

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ Diseño Económico de un Condensador
Tipo Coraza y Tubos para un Barco
Atunero de 1000 Tons. ”**

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

ALFREDO ALBERTO MEZA VALDEZ

PROMOCION: 1989 - 1

Tabla de contenidos

	<u>Pág</u>
Prologo	1
1. Introducción	3
2. Consideraciones de cálculo y operación	6
2.1 Teoría general	6
2.1.1 Teoría de refrigeración	6
2.1.2 Teoría de la condensación	10
2.1.3 Condensador	11
2.1.4 Condensadores usados en refrigeración	11
2.1.5 Selección del condensador	17
2.2 Condensador de coraza y tubos	17
2.2.1 Consideraciones de diseño	17
2.2.2 Relaciones cuantitativas del cálculo térmico	23
2.2.3 Caída de presión en la coraza	28
2.2.4 Caída de presión en los tubos del condensador	30
2.2.5 Caída de presión en tuberías y accesorios	31
2.2.6 Costo del condensador	32
2.3 Consideraciones ambientales y del agua de mar	37
2.3.1 Temperatura del agua de mar	38
2.3.2 Temperatura ambiente	39
2.3.3 Factor de incrustación	39
2.3.4 Velocidad del agua de mar	39
2.4 Sistema de refrigeración de la embarcación	40
2.4.1 Descripción del proceso de congelamiento del atún	40
2.4.2 Descripción de la planta de refrigeración	41
2.4.3 Capacidad del sistema de refrigeración	42
2.4.4 Calor de disipación	47
2.5 Cálculo del calor de disipación real	47
2.5.1 Flujo de refrigerante	49
2.5.2 Carga real del condensador	49
2.5.3 Sumario	51
2.6 Metodología de cálculo del condensador	52
3. Desarrollo del método de cálculo del condensador	57
3.1 Procedimiento de cálculo del condensador	59
3.1.1 Dimensionamiento del condensador	60
3.1.2 Caída de presión del vapor en la coraza	72
3.1.3 Caída de presión del agua en los tubos	74
3.1.4 Caída de presión del agua en tuberías y accesorios	75
3.1.5 Costo anual del condensador	79

3.2	Diagrama de flujo	82
3.2.1	Dimensionamiento del condensador	82
3.2.2	Caída de presión del vapor en la coraza	86
3.2.3	Caída de presión del agua en los tubos	86
3.2.4	Caída de presión del agua en tuberías y accesorios	87
3.2.5	Costo anual del condensador	89
3.2.6	Programa principal	90
3.3	Programa de cálculo	91
4.	Análisis de costos	102
4.1	Aplicación del programa	102
4.2	Influencia del dimensionamiento en el costo del condensador	123
4.2.1	Gráfico de las variaciones	123
4.2.2	Observaciones generales	127
4.3	Condensador económico	129
4.3.1	Longitud y diámetro como factor de selección	129
4.3.2	Selección del condensador económico	130
4.3.3	Espesor de coraza y tubos	133
4.3.4	Estudio del costo del condensador	136
4.3.3	Costo total	147
	Conclusiones	150
	Bibliografía	155
	Apéndice	156

PROLOGO

Es común en Ingeniería el encuentro con la necesidad de una optimización económica de un diseño. Pueden existir varios grados de rigurosidad en la determinación de tal conjunto de dimensiones óptimas. Así, puede ser una simple decisión basada en empirismo y criterio ó en método analítico el cual efectuadas ciertas simplificaciones en un modelo matemático nos permita ubicar tal óptimo.

Puede también observarse la forma en que influyen la variación de ciertos parámetros de diseño en los factores que determinan el costo del equipo, y así mediante un análisis económico determinar el de mínimo costo o el más conveniente. Esto puede ser logrado mas eficientemente con la ayuda de una computadora, la que nos proporcionará resultados casi al instante permitiendonos disponer de más tiempo para el análisis técnico y económico.

El trabajo consta de tres partes principales. En la primera se establecen las consideraciones de diseño y operación para el cálculo condensador. En la segunda parte se establece una metodología de cálculo del condensador,

orientado a una aplicación mediante un programa de computadora. Finalmente, se presenta un análisis de costos para diferentes diseños, determinando el más económico y que mejor se adapte al sistema de refrigeración de la embarcación. También, se muestra un estudio detallado del costo del condensador, el que servirá como base de comparación a los resultados obtenidos anteriormente.

Cabe resaltar la colaboración efectiva del Ingeniero Manuel Villavicencio, profesional y catedrático de reconocida capacidad, por su asesoramiento en el presente trabajo a quien le expreso mi sincera gratitud.

Finalmente, debo a mi familia la expresión de mi eterno agradecimiento por su paciencia, comprensión y aliento para la realización de este trabajo.

INTRODUCCION

El objeto de este trabajo es realizar el diseño económico de un condensador horizontal tipo coraza y tubos, para ser usado en el sistema de refrigeración de un barco atunero de 1,000 toneladas de capacidad de almacenamiento. También proporcionar un método de cálculo de este tipo de aparatos, así como observar la influencia de la variación de sus dimensiones en el costo del mismo.

Existirán muchos condensadores que podrán satisfacer las condiciones solicitadas de un proceso determinado, en cuanto a flujos de fluidos que deberán circular a través de él, temperaturas de ingreso y egreso, y cantidad de calor que deberá transmitir. Estos condensadores se diferencian unos de otros en el diámetro y número de tubos, la longitud de los tubos, el diámetro de la coraza, el espacio y número de deflectores, y el número de pasos. El presente trabajo trata de diseñar uno de ellos, que además que cumpla los requerimientos del proceso, nos proporcione ventajas en lo referente a economía.

El diseño de un condensador esta totalmente estandarizado, existen una serie de normas que permiten determinar en base a unos pocos valores el resto de dimensiones. Estos últimos son obtenidos satisfaciendo las ecuaciones proporcionadas por la transferencia de calor, la termodinámica y la mecánica de fluidos. Para resolver estas ecuaciones se tienen que recurrir al método de iteración, esto es, partiendo de valores supuestos para algunas variables llegar a nuevos valores calculados para las mismas variables y comparar el valor supuesto con el valor calculado, después de algunas iteraciones los valores se llegan a igualar lo suficiente para fines prácticos.

El diseño de intercambiadores de calor en general, se efectúa en tres etapas: 1° El diseño térmico, 2° El diseño mecánico preliminar, 3° El diseño para la fabricación. La primera se concreta a la determinación del área superficial necesaria para efectuar la transmisión de una cantidad de calor específica entre dos fluidos, conociendo sus temperaturas y sus razones de flujo.

Para el diseño mecánico preliminar, se toman en consideración las temperaturas y presiones de operación, las características corrosivas de uno ó ambos fluidos, las expansiones térmicas, los esfuerzos térmicos que los acompañan y la relación del intercambiador con los otros equipos auxiliares.

En el diseño para la fabricación se busca de obtener una unidad que contenga todas las características físicas necesarias, al más bajo costo posible. Efectuándose la selección de materiales y especificando los procedimientos de manufactura.

De estas tres secuencias es de especial interés en el presente estudio analizar la primera de ellas; y observar la influencia del diseño térmico en el costo de operación y del condensador mismo. Un estudio detallado de los otros factores de diseño sería materia de otra tesis, pero es innegable que el funcionamiento y rendimiento, así como el costo final del aparato depende básicamente de ellos.

CONSIDERACIONES DE CALCULO Y OPERACION

2.1 Teoría general

En este primer acápite, presentamos una revisión de la teoría básica de refrigeración, condensación, condensador, así como de los principales condensadores usados en sistemas frigoríficos

2.1.1 Teoría de refrigeración

Algunos terminos usados en refrigeración son:

Refrigeración: Los autores definen refrigeración como la producción y mantenimiento en un espacio determinado, de una temperatura inferior a la ambiental. O de otra forma, como la remoción de calor de una zona de baja temperatura hacia una de mayor temperatura.

Capacidad de un sistema de refrigeración: Esta dada por el calor absorbido del medio enfriado en la unidad de tiempo se ha establecido la unidad llamada Ton de refrigeración que es equivalente a 12,000 Btu/h ó 3,024 Kcal/h.

Efecto Refrigerante: Es el calor removido del ambiente a refrigerar. Da la capacidad del sistema.

Coefficiente de funcionamiento: Tiene similitud con la eficiencia

de las máquinas térmicas. Es el cociente entre el efecto refrigerante, que es la utilidad obtenida, y el trabajo entregado al ciclo.

a. Ciclo básico de refrigeración

En las figuras 1-a y 1-b se observan los procesos ideales que sigue el fluido refrigerante a lo largo del ciclo.

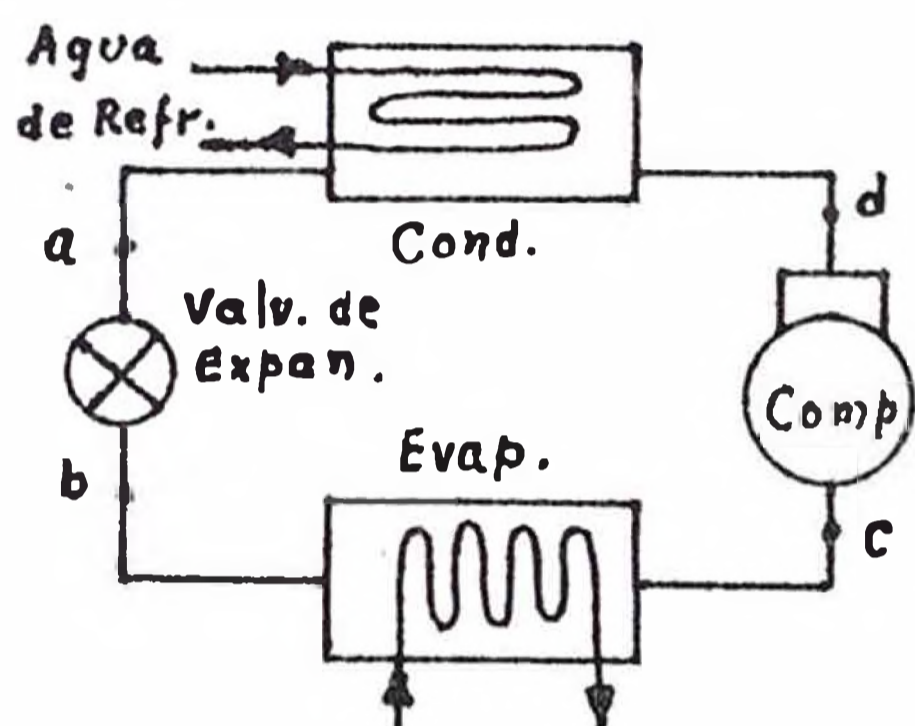


Fig. 1-a

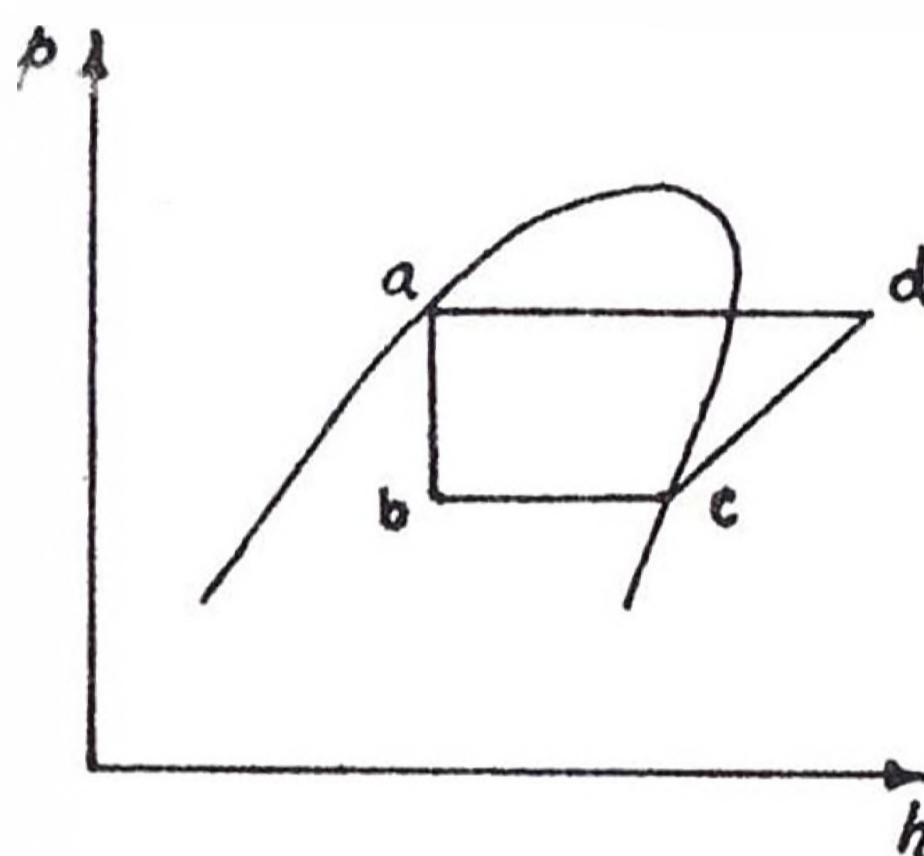


Fig. 1-b

La descripción del ciclo es como sigue :

Proceso c-d: Compresión adiabática reversible del fluido de trabajo, que se encuentra a baja temperatura y presión, hacia un estado de mayor temperatura y presión, y sobrecalentado.

Proceso d-a: Entrega de calor hacia el medio ambiente, compuesto de dos partes, sensible y latente, para este proceso es necesario un condensador; el fluido que inicialmente se encontraba sobrecalentado, llega al estado de líquido saturado.

Proceso a-b: Es un proceso isoentálpico, el fluido se expande hasta llegar a la presión y temperatura de evaporación.

Proceso b-c: Proceso de extracción de calor del ambiente frío

mediante la evaporación total del fluido refrigerante, hasta su estado de vapor saturado.

b. Ciclo de compresión real

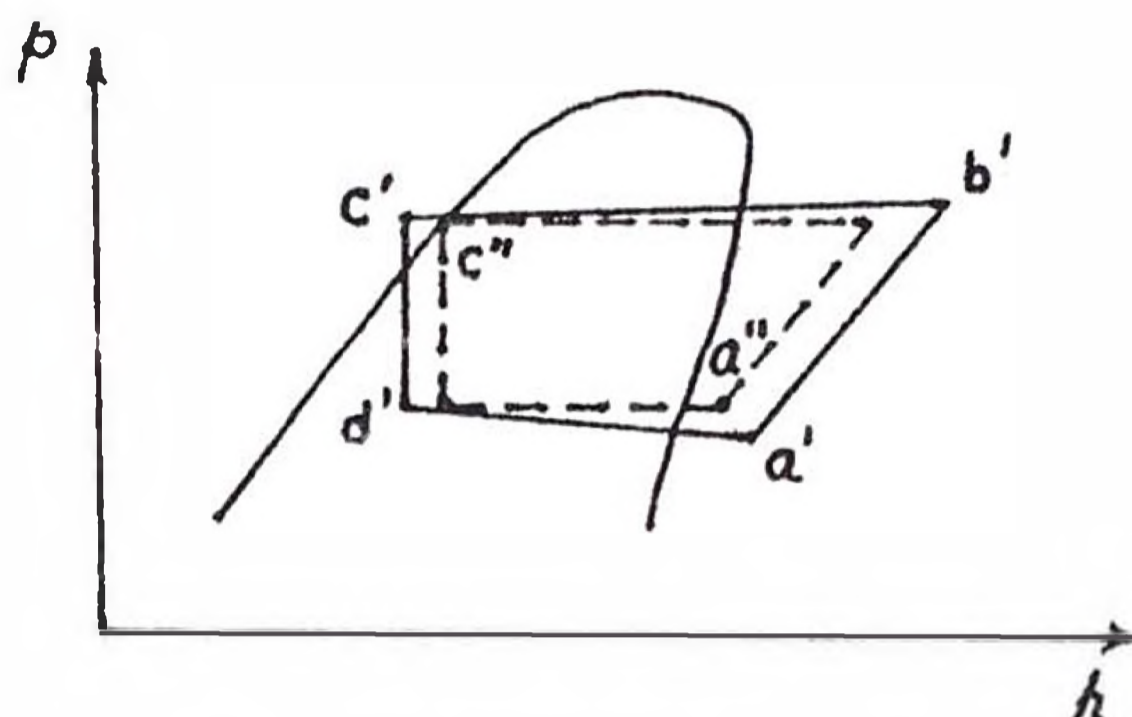


Fig. 2 Ciclo de compresión real

La descripción del ciclo es como sigue:

Proceso $a'-b'$: La compresión del fluido no se realiza a entropía constante, por tratarse naturalmente de un proceso real, donde las fuentes de irreversibilidad se encuentran presentes, tales como la fricción y la gradiente de temperatura.

Proceso $b'-c'$: No se realiza a presión constante por las pérdidas de fricción en el condensador.

Proceso $c''-c'$: Es un subenfriamiento que sufre el refrigerante con el objeto que en el dispositivo de expansión sólo ingrese líquido.

Proceso $c'-d'$: Expansión irreversible del fluido, mediante dispositivos que varían según la capacidad del sistema. La temperatura a la que se llega con esta transformación está por debajo de la temperatura del ambiente frío, obteniendo así, una gradiente de temperatura y cumplir con la segunda ley

de la termodinámica

Proceso d'-a': Igualmente que en el condensador, el fluido refrigerante sufre una caída de presión por los tubos del evaporador.

Proceso a"-a': Es un recalentamiento de diseño, asegura que llegue solo vapor al compresor, sin acompañamiento de gotas, las cuales sufrirían una evaporación brusca durante la compresión y se produciría el desgaste del aparato.

e. Subenfriamiento y recalentamiento

En las figuras 3-a y 3-b, se muestra el empleo de un intercambiador de calor en el ciclo estándar de compresión de vapor, con el objeto de subenfriar el líquido saturado que sale del condensador mediante el vapor procedente del evaporador. Con esto se consigue garantizar que no ingrese ningún líquido al compresor y que líquido sin burbujas de vapor, que impida el flujo refrigerante, ingresa a la válvula de expansión. De tal forma que el subenfriamiento obtenido será igual al recalentamiento.

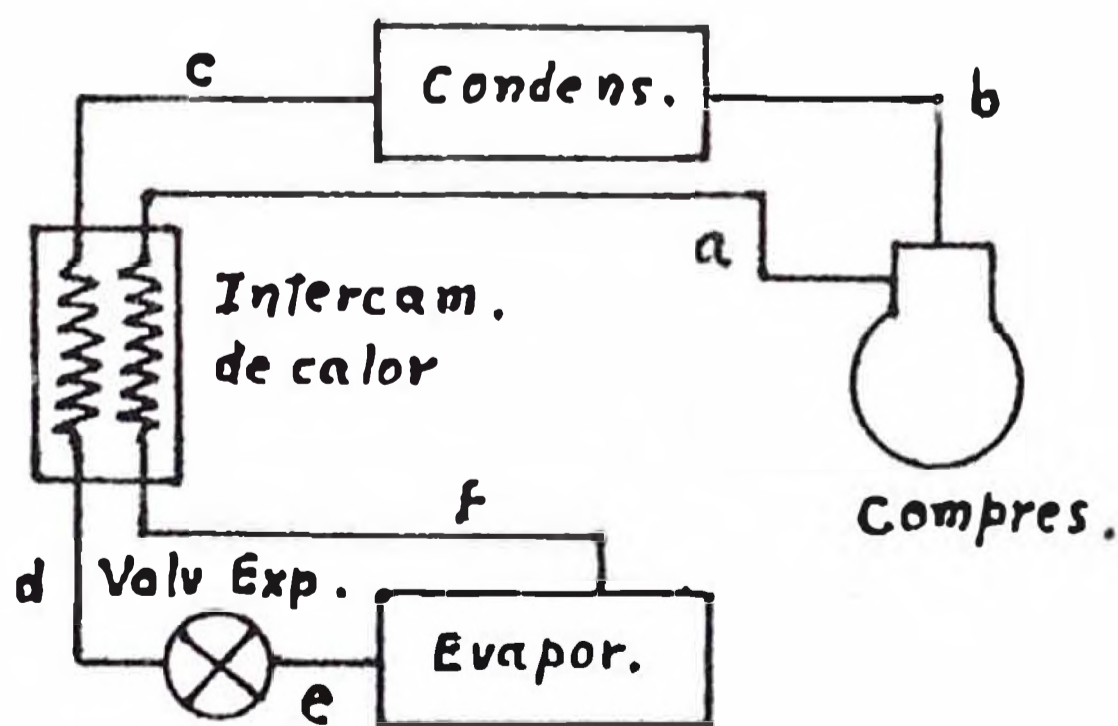


Fig. 3-a

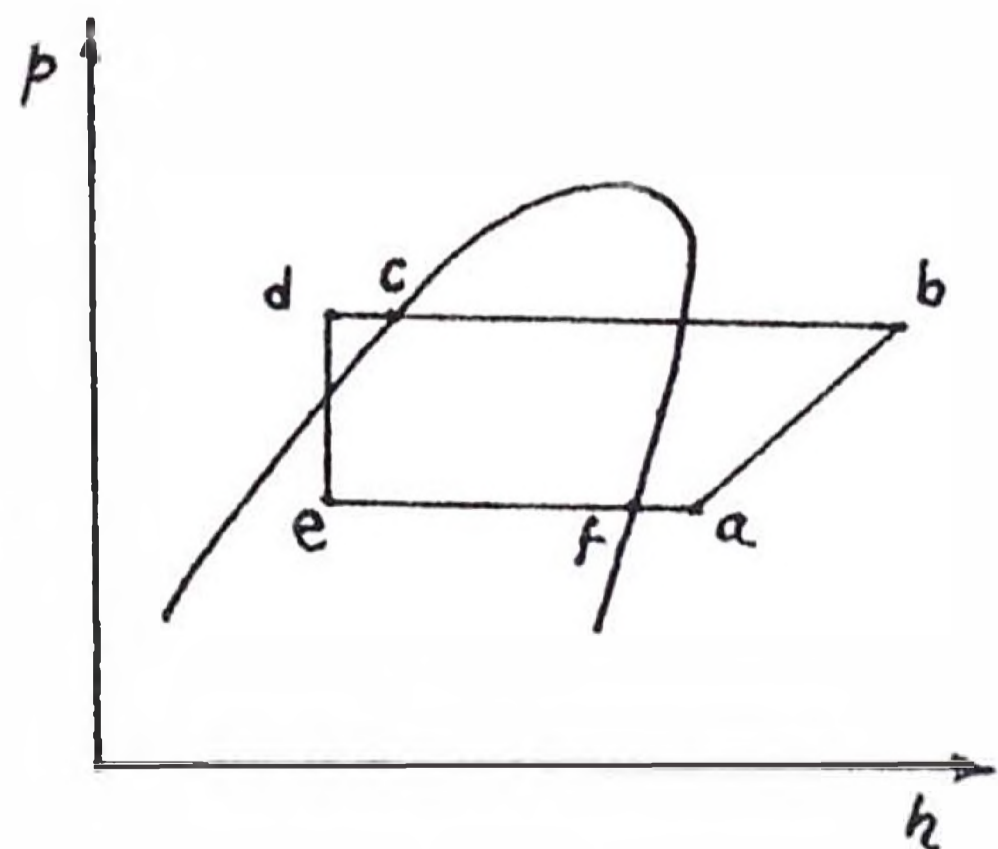


Fig. 3-b

2.1.2 Teoría de la condensación

Se denomina así al cambio de estado de un cuerpo de vapor a líquido. Como todo cambio de fase, la condensación se realiza a presión y temperatura constantes.

La condensación se realiza a diferentes velocidades de transferencia de calor, por cualquiera de los dos distintos mecanismos físicos: en forma de gotas (Fig. 4-a) y en forma de película (Fig. 4-b).



Fig. 4-a

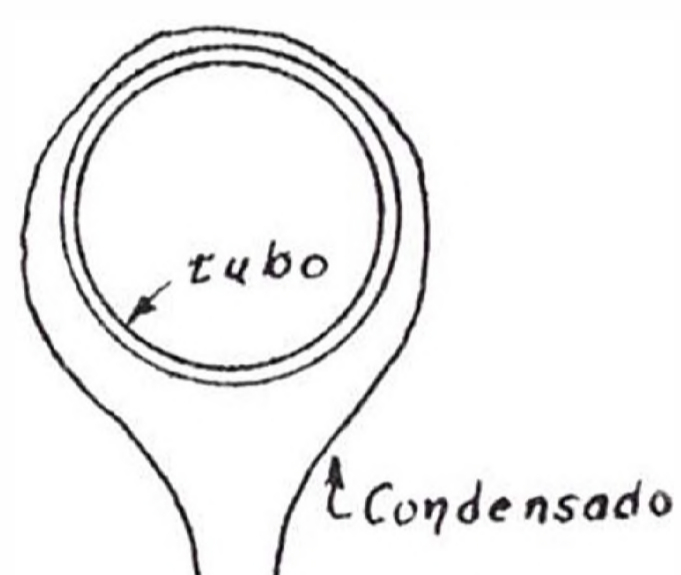


Fig. 4-b

La condensación en gotas se produce de la siguiente manera: el vapor al entrar en contacto con una superficie fría se condensa en pequeñas gotas que se unen formando otras mayores y debido a su peso se deslizan y caen de esta superficie, dejando zonas desnudas en el cual se pueden formar sucesivas gotitas de condensado. Sin embargo, puede aparecer otra forma diferente: una capa que cubre la superficie mientras se condensa el vapor, esto se denomina condensación en película.

Estas dos formas son independientes de la cantidad de vapor a condensar por unidad de superficie. Las dos formas son completamente diferentes y no se puede considerar una como transición de la otra. Debido a la resistencia ofrecida al paso del calor a través de la película, el coeficiente de condensación para la forma de gotas es de cuatro a ocho veces superior que aquella para condensación en forma de película.

2.1.3 Condensador

Es el lugar en donde se produce el cambio de estado de un compuesto de vapor a líquido. El condensador en un sistema de refrigeración, remueve del gas refrigerante comprimido, el calor de compresión y el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador; es el lugar donde se produce la eliminación del calor en un sistema de refrigeración. Además de la condensación pueden también desobrecalentar el vapor o subenfriar los condensados.

Algunos fluidos que existen en abundancia, tales como aire o agua, son los encargados de llevarse el calor fuera del sistema; estos fluidos caracterizan al condensador, que por consiguiente, pueden ser de enfriamiento por aire o por agua.

2.1.4 Condensadores usados en refrigeración

Hay tres tipos generales de condensadores utilizados en los sistemas frigoríficos: De enfriamiento por aire, por agua, y enfriamiento por agua y aire (evaporativo).

