que no llega a pasar a través de la válvula de descarga.

Al retroceder el pistón, este gas se expande en el cilindro disminuyendo su presión y hasta que el valor de esta, es ligeramente inferior a la presión existente en el lado de succión del compresor y no puede penetrar gas dentro del cilindro a través de la válvula de admisión o succión.

Considerando que el gas admitido en el cilindro, no es igual a la capacidad de éste, se habrá de preveer un mayor volumen con el fin de que el gas entre en el cilindro lo sea en la cantidad necesaria.

El cociente entre el volumen teórico del cilindro y el que realmente debe ser previsto para que circule el gas necesario, es lo que se denomina Rendimiento Volumetrico del compresor.

El rendimiento volumetrico no es una cantidad constante para un compresor determinado sino que varía con la Relación de Compresión o sea el cociente entre las presiones absolutas de descarga y succión.

Ello es debido a que es gas atrapado en el espacio muerto se expandirá más cuanto mayor sea la presión de descarga y menor sea la presión de succión .

En la tabla # 3 se indican los valores aproximados del rendimiento volumétrico para distintas relaciones de compresión . En dicha tabla, se señalan también los valores de potencia absorbida por tonelada de refrigeración , HP/tonelada.

En el caso que se está calculando, las presiones absolutas de descarga y succión, son respectivamente 114,3 y 19,20 lb/pulgada cuadrada (vease tabla # 1, columna # 2).

$$\text{Relación de compresión : } \frac{114,3}{19,20} = 5,95$$

para este valor le corresponde un Rendimiento Volumétrico de 65,57%

El volumen total de desplazamiento de los cilindros debiera ser:

$$\frac{53,174 \text{ pies cúbicos}}{65,57\%} = 81 \text{ pies cúbicos.}$$

Hallado este volumen se podrían hallar las dimensiones de los cilindros , aplicando la fórmula:

$$V = \frac{D^2 \times L \times n \times \text{RPM}}{2.200}$$

En la que :

V : pies cúbico de desplazamiento.

D : Diametro de los cilindros, en pulgadas.

L : Longitud de la carrera del pistón , en pulgadas.

n : Numeros de cilindros.

RPM : Revoluciones por minuto , del compresor.

2.200 : Coeficiente de reducción de unidades y factor 3,14.

Facilmente se ve que esta ecuación es indeterminada debido al munero de incógnitas o sea que el numero de soluciones es infinito.

Cabrá el fijar el fijar las RPM, cierta relación entre el

diámetro y carrera de los cilindros y el número de estos. Pero difícilmente se encontraría entre los distintos constructores de compresores un modelo que coincidiera con las dimensiones que se hubieren fijado.

Por esto, en la práctica, una vez calculada la capacidad requerida en toneladas de refrigeración y fijadas las presiones de succión adecuadas a la temperatura que se desea en la cámara y la presión de condensación de acuerdo con la temperatura del agua disponible para el condensador se consultan los catálogos de los constructores de compresores y se relaciona con el modelo y cumple con las especificaciones requeridas.

En el presente caso, se ha seleccionado el compresor modelo 2VXC6 de la marca Worthington Corp. de Harrison N.J. U.S.A.

Este compresor tiene las siguientes características:

Número de cilindro : 6

Diámetro de los cilindros : 2 1/2"

Carrera de los pistones : 2 3/4"

RPM : 1.750.

Capacidad : 7 toneladas de refrigeración, trabajando a las temperaturas de -10°F y 90°F de condensación. El cual cumple las condiciones requeridas.

Es interesante de todas maneras el comparar las dimensiones del compresor seleccionado con el cálculo que se hizo previamente del volumen de los cilindros del compresor:

$$V = \frac{(2/2)^2 \times 2 \ 3/4 \times 6 \times 1.750}{2.200} =$$

$$= \frac{5,05 \times 2,75 \times 6 \times 1.750}{2.200} = 82 \text{ pies cúbicos}$$

Este desplazamiento volumétrico es muy aproximado al cálculo efectuado anteriormente y que dio como resultado 81 pies cúbicos .

CALCULO DEL SERPENTIN ENERIZADOR .-

Conocida la capacidad de refrigeración necesaria por

se procede al cálculo del serpentín o sea de la superficie necesaria para la absorción de la carga térmica.

Temperatura de ebullición del refrigerante dentro del serpentín. Fijando un diferencial de 15°F con la temperatura de la cámara, la temperatura del refrigerante será.

$$5^{\circ}\text{F} - 15^{\circ}\text{F} = -10^{\circ}\text{F} \text{ del gas refrigerante.}$$

El enfriador se escoge del tipo llamado de aire forzado o sea que el enfriamiento de la cámara se produce haciendo circular aire a través del serpentín evaporador, mediante un ventilador que lo impulsa sobre el producto a enfriar.

Este sistema produce un enfriamiento más rápido y mantiene una temperatura más uniforme en todo el ambiente de la cámara, que los serpentines convencionales de enfriamiento por circulación natural.

El coeficiente de transmisión del tubo de cobre con aletas por unidad de superficie y diferencia de temperatura de 1°F entre la temperatura del refrigerante y de la cámara, es:

$$3,55 \frac{\text{BTU}}{\text{pie cuadrado} \times \text{hora} \times ^{\circ}\text{F}}$$

cuando la velocidad del aire a través del serpentín es de 600 a 800 pies por minuto.

Estos coeficientes son obtenidos experimentalmente de pruebas realizadas con serpentines de esta clase y engloban las conductancias de superficie entre el tubo y el refrigerante y entre las superficies exteriores del tubo y aletas con el aire en circulación. Además de la conductividad del metal de cobre y aluminio.

También está afectado por las condiciones en que ha de trabajar el serpentín, sea si la superficie es seca, como en el caso de serpentines para cámaras de alta temperatura interior, si la superficie es húmeda para cámara de mediana temperatura o si está afectado por la formación de escarcha en la superficie como ocurre en los serpentines para cámaras de baja temperatura, que es el caso que se

esté calculando, por lo que se tomará un factor de 0,9 con lo que el coeficiente a aplicarse será $3,55 \times 0,9 = 3,20 \frac{\text{BTU}}{\text{hora} \times \text{pie}^2 \times 1^{\circ}\text{F}}$.

La capacidad de refrigeración considerada es 6,4 T.R. a repartir entre dos cámaras, o sea en cada serpentín enfriador tendrá :

$$\frac{6,4}{2} = 3,2 \text{ T.R.} \quad \text{o} \quad 3,2 \times 12.000 = 38.400 \text{ BTU/hora.}$$

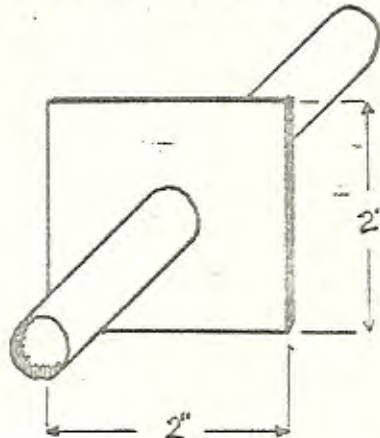
SUPERFICIE DEL SERPENTIN .-

$$\frac{38.400}{3,20 \times 1^{\circ}\text{F}} = 800 \text{ pies cuadrados.}$$

Esta superficie comprende el área del tubo más de las aletas que se fijan en el mismo para orientar la superficie de transmisión de calor con el fin de reducir el tamaño del enfriador al mismo tiempo que se reduce el costo del mismo, en comparación a si se construyen totalmente de tubos.

Los diámetros del tubo de cobre, usados en la práctica en esta clase de serpentines son de $\frac{1}{2}$ " , $\frac{5}{8}$ " y $\frac{3}{4}$ " . Se empleara este ultimo que tiene más área transversal para el paso del refrigerante disminuyendo con ello la fricción del gas con las paredes interiores del tubo.

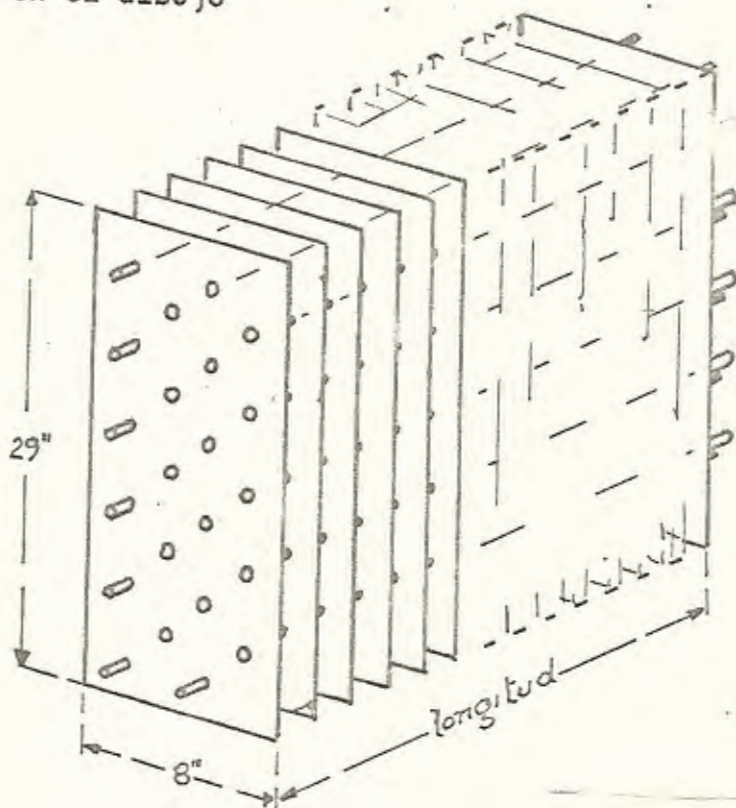
Las aletas de aluminio que circundarán el tubo se les da un área de 2" en cuadro de acuerdo con el diámetro del tubo.



Conocida la superficie total, son múltiples las dimensiones que se pueden dar la serpentín y que tienen la superficie requerida.

Para fijar estas dimensiones se recurren a la comparación de enfriadores construidos por diversos fabricantes y a la vista de los distintos modelos de fija el número de tubos en alto en 14 y las filas de tubos en fondo en 4.

De esta manera el total de tubos en una sección transversal del serpentin será : $14 \times 4 = 56$ tubos tal como se indica en el dibujo



Para determinar la longitud del serpentin:

El area de una aleta que abarca la totalidad de tubos, es de:
 $29'' \times 8'' = 232$ puldadas cuadradas o $232/144 = 1,61$ pies²

Como la transmisión de calor se efectua por las dos caras de la aleta, la superficie de transmisión será el doble :

$$1,61 \times 2 = 3,22 \text{ pies cuadrados.}$$

El número de aletas necesarios será, aproximadamente de:

$$\frac{800 \text{ pies cuadrados}}{3,22} = 248 \text{ aletas.}$$

Este número es aproximado porque por un lado, ha de descontarse el área de los huecos por donde pasa los tubos y por otra parte ha de tenerse en cuenta la superficie de los tubos, lo que se recordará al dar la longitud definitiva.

La separación entre aletas será de $\frac{1}{4}$ " que es la recomendable por la practica para la temperatura a que ha de trabajar el serpentín y con el fin de que no se acumule escarcha en exceso entre las aletas, lo que da lugar a reducir apreciablemente la transmisión de calor y por tanto, la eficiencia del serpentín.

Longitud 248 aletas X $\frac{1}{4}$ " = 62" de longitud

Después de varios cálculos se fijan la longitud entre las aletas extremas en $65\frac{1}{2}$ " o sea :

$$\frac{65\frac{1}{2}}{\frac{1}{4}} = 262 \text{ aletas.}$$

Comprobación de la Superficie total de Transmisión :

Area de la aleta : 29" X 8" = 232" puldadas cuadradas

Area de los huecos de $\frac{3}{4}$ " : $56 \times (\frac{3}{4})^2 \times 0,785 = 24,7 \text{ pulg}^2$

Area neta de la aleta: $232 - 24,7 = 207,3 \text{ pulgadas}^2$.

Superficie de transmisión (dos caras) : $\frac{207,3 \times 2}{144} = 2,87 \text{ Pies}^2$.

Superficie total de las aletas $262 \times 2,87 = 752 \text{ pies}^2$

Superficie del tubo de $\frac{3}{4}$ " de diametro :

$$\frac{3,14 \times 0,75}{144} = 0,0164 \text{ pies cuadrado por pie lineal.}$$

56 tubos X $0,0164 \times \frac{65,5}{12} = 50 \text{ pies cuadrados.}$

Superficie de aletas : 752

Superficie de tubos

51

803 pies cuadrados de superficie de

transmisión, la cual es la neces-

saria para la transmisión deseada.

VENTILADOR .-

En el calculo del ventilador que hará circular el caudal de aire a través del serpentín y la cámara, deben de tenerse en cuenta dos factores :

a) El volumen de la cámara y

b) La velocidad del aire através del serpentín para que sea la apropiada a fin de que el coeficiente de transmisión que se ha escogido sea correcto.

El volumen de la cámara es:

$$23' \times 16,6' \times 12' = 4.560 \text{ pies cúbicos.}$$

La circulación de aire por minuto, ha de ser aproximadamente igual al volumen de la cámara y se fijan 5.000 pies cúbicos por minuto

Velocidad del aire a través del Serpentín.-

Area bruta del costado del serpentín :

$$65\frac{1}{2}" \text{ largo} \times 29" \text{ alto} = 1.900 \text{ pulgs.cuad. o } 1.900/144 = 13,40 \text{ pies}^2$$

Para tener el area libre de paso de aire se ha de descontar el area transversal ocupada por los tubos, así como el espesor de las aletas:

$$\text{Area de los tubos: } 65\frac{1}{2}" \times 0,75" \times 14 \text{ tubos} = 688 \text{ pulg.}^2$$

$$688/144 = 4,77 \text{ pies cuadrados.}$$

$$\text{Area de la aletas : } 262 \times 29" \times 0,035" \text{ espesor} =$$

$$266 \text{ pulgadas cuadradas o } 266/144 = 1,84 \text{ pies cuadrados.}$$

$$\text{Area a descontar } 4,77 \times 1,84 = 6,61 \text{ pies cuadrados}$$

$$\text{Area libre: } 13,40 - 6,61 = 6,79 \text{ pies cuadrados.}$$

$$\text{Velocidad del aire: } 5.000/6,79 = \underline{737 \text{ pies por minuto}}$$

la cual es apropiada para el coeficiente de transmisión que se escogia anteriormente.

Con los datos calculados se puede seleccionar la unidad enfriadora de acuerdo con las características señaladas en los catalogos de los fabricantes.

La unidad que se escoge es el modelo KRACK 24 ED fabricado por la compañía Refrigeration Appliances Inc. de Chicago, Ill. eeuu cuyos datos físicos y técnicos son los siguientes:

Capacidad de enfriamiento : 2.570 BTU/hora/ 1° F diferencial de temperatura o sean $2.570 \times 15^{\circ} = 38.600$ BTU/hora.

Pies cúbico de aire por minuto : 4.840, impulsados por dos ventiladores centrífugos de 13" , accionados por un motor eléctrico de 1 HP.

Supercficie del serpentín : 803 pies cuadrados

Dimensiones generales: 78" ancho, 64" fondo y 31" de alto.

Esta unidad está equipada con un sistema de descarche que consisten en calentadores eléctricos, los cuales están controlados por un reloj tipo "Timer", que fijan los ciclos de descarche a voluntad de uno a seis ciclos en 24 horas.

Al empezar el ciclo de descarche se sierra una ventana en la unidad de retorno del aire a fin de que el aire calentado no sea enviado a la cámara y solamente recircula a través del serpentín de la unidad.

Está provisto de un termostato de seguridad que detiene el ciclo cuando se ha fundido la escarcha acumulada en el serpentín, evitando el calentamiento de la unidad.

Una válvula solenoide a la entrada del serpentín cierra el paso del refrigerante evitando que pueda inundarse el serpentín lo que pudiera dar lugar a la llegada de líquido al compresor con peligro de daño en las válvulas de los cilindros y demás elementos interiores

Como se ha visto, se ha calculado el serpentín y es mucho más conveniente referirse a modelos existentes en el mercado puesto que no resultaría económico el calcularlo y luego diseñar unos cuantos serpentines para aplicaciones a cada caso en lugar de buscar los existentes y estandarizados modelos de la industria del ramo, aplicando los calculos a estos modelos existentes.

Por la misma razón, igualmente, como se hizo al seleccionar el compresor, una vez conocida la capacidad de refrigeración requerida y las condiciones en que debe operar la unidad enfriado-

Así pues, partiendo de este criterio práctico dentro de la técnica moderna, el ingeniero mecánico en ejercicio de su profesión, seleccionará los compresores y unidades necesarios para su proyecto, como nosotros seleccionaremos los compresores y unidades enfriadoras para las demas cámaras.

CONGELAMIENTO DEL PESCADO .-

Antes de proceder a hablar sobre el equipo a usarse en esta sección, a determinarlo y calcularlo, recordemos algunos conceptos que se relacionan con la actividad de la pesca en su parte relativa al mantenimiento en óptimas condiciones del pescado.

Este es un producto que se altera rápidamente al ser sacado de su medio de vida por captura.

Tres son las causas principales que precipitan este deterioro:

1.- Acción de las bacterias adquiridas durante la manipulación fuera del agua.

2.- Oxidación del aceite o grasas contenidas en la carne del pescado y

3.- Acción de las enzimas o fermentación de los tejidos, las cuales se vuelven destructoras después de la muerte del pescado.

Desde mediados del siglo pasado se pudo comprobar que esta acción de las enzimas disminuye considerablemente cuando el pescado es enfriado a bajas temperaturas.

Se estudiaron entonces diferentes sistemas de aplicar el frío artificial tan pronto sea el pescado retirado de las redes.

Primeramente se usó el hielo. Los barcos pesqueros al hacerse a el mar, cargaban una provisión de hielo triturado, en sus bodegas, con el objeto de cubrir al pescado, colocándolo en capas superpuestas dentro de cajas de madera que se almacenaban en las bodegas.

De esta manera se conseguía que el pescado no se alterara

durante los días que duraba la pesca, aumentando su radio de acción al disponer de mayor número de días fuera de sus bases y logrando que el pescado llegue en buenas condiciones al puerto de descargue.

Una vez en tierra, era llevado en la misma forma a los centros de aprovechamiento o consumo. Naturalmente luego de ser repuesto el hielo derretido en las cajas.

Pronto se constató la necesidad de tener que almacenar el pescado en tierra para amoldarse a las fluctuaciones del mercado entre la cantidad del pescado logrado y la demanda y sus precios.

Posteriormente las industrias de pescado enlatado aumentaron la necesidad de mantener un stock más o menos permanente de pescado y para ello la única solución eran los frigoríficos. Como el mantener al pescado cubierto de hielo o sea a una temperatura cercana a los 0°C . no era suficiente sino para la preservación por unos pocos días, se empezó a estudiar la forma de mantenerlo conservado por enfriamiento en períodos más largos. Se empezaron a usar las primeras cámaras frigoríficas. Estas eran enfriadas por medio de serpentines de acero colocados en la paredes y tumbados de las mismas.

El frío era producido por el sistema de expansión directa del gas amoníaco anhidro en el interior de dichos serpentines y la temperatura se mantenía dentro de las cámaras entre -15° y -20°C .

De esta manera se conseguía la congelación del pescado, pero esta se alcanzaba de manera lenta, puesto que la transmisión de calor se efectuaba por convección natural o sea del producto al ambiente y de este a los serpentines. Este procedimiento de flujo de calor, está afectado como se ha visto anteriormente a tratar de la transmisión de calor, por los coeficientes superficiales de transmisión o sea de la piel del pescado al aire ambiente

de la cámara y de éste a la superficie de los tubos de los serpentines .

Por este motivo, la congelación completa de pescado tardaba hasta 48 horas en efectuarse y esto dependiendo del tamaño del mismo .

Se ha comprobado experimentalmente que cuanto más rapido se efectua la congelación, mejores resultados se obtendran de la calidad del pescado, así como en su aspecto una vez realizado el descongelamiento. Ello se debe al hecho de que en la congelación lenta se formaban pequeños cristales de hielo entre los tejidos, los cuales se iban agrandando durante el proceso, rompiendo las fibras de los mismo, lo cual le afectava en su textura, dándole mala apariencia al pescado al descongelarse y ante el examen de los consumidores.

De ahí que se estudiaran distintos procedimientos para reducir en lo posible el tiempo de congelación ,

Se experimento el poner el pescado lo más cerca posible de los serpentines enfriadores, para ello, se formaban anaqueles con dichos serpentines sobre los que se depositan el pescado. De esta manera la transmisión del calor era más directa si bien las manipulación del mismo, requería más tiempo.

Posteriormente se experimentó la congelación del pescado sumergiéndolo en un baño de salmuera fría y a bajo punto de congelación. Este procedimiento, llamado de Otessen dió lugar a que se hicieran instalaciones aplicando este sistema, pero presentaba el inconveniente de que el pescado absorbía parte de la sal del baño, principalmente en las partes en que la carne quedaba al descubierto despues del proceso de evisceración del pescado.

Otra variante de este procedimiento, eñidiado por Taylor, fue la congelación del pescado haciendolo pasar a través de una lluvia de salmuera fría. Esto se efectuaba enfriando salmuera en un tanque ,

mediante serpentín o serpentines, sumergido en el mismo. Dicha salmuera se hacía circular desde el tanque mediante una bomba a unas tuberías colocadas en la parte superior de un túnel que estaba provisto de recoadores que producían una lluvia de salmuera fría sobre el pescado, que se hacía pasar por medio de un transportador mecánico a lo largo del túnel.

La salmuera, después de bañar el pescado, caía a la parte inferior del túnel donde se recogía en una bandeja y de esta regresaba al tanque, completándose así el circuito de congelación de la salmuera fría.

Este tipo de congelación, a más de costosa al igual que la anterior, era aplicable solo para pequeñas cantidades dado lo difícil del manipuleo.

Otro sistema usado ya más modernamente en planta de mediana y gran producción es el que se aplica con el procedimiento de congelación rápida (Quick Freezing) derivado del sistema propuesto por Birdseye, y que consiste en hacer pasar el pescado como parte de un sistema de transportación mecánica y a lo largo de un túnel en el cual se establece transversalmente una circulación forzada de aire frío a baja temperatura. El transportador usa carritos adecuados.

La circulación de aire se hace por medio de ventiladores centrifugos o de hélice, los cuales hacen pasar el aire a través de serpentines compactos encerrados en cajas de planchas metálicas, adosadas a una de las paredes laterales del tubo. La impulsión del aire es por la parte superior y el retorno por la parte de abajo de los serpentines los cuales son enfriados por expansión directa de un gas refrigerante. Este sistema da muy buenos resultados en lo que se refiere a la calidad del pescado enfriado por este medio, así como por el aspecto del mismo una vez que se descongela para el consumo público. Solamente presentan la desventaja de ser costosa la instalación para cantidades pequeñas, ya que por la circulación forzada del aire se produce una evaporación de

parte del liquido acuoso contenido en el pescado y que puede llegar hasta un 8 o 9% del peso del mismo.

CONGELADOR DE PLACAS DE CONTACTO .-

(Plate Freezer)

En el presente proyecto y dada la capacidad de producción de pescado a congelar, se ha considerado la aplicación de los congeladores llamados de placa de contacto.

Estos son muy apropiados para el tipo de productos a procesar o sea el pescado cortado en filetes. Consiste básicamente en un armario debidamente aislado, provisto de anaqueles en los cuales se depositan los filetes del pescado a congelar.

Dichos anaqueles o placas están constituidos por serpentines enfriados por la unidad compresora y tiene un dispositivo que permite subirlo y bajarlo por medio de la acción de un sistema hidráulico que consta de una bomba con motor eléctrico, cilindro, acumulador y control de flujo y tuberías de acero para la interconexión de estos elementos.

De esta manera una vez colocado el pescado en los anaqueles las placas se bajan y aprisionan al pescado el cual queda en contacto directo con las placas frías en su superficie superior e inferior, o sea que la transmisión del calor se efectúa muy eficazmente puesto que el pescado está íntimamente en contacto con las placas.

Así se consigue una gran rapidez en la congelación. Un filete de un grosor de 2" pulgadas (5 cm) es totalmente congelado en un tiempo de 72 minutos, partiendo de una temperatura inicial de 40°F hasta quedar a la temperatura final de 0°F.

Una vez congelado el pescado, se separan las placas por medio de sistema hidráulico para facilitar el sacarlo del congelador.

El pescado es introducido por la doble puerta existente en la parte anterior y es descargada por otra doble puerta de la parte de atrás del congelador. En el dibujo # 3 se indica una perspectiva del mismo.

Varias ventajas presenta este tipo de congelador; Es compacto y por lo tanto requiere poco espacio para su ubicación. Esta provisto de aislamiento en todas sus superficies exterior de manera que no requiere ser colocado en un cuarto aislado.

Ademas de las placas con los correspondientes serpentines enfriadores, el circuito de refrigeración esta provisto de los siguientes elementos:

A) Un intercambiador de calor, cuya función es la de enfriar el refrigerante liquido antes de pasar a las válvulas de expansión aprovechando parte del frio contenido en el gas refrigerante a su salida de los serpentines evaporadores. Con esto se consigue ademas de mejorar el rendimiento del ciclo de refrigeración, que el gas llegue más seco al compresor.

B) Una válvula solenoide accionada electricamente para cerrar el paso del líquido refrigerante a los serpentines cuando el compresor para, lo cual impide que dicho liquido pueda acumularse de los serpentines fríos, evitando el peligro de que en el momento de arrancar el compresor, éste pudiera succionar refrigerante liquido con el probable daño de las válvulas de descarga, de los cilindros.

C) Un secador o deshidratador para absorber la humedad que pudiera haberse introducido en el líquido refrigerante la cual además de dar lugar a oxidaciones en las superficies de los elementos interiores del compresor, podría obstruir los huecos de las válvulas de expansión al congelarse la humedad, impidiendo el paso del refrigerante.

D) Una mirilla de cristal que permite observar el flujo de refrigerante para comprobar si el sistema trabaja con la carga

de gas adecuada o si es necesario el recargar refrigerante.

E) Un filtro para retener impureza sólidas que pudieran haberse introducido en las tuberías al hacer las conexiones durante el montaje.

F) Tuberías de cobre de diferente diámetros para interconectar los elementos descrito.

G) Un termostato para controlar la temperatura interior del congelador entre los fls límites apropiados para el proceso de congelación.

Por la descripción que antecede puede verse que el sistema esta completo en los que se refiere al lado de baja presión del circuito de refrigeración y basta solamente aplicar la unidad compresor-condensador para completar dicho circuito, por lo tanto la instalación es sencilla.

Por las ventajas enumeradas se ha decidido aplicar este tipo de congelador en el proyecto que nos ocupay el modelo seleccionado el el "CONTACT PLATE FREEZER", modelo B de 15 estaciones, fabricado por la compañía Amerio Mfg. Inc. de Cliffside Park N.J.

La capacidad de producción de dicho congelador es de 1.260 libras por hora y es el modelo cuya producción es la más aproximada que se ha fijado para este proyecto, que es de 6.000 libras en 8 horas de trabajo o sea 750 lbs/hora.

El hecho de que la capacidad del congelador sea mayor permitirá una ampliación de la planta si ello fuere requerido en lo futuro. Por otra parte la producción afectiva estará de acuerdo con la capacidad de la unidad compresora que se seleccione para trabajar en conjunción con el congelador.

CALCULO DEL COMPRESOR .-

El proceso de congelación del pescado el igual que otros productos comprende tres fases:

Primeramente el pescado se enfría desde su temperatura inicial de entrada al congelador hasta la temperatura correspondiente a su punto de congelación, la cual es de alrededor de 28°F (-22°C).

El calor absorbido en esta fase es el que se denomina calor sensible y para el pescado le corresponde un calor específico de : $= 0,76$ BTU por libra y por grado de disminución de temperatura.

Una vez enfriado el producto a dicha temperatura e iniciada su congelación, al proseguir el enfriamiento, la temperatura del pescado permanece prácticamente constante hasta que la totalidad de la masa esté congelada.

El calor extraído en esta segunda fase es el que se conoce por "Calor Latente" y corresponde a un valor de 101 BTU por libra de pescado congelado.

Finalmente si una vez congelado, el pescado se sigue extrayéndole calor o sea enfriándolo, su temperatura empieza a descender a razón de 1°F . al extraer cada libra de pescado una cantidad de calor de 0,41 BTU, o sea que el calor específico después de congelado es : $0,41$ BTU/libra/ 1°F .

Conocidos estos factores se puede calcular la refrigeración necesaria como inicial a la entrada en el congelador, si sigue fijada en 40°F la temperatura y 0°F a la salida del mismo.

$$\text{Calor sensible} = 750 \text{ lbs.} \times 0,76 (40^{\circ} - 28^{\circ}\text{F}) = 6.840 \text{ BTU/hora}$$

$$\text{Calor latente} = 750 \text{ lbs.} \times 101 \text{ BTU} = 75.750 \text{ BTU/hora.}$$

$$\begin{aligned} \text{Calor por debajo de la congelación} &= 750 \text{ lbs.} \times 0,41 (28^{\circ} - 0^{\circ}\text{F}) = \\ &= 8.610 \text{ BTU/hora.} \end{aligned}$$

$$6.840 + 75.750 + 8.610 = 91.200 \text{ BTU/hora.}$$

Este calor es el que se ha de extraer del pescado para su congelación, pero, además han de tenerse en cuenta otras fuentes de calor como son las transmisiones de superficie del congela-

... ambiente y luces.

Transmisión de calor a través de las superficies .-

Area de las paredes, piso y techos:

$$(73\frac{1}{2}'' + 63\frac{3}{4}'') 2 \times 82\frac{3}{8}'' + 73\frac{1}{2}'' \times 66\frac{3}{4}'' \times 2 = 23.100 +$$

$$+ 9.820 = 32.920 \text{ pulgadas cuadradas.}$$

$$32.920/144 = 228 \text{ pies cuadrados.}$$

Coefficiente de transmisión aproximado: 0,05. BTU/pie cuadrado \times $^{\circ}$ F \times hora

Temperatura del cuarto = 65° F.

" interior del congelador = 30° F

$$Q = 228 \quad 65^{\circ} - (-30^{\circ}) \quad 0,05 = 1.084 \text{ BTU/hora.}$$

Infiltración de aire .-

Volumen interior del congelador:

$$65'' \times 58'' \times 74'' = 278.980 \text{ pulgadas cúbicas.}$$

$$278.980/1.728 = 162 \text{ pies cúbicos.}$$

El coeficiente de infiltración para cámaras hasta de 200 pies cúbicos es de 44 cambios en 24 horas, según Ashrae. Este coeficiente ha de doblarse cuando el refrigerador está sometido a un trabajo duro :

$$162 \times 44/24 \times 2 = 594 \text{ pies cúbicos/hora.}$$

Volumen específico del aire = 12,5 pies cúbico/libra.

$$\text{Libras de aire} = \frac{594 \text{ pies cúbico}}{12,5} = 47,5 \text{ lbs/hora.}$$

Entalpia del aire a 65° F y 90% humedad relativa = 28,6 BTU/lbs.

" " " " -20° F " 95% " " = -4,54 "

Calor extraído por libra de aire infiltrado = $28,6 - (-4,54) =$
 $= 33,14 \text{ BTU/lb.}$

$$Q_i = 47,5 \times 33,14 = 1.573 \text{ BTU/hora.}$$

Luces .-

$$2 \times 100 \text{ vatios} \times 3,41 = 682 \text{ BTU/hora.}$$

Capacidad requerida del compresor, considerando la producción total del congelador :

Productos	91.200	$\frac{1.260 \text{ libras}}{750 \text{ libras}}$	= 153.216 BTU/hora.
Transmisión		1.084	"
Infiltración		1.573	"
Luces		682	"
		<u>156.555</u>	<u>BTU/hora.</u>

Lo que equivale a :

$156.555/12.000 = 13,04$ toneladas de refrigeración con lo cual se puede seleccionar al compresor.

Del catálogo 321.05 de la Compañía Worthington, en la pag. 321.09 se indican las capacidades de las inidades compresoras a base de refrigeración Freón 22 y a distintas condiciones de trabajo.

En la última columna se especifica el compresor modelo 3VXC8 que a una temperatura de condensación de 90°F rinde las siguientes capacidades:

a -40°F de temperatura de succión , 9,3 tonelada de refrigeración
a -30°F " " " " 15,0 " " "

Por la interpolación se puede obtener que el compresor dará 13,05 TR al trabajar a una temperatura de succión de $-33,45^{\circ}\text{F}$ que está de acuerdo con las condiciones de trabajo requeridas por el congelador

MOTOR ELECTRICO .-

En el Catálogo antes mencionado se señala la potencia eléctrica absorbida por el compresor para las distintas condiciones de funcionamiento.

Para -40°F temperatura de succión, la potencia es 31,5 HP
Para -30°F " " " " " " 41,3 "
Para -10°F " " " " " " 59,3 "

normales de trabajo del compresor, será suficiente un motor de 40 HP para accionar dicho compresor. Sin embargo, al fijar la potencia del motor eléctrico conviene tomar en consideración que en los momentos de iniciar el ciclo de refrigeración, la temperatura de succión del compresor será mayor que la que se establecerá una vez conseguido el régimen normal de trabajo, así pues, para hacer frente a estos períodos en los que mayor potencia es requerida se escoge un motor eléctrico de 60 HP.

Las demás características del motor, son: Tipo de inducción de Jaula de ardilla, apropiado para corriente trifásica de 220 voltios y con bobinado dispuesto para la aplicación de un arrancador de incremento parcial: "Partwind Starter" que disminuye el golpe de corriente en la línea en el momento de arranque, con lo que se cumple con los requisitos exigidos por las compañías de su ministro de energía eléctrica.

Hemos cerrado así la etapa correspondiente al diseño cálculo de las cámaras de refrigeración y sus equipos compresores.

CONTROL DE CAPACIDAD DEL COMPRESOR .-

Al fijar la capacidad de los compresores y demás elementos que componen el sistema de refrigeración, se ha partido de la base de considerar el cálculo de la carga térmica con el máximo de mercancía en las condiciones atmosféricas más desfavorables.

Si la carga térmica se mantuviese constante, el compresor y el evaporador trabajarían balanceados en las condiciones para las que han sido diseñados.

En la práctica, la carga térmica está sujeta a las variaciones de entrada y también a las oscilaciones de la temperatura del ambiente. Además en la instalación que es está proyectando tenemos compresores aplicados al enfriamiento simultáneo de dos cámaras y lógicamente se dará el caso de que una de ellas esté atendida en lo que a frío se refiere y el compresor deberá atender

solamente a la otra, o sea trabajar a media capacidad. Lo mismo sucederá cuando una de las cámaras esté fuera de uso por cualquier motivo.

Veamos lo que sucede en el circuito de refrigeración al disminuir la carga térmica. El evaporador absorbe menos calor del que es capaz de disipar el grupo compresor-condensador, lo cual tiende a producir un desequilibrio en el sistema.

En realidad esto no sucede, sino que la presión en el evaporador disminuye al estrangular la válvula termostática, el paso del líquido refrigerante en el evaporador, con lo cual la temperatura de evaporación del refrigerante es muy baja, por tanto, habrá más diferencial de temperatura con la cámara, tendiendo a transmitir más calor.

Por otro lado, el compresor con una presión de succión más baja rinde menos capacidad de refrigeración y el sistema se equilibra en un punto en el cual las capacidades del evaporador y compresor se igualan.

Las nuevas condiciones que se establecen se apartan de las que se han establecido y para el diseño del equipo, y pueden dar lugar a un trabajo deficiente.

Por un lado la temperatura más baja en el evaporador da lugar a la formación de hielo en las aletas del serpentín lo que agrava la absorción del calor y en el lado del compresor el rendimiento del mismo es bajo o sea que el conjunto del sistema trabaja en condiciones deficientes y no recomendables.

Varios sistemas se han estudiado y aplicado por parte de fabricantes de compresores para evitar llegar a estas condiciones extremas.

El más simple es el de usar un control de presión (PRESOSTATO) el cual tiene un contacto eléctrico que se abre al bajar la presión de succión. Estos contactos interrumpen el circuito que mantiene cerrado el arrancador del compresor y lo paran

al disminuir la presión de succión por debajo de la fijada en el diseño .

Este sistema es satisfactorio cuando la carga térmica es moderadamente variable. En cargas térmicas medianas se produce un arranque y paro del compresor muy frecuente (short cycle) lo cual impide un trabajo duro al motor y equipo eléctrico e incluso fluctuaciones en la red eléctrica de suministro de energía.

Otro sistema es usar motores eléctricos de velocidad variable, puesto que la capacidad del compresor es proporcional a su velocidad. Este sistema es poco usado debido a que tanto el costo del motor como el arrancador, son elevados.

También se han aplicado en algunas instalaciones, el hacer un desvío (by - pass) en la descarga del compresor, llevando parte del gas caliente a la succión del compresor. De esta manera este gas al no llegar al condensador, no produce efecto de refrigeración y se reduce la capacidad del compresor en los períodos de baja carga. Tiene el inconveniente este sistema, de que el gas caliente desviado produce sobrecalentamientos en las cabezas de los cilindros, además de problemas de lubricación y de ruido.

Uno de los sistemas de control de capacidad más satisfactorios es el que emplea "descargadores de cilindros".

Este sistema consiste en un dispositivo que mantiene abiertas y levantadas las válvulas de succión de algunos de los cilindros del compresor según sea la variación de las cargas térmicas de las cámaras.

Con la válvula de succión mantenida abierta, el pistón en su recorrido hacia abajo se llena de gas refrigerante del lado de baja presión, pero al efectuar su carrera ascendente el gas contenido en el cilindro retorna al lado de succión o sea

que no es comprimido. De esta manera el pistón no produce ningún trabajo efectivo y el compresor es como si tuviere un cilindro menos reduciéndose su capacidad proporcionalmente.

En compresores de varios cilindros la reducción de capacidad se efectúa por casos de anulación de cilindros dependiendo del número de éstos.

Con el sistema de descargadores de cilindros, la demanda de potencia del compresor disminuye casi proporcionalmente con la disminución de la carga térmica.

En la Figura #5 se indica esquemáticamente un sistema descargador para mostrar el método de operaciones. Las partes no móviles del sistema están fuertemente fijadas a la parte exterior del cilindro. Para operar el mecanismo se usa presión de aceite obtenida por una bomba apropiada.

Cuando el compresor está parado, el resorte (1) está expandido y sostiene un pistón móvil (2), contra un anillo tope (3). Este anillo a su vez mantiene los pines elevadores de la válvula (4) en una posición tal que la válvula de succión (5) de forma de disco está elevada de su asiento o sea abierta.

Debido a esta disposición, el compresor arranca descargado y sigue en esta forma hasta que la presión es aplicada al mecanismo. A medida que el funcionamiento continúa, el aceite entra através de la línea (6) a la cámara anular (7). Al aumentar la presión ejercida por el aceite el pistón móvil es forzado hacia abajo, venciendo la fuerza del resorte..

Con ello el pistón se mueve hacia abajo y también el anillo tope. Este a su vez deja bajar los pines que mantenían la válvula de succión abierta, la cual queda libre para trabajar sobre su asiento.

Si la presión de aceite en la cámara anular disminuye, el resorte vuelve a levantar la válvula de su asiento permitiendo al cilindro trabajar descargado.

La figura #5 (bis) muestra el dispositivo que actúa de control del mecanismo de descarga de cilindros regulando la presión de aceite de manera que aquel opere apropiadamente. Para ello el dispositivo de control, sensible a las variaciones de presión en la succión del compresor, cambia la presión de aceite en el mecanismo descargador de cilindros de acuerdo con aquellas variaciones.

Cuando la presión de succión baja, la plena capacidad del compresor no es necesaria y por consiguiente el compresor trabaja con cilindros descargados lo que hace posible una operación más económica.

El dispositivo de control de capacidad, consta de dos partes, un elemento (a) sensible a las variaciones de presión de succión y un mecanismo de válvulas (b) el cual regula la presión de aceite a los distintos mecanismos descargadores.

El elemento sensible consiste de una cámara (8), un fuelle (9) y un vástago (10). Una línea de paso (11) conecta la cámara a la presión de succión del compresor. En el fuelle hay un resorte (12), cuya extensión puede ser regulada con un tornillo (13) y una comunicación (14) a la atmósfera. La resultante de la presión atmosférica y la tensión del resorte en el fuelle es balanceada contra una presión de succión máxima en la cámara.

Cuando la presión de succión decrece, el resorte expande el fuelle.

Esta acción empuja el vástago hacia abajo y este desplazamiento fuerza la palanca (15) hacia abajo.

Si la presión de succión aumenta, su fuerza contrae el fuelle, levantando el vástago, lo que permite que la palanca se mueva hacia arriba.

El mecanismo de válvulas consiste en un cilindro hidráulico (16), dentro del cual hay un pistón flotante (17). En

Un segundo paso (20) en la parte alta comunica el cilindro al carter. Hay además tres pasos (21), cada uno de los cuales conecta a un distinto cilindro del mecanismo de descarga.

Un resorte (22) tiende a mover el pistón flotante hacia abajo. Un orificio (23) en el pistón flotante comunica la cámara más baja del pistón con las ranuras anulares.

Cuando la presión de succión en el sistema de refrigeración disminuye, el elemento sensible a las variaciones de presión fuerza a que el orificio regulado del mecanismo de válvulas sea destapado o abierto.

Cuando esto ocurre, el aceite del cilindro hidráulico se drena de la cámara inferior del pistón flotante.

Con la presión reducida en esta cámara inferior, el resorte empuja el pistón flotante hacia abajo. Esta acción crea una gran cámara arriba y permite que los tres pasos sean comunicados con la presión del carter a través del orificio superior.

Este escape de presión es reflejado en el mecanismo de descarga de cilindros forzando al cilindro controlado a operar descargado.

Cuando la presión de succión en el sistema de refrigeración aumenta, por algún aumento en la carga, el dispositivo sensible a la presión hace tapar el orificio del mecanismo regulador de válvulas. Al ocurrir esto, el aceite a presión de la bomba fluye a la cámara inferior a través del paso de aceite a presión en cantidades suficientes para vencer la fuerza del resorte. Entonces el pistón flotante se sube y las ranuras anulares en el pistón flotante son conectadas en secuencia con los tres pasos, así, aceite a plena presión de la bomba es suministrado a cada uno de los pasos en orden.

Cuando el aceite a presión fluye a través del paso, el mecanismo descargador del cilindro es activado. De esta manera

la presión de succión del refrigerante aumenta indicando la necesidad de más capacidad, la capacidad del compresor aumenta o es incrementada paso a paso al poner en servicio más pistones.

En el modelo de compresor de seis cilindros seleccionados, el mecanismo descargador está aplicado a cuatro de los cilindros, de manera que el compresor pueda trabajar con 6, 4, 3, o 2 cilindros, lo que representa los siguientes casos de capacidad: 100%, 67%, 50% y 33%.

En el modelo de compresor de tres cilindros, el mecanismo está aplicado a dos de ellos, por lo tanto los pasos de capacidad para este compresor son: 100%, 67% y 33%.

Finalmente en el compresor de 8 cilindros, el mecanismo está aplicado en 6 de ellos, que se suprimen de dos en dos con lo que los pasos de capacidad son: 100%, 75%, 50% y 25%.

Prácticamente estará balanceada la capacidad del compresor con las cargas térmicas de las cámaras correspondientes y el funcionamiento de las instalaciones será regular y sin paradas de los compresores.

CONTROL DE FALLO DE PRESION DE ACEITE.-

De los dispositivos de compresión para los compresores, uno de los más importantes es el llamado "Control de Fallo de Presión de Aceite".

Los compresores modernos de alta velocidad están equipados con una bomba de engrase cuya misión es enviar aceite lubricante a través de huecos abiertos en el cigueñal hasta las chumaceras y por el interior de tubos delgados hasta los pasadores de los pistones y émbolos.

Si la presión con la que la bomba fuerza la circulación de aceite no es la adecuada, o sea alrededor de 40 libras por pulgada cuadrada, la lubricación es deficiente y un gran daño puede ocurrir en el compresor.

Como sea que la bomba va colocada en el carter y es accionada por el cigueñal, la presión de 40 libras ha de estar por encima de la presión existente en el carter o sea, la de succión del compresor. Así, si un compresor trabaja a cincuenta libras de succión, la presión del aceite a la descarga de la bomba deberá ser de $40 + 50 = 90$ lbs. x pulgada cuadrada. Por lo tanto, la presión del aceite habrá de mantenerse en todo momento con un diferencial de 40 libras con relación a la succión del compresor.

El aparato de protección consta esencialmente de un mecanismo diferencial de presión y un reloj de tiempo.

El diagrama del mismo se indica en la Fig. #4.

El mecanismo diferencial de presión está constituido por dos fuelles metálicos, uno accionado por la presión de succión del compresor y el otro por la presión de descarga de la bomba de aceite. Estos fuelles actúan en contraposición sobre un interruptor de manera que éste abre o cierra el circuito eléctrico de un calentador, según predomine la presión de la bomba sobre la del carter del compresor.

El calentador actúa sobre una lámina bimetálica, la cual bajo la acción del calor, desconecta un pequeño interruptor o Relay de tiempo. La lámina bimetálica, requiere alrededor de 100 seg. para desconectar.

El Relay de tiempo abre o cierra los contactos L y M que conectan el arrancador del compresor.

El funcionamiento del "control contra fallo de presión de aceite", es como sigue:

Al establecer la corriente en el circuito de control y conexión e iniciar el arranque del compresor, pasa corriente por el calentador.

Este empieza a calentar la lámina bimetálica que inicia la deformación tendiente a desconectar el Relay de tiempo,

pero requiere un tiempo de 100 seg. para que esto ocurra.

Mientras tanto, el compresor va tomando velocidad y la bomba de aceite aumenta su presión de descarga. Si esta presión llega a exceder en 40 libras, de la del compresor, el interruptor de presión diferencial abre sus contactos, desconecta el calentador y la lámina bimetálica no desconecta el Relay de tiempo. El compresor sigue acelerando hasta su velocidad normal de trabajo sin interrupción.

Si por el contrario, la presión de descarga de la bomba no llega a sobrepasar de 40 libras la presión del carter del compresor en el tiempo de 100 seg. la lámina bimetálica por acción del calor desconecta el Relay de tiempo con lo que se abre el circuito del arrancador y el compresor se para.

Cuando un fallo de presión de aceite ha hecho actuar al aparato, parando el compresor, no puede restablecerse el funcionamiento, sin previamente apretar el botón de reenganche. De esta manera se pone sobreaviso al operador de la planta en el sentido de que existe alguna deficiencia en la lubricación del compresor.

SEPARADORES DE ACEITE.-

Al hacer la descripción de los compresores se ha indicado que éstos requieren lubricación forzada de aceite. Parte de éste llega a los cilindros y es arrastrado por el flujo del gas refrigerante y mezclado con éste pasa por las válvulas y sale por la tubería de descarga del compresor.

Este aceite siguiendo el recorrido del gas refrigerante llega hasta los condensadores y serpentines evaporadores y parte de él, se deposita en la superficie interior de los tubos formando una película, la cual disminuye el coeficiente de transmisión de calor y con ello se reduce la capacidad de los condensadores y evaporadores.

Con el fin de evitar este inconveniente, o reducirlo en lo posible, es recomendable aplicar un elemento llamado Separador de Aceite, sobre todo en los sistemas de refrigeración que tienen modulación de capacidad en el compresor y en los que el flujo de gas y velocidad del mismo varían considerablemente.

Estos aparatos, están formados por un cilindro vertical de plancha de hierro, tapado por sus extremos, Véase Fig. #6. El gas refrigerante a la salida del compresor pasa por el separador que está conectado a la tubería de descarga.

Al entrar el gas en el separador, pierde velocidad y para seguir su curso hacia el tubo de salida, está obligado a pasar por los pequeños huecos, que tienen unos discos cónicos colocados transversalmente.

El aceite se deposita en la superficie de los discos y en la pared interior del cilindro y por gravedad cae o se escurre al fondo del separador. El gas ya libre de aceite sale por una tubería colocada en la parte superior del separador y sigue el circuito hacia el condensador.

En la parte inferior del separador hay una válvula accionada por un flotador, de manera que cuando sube el nivel del aceite recogido, el flotador abre la válvula y el aceite pasa por diferencia de presión a través de una tubería de pequeño diámetro y retorna al carter del compresor.

El uso del separador de aceite tiene además la ventaja de que actúa como silenciador (muffler) y reduce las pulsaciones en la tubería de descarga del compresor.²

Las dimensiones generales, o sea el volumen interior del separador de aceite, para ser aplicado a un compresor de mediana capacidad como es el caso que nos preocupa, se determina partiendo de la base de un pie cúbico por diez toneladas de refrigeración.