Algunos condensadores de enfriamiento por agua y aire de menos de cincuenta tons de capacidad, son a menudo montados en la misma base del compresor. El paquete total es entonces conocido como "unidad de condensación" enfriado por aire o por agua según sea el caso.

a. Condensadores enfriados por aire

Son usados en sistemas de todo tamaño. Se incrementa su uso en residencias y pequeñas instalaciones comerciales. Predominan en este tipo de condensador las unidades de un HP y menores, salvo en el caso que la temperatura sea alta fuera de lo normal. Su principal ventaja es la simplicidad y bajo costo. Consta esencialmente de tuberías por las cuales interiormente circula el fluido refrigerante, y exteriormente sobre superficies extendidas el aire se traslada por convención natural ó forzada.

b. Condensadores enfriados por agua

Es el más económico siempre que se disponga de agua barata y de mínima corrosión. Son usados casi exclusivamente en unidades de hasta 100 HP, en tales casos la necesidad de agua puede ser garantizada por una torre de enfriamiento. Los principales condensadores enfriados por agua son:

1. Condensador de coraza y tubos

Es el de uso más frecuente en los sistemas de refrigeración, pudiendo ser horizontales o verticales. El

agua circula a través de los tubos del condensador, entrando por las tapas especiales de los extremos, dispuestos para que el agua pase a través del condensador el número de veces ó pasos deseado, y de abajo a arriba. Las tapas son desmontables para permitir la limpieza del interior de los tubos. Cuando se usa con recibidor, a veces es necesario instalar una conducción de desahogo, para permitir que el gas pase desde el depósito al condensador, asegurando un buen desagüe del líquido. $U=750$ a 1250 Kcal/m² h °C.

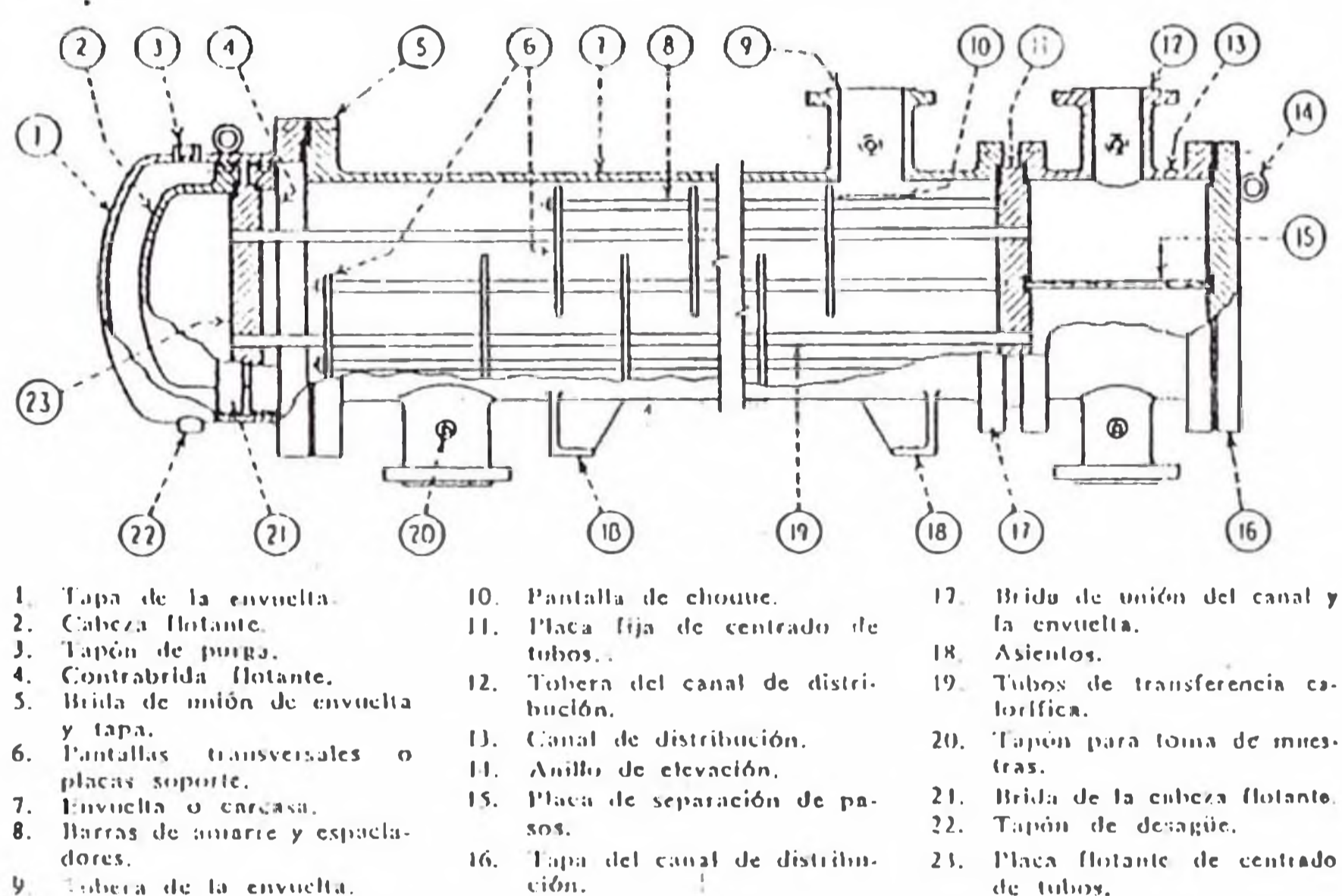


Fig. 5 Condensador de coraza y tubos

El condensador vertical de coraza y tubos, es esencialmente igual al condensador horizontal, diferenciándose únicamente en su posición de instalación, ocupan menos superficie en la planta, y los tubos pueden limpiarse sin que el condensador deje de funcionar, puesto que el agua entra por la parte superior y cae por gravedad.

Debido a su construcción compacta, el condensador horizontal de coraza y tubos, se utiliza en sistemas frigoríficos de mediana capacidad, colocándose en la base del compresor ó se utiliza él mismo como soporte del compresor. A continuación presentamos los tipos básicos de condensadores de coraza y tubos horizontales.

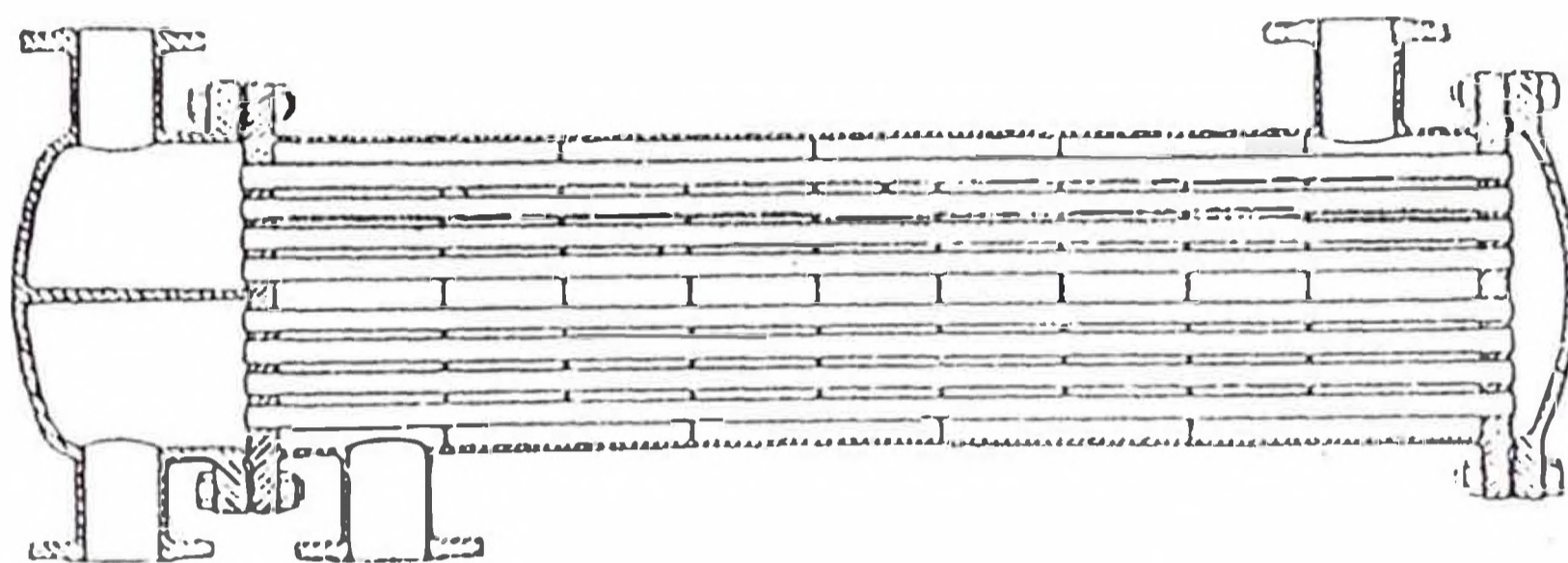


Fig. 6-a Condensador tubular de cabezal fijo

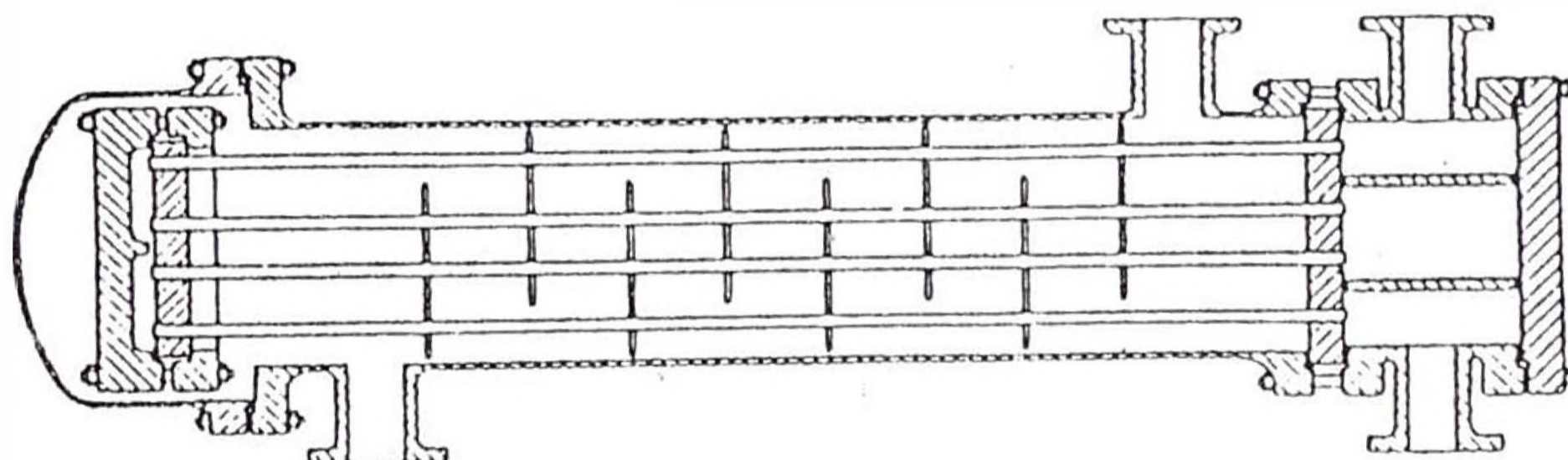


Fig. 6-b Condensador tubular de cabeza flotante

Los condensadores de cabezal fijo (Fig. 6-a) son recomendables solamente para los casos en que el fluido en el interior de la coraza no ensucia los tubos. Grandes diferencias de temperatura entre la coraza y los tubos puede producir esfuerzos y este tipo de construcción no permite la expansión independiente de la coraza y los tubos.

Los condensadores de cabeza flotante son del tipo más común, en él los tubos están libres para expandirse. Si una

limpieza frecuente es requerida, la construcción empleada debe facilitar esta operación, por esta razón muchos intercambiadores están provistos con haz de tubos que son posible de extraerse. Por otro lado, la entrada del fluido a los tubos mediante el canal de distribución permite la inspección y limpieza de los mismos quitando la tapa del canal sin necesidad de sacar los tubos.

2. Condensador de doble tubo

Esta constituido por tubos concéntricos y presentan buena transmisión de calor ($U=600-700 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$). El agua circula por el interior de los tubos, y por el espacio anular exterior el refrigerante a condensar. En este tipo de condensador, la velocidad de transferencia de calor es baja, si los tubos son largos, debido a que el mal desagüe del refrigerante condensado no deja que el vapor entre en contacto con el tubo de agua. Presenta además fáciles posibilidades de efectuar la limpieza, y precisan poco espacio. Hoy en día se utiliza esta construcción para intercambiadores de calor y subenfriadores, mientras que apenas se les emplea como condensadores.

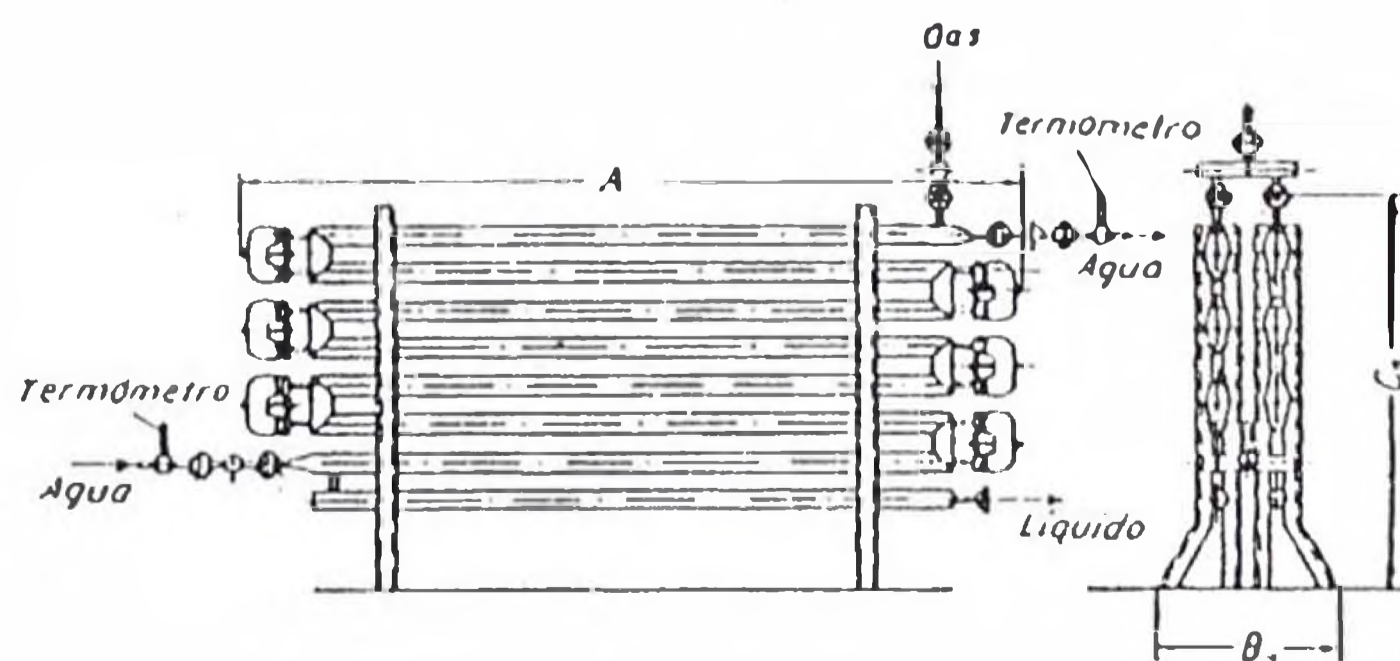


Fig. 7 Condensador de doble tubo

c. Condensador enfriado por agua y aire

En esta clasificación el más representativo es el condensador evaporativo, que encuentra su empleo en todos aquellos casos en que se tenga que ahorrar agua. El consumo en agua es aproximadamente 1/20 parte del de un condensador de coraza y tubos. El sistema de tuberías de un condensador evaporativo ($U=300-600 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ para tubos lisos) está situado en el centro de una cubierta y es mantenido húmedo mediante riego o pulverización de agua. Uno ó varios extractores aspiran el aire en contra corriente a la ducha de agua y a través del sistema de tuberías, con lo cual se evapora parte del agua según la humedad relativa del aire y la temperatura de condensación del fluido refrigerante. El agua que ya ha recorrido los tubos es de nuevo recogida por una bomba. En el invierno el condensador puede trabajar con refrigeración por aire solamente.

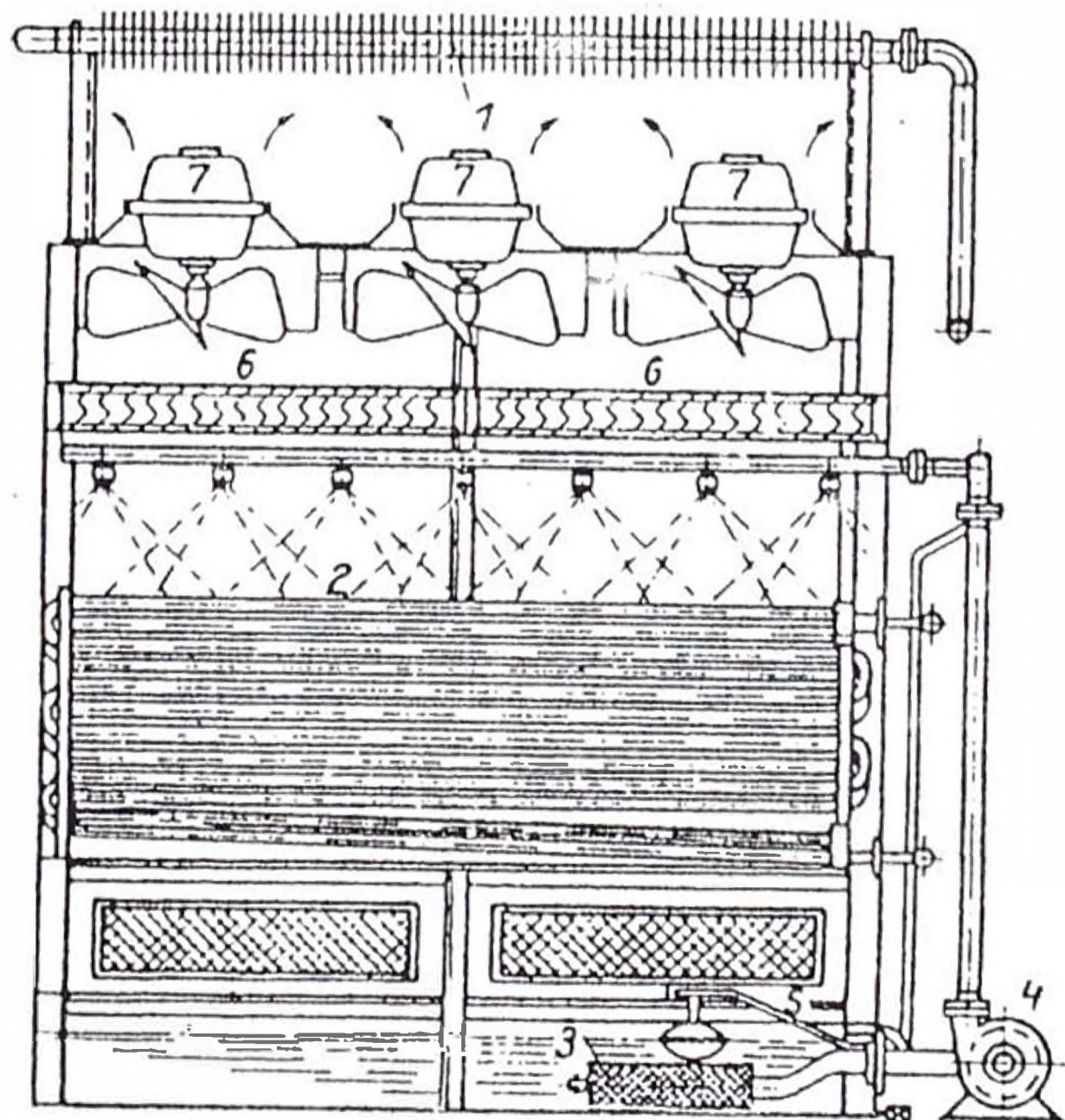


Fig. 8 Condensador evaporativo

2.1.5 Selección del condensador

Como se trata de una instalación a bordo y disponiendo de suficiente agua de mar y prácticamente sin costo, se ha considerado diseñar un condensador enfriado por agua de mar, del tipo coraza y tubos horizontal cerrado, siendo este el tipo convencional y es el comúnmente usado en instalaciones marinas, toda vez que puede ser ubicado en la cubierta principal en un espacio disponible de 10.0 m, y que ha de operar bajo la misma supervisión del encargado de los equipos de refrigeración.

2.2 Condensador de coraza y tubos

En este subtítulo, describimos las consideraciones de diseño de los condensadores de coraza y tubos, así como las relaciones cuantitativas empleadas en el cálculo térmico. También, se establecen las condiciones ambientales y del agua de mar a considerar en el presente estudio.

En nuestra descripción usamos el término intercambiador en el sentido más amplio, así un condensador es un intercambiador en el cual se produce el cambio de fase de uno de los dos fluidos. Desde luego las ecuaciones aplicables a los intercambiadores, son también aplicables a los condensadores, pero estos además tienen algunas relaciones particulares de las cuales nos ocuparemos posteriormente.

2.2.1 Consideraciones de diseño

El diseño de un equipo de transferencia de calor

debe ser contemplado cualitativa y cuantitativamente. La selección del mejor tipo de intercambiador de calor para un caso dado, debe contemplar factores de construcción y operación. Al pie, presentamos una descripción sobre los tubos empleados en los condensadores, espaciado de los tubos, corazas, y tipos de deflectores.

a. Tubos para condensador

Son obtenibles tubos de longitudes de 1.2 a 6.7 m (de 4 a 22 pies), según la TEMA, comúnmente se seleccionan longitudes normalizadas de 2.44, 3.66, 4.88, 6.10 m (8, 12 16, 20 pies). Las longitudes cortas son usadas cuando el intercambiador está localizado sobre nivel, minimizando así los costos de plataformas y los gastos de mantenimiento, también cuando la longitud está limitada por el espacio disponible ó muy grandes diámetros de coraza son necesitados. Las grandes longitudes son usadas cuando el equipo está en, ó cercano al nivel.

En intercambiadores, los tubos comúnmente usados tienen diámetros exteriores de 5/8, 3/4, 1, 1 1/4 ó 1 1/2 pulgadas. los mayores diámetros son usados para fluidos que ensucian los tubos rápidamente. En algunos casos las suciedades pueden ser reducidas por el uso de altas velocidades, esto permite usar diámetros moderados.

El espesor de pared del tubo se selecciona no solo solo para que soporte la presión de trabajo, temperaturas extremas

y sea resistente a la corrosión, sino también para corrosión y para facilitar la expansión de los tubos en la placa soporte. Los fabricantes de tubos especifican el diámetro exterior y el espesor nominal de pared, la variación en el espesor de las paredes de los tubos respecto al valor nominal, pueden ser de $\pm 10\%$ para tubos de pared media y $\pm 22\%$ para los tubos de "pared mínima". El efecto de esta variación no debe ser omitida, especialmente en tubos de diámetros pequeños dado que la caída de presión es inversamente proporcional a una potencia del diámetro con exponente entre 4 y 4.8.

Algunas veces resulta económico usar tubos con Aletas, puesto que ofrecen la más alta transferencia de calor para la mínima cantidad de metal. La selección de una determinada forma de aleta influye en el costo, peso, espacio aprovechable, y la caída de presión. Cuando se usan aletas, estas deben ser colocadas para el lado del intercambiador donde el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la superficie sea el más bajo. Es preferible usar desde el punto de vista de transferencia aletas delgadas, esbeltas y lo más juntas posibles.

b. Espaciado de los tubos

Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares ó cuadrados, la ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión. El espaciado de los tubos

es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de $3/4$ plg DE en un espaciado cuadrado de 1 plg, y de 1 plg DE en un espaciado en cuadro de $1\ 1/4$ plg. Para arreglos triangulares éstos son, de $3/4$ plg DE en espaciado triangular de $15/16$ plg, $3/4$ plg DE en arreglo triangular de 1 plg, y 1 plg DE en un arreglo triangular $1\ 1/4$ plg.

En cualquiera de los casos por facilidad de limpieza, el espaciado o luz entre el exterior de los tubos debe ser, al menos, igual a un cuarto del diámetro exterior de los mismos, y nunca menor de 6.35 mm ($1/4$ ").

c. Coraza

Las corazas hasta de 0.305 m. (12 plg) de diámetro IPS se fabrican de tubo de acero. Sobre este valor incluyendo 0.61 m (24 plg) el diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos. El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24 Plg inclusive es de 0.952 cm ($3/8$ plg), lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de $21\ \text{Kg/cm}^2$ ($300\ \text{lb/plg}^2$). Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las corazas mayores de 0.61 m de diámetro se fabrican rolando placas de acero.

d. Deflectores

Es sabido que se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se

mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores que hacen que el fluido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos.

Las figuras muestran los tres tipos de deflectores transversales usados para incrementar la velocidad en el lado de la coraza.

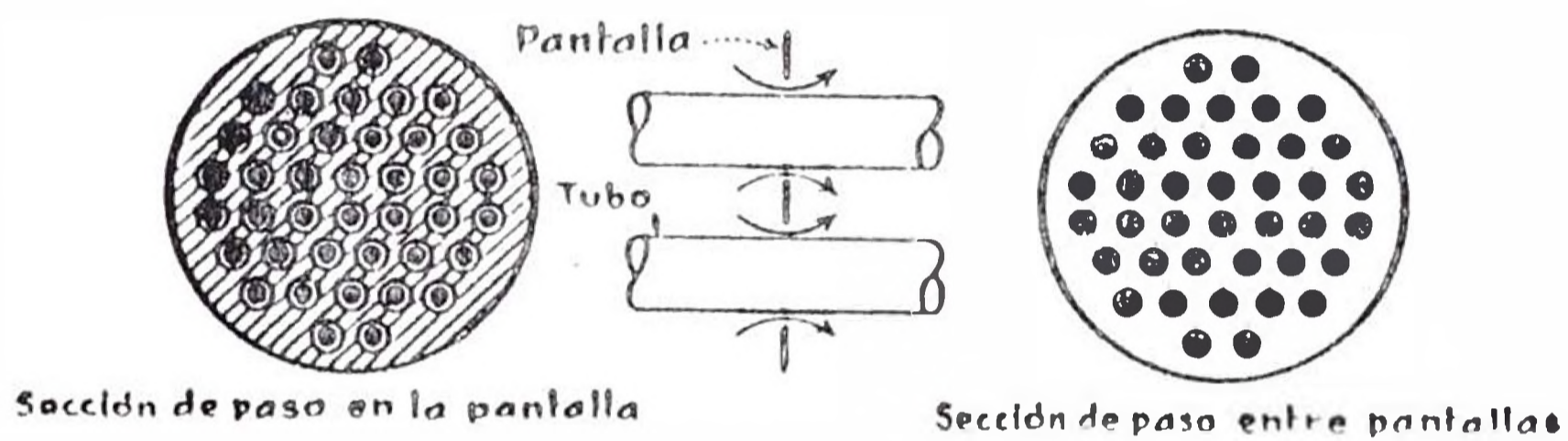


Fig. 9.1 Deflector de orificio

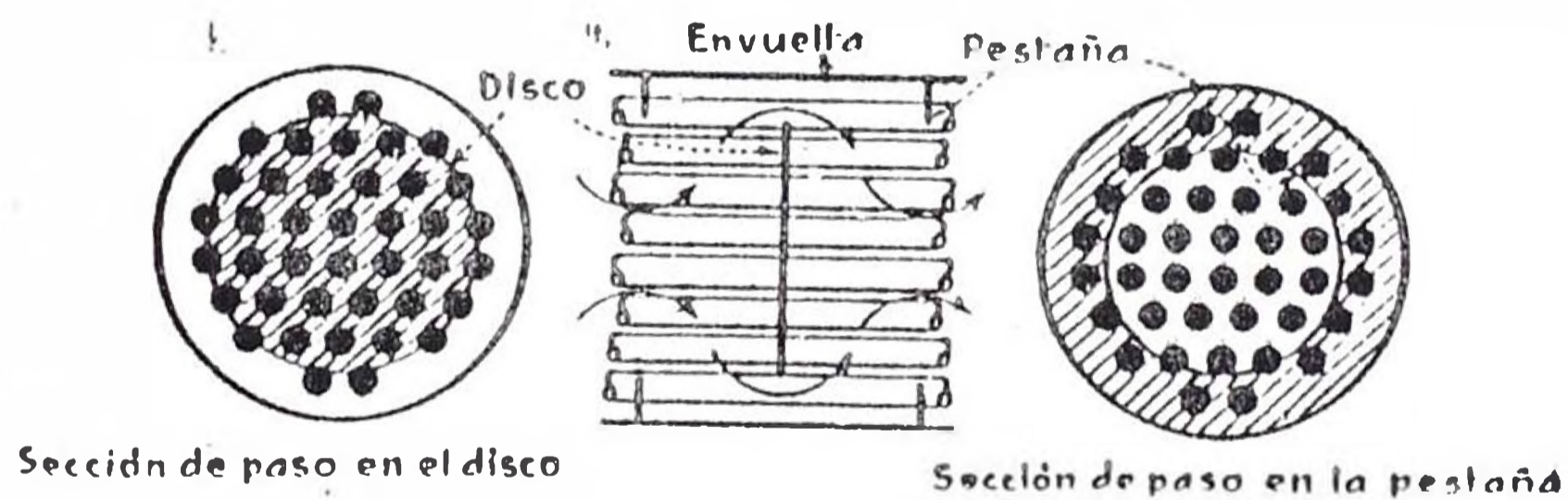


Fig. 9.2 Deflector de disco y anillo

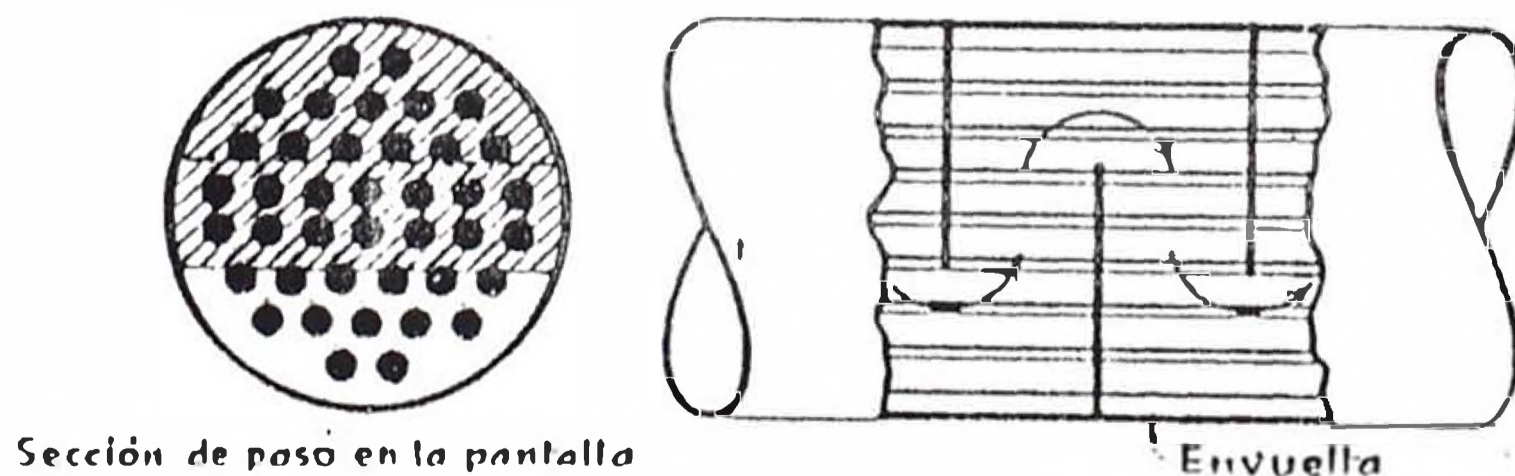


Fig. 9.3 Deflector segmentado

El juego entre los deflectores y la coraza varia de 0.8 a 1.2 mm ($1/32''$ a $3/64''$), pero el juego, y consecuentemente, las pérdidas de fluido a través del mismo, puede incrementarse a causa de la corrosión. Los deflectores se ajustaran a la coraza todo lo posible para evitar las fugas.

En el deflector tipo disco y anillo (Fig. 9.2), el disco no ofrece soporte a los tubos centrales. Algunas veces el mínimo juego entre los tubos y las caras de los huecos en las pantallas segmentadas ó disco y anillo es el 1% del diámetro del tubo, pero desde que los tubos pueden tener una tolerancia del 2%, el máximo juego puede ser 3%, consecuentemente cierta cantidad de fluido puede circular através de este juego.

La TEMA recomienda que los agujeros de los deflectores y de las placas soportes deben ser taladrados 0.8 y 0.4 mm ($1/32''$ y $1/64''$) más grandes que el diámetro exterior de los tubos. Para evitar vibración en las pantallas y por consiguiente rajaduras de los tubos, el espesor de las pantallas deberá ser de 3.2 mm ($1/8''$), y preferiblemente 4.8 ó 6.4 mm ($3/16''$ ó $1/4''$), y la cara de los huecos de los tubos debe ser achaflanada.

Los deflectores segmentados (Fig. 9.3), son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75 % del diámetro interior de la coraza, estos se conocen como deflectores con 25 % de corte. En un condensador horizontal

que use deflectores segmentados convencionales, es imperativo que se arreglen para flujo de lado a lado y no flujos de arriba a abajo. De ser así se originarán lagunas de condensado entre cada par de deflectores cuyas áreas muertas están en la parte superior de la coraza impidiendo el paso del vapor. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores, que consisten de un pasador atornillado en el cabezal de tubos y un cierto número de trozos de tubos que forman hombreras entre tubos adyacentes.

El deflector es un accesorio fijo, donde los tubos pueden ser reemplazados individualmente, por lo que a veces las pantallas están sujetos a considerables maltratos cuando algún tubo es retirado, consecuentemente el deflector debe ser cuanto menos el doble de grueso que el espesor de la pared de los tubos.

La distancia centro a centro entre los deflectores se llama espaciado de los deflectores, y usualmente no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza ó menor que una distancia igual a un quinto del diámetro interior de la coraza. Así mismo, el espesor del cabezal de tubos será, cuando menos, de 22.2 mm (7/8 plg) y nunca menor que el diámetro exterior de los tubos.

2.2.2 Relaciones cuantitativas del cálculo térmico

Presentamos una revisión de las leyes físicas establecidas por la Termodinámica y la Mecánica de Fluidos,

aplicables al diseño de intercambiadores y especialmente al caso de condensadores.

Debemos de considerar que parte del condensador se utiliza para enfriar el vapor sobrecalentado proveniente del compresor. En el cálculo del condensador se utilizará el uso de dos zonas independientes: de desobrecalentamiento y de condensación. En cada zona de un desobrecalentador condensador habrá un coeficiente de transferencia de calor separado, y cada uno será efectivo sobre una superficie independiente. Los dos coeficientes totales podrán reemplazarse por un valor simple, el coeficiente total balanceado.

a. Coeficiente pelicular en la condensación

Nusselt derivó teóricamente las relaciones para el mecanismo de condensación en forma de película y los resultados que obtuvo son muy aproximados a los observados experimentalmente, la ecuación deducida por Nusselt para la condensación de un vapor puro en el exterior de un tubo de diámetro "D" es :

$$h_{oo} = 0.725 \left[\frac{\delta_f^3 g h_{fg} k_f^3}{\mu_f D_o \Delta t_f} \right]^{1/4}$$

donde:

- h_{oo} Coeficiente pelicular exterior, Kcal/h m²°C
 δ_f Densidad del vapor a la temperatura de película, Kg/m³

- g Aceleración de la gravedad, m/h^2
 h_{fg} Calor latente de vaporización, $Kcal/kg$
 k_E Conductividad térmica del vapor a la temperatura de película, $Kcal /h m^2 (°C/m)$
 D_o Diámetro exterior del tubo, m
 μ_E Viscosidad del vapor a la temperatura de película, $Kg/(m)(h)$
 Δt_f Diferencia de temp. entre el vapor que se condensa y la superficie exterior del tubo $°C$

Las desviaciones de la teoría de Nusselt ocurre cuando el flujo del condensado llega a ser turbulento, la velocidad del vapor es alta o cuando se presenta condensación en forma de gotas, de todas maneras los resultados que da la ecuación de Nusselt son bastantes conservativos, dado que los factores anteriores tienden a aumentar la conductividad total.

Conviene hacer notar que el exceso de vapor mejora la transmisión, pues contribuye por arrastre a facilitar la eliminación del condensado, en cuanto a la presencia de gases no condensables en el vapor, tiene un efecto retardado en la transmisión de calor por la formación de una película gaseosa y la existencia de fenómenos de difusión.

b. Coef. pelicular en el sobrecalentamiento

La condensación de un vapor puro sobrecalentado difiere de la del vapor saturado en que hay calor sensible que debe removerse. El coeficiente de

transferencia de calor en esta zona del condensador, es menor que para el vapor saturado. El coeficiente pelicular en la zona de sobrecalentamiento será calculado a partir de la siguiente correlación:

$$h_{os} = 0.36 \left(\frac{k}{De} \right) \left(\frac{De * G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p * \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

donde:

- h_{os} ... Coeficiente pelicular exterior debido al sobrecalentamiento, Kcal/hr m² °C
- k ... Conductividad térmica del vapor, Kcal/hr m °C
- De ... Diámetro equivalente, m
- G_s ... Flujo másico del vapor, kg/m² h
- μ ... Viscosidad del vapor a la temp media, Kg/m h
- C_p ... Calor específico del vapor a la temperatura media, Kcal/Kg °C
- μ_w ... Viscosidad del vapor a la temperatura de la pared del tubo, Kg/m h

c. Coeficiente de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor nos sirve para determinar la relación básica de transferencia de calor, y es aplicable, tanto, para la zona de sobrecalentamiento, como para la condensación. Está dada por la ecuación de Fourier:

$$A_o = \frac{Q}{U * DTML}$$

donde:

- A_o ... Superficie exterior de transferencia de calor

- Q ... Calor total transferido.
 U ... Coeficiente de transferencia de calor.
 DTML... Diferencia de temperatura media logarítmica.

El coeficiente de transferencia de calor, incluyendo suciedades puede ser calculado como sigue:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + r_o + r_w + r_i \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_o}{A_i} \right)$$

Donde:

- h_o Coeficiente de película para el exterior de los tubos, Kcal/hr °C m²
 h_i Coeficiente de película para el interior de los tubos, Kcal/hr °C m²
 r_o Resistencia debido a las suciedades en el exterior de los tubos, hr °C m²/Kcal
 r_i Resistencia debido a las suciedades en el interior de los tubos, hr °C m²/Kcal
 r_w Resistencia de la pared referida a la superficie exterior de los tubos, hr °C m²/Kcal
 (A_o/A_i).. Area exterior/área interior de la superficie de los tubos.

Si d y c indican las zonas de sobrecalentamiento y condensación, respectivamente, y Q es el calor transferido en cada una, las dos zonas pueden computarse por $Q_a = U_a A_a DTML_a$ y $Q_c = U_c A_c DTML_c$ donde U_a y U_c son los coeficientes de

transferencia de calor total, A_d y A_c las superficies y $DTML_d$ y $DTML_c$ son las diferencias de temperaturas media logarítmicas correspondientes. Los dos coeficientes totales pueden reemplazarse por un valor simple balanceado, que se obtiene de:

$$U_{(balanceado)} = U_t = \frac{U_c A_c + U_d A_d}{A_c + A_d}$$

y la diferencia de temperatura media logarítmica balanceada se calcula a partir de:

$$DTML_{(Balanceada)} = DTML_t = \frac{Q}{\frac{Q_c}{DTML_c} + \frac{Q_d}{DTML_d}}$$

pudiéndose aplicar también en la ecuación de Fourier $Q_t = U_t A_t DTML_t$.

En el condensador de coraza y tubos, el coeficiente de transferencia de calor está influenciado por la velocidad de circulación de los fluidos, la naturaleza, estado y densidad de los fluidos, la temperatura de ambos fluidos, el material y el grueso de la pared de los tubos, el diámetro del tubo, la limpieza de la superficie, etc.

2.2.3 Caída de presión en la coraza

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo

crusa. El número de veces que el fluido cruza el haz de tubos es el número de deflectores aumentado en 1.

La ecuación isotérmica para la caída de presión para fluidos que se calientan ó enfrian y que incluyen las pérdidas de entrada y salida, se presenta en la Ref. [1].

$$\Delta P_c = \frac{f G_c^2 D_c (N+1)}{2 g_c \delta D_e \phi}$$

donde:

ΔP_c	Caída de presión del vapor en la coraza, Kgf/m ²
f	Factor de fricción, adimensional
G_c	Velocidad de masa del vapor en la coraza, Kg/h m ²
D_c	Diámetro interior de la coraza, m
N	Número de deflectores
g_c	Factor de conversión, 1.27×10^8 m Kg/h ² Kgf
δ	Densidad del vapor, Kg/m ³
D_e	Diámetro equivalente, m
ϕ	Razón de viscosidad, $(\mu/\mu_w)^{0.14}$

En la condensación de un vapor puro saturado, el vapor entra al condensador a su temperatura de saturación y lo deja como líquido. La caída de presión es obviamente menor que la que resultaría de calcularla para un gas a la gravedad específica del condensado a la salida. La velocidad de masa del vapor de entrada y de líquido que sale son, sin embargo,

las mismas. En ausencia de correlaciones más extensivas, usaremos en cálculos posteriores, para la velocidad de masa el peso total del flujo y la gravedad específica promedio entre la entrada y la salida, en la formula anterior.

2.2.4 Caída de presión en los tubos del condensador

Cuando un fluido circula a través de los tubos de un condensador, experimenta una disminución en la presión. Para el flujo turbulento, esta caída de presión es una función de la velocidad másica y de la rugosidad de la tubería.

La ecuación que a continuación presentamos, puede usarse para obtener la caída de presión en los tubos del condensador, según la Ref. [2].

$$\Delta P_1 = \frac{B_1 4 f_1 L n G_1^2}{2 g_c \delta_1 D_1}$$

donde:

- ΔP_1 Caída de presión en los tubos, Kgf/m²
- B_1 Factor de corrección por: contracción brusca, ensanchamiento brusco, fricción en los tubos, e inversión de la corriente.
- f_1 Factor de fricción, adimensional
- G_1 Velocidad de masa del agua, Kg/m² h
- L Longitud de los tubos, m
- n Número de pasos

- g_c Factor de conversión, $1.27 \times 10^8 \text{ m Kg/h}^2 \text{ Kgf}$
 δ_i Densidad del agua, Kg/m^3
 D_i Diámetro interior de los tubos, m

2.2.5 Caída de presión en tuberías y accesorios

La bomba seleccionada para la circulación del fluido frío, debe desarrollar suficiente carga para vencer las pérdidas de fricción causadas por las tuberías de conexión, conexiones, reguladores de control, y la caída de presión en el condensador mismo. Esta carga debe añadirse a la presión estática del final de la línea, tal como la elevación de la descarga final.

La expresión para calcular la caída de presión en las tuberías y accesorios del sistema de bombeo ΔP_s (m), se puede extraer de la Ref. [3], Vol 1.

$$\Delta P_s = f \frac{L_s}{D_s} \frac{V_s^2}{2g} + f (\Sigma K_s) \frac{V_s^2}{2g} + Z_{suc-des}$$

Donde:

- f Factor de fricción de la tubería del sistema.
 L_s Longitud total de la tubería del sistema, (m)
 D_s Diámetro interior de la tubería, (m)
 V_s Velocidad en el interior de la tubería, (m/s)
 ΣK_s .. Sumatoria de las longitudes equivalentes en Diámetros de tubería de válvulas y accesorios
 g Aceleración de la gravedad, 9.8 m/s^2
 $Z_{suc-des}$. Altura entre la succión y descarga, (m)

La caída de presión total que soportará la bomba, será la suma de la caída de presión de los tubos del condensador, más la caída de presión de las tuberías y accesorios necesarios para llevar el agua de mar al condensador.

2.2.6 Costo del condensador

El objeto de este acápite, es determinar un método para estimar el costo del condensador y mediante un estudio comparativo, variando algunos datos, determinar el más económico y el que mejor se adapte a nuestros requerimientos. Los datos de diseño a variar son: el diámetro de los tubos, la longitud, y el número de pasos. La variación de dichos datos, como se demostrará, influyen directamente en el costo de fabricación del condensador así como en su costo de operación.

Debe tenerse presente, que los costos aquí presentados no necesariamente serán los reales, ya que las leyes económicas no son siempre posibles de expresarlas por una ley matemática. Por tanto solo hallaremos un costo estimativo.

El método usado para establecer la base de comparación, será el Método del Costo Anual; que consiste en establecer el costo anual de cada una de las alternativas. Dicho costo será la suma del costo de amortización y el costo de operación del condensador, y de constituir un valor mínimo, nos permitirá seleccionar uno de los muchos condensadores que cumplen con las especificaciones solicitadas.

a. Costo de amortización

Corresponde al costo del condensador incluido el costo de instalación del mismo entre el número de años de amortización. El parámetro principal con el que podemos estudiar la variación del costo del condensador, será el área de transferencia externa. Como es casi general, el costo por unidad de área disminuye al aumentar la medida de la capacidad o tamaño del aparato; por tanto se podrá encontrar:

$$C_A = C_{A0} * A_E^{-x}$$

Donde: C_A = Costo por unidad de área, dólares

A_E = Area exterior de transferencia, m^2

C_{A0} = Constante

x = Exponente

existirán variaciones según cada tipo de intercambiador que harán que existan desviaciones. Arthur Fraas [4] por ejemplo presenta el gráfico siguiente:

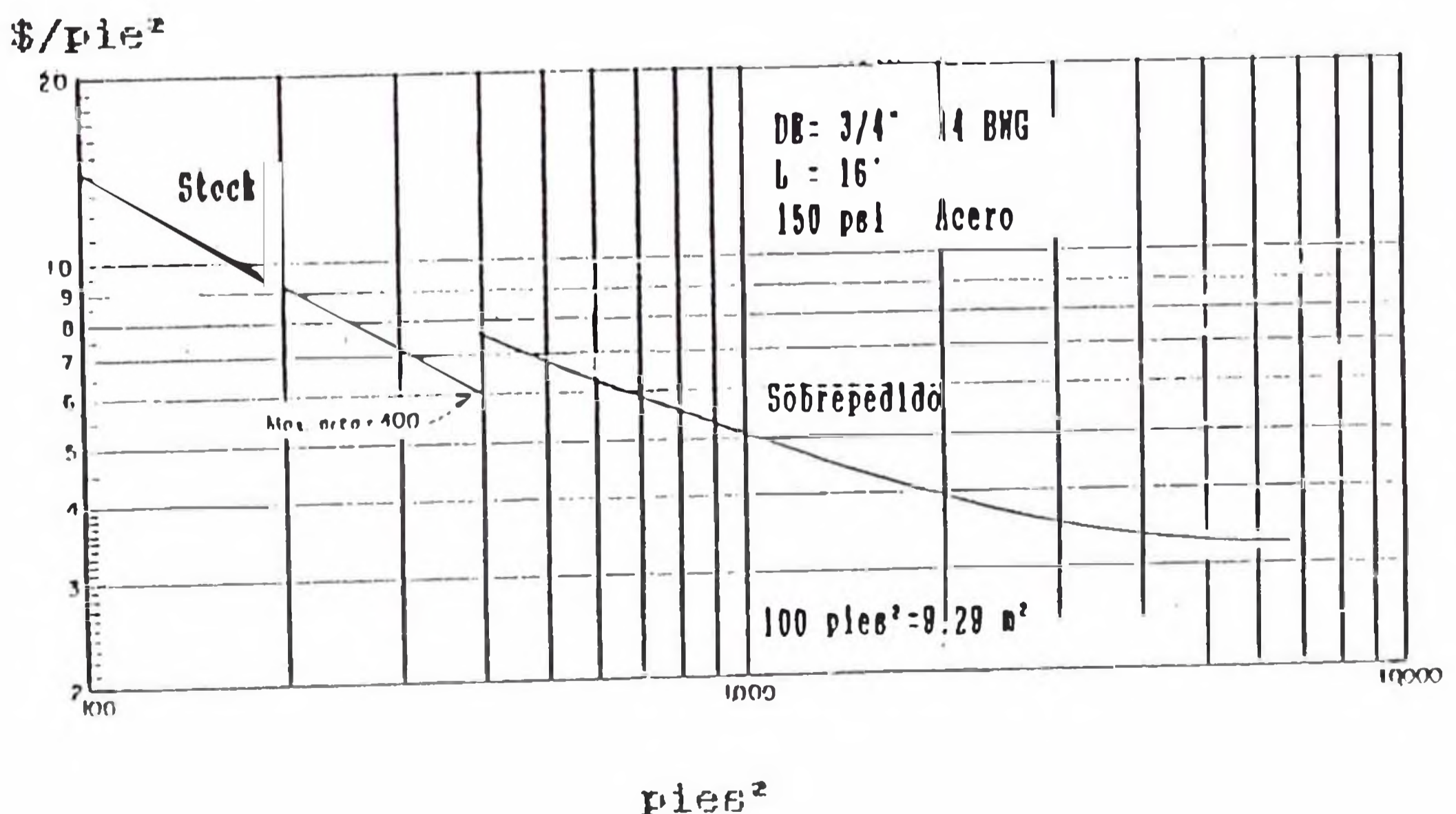


Fig. 10 Costo del condensador por unidad de área

Presenta además factores de Diámetro-arreglo, factor de material de tubos, factor de material de coraza, factores de construcción y de presión y factor de longitud (Tablas 1 al 6 respectivamente). Este gráfico también proviene de "Cost Engineering in the Process Industries" edición de Chilton.

Del gráfico presentado, para $AE < 37.2 \text{ m}^2$ (400 pies²) corresponden los valores actualizados:

$$CA_0 = 1412.3 \quad \text{y} \quad x = 0.66$$

El costo del condensador será:

$$C_{CON} = CA * AE$$

$$C_{CON} = CA_0 * AE^{1-x}$$

$$C_{CON} = 1412.3 * AE^{0.34}$$

Así mismo, Para $AE \geq 37.2 \text{ m}^2$

$$CA_0 = 884$$

$$x = 0.46$$

Por tanto, el costo del condensador será:

$$C_{CON} = 884 * AE^{0.54}$$

El costo final del condensador será el producto de C_{CON} por todos los factores requeridos para convertir el intercambiador estándar en el seleccionado en cada caso. El costo de instalación lo consideraremos como un porcentaje del costo del condensador, pudiendo estimarse en un 10 %. El costo del condensador instalado, será la suma del costo del condensador y el costo de instalación. Finalmente, el costo de amortización anual será el costo del condensador instalado entre el número de años de amortización.

Factores de costos de los intercambiadores [4]

Tabla 1

Factor de diámetro de tubo y arreglo								
3/4 Flg	D.E.	Paso	15/16 Flg	Arreglo	Ø	...	1.0	
3/4 Flg	D.E.	Paso	1 Flg	Arreglo	■	...	1.08	
1 Flg	D.E.	Paso	1 1/4 Flg	Arreglo	Ø	...	1.08	
1 Flg	D.E.	Paso	1 1/4 Flg	Arreglo	■	...	1.12	

Tabla 2

Factor de material de los tubos			
	400	1000	4000
	Pies ²	Pies ²	Pies ²
14 BWG Acero	1.0	1.0	1.0
16 BWG Aluminio 35	1.1	1.1	1.0
16 BWG Admiralty y latón	1.4	1.4	1.5
Cobre	1.4	1.4	1.6
70-30 Cobre-Niquel	1.6	1.7	1.8
16 BWG Tipo 304 SS	1.8	2.1	2.2
16 BWG Tipo 316 SS	2.0	2.4	2.5
16 BWG Tipo 347 SS	2.0	2.4	2.5
Monel	2.0	2.2	2.5
Niquel	2.1	2.3	2.7

Tabla 3

Factor de material de coraza			
18-8 Tub, Canal alin.	3-4		
18-8 Tub, Cora. revers	4-5		
4-6 Cora. cromo	...	2.5-3.5	
18-8 Solo Coraza	...	4.5-5.0	

Tabla 4

Factor de construcción	
Tubos en U	... 0.85
Tubos fijos	... 0.80
Marmita	... 1.35

Tabla 5

Factor de presión			
	400	1000	4000
	Pies ²	Pies ²	Pies ²
Paia			
150	... 1.0	1.0	1.0
300	... 1.02	1.06	1.2
450	... 1.1	1.2	1.26
600	... 1.15	1.3	1.47

Tabla 6

Factor de long. tubos	
8 Pies	... 1.3
12 Pies	... 1.1
16 Pies	... 1.0
20 Pies	... 0.95

b. Costo de Operación anual

El costo de operación anual del condensador está constituido por el costo de la energía y el costo de mantenimiento del condensador gastado en un año.

1. Costo de la energía

Empleada en la bomba de circulación del fluido que circula por el interior de los tubos (Agua marina). El costo de la energía C_E (\$/año) será:

$$C_E = C_B * P_B * H$$

Donde, P_B es la potencia de la bomba en KW, C_B es el costo del KW-h suministrado a la bomba, en el incluiremos el costo correspondiente a la inversión inicial de la bomba (depreciación por horas de utilización); y H es el número de horas de utilización anual.