Así pues, para el compresor que enfría la cámara a 5° F, cuya capacidad es de 6,42 T.R., el volumen apropiado será:

$$6,42/10 = 0,642 \text{ pies cúbicos.}$$

Este volumen para un cuerpo cilíndrico se expresa por la fórmula:

$$V = 3,14 \times \frac{D^2}{4} \times L$$

A fin de que esta ecuación sea determinada, se introduce una relación entre el diámetro y la longitud y se escoge $L = 4 D$, la que al mismo tiempo, da configuración al separador que facilita su construcción;

$$V = 3,14 \times \frac{D^2}{4} \times 4D = 3,14 \times D^3$$

Sustituyendo valores y sacando el factor D, tendremos:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V}{3,14}} = \sqrt[3]{\frac{0,642}{3,14}} = \sqrt[3]{0,205} = 0,59 \text{ pies.}$$

$$D = 0,59 \times 12 = 7,1 \text{ pulgadas}$$

$$L = 7,1 \times 4 = 28,4 \text{ pulgadas}$$

Tomando 30 pulgadas por el bombeado de las tapas, quedan determinadas las dimensiones generales del separador.

CALCULO DE LOS CONDENSADORES

Una vez que hemos calculado casi todos los elementos constitutivos del sistema de refrigeración, nos queda solamente por ver lo pertinente a los condensadores. Las torres de enfriamiento son fácilmente determinables, de acuerdo con las Toneladas de Refrigeración y los galones de agua que se necesita hacer circular. Varias firmas comerciales presentan al mercado innumerables tipos de ellas para diferentes capacidades. Por ahora veamos

el diseño de los condensadores.

La misión del condensador, en un circuito de refrigeración, es la de absorber el calor contenido en el gas refrigerante a la salida o descarga del compresor con el fin de ponerlo en condiciones que permitan de nuevo efectuar una labor de enfriamiento en el evaporador.

El gas procedente del compresor a una presión alta, al llegar al condensador es enfriado y se licua de manera que queda habilitado para evaporarse nuevamente y absorber calor del ambiente que lo rodea.

Hay distintos tipos de condensadores, entre ellos:

Enfriado por aire.- Consiste en un serpentín de tubo con aletas exteriores, por cuyo interior circula el gas refrigerante que ha de enfriarse exteriormente; una corriente de aire provocada por un ventilador produce el enfriamiento.

Este tipo de ventilador se aplica a pequeños equipos de refrigeración o instalaciones de acondicionamiento de aire en que las temperaturas de evaporación y condensación son relativamente altas, puesto que la temperatura a la que se puede enfriar el condensador depende de la temperatura del aire ambiente. (bulbo seco).

Condensadores evaporativos.-

En estos el serpentín es rociado con agua al mismo tiempo que está sometido a una circulación forzada de aire. En esta forma además del enfriamiento por la corriente de aire hay el enfriamiento extra por efecto de la evaporación de parte del agua que está mojando el serpentín. Son usados en instalaciones de acondicionadores de aire y también en las de refrigeración o temperaturas moderadas.

Condensadores enfriados por agua.-

Estos consisten en un cilindro de plancha de acero como envolvente, con dos placas perforadas, una en cada extremo,

en cuyos huecos están insertados tubos longitudinales de una aleación de cobre, para refrigerantes que no atacan a este metal como son los de la serie de Freón, y con tubos de acero para el refrigerante gas amoniacco.

Su construcción es similar a la de los calderos tubulares y son corrientemente aplicados a instalaciones de refrigeración de bajas temperaturas, puesto que se consiguen condensaciones aún a bajas temperaturas de acuerdo con la temperatura del aire (bulbo húmedo), como es el caso que se está proyectando.

En estos condensadores el gas refrigerante comprimido por el compresor pasa por el espacio que queda entre el cilindro y la superficie exterior de los tubos.

El agua de condensación se hace circular por dentro de los tubos, impulsada por una bomba hasta las cabezas del condensador, o sea que la transmisión de calor del gas refrigerante al agua se efectúa a través de las paredes de los tubos.

La cantidad de agua a circular se determina por la fórmula:

$$\text{GPM} = \frac{H}{8,33 (t_2 - t_1)}$$

en la que:

GPM = Galones de agua por minuto

H = Calor a ser absorbido por 1 agua en el condensador, en BTU/minuto.

t_1 = Temperatura del agua entrando en el condensador en °F.

8,33 = 8 libras de agua por galón

t_2 = Temperatura del agua saliendo del condensador en °F.

El calor de compresión depende de las temperaturas del gas en los lados de succión y descarga del compresor, y aumenta a medida que la diferencia entre estas temperaturas es mayor,

también cuando la temperatura de succión tiene valores más bajos, como se ve en el dibujo #4, en el que se señalan los calores a ser absorbidos en el condensador por Tonelada de Refrigeración, según aquellas temperaturas.

El calor contenido en el gas refrigerante a la llegada al condensador, es el calor absorbido en el evaporador, el calor de compresión desarrollado en el compresor, y el calor producido por los rozamientos mecánicos del mismo.

Este calor que es el que ha de ser extraído del refrigerante en el condensador es el denominado "Heat Rejection".

Al seleccionar el condensador ha de tenerse en cuenta un factor (Fouling factor) para preveer la reducción de capacidad debida a la suciedad que se deposita en la superficie de los tubos y que crea una resistencia a la transmisión de calor de los mismos. Dib. #5.

Selección del CONDENSADOR para el Congelador de Pescado.-

El compresor para este congelador es el 3VXC8 el cual tiene una capacidad de 13,04 Toneladas de refrigeración (TR) operando a las temperaturas de -34°F . en la succión y 90°F . en la condensación usando gas Freon 22.

En el Catálogo Worthington se indican los siguientes Heat:

Para -40°F .	177.000 BTU/hr.
Para -30°F .	266.000 BTU/hr.

Interpolando entre estos dos valores le corresponde para -34° : 230.000 BTU/hr.

Como comprobación de este valor y basándose en las curvas del gráfico de ASHRAE, se ve que a las temperaturas de -34°F . y 90°F . que corresponde 281 BTU/minuto y por TR., o sean $281 \times 60 \times 13,04 = 229.854$ BTU/hr. que es muy aproximado al

anterior.

Para seleccionar el condensador por medio de las tablas Worthington, se usa el LOADING FACTOR (L) que relaciona el calor total a extraer y las temperaturas de condensación y del agua a la entrada del condensador, en este caso:

$$L = \frac{230.000 \text{ BTU/hr.}}{(90^{\circ}\text{F} - 81^{\circ}\text{F}) \times 1.000} = 25,6$$

La temperatura del agua a la entrada del condensador se ha fijado en 81°F . o sea la de salida de la torre enfriadora, partiendo de la temperatura del aire de 80° en el bulbo húmedo.

Con el valor de L, el condensador que le corresponde según el Catálogo Worthington para seleccionar el condensador es el CDS - 312.

Cantidad de agua a circular (GPM) por el condensador.

Para $L = 24,1$ le corresponden 70 GPM.

Para $L = 26,3$ le corresponden 80 GPM.

Por interpolación se obtiene agua necesaria o sean 76,82 GPM.

Interpolando entre las caídas de presión (PSI) se obtiene la que se producirá en el condensador, o sea: $2,98 \text{ lbs/pulg.}^2$ (PSI). Siguiendo el mismo procedimiento se seleccionarán los condensadores para los otros dos compresores:

Condensador para el compresor 2VXC6 correspondiente a las cámaras a 5°F ., que da 6,42 TR a 10°F . de temperaturas, usando refrigerantes Freón 12.

Heat Rejection para 7 TR es 115.000 BTU/hr., para 6,42 TR será 105.471 BTU/hr.

$$L = \frac{105.471}{(90^{\circ} - 81^{\circ}) \times 1.000} = 11,71$$

este valor ha de multiplicarse por factor 1,05 aplicable a los condensadores usando Freón 12., según tabla del dibujo 5.

$$L = 11,72 \times 1,05 = \underline{12,3}$$

por tabla le corresponde el modelo CDS 302.

Cantidad de agua a circular por el condensador, 35 GPM con una PSI de 16,8.

Condensador para el compresor modelo 2VXC3, correspondiente a las cámaras a 32°F. con una capacidad de 7 TR y operando a las temperaturas de 18°F. en la succión y 100°F. en la condensación, con gas Freón 12.

Para 20°F de succión el Heat Rejection es 120.000 BTU/hr.

Para 10°F de succión el Heat Rejection es 90.000 BTU/hr.

Interpolando entre estos valores, para 18°F. le corresponde un Heat Rejection de 107.600 BTU/hr.

Haciendo la comprobación con el dibujo 4, hallamos 243 BTU por minuto y TR, o sean $243 \times 60 \times 7 = 102.060$ lo que es bastante aproximado.

Selección del Condensador.-

$$L = \frac{107.600}{(100^{\circ}\text{F} - 81^{\circ}\text{F}) \times 1.000} = 5,65$$

$$5,65 \times 1,05 = 5,93$$

por la tabla del dibujo 5 le corresponde el Modelo CDS 302.

Cantidad de agua a circular por el condensador

para L = 5,8 12 GPM

para L = 6,5 14 GPM

Interpolando la cantidad de agua es 12,37 GPM con una caída de presión de 2,5 PSI.

CALCULO DE LAS TUBERIAS DE REFRIGERANTE

Un sistema de tubería de refrigeración requiere las mismas consideraciones generales de diseño que cualquier otro sistema de circulación de fluido. Sin embargo hay factores adicionales que influyen críticamente en el diseño del sistema.

En primer lugar, el sistema debe ser diseñado para una caída de presión mínima ya que las pérdidas de presión disminuyen la capacidad del compresor y aumentan el requerimiento de potencia en un sistema de refrigeración.

Por otra parte, el fluido al ser conducido por el interior de la tubería puede cambiar de estado físico en el camino de circulación.

Finalmente, considerando que el aceite lubricante es mezclable con los refrigerantes Freón 12 y Freón 22, alguna previsión debe tenerse en cuenta para:

- a) Reducir lo más posible la acumulación del líquido refrigerante en el carter del compresor, y
- b) Procurar que el aceite retorne en la misma proporción que sale del mismo.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE REFRIGERANTE.-

Principio de diseño.- El sistema ha de ser diseñado para cumplir los siguientes requisitos:

1. Asegurar la adecuada alimentación a los evaporadores.
2. Proveer las líneas con dimensiones prácticas y sin que la caída de presión sea excesiva.
3. Proteger los compresores: a) evitando que una cantidad excesiva de aceite sea atrapado dentro del sistema; b) haciendo que la pérdida de aceite lubricante del compresor sea mínima y c) que el refrigerante líquido penetre en el compresor durante la operación y durante los

Naturalmente al fijar las dimensiones de las líneas de refrigerantes es necesario considerar el tamaño óptimo con relación al costo, pérdidas por fricción y retorno de aceite. Desde el punto de vista económico es deseable seleccionar las líneas de diámetro pequeño. Sin embargo, se ha de tener en cuenta un tamaño que no cause excesiva caída de presión en las líneas de succión y descarga que puedan redundar en merma de la capacidad del compresor y consumo excesivo de HP por tonelada de refrigeración.

En la línea de refrigerante líquido, una tubería demasiado pequeña al producir una caída de presión excesiva, puede dar lugar a vaporización espontánea parcial del líquido refrigerante y ésto (Flashing) da lugar a una operación defectuosa de la válvula de expansión.

El efecto de una excesiva caída de presión en las líneas de succión y descarga sobre la capacidad del compresor y en la potencia absorbida por el mismo, se ilustran en la tabla siguiente:

Caída de presión en líneas de succión y descarga caliente (gas caliente)	COMPRESOR	
	Capacidad %	HP/Ton (%)
Sin pérdida de presión en la línea	100	100
2° F. de pérdida en línea de succión	95,7	103,5
2° F. de pérdida en línea de descarga	98,4	103,5
4° F. de pérdida en línea de succión	92,2	106,8
4° F. de pérdida en línea de descarga	92,8	106,8

La caída de presión es mantenida a un mínimo usando medidas de tubería óptimas desde el punto de vista económico, pero asegurando que las velocidades del gas refrigerante sean suficientes para arrastrar y hacer circular el aceite a lo largo de las diversas condiciones de carga térmica.

La caída de presión en las líneas de líquido no es tan crítica como en las de succión y descarga. Sin embargo, no ha de ser excesiva para que no de lugar a la formación de gas en la línea o que llegue el líquido con presión insuficiente a la entrada de la válvula de expansión; por ello, se selecciona el tamaño de la tubería con una caída de presión correspondiente a 1° o 2° F. de variación en la temperatura de saturación.

Esto equivale a una caída de presión de 1,8 a 3,8 libras por pulgada cuadrada para el refrigerante 12 y de 2,9 a 6,0 libras por pulgada cuadrada para el refrigerante 22.

Esta caída de presión en la línea del líquido, por fricción, incluye a más de la tubería y accesorios, otros como válvulas solenoides y manuales, filtros, secadores, etc. desde la salida del recibir hasta la alimentación del evaporador.

La caída de presión en las líneas de succión representan una pérdida en la capacidad del sistema debido a que forzan al compresor a trabajar a una succión más baja para mantener la temperatura deseada en el evaporador. En la práctica se dimensiona la línea de succión para una caída de presión correspondiente a 2° F. de variación en la temperatura de saturación.

Cuando una reducción en el tamaño de la tubería es necesaria para proporcionar suficiente velocidad al gas para que el aceite circule hacia arriba en tubos verticales a cargas parciales estos nos impone una mayor caída de presión al trabajar a plena carga. En este caso, para mantener la caída total en la línea dentro del límite deseado, la caída excesiva en la tubería

vertical se compensa dando mayor diámetro en las líneas horizontales o en las que van hacia abajo, en las cuales no se requiere tanta velocidad del gas para hacer circular el aceite.

La velocidad del gas en tubos horizontales no ha de ser menor de 750 pies por minuto y en los tubos verticales en los que el gas fluye, hacia arriba, no ha de ser menor de 1.500 pies por minuto.

También en las líneas de descarga o gas caliente, conviene reducir las pérdidas de presión porque estas aumentan la potencia requerida para el compresor y disminuyen la capacidad del mismo. En general, se diseñan estas líneas para que la caída de presión no exceda a la correspondiente a un grado o dos grados F. de variación en la temperatura de saturación del gas.

DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES DE LAS TUBERIAS.-

Las figuras Nos. 7 al 13 son las que se han usado para la selección apropiada para las tuberías de cobre para las líneas de refrigeración.

Estos gráficos están basados en la fórmula DARVY-WEISBACH- que es:

$$h = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

En la que:

- h: pérdida de energía en pies de fluido
- f: factor de fricción
- L: Longitud del tubo en pies lineales
- D: diámetro del tubo en pies
- V: velocidad del fluido en pies por segundo
- g: aceleración debida a la gravedad = 32,17 pies/segds./segds.

El factor de fricción depende de las asperezas o rugosidades de la superficie interior del tubo y del número Reynolds del fluido.

En el trazado de los gráficos se emplearon el número Reynolds del fluido y la carta de MOODY, para la determinación del factor de fricción.

METODO PARA EL USO DE LAS FIGURAS EN EL DISEÑO O DIMENSIONADO DE TUBOS.-

El siguiente procedimiento es el recomendado para determinar el diámetro de las tuberías de refrigeración usando los gráficos indicados:

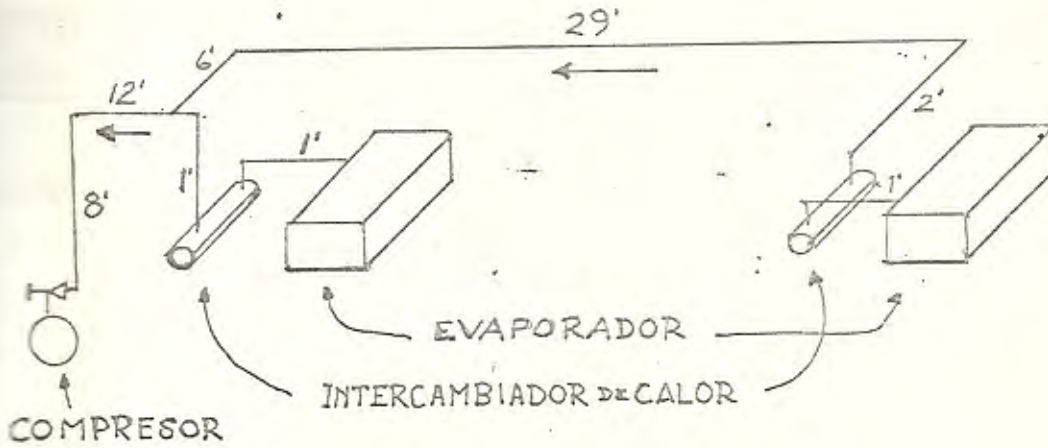
- 1.- Se traza un diagrama del recorrido de la línea a calcular y se mide la longitud total de los tramos, en pies.
- 2.- Como no se pueden precisar las longitudes equivalentes de los accesorios (fittings), tentativamente se aumenta la longitud lineal de tubería en un 50%.
- 3.- Si las temperaturas de succión y descargas de diseño son distintas a las de 40° y 105°, para las cuales las figuras tienen aplicación directa, corregir las toneladas de refrigeración mediante el factor multiplicador correspondiente.
- 4.- Leer el diámetro del tubo en la figura, partiendo de las toneladas corregidas y de la longitud tentativa equivalente que se ha estimado.
- 5.- Con el diámetro de tubo obtenido, se halla la longitud equivalente de los accesorios (fittings) y válvulas, usando la Fig. No. 13 las cuales se suman a la longitud de tubo del párrafo 1 para obtener la longitud equivalente total.
6. Se comprueba si el diámetro del tubo que se ha hallado de la caída de presión admisible. En caso contrario, variar el diámetro del tubo según sea necesario, para alcanzar la caída de presión deseada.

DISEÑO DE LAS TUBERIAS DE CONECCION ENTRE EL COMPRESOR Y LOS EVAPORADORES DE LAS CAMARAS A 5° F. DE TEMPERATURA.-

LINEA DE SUCCION (Refrigerante: Freón 12)

El recorrido de esta línea o tubería se indica

en el diagrama siguiente:



Longitud de tubería desde el compresor hasta el evaporador más apartado:

$L = 8 + 12 + 6 + 29 + 2 + 1 + 1 = 59$ pies lineales, aumentado 50% por accesorios, tenemos : $59 + 29,5 = 88 \frac{1}{2}$ pies.

Toneladas de refrigeración a plena carga: 6,42

Factor multiplicador para -10°F . Succión y 90°F . descarga, obtenido de la tabla al pie de la Fig. 9 igual a: 2,54.

Toneladas corregidas $6,42 \times 2,54 = 16,30\text{TR}$

Entrando con este tonelaje en la Fig. 7 se ve que el tubo de $2 \frac{1}{8}$ " admite hasta 110 pies de longitud equivalente, para una caída de presión correspondiente a 2°F .

Este diámetro se usará en el tramo de tubería desde el compresor hasta la T de bifurcación a los evaporadores.

El segundo tramo, desde la T hasta el evaporador más apartado, por el que ha de circular la mitad del tonelaje = $\frac{16,30}{2} = 8,15$ TR y cuya longitud es de $6 + 29 + 2 + 1 + 1 = 39$ pies.

$$50\% = \frac{19 \frac{1}{2}}{58 \frac{1}{2}} \text{ pies.}$$

Se usará tubo de 1 5/8" de diámetro que se ve, admite hasta 100 pies de longitud equivalente.

Comprobación de la caída de presión real, con los diámetros de tuberías hallados.

Primer tramo:

Longitud de tubo 8 + 12 =	20 pies lineales
1 válvula ángulo 2 1/8 =	24 " "
2 codos 2 1/8 radio largo x 3,3 =	6,6 pies lineales
1 T con flujo por el ramal =	10 pies lineales
	<hr/>
	60,6 pies de longitud equivalente.

La caída de presión será en este tramo igual a $\frac{60,6}{110} \times 2^{\circ} = 1,1^{\circ}\text{F}$

Segundo tramo: (Desde la T al evaporador más lejano)

Longitud de tubo 6 + 29 + 2 + 1 + 1 =	39 pies
4 codos de 1 5/8" x 2,6 =	10,4 pies
entrada y salida al intercambiador 3,6 + 2,2 =	5,8 pies
	<hr/>
	55,2 pies de longitud equivalente.

La caída de presión en este segundo tramo de tubería será:

$$\frac{55,2}{100} \times 2^{\circ} = 1,1^{\circ}\text{F}$$

Caída total en la línea de succión: $1,1 + 1,1 = 2,2^{\circ}\text{F}$ que es muy aproximada a la recomendable de 2°F .

LINEA DE GAS CALIENTE: en la que va intercalado el separador de aceite:

Toneladas de refrigeración 6,42

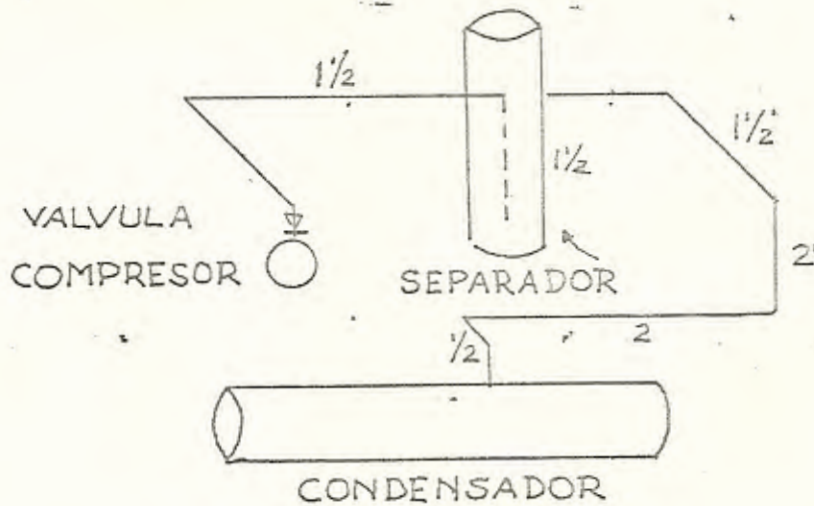
Factor multiplicador para -10°F succión y 90°F de descarga = 1,23

Tonelaje corregido $6,42 \times 1,23 = 7,9 \text{ TR}$

1 3/8" hasta 180 pies.

Vamos a comprobar la caída de presión para este último tamaño:

La disposición de las conexiones se indica en el siguiente croquis:



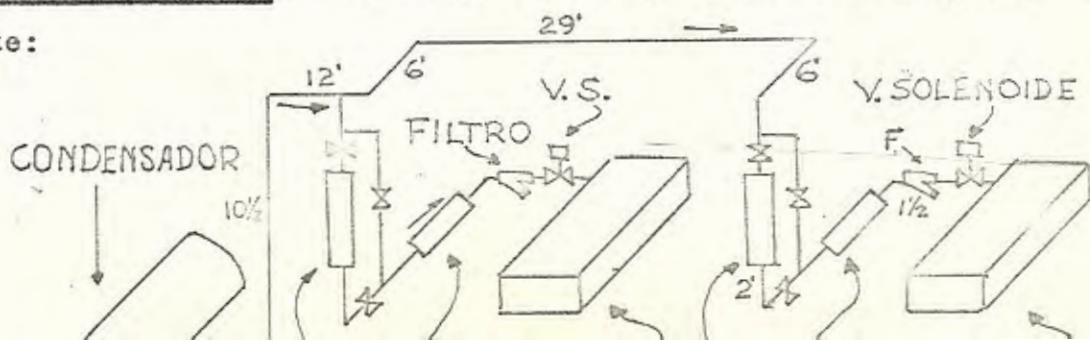
Longitud de tubo	$1\ 1/2 + 1\ 1/2 + 1\ 1/2 + 2 + 2 + 1/2 =$	9 pies
1 válvula ángulo	$1\ 5/8"$	= 18 "
7 codos 90° Standard	$\times 3,3$	23,1 pies
2 reducciones de 1 5/8" a 1 3/8"	$\times 3,1$	= 6,2 pies
Caída de presión en el separador		= 20 pies

76,3 pies de longitud equivalente

Caída de presión real: $\frac{76,3}{180} \times 2^\circ = 0,85^\circ F.$

O sea que está por debajo de la caída recomendable de 2° F. lo cual nos compensa del pequeño exceso en la caída de la línea de succión.

LINEA DE LIQUIDO.- El recorrido es indicado en el diagrama siguiente:



Esta línea tiene una longitud de tubo de:

$$10 \frac{1}{2} + 12 + 6 + 28 + 6 + 2 + 1 \frac{1}{2} = 67 \text{ pies lineales.}$$

Debido a lapresencia de alto número de accesorios intercalados en la línea se usa el factor 2 como reductor de estos a piés lineales: o sea $67 \times 2 = 134$ pies.