2. Costo de mantenimiento

El costo de mantenimiento considera los gastos de limpieza del condensador, cambio de empaquetaduras y tubos dañados, etc. El costo de mantenimiento y particularmente su limpieza son más costosos para tubos largos y de pequeño diámetro. Si los tubos son de pequeño diámetro, habrá demasiados para limpiar, y hay menos facilidad para manejar y limpiar los tubos pequeños. Si los tubos son muy largos, es difícil remover el haz de tubos y debe proveerse de espacio no solamente para el condensador, sino que también debe haberlo para extraer el haz de tubos.

Es difícil obtener datos comparativos de mantenimiento por metro cuadrado como función del diámetro del tubo ó su longitud, por tanto, el costo de mantenimiento C_M (\$/año) puede ser expresado en función del área total del condensador al que le aplicamos los factores empíricos por diámetro y longitud de los tubos (tablas 7 y 8).

$$C_M = f_D * f_L * C_M * A_E$$

Donde, C_M es el costo por unidad de área del condensador (\$/m² año), A_E es el área exterior de transferencia (m²), f_D y f_L son factores que consideran el diámetro y la longitud de los tubos respectivamente.

Tabla 7

Factor de Diámetro	
0.75 Flg	... 1.15
1.00 Flg	... 1.0
1.25 Flg	... 0.9
1.50 Flg	... 0.75

Tabla 8

Factor de Longitud	
8 Pies	... 0.9
12 Pies	... 1.0
16 Pies	... 1.15
20 Pies	... 1.25

2.3 Consideraciones ambientales y del agua de mar

Puesto que la embarcación en estudio debe ser capaz de operar sin restricciones ni inconvenientes en cualquier zona del litoral; para el diseño del condensador, en cuanto se refiere a las condiciones ambientales y del agua de mar, se tomará las condiciones de la zona norte, que son las mas desfavorables y que se indican al pie. De operar en una zona de condiciones menos exigentes, se logrará una mejor performance.

2.3.1 Temperatura del agua de mar

De acuerdo a las diversas publicaciones de las "Temperaturas de la superficie del mar frente a la costa peruana", la variación de la temperatura del agua de mar, día a día es muy pequeña; cambios de 2° a 3 °C no es usual, y las variaciones año a año de los valores mensuales promedio son también de orden muy bajo, salvo grandes y ocasionales fenómenos oceánicos como el Niño en el que anomalías positivas alcanzan valores excedentes de hasta 3.3 °C.

Las máximas temperaturas se producen en un lapso de 4 meses de enero a abril, generalmente más temprano en la parte costanera y más tarde en la zona oceánica y hacia el norte. Durante este período la temperatura que se alcanza es de 28 °C, por lo que se tomará este dato como máximo valor de la temperatura del agua de mar.

2.3.2 Temperatura ambiente

La temperatura ambiente que vamos a considerar en el presente estudio, proporcionados por el Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología (SENAMHI), corresponden al puerto de Paita, por lo que de acuerdo a dicha información vamos a considerar para la temperatura ambiente promedio absoluta un valor de 35 °C. Se ha considerado la temperatura de la costa del puerto de Paita porque es una de las zonas mas calurosas del litoral y a la vez representativa, ya que al ofrecer mayores facilidades portuarias en esta parte, hace que las embarcaciones toquen más frecuentemente dicho puerto.

2.3.3 Factor de incrustación

La mayoría de las aguas contienen cierta cantidad de componentes, lo que da origen a la formación de incrustaciones, y que después de un corto período de operación se depositará una capa de escamas en el lado del agua en los tubos del condensador.

Esta capa origina resistencia original al flujo de calor y para mantener una performance satisfactoria en operación normal con intervalos razonables de servicios de limpieza, los condensadores deben diseñarse con una superficie de tubos en exceso, de acuerdo al factor establecido.

El factor de incrustación que vamos a considerar para el caso del agua de mar limpia y para tubos de acero es de $0.0002 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}/\text{Kcal}$; velocidades de agua superiores a 1.0 m/s reducen la tendencia a ensuciar los tubos, tal vez velocidades mayores pueden arrastrar los depósitos de minerales y materiales de incrustación. Así mismo, el factor de incrustación en el lado exterior de los tubos y para condensadores de amoníaco se estima en $0.0002 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}/\text{Kcal}$.

2.3.4 Velocidad del agua de mar

En la práctica el rango normal de velocidad del agua de circulación a través de los tubos de condensadores es de 2 a 2.5 m/seg . La selección de un valor determinado depende de la erosión de los tubos por el agua, las condiciones de esta agua, las pérdidas por fricción y de los

requerimientos de potencia. En el caso de condensadores para barcos la velocidad del agua marina no debe sobrepasar 1.0 m/s debido a que altas velocidades reducen la vida de los tubos debido a la erosión y a los efectos abrasivos de la misma. Por tanto, para el cálculo del condensador consideraremos una velocidad del agua de mar en los tubos no mayor de 1.0 m/s.

2.4 Sistema de refrigeración de la embarcación

2.4.1 Descripción del proceso de congelamiento del atún

El método de congelamiento del atún es el de sistema de tanques de salmuera. Los tanques de la embarcación, llevan serpentines de amoníaco en la parte interior del tanque (Paredes laterales, fondo y cubierta). La forma de operación de este sistema es como sigue.

Los tanques se llenan con agua de mar y el agua es enfriada hasta $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ cargándose el atún caliente en el tanque. Se necesita hasta 72 horas, para enfriar el producto hasta $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$, luego gradualmente se agrega sal al agua de mar fría, enfriándose hasta una temperatura menor del punto de congelamiento del pescado y lográndose así mismo enfriar al producto aproximadamente hasta $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Después de completar el enfriamiento, la salmuera concentrada puede bombearse a otro tanque ó bien descartarse, y el atún se almacena a $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ó a una temperatura un poco más baja en los tanques refrigerados (secos).

Varios días antes de llegar al puerto de desembarque se descongela el pescado, desconectando el sistema de refrigeración y circulando agua de mar. Al iniciarse el descongelado se agrega sal para evitar la formación de una masa sólida de hielo y atún en el centro del tanque.

2.4.2 Descripción de la planta de refrigeración

La embarcación cuenta con 16 Tanques o bodegas con una capacidad total de 1,120.7 m³, además de los tanques de combustibles y agua. Una vez consumido el combustible, estos también se utilizan para el almacenamiento del pescado congelado, lo que permite aumentar la capacidad de almacenamiento de la embarcación, y alcanzar las 1,000 toneladas de pescado congelado. La temperatura que se puede obtener en cada tanque es variable, es decir cada tanque puede mantener una temperatura independiente de las demás. Así, mientras un tanque se encuentre con agua de mar en espera de pescado, otros pueden contener salmuera a bajas temperaturas en la etapa de congelación.

Además del sistema de congelamiento mediante tanques de salmuera, la embarcación cuenta con los siguientes sistemas:

- Una cámara de conservación de carnes para aprovisionamiento de la tripulación (-17 °C y -12 °C).
- Una cámara de conservación de vegetales para conservar los víveres durante el viaje (2 °C).
- Un Sistema de enfriamiento de agua (Chiller), para un preenfriamiento del pescado.

2.4.3 Capacidad del sistema de refrigeración

Está dada por la capacidad de los compresores a las condiciones que han sido establecidos. Los compresores de refrigeración con que cuenta la embarcación son:

- Un Compresor Vilter Modelo 442, con motor de 30 HP.
- Dos Compresores Vilter Modelo 446, c/u con motor de 75 HP
- Dos Compresores Vilter Modelo 448, c/u con motor de 100 HP

Los compresores han sido seleccionados para trabajar en forma permanente y a plena capacidad en los periodos de máxima captura y durante el enfriamiento o reducción de la temperatura del producto capturado. Además, debe mantener a las temperaturas mencionadas, las cámaras de conservación de carnes y vegetales, así como el sistema de agua enfriada. Debemos anotar que durante la travesía y especialmente durante el retorno de la embarcación al puerto, el equipo puede funcionar a capacidad reducida, únicamente para el mantenimiento de la temperatura de los productos.

a. Capacidad de los compresores

En la Tabla 9 se presenta la capacidad de los compresores VILTER para amoníaco de los modelos 442, 446 y 448, para las condiciones de saturación y para rangos de temperatura de succión $-31.66\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $1.66\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-25\text{ }^{\circ}\text{F}$ a $35\text{ }^{\circ}\text{F}$), cuya performance para estos compresores y para el rango que nos interesa, se ha tabulado en la Tabla 9, extraída de los catálogos de los compresores Vilter, a las condiciones de operación a las que esta establecida.

Tabla 9

Capacidad de los compresores Vilter para Amoníaco

TEMP.		TEMP.		COMPRESOR MODELO											
SUCCION		CONDENS		442				446				448			
°F	°C	°F	°C	TONS	Kcal/h	BHP	TONS	Kcal/h	BHP	TONS	Kcal/h	BHP	TONS	Kcal/h	BHP
0	-17.8	78.7	25.9	12.5	37,800	18.4	37.6	113,702	51.6	50.2	151,805	68.7	48.2	145,757	71.0
		86.1	30.0	12.0	36,288	19.0	36.1	109,166	53.4	48.2	145,757	71.0			
		96.2	35.7	11.2	33,869	20.6	33.6	101,606	58.0	44.8	135,475	77.0			
5	-15.0	78.7	25.9	14.9	45,058	19.6	44.7	135,173	54.8	59.7	180,533	72.9	56.3	170,251	75.7
		86.1	30.0	14.0	42,336	20.3	42.1	127,310	57.0	56.3	170,251	75.7			
		96.2	35.7	13.1	39,614	21.8	39.3	118,843	61.0	52.5	158,760	81.1			
10	-12.2	78.7	25.9	17.0	51,408	20.4	51.0	154,224	57.2	68.0	205,632	76.0	65.0	196,560	79.4
		86.1	30.0	16.2	48,989	21.3	48.7	147,269	59.7	65.0	196,560	79.4			
		96.2	35.7	15.3	46,267	22.8	45.9	138,802	64.0	61.2	185,069	85.0			
15	-9.4	78.7	25.9	19.5	58,968	20.9	58.5	176,904	58.6	78.0	235,872	78.0	74.5	225,288	82.2
		86.1	30.0	18.6	56,246	22.1	55.8	168,739	61.7	74.5	225,288	82.2			
		96.2	35.7	17.6	53,222	23.8	52.8	159,667	66.7	70.4	212,890	88.5			
20	-6.7	78.7	25.9	22.2	67,133	21.1	66.6	201,398	59.1	88.8	268,531	78.6	85.2	257,645	83.4
		86.1	30.0	21.3	64,411	22.3	63.9	193,234	62.6	85.2	257,645	83.4			
		96.2	35.7	20.1	60,782	24.5	60.3	182,347	68.7	80.5	243,432	91.4			

- Marca	Vilter
- Modelos	442, 446, 448
- Refrigerante	Amoníaco
- Velocidad	1000 RPM
- Estado	Saturación
- Mín. temp./Max. temp. de succ.	-25 °F/35 °F.

En la Tabla 10, se ha tabulado la capacidad de todos los compresores Vilter con que cuenta la embarcación, es decir se considera: 1 compresor modelo 442, 2 compresores modelo 446, y 2 compresores modelo 448, para las condiciones de saturación.

Puesto que la temperatura de la salmuera en el proceso de congelamiento debe mantenerse entre $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$, consideraremos que la temperatura de evaporación del amoníaco en el sistema de refrigeración será de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una temperatura de condensación de $35.7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Para este efecto y con estos datos, en la Tabla 10 de capacidad de refrigeración de la embarcación, tenemos:

- Capacidad total	196.7 Tons
($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ Temp Suc/ $35.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ Temp Cond)	594,821 Kcal/h
- Potencia al freno	306.0 Bhp
(mismas condiciones)	
- Calor total de condensación	245.5 Tons
(mismas condiciones)	742,392 Kcal/h

Tabla 10

Capacidad del sistema de refrigeración de la embarcación

TEMP. SUCCION	TEMP. CONDENS		CAPACIDAD TOTAL 1x442 + 2x446 + 2x448			FACTOR DE CALOR DE CONDENS.	CALOR TOTAL DE CONDENSACION	
	°F	°C	TONS	Kcal/h	BHP		TONS	Kcal/h
0	78.7	25.9	188.1	568,814	259.0	1.207	227.0	686,448
	86.1	30.0	180.6	546,134	267.8	1.228	221.8	670,723
	96.2	35.7	168.0	508,032	290.6	1.263	212.2	641,693
5	78.7	25.9	223.7	676,469	275.0	1.188	265.8	803,779
	86.1	30.0	210.8	637,459	285.7	1.211	255.3	772,027
	96.2	35.7	196.7	594,821	306.0	1.248	245.5	742,392
10	78.7	25.9	255.0	771,120	286.8	1.171	298.6	902,966
	86.1	30.0	243.6	736,646	299.5	1.194	290.8	879,379
	96.2	35.7	229.5	694,008	320.8	1.228	281.8	852,163
15	78.7	25.9	292.5	884,520	294.1	1.156	338.1	1'022,414
	86.1	30.0	279.2	844,301	309.9	1.178	328.9	994,594
	96.2	35.7	264.0	798,336	334.4	1.211	319.7	966,773
20	78.7	25.9	333.0	1'006,992	296.5	1.138	378.9	1'145,794
	86.1	30.0	319.5	966,168	314.3	1.162	371.3	1'122,811
	96.2	35.7	301.7	912,341	344.7	1.196	360.8	1'091,059

b. Condiciones de operación de los compresores

Si los compresores han de funcionar bajo condiciones de operación más favorables que las establecidas hasta ahora, esto es en zonas menos calurosas, tal como la región sur del país, donde la temperatura del agua de mar es menor que la del norte, sobre todo si se trata en época de invierno; podría considerarse una temperatura de condensación de solo 30 °C, por lo que la capacidad de los compresores según la Tabla 10, sería de 210.8 Tons ó 637,459 Kcal/h que significa un 7.2% adicional, que se traducirá en un menor tiempo de enfriamiento de una mayor cantidad de pescado.

Durante el período inicial de enfriamiento del agua de mar que se carga en los tanques o cuando se produce la carga de los tanques con pescado después de la captura, el compresor ha de trabajar a una mayor temperatura de succión que puede asumirse de -9.4 °C a -6.7 °C (15 ° a 20 °F), en comparación con los -15 °C (5 °F) cuando se logre la mínima temperatura de enfriamiento requerido en el sistema; por lo que bajo las condiciones indicadas y en saturación, la capacidad de los compresores para el sistema de acuerdo a la Tabla 10 son las siguientes:

Temp. Suc/Temp. Cond	Tons	Kcal/h	Bhp	Calor de Cond. Kcal/h
-9.4 °C/35.7 °C	264.0	798,366	334.4	966,773
-6.7 °C/35.7 °C	301.7	912,341	344.7	1'091,059

2.4.4. Calor de disipación

El calor de disipación o condensación, viene a ser la suma total de la capacidad de la planta de refrigeración, que en nuestro caso, esta constituida por la capacidad de los compresores a la temperatura de evaporación, y el calor de compresión. Este calor debe ser removido en el condensador para la licuefacción del refrigerante.

En la Tabla 10, se da el calor total de condensación para las condiciones de operación de los compresores (a -15 °C de succión y 35.7 °C de condensación) $Q_c = 742,392$ Kcal/h, sin embargo, como el equipo ha de funcionar también bajo otras condiciones tal como se ha visto en el acápite 2.4.3.b, se establece que el máximo calor de disipación para una temperatura de condensación de 35.7 °C, y en saturación, ha de ser $Q_c = 1'091,059$ Kcal/h (Temp. succión = -6.7 °C).

2.5 Cálculo del calor de disipación real

El ciclo de refrigeración de la embarcación presenta un intercambiador de calor a la salida del evaporador. Puesto que la Tabla 9 extraída de los catálogos de los compresores Vilter, son para las condiciones de saturación, es necesario corregir dichos valores, ya que al ingresar el refrigerante como vapor saturado al intercambiador de calor, este es sobrecalentado lo que afecta el flujo de refrigerante, y por tanto, a la carga real del condensador. La temperatura real de succión será estimada en -1.1 °C (30 °F). La fig. 10-a presenta un esquema general del ciclo de refrigeración.

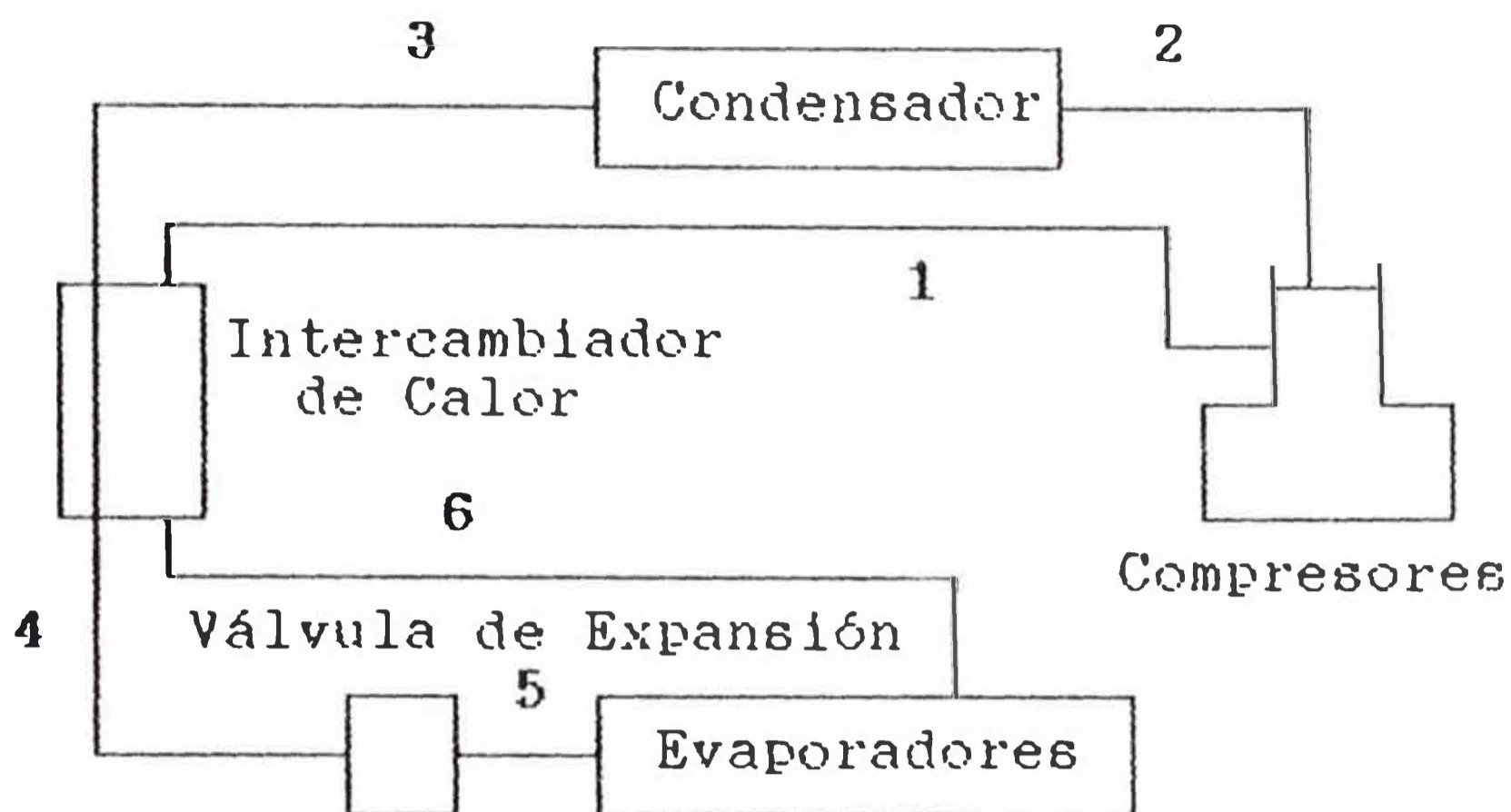


Fig. 10-a Diagrama de flujo del ciclo

Para efecto de cálculo, se presenta el Diagrama presión entalpía del Amoníaco (Fig 10-b), para una temperatura de succión de $-6.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $35.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ de condensación y una temperatura real de succión de $-1.1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

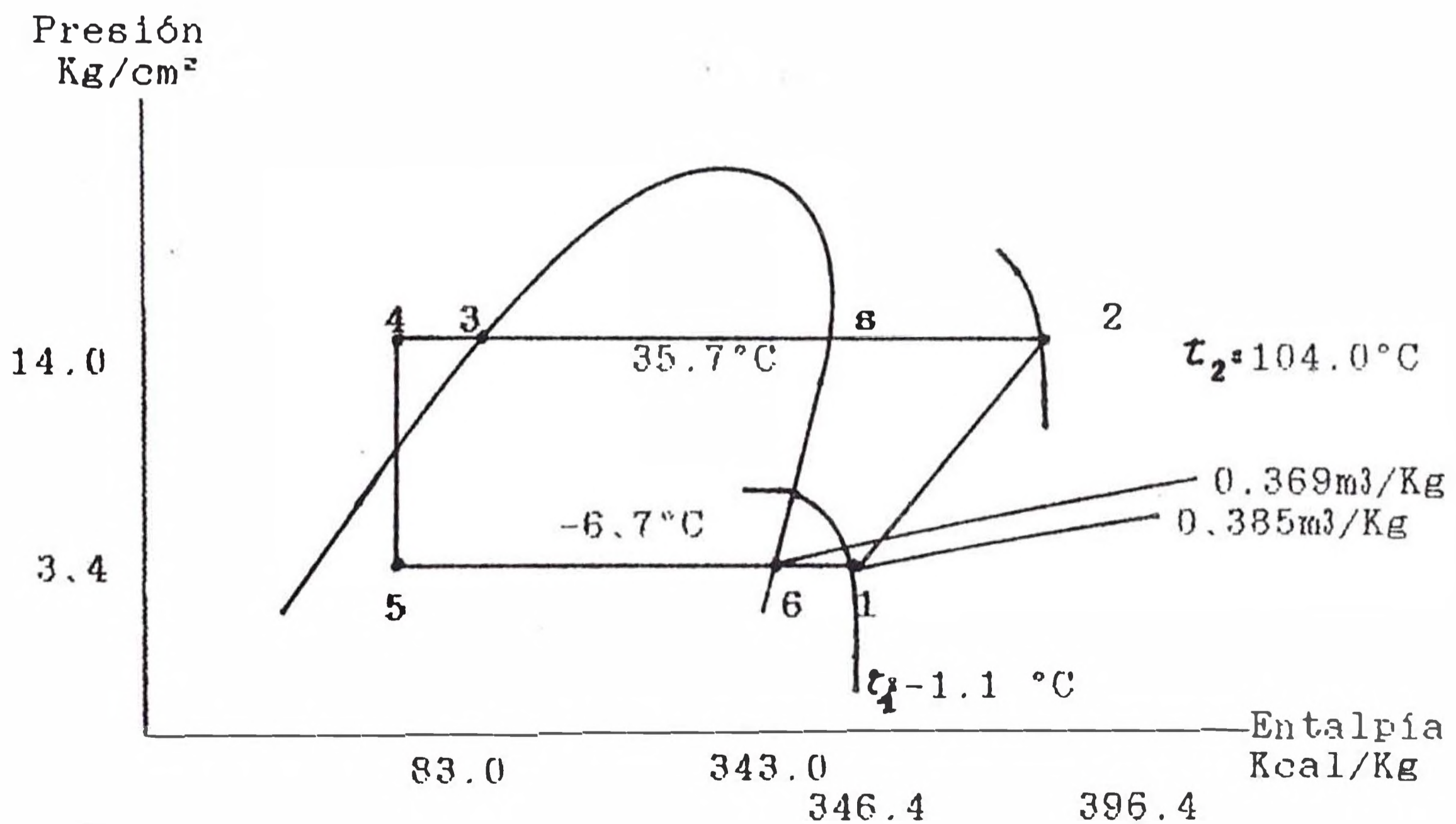


Fig. 10-b Diagrama Presión-Entalpía del Amoníaco

2.5.1 Flujo de refrigerante

A partir del Diagrama presión-entalpía del Amoniaco, el flujo de refrigerante m para una temperatura de succión de -6.7 °C y una temperatura de condensación de 35.7 °C en saturación, será:

$$m = Q_{\text{evap}} / (h_6 - h_3)$$

$$m = 912,341 / (343.0 - 83.0) \text{ Kcal/Kg}$$

$$m = 3,509.0 \text{ Kg/h}$$

El flujo volumétrico v para las mismas condiciones será:

$$v = m * v_6$$

$$v = 3,509.0 \text{ Kg/h} * 0.369 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$v = 1,294.8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Como la temperatura real de succión del gas es de -1.1 °C, las presiones de succión y descarga, y como consecuencia la relación de presiones son las mismas. Como el rendimiento volumétrico depende primordialmente de la relación de presiones, será el mismo en ambos casos, siendo las mismas velocidades en ambos casos, los caudales en volumen serán idénticos. Por consiguiente, en el caso real, el flujo másico m_r será:

$$m_r = v / v_1$$

$$m_r = 1,294.8 \text{ m}^3/\text{h} / 0.385 \text{ m}^3/\text{Kg} = 3,363.1 \text{ Kg/h}$$

2.5.2 Carga real del condensador

La carga real del condensador Q_{cr} puede calcularse, a partir del Diagrama presión-entalpía del amoniaco, de la siguiente manera:

$$Q_{cr} = m_r (h_2 - h_3)$$

$$Q_{cr} = 3,363.1 \text{ Kg/h } (396.4 - 83.0) \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{cr} = 1'053,996 \text{ Kcal/h } \text{ ó } 348.5 \text{ Tons.}$$

O también por el producto del factor de calor de condensación f_c (Tabla 11) por la capacidad de refrigeración del sistema. La capacidad real del sistema Q_{er} para las mismas condiciones de operación será:

$$Q_{er} = m_r (h_1 - h_3)$$

$$Q_{er} = 3363.1 \text{ Kg/h } (346.4 - 83.0) \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{er} = 885,841 \text{ Kcal/h } \text{ ó } Q_e = 292.9 \text{ Tons}$$

Luego:

$$Q_{cr} = f_c * Q_{er}$$

$$Q_{cr} = 1.196 * 885,841 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{cr} = 1'059,466 \text{ Kcal/h } \text{ ó } 350.3 \text{ Tons.}$$

Este segundo cálculo considera el calor añadido por ineficiencias de los compresores. Por tanto, el calor de disipación del sistema de refrigeración de la embarcación para una temperatura de succión de -6.7 °C, una temperatura de condensación de 35.7 °C, y una temperatura real de succión de -1.1 °C, es $Q_{cr} = 1'059,466$ Kcal/h sobre cuya base se ha de diseñar el condensador, de esta manera tenemos:

$$- Q_{cr} = 1'059,466 \text{ Kcal/h}$$

Por lo elevado de la carga de condensación, se utilizarán dos unidades iguales que trabajaran en paralelo y a las mismas condiciones de operación, disipando cada uno $529,733$ Kcal/h y con un flujo de vapor de $1,681.55$ Kg/h.

2.5.3 Sumario

A continuación presentamos un sumario de las consideraciones de diseño y operación, y que serán utilizados en el cálculo del condensador.

- Se ha establecido el diseño de 2 condensadores para operar en paralelo, donde el máximo calor de disipación por cada condensador ha de ser 529,733 Kcal/h y con un flujo de vapor de 1,681.55 Kg/h.
- En el acápite 2.3.1 se ha indicado que la máxima temperatura del agua de mar es de 28 °C, asumiéndose ese valor como la temperatura de entrada del agua marina al condensador. Así mismo en el acápite 2.4.3.b se ha considerado una temperatura de condensación del amoníaco de 35.7 °C (14.0 Kg/cm²).
- En el acápite 2.3.4, se estableció que la máxima velocidad del agua de mar en los tubos es de 1.0 m/s.
- El vapor ingresa al condensador sobrecalentado a una temperatura de 104 °C. El líquido sale saturado del condensador.
- Los tubos del condensador serán de acero y de un espesor de 2.11 mm (14 BWG). Pudiendo ser de 2.44, 3.66, 4.88 ó 6.10 m (8, 12, 16, 20 pies).
- Los deflectores serán de acero del tipo segmentados al 75% del Diámetro interno de la coraza.

2.6 Metodología de cálculo del condensador

El diseño de condensadores al igual que otros equipos de transferencia de calor, involucra múltiples cálculos de aproximaciones y errores a causa de la naturaleza complicada de las ecuaciones de transferencia de calor y caída de presión.

El método de cálculo del condensador será de las aproximaciones y errores o método iterativo. Se parte de valores asumidos para llegar a valores calculados y se evalúa el error cometido, esto se repite el número de veces que sea necesario hasta que el error sea suficientemente pequeño como para considerarlo despreciable. Este trabajo se facilitará con el desarrollo de un programa de computadora, él que permitirá reducir el tiempo de cálculo y por ende los costos del mismo. Un esquema general sería el siguiente.

1. Estimamos un coeficiente de transferencia de calor balanceado U_o , una diferencia de temperatura media logarítmica balanceado $DTML$, y la velocidad del agua V_i . Con el calor total a disipar Q_t , calculamos el área de transferencia de calor asumido A :

$$A = \frac{Q_t}{U_o * DTML}$$

2. Usando la longitud L y la superficie de transferencia de calor por metro lineal A_o , calculamos el número de tubos asumido N :

$$N = \frac{A}{A_0 * L}$$

3. Calculamos el área de flujo por paso para el agua:

$$A_{\text{flujo}} = \frac{\Pi * d_i^2 * N}{4 * PASES}$$

4. Calculamos la relación de flujo de agua:

$$\omega = \rho * 3600 * v_i * A_{\text{flujo}}$$

5. Calculamos la temperatura que alcanza el agua debido a la condensación TWC, siendo TWI la temperatura de ingreso del agua y Q_c el calor debido a la condensación:

$$TWC = TWI + \frac{Q_c}{\omega * c_{pa}}$$

6. Calculamos la temperatura de salida del agua, TWO:

$$TWO = TWI + \frac{Q_t}{\omega * c_p}$$

7. Con la temperatura de entrada y condensación del vapor TVI y TVC, calculamos la diferencia de temperatura media logarítmica para el desobrecalentamiento:

$$DTMLR = \frac{(TVI - TWO) - (TVC - TWC)}{\text{LOG} \left[\frac{TVI - TWO}{TVC - TWC} \right]}$$

8. Con la temperatura de condensación TVC y la temperatura de salida del vapor TVO determinamos la diferencia de temperatura media logarítmica para la condensación:

$$DTMLC = \frac{(TVO - TWI) - (TVC - TWC)}{\left[\frac{TVO - TWI}{TVC - TWC} \right]}$$

9. Usando una temperatura de agua de mar promedio t_w , calculamos el coeficiente de película en el interior de los tubos (h_i), a partir del número de Nusselt:

$$Nu = 0.027 * Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{k}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

10. Con una temperatura promedio del vapor sobrecalentado, calculamos el coeficiente de película h_{os} :

$$h_{os} = 0.36 * \left(\frac{k}{DEQ} \right) * (Re^{0.55}) * (Pr^{1/3})$$

11. Calculamos el coeficiente de transferencia de calor para el sobrecalentamiento U_s :

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{h_{os}} + \frac{A_o}{A_i * h_i} + \frac{A_o * \Delta x}{A_m * K_{tubo}} + r_o + \frac{A_o}{A_i} * r_i$$

12. Calculamos el área necesaria debido al desobrecalentamiento del vapor:

$$A_s = \frac{Q_s}{U_s * DTMLR}$$

13. Estimada la caída de temperatura a través de la película del condensado ΔT_f , determinado el factor de corrección C_n . Calculamos el coeficiente de película para el vapor h_m , usando la relación de Nusselt para tubos horizontales múltiples:

$$h_m = 0.725 * C_n \left[\frac{k^3 * \rho^2 * g * \lambda}{N_o * D_o * \Delta T_f * \mu} \right]^{1/4}$$

14. Calculamos el coeficiente de transferencia de calor para la condensación:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_m} + \frac{A_o}{A_i * h_i} + \frac{A_o * \Delta x}{A_m * K_{tubo}} + r_o + \frac{A_o}{A_i} * r_i$$

15. Evaluamos la caída de temperatura en la película del condensado:

$$\Delta T_{f \text{ calc}} = \frac{U_c * DTML}{h_m}$$

Regresamos a 13 si hay mucho error entre $\Delta T_{f \text{ calc}}$ y ΔT_f .

16. Calculamos el área necesaria debido a la condensación A_c

$$A_c = \frac{Q_c}{U_c * DTMLC}$$

17. Calculamos el área total de transferencia exterior A_{ot} :

$$A_{ot} = A_p + A_c$$

18. Calculamos el Número de tubos requerido:

$$N_t = \frac{A_{ot}}{A_o * L}$$

19. Cuando el número de tubos requerido, difiere en una cantidad más grande que un error "e" del número de tubos asumido (paso 2), asignamos el nuevo valor, y recalculamos desde el paso número 3.

DESARROLLO DEL METODO DE CALCULO DEL CONDENSADOR

Vamos a desarrollar un procedimiento de cálculo para diseñar un condensador de coraza y tubos horizontal para condensar amoniaco en la coraza con agua de mar en los tubos como fluido frío. Debido a que en general, el cálculo de estos aparatos es complicado y tedioso dado el método iterativo de su solución, conviene que la realización de estos cálculos sea llevado a cabo por una computadora personal (PC), con el fin de que nos alivie de la carga de cálculos que en realidad constituye un diseño económico, permitiendonos así disponer de más tiempo para el análisis de los resultados y la selección del condensador más apropiado, ya que será necesario considerar diferentes diseños y seleccionar la opción más económica y que mejor se adecue a las condiciones del proceso y de diseño.

El propósito es por tanto, desarrollar un programa en lenguaje Pascal, que de como resultado las dimensiones generales del condensador para varios valores de longitud, Diámetro, y número de pasos, así como también determinar la caída de presión del vapor en la coraza del condensador, la

caída de presión en los tubos del condensador, la caída de presión en las tuberías y accesorios necesarios para llevar el agua de mar al condensador. El programa estimará también el costo anual del condensador, parámetro que servirá como base de comparación para determinar el condensador económico.

Las propiedades del amoníaco y el agua de mar se han expresado mediante funciones, con el fin de lograr que el conjunto de cálculos pueda ser realizado por la computadora con el mínimo de datos. Pudiendo utilizarse el mismo programa para operar con otros fluidos, Bastando modificar las propiedades del amoníaco y el agua de mar como función de su temperatura, que se presentan a continuación.

a. Densidad del agua de mar ROAG, (Kg/m³)

$$ROAG = 1031.285 - 0.33425 * T$$

b. Conductividad del agua de mar KAG, (Kcal/h m² °C/m)

$$KAG = 0.493847 + 0.00070775 * T$$

c. Viscosidad del agua de mar VISCA, (Kg/m h)

$$VISCA = \exp(0.86683 + 12.102/T - 45.413333/T^2)$$

d. Calor específico del amoníaco sobrecalentado CPAMV, (Kcal/Kg °C)

$$CPAMV = 0.5 + 0.0004 * T$$

- e. Conductividad del amoníaco sobrecalentado CKAMV, (Kcal/h-m² °C/m)

$$CKAMV = 0.01907 + (8.64 * 10^{-5}) * T$$

- f. Viscosidad del amoníaco sobrecalentado VAMV, (Kg/m h)

$$VAMV = 3.6014 * \exp(-3.89153 - 51.1097/T + 976.825/T^2 - 651.223/T^3)$$

- g. Densidad del amoníaco, sobrecalentado DAMV, (Kg/m³)

$$DAMV = \frac{PRA * M}{(R * T + 273)}$$

PRA ... Presión de condensación, (Kg/cm²)

M ... Peso Molecular del amoníaco, (14 Kg/Mol Kg)

R ... Cte de los gases, (0.084705 Kg/cm²-m³/Mol Kg °K)

- h. Viscosidad del amoníaco líquido VAML, (Kg/m h)

$$VAML = \exp(-0.443504 + 5.10804/T - 19.1621/T^2)$$

- i. Densidad del amoníaco líquido DAML, (Kg/m³)

$$DAML = 642.175 - 1.555 * T$$

Dichas funciones han sido determinadas apartir de las tablas que se presentan en el apéndice del presente estudio.

3.1 Procedimientos de cálculo del condensador

En lenguaje Pascal es común y útil el programar modularmente, es decir desarrollar aplicaciones completas

mediante procedimientos. La lógica de la programación modular se basa en que resulta más fácil escribir un buen programa si se divide en partes. Por tanto, y por facilidad, el diseño del condensador se ha realizado mediante procedimientos de cálculo, siendo los principales:

1. Dimensionamiento del condensador (Calcula).
2. Caída de presión del vapor en la coraza (Cpcoraza)
3. Caída de presión del agua de mar en los tubos (Cptubos)
4. Caída de presión del agua en las tuberías y accesorios del sistema (Cpsistema)
5. Costo Anual del condensador (Costos)

Dichos procedimientos han sido agrupados en un programa principal junto con los procedimientos de lectura de datos (Leeoper y Leedis), y de resultados (Resulta). En los acápites siguientes, presentamos el desarrollo completo de los procedimientos de cálculo del condensador. Se recomienda leer dichos procedimientos con los diagramas de flujos correspondientes.

3.1.1 Dimensionamiento del condensador

Este procedimiento dimensiona el condensador, ejem. se determina el Diámetro interior de la coraza el número de tubos y el área de transferencia. También se determinan las características de operación del condensador. Los pasos a seguir para el cálculo del condensador son:

1. Definimos los diámetros de coraza standares en metros:

$$DIC(1)=0.1280, DIC(2)=0.1337, DIC(3)=0.2050,$$

4. Carga de calor por condensación: QC (Kcal/h)

$$QC = CL * W$$

CL ... Calor latente de vaporización, (Kcal/Kg)

W ... Flujo de vapor, (Kg/h)

5. Carga de calor por sobrecalentamiento: QS (Kcal/h)

$$QS = QT - QC$$

QT ... Carga de calor total a disipar, (Kcal/h)

6. Longitud de la circunferencia de un tubo: AEL (m)

$$AEL = \pi * DE$$

DE ... Diámetro exterior de los tubos, (m)

7. Area total exterior a los tubos: $AE1$, (m²)

$$AE1 = \frac{QT}{UO1 * DTML}$$

$UO1$... Coeficiente de transferencia de calor balanceado asumido, (Kcal/h m²°C)

$DTML$... Diferencia de temp. media logarit. asumido, (°C)

8. Número de tubos: $X1$

$$X1 = \frac{AE1}{AEL * TUBOL}$$

$AE1$... Area de la superficie exterior de un tubo por unidad de longitud, (m²/m)

$TUBOL$... Longitud de los tubos, (m)

9. Diámetro límite de los tubos exteriores: DETL1, (m)

$$DETL1 = CD(1.265 + 0.0115 * PASOS) * PASOT(X1)^{0.485} \\ + TRI(1.262 + 0.0167 * PASOS) * PASOT(X1)^{0.475}$$

CD ... Coeficiente que es igual a uno si el paso es cuadrado y 0 si es de paso triangular.

TRI ... Coeficiente que es igual a 1 si el paso es triangular y 0 si es de paso cuadrado

10. Diámetro interior de la coraza: DIC1, (m)

Si $DETL1 \geq 0.635$, hacemos:

$$DIC1 = FIJ(1.0028 * DETL1 + 0.010) + FLOT(DETL1 + 0.037)$$

Si $DETL1 < 0.635$, hacemos:

$$DIC1 = FIJ(1.0028 * DETL1 + 0.010) + FLOT(DETL1 + 0.029)$$

FIJ ... Coeficiente que es igual a 1 si es de cabezal fijo, e igual a 0 si es de cabezal flotante.

FLOT... Coeficiente que es igual a 1 si es de cabezal flotante, e igual a 0 si es de cabezal fijo.

11. Aproximamos el diámetro interior de la coraza DIC1, al valor standar más próximo definidos en el paso 1.

12. Area de flujo del agua: FLUJA (m²)

$$FLUJA = \frac{\pi * DI * DI * X1}{4 * PASOS}$$

DI ... Diámetro interior de los tubos, (m)

PASOS... Número de pasos de los tubos

13. Flujo de agua: FLUJAG (Kg/h)

$$FLUJAG = RO * VF * 3600 * FLUJA$$

VF ... Velocidad del flujo del agua, (m/s)

14. Diferencia de temperatura del agua debido al calor de condensación: DTGC (°C)

$$DTGC = \frac{QC}{FLUJAG * CPA}$$

CPA ... Calor específico del agua de mar, (Kcal/Kg °C)

15. Temp. del agua debido al calor de condensación: TCA (°C)

$$TCA = TEA + DTGC$$

TEA ... Temperatura de entrada del agua, (°C)

16. Diferencia de temperatura del agua, entre la entrada y la salida del condensador: DTAG, (°C)

$$DTAG = \frac{QT}{FLUJAG * CPA}$$

17. Temperatura de salida del agua: TSA (°C)

$$TSA = TEA + DTAG$$

18. Diferencia de temperatura media logarítmica del sobrecalentamiento: DTMLR (°C)

$$DTMLR = \frac{(TRV - TSA) - (TCV - TCA)}{\log \left(\frac{TRV - TSA}{TCV - TCA} \right)}$$

19. Diferencia de temperatura media logarítmica de la condensación: DTMLC (°C)

$$DTMLC = \frac{(TCV-TCA) - (TSV-TEA)}{\log\left(\frac{TCV-TCA}{TSV-TEA}\right)}$$

20. Diferencia de temp. media logarítmica global: DTML1, (°C)

$$DTML1 = \frac{QT}{\frac{QS}{DTMLR} + \frac{QC}{DTMLC}}$$

21. Temperatura promedio del agua: TPRMA (°C)

$$TPRMA = TEA + \frac{DTAG}{2}$$

22. Calculamos la densidad del agua $\rho_{01} = f(TPRMA)$.

Si $|\rho_{01} - \rho_0| > 0.1$ hacemos $\rho_0 = \rho_{01}$ y volvemos a recalcular desde el paso 12, si no continuamos.

23. Coeficiente de película para el agua en el interior de los tubos: HI (Kcal/h m² °C)

$$HI = 0.027 \left(\frac{CKA}{DI}\right) \left(\frac{DI * VF * 3600 * \rho_{01}}{VIS}\right)^{0.8} \left(\frac{CPA * VIS}{CKA}\right)^{0.33}$$

CKA = f(TPRMA)... Conductividad del agua mar,
(Kcal/h m² °C/m)

VIS = f(TPRMA)... Viscosidad del agua de mar, (Kcal/h m)

24. Temp. de la pared interior de la tubería: TPARDI (°C)

$$TPARDI = TPRMA + \frac{QT * DE}{HI * DI * AEL * TUBOL * X1}$$

25. Coeficiente de película corregido en el interior de los tubos: HIC, (Kcal/h m² °C)

$$HIC = HI * (VIS/VISG)^{0.14}$$

VISG = f(TFARDI)...Viscosidad del fluido cerca a la pared interior de los tubos, (Kcal/h m)

26. Temperatura media del vapor sobrecalentado, TMV (°C)

$$TMV = \frac{TRV+TCV}{2}$$

27. Area de flujo de la coraza: AR (m²)

$$AR = \frac{DIC1 * (PASOT-DE) * ESPB}{PASOT}$$

DIC1... Diámetro interior de la coraza, (m)

PASOT... Paso de los tubos, (m)

ESPB... Espaciado de los deflectores, (m)

28. Flujo de vapor por unidad de área: GSA (Kg/h m²)

$$GSA = \frac{W}{AR}$$

29. Número de Prandtl del vapor sobrecalentado: PRAM

$$PRAM = \frac{CPAM * VAM}{CKAM}$$

CPAM = f(TMV) ... Calor específico, (Kcal/kg °C)

VAM = f(TMV) ... Viscosidad, (Kcal/h m)

CKAM = f(TMV) ... Conductividad, (Kcal/h m² °C/m)

30. Número de Reynolds del vapor sobrecalentado: REAM

$$REAM = \frac{DEQ * GSA}{VAM}$$

DEQ ... Diámetro equivalente de la coraza, (m)

31. Coeficiente de película en el exterior de los tubos por el desobrecalentamiento del vapor: HS (Kcal/h m² °C)

$$HS = 0.36 * \left(\frac{CKAM}{DEQ} \right) (REAM)^{0.55} (PRAM)^{1/3}$$

32. Resistencia de la pared de los tubos del condensador: RPARD, (h m² °C/Kcal)

$$RPARD = \frac{DE * (DE - DI)}{CKT * (DE + DI)}$$

CKT ... Conductividad del tubo, (Kcal/h m² °C/m)

DE ... Diámetro exterior de los tubos, (m)

DI ... Diámetro interior de los tubos, (m)

33. Temp. de la pared exterior de los tubos: TPARDE, (°C)

$$TPARDE = TPARDI + \frac{QT * RPARD}{AEL * TUBOL * X1}$$

TPARDI, Temp. de la pared interior de los tubos, (°C)

34. Coeficiente de película corregido: HSC (Kcal/h m² °C)

$$HSC = HS * \left(\frac{VAM}{VAM1} \right)^{0.14}$$

VAM1 = f(TPARDE) ... Viscosidad del vapor sobrecalentado cerca a la pared exterior, (Kg/h m)

35. Coeficiente de transferencia de calor en el desobrecalentamiento: US , ($\text{Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

$$US = \frac{1}{\frac{1}{HSC} + \frac{DE}{DI \cdot HIC} + RPARD + ROS + \frac{DE \cdot RI}{DI}}$$

RPARD... Resistencia térmica de la pared, ($\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Kcal}$)

ROS ... Factor de incrustación en el exterior de los tubos, ($\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Kcal}$)

RI ... Factor de incrustación en el interior de los tubos, ($\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Kcal}$)

36. Area exterior necesaria por desobrecalentamiento: AS , (m^2)

$$AS = \frac{QS}{US \cdot DTMLR}$$

QS ... Calor de sobrecalentamiento, (Kcal/h)

DTMLR... Diferencia de temperatura media logaritmica en el sobrecalentamiento, ($^\circ\text{C}$)

37. Número promedio de tubos en una hilera vertical: $AVGV$

$$AVGV = CD \cdot CD1 \cdot X1^{CD2} + TRI \cdot TRI1 \cdot X1^{TRI2}$$

$X1$... Número de tubos

$CD, CD1, CD2$... Ctes. para paso cuadrado

$TRI, TRI1, TRI2$. Ctes. para paso triangular

38. Factor de corrección en la Ec. de Nusselt: CN

$$CN = CA \cdot (AVGV)^{CB}$$

CA, CB ... Ctes.

39. Temperatura promedio de la película de vapor alrededor del tubo: $TF1$ ($^{\circ}C$)

$$TF1 = TCV - \frac{CTF}{2}$$

TCV ... Temperatura de condensación del vapor, ($^{\circ}C$)

CTF ... Caída de temp. en la película de vapor, ($^{\circ}C$)

40. Coeficiente de película del vapor saturado en la condensación: HO ($Kcal/h\ m^2\ ^{\circ}C$)

$$HO = 0.725 * CN * \left(\frac{CK^3 * DDA^2 * GC * CL}{DE * AVGV * CTF * VA} \right)^{0.25}$$

$CK = f(TF1)$.. Conduct. del condensado, ($Kcal/h\ m^2\ ^{\circ}C/m$)

$DDA = f(TF1)$.. Densidad del condensado, (Kg/m^3)

$VA = f(TF1)$.. Viscosidad del condensado, ($Kcal/h\ m$)

GC ... Cte. gravedad $1.27 * 10^8\ m/h^2$

41. Coeficiente de transferencia de calor, en la condensación: UC ($kcal/h\ m^2\ ^{\circ}C$)

$$UC = \frac{1}{\frac{1}{HO} + \frac{DE}{DI * HIC} + RPARD + ROS + \frac{DE * RI}{DI}}$$

HIC ... Coeficiente de película corregido para el fluido interior a los tubos, ($kcal/h\ m^2\ ^{\circ}C$)

42. Caída de temperatura en la película de vapor: $CTF1$, ($^{\circ}C$)

$$CTF1 = \frac{UC * DTMLC}{HO}$$

43. Si $|CTE1-CTE| > 0.1$ hacemos $CTE=CTE1$ y volvemos al paso 39, si no continuamos.

44. Area exterior debido a la condensación: AC (m²)

$$AC = \frac{QC}{UC*DTMLC}$$

QC ... Calor de condensación, (Kcal/h)

UC ... Coeficiente de transferencia de calor en la condensación, (Kcal/h m² °C)

DTMLC . Diferencia de temperatura media logaritmica en la condensación, (°C)

45. Número de tubos: X2

$$X2 = \frac{AS+AC}{AEL*TUBOL}$$

AEL ... Area exterior de tubo por und. de long, (m²/m)

46. Si $|X2-X1| > 0.5$ hacemos $X1=X2$ y volvemos al paso 9, si no continuamos.

47. Diámetro límite de los tubos exteriores: DETL2, (m)

Si $DETL1 < 0.635$, hacemos:

$$DETL2 = \frac{FIJ(DIC1-0.010)}{1.0028} + FLOT(DIC1-0.029)$$

Si $DETL1 \geq 0.635$

$$DETL2 = \frac{FIJ(DIC1-0.010)}{1.0028} + FLOT(DIC1-0.037)$$

DIC1 .. Diámetro interior de la coraza, (m)

48. Número de tubos: JTUBOS

$$JTUBOS = CD * \exp\left(\frac{\log\left[\frac{DETL2}{(1.265 + 0.0115 * PASOS) * PASOT}\right]}{0.485}\right) \\ + TRI * \exp\left(\frac{\log\left[\frac{DETL2}{(1.262 + 0.0167 * PASOS) * PASOT}\right]}{0.475}\right)$$

DETL2 . Diámetro límite de tubos exteriores, (m)

49. Area del condensador: AE (m²)

$$AE = AEL * TUBOL * TUBOS$$

TUBOS ..Max |JTUBOS|, Número entero de tubos

TUBOL ..Longitud de los tubos, (m)

50. Producto del coeficiente de transferencia de calor por la diferencia de temp. media logarítmica: UODTML, (Kcal/h m²)

$$UODTML = \frac{QT}{AE}$$

51. Repetimos los pasos 12 a 44 con el número de tubos calculado (TUBOS). Es decir, recalculamos para el número de tubos fijo.

52. Coeficiente de transferencia de calor balanceado: UO (Kcal/h m² °C)

$$UO = \frac{US2 * AS2 + UC2 * AC2}{AS2 + AC2}$$

- US2 ... Coeficiente de transferencia de calor en el desobrecalentamiento, (Kcal/h m² °C)
- AS2 ... Area exterior de los tubos debido al desobrecalentamiento, (m²)
- UC2 ... Coeficiente de transferencia de calor en la condensación, (Kcal/h m² °C)
- AC2 ... Area exterior de los tubos debido a la condensación, (m²)

53. Producto del coeficiente de transferencia de calor y la diferencia de temperatura media logarítmica balanceados:

UODT (Kcal/h m²)

$$UODT = UO * DTML2$$

54. Si la diferencia entre UODT y UODTML (paso 50) es mayor que 10, hacemos: $VF = VF - 0.02$ si $UODT > UODTML$ ó $VF = VF + 0.002$ si $UODT < UODTML$ y volvemos al paso 51, recalculando con la nueva velocidad de flujo VF hasta que $|UODT - UODTML| \leq 10$.

3.1.2 Caída de presión del vapor en la coraza

Este procedimiento determina la caída de presión del vapor condensante (Amoníaco) al pasar a través de la coraza del condensador.