En la figura No. 9 se ve que para 6,42 TR el tubo de 7/8" de diámetro admite hasta 225 pies de longitud equivalente y es el que se usará en principio desde el condensador hasta la bifurcación hacia los evaporadores.

El tramo de línea hasta el segundo evaporador usará tubo de 5/8" que admite 3,21 TR del evaporador, hasta 150 pies de longitud equivalente.

Comprobación de las caídas de presión:

PRIMER TRAMO DE LINEA:

Longitud del tubo de 7/8"	22,5 pies
1 válvula ángulo de 7/8"	9 "
2 codos de 7/8 pulgadas x 2	4 "
1 T 7/8" x 2	<u>2 "</u>
	27,5 pies de longitud equivalente.

$$\text{Caída de presión} = \frac{27,5}{100} \times 1^\circ = 0,12^\circ \text{F.}$$

SEGUNDO TRAMO DE LINEA:

Longitud de tubo $6 + 29 + 6 + 2 + 1,5$	= 44,5 pies
6 codos de 5/8" x 1,6	= 9,6 "
2 válvulas 5/8" x 18	= 36 "
2 T de 5/8" x 1	= 2 "
1 Secador de Líquido	= 15 "
1 Intercambiador de calor	= 10 "
1 Mirilla	= 2 "
1 Vañula selenoide 5/8	= 18 "
	<u>143,1 pies de longitud equivalente.</u>

$$\text{Caída de presión} = \frac{143,1}{150} \times 1^\circ = 0,955$$

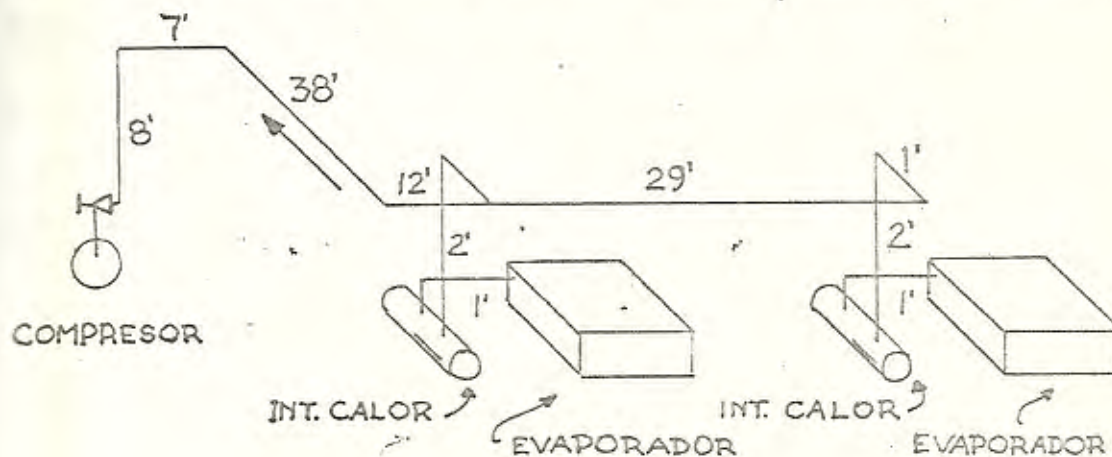
Caída total en la línea de Líquido $0,12 + 0,955 = 1,075$

Los diámetros de tubo escogido son aceptables ya que la caída de presión correspondiente a la variación de temperatura está muy cerca de 1°F . recomendable.

CALCULA DE LAS TUBERIAS DE CONECCION ENTRE EL COMPRESOR Y LOS EVAPORADORES DE LAS CAMARAS A LA TEMPERATURA 32°F .

LINEA DE SUCCION (Refrigerante Freón 12)

El recorrido de esta línea se indica en el diagrama siguiente:



Longitud de tubo: $8 + 7 + 38 + 11 + 29 + 1 + 2 + 1 = 98$ pies lineales

Longitud equivalente (más 50%): $98 + 49 = 147$ pies equivalentes

Toneladas de Refrigeración: 7 TR

Temperaturas de succión 18°F . y temperatura de descarga 100°F .

Factor multiplicador para estas temperaturas, se obtiene interpolando entre 1,76 que corresponde a $10^\circ/100^\circ$ y 1,41 que es para $20^\circ/100^\circ$ lo que, da un factor de 1,48.

Toneladas corregidas $7 \times 1,48 = 10,36$ TR

Entrando con este tonelaje en la Fig. 7 se ve que la tubería de $2 \frac{1}{8}$ " permite hasta 240 pies de longitud equivalente.

Para el tramo de tubería desde la bifurcación hasta el segundo evaporador que tiene un tonelaje de $\frac{10,36}{2} = 5,18$ TR vemos que

el tubo de 1 3/8" admite hasta 95 pies de longitud equivalente.

Comprobación de la caída de presión:

Tramo del compresor a primer evaporador tubo de 2 1/2"

largo de tubo:	65 pies lineales
1 válvula ángulo:	24 " "
4 codos radio largo x 3,3:	13,2 " "
1 T con reducción a mitad:	5,0 " "
	<hr/>
	107,2 " "

Caída: $\frac{(107,2)}{240} \times 2 = 0,89^{\circ}\text{F.}$

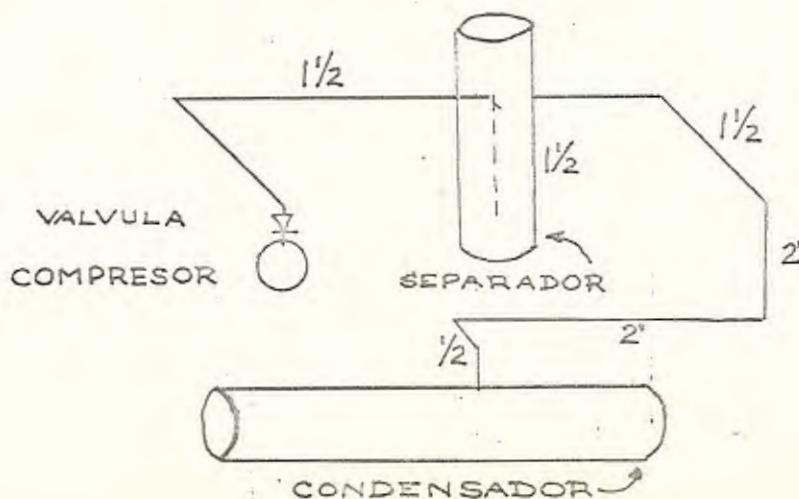
Tramo de línea entre los dos evaporadores: tubo de 1 3/8"

largo de tubo	33 pies lineales
3 codos 90° x 3,3	9,9 " "
Intercambiador de calor	7
	<hr/>
	49,9 " de longitud equivalente

Caída de presión: $\frac{(49,9)}{95} \times 2 = 1,05^{\circ}\text{F.}$

Caída total de la línea: $0,89 + 1,05 = 1,94^{\circ}\text{F.}$ lo que no sobrepasa la recomendable de 2°F. y por tanto se usarán los diámetros seleccionados.

LÍNEA DE DESCARGA (Gas caliente) Con el separador de aceite intercalado



Tonelaje 7 TR

Factor multiplicador para 18°F . succión y 100°F . descarga: interpolando entre 1,10 que es para $10^{\circ}/100^{\circ}$ y 1,08 que corresponde a $20/100^{\circ}$ se obtiene el factor a usar en nuestro caso o sea 1,076.

Tonelaje corregido: $7 \times 1,076 = 7,53 \text{ TR}$

En la figura #8 vemos que para este tonelaje, el tubo de $1\frac{3}{8}''$ admite una longitud equivalente hasta 200 pies.

Caída de presión en este tamaño de tubo:

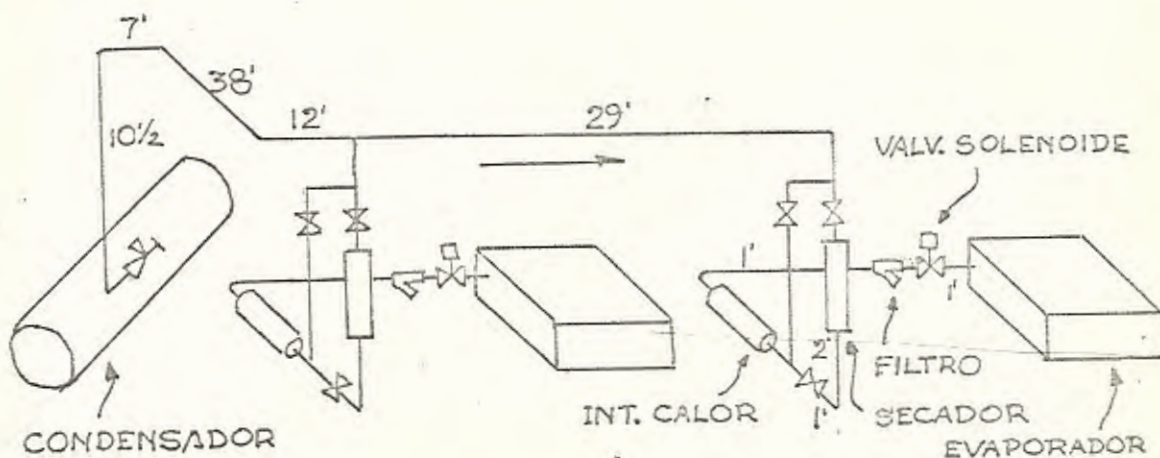
Longitud de tubo	9 pies lineales
7 codos de 90° x 3,3	23,1 pies lineales
1 válvula ángulo	15 " "
Separador de aceite	20 " "
	<hr/>
	67,1 " equivalentes,

por lo tanto, la caída de presión real, corresponderá $\frac{67,1}{200} \times 2^{\circ} = 0,67^{\circ}\text{F}$

Esta caída es inferior a la recomendable de 2°F . lo cual representa menos merma en el rendimiento del compresor.

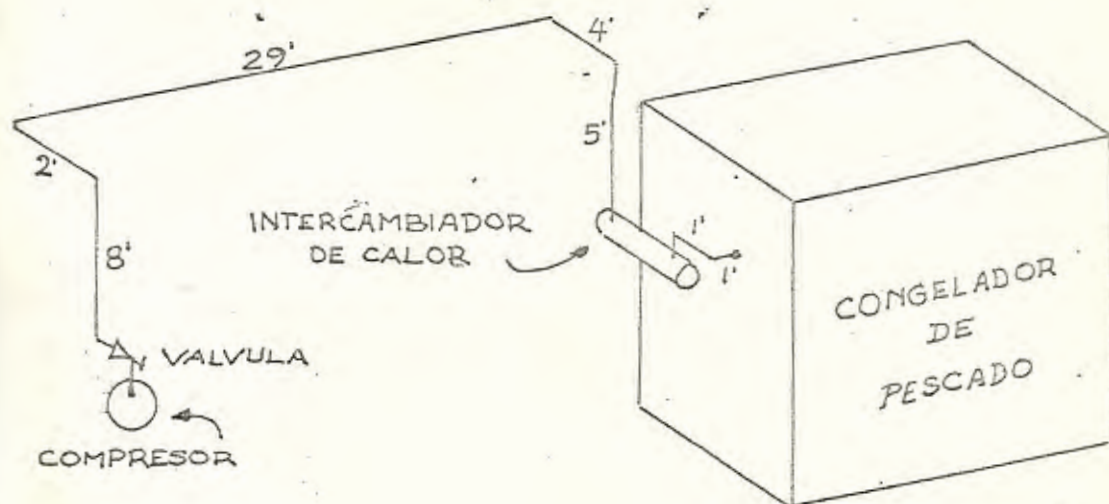
LINEA DE REFRIGERANTE LIQUIDO

Recorrido de la línea, esquemáticamente.-



Diseño de las líneas de conexión entre el compresor y el congelador de pescado.

Línea de succión.- El recorrido de esta línea se indica en el siguiente croquis:



Longitud de la línea: $8 + 2 + 29 + 4 + 5 + 1 + 1 = 50$ pies lineales
 aumento 50% por accesorios: $50 + 25 = 75$ pies de longitud equivalente.

Tonelaje del compresor: 13,04 TR (Freón 22).

Temperaturas - $33,45^{\circ}\text{F}$ en la succión y 90° en la descarga.

El coeficiente multiplicador para $-40^{\circ}/90^{\circ}$ es 4,85 y para $-30^{\circ}/90^{\circ}$ el coeficiente es 3,87.

Interpolando entre los dos valores, se halla el coeficiente de 4,20 para las temperaturas de $-33,45^{\circ}/90^{\circ}$.

Tonelaje corregido $13,04 \times 4,20 = 55$ TR.

Entrando con este valor en la Fig. 10 se encuentra que el tubo de $2\frac{5}{8}$ " de diámetro permite hasta 110 pies de longitud equivalente.

Cálculo de la caída de presión con este tamaño de tubería:

Longitud de tubo	50 pies lineales
7 codos de $2\frac{5}{8}$ " x 6	42 " "
2 reducciones x 4,1	8,2 " "
Caída en el intercambiador	20 " "
1 válvula ángulo	29 " "
	<hr/>
	149,2" pies de longitud equivalente

La caída de presión correspondiente a la variación de temperatura será: $\frac{149,2}{110} \times 2^\circ = 2,71^\circ$ esta caída excede de la recomendable y por ello se calcula de nuevo con el diámetro de tubo inmediatamente superior o sea de 3 1/8".

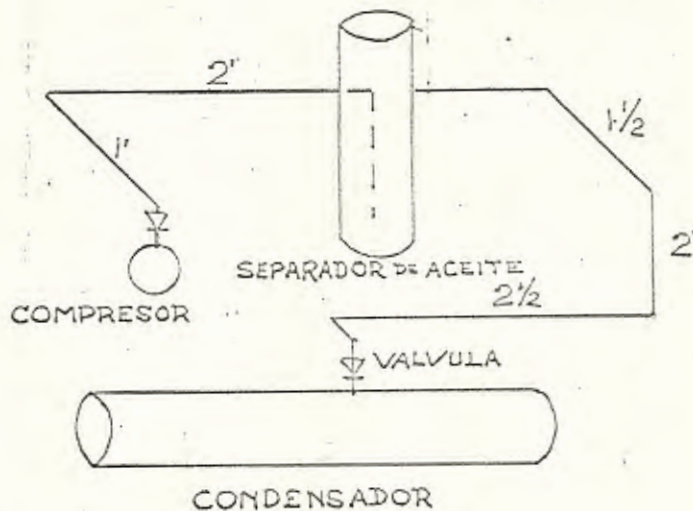
Con este tubo, la longitud equivalente permisible es de 275 pies.

Caída de presión con tubo de 3 1/8 pulgadas:

Longitud de tubo:	50	pies lineales
7 codos de 3 1/8 x 7,5	52,5	" "
2 reducciones	8,2	" "
Caída intercambiador	20	" "
1 válvula ángulo	35	" "
	<hr/>	
	165,7	" " de longitud equivalente.

Caída de presión: $\frac{165,7}{275} \times 2^\circ = 1,21^\circ F.$ que está por debajo de los 2° F. recomendables y por tanto es del tamaño del tubo que se usa.

TUBERIA DE DESCARGA (Gas caliente) Con el separador de aceite intercalado.



Toneladas del compresor: 13,04

Factor multiplicador de la Tabla siguiente a la Fig. #12.

Factores multiplicadores:

Para $-40/90^\circ$ el factor es 1,27

Para $-30/90^\circ$ el factor es 1,24

Interpolando entre estos se halla que para $-33,45^\circ/90^\circ$ el factor es 1,25. Tonelaje corregido: $13,04 \times 1,25 = 16,30$ TR.

En la Fig. #11 vemos que para este tonelaje el tubo de $1\frac{1}{8}$ " de diámetro admite hasta 65 pies de longitud equivalente.

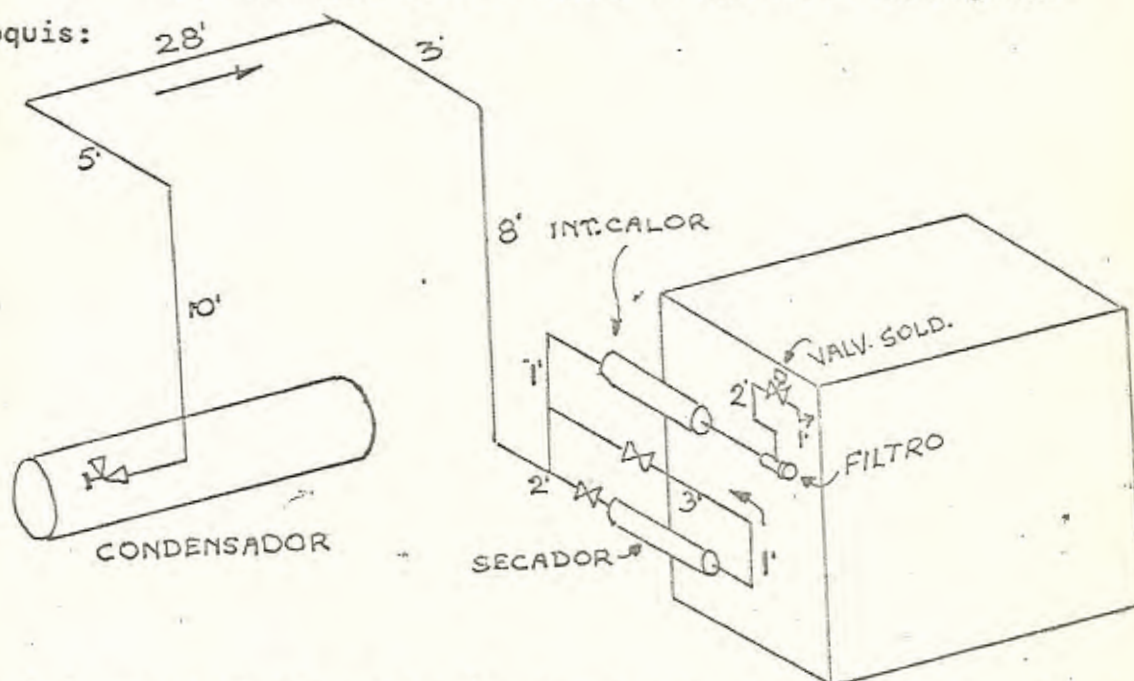
Se calcula la caída de presión para este tamaño:

Longitud del tubo:	11	pies lineales
2 válvulas $1\frac{1}{8}$ " ángulo	24	" "
5 codos 90° standard x 2,6	13	" "
2 reducciones	4,8	" "
Caída separador	25	" "
	<hr/>	
	77,8	pies de longitud equivalente.

Como esta longitud sobrepasa a la longitud máxima de 65 pies, se pondrá el tamaño de tubo de $1\frac{3}{8}$ de diámetro.

LÍNEA DE REFRIGERANTE LIQUIDO.-

El recorrido de esta línea se indicó en el siguiente croquis:



Longitud de tubo: $10 + 5 + 28 + 3 + 8 + 2 + 1 + 3 + 1 + 2 + 1 = 64$ pies.

Como esta línea tiene muchos accesorios intercalados, doblaremos

la medida como medio de hallar la longitud equivalente en pies lineales.

Tendremos $64 \times 2 = 128$.

Entrando en la Fig # 12 con el tonelaje de .13,04 TR se ve que el tamaño del tubo de $7/8"$ admite una longitud equivalente hasta de 175 pies.

Se calcula la caída de presión para este tamaño:

Longitud de tubo	64	pies
1 Válvula ángulo	9	"
2 Válvulas rectas x 22	44	"
13 codos standard $90^\circ \times 2$	26	"
1 "T" paso recto	1,4	"
1 "T" paso al ramal	4	"
1 Filtro	10	"
1 Válvula solenoide	22	"
1 Intercambiador de calor	10	"
1 Secador y deshidratador	20	"
	<u>210,4</u>	pies lineales de longitud equivalente.

Como se ve, esta longitud pasa la admisible de 175 pies, por ello se usará el tubo de diámetro inmediato superior o sea de $1 1/8"$.

Con este tubo, la caída de presión en la línea de líquido será:

Longitud de tubo	64	pies
1 válvula ángulo	12	"
2 válvulas rectas x 29	58	"
13 codos standard x $2,6$	33,8	"
1 "T" pase recto	1,7	"
1 "T" paso al ramal	5	"
1 Filtro	10	"
1 válvula solenoide	29	"
1 intercambiador de calor	15	"
1 deshidratador	20	"
	<u>248,5</u>	pies de longitud equivalente.

La caída real será $248,5 \times 1^\circ = 0,5^\circ$ aproximadamente.

CAPITULO IV

CALCULO ECONOMICO: PRESUPUESTO DE EQUIPOS, INSTALACIONES, EDIFICACIONES.- CALCULOS SOBRE INSTALACIONES, PRODUCCION Y MANTENIMIENTO.- CALCULO DE CAPITAL FIJO.- CAPITAL DE OPERACION,- CALCULO DE COSTOS.- PUNTO DE EQUILIBRIO.

La presente parte, que es el complemento de la parte técnica del proyecto del diseño e instalación de una lonja frigorífica, tiene por objeto, presentar un análisis de las implicaciones económicas que conlleva dicho proyecto.

Para cumplir tal propósito, en esta parte, el estudio lo enfocaremos desde el punto de vista del mercado tanto de abasto (captura) y de consumo de pescado blanco, así mismo, se presentará un estimado de costo de operación de la lonja.

A.- MERCADO INTERNO

1. El problema del consumo de pescado fresco en el Ecuador.

Es indudable que el aprovechamiento que se está haciendo de los recursos pesqueros del Ecuador como fuente de nutrición para la gran mayoría de los ecuatorianos, no está siendo bien canalizado.

La necesidad de ofrecer un artículo como el pescado en condiciones higiénicamente aceptables y a precio conveniente, así mismo, la de permitir un ingreso normal a un gran número de pescadores artesanos que hacen de ésta actividad su principal fuente de subsistencia, dió lugar a la creación por parte del Gobierno de la lonja frigorífica de Manta, la que se encuentra adscrita al Ministerio de Recursos Naturales y administrada por la Dirección General de Pesca; desgraciadamente, debido a la mala administración de ésta, su finalidad primordial que motivó su creación, no ha sido justificada.

Actualmente existen problemas de producción en esta

lonja frigorífica debido en gran parte a la dificultad que ha tenido de aprovisionarse de pescado, no precisamente por falta de captura, sino en razón a su sistema de compra, la misma que la venían realizando con cheque y luego de un molesto trámite burocrático.

A pesar de que en los actuales momentos dicha política ha sido modificada, ya que las compras las pagan en efectivo y las realizan en la misma plaza donde llega el pescador, persiste el problema de la baja producción, debido a la materia prima. Las razones de esto último son principalmente dos: 1) porque la lonja paga precios topes, lo cual da lugar a una oferta restringida; y, 2) porque el pescador por la premura de tener disponibilidades monetarias acepta anticipo de los comerciantes mayoristas, por lo cual se ve comprometido a vender a éste su captura, recibiendo en la mayoría de los casos los precios que le impongan los comerciantes.

La lonja canaliza sus ventas a través de la empresa comercial estatal EMPROVIT, la que por medio de sus supermercados populares los destina en casi su totalidad, a la ciudad de Quito, con lo cual está restringiendo su campo de acción.

Los problemas antes expuestos, obligan a pensar que hay una verdadera solución, la misma que al decir de algunos expertos en la materia, se debería impulsar a la instalación de otras lonjas frigoríficas dándole una estructura Administrativa ágil y flexible que sea manejada con un real criterio de empresa privada.

Por ello, pensamos en la viabilidad técnica-económica del presente proyecto, que puede ser instalado en cualquier puerto pesquero, siempre que cuente con los servicios industriales indispensables, factores únicos que limitarían su instalación.

2. Desembarque y utilización de pescado blanco.

Los desembarques de pescado blanco por los puertos pesqueros del país se estiman anualmente en 21.300 toneladas métricas, aunque se nota una tendencia un poco decreciente por la prefe-

rencia a la captura de otras especies para la industrialización como son el atún y pinchagua.

De todas maneras existe suficiente captura para proveer a las lonjas frigoríficas que se instalaren. De dicho total de captura apenas el 1% aproximadamente, se lo emplea para congelado entero y filetes (223 T.M. en 1969), es decir, en la forma como lo recomiendan las normas sanitarias, el resto descontando el porcentaje de pescado que se pierde por descomposición, el mismo que es difícil cuantificar, se lo expende en su forma natural, en los mercados y plazas de las ciudades del país.