1. Factor de fricción en la coraza: FFRC

$$FFRC = \exp[1.13252 - 0.318964 \log(RV) + 0.006872 \log^2(RV) - 0.000031 \log^3(RV)]$$

RV ... Número de Reynolds del vapor

2. Número de cruces en el desobrecalentamiento: NCS

$$NCS = \max \left| \frac{AS * TUBOL}{ESPB * (AS + AC)} \right| + 1$$

AS ... Area necesaria debido al desobrecalentamiento, (m²)

AC ... Area necesaria debido a la condensación, (m²)

3. Caída de presión del vapor sobrecalentado: CPVS, (Kgf/cm²)

$$CPVS = \frac{FFRC * GSA^2 * DIC1 * NCS}{2 * GC * DVS * DEQ * 10000}$$

GSA .. Flujo del vapor por unidad de área, (Kg/h m²)

DVS = f(TMV) ... Densidad del vapor sobrec. (Kg/m³)

DEQ .. Diámetro equivalente de la coraza, (m)

GC ... Factor de conversión, 1.27*10⁸ m Kg/h² Kgf

4. Densidad promedio entre el vapor y líquido del fluido a condensar: DENP, (Kg/m³)

$$DENP = \frac{DVS + DLQ}{2}$$

DLQ = f(TCV) ... Densidad del condensado, (Kg/m³)

5. Número de cruces en la condensación: NCC

$$NCC = \max \left| \frac{AC * TUBOL}{ESPB * (AS + AC)} \right| + 1$$

6. Caída de presión del vapor condensante: CPVC (Kgf/cm²)

$$CPVC = \frac{FFRC * GSA^2 * DIC1 * NCC}{2 * GC * DENP * DEQ * 10000}$$

7. Caída de presión total en la coraza: CPCOR, (Kgf/cm²)

$$CPCOR = CPVS + CPVC$$

3.1.3 Caída de presión del agua en los tubos

El agua de mar sufre una caída de presión al pasar por el interior de los tubos del condensador. El procedimiento de cálculo de la caída de presión es como sigue:

1. Flujo de agua por unidad de área: GT, (Kg/m² h)

$$GT = 3600 * RO2 * VF$$

RO2 ... Densidad del agua, (Kg/m³)

VF ... Velocidad del flujo de agua en los tubos, (m/s)

2. Número de Reynolds del agua en los tubos: RE

$$RE = \frac{DI * GT}{VIS2}$$

DI ... Diámetro interior de los tubos, (m)

VIS2 ... Viscosidad del agua de mar, (Kg/h m)

3. Factor de fricción de los tubos: FI

$$FI = 0.055 * \left(\frac{1}{RE} \right)^{MI}$$

MI ... Cte. y es igual a 0.2 si RE ≥ 2,300 ó

1.0 si RE < 2,300

4. Factor de carga: KC

$$KC = 0.52 - 0.46 * PASOS * \left(\frac{DI}{DIC1} \right)^2$$

DIC1 . Diámetro interior de la coraza, (m)

PASOS. Número de pasos

5. Factor que interviene en la definición de BI: K1

$$K1 = KC + \left[1 - PASOS * \left(\frac{DI}{DIC1} \right)^2 \right]^2 + 0.45$$

6. Factor de corrección (adimensional): BI

$$BI = 1 + \frac{K1}{(4 * FI * TUBOL / DI)}$$

FI ... Factor de fricción

7. Caída de presión del agua en los tubos: CPT, (Kgf/cm²)

$$CPT = \frac{BI * 4 * FI * (TUBOL * PASOS) * GT^2}{2 * GC * RO2 * DI * 10000}$$

FI ... Factor de fricción

GT ... Flujo de agua a través de los tubos (Kg/m² h)

GC ... Factor de conversión en la Ley de Newton,

$$GC = 1.27 * 10^8 \text{ m Kg/h}^2 \text{ Kgf}$$

TUBOL. Longitud de los tubos, (m)

3.1.4 Caída de presión del agua en tuberías y accesorios

El agua marina será llevado al condensador por medio de tuberías y accesorios, los mismos que producirán un

incremento de la caída de presión del agua. El procedimiento de cálculo es el siguiente:

1. Caudal de agua: QA (m^3/s)

$$QA = VF * FLUJA2$$

VF ... Velocidad del flujo de agua, (m/s)

$FLUJA2$. Area del flujo de agua, (m^2)

2. Caudal de agua: QB (m^3/h)

$$QB = QA * 3600$$

3. Con QB seleccionamos un diámetro interior de tubería DIS (plg), para tuberías de acero estandard SCH 40, según:

Si:	$1.25 < QB \leq 1.75$...	$DIS = 1.049$
	$1.75 < QB \leq 3.0$...	$DIS = 1.380$
	$3.0 < QB \leq 5.0$...	$DIS = 1.610$
	$5.0 < QB \leq 10.0$...	$DIS = 2.067$
	$10.0 < QB \leq 15.0$...	$DIS = 2.469$
	$15.0 < QB \leq 20.0$...	$DIS = 3.068$
	$20.0 < QB \leq 30.0$...	$DIS = 3.548$
	$30.0 < QB \leq 40.0$...	$DIS = 4.026$
	$40.0 < QB \leq 60.0$...	$DIS = 5.047$
	$60.0 < QB \leq 90.0$...	$DIS = 6.065$
	$90.0 < QB \leq 160.0$...	$DIS = 8.125$
	$160.0 < QB \leq 250.0$...	$DIS = 10.250$
	$250.0 < QB \leq 360.0$...	$DIS = 12.250$
	$360.0 < QB \leq 600.0$...	$DIS = 13.124$

4. Diámetro interior de la tubería del sistema: DS (m)

$$DS = DIS * 0.0254$$

5. Velocidad en la tubería del sistema: V1 (m/s)

$$V1 = \frac{QA}{\pi * DS^2 / 4}$$

QA ... Caudal requerido de agua de mar, (m³/s)

6. Flujo de agua por unidad de área: G1 (Kg/m² h)

$$G1 = 3600 * RO2 * V1$$

7. Número de Reynolds del agua en la tubería del sistema: R1

$$R1 = \frac{DS * G1}{VIS2}$$

8. Factor de fricción inicial: F10

$$F10 = \frac{1}{[-2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon / D_s}{3.7 * 1000} \right)]^2}$$

ε ... Rugosidad absoluta del acero, (mm)

9. Factor de fricción: F1

$$F1 = \frac{1}{[-2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon / D_s}{3.7 * 1000} \right) + \frac{2.51}{R1 \sqrt{F10}}]^2}$$

R1 ... Número de Reynolds del agua de mar

10. Si $|F1-F10| > 0.00001$, hacemos $F10=F1$ y volvemos al paso 7. Si no continuamos

11. Caída de presión en tuberías y accesorios del sistema de bombeo: HF (m)

$$HF = (BT + F1 * \frac{LT}{DS} + F1 * KT) \frac{V1^2}{2GR} + HEST$$

LT ... Long. total de tubería del sistema de bombeo (m)

KT ... Long. equivalente total en diámetros de tuberías de válvulas y accesorios del sistema de bombeo

BT ... Coeficiente total de resistencia en la succión y descarga del sistema

HEST.. Altura entre la succión y la descarga, (m)

GR .. Cte. gravedad 9.81 m/s²

12. Caída de presión en tuberías y accesorios del sistema de bombeo: CPSIS (Kgf/cm²)

$$CPSIS = \frac{HF * RO2}{10000}$$

13. Caída de presión total del agua: CPAG (Kgf/cm²)

$$CPAG = CPT + CPSIS$$

CPT .. Caída de presión en el condensador, (Kgf/cm²)

14. Potencia de la bomba: POT1 (Kw)

$$POT1 = \frac{QA * CPAG * 10000}{EFIB * 102}$$

EFIB.. Eficiencia de la bomba

3.1.5 Costo Anual del condensador

Este procedimiento estima el costo anual del condensador. El procedimiento de cálculo es el siguiente:

1. Factor de costo por longitud: FL

$$FL = -0.004589 * TUBOL^3 + 0.08384 * TUBOL^2 - 0.5447 * TUBOL + 2.1945$$

TUBOL. Longitud de los tubos, (m)

2. Factor de costo de mantenimiento por longitud: FLCM

$$FLCM = -0.0092 * TUBOL^3 + 0.1178 * TUBOL^2 - 0.3764 * TUBOL + 1.25072$$

3. Determinamos el factor de costo del condensador por diámetro de tubería FDI y el factor de costo de mantenimiento por diámetro FDCM, según:

Si DEX= 0.75 ... FDI= 0.9 y FDCM= 1.15

DEX= 1.00 ... FDI= 1.0 y FDCM= 1.00

DEX= 1.25 ... FDI= 1.15 y FDCM= 0.90

DEX= 1.50 ... FDI= 1.35 y FDCM= 0.75

donde DEX es el diámetro exterior de los tubos en plg.

4. Establecemos el factor de costo por presión FFR, según:

Si AE ≤ 37.17 ... FFR= 1.02

37.17 < AE ≤ 92.93 ... FFR= 1.06

92.93 < AE ≤ 371.74 ... FFR= 1.20

donde AE es el área del condensador en m²

5. Establecemos el factor de costo por tipo de cabezal FCA.

Si $CAB = 1$... $FCA = 0.8$ (Cabezal fijo)

$CAB = 0$... $FCA = 1.0$ (Cabezal flotante)

donde: CAB es una variable para identificar el tipo de cabezal.

6. Costo del condensador: $CCON$ (\$)

$$CCON = FL * FDI * FPR * FCA * AE * 884 (AE)^{-0.46}$$

AE ... Area del condensador

7. Costo de instalación: $CINS$ (\$)

$$CINS = \frac{CCON * FINS}{100}$$

$FINS$. Porcentaje del costo del condensador

8. Costo del condensador instalado: $CTOT$ (\$)

$$CTOT = CCON + CINS$$

9. Costo de amortización del cond. instalado: $CAMOR$ (\$/año)

$$CAMOR = \frac{CTOT}{ANOS}$$

10. Costo anual de la energía eléctrica: $CELET$ (\$/año)

$$CELET = CELEC * POT1 * 20 * DIAS$$

$CELEC$ Costo de la energía eléctrica, (\$/Kw h)

$POT1$. Potencia de la bomba, (Kw)

$DIAS$. Dias de operación al año

11. Costo de mantenimiento anual: CMANTA (\$/año)

$$CMANTA = FDCM * FLCM * AB * CMANTP$$

CMANTP, Costo del mant. por m² de superficie, (\$/m²)

12. Costo total de operación anual: CTOA (\$/año)

$$CTOA = CELET + CMANTA$$

13. Costo anual del condensador: CANUAL (\$/año)

$$CANUAL = CTOA + CAMOR$$

11. Costo de mantenimiento anual: $CMANTA$ (\$/año)

$$CMANTA = FDCM * FLCM * AB * CMANTP$$

$CMANTP$. Costo del mant. por m^2 de superficie, (\$/ m^2)

12. Costo total de operación anual: $CTOA$ (\$/año)

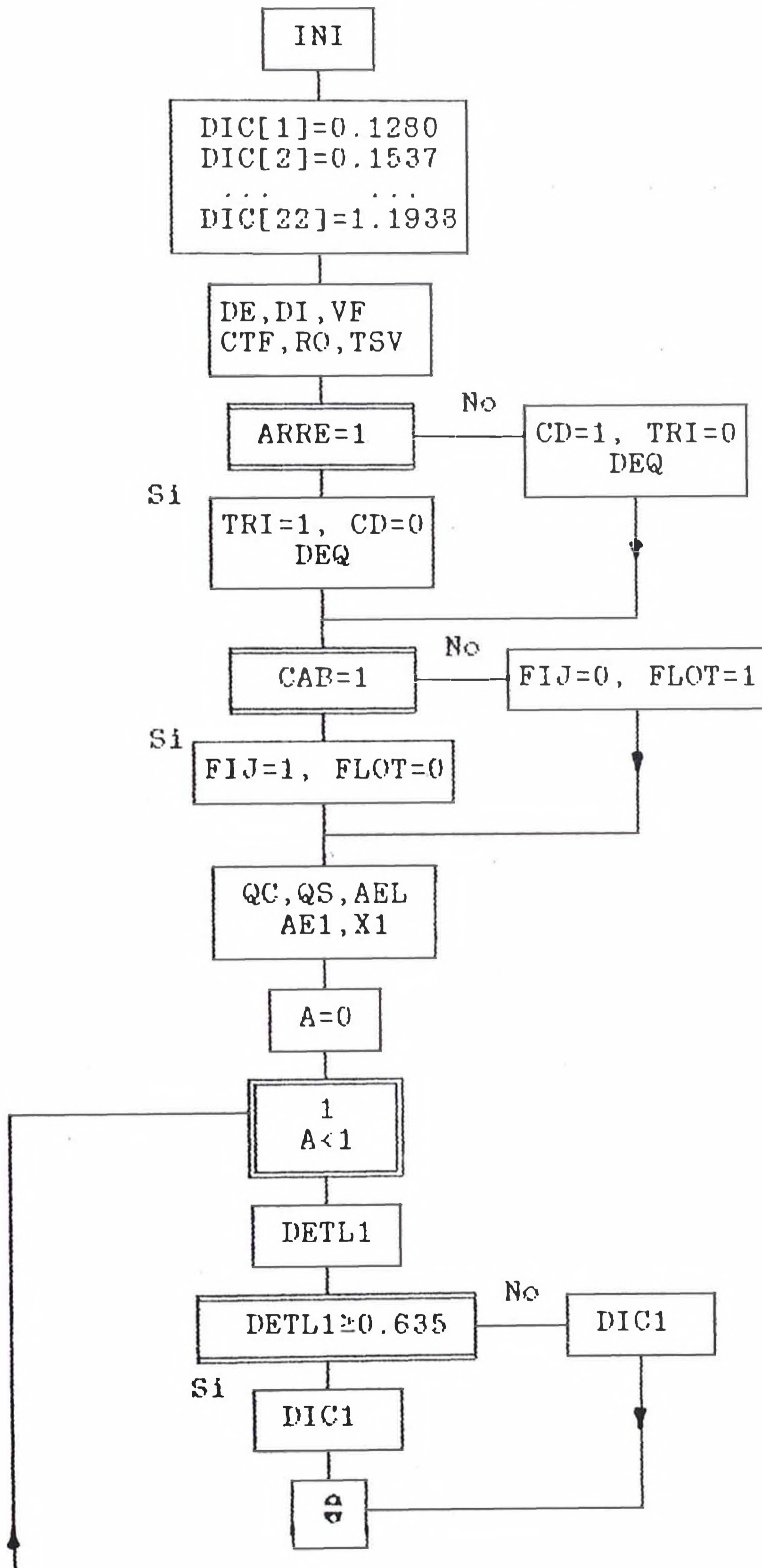
$$CTOA = CELET + CMANTA$$

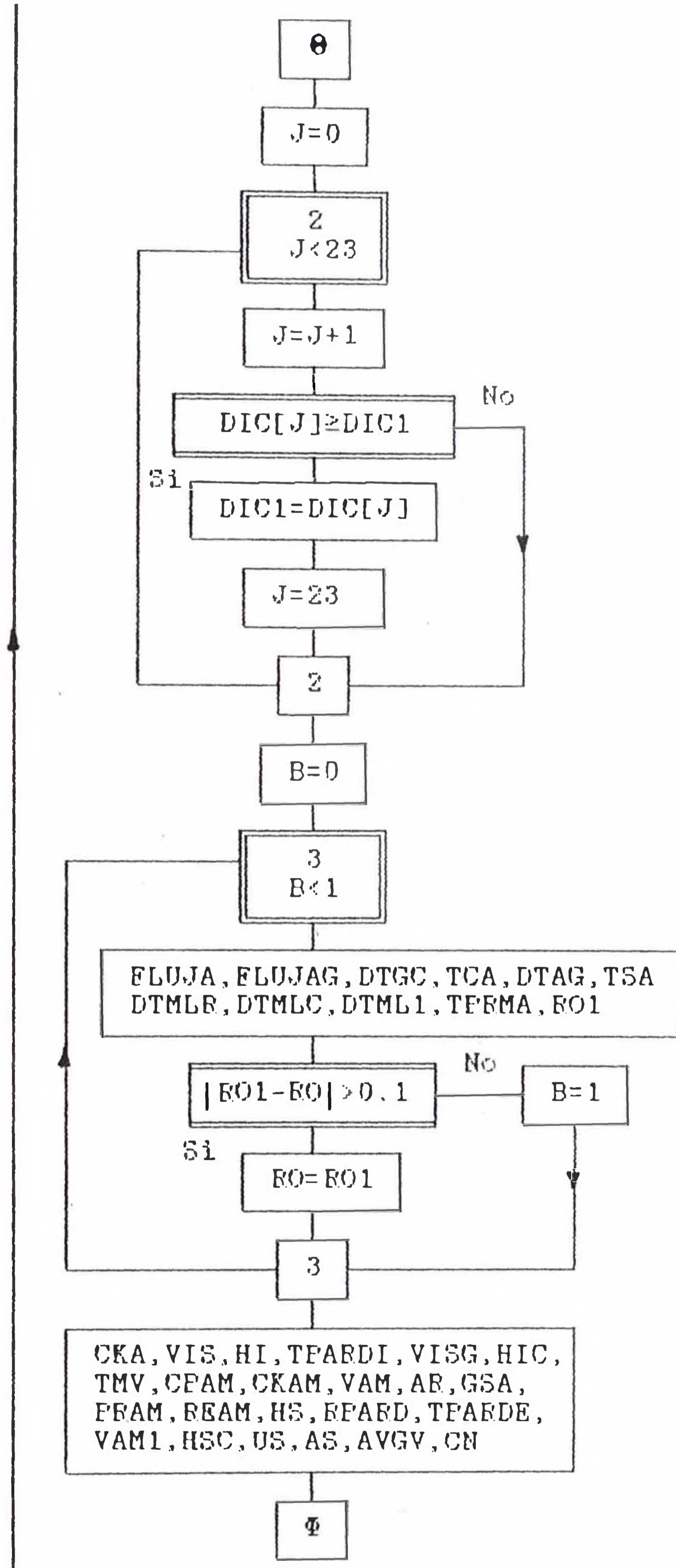
13. Costo anual del condensador: $CANUAL$ (\$/año)