La producción industrial de pescado blanco, en forma de congelado entero y fileteado en 1969, año último como se cuenta con datos y que fue de 223 toneladas, se descompone de la siguiente manera:

<u>ESPECIE</u>	<u>T.M.</u>
Tiburón	55,1
Cherna	43,4
Corvina	37,9
Dorado	21,6
Bagre	11,8
Pargo	8,7
Pámpano	6,8
Sierra	5,4 ²
Guayaipe	3,9
Morena	3,1
Ciego	2,6
Sin identificar	22,8
	<hr/>
TOTAL	223,0

Fuente: Instituto Nacional de Pesca. Boletín Informativo Vo. 1, 1970.

Tal como se dijo anteriormente, la mayor parte de las pesquerías ecuatorianas, son de tipo artesanal y capturan una gran variedad de especies de pescado destinado al consumo doméstico.

El rendimiento de las embarcaciones que practican la pesca artesana costera es generalmente baja y está sujeta a amplias variaciones. Sin embargo, esto no puede llegar a constituir un serio problema si se llegara a instalar la nueva lonja, materia del presente proyecto, puesto que desde ya se sugeriría dotarla de una buena administración, con una adecuada política de aprovisionamiento de pescado, que le deje a éste un margen regular de utilidad. De tal forma que la lonja se convertiría en un freno a la explotación que actualmente sufren los pescadores a mano de los comerciante mayoristas.

3. Sistema de Comercialización del pescado fresco.

Aun cuando el Instituto Nacional de Pesca, en uno de sus Boletines dice "las investigaciones llevadas a cabo por el Instituto Nacional de Pesca sobre el mercado que se ofrece a los productos de pesca en el Ecuador, han confirmado que el mercado potencial es bastante reducido.

Además, se ha verificado que las prácticas de manipulación, de conservación y transporte del pescado, son deficientes, tanto a bordo de los barcos pesqueros, como en los camiones o en los puestos de venta. Agrega además "estas malas prácticas hacen que el pescado llegue en estado poco conveniente al consumidor, de tal manera que existe, comunmente parte de las poblaciones que no pertenecen a la costa, una resistencia al consumo del pescado".

No parece que la primera parte manifestada por este Organismo especializado peca de mucho pesimismo, ya que siendo el pescado un bien de primera calidad, y más aún es un alimento típico de la clase popular, su mercado potencial guarda una más íntima relación con el crecimiento de la población de este estrato social, el mismo que es elevado más que con el ingreso per-cápita. Por otro lado, en una campaña publicitaria que puede ser iniciada por

el Gobierno a fin de que el pueblo eleve sus conocimientos en materia dietética, daría lugar a un incremento notable en el consumo del pescado fresco tratado higiénicamente.

El mismo Instituto habla sobre los obstáculos en la comercialización de pescado fresco cuando dice "su producción se comercializa difícilmente por las siguientes razones: una parte importante de la población, quizás la más numerosa está diseminada en la sierra; la falta de una red adecuada de comunicaciones obstaculiza la distribución, y el bajo nivel de vida de la población limita el mercado". A renglón manifiesta " el resultado de esta situación es que, cuando se pesca poco, la demanda, aunque limitada no esté satisfecha, mientras que cuando se pesca mucho, el pescado se vende a precios bajos o queda sin vendedores.

De lo dicho anteriormente, se puede concluir que hace falta racionalizar la producción y comercialización de los productos de la pesca, lo cual se lograría en parte impulsando las instalaciones de lonjas frigoríficas como la que aquí se propone.

A continuación, y en forma breve, señalaremos algunas prácticas que se siguen en la circulación del pescado fresco; desde el productor (pescador) hasta el consumidor final.

La primera venta se efectúa generalmente por pieza y alguna vez por sartas de pescado. Por lo común, todas las operaciones se hacen públicamente y de acuerdo con la ley de la oferta y demanda. Aunque no puede decirse de manera categórica que existan situaciones de monopolio, puede, sin embargo, señalarse algunas prácticas restrictivas.

- a) El mayorista que es a su vez dueño del camión de transporte, ejerce cierta presión sobre el pequeño pescador, presión que no puede ejercer el mayorista sin transporte.
- b) En algunas ocasiones, especialmente en la época de invierno cuando una embarcación transporta o remolca bongos, el dueño de esta embarcación obliga al pescador remolcado que le venda

- c) Cuando existe abundante pesca, los mayoristas se unen para imponer el precio del pescado.
- d) El mayorista en muchas ocasiones facilita al vendedor el detal los materiales y utensilios y el pago del arriendo del puesto de venta de pescado.

En las ciudades como Guayaquil, y Quito, los supermercados se proveen de pescado por medio de los intermediarios o comerciantes de su zona y casi nunca directamente o de los pescadores o mayoristas de la zona productora.

Es decir, que aún en la propia relación comercial con los supermercados existe una serie de intermediarios, intermediación que sólo se explica por la existencia de prácticas viciosas en la comercialización, que van en detrimento del pequeño pescador.

B.- MERCADO EXTERNO

1.- En cuanto al mercado externo, el proyecto en estudio considera poder abastecer la demanda externa de atún congelado en 8 toneladas diarias. Por considerar mínima esta cantidad, se estima que no habrá inconvenientes poder alcanzar tal meta.

El pescado (atún) congelado se cotiza a razón de \$450 FOB la tonelada métrica en promedio que, comparado con el precio de compra y el leve tratamiento a que es sometido, arroja una diferencia sustancial atribuido a utilidad.

- 2. INVERSIONES, COSTOS y UTILIDAD

Para el cálculo de costos de operación se ha considerado que la planta cuya capacidad es de 16 toneladas métricas en 24 horas diarias, de pescado procesado, trabajando 250 días al año; trabajará a un 75 por ciento de esa capacidad, es decir, doce toneladas métricas en 24 horas diarias. Así mismo, se ha estimado que de las doce toneladas por día, cuatro toneladas serían de pescado blanco para el mercado interno; y las 8 toneladas restantes, de atún congelado para la exportación.

En base a las consideraciones anteriores se efectuaron los cálculos estimados de requerimiento de materia prima materiales indirectos, mano de obra y además gastos de fabricación, cuyos resultados aparecen en los anexos adjuntos.

En el Cuadro #1 se presenta la inversión total estimada para el proyecto, la misma que asciende a \$ 7'441.047, correspondiéndole a la inversión fija el 426% equivalente a \$ 3'693.795, y el resto 50,4%, igual a \$31747.252, al capital de operación.

De acuerdo con las estimaciones que consta en el estado de ganancias y pérdidas (Ver Cuadro #2), las utilidades alcanzan a \$ 3'471.111 y la rentabilidad sobre la inversión total es del 46,6%.

El punto de equilibrio económico, es decir, el nivel de ingresos que debe generar la planta para igualar a sus egresos y así no obtener ni ganancias ni pérdidas se alcanza, trabajando la planta al 33,9% de la capacidad proyectada.

LISTA DE CUADROS Y ANEXOS DEL ESTUDIO ECONOMICO

INVERSIONES

Cuadro No. 1

-INVERSION FIJA

-
- Terreno
- Construcciones
- Cerramiento
- Maquinarias y Equipos
- Otros activos
- Imprevistos

Anexo a-1

-CAPITAL DE OPERACION

Anexo B

- Estado de ganancias y pérdidas
- Ventas

Cuadro No. 2

- COSTO TOTAL DE PRODUCCION

Anexo C

- Materias Primas
- Mano de Obras Directas
- Carga F_obril

Anexo D

Anexo D-1

Anexo D-2

Anexo D-2

-GASTOS DE VENTAS

Anexo E

-GASTOS DE ADMINISTRACION Y GENERALES

Anexo F

-PUNTO DE EQUILIBRIO ECONOMICO

Anexo G

CUADRO No. 1I N V E R S I O N E S

A. <u>INVERSION FIJA</u>	<u>Cantidades</u>	<u>Costo</u> <u>Unit.</u> (Suces)	<u>Costo</u> <u>Total</u> (Suces)
Terreno	800 m ²	1.000	800.000
Construcciones	200 m ²	1.600	320.000
Cerramiento	800 m ²	200	160.000
Maquinarias y equipos			1'500.000
Otros Activos (Anexo A-1)			737.900
Imprevistos (5% Rubro anterior)			175.895
	S U M A N		3'693.795
B. CAPITAL DE OPERACION			3'747.252
	INVERSION TOTAL		7'441.047

CUADRO No. 2ESTADO DE GANANCIAS Y PERDIDAS

(Un año de operación)

	<u>SUCRES</u>	<u>PORCÉNTAJES</u>
VENTAS (Anexo C)	33'947.200	100,00
COSTO DE PRODUCCION (Anexo D)	<u>29'485.028</u>	<u>86,86</u>
Utilidad Bruta en Ventas	4'462.172	13,14
GASTOS DE VENTAS (Anexo E)	<u>522.492</u>	<u>1,54</u>
Utilidad Neta en Ventas	3'939.680	11,60
GASTOS ADMINISTRACION Y GENERALES (Anexo F)	<u>468.569</u>	<u>1,38</u>
Utilidad Neta en operación, antes de pagar el Impuesto a la Renta y otras deducciones Legales	3'471.111	10,22
	=====	=====

ANEXO A-1OTROS ACTIVOS

MUEBLES Y EQUIPOS DE OFICINA	<u>Valor Parcial</u> (Suces)	<u>Valor Total</u> (Suces)
1. Escritorio metálico tipo Gerente y sillón	5.000	5.000
3. Escritorios de madera	1.500	4.500
6. Sillas	400	2.400
1. Máquina calculadora	16.000	16.000
2. Máquina de escribir	5.000	10.000
2. Archivadores metálicos	5.000	10.000
		<hr/>
	SUMAN	47.900
Taller Mecánico		200.000
Equipo de Laboratorio		150.000
Mesas y Taburetes para fábricas		20.000
<u>Vehículos:</u>		
1 Camioneta para Gerente		120.000
1 Camioneta para uso de planta		120.000
Constitución de Sociedad		80.000
		<hr/>
	TOTAL	737.900
		=====

ANEXO BCAPITAL DE OPERACION

	<u>TIEMPO</u>	<u>SUCRES</u>
Materia Prima	1 mes	2'154.537
Mano de Obra Directa	1 mes	87.675
Carga Fabril	1 mes	198.040
Gastos de Administración y Generales	1 mes	34.916
Gastos de Ventas		43.541
Reserva de Producto (al Costo)	1/2 mes	1'228.543
		<hr/>
		3'747.252
		=====

ANEXO CV E N T A S

<u>PRODUCTO</u>	<u>CANTIDAD</u> (libras)	<u>PRECIO</u> <u>UNITARIO</u> (sucres)	<u>TOTAL ANUAL</u> (sucres)
Corvina (filete)	1'100.000	5,50	6'050.000
Pargo (filete)	550.000	7,00	3'850.000
Dorado (filete)	550.000	5,20	2'860.000
Atún congelado	2.000 TM.	10,395	20'784.000
	S U M A N		33'544.000
Desperdicio (para reducción)	1.280 TM.	315	403.200
	T O T A L		33'947.200

=====

ANEXO DCOSTO TOTAL DE PRODUCCION

	<u>SUCRES</u>	<u>PORCENTAJE</u>
Materia Prima (Anexo D-1)	25'854.450	87,68
Mano de Obra Directa (Anexo d-2)	1'052.100	3,57
<u>Carga Fabril (Anexo D-3)</u>		
a) Materiales Indirectos	1'360.888	4,62
b) Mano de Obra Indirecta	235.805	0,80
c) Depreciación	202.000	0,70
d) Suministros	600.000	2,03
e) Reparación y Mantenimiento	37.200	0,13
f) Seguros	19.800	0,07
g) Imprevistos	122.785	0,42
	<hr/>	<hr/>
T O T A L	29'485.028	100,00
	<hr/>	

ANEXO D 1MATERIA PRIMA

<u>DENOMINACION</u>	<u>CANTIDAD</u> (libras)	<u>PRECIO</u> <u>UNITARIO</u> (sucres)	<u>TOTAL</u> <u>ANUAL</u> (sucres)
Corvina	2'590.750	3,00	7'772.250
Pargo	1'543.500	3,00	4'630.500
Dorado	1'378.000	2,50	3'445.000
Atún	4'410.000	2,27	10,010.700
			<hr/>
		T O T A L	25'858.450
			=====

ANEXO D-2MANO DE OBRA DIRECTA

Denominación	<u>No.</u>	<u>Sueldo Mensual</u> (sucres)	<u>TOTAL ANUAL</u> (sucres)
Obreros Calificados	5	2.000	120.000
Obreros no Calificados	20	1.000	240.000
		SUMAN	<u>360.000</u>
Aporte Patronal (+)			36.000
Fondo de Reserva			30.000
Décimo Tercer Sueldo			30.000
Décimo Catorceavo Sueldo			30.000
Vacaciones			<u>15.000</u>
		Total 1er. turno 1/	501.000
		Total 2do. turno 1/	<u>551.100</u>
		T O T A L	<u>1'052.100</u> =====

(+) Incluye 0,5% para SECAP

1/ 2do. turno 10% más que el valor del Primer Turno.

ANEXO D - 3CARGA FABRILa) Materiales Indirectos

<u>Denominación</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Precio Unitario</u> (sucres)	<u>Total Anual</u> (sucres)
Caja de Cartón	19.262 U.	5,00	96.340
Fundas de Polietileno	2*205.000 U.	0,40	882.000
Grapas			50.000
Zunchos	13.758 Lbs.	6,00	82.548
Goma	5.000	50,00	250.000
		SUMAN	1'360.888
			=====

b) Mano de Obra Indirecta

<u>Denominación</u>	<u>No.</u>	<u>Sueldo Mensual</u> (sucres)	<u>Total Anual</u> (sucres)
Capataz	1	3.000	36.000
Técnico	1	4.000	48.000
Jefe de Mantenimiento	1	5.000	60.000
Mecánico-Ayudante	1	2.500	30.000
		SUMAN	174.000
Aporte Patronal			16.530
Fondo de Reserva			14.500
Décimo Tercer Sueldo			14.500
Décimo Cuarto Sueldo			9.025
Vacaciones			7.250
		TOTAL	235.805
			=====

c) <u>Depreciación</u>	<u>Costo</u> (sucres)	<u>Unidad Util</u> (años)	<u>Carga Anual</u> (sucres)
Construcciones	480.000	20	24.000
Maquinarias y Equipos	1'500.000	15	100.000
Taller Mecánico	200.000	10	20.000
Equipo de Laboratorio	150.000	5	30.000
Mesas y Taburetes	20.000	5	4.000
Vehículos	120.000	5	24.000
		SUMAN	202.000
d) <u>Suministros</u>			<u>600.000</u>
e) <u>Reparación y Mantenimiento</u>			
Maquinaria y equipos (2% del valor)			30.000
Construcciones (1 1/2% del valor)			7.200
		SUMAN	37.000
f) <u>Seguros</u>			
1% sobre el valor de maquinaria-equipos			15.000
1% s/ valor de construcciones			4.800
		SUMAN	19.800
g) <u>Imprevisto</u>			
5% de los rubros anteriores (a - f)			122.785
		TOTAL DE CARGA FABRIL	<u>2'578.478</u> =====

ANEXO EGASTOS DE VENTAS

<u>Denominación</u>	<u>No.</u>	<u>Sueldo Mensual</u> (sucres)	<u>Total Anual</u> (sucres)
Jefe de Venta	1	5.000	60.000
Despachadores	3	2.000	72.000
Secretaria	1	1.800	21.600
			<hr/>
			153.600
Aporte Patronal			14.592
Fondo de Reserva			12.800
Décimo Tercer Sueldo			12.800
Décimo Cuarto Sueldo			10.300
Vacaciones			6.400
			<hr/>
		SUMAN	210.492
Utiles de escritorio			12.000
Gastos de Embarque			300.000
			<hr/>
		TOTAL	522.492
			=====

ANEXO FGASTOS DE ADMINISTRACION Y GENERALES

<u>Denominación</u>	<u>No.</u>	<u>Sueldo Mensual</u> (sucres)	<u>Total Anual</u> (sucres)
Gerente	1	8.000	96.000
Contador	1	4.000	48.000
Ayudante Contador	2	2.000	48.000
Cajera	1	2.500	30.000
Secretaria - Ejecutiva	1	2.000	24.000
Secretaria - Auxiliar	1	1.500	18.000
Portero	1	1.800	21.600
		SUMAN	285.600
Aporte Patronal			27.114
Fondo de Reserva			23.800
Décimo Tercer Sueldo			23.800
Décimo Cuarto Sueldo			14.775
Vacaciones			11.900
		SUBTOTAL	386.989
Utiles de Oficina			12.000
Varios			20.000
<u>Depreciación y Amortización</u>			
Vehículo			24.000
Muebles y Enseres de Oficina			9.580
Gastos de Constitución			16.000
		TOTAL	468.569
			=====

ANEXO GCALCULO DEL PUNTO DE EQUILIBRIO ECONOMICO

<u>RUBROS</u>	<u>COSTO TOTAL</u> (sucres)	<u>GASTOS VARIABLES</u> (sucres)	<u>GASTOS FIJOS</u> (sucres)
Materias Primas	25'854.450	25'854.450	-
Mano de Obra Directa	1'052.100	800.000	252.100
Materiales Indirectos	1'360.888	1'360.888	-
Mano de Obra Indirecta	235.805	-	235.805
Depreciación	202.000	-	202.000
Suministros	100.000	400.000	200.000
Reparación y Mantenimiento	37.200	20.000	17.200
Seguros	19.800	-	19.800
Imprevistos	122.785	122.785	-
Gastos de Ventas	522.492	312.000	210.492
Gastos de Administración	468.569	32.000	436.569
	<u>30'476.089</u>	<u>28'902.123</u>	<u>1'573.966</u>

PE: GASTOS FIJOS1- GASTOS VARIABLES

VENTAS

$$PE: \frac{1'573.966}{28'902.123} = \frac{1'573.966}{0,8616} = \frac{1'573.966}{0,1384} = S/ 11'372.586,71$$

$$PE: \frac{11'372.586,71}{33'544.000} = 33,9\%$$

CAPITULO V

DISEÑO TOTAL DE LA PLANTA.- PLANOS Y DIAGRAMAS

CUADRO N.º 1

DESEMBARQUES DE ATUN POR ESPECIES

(Peso entero)

AÑOS	TOTAL		BARRILETE (Skipjack)		ALETAMARILLA (Yellowfin)	
	TON. METROS	%	TON. METROS	%	TON. METROS	%
1960	11.563.00					
1962	11.404.6	100.00	10.720.1	93.5	774.5	6.7
1963	13.487.1	100.00	12.775.4	94.7	711.7	5.3
1964	9.768.4	100.00	9.191.9	94.1	576.5	5.9
1965	14.796.2	100.00	14.201.0	96.0	505.2	4.6
1966	11.968.5	100.00	10.788.5	90.1	1.180.0	9.9
1967	20.125.1	100.0	17.426.8	86.6	2.698.3	13.4
1968	18.236.5	100.00	14.333.0	78.6	3.903.5	21.4
1969	20.192.8	100.00	17.142.8	84.9	3.050.0	15.1
1970	16.582.2	100.00	9.000.0	54.8	7.488.4	45.2

CUADRO N°A2

DESEMBARQUE DE ATUN POR ESPECIE DURANTE LOS MESES

DEL AÑO 1969

(Peso entero, Kilos)

MESES	ALETA AMARILLA	BARRILETE	TOTAL
ENERO	106.490	967.520	1'074.010
FEBRERO	143.506	518.022	661.528
MARZO	47.619	282.873	330.493
ABRIL	74.175	4'580.116	4'654.290
MAYO	76.066	6'269.039	6'345.105
JUNIO	219.209	1'061.572	1'280.781
JULIO	46.242	466.140	512.382
AGOSTO	237.007	371.308	608.315
SEPTIEMBRE	150.413	414.064	565.077
OCTUBRE	1'355.474	1'197.552	2'553.026
NOVIEMBRE	174.701	423.572	598.273
DICIEMBRE	419.131	410.436	829.567
TOTAL	3'050.033	16'962.814	20'012.847

NOTA: No se incluyen 180 Ton.Met. de consumo fresco.

CUADRO N° 9

PRODUCCION INDUSTRIAL PESQUERA DE ENLATADOS.-
TOTALES

ANOS		ENLATADOS DE ATUN	OTROS-SARDINAS	TOTAL
1967	L	16.418	2.35	18.774
	Q	4.720		5.474
	V	60.134	11.100	71.234
1968	L	18.422	3.500	22.928
	Q	4.553	1.423	5.976
	V	67.757	22.358	90.115
1969	L	15.728	5.241	20.969
	Q	3.702	1.817	5.519
	V	59.228	31.025	90.253

- L CANTIDADES EN MILES DE LATAS
- Q PESOS EN TONELADAS METRICAS
- V VALORES EN MILES DE SUCRES

CUADRO N° 10

PRODUCTOS PESQUEROS ENLATADOS POR ZONAS				
AÑO 1969				
PRODUCTOS	PRODUCCION EN LATAS			
	GUAYAQUIL	SALINAS	MANTA	TOTAL
ENLATADOS DE ATUN	871.766	619.107	14'237.044	15'727.917
ENLATADOS DE SARDINAS Y OTROS	3'605.952	1'479.955	154.568	5'240.475
TOTAL	4'477.766	2'099.062	14'391.612	6'568.440

CUADRO N.º 1

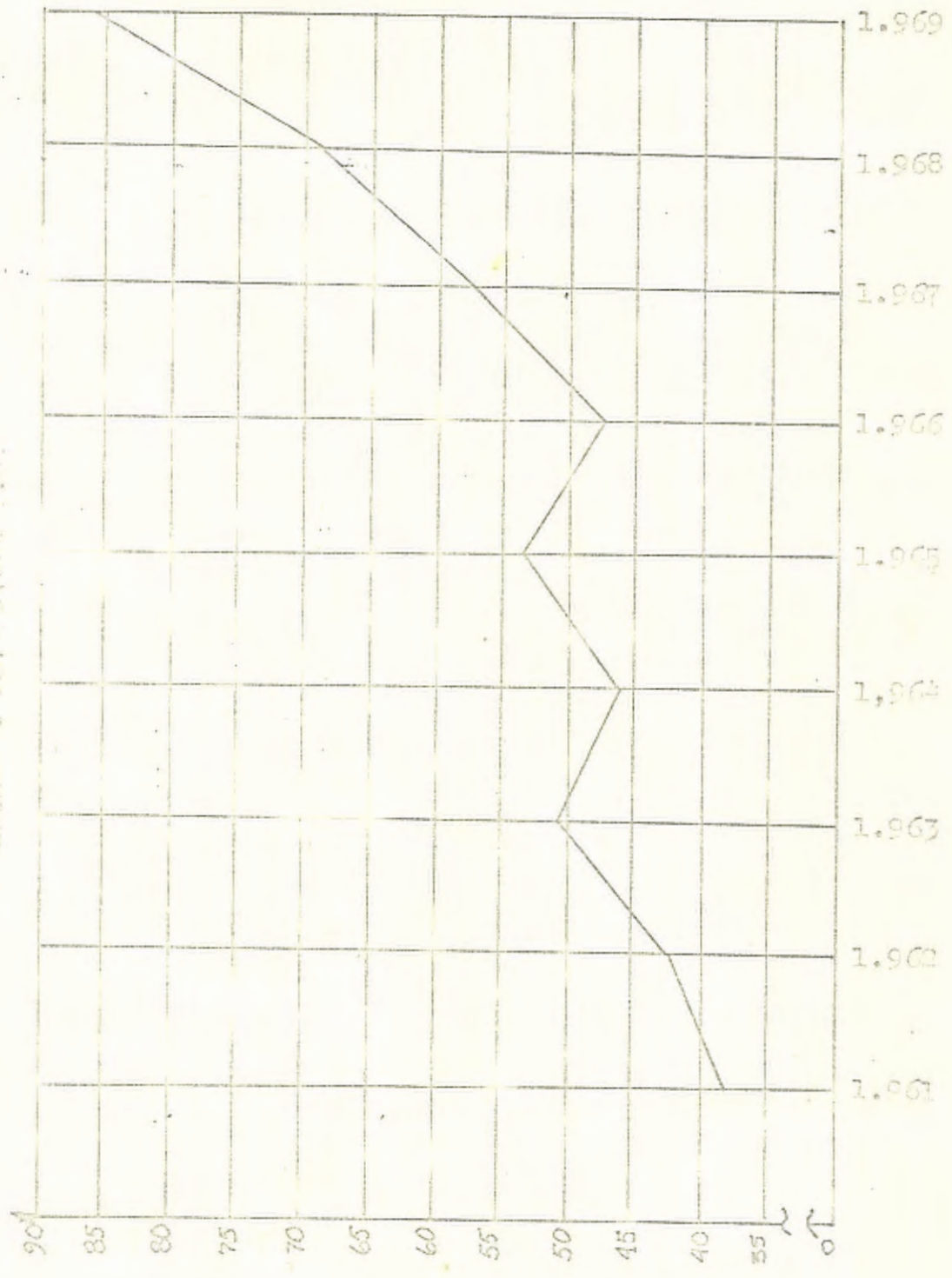
DESEMPEÑO DE PESCADOS, CRUSTACEOS Y MOLUSCOS

CANTIDADES : (Q) Miles de Tonel. las Métricas (Peso entero)
(V) Millones de sucres.