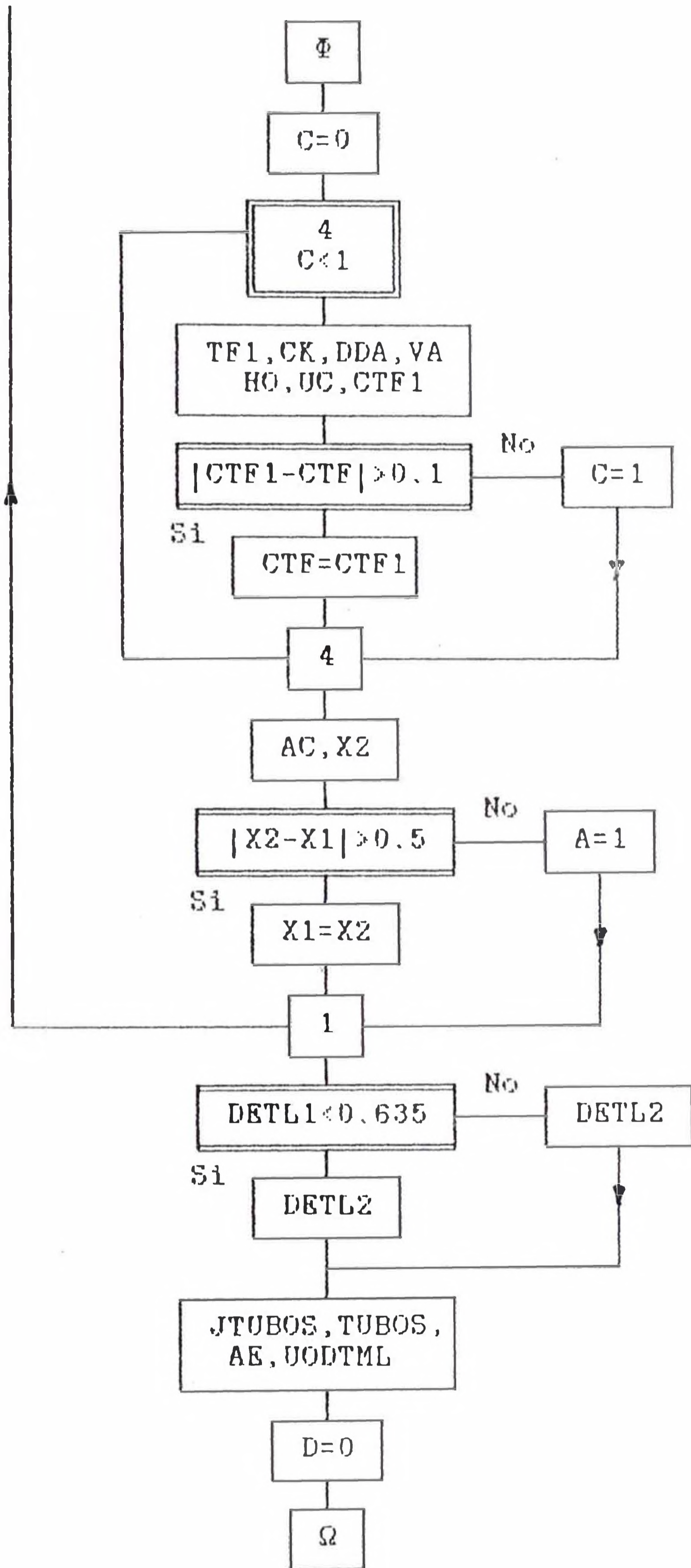
$$CANUAL = CTOA + CAMOR$$

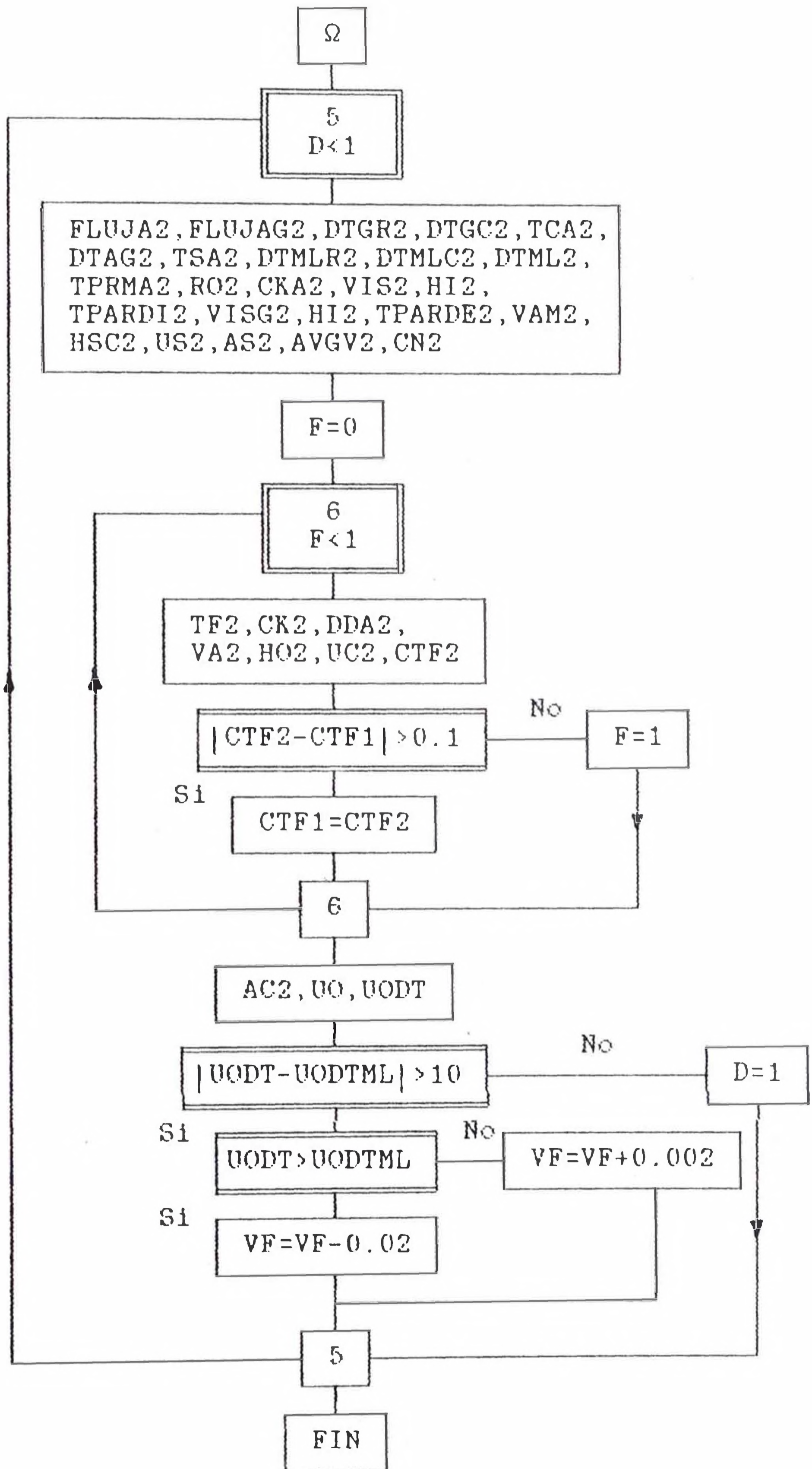
3.2 Diagrama de flujo

3.2.1 Dimensionamiento del condensador

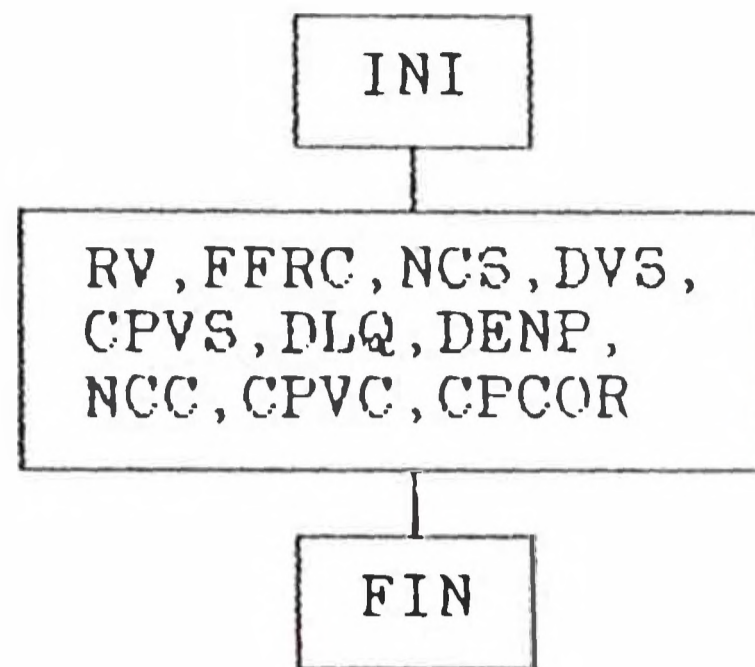




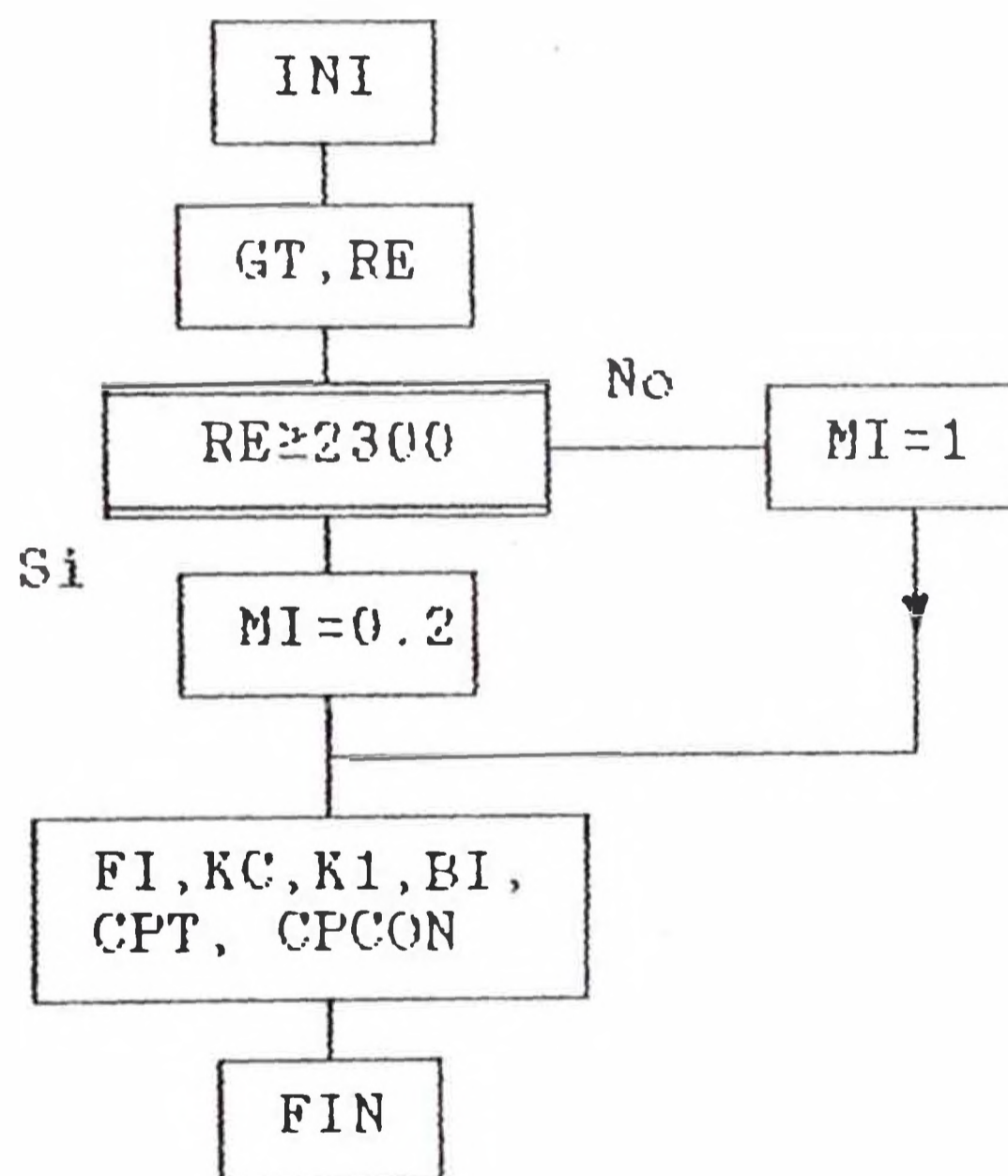




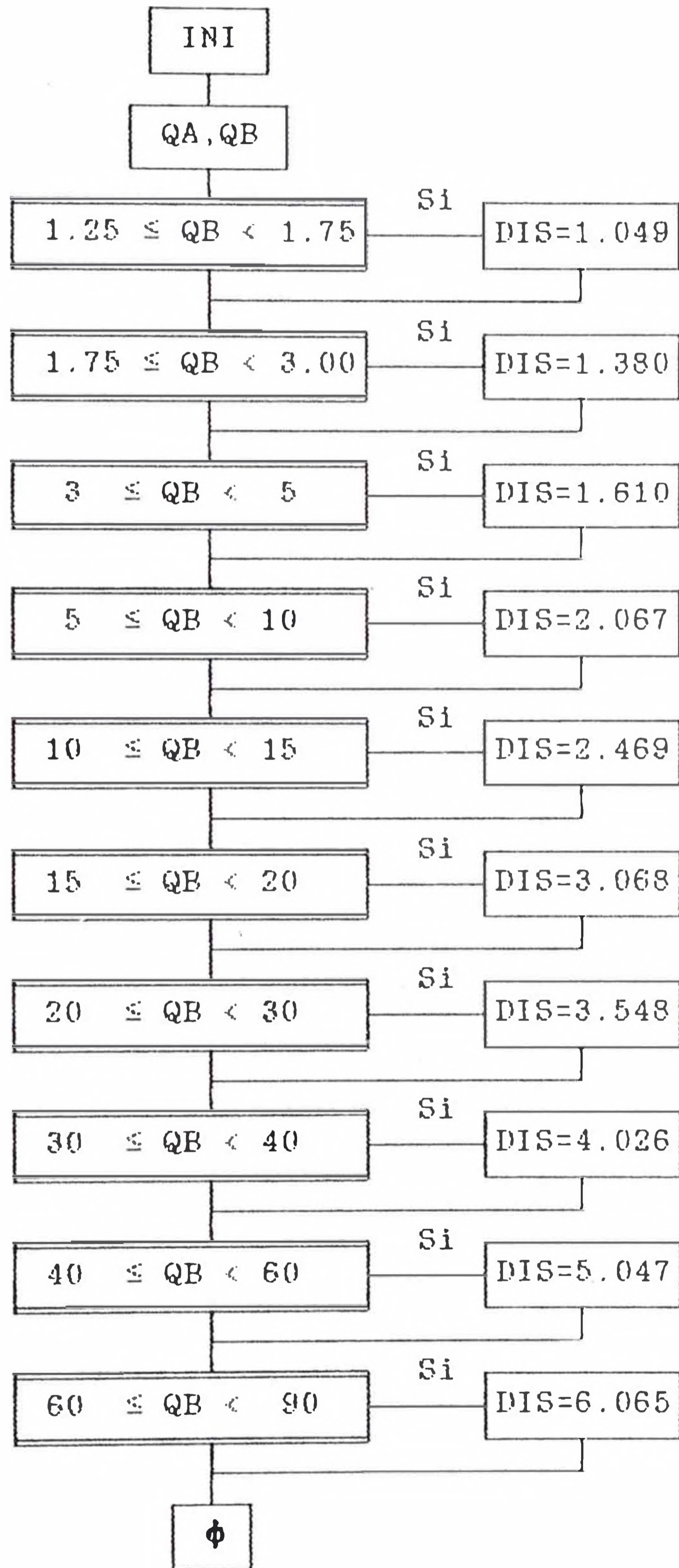
3.2.2 Caida de presión del vapor en la coraza

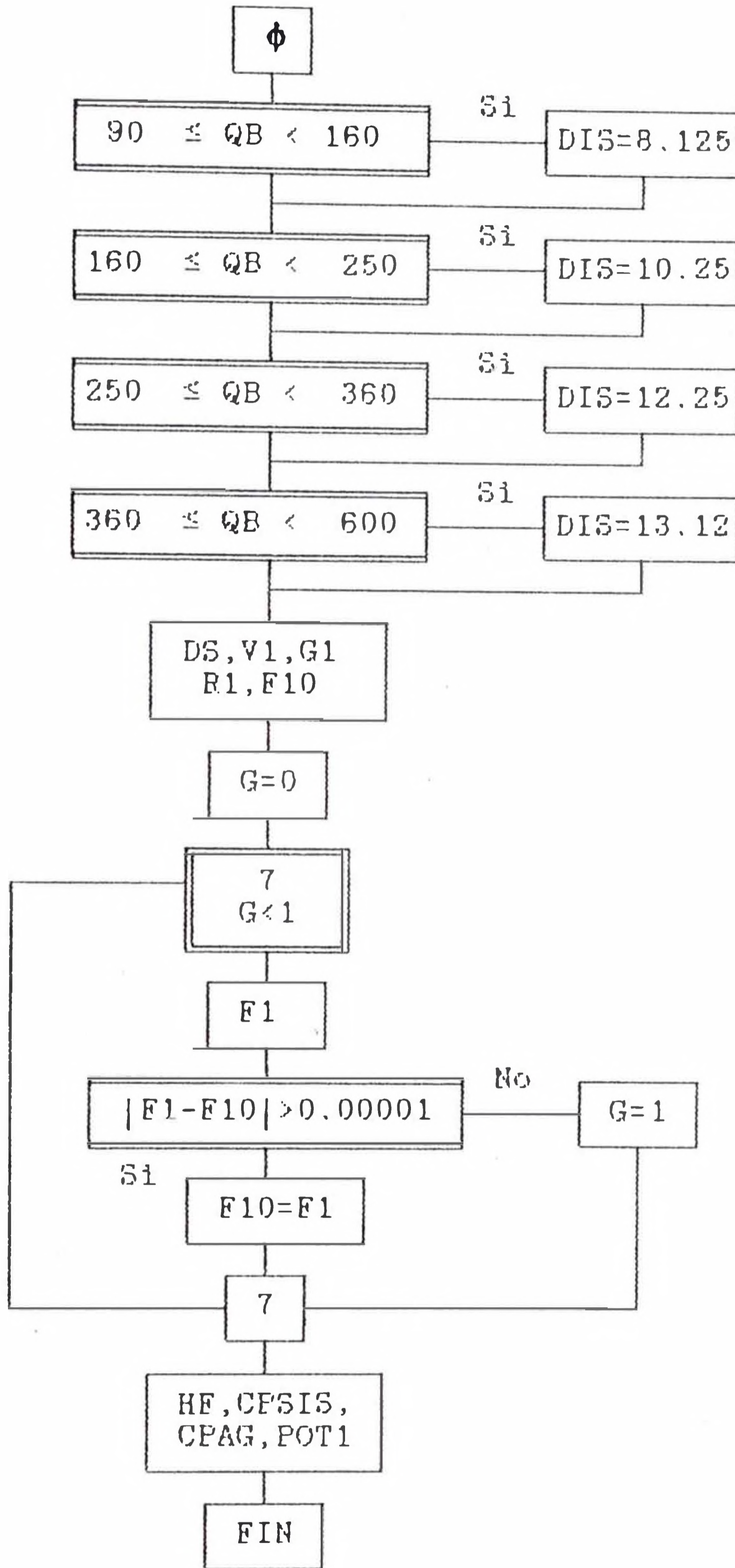


3.2.3 Caida de presión del agua en los tubos

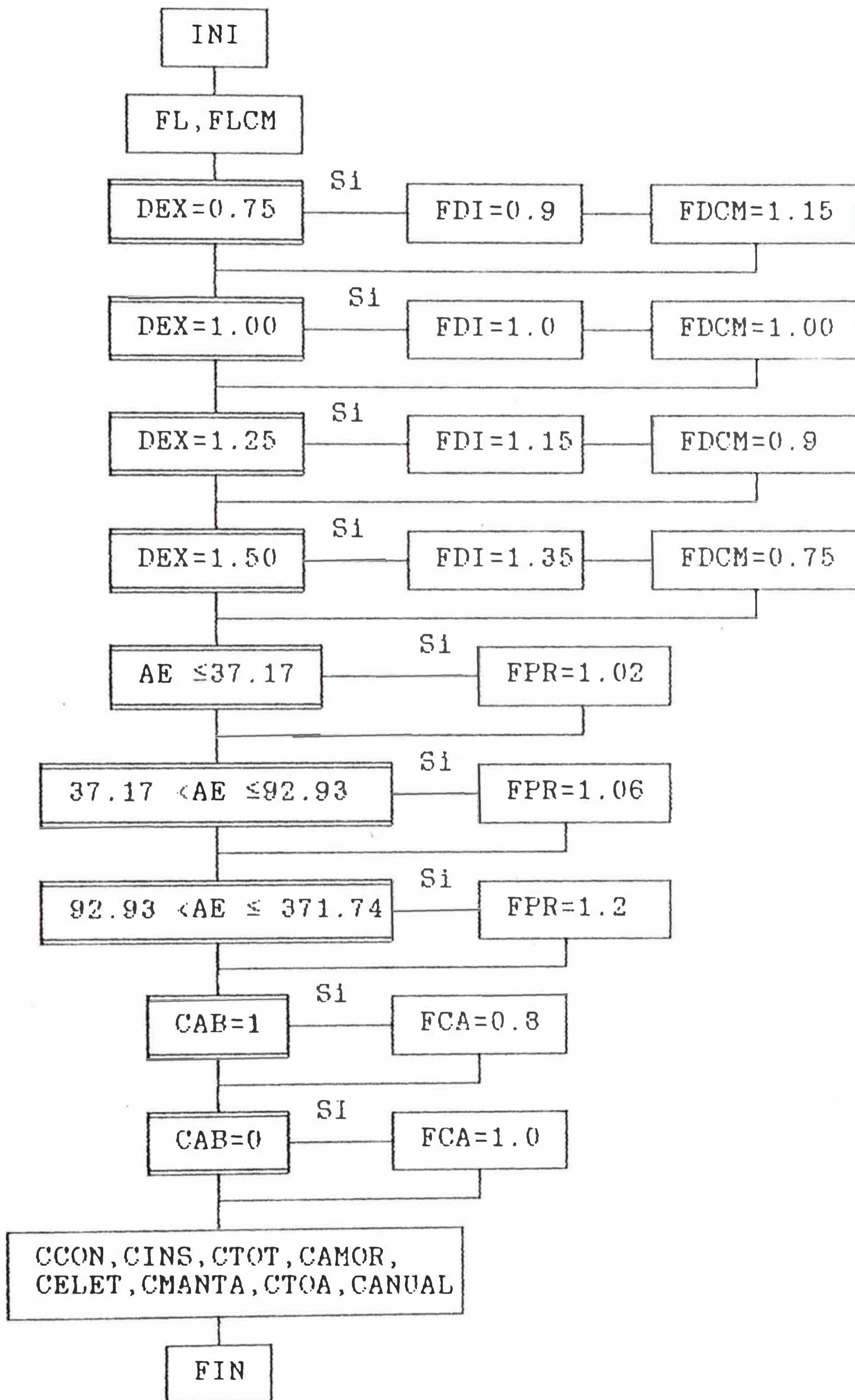


3.2.4 Caida de presión del agua en tuberías y accesorios

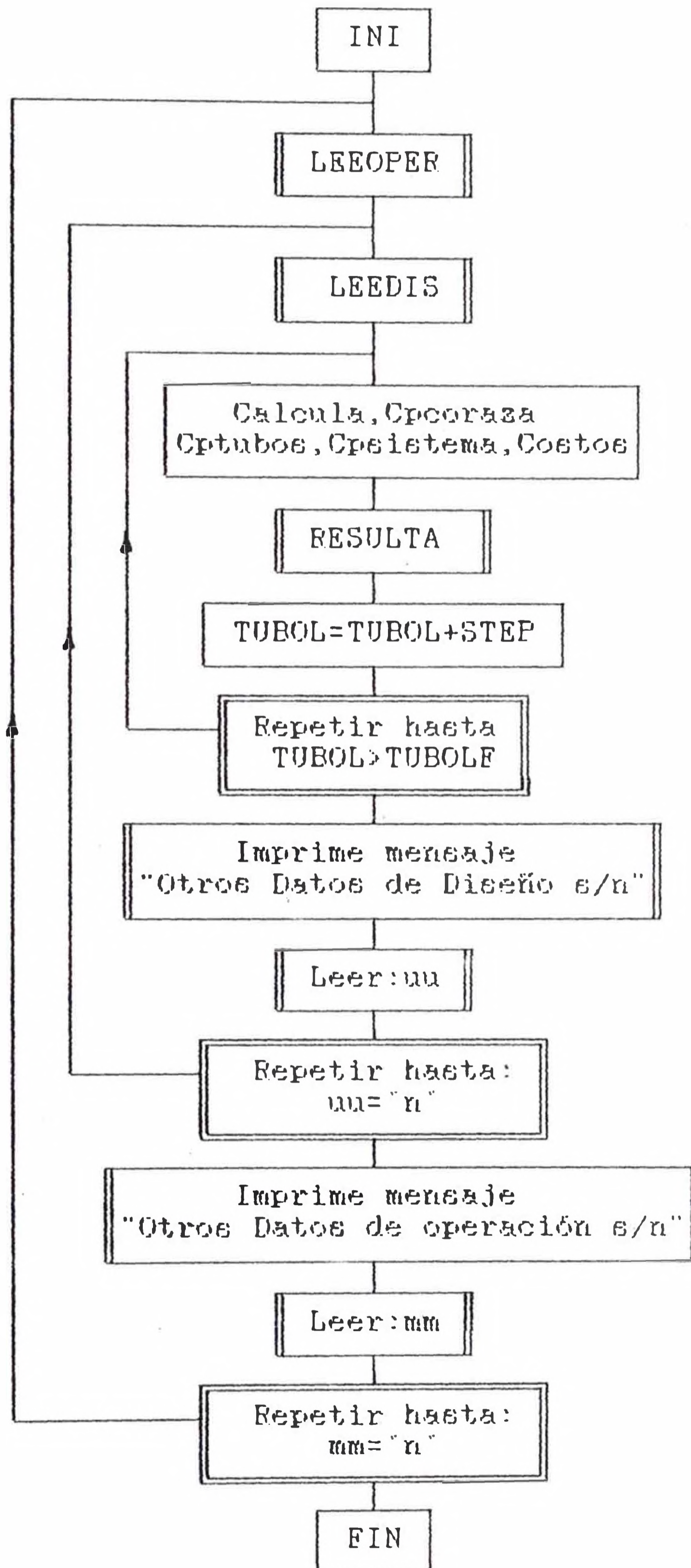




3.2.5 Costo anual del condensador



3.2.6 Programa principal



3.3 Programa de cálculo

```

Program condensador;
Uses Crt,Printer;
Const
  GR=9.81;GC=127000000.0;DENAG=1000.0;EFIB=0.6;
Var
  QT,W,CL,TRV,TCV,PRA,TEA,V,E,HESY,LT,KT,BT,DEX,DIN:Real;
  PASOT,ESPB,TUBOL,TUBOLF,STEP,AFLUJ2,DE,DI,QS,QC,VF:Real;
  FLUJA2,GSA,REAM,DEQ,DIC1,TSA2,VISC,DTML2,RO2,BO,QA,QB,POT1:Real;
  CELET,CHANTA,CTOA,CCON,CINS,CTOT,CANOR,CANUAL,CPCOR,AC,AE:Real;
  OC2,OS2,AC2,AS2,THV,VIS2,DTMLR,DTMLC,V1,DS,CPT,CPSIS,CPAG:Real;
  TUBOS,PASOS,ARRE,CAB:Integer;
  zz,uu,xx,ww,yy,xx:Char;

Function Pot(B,A:Real):Real;
  Begin Pot:=Exp(A*Ln(B)) End;

Function Roag(T:Real):Real;
  Begin Roag:=-1031.285-0.33425*T End;

Function Kag(T:Real):Real;
  Begin Kag:=0.493847+0.00070775*T End;

Function Visca(T:Real):Real;
  Begin Visca:=Exp(0.86683+12.102/T-45.413333/(T*T)) End;

Function Cpanv(T:Real):Real;
  Begin Cpanv:=0.5+0.0004*T End;

Function Ckanv(T:Real):Real;
  Begin Ckanv:=0.01907+(8.64E-5)*T End;

Function Vamv(T:Real):Real;
  Begin VAMV:=3.6014*Exp(-3.89153-51.1097/T+976.825/(T*T)-651.223/(T*T*T)) End;

Function Damv(T:Real):Real;
  Const
    M=14;R=0.084706;
  Begin DAMV:=PRA*M/(R*(T+273)) End;

Function Kaml(T:Real):Real;
  Begin Kaml:=0.43 End;

Function Vaml(T:Real):Real;
  Begin Vaml:=Exp(-0.443504+5.10804/T-19.1621/(T*T)) End;

Function Daml(T:Real):Real;
  Begin Daml:=642.175-1.555*T End;

Procedure Leeoper;
  Begin
    Repeat
      ClrScr;

```

```

Writeln('          PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS');
Writeln('          LECTURA DE DATOS');
Writeln;
Writeln(' ** DATOS DE VAPOR');
Writeln('      Calor Total a disipar          Kcal/Kg : ');
Writeln('      Flujo Mnico                    Kg/h   : ');
Writeln('      Calor Latente de Vaporización   Kcal/Kg : ');
Writeln('      Temperatura de Entrada           °C     : ');
Writeln('      Temperatura de Condensación     °C     : ');
Writeln('      Presión de Condensación         Kg/cm² : ');
Writeln;
Writeln(' ** DATOS DEL AGUA');
Writeln('      Temperatura de Entrada           °C     : ');
Writeln('      Velocidad Inicial en Tubos      m/s    : ');
Writeln;
Writeln(' ** DATOS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO');
Writeln('      Rugosidad Abs. de las Tuberías   m       : ');
Writeln('      Altura Estatica- Entrada y salida m       : ');
Writeln('      Long de Tuberías Total-Succ y Desc m       : ');
Writeln('      Long Equiv Total-Válvulas y accesor L/D   : ');
Writeln('      Coef de Resist Total- Succ y Desc : ');
Gotoxy(60,5);Read(QT);
Gotoxy(60,6);Read(W);
Gotoxy(60,7);Read(CL);
Gotoxy(60,8);Read(TRV);
Gotoxy(60,9);Read(TCV);
Gotoxy(60,10);Read(PRA);
Gotoxy(60,13);Read(TEA);
Gotoxy(60,14);Read(V);
Gotoxy(60,17);Read(B);
Gotoxy(60,18);Read(HBST);
Gotoxy(60,19);Read(LT);
Gotoxy(60,20);Read(KT);
Gotoxy(60,21);Read(BT);
Gotoxy(30,25);Write('Datos correctos (s/n) ..');XX:=Uppcase(ReadKey);
Until (XX<>'n') OR (XX<>'N')
End;

```

Procedure Leedis;

```

Begin
  ClrScr;
  Writeln('          PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS');
  Writeln('          LECTURA DE DATOS');
  Writeln;
  Writeln(' ** DATOS DE DISEÑO DEL CONDENSADOR');
  Writeln('      Diámetro Exterior de los Tubos   Plg    : ');
  Writeln('      Diámetro Interior de los Tubo    Plg    : ');
  Writeln('      Paso de los Tubos                 m      : ');
  Writeln('      Espaciamiento entre Deflectores   m      : ');
  Writeln('      Arreglo de los Tubos              (Tri=1/Cuad=0) : ');
  Writeln('      Tipo de Cabesal                   (Fij=1/Flot=0) : ');
  Writeln('      Nro. de Pasos                     : ');
  Writeln;
  Writeln(' ** RANGO DE CALCULO');
  Writeln('      Long. Inicial                     m      : ');

```



```

Writeln('      Long. Final          n      : ');
Writeln('      Incremento de Long.      n      : ');
Gotoxy(60,5);Read(DEX);
Gotoxy(60,6);Read(DIN);
Gotoxy(60,7);Read(PASOT);
Gotoxy(60,8);Read(ESPB);
Gotoxy(60,9);Read(ABBE);
Gotoxy(60,10);Read(CAB);
Gotoxy(60,11);Readln(PASOS);
Gotoxy(60,14);Readln(TUBOL);
Gotoxy(60,15);Readln(TUBOLF);
Gotoxy(60,16);Readln(STEP);
Gotoxy(12,21);Write('Desea imprimir datos de Operación y Diseño (s/n)..');XX:=Ucase(ReadKey);
If (xx='S') Or (xx='s')
Then
  Begin
    ClrScr;
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS');
    Writeln(Lst,'          LECTURA DE DATOS ');
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          ** DATOS DEL VAPOR');
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          Calor Total a Disipar          Kcal/Kg : ',QT:8:1);
    Writeln(Lst,'          Flujo Másico                    Kg/h   : ',W:8:1);
    Writeln(Lst,'          Calor Latente de Vaporización   Kcal/Kg : ',CL:8:1);
    Writeln(Lst,'          Temperatura de Entrada          °C    : ',TRV:8:1);
    Writeln(Lst,'          Temperatura de Condensación     °C    : ',TCV:8:1);
    Writeln(Lst,'          Presión de Condensación         Kg/cm² : ',PRA:8:1);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          ** DATOS DEL AGUA');
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          Temperatura de Entrada          °C    : ',TEA:8:1);
    Writeln(Lst,'          Velocidad Inicial en los Tubos  m/s   : ',V:8:1);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          ** DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO');
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          Rugosidad Abs. de las Tuberías  mm    : ',E:8:5);
    Writeln(Lst,'          Altura Estática Entrada y Salida m     : ',BEST:8:1);
    Writeln(Lst,'          Long de Tuberías Total-Succ y Desc m     : ',LT:8:1);
    Writeln(Lst,'          Long Equiv Total-Válvulas,accesori (L/D) : ',KT:8:1);
    Writeln(Lst,'          Coef de Resist Total-Succ y Desc      : ',BT:8:1);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          ** DATOS DE DISEÑO DEL CONDENSADOR');
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          Diámetro Exterior de los Tubos  Plg   : ',DEX:8:2);
    Writeln(Lst,'          Diámetro Interior de los Tubos  Plg   : ',DIN:8:3);
  End

```

```

Writeln(Lst, ' Paso de los Tubos           ■ : ', PASOS:8:6);
Writeln(Lst, ' Espaciamiento entre Deflectores   ■ : ', ESPB:8:2);
Writeln(Lst, ' Arreglo de los Tubos (Tri=1/Cuad=0) : ', ARRE:8);
Writeln(Lst, ' Tipo de Cabezal (Fij=1/Flot=0)    : ', CAB:8);
Writeln(Lst, ' Nro. de Pasos de los Tubos       : ', PASOS:8);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, ' ** BANDO DE CALCULO ');
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, ' Longitud Inicial                   ■ : ', TUBOL:8:2);
Writeln(Lst, ' Longitud Final                     ■ : ', TUBOLF:8:2);
Writeln(Lst, ' Incremento de Long.                ■ : ', STEP:8:2);
End
End;

```

```

Procedure Calcula;

```

```

Const

```

```

  UO1=500.0;DTML=10.0;PI=3.14157;CPA=0.94;CD1=0.815;CD2=0.52;CKT=39.74;
  TRI1=0.481;TRI2=0.505;CA=0.862;CB=0.21161;ROS=0.0002;RI=0.0002;

```

```

Type

```

```

  Coraza=Array[1..22] Of Real;

```

```

Var

```

```

  DIC:Coraza;

```

```

  CTF,HO,B1,AEL,TSA,X2,HO2,B12,DTML1,RO1,FLUJAG2,XPARD,X1,DETL1,AE1:Real;
  FLUJA,UC,FLUJAG,DTAG,CN,TPARD1,VISG,AVGV,TPRMA,CKA,VIS,TF1,FAC,RPARD:Real;
  CTF2,P,S,JTUBOS,UODTML,CTF1,DTAG2,TPRMA2,CKAG,VISCAG,AVGV2,CNO,TF:Real;
  UODT,TCA,TSV,HS,HSC,B1C,DTML2,DTGR,DTGC,DTGS,CPAM,DETL2,CKAM,VAM:Real;
  PRAM,AR,HOS,TPARDE,RO,VAM1,AC,CK,DDA,VA,CK2,DDA2,VA2,HSC2,CN2,TF2:Real;
  US,AS,DTGR2,DTGC2,TCA2,DTMLR2,DTMLC2,CKA2,TPARD12,VISG2,TPARDE2,VAM2:Real;
  TRI,CD,FIJ,FLOT,G,J,A,B,C,D,F:Integer;

```

```

Begin (*Procedimiento Calcula*)