ESPECIES	1961		1962		1963		1964		1965		1966		1967		1968		1969		
	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	
Pinchagua o sardina Chummo, Chuhueco, - hojita, etc.	-	-	-	-	3.9	0.9	6.6	1.6	7.1	1.8	8.1	2.0	8.5	3.0	21.3	5.6	23.8	8.3	
Atún	11.7	13.2	11.5	15.5	13.9	19.1	9.8	13.2	14.8	19.4	12.0	17.5	20.1	32.0	18.2	30.5	20.2	17.7	
Cabrilla.	-	-	-	-	0.3	0.7	0.3	0.7	0.9	2.0	0.9	1.9	0.9	1.9	0.9	1.9	0.9	1.9	1.9
Peces sin identificar	20.0	44.1	22.0	48.5	22.1	48.7	19.9	47.8	20.1	49.2	16.8	41.5	16.8	41.5	16.8	41.5	28.9	17.0	
Camarón	4.6	33.0	4.7	39.7	5.2	43.6	5.0	44.6	5.7	60.1	5.3	67.7	6.0	108.9	6.6	109.8	8.7	108.0	
Langosta	0.1	0.8	0.2	1.2	0.4	1.9	0.3	2.6	0.3	2.3	0.2	2.0	0.2	2.1	0.2	3.1	0.2	2.8	
Otros Crustáceos	1.0	2.0	1.4	2.9	1.7	3.5	1.2	2.4	1.3	2.6	1.4	2.8	1.4	2.8	1.4	2.8	1.3	1.9	
Concha Prieta	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	3.5	5.7	0.6	1.1	
Otros moluscos	1.2	1.5	2.8	3.5	3.2	4.0	3.2	4.4	3.3	4.9	3.5	5.7	3.5	5.7					
TOTALES	38.6	94.6	42.6	111.3	50.7	121.4	46.3	117.3	53.5	142.3	48.2	140.5	57.4	197.9	88.4	209.9	86.5	191.1	

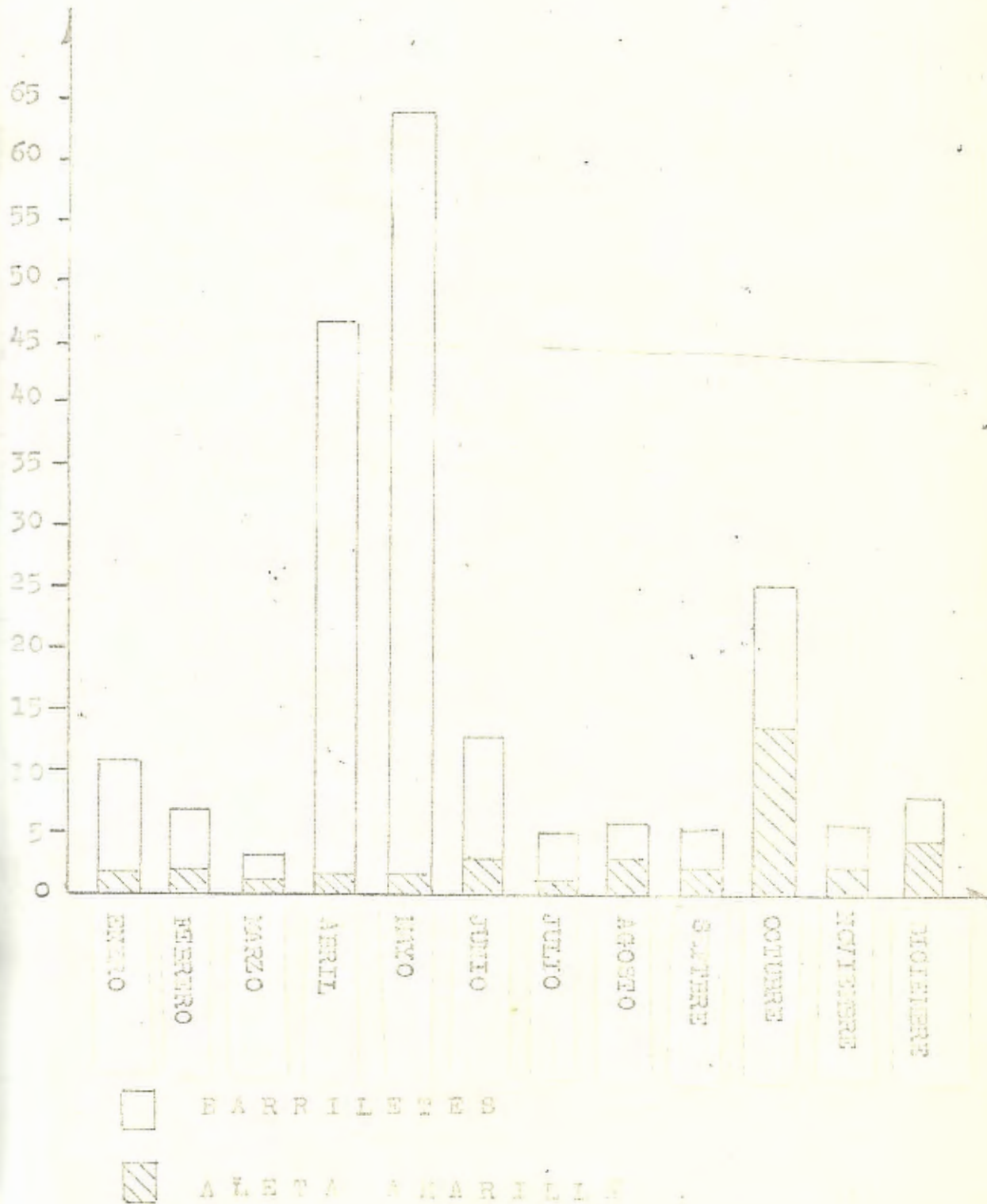
Nº 08 1961 a 1969

ESCALA 1 cm. = 5,000 P.M.



CUADRO B3

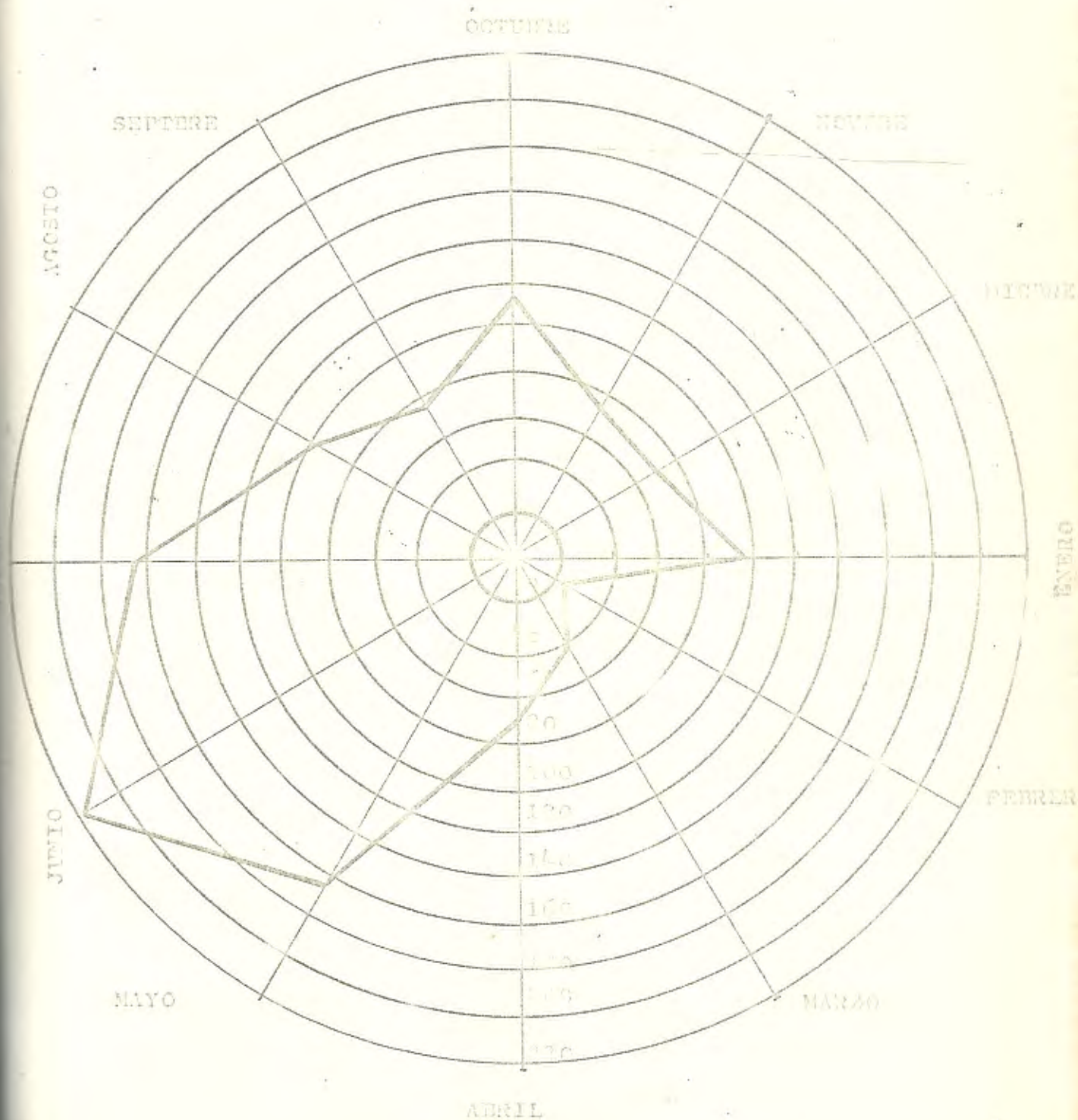
DESEMBARQUES DE A T U N
 PESO ENTERO
 AÑO 1969



C U A D R O B 4

INDICE DE VARIACIONES ESTACIONALES DE LOS TEMPERATURAS

AÑOS 1.942-1.969



CUADRO B 5

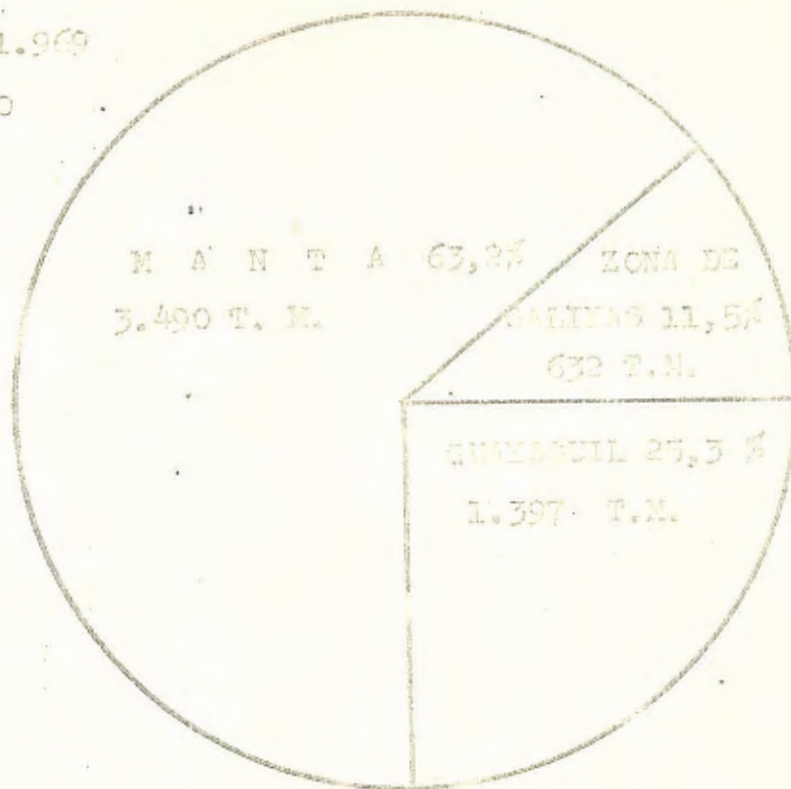
PRECIOS PAGADOS AL PESCADOR E INDICES DE VARIACION

AÑOS	M A N T A				S A L I N A S			
	BARRILETE		ALETA AMARILLA		BARRILETE		ALETA AMARILLA	
	Pr	1961 100	Pr	1961 100	Pr	1961 100	Pr	1966 100
1961	1212	100.0	1543	100.0				
1962	1323	109.2	1653	107.1				
1963	1323	109.2	1653	107.1				
1964	1323	109.2	1653	107.1				
1965	1323	109.2	1653	107.1				
1966	1455	120.0	1819	117.9	1653	100	1984	100.0
1967	1543	127.3	1929	125.0	1678	101.5	1984	100.0
1968	1958	131.8	1984	128.6	1724	104.3	1984	100.0
1969	1736	143.2	2388	154.8	1967	119.0	2205	111.1

PRODUCCION INDUSTRIAL PESQUERA
EN LATADOS

AÑO 1.969

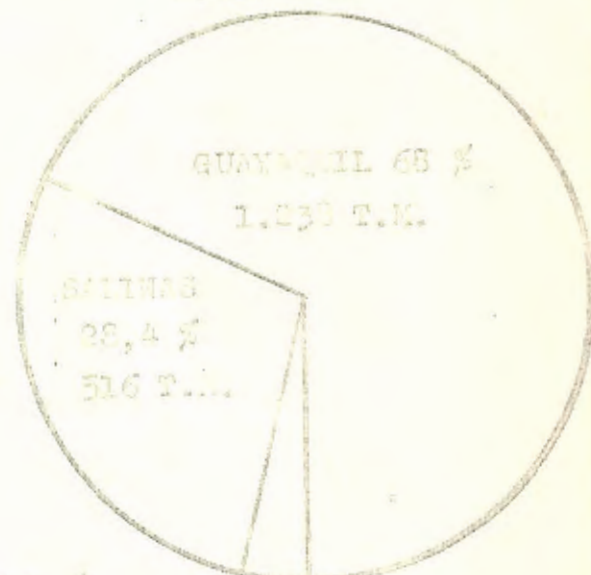
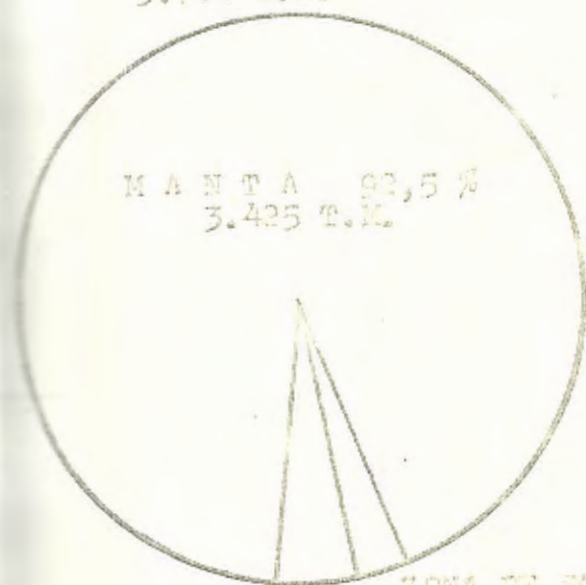
VOLUMEN NETO



VOLUMEN TOTAL DE ENLATADOS
5.519 T.M.

ENLATADOS DE ATUN
3.702 T.M.

ENLATADOS DE SARDINAS I OTROS
1.817 T.M.



ZONA DE SALINAS 3,1 %
116 T.M.

QUAYASUIL 4,4 %
161 T.M.

MANTA 3,6 %
65 T.M.

CUADRO B 7

VALOR DE PRODUCTOS PESQUEROS ENLATADOS POR ZONAS

SUCRES

AÑO 1969

ZONAS	MANTA	SALIÑAS	GUAYAQUIL	TOTAL
PRODUCTOS				
ENLATADOS \$	54.315.039	2.085.550	2.817.176	58.227.765
DE ATUN %	91.7	3.5	4.8	100
ENLATADOS \$	1.003.801	8.700.857	19.755.897	28.460.655
SARDINAS %	3.4	29.5	67.1	100
OTROS ENLA- \$			1.564.556	1.564.556
TADOS %			100	100
TOTAL	55.318.940	10.796.407	24.137.620	90.252.976
TOTAL	61.3	12.0	26.7	100

CUADRO 8

CAPTURAS DE PESCA EN EL MAR

AÑOS	ARTE DE PESCA	NUMERO DE BARCOS	DIAS EFECTIVOS DE PESCA AL AÑO (1)	TONELADAS DE PESCA POR BARCO AL AÑO	CAPTURAS TOTALES EN EL AÑO (T.M.)	CAPTURAS PROMEDIO POR BARCO (T.M.)	CAPTURAS PROMEDIO POR BARCO Y POR AÑO (T.M.)
		(A)	(B)	$C = \frac{D}{E}$	(D)	$F = \frac{D}{A}$	$G = \frac{D}{A \times B}$
1965	Red	5	288	53.6	1,664	333	3.07
	Caña	52	4,541	87.3	13,277	255	2.92
	Total	57	4,809	84.4	14,941	252	2.98
1966	Red	7	336	48.0	1,195	170	3.44
	Caña	53	3,778	71.3	9,200	174	2.44
	Total	60	4,114	68.6	10,395	173	2.52
1967	Red	12	441	36.8	2,274	189.5	5.17
	Caña	51	4,408	86.4	14,935	292.8	3.39
	Total	63	4,849	66.0	17,209	273.2	3.55
1968	Red	11	385	35.0	3,297	299.7	6.53
	Caña	59	3,570	60.5	10,314	173.2	2.85
	Total	70	3,955	56.5	13,611	197.3	3.49
1969	Red	11	401	36.4	4,401	400.2	10.99
	Caña	56	2,567	45.8	14,123	252.2	3.50
	Total	67	2,968	44.3	18,523	276.5	6.24

CUADRO 8 9

VARIACIONES							
1965-1966	Red	+2	+ 60	-5.6	+ 91	-28.0	+ 0.53
	Caña	+1	-783	-85.0	-4077	-81.8	- 0.58
	Total	+3	-695	-15.8	-3986	-79.0	- 0.46
1966-1967	Red	+5	+105	-11.2	+1,119	+24.5	+ 1.71
	Caña	-2	+630	+15.1	+5,735	+118.6	+ 0.85
	Total	+3	+735	+3.4	+6,854	+143.2	+ 1.03
1967-1968	Red	-1	- 56	- 1.2	+1,023	+110.2	+ 3.41
	Caña	+8	-830	-25.8	-4,431	-116.6	- 0.44
	Total	+7	-884	-20.5	-3,408	-75.6	- 0.26
1968-1969	Red		+ 16	+ 1.4	+1,105	+200.8	+ 2.13
	Caña	-3	-1,003	-14.7	+3,609	+ 74.0	+ 1.37
	Total	-3	- 987	-13.2	+4,714	+ 79.2	+ 1.75

DESTINO DE LAS EXPORTACIONES DE PRODUCTOS PESQUEROS POR ESPECIES

Q = Peso neto en TONELADAS METRICAS

V = Valor FOB en miles de dólares.

	1967				1968				1969					
	USA		OTROS PAISES		USA		OTROS PAISES		USA		PUERTO RICO		OTROS PAISES	
	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V
ATUN	10,617.7	2,622.5	1,153.2	300.9	8,024.6	2,415.3	170.8	150.4	2,297.0	920.7	8,245.2	1,742.0	832.5	675.6
PESCADOS VARIOS	20.3	7.9	5.4	.5	22.6	6.8	45.4	28.2	118.5	33.6			20.0	3.2
SARDINAS EN LATA			47.9	34.5									251.7	91.2
CAMARONES	2,715.7	2,213.7	18.2	13.2	2,888.6	2,133.5	12.9	11.2	4,074.6	3,039.0			27.7	25.8
LANGOSTAS	53.3	94.5	26.1	13.4	45.5	80.2	20.1	10.1	57.0	101.1			25.0	12.4
CASCARILLOS					7.8	4.2			14.2	14.2			.3	.3
HOLISCON					113.0	47.9	29.5	12.6					24.0	14.0
SUB PRODUCTOS	474.7	189.4	61.6	15.7	113.0	47.9	29.5	12.6	14.2	14.2			24.0	14.0
TOTALES	13,681.7	5,133.0	1,322.4	377.8	11,173.0	4,689.1	278.5	218.3	6,561.3	4,171.4	8,245.2	1,742.0	1,251.9	828.5

CONDENSER SELECTION

$$\text{Condenser Loading Factor (L)} = \frac{\text{Total Heat Rejection (Btu/Hr.)}}{\text{cond. Temp. (°F.)} - \text{Ent. water (°F.)} \times 1000}$$

NOTE: For condenser using R-12 the Loading Factor (L) should be corrected as follows:

L x 1.05 for .0005 fouling factor

L x 1.04 for .001 fouling factor

using the corrected L factor proceed to select the condenser required.

Condenser loading Factor (L)		GPM	Press. Drop Psi
Model CDS-312 (4 pass)			
18.7	15.8	45	1.1
19.3	16.9	50	1.3
21.8	18.8	60	1.9
24.1	20.8	70	2.5
26.3	22.5	80	3.2
28.4	24.1	90	4.0
30.2	25.5	100	4.9
32.1	26.8	110	5.9
33.8	28.0	120	6.9
35.4	29.1	130	8.0
37.0	30.0	140	9.2
38.4	31.0	150	10.4

Model CDS-302 (8 pass)			
4.2	3.9	8	1.5
5.0	4.6	10	2.0
5.8	5.2	12	2.4
6.5	5.8	14	3.1
7.1	6.4	16	3.9
7.8	6.9	18	4.8
8.4	7.5	20	5.5
9.9	8.6	25	8.5
11.2	9.6	30	12.5
12.3	10.5	35	16.8

Worthington

FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE UNA PARED COMPUESTA
DE CAPAS DE MATERIALES DIFERENTES

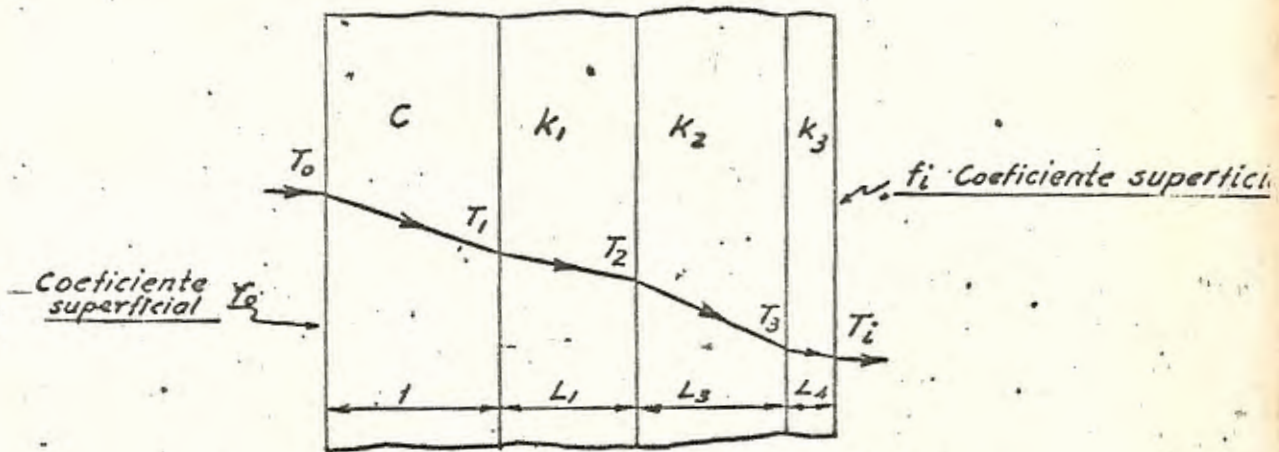


Fig. No. 1

Fórmula para el cálculo del Coeficiente global de transferencia de calor a través de paredes compuestas de varios materiales.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_o} + \frac{1}{C} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} + \frac{1}{f_i}}$$

en la que:

f_i, f_o = coeficientes de superficie incluyendo convección y radiación

C = Conductancia de material no homogéneo, de superficie a superficie

k_1, k_2, k_3 = Conductividades de los materiales

L_1, L_2, L_3 = Espesor de las capas de materiales homogéneos

T_o, T_i = Temperaturas a ambos lados de la pared

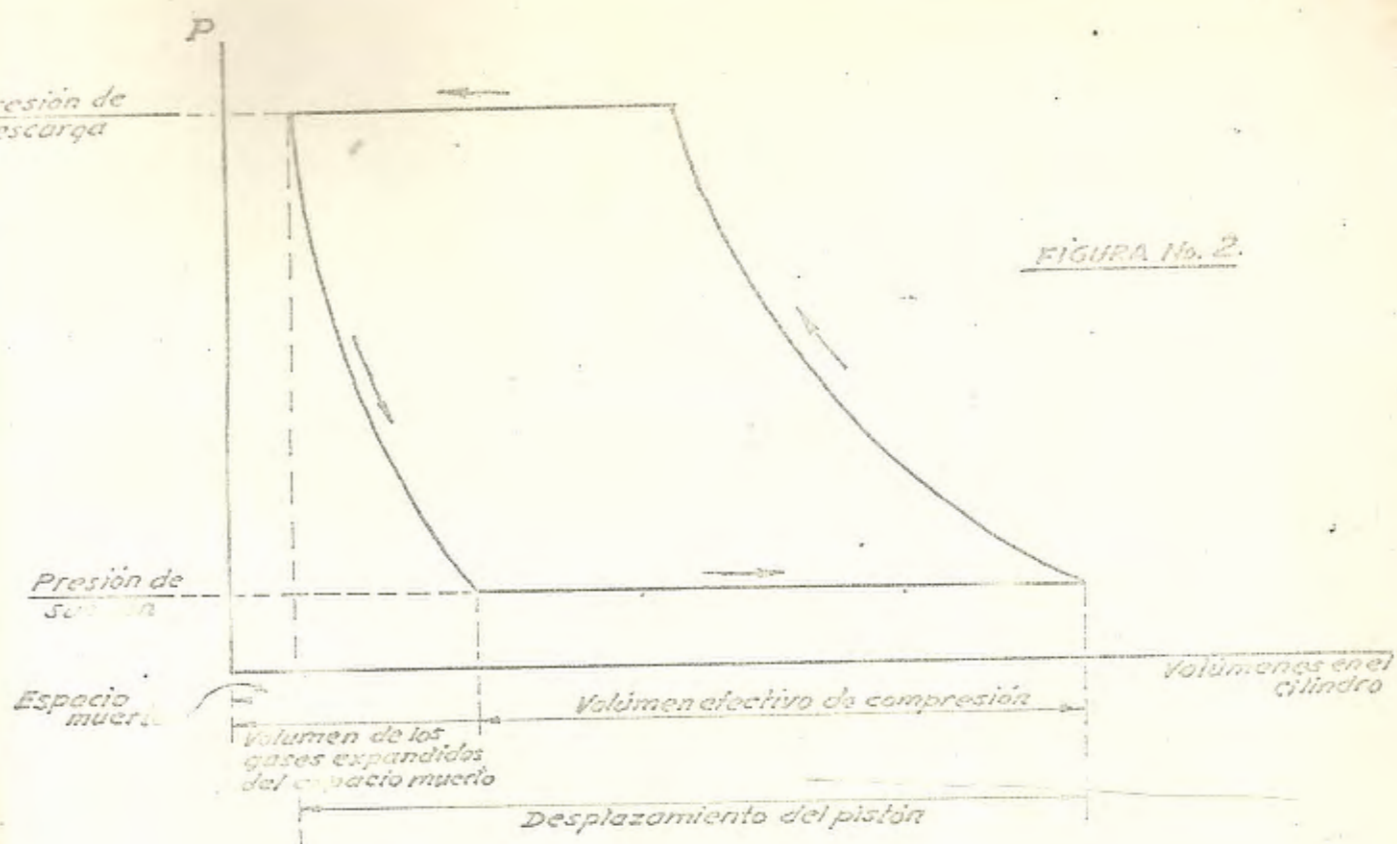
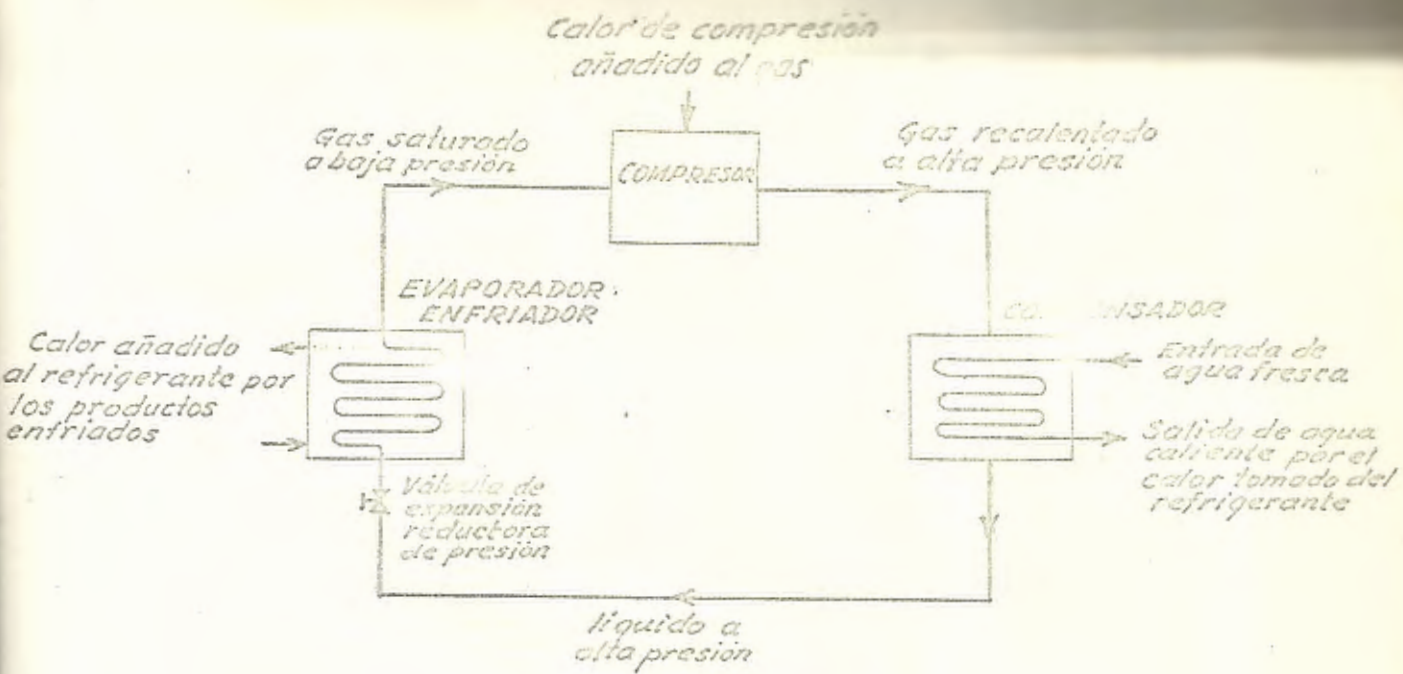


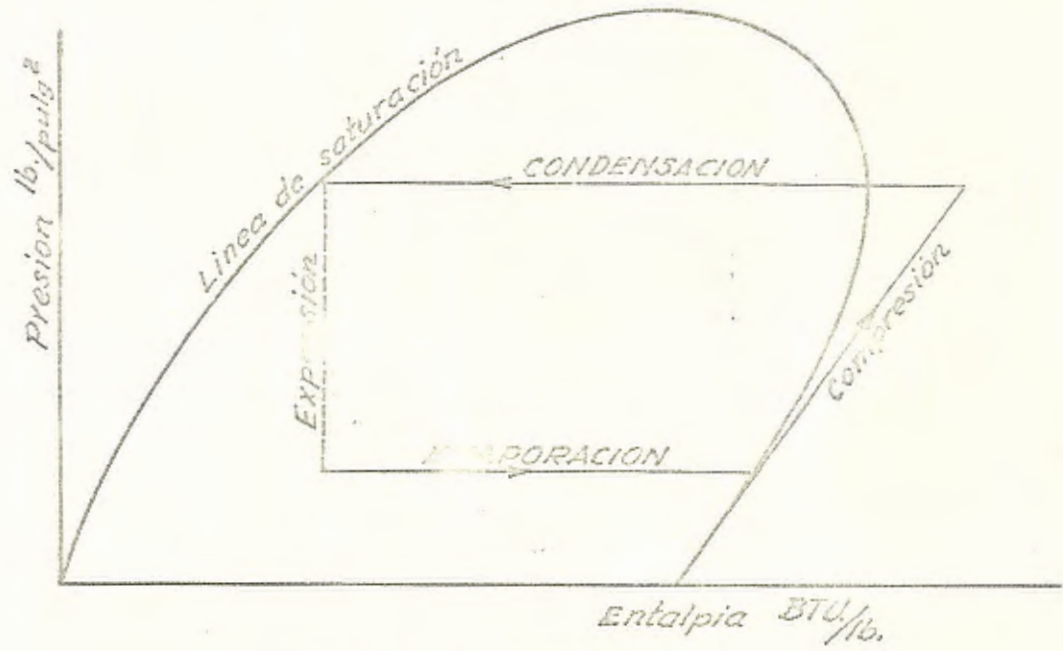
FIGURA No. 2.

TABLA No. 3
Rendimiento aprox. de los compresores de freon modernos

Relacion de compresión	Rendimiento volumétrico	HP/TR.
2.0	88.50	0.72
2.2	87.00	0.81
2.4	85.60	0.89
2.6	84.20	0.96
2.8	82.90	1.05
3.0	81.60	1.13
3.2	80.03	1.20
3.4	79.10	1.27
3.6	78.00	1.34
3.8	76.70	1.41
4.0	75.60	1.47
4.2	74.50	1.54
4.4	73.50	1.60
4.6	72.50	1.67
4.8	71.40	1.73
5.0	70.04	1.78
5.2	68.90	1.84
5.4	68.40	1.90
5.6	67.40	1.96
5.8	66.40	1.92
6.0	65.30	1.97
6.2	64.30	1.93
6.4	63.40	1.98
6.6	62.50	1.94
6.8	61.30	1.90



CIRCUITO DE REFRIGERACION



CICLO DE REFRIGERACION

Fig. No. 3

REFRIG. 12

40°/105°

LÍNEAS DE SUCCION - Tubería de cobre

Para una caída de Presión correspondiente a 2° F.

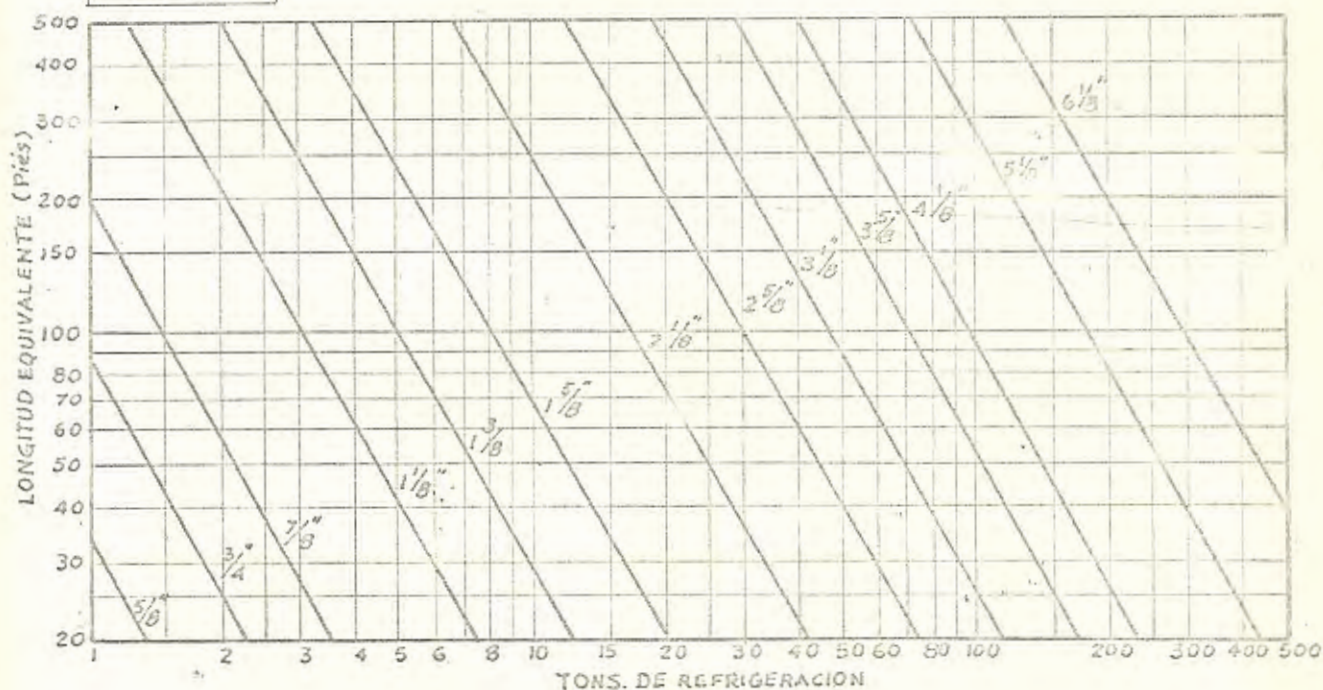


FIGURA No. 7

REFRIG. 12

40°/105°

LÍNEAS DE DESCARGA (Gas caliente) - Tubería de cobre.

Para una Caída de Presión correspondiente a 2° F.

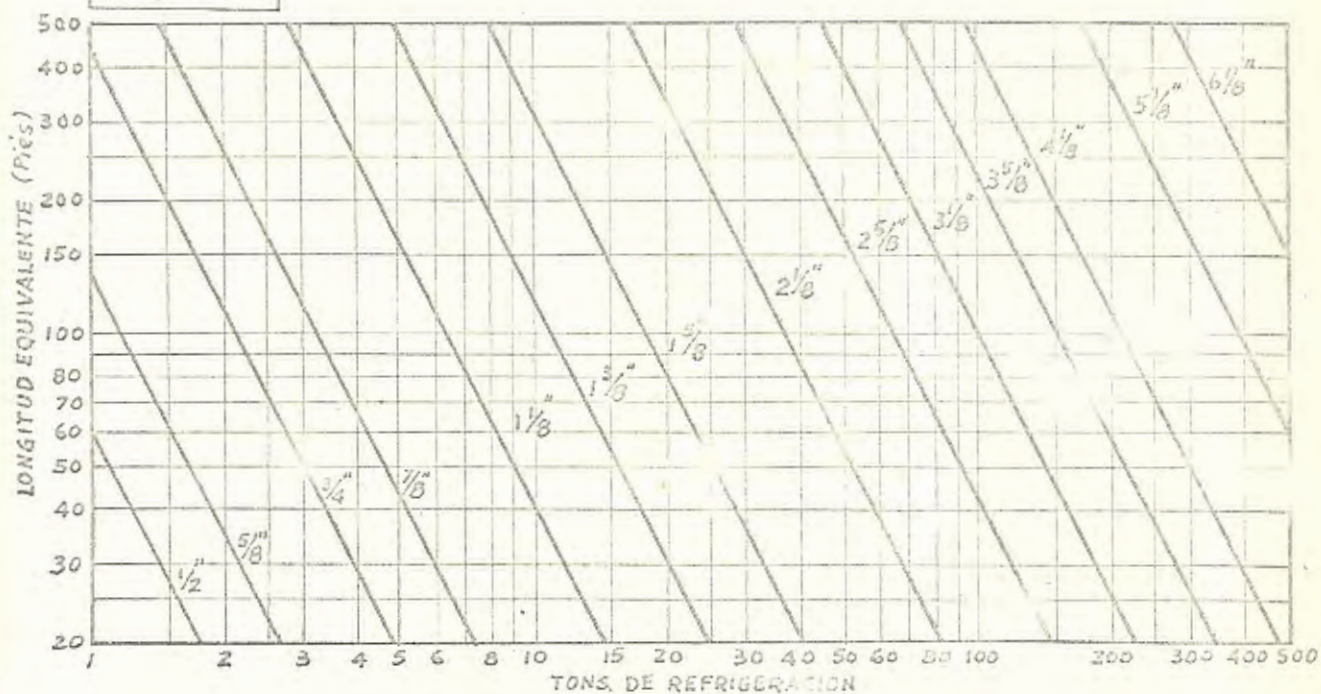


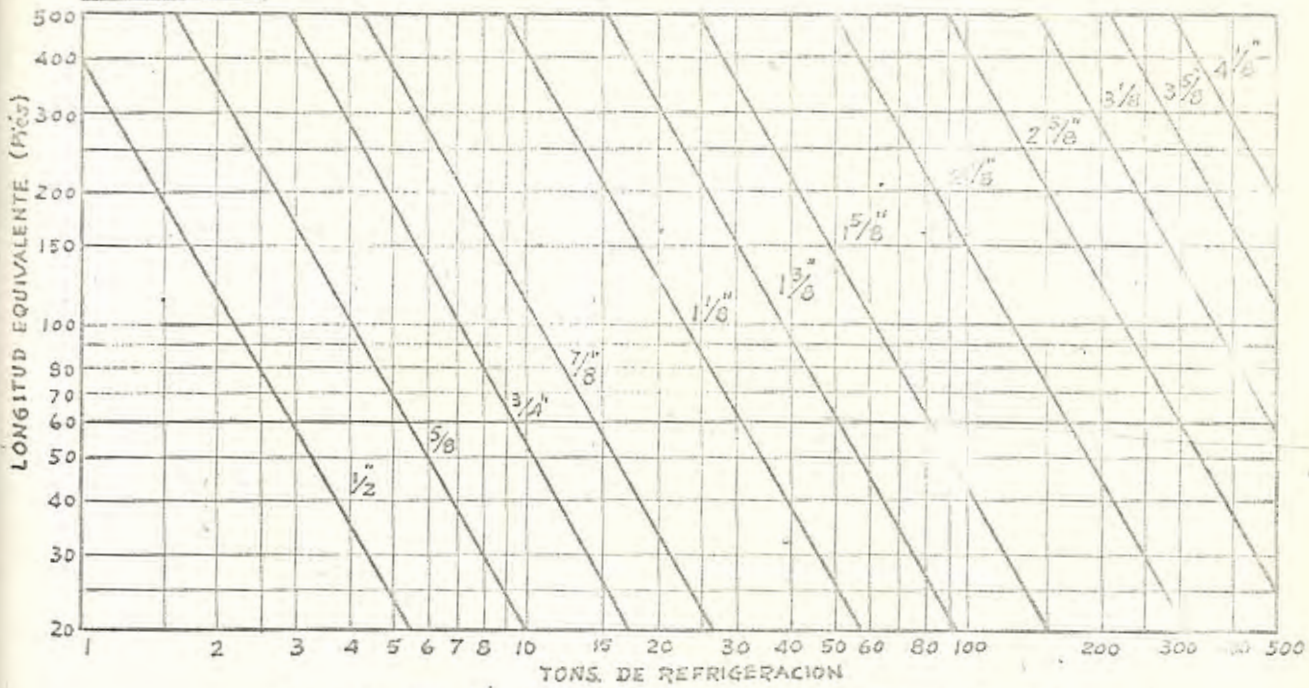
FIGURA No. 8

LINEAS DE LIQUIDO - Tubería de cobre

Para caída de presión correspondiente a $1 \frac{1}{2}$

REFRIG. 12

40°/105°



Aplicación de la Figura No. 9

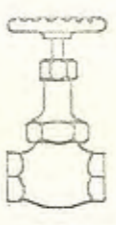



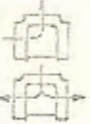

{ Temperaturas de succión saturada -40°F. a 50°F.
 { Temperaturas de condensación 80°F. a 120°F.

FIGURA No. 9

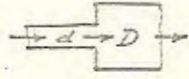
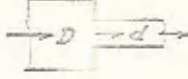


La caída de presión está indicada en grados equivalentes ya que este método de cálculo de líneas ha tenido general aceptación. La correspondiente caída de presión en libras por pulgada cuadrada puede ser determinada por las Tablas de refrigerante. Para usar las Figuras 7 y 8 para otras condiciones que 40° F. de succión y 105° F. de condensación, han de multiplicarse las toneladas de refrigeración por el factor correspondiente que se indica en la tabla que sigue y el producto es el que se aplica para hallar el diámetro de la tubería en las Figuras 7 y 8. (S = Succión, D = Descarga o Gas caliente).

TONS.	TEMPERATURA DE SUCCIÓN SATURADA (°F)																			
	-20		-30		-20		-10		0		10		20		30					
	FACTOR MULTIPLICADOR DE LAS TONELADAS DE REFRIGERACIÓN																			
7)	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D				
80	4.90	1.47	4.09	1.43	3.04	1.41	2.41	1.37	1.94	1.34	1.60	1.29	1.29	1.09	1.28	.90	1.12	.84	1.22	
90	5.17	1.34	4.30	1.30	3.20	1.28	2.54	1.23	2.00	1.22	1.68	1.19	1.35	1.17	1.12	1.24	.94	1.12	1.15	
100	5.45	1.24	4.55	1.21	3.33	1.29	2.69	1.13	2.10	1.12	1.76	1.10	1.41	1.08	1.15	1.25	1.00	1.01	1.01	
110	5.80	1.17	4.81	1.12	3.55	1.09	2.83	1.04	2.20	1.03	1.86	1.01	1.40	1.00	1.23	.96	1.02	.95	.84	.92
120	6.20	1.09	5.08	1.04	3.78	1.00	3.00	.98	2.37	.97	1.95	.94	1.58	.91	1.25	.92	1.06	.87	.83	.85
130	6.68	1.02	5.50	.98	4.03	.95	3.21	.92	2.54	.90	2.09	.87	1.68	.85	1.39	.83	1.15	.81	.86	.79

PERDIDAS EN VALVULAS, CODOS Y TES, EN PIES EQUIVALENTES DE TUBO

DIAMETRO Exterior del tubo (en pulgadas)	VALV. GLOBO	VALV. ANGULO	CODOS DE CURVATURA		TES DE CURVATURA SUAVE			
			Standard 90°	Radio largo 90°	Flujo a través del ramal	Flujo en dirección recta		
							Reducción de 1/4	Reducción de 1/2
1/2	17	6	1.4	0.9	2.7	0.9	1.2	1.4
5/8	18	7	1.6	1.0	3.0	1.0	1.4	1.6
3/4	22	9	2.0	1.3	4.0	1.4	1.9	2.0
1 1/8	29	12	2.6	1.7	5.0	1.7	2.3	2.6
1 3/8	38	15	3.3	2.3	7.0	2.3	3.1	3.3
1 7/8	43	18	4.0	2.6	8.0	2.6	3.7	4.0
2 1/8	55	24	5.0	3.3	10	3.3	4.7	5.0
2 5/8	69	29	6.0	4.1	12	4.1	5.6	6.0
3 1/8	84	35	7.5	5.0	15	5.0	7.0	7.5
3 5/8	100	41	9.0	5.9	18	5.9	8.0	9.0
4 1/8	120	47	10.0	6.7	21	6.7	9.0	10.0
5 1/8	140	58	13.0	8.2	25	8.2	12.0	13.0
6 1/8	170	70	16.0	10.0	30	10.0	14.0	16.0

PERDIDAS DE ACCESORIOS ESPECIALES, EN PIES DE TUBO EQUIVALENTES

DIAMETRO Exterior del tubo (en pulgadas)	ENSANCHAMIENTO BRUSCO %			CONTRACCION BRUSCA %			PROYECCION DE TUBO	
	1/4	1/2	3/4	1/2	1/2	3/4	Entrada	Salida
								
1/2	1.4	0.8	0.3	0.7	0.5	0.3	1.8	1.1
5/8	1.8	1.1	0.4	0.9	0.7	0.4	2.0	1.5
3/4	2.5	1.5	0.5	1.2	1.0	0.5	2.8	2.2
1 1/8	3.2	2.0	0.7	1.6	1.2	0.7	3.7	2.7
1 3/8	4.7	3.0	1.0	2.3	1.8	1.0	5.3	4.2
1 7/8	5.8	3.6	1.2	2.9	2.2	1.2	6.5	5.0
2 1/8	8.0	4.8	1.6	4.0	3.0	1.6	9.0	6.8
2 5/8	10.0	6.1	2.0	5.0	3.8	2.0	12.0	8.7
3 1/8	13.0	8.0	2.6	6.5	4.9	2.6	16.0	11.0
3 5/8	15.0	9.2	3.0	7.7	6.0	3.0	17.0	13.0
4 1/8	17.0	11.0	3.8	9.0	6.8	3.8	20.0	16.0
5 1/8	24.0	15.0	5.0	12.0	9.0	5.0	27.0	20.0
6 1/8	29.0	22.0	6.0	15.0	11.0	6.0	33.0	25.0

Léanse los valores para el diámetro pequeño "d"

Figura No. 13

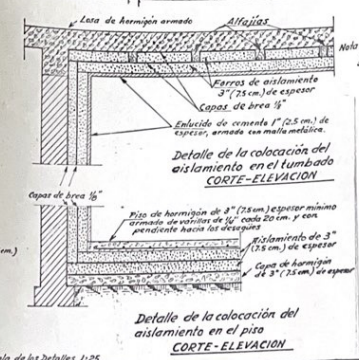
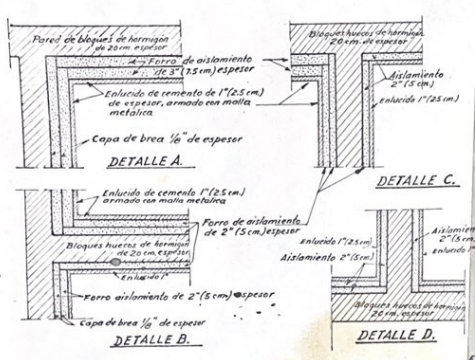
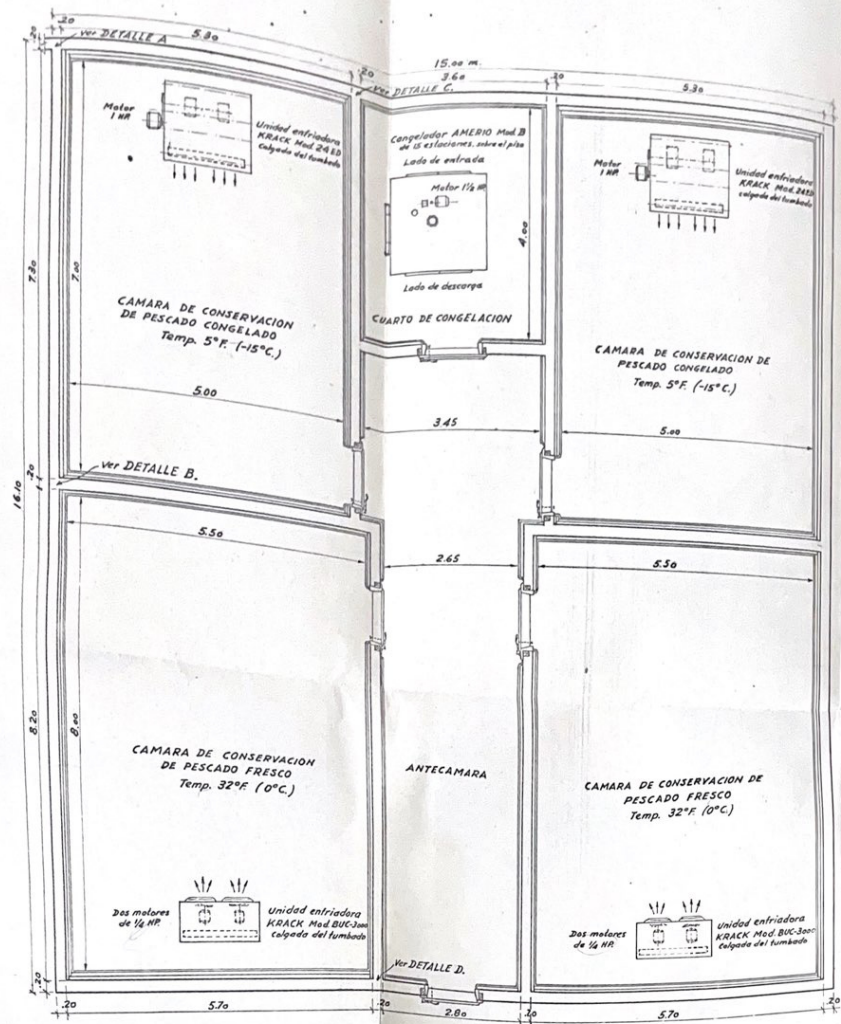
TABLE NO. 1 - PROPERTIES OF SATURATED FLUORINE

TEMPERATURE	LIQUID	VAPOR	LIQUID	VAPOR	LIQUID	VAPOR	TOTAL DE PRESS.	TEMPERATURE
COOL. 1	COOL. 2	COOL. 3	COOL. 4	COOL. 5	COOL. 6	COOL. 7	COOL. 8	COOL. 9
50	8.42	10.92	93.86	0.2547	0.606	25.75	26.59	-49
52	8.62	11.12	94.09	0.2561	0.610	25.91	26.75	-48
54	8.84	11.34	94.26	0.2575	0.613	26.07	26.91	-47
56	9.07	11.57	94.40	0.2591	0.617	26.24	27.08	-46
58	9.31	11.81	94.51	0.2607	0.621	26.41	27.25	-45
60	9.56	12.06	94.59	0.2624	0.625	26.59	27.42	-44
62	9.82	12.32	94.65	0.2642	0.630	26.77	27.60	-43
64	10.09	12.59	94.68	0.2661	0.635	26.96	27.78	-42
66	10.37	12.87	94.69	0.2681	0.640	27.15	27.96	-41
68	10.66	13.16	94.68	0.2702	0.645	27.34	28.15	-40
70	10.96	13.46	94.65	0.2724	0.650	27.54	28.34	-39
72	11.27	13.77	94.59	0.2747	0.655	27.74	28.53	-38
74	11.59	14.09	94.50	0.2771	0.660	27.94	28.73	-37
76	11.92	14.42	94.39	0.2796	0.665	28.15	28.93	-36
78	12.26	14.76	94.25	0.2822	0.670	28.36	29.13	-35
80	12.62	15.11	94.08	0.2849	0.675	28.57	29.34	-34
82	12.99	15.47	93.88	0.2877	0.680	28.79	29.55	-33
84	13.37	15.84	93.65	0.2906	0.685	29.01	29.76	-32
86	13.76	16.22	93.38	0.2936	0.690	29.24	29.98	-31
88	14.16	16.61	93.08	0.2967	0.695	29.47	30.20	-30
90	14.57	17.01	92.75	0.2999	0.700	29.71	30.42	-29
92	15.00	17.42	92.38	0.3032	0.705	29.95	30.65	-28
94	15.44	17.84	91.97	0.3066	0.710	30.20	30.88	-27
96	15.89	18.27	91.52	0.3101	0.715	30.45	31.11	-26
98	16.36	18.71	91.03	0.3137	0.720	30.71	31.34	-25
100	16.84	19.16	90.50	0.3174	0.725	30.97	31.57	-24
102	17.33	19.62	89.93	0.3212	0.730	31.24	31.80	-23
104	17.83	20.09	89.32	0.3251	0.735	31.51	32.03	-22
106	18.34	20.57	88.67	0.3291	0.740	31.79	32.26	-21
108	18.86	21.06	87.98	0.3332	0.745	32.07	32.49	-20
110	19.39	21.56	87.25	0.3374	0.750	32.36	32.72	-19
112	19.93	22.07	86.48	0.3417	0.755	32.65	32.95	-18
114	20.48	22.59	85.67	0.3461	0.760	32.95	33.18	-17
116	21.04	23.12	84.82	0.3506	0.765	33.25	33.41	-16
118	21.61	23.66	83.93	0.3552	0.770	33.56	33.64	-15
120	22.19	24.21	82.99	0.3600	0.775	33.87	33.87	-14
122	22.78	24.77	82.01	0.3648	0.780	34.19	34.10	-13
124	23.38	25.34	80.98	0.3697	0.785	34.51	34.33	-12
126	23.99	25.92	79.91	0.3747	0.790	34.84	34.56	-11
128	24.61	26.51	78.79	0.3798	0.795	35.17	34.79	-10
130	25.24	27.11	77.62	0.3850	0.800	35.51	35.02	-9
132	25.88	27.72	76.40	0.3903	0.805	35.85	35.25	-8
134	26.53	28.34	75.13	0.3957	0.810	36.20	35.48	-7
136	27.19	28.97	73.81	0.4012	0.815	36.55	35.71	-6
138	27.86	29.61	72.44	0.4068	0.820	36.91	35.94	-5
140	28.54	30.26	71.01	0.4125	0.825	37.27	36.17	-4
142	29.23	30.92	69.53	0.4183	0.830	37.64	36.40	-3
144	29.93	31.59	67.99	0.4242	0.835	38.01	36.63	-2
146	30.64	32.27	66.40	0.4302	0.840	38.39	36.86	-1
148	31.36	32.96	64.75	0.4363	0.845	38.77	37.09	0
150	32.09	33.66	63.05	0.4425	0.850	39.16	37.32	1
152	32.83	34.37	61.29	0.4488	0.855	39.55	37.55	2
154	33.58	35.09	59.48	0.4552	0.860	39.95	37.78	3
156	34.34	35.82	57.62	0.4617	0.865	40.35	38.01	4
158	35.11	36.56	55.71	0.4683	0.870	40.76	38.24	5
160	35.89	37.31	53.75	0.4750	0.875	41.17	38.47	6
162	36.68	38.07	51.74	0.4818	0.880	41.59	38.70	7
164	37.48	38.84	49.68	0.4887	0.885	42.01	38.93	8
166	38.29	39.62	47.57	0.4957	0.890	42.44	39.16	9
168	39.11	40.41	45.41	0.5028	0.895	42.87	39.39	10
170	39.94	41.21	43.19	0.5100	0.900	43.31	39.62	11
172	40.78	42.02	40.92	0.5173	0.905	43.75	39.85	12
174	41.63	42.84	38.59	0.5247	0.910	44.19	40.08	13
176	42.49	43.67	36.21	0.5322	0.915	44.64	40.31	14
178	43.36	44.51	33.78	0.5398	0.920	45.09	40.54	15
180	44.24	45.36	31.30	0.5475	0.925	45.54	40.77	16
182	45.13	46.22	28.77	0.5553	0.930	46.00	41.00	17
184	46.03	47.09	26.19	0.5632	0.935	46.46	41.23	18
186	46.94	47.97	23.55	0.5712	0.940	46.92	41.46	19
188	47.86	48.86	20.85	0.5793	0.945	47.39	41.69	20
190	48.79	49.76	18.09	0.5875	0.950	47.86	41.92	21
192	49.73	50.67	15.27	0.5958	0.955	48.33	42.15	22
194	50.68	51.59	12.40	0.6042	0.960	48.81	42.38	23
196	51.64	52.52	9.47	0.6127	0.965	49.29	42.61	24
198	52.61	53.46	6.48	0.6213	0.970	49.77	42.84	25
200	53.59	54.41	3.43	0.6300	0.975	50.26	43.07	26
202	54.58	55.37	0.32	0.6388	0.980	50.75	43.30	27
204	55.58	56.34		0.6477	0.985	51.24	43.53	28
206	56.59	57.32		0.6567	0.990	51.74	43.76	29
208	57.61	58.31		0.6658	0.995	52.24	43.99	30
210	58.64	59.31		0.6750	1.000	52.74	44.22	31
212	59.68	60.32		0.6843	1.005	53.25	44.45	32
214	60.73	61.34		0.6937	1.010	53.76	44.68	33
216	61.79	62.37		0.7032	1.015	54.27	44.91	34
218	62.86	63.41		0.7128	1.020	54.78	45.14	35
220	63.94	64.46		0.7225	1.025	55.29	45.37	36
222	65.03	65.52		0.7323	1.030	55.80	45.60	37
224	66.13	66.59		0.7422	1.035	56.31	45.83	38
226	67.24	67.67		0.7522	1.040	56.82	46.06	39
228	68.36	68.76		0.7623	1.045	57.33	46.29	40
230	69.49	69.86		0.7725	1.050	57.84	46.52	41
232	70.63	70.97		0.7827	1.055	58.35	46.75	42
234	71.78	72.09		0.7930	1.060	58.86	46.98	43
236	72.94	73.22		0.8034	1.065	59.37	47.21	44
238	74.11	74.36		0.8139	1.070	59.88	47.44	45
240	75.29	75.51		0.8244	1.075	60.39	47.67	46
242	76.48	76.67		0.8350	1.080	60.90	47.90	47
244	77.68	77.83		0.8457	1.085	61.41	48.13	48
246	78.89	79.00		0.8565	1.090	61.92	48.36	49
248	80.11	80.18		0.8673	1.095	62.43	48.59	50
250	81.34	81.36		0.8782	1.100	62.94	48.82	51
252	82.58	82.59		0.8892	1.105	63.45	49.05	52
254	83.83	83.81		0.9003	1.110	63.96	49.28	53
256	85.09	85.07		0.9115	1.115	64.47	49.51	54
258	86.36	86.33		0.9228	1.120	64.98	49.74	55
260	87.64	87.61		0.9342	1.125	65.49	49.97	56
262	88.93	88.90		0.9457	1.130	66.00	50.20	57
264	90.23	90.20		0.9572	1.135	66.51	50.43	58
266	91.54	91.51		0.9688	1.140	67.02	50.66	59
268	92.86	92.83		0.9805	1.145	67.53	50.89	60
270	94.19	94.16		0.9923	1.150	68.04	51.12	61
272	95.53	95.50		1.0042	1.155	68.55	51.35	62
274	96.88	96.85		1.0162	1.160	69.06	51.58	63
276	98.24	98.21		1.0283	1.165	69.57	51.81	64
278	99.61	99.60		1.0405	1.170	70.08	52.04	65
280	101.00	101.00		1.0528	1.175	70.59	52.27	66
282	102.40	102.40		1.0652	1.180	71.10	52.50	67
284	103.81	103.81		1.0777	1.185	71.61	52.73	68
286	105.23	105.23		1.0903	1.190	72.12	52.96	69
288	106.66	106.66		1.1030	1.195	72.63	53.19	70
290	108.10	108.10		1.1158	1.200	73.14	53.42	71
292	109.55	109.55		1.1287	1.205	73.65	53.65	72
294	111.01	111.01		1.1417	1.210	74.16	53.88	73
296	112.48	112.48		1.1548	1.215	74.67	54.11	74
298	113.96	113.96		1.1680	1.220	75.18	54.34	75
300	115.45	115.45		1.1813	1.225	75.69	54.57	76
302	116.95	116.95		1.1947	1.230	76.20	54.80	77
304	118.46	118.46		1.2082	1.235	76.71	55.03	78
306	119.98	119.98		1.2218	1.240	77.22	55.26	79
308	121.51	121.51		1.2355	1.245	77.73	55.49	80
310	123.05	123.05		1.2493	1.250	78.24	55.72	81
312	124.60	124.60		1.2632	1.255	78.75	55.95	82
314	126.16	126.16		1.2772	1.260	79.26	56.18	83
316	127.73	127.73		1.2913	1.265	79.77	56.41	84
318	129.31	129.31		1.3055	1.270	80.28	56.64	85
320	130.90	130.90		1.3198	1.275	80.79	56.87	86
322	132.50	132.50		1.3342	1.280	81.30	57.10	87

TABLE 2-2 — PROPERTIES OF SATURATED FRODO-22

TEMP. °F.	PRESSURE LBS. PER SQ. IN.		DENSITY LBS. PER CU. FT.		HEAT CONTENT ABOVE 32°F.			
	ABSOLUTE	GAUGE	LIQUID		Sensible			TOTAL OF VAPOR
			COL. 4	COL. 5	COL. 6	COL. 7	COL. 8	
-50	9.86	11.04	86.03	0.1934	-3.16	30.25	87.09	-50
-48	9.89	11.04	86.04	0.1934	-3.09	30.27	87.10	-48
-46	9.94	11.04	86.05	0.1934	-3.02	30.29	87.11	-46
-44	10.01	11.04	86.06	0.1934	-2.94	30.31	87.12	-44
-42	10.11	11.04	86.07	0.1934	-2.86	30.33	87.13	-42
-40	10.24	11.04	86.08	0.1934	-2.78	30.35	87.14	-40
-38	10.40	11.04	86.09	0.1934	-2.69	30.37	87.15	-38
-36	10.59	11.04	86.10	0.1934	-2.60	30.39	87.16	-36
-34	10.81	11.04	86.11	0.1934	-2.51	30.41	87.17	-34
-32	11.07	11.04	86.12	0.1934	-2.41	30.43	87.18	-32
-30	11.37	11.04	86.13	0.1934	-2.31	30.45	87.19	-30
-28	11.71	11.04	86.14	0.1934	-2.21	30.47	87.20	-28
-26	12.09	11.04	86.15	0.1934	-2.11	30.49	87.21	-26
-24	12.51	11.04	86.16	0.1934	-2.01	30.51	87.22	-24
-22	13.00	11.04	86.17	0.1934	-1.91	30.53	87.23	-22
-20	13.54	11.04	86.18	0.1934	-1.81	30.55	87.24	-20
-18	14.14	11.04	86.19	0.1934	-1.71	30.57	87.25	-18
-16	14.81	11.04	86.20	0.1934	-1.61	30.59	87.26	-16
-14	15.55	11.04	86.21	0.1934	-1.51	30.61	87.27	-14
-12	16.37	11.04	86.22	0.1934	-1.41	30.63	87.28	-12
-10	17.27	11.04	86.23	0.1934	-1.31	30.65	87.29	-10
-8	18.25	11.04	86.24	0.1934	-1.21	30.67	87.30	-8
-6	19.31	11.04	86.25	0.1934	-1.11	30.69	87.31	-6
-4	20.45	11.04	86.26	0.1934	-1.01	30.71	87.32	-4
-2	21.77	11.04	86.27	0.1934	-0.91	30.73	87.33	-2
0	23.27	11.04	86.28	0.1934	-0.81	30.75	87.34	0
2	24.95	11.04	86.29	0.1934	-0.71	30.77	87.35	2
4	26.81	11.04	86.30	0.1934	-0.61	30.79	87.36	4
6	28.85	11.04	86.31	0.1934	-0.51	30.81	87.37	6
8	31.07	11.04	86.32	0.1934	-0.41	30.83	87.38	8
10	33.47	11.04	86.33	0.1934	-0.31	30.85	87.39	10
12	36.05	11.04	86.34	0.1934	-0.21	30.87	87.40	12
14	38.81	11.04	86.35	0.1934	-0.11	30.89	87.41	14
16	41.75	11.04	86.36	0.1934	0.00	30.91	87.42	16
18	44.87	11.04	86.37	0.1934	0.10	30.93	87.43	18
20	48.17	11.04	86.38	0.1934	0.20	30.95	87.44	20
22	51.65	11.04	86.39	0.1934	0.30	30.97	87.45	22
24	55.32	11.04	86.40	0.1934	0.40	30.99	87.46	24
26	59.18	11.04	86.41	0.1934	0.50	31.01	87.47	26
28	63.23	11.04	86.42	0.1934	0.60	31.03	87.48	28
30	67.47	11.04	86.43	0.1934	0.70	31.05	87.49	30
32	71.90	11.04	86.44	0.1934	0.80	31.07	87.50	32
34	76.52	11.04	86.45	0.1934	0.90	31.09	87.51	34
36	81.33	11.04	86.46	0.1934	1.00	31.11	87.52	36
38	86.34	11.04	86.47	0.1934	1.10	31.13	87.53	38
40	91.55	11.04	86.48	0.1934	1.20	31.15	87.54	40
42	96.97	11.04	86.49	0.1934	1.30	31.17	87.55	42
44	102.60	11.04	86.50	0.1934	1.40	31.19	87.56	44
46	108.44	11.04	86.51	0.1934	1.50	31.21	87.57	46
48	114.49	11.04	86.52	0.1934	1.60	31.23	87.58	48
50	120.75	11.04	86.53	0.1934	1.70	31.25	87.59	50
52	127.22	11.04	86.54	0.1934	1.80	31.27	87.60	52
54	133.90	11.04	86.55	0.1934	1.90	31.29	87.61	54
56	140.79	11.04	86.56	0.1934	2.00	31.31	87.62	56
58	147.89	11.04	86.57	0.1934	2.10	31.33	87.63	58
60	155.20	11.04	86.58	0.1934	2.20	31.35	87.64	60
62	162.72	11.04	86.59	0.1934	2.30	31.37	87.65	62
64	170.45	11.04	86.60	0.1934	2.40	31.39	87.66	64
66	178.39	11.04	86.61	0.1934	2.50	31.41	87.67	66
68	186.54	11.04	86.62	0.1934	2.60	31.43	87.68	68
70	194.90	11.04	86.63	0.1934	2.70	31.45	87.69	70
72	203.47	11.04	86.64	0.1934	2.80	31.47	87.70	72
74	212.25	11.04	86.65	0.1934	2.90	31.49	87.71	74
76	221.24	11.04	86.66	0.1934	3.00	31.51	87.72	76
78	230.44	11.04	86.67	0.1934	3.10	31.53	87.73	78
80	239.85	11.04	86.68	0.1934	3.20	31.55	87.74	80
82	249.47	11.04	86.69	0.1934	3.30	31.57	87.75	82
84	259.30	11.04	86.70	0.1934	3.40	31.59	87.76	84
86	269.34	11.04	86.71	0.1934	3.50	31.61	87.77	86
88	279.59	11.04	86.72	0.1934	3.60	31.63	87.78	88
90	290.05	11.04	86.73	0.1934	3.70	31.65	87.79	90
92	300.72	11.04	86.74	0.1934	3.80	31.67	87.80	92
94	311.60	11.04	86.75	0.1934	3.90	31.69	87.81	94
96	322.69	11.04	86.76	0.1934	4.00	31.71	87.82	96
98	334.00	11.04	86.77	0.1934	4.10	31.73	87.83	98
100	345.52	11.04	86.78	0.1934	4.20	31.75	87.84	100

DERIVED FROM THE DATA VOLUME OF THE 1951 ASRE DATA BOOK, BY COURTESY OF THE AMERICAN SOCIETY OF REFRIGERATING ENGINEERS AND CO., MONTREAL, QUEBEC, CANADA, AND CHEMICALS DIVISION, MONTREAL, QUEBEC, CANADA.



Nota: En las cámaras a 0°C los forros de aislamiento son de 2" (5 cm) de espesor.

DISPOSICION DE LAS CAMARAS DE CONSERVACION DE PESCADO I DE CONGELAMIENTO
 PLANO No 1 ESCALA 1:50

Escala de los detalles 1:25

B I B L I O G R A F I A

- Refrigeration and Air Conditioning Jordan & Priester
Mechanical Refrigeration Woodrich, W. R.
Heat and Thermodynamics Zemansky, Mark W. E.
Refrigerating Data Book 1953-54 New York.- A.S.R.E.
Refrigerating Engineering, Vol 59-3 A.S.R.E.
Psychrometry Charts for Calculations Refrigerating Engineering
Cooling Loads Faust A.S.H.V.E. Vol 43(195)
Cooling Load - American Society of Heating and A-c Engineers
Coefficients of Heat Transmission-Heating Ventilating Air
Conditioning Guide 1.969
Ingenieria Internacional INDUSTRIA 1957 Agst. Pag.114 a 128
Refrigerating Engineering Vol 54 Leopold, G.S.
Engineering Standards-Heating, Piping, and A-c Contractors Asso.
Economia de las Empresas Industriales-Walter Rautenstrauch V.
Refrigeration Engineering-Macintire, H.J. & Hekunson, F.W.
Guide and Data Book A.S.H.R.A.E.
ASRE Data Book A.S.R.E & E.I. Du Pont de Nemours Co.
Accesorios-Pérdidas e Equivalencias- C.R.A.N.E. Catalog.
Refrigerantes: Freón Du Pont "
Compresores de Refrigeración Worthington-321.09"
Controles: Válvulas Solenoides Honeywell 29-W-1 "
Intercambiadores de calor-Guide Book Amerio Mfg. "
Congeladores: Contact Plate Freezer Amerio Mfg. "
Pesqueria en la Prov. de Manabí Domingo Quiroga I.N.P.
Boletín Informativo-Vol 1 No.2 Instituto Nacional de Pesca
Informe Preliminar sobre Lenja de Manta-Informe I.N.P. 1.964
Puertos Pesqueros del Ecuador Informe No. 9 I.N.P. 1.969
Estadísticas de la Actividad Pesquera en Ecuador I.N.P. Dic 19