```

```

  DIC[1]:=0.128;DIC[2]:=0.1537;DIC[3]:=0.2050;DIC[4]:=0.2545;
  DIC[5]:=0.3070;DIC[6]:=0.3397;DIC[7]:=0.3873;DIC[8]:=0.4381;
  DIC[9]:=0.4889;DIC[10]:=0.5397;DIC[11]:=0.5842;DIC[12]:=0.635;
  DIC[13]:=0.6858;DIC[14]:=0.7362;DIC[15]:=0.7874;DIC[16]:=0.8382;
  DIC[17]:=0.889;DIC[18]:=0.9398;DIC[19]:=0.9906;DIC[20]:=1.0668;
  DIC[21]:=1.1176;DIC[22]:=1.1938;
  DE:=DEX*0.0254;DI:=DIN*0.0254;
  VF:=V;CTF:=1;RO:=1025;TSV:=TCV;
  If ARRE=1
    Then Begin TRI:=1;CD:=0;DEQ:=(3.44*PASOT*PASOT-PI*DE*DE)/(PI*DE); End
    Else Begin CD:=1;TRI:=0;DEQ:=(4*PASOT*PASOT-PI*DE*DE)/(PI*DE); End;
  If CAB=1
    Then Begin FIJ:=1;FLOT:=0 End
    Else Begin FLOT:=1;FIJ:=0 End;
  QC:=W*CL;QS:=QT-QC;
  AEL:=PI*DE;AE1:=QT/(UO1*DTML);X1:=AE1/(AEL*TUBOL);
  A:=0;
  While A<1 Do
  Begin
    DETL1:=CD*(1.265+0.0115*PASOS)*PASOT*Pot(X1,0.485)+TRI*(1.262+0.0167*PASOS)*PASOT*Pot(X1,0.475);
    If DETL1>=0.635
      Then DIC1:=FIJ*(1.0028*DETL1+0.010)+FLOT*(DETL1+0.037)
      Else DIC1:=FIJ*(1.0028*DETL1+0.010)+FLOT*(DETL1+0.029);

```

```

J:=0;
While J<23 Do
  Begin
    J:=J+1;
    If DIC{J}>=DIC1 Then Begin DIC1:=DIC{J};J:=23;End;
  End;
B:=0;
While B<1 Do
  Begin
    FLUJA:=PI*DI*DI*X1/(4*PASOS);
    FLOJAG:=RO*VF*3600*FLOJA;
    DTGC:=QC/(FLOJAG*CPA);
    TCA:=TEA+DTGC;
    DTAG:=QT/(FLOJAG*CPA);
    TSA:=TEA+DTAG;
    DTMLR:=((TRV-TSA)-(TCV-TCA))/LN((TRV-TSA)/(TCV-TCA));
    DTMLC:=((TCV-TCA)-(TSV-TEA))/LN((TCV-TCA)/(TSV-TEA));
    DTML1:=QT/(QS/DTMLR+QC/DTMLC);
    TPRMA:=TEA+DTAG/2;
    RO1:=Roag(TPRMA);
    If ABS(RO1-RO)>0.1
      Then RO:=RO1
      Else B:=1;
  End;
CKA:=Kag(TPRMA);
VIS:=Visca(TPRMA);
B1:=0.027*(CKA/DI)*POT(DI*(VF*3600)*RO1/VIS,0.8)*POT(CPA*VIS/CKA,0.33);
TPARDI:=TPRMA+QT*DE/(B1*DI*AEL*TUBOL*X1);
VISG:=VISCA(TPARDI);
BIC:=B1*POT((VIS/VISG),0.14);
TMV:=(TRV+TCV)/2;
CPAM:=CPAMV(TMV);CKAM:=CKAMV(TMV);VAM:=VAMV(TMV);
AR:=DIC1*(PASOT-DE)*ESPB/(PASOT);
GSA:=W/AR;
PRAM:=CPAM*VAM/CKAM;
REAM:=DEQ*GSA/VAM;
BS:=0.36*(CKAM/DEQ)*POT(REAM,0.55)*POT(PRAM,1/3);
RPARD:=DE*(DE-DI)/(CKT*(DE+DI));
TPARDE:=TPARDI+(QT*RPARD)/(AEL*TUBOL*X1);
VAM1:=VAMV(TPARDE);
HSC:=HS*POT((VAM/VAM1),0.14);
US:=1/(1/HSC+DE/(DI*BIC)+RPARD+ROS+DE*RI/DI);
AS:=QS/(US*DTMLR);
AVGV:=CD*CD1*(POT(X1,CD2))+TRI*TRI1*(POT(X1,TRI2));
CN:=CA*(POT(AVGV,CB));
C:=0;
While C<1 Do
  Begin
    TF1:=TCV-CTF/2;
    CK:=CKAML(TF1);DDA:=DAML(TF1);VA:=VAML(TF1);
    HO:=0.725*CN*POT(POT(CK,3)*POT(DDA,3)*GC*CL/(DE*AVGV*CTF*VA),0.25);
    UC:=1/(1/HO+DE/(DI*BIC)+RPARD+ROS+DE*RI/DI);
    CTF1:=UC*DTMLC/HO;
    If Abs(CTF1-CTF)>0.1
      Then CTF:=CTF1
  End;

```

```

      Else C:=1;
    End;
    AC:=QC/(UC*DTMLC);
    X2:=(AS+AC)/(AEL*TUBOL);
    If Abs(X2-X1)>0.5
      Then X1:=X2
      Else A:=1;
End; (*Bucle A*)
  If DETL1<0.635
    Then DETL2:=FIJ*(DIC1-0.010)/1.0028+FLOT*(DIC1-0.028)
    Else DETL2:=FIJ*(DIC1-0.010)/1.0028+FLOT*(DIC1-0.037);
  P:=Ln(DETL2/((1.365+0.0115*PASOS)*PASOT));
  S:=Ln(DETL2/((1.262+0.0167*PASOS)*PASOT));
  JTUBOS:=CD*Exp(P/0.485)+TRI*Exp(S/0.475);
  TUBOS:=Trunc(JTUBOS);
  AE:=AEL*TUBOL*TUBOS;
  UODTML:=QT/AE;
D:=0;
While D<1 Do
  Begin
    FLOJA2:=PI*DI*DI*TUBOS/(4*PASOS);
    FLOJAG2:=RO1*VF*3600*FLOJA2;
    DTGR2:=QS/(FLOJAG2*CPA);
    DTGC2:=QC/(FLOJAG2*CPA);
    TCA2:=TEA+DTGC2;
    DTAG2:=QT/(FLOJAG2*CPA);
    TSA2:=TEA+DTAG2;
    DTMLR2:=((TRV-TSA2)-(TCV-TCA2))/Ln((TRV-TSA2)/(TCV-TCA2));
    DTMLC2:=((TCV-TCA2)-(TSV-TEA))/Ln((TCV-TCA2)/(TSV-TEA));
    DTML2:=QT/(QS/DTMLR2+QC/DTMLC2);
    TPRMA2:=TEA+DTAG2/2;
    RO2:=Roag(TPRMA2);
    CKA2:=Kag(TPRMA2);
    VIS2:=Visca(TPRMA2);
    H12:=0.027*(CKA2/DI)*Pot((DI*(VF*3600)*RO2/VIS2),0.8)*Pot((CPA*VIS2/CKA2),0.33);
    TPARDI2:=TPRMA2+QT*DE/(H12*DI*AEL*TUBOL*TUBOS);
    VISG2:=VISCA(TPARDI2);
    H12:=H12*Pot(VIS2/VISG2,0.14);
    TPARDE2:=TPARDI2+(QT*RPARD)/(AEL*TUBOL*TUBOS);
    VAM2:=Vamv(TPARDE2);
    HSC2:=HS*Pot((VAM/VAM2),0.14);
    US2:=1/(1/HSC2+DE/(DI*H12)+RPARD+ROS+DE*RI/DI);
    AS2:=QS/(DTMLR2*US2);
    AVGV2:=CD*CD1*Pot(TUBOS,CD2)+TRI*TRI1*Pot(TUBOS,TRI2);
    CN2:=CA*Pot(AVG2,CB);
    F:=0;
    While F<1 Do
      Begin
        TF2:=TCV-CTF1/2;
        CK2:=CKam1(TF2);DDA2:=Dam1(TF2);VA2:=Vam1(TF2);
        H02:=0.725*CN2*Pot(Pot(CK2,3)*Pot(DDA2,2)*GC*CL/(DE*AVGV2*CTF1*VA2),0.25);
        UC2:=1/(1/H02+DE/(DI*H12)+RPARD+ROS+DE*RI/DI);
        CTF2:=UC2*DTMLC2/H02;
        If Abs(CTF2-CTF1)>0.1
          Then CTF1:=CTF2
      End;
    End;
  End;

```

```

    Else F:=1;
  End;
  AC2:=QC/(DC2*DTMLC2);
  UO:=(US2*AS2+DC2*AC2)/(AS2+AC2);
  UODT:=UO*DTML2;
  If Abs(UODT-UODTML)>10
    Then Begin
      If UODT>UODTML
        Then VF:=VF-0.02
        Else VF:=VF+0.002;
      end
    Else D:=1;
  End;
End; (*Procedimiento Calcula*)

```

Procedure CpCoraza;

Var

RV, FERC, MCS, DVS, NCC, DLQ, DENP, CPVS, CPVC: Real;

Begin

RV:=REAM;

FFRC:=Exp(1.13252-0.318964*Ln(RV)+0.006872*Ln(RV)*Ln(RV)-0.000030*Ln(RV)*Ln(RV)*Ln(RV));

MCS:=Trunc(AS2*TUBOL/(ESPB*(AS2+AC2)))+1;

DVS:=Damv(TMV);

CPVS:=FFRC*GSA*GSA*DIC1*MCS/(2*GC*DVS*DEQ*10000);

DLQ:=DAML(TCV);

DENP:=(DVS+DLQ)/2;

NCC:=Trunc((AC2*TUBOL)/(ESPB*(AS2+AC2)))+1;

CPVC:=FFRC*GSA*GSA*DIC1*NCC/(2*GC*DENP*DEQ*10000);

CPCOR:=CPVS+CPVC;

End;

Procedure CpTubos;

Var

MI, KC, K1, GT, RE, FI, BI: Real;

Begin

GT:=3600*RO2*VF;

RE:=DI*GT/VIS2;

If RE>=2300 Then MI:=0.2

Else MI:=1;

FI:=0.055*POT(1/RE, MI);

KC:=0.52-0.46*PASOS*(DI*DI/DIC1*DIC1);

K1:=KC*POT(1-PASOS*(DI*DI/DIC1*DIC1), 2)+0.45;

BI:=1+(K1/(4*FI*TUBOL/DI));

CPT:=BI*4*FI*TUBOL*PASOS*GT*GT/(2*GC*RO2*DI*10000);

End;

Procedure CpSistema;

Var

DIS, G1, R1, F1, F10, HF: Real;

G: Integer;

Begin

QA:=VF*FLUJA2;

```

QB:=QA*3600;
If (QB>=1.25) AND (QB<1.75) Then DIS:=1.049;
If (QB>=1.75) AND (QB<3) Then DIS:=1.380;
If (QB>=3) AND (QB<5) Then DIS:=1.610;
If (QB>=5) AND (QB<10) Then DIS:=2.067;
If (QB>=10) AND (QB<15) Then DIS:=2.469;
If (QB>=15) AND (QB<20) Then DIS:=3.068;
If (QB>=20) AND (QB<30) Then DIS:=3.548;
If (QB>=30) AND (QB<40) Then DIS:=4.026;
If (QB>=40) AND (QB<60) Then DIS:=5.047;
If (QB>=60) AND (QB<90) Then DIS:=6.065;
If (QB>=90) AND (QB<160) Then DIS:=8.125;
If (QB>=160) AND (QB<350) Then DIS:=10.250;
If (QB>=350) AND (QB<360) Then DIS:=12.250;
If (QB>=360) AND (QB<600) Then DIS:=13.124;
DS:=DIS*0.0254;
V1:=QA/(PI*DS*DS/4);
G1:=3600*RO2*V1;
R1:=DS*G1/VIS2;
F10:=(1/(-2*LN(E/DS*3.7*1000)/LN(10)))*(1/(-2*LN(E/DS*3.7*1000)/LN(10)));
G:=0;
While G<1 Do
Begin
  F1:=POT(1/(-2*LN(E/(DS*3.7*1000)+2.51/(R1*SQRT(F10)))/LN(10)),2);
  If Abs(F1-F10)>0.00001
    Then F10:=F1
    Else G:=1;
End;
HF:=(BT+F1*(LT)/DS+F1*(KT))*V1*V1/(2*GR)+BEST;
CPSIS:=HF*RO2/10000;
CPAG:=CPT+CPSIS;
POT1:=QA*CPAG*10000/(EFIB*102);
End;

```

Procedure Costos;

Const

CELEC=0.1;CHANTP=10;DIAS=350;ANOS=6;A=884;B=-0.46;FINS=10;

Var

FL,FDI,FPR,FCA,FDCM,FLCM:Real;

Begin

```

FL:=-0.004589*TUBOL*TUBOL*TUBOL+0.08384*TUBOL*TUBOL-0.5447*TUBOL+2.1945;
FLCM:=1.25072-0.3764*TUBOL+0.1178*TUBOL*TUBOL-0.0092*TUBOL*TUBOL*TUBOL;
If DEX=0.75 Then Begin FDI:=0.9; FDCM:=1.15 End;
If DEX=1.00 Then Begin FDI:=1.0; FDCM:=1 End;
If DEX=1.25 Then Begin FDI:=1.15; FDCM:=0.9 End;
If DEX=1.50 Then Begin FDI:=1.35; FDCM:=0.75 End;
If AE<=37.17 Then FPR:=1.02;
If (AE>37.17) and (AE<=92.93) Then FPR:=1.06;
If (AE>92.93) and (AE<=371.74) Then FPR:=1.2;
If CAB=1 Then FCA:=0.8;
If CAB=0 Then FCA:=1.0;
CCON:=FL*FDI*FPR*FCA*AE*A*POT(AE,B);
CINS:=CCON*FINS/100;
CTOT:=CCON+CINS;
CANOR:=CTOT/ANOS

```

```

CELET:=CELEC*POT1*20*DIAS;
CNANTA:=EDCN*ELCN*AE*CMANTP;
CTOA:=CELET+CNANTA;
CANOAL=CTOA+CANOR;
End;

```

Procedure Results;

```

Begin
  ClrScr;
  Writeln('          *** PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADOR DE CORAZA Y TUBOS ***');
  Writeln;
  Write(' RESULTADOS DE CALCULO PARA:');
  Writeln(' LONG=',TUBOL:4:2,' ■   DIAM TUBO=',DEX:4:2,' Plg', ' PASOS=',PASOS:1);
  Writeln('          Descripción          Sobrecalent.   Condensación   Total');
  Writeln(' Calor          Kcal/h          ,QS:15:2,QC:15:2,QT:15:2);
  Writeln(' Area          m²          ,AS2:15:3,AC2:15:2,AE:15:2);
  Writeln(' Dif Temp Media Log °C          ,DTMLR:15:3,DTMLC:15:2,DTML2:15:2);
  Writeln(' Coef Global Trans Kcal/h m² °C ,US2:15:2,UC2:15:2,UO:15:2);
  Writeln;
  Writeln(' #carcaza ■          = ,DIC1:8:4,'          Vel Agua tubos   m/s = ,VF:8:2);
  Writeln(' Número de Tubos   Unds = ,TUBOS:8,'          Temp. Salida Agua °C = ,TSA2:8:2);
  Writeln(' Caudal           m³/h = ,QB:8:2,'          Potencia Bomba   KW = ,POT1:8:2);
  Writeln(' #int tub. sist.  ■          = ,DS:8:2,'          Vel. tub. sist.  m/s = ,V1:8:2);
  Writeln;
  Writeln(' RESULTADOS DE CAIDA DE PRESION Y COSTOS');
  Writeln('          Descripción          Coraza   Tubos   Sistema   Total');
  Writeln(' Caída de presión   kg/cm²   ,CPCOR:10:6,CPT:10:6,CPSIS:12:6,CPAG:12:6);
  Writeln;
  Writeln('          Descripción          Energia   Mantenimiento   Total');
  Writeln(' Costo de Operación  $/año   ,CELET:15:2,CNANTA:15:2,CTOA:15:2);
  Writeln;
  Writeln('          Descripción          Condensador  Instalación  Total   $/año');
  Writeln(' Costo del Cond.    $          ,CCON:10:2,CINS:12:2,CTOT:12:2,CTOTA:11:2);
  Writeln;
  Write(' COSTO TOTAL ANUAL $/año :',CANOR:10:2);
  Gotoxy(55,25);Write(' Desea Imprimir (s/n)...');zs:=Upcase(Readkey);
  If (zs='S') or (zs='s')
  Then
  Begin
    ClrScr;
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS');
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = ',TUBOL:6:2,' m');
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst,'          CUADRO COMPARATIVO DE SOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION');
    Writeln(Lst,'          -----');
    Writeln(Lst,' Descripción          Sobrec.   Condens.   Global');
    Writeln(Lst,'          -----');
    Writeln(Lst,' Calor          Kcal/h          ,QS:9:2,QC:11:2,QT:11:2);

```

```

Writeln(Lst, Area m2 , AS2:9:2, AC2:11:2, AE:11:2);
Writeln(Lst, Dif Temp Med Log °C , DTMLB:9:2, DTMLC:11:2, DTML2:11:2);
Writeln(Lst, Coef Glob Calor Kcal/h m2 °C , US2:9:2, UC2:11:2, UO:11:2);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, ** RESULTADOS DE DISEÑO );
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, Diámetro Interior de la Coraza m : , DIC1:8:3);
Writeln(Lst, Número de Tubos Unds : , TUBOS:8);
Writeln(Lst, Veloc del Agua-Tubos del Cond. m/s : , VF:8:2);
Writeln(Lst, Temperatura de Salida Agua °C : , TSA2:8:2);
Writeln(Lst, Caudal de Agua m3/h : , QB:8:2);
Writeln(Lst, Potencia de la Bomba de Agua KW : , POT1:8:2);
Writeln(Lst, Diam. Interior-Tuberia del Sistema m : , DS:8:2);
Writeln(Lst, Veloc del agua-Tuberia del Sistema m/s : , V1:8:2);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, ** CAIDA DE PRESION );
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, Caída de Presión del vapor-Coraza Kg/cm2 : , CPCOR:8:4);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, Caída de Presión del Agua-Tubos Kg/cm2 : , CPT:8:4);
Writeln(Lst, Caída de Presión del Agua-Sistema Kg/cm2 : , CPSIS:8:4);
Writeln(Lst, Caída de Presión del Agua-Total Kg/cm2 : , CPAG:8:4);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, ** COSTO DE OPERACION );
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, Costo de Energia $/año : , CELET:8:1);
Writeln(Lst, Costo de Mantenimiento $/año : , CHANTA:8:1);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, Costo de Operación $/año : , CTOA:8:1);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, ** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO );
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, Costo del Condensador $ : , CCON:8:1);
Writeln(Lst, Costo de Instalación $ : , CINS:8:1);
Writeln(Lst, Costo del Condensador Instalado $ : , CTOT:8:1);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, Costo del Condensador Amortizado $/año : , CTOTA:8:1);
Writeln(Lst);
Writeln(Lst, ** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR $/año : , CAMOR:8:1); End;
End;

```

```

Begin (*Programa principal*)

```

```

Repeat

```

```

  Leoper;

```

```

  Repeat

```

```

    Leedis;

```

```

    Repeat

```

```

      Calcula;

```

```

      CpTubos;

```



```
CpSistema;  
CpCoraza;  
Costos;  
Resulta;  
TUBOL:=TUBOL+STEP;  
Until TUBOL>TUBOLE;  
Gotoxy(47,25);Write('Otros Datos de Diseño (e/n)...');aa:=Upcase(ReadKey);  
Until (aa='N') Or (aa='n');  
Gotoxy(47,25);Write('Otros Datos de Operación (e/n)...');aa:=Upcase(ReadKey);  
Until (aa='N') Or (aa='n');  
End. (*Programa principal*)
```

ANALISIS DE COSTOS

Existirán muchos diseños que podrán satisfacer las condiciones solicitadas, en cuanto a: la cantidad de calor que deberán disipar, temperaturas de operación, y flujos de fluidos que deberán circular a través de él. Estos condensadores se diferencian unos de otros en el diámetro y longitud de los tubos, el espaciamiento de los tubos y deflectores, el número de pasos, el arreglo de los tubos y el tipo de cabezal. Todos ellos, podrán satisfacer los requerimientos del proceso determinado, pero habrá alguno que nos proporcione mayores ventajas económicas.

4.1 Aplicación del programa

El condensador económico se determinará realizando una serie de diseños variando el diámetro de los tubos y el número de pasos para un rango de longitud de los tubos, y mediante un estudio comparativo seleccionar el condensador que presente las mayores ventajas de operación y diseño, de tal manera que su costo anual no resulte elevado. Los cálculos, serán realizados por el programa de cálculo desarrollado.

En el programa de cálculo consideramos un costo de mantenimiento de 10 dolares por metro cuadrado de superficie, un costo de la energia de 0.2 dolares/Kw-h, y una eficiencia de la bomba del 60 por ciento, también se considera una operación del equipo 350 días al año por 20 horas diarias. El tiempo de amortización del condensador se estima en 4 años, y el costo de instalación del equipo lo consideramos en 10 por ciento del costo del condensador.

La tubería del sistema de bombeo será de acero con una rugosidad absoluta de 0.00457 mm, estimandose en 6.0 m la longitud total requerida, así mismo la altura estática entre la succión y la descarga será de 2.0 m, la longitud equivalente (L/D) por válvulas y accesorios se estima en 161. El coeficiente de resistencia total entre la succión y la descarga se considerará en 1.5.

Puesto que los tubos muchas veces son obtenibles en longitudes preferentemente de 2.44, 3.66, 4.88 y 6.10 m (8, 12, 16 y 20 pies), se diseñará en base a estos valores.

A continuación presentamos los formatos de ingreso de datos del programa de cálculo, así como los resultados que se obtienen para 4 pasos y para el rango de longitud indicado. Para el presente estudio, consideraremos un D.E. de los tubos de 1.00, 1.25, y 1.50 plg. También todos los diseños tendrán un arreglo de tubos triangular, y de cabezal fijo.

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

LECTURA DE DATOS

** DATOS DEL VAPOR

Calor Total a Disipar	Kcal/Kg	:	529733.0
Flujo Másico	Kg/h	:	1681.5
Calor Latente de Vaporización	Kcal/Kg	:	267.7
Temperatura de Entrada	°C	:	104.0
Temperatura de Condensación	°C	:	35.7
Presión de Condensación	Kg/cm ²	:	14.0

** DATOS DEL AGUA

Temperatura de Entrada	°C	:	28.0
Velocidad inicial en los Tubos	m/s	:	1.0

** DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO

Rugosidad Abs. de las Tuberías	mm	:	0.00457
Altura Estática Entrada y Salida	m	:	2.0
Long de Tuberías Total-Succ y Desc	m	:	6.0
Long Equiv Total-Válvulas, accesorios	(L/D)	:	161.0
Coef de Resist Total-Succ y Desc		:	1.5

** DATOS DE DISEÑO DEL CONDENSADOR

Diámetro Exterior de los Tubos	Flg	:	1.00
Diámetro Interior de los Tubos	Flg	:	0.834
Paso de los Tubos	m	:	0.03175
Espaciamiento entre Deflectores	m	:	0.30
Arreglo de los Tubos (Tri=1/Cuad=0)		:	1
Tipo de Cabezal (Fij=1/Flot=0)		:	1
Nro. de Pasos de los Tubos		:	4

** RANGO DE CALCULO

Longitud Inicial	m	:	2.44
Longitud Final	m	:	6.10
Incremento de Long.	m	:	1.22

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 2.44 m

CUADRO COMPARATIVO DE SOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Sobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	38.96	76.88	115.65
Dif Temp Med Log	°C	24.26	5.91	6.67
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	84.18	990.27	685.52

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.389
Número de Tubos	Unds	:	594
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.76
Temperatura de Salida Agua	°C	:	31.85
Caudal de Agua	m ³ /h	:	143.20
Potencia de la Bomba de Agua	KW	:	1.97
Diam. Interior-Tuberia del Sistema	m	:	0.21
Veloc del agua-Tuberia del Sistema	m/s	:	1.19

** CAIDA DE PRESION

Caída de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0024
Caída de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.0669
Caída de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2363
Caída de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.3032

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	2758.9
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	1040.9
Costo de Operación	\$/año	:	3799.8

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	14324.4
Costo de Instalación	\$:	1432.4
Costo del Condensador Instalado	\$:	15756.8
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	3939.2

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR \$/año : 7739.0

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 3.66 m

CUADRO COMPARATIVO DE SOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Sobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.84	529733.00
Area	m ²	37.56	78.56	115.95
Dif Temp Med Log	°C	22.75	5.43	6.13
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	93.13	1055.87	744.47

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.736
Número de Tubos	Unds	:	397
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.92
Temperatura de Salida Agua	°C	:	32.76
Caudal de Agua	m ³ /h	:	115.35
Potencia de la Bomba de Agua	KW	:	1.85
Diam. Interior-Tubería del Sistema	m	:	0.21
Veloc del agua-Tubería del Sistema	m/s	:	0.96

** CAIDA DE PRESION

Caída de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0033
Caída de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.1261
Caída de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2257
Caída de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.3513

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	2589.9
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	1159.5
Costo de Operación	\$/año	:	3749.4

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	12145.5
Costo de Instalación	\$:	1214.6
Costo del Condensador Instalado	\$:	13360.1
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	3340.0

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR \$/año : 7089.4

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 4.88 m

CUADRO COMPARATIVO DE SOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Sobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	40.41	92.67	132.79
Dif Temp Med Log	°C	20.44	4.69	5.30
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	96.37	1036.38	750.94

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.636
Número de Tubos	Unds	:	341
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.85
Temperatura de Salida Agua	°C	:	34.02
Caudal de Agua	m ³ /h	:	91.72
Potencia de la Bomba de Agua	KW	:	1.47
Diam. Interior-Tuberia del Sistema	m	:	0.21
Veloc del agua-Tuberia del Sistema	m/s	:	0.76

** CAIDA DE PRESION

Caída de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0050
Caída de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.1346
Caída de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2180
Caída de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.3526

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	2055.1
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	1527.1
Costo de Operación	\$/año	:	3582.2

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	11887.1
Costo de Instalación	\$:	1188.7
Costo del Condensador Instalado	\$:	13075.9
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	3269.0

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR \$/año : 6851.2

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 6.10 m

CUADRO COMPARATIVO DE SOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Sobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	41.47	98.29	140.67
Dif Temp Med Log	°C	19.12	4.27	4.83
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	100.38	1061.52	778.36

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.635
Número de Tubos	Unds	:	289
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.91
Temperatura de Salida Agua	°C	:	34.65
Caudal de Agua	m ³ /h	:	83.05
Potencia de la Bomba de Agua	KW	:	1.59
Diam. Interior-Tubería del Sistema	m	:	0.15
Veloc del agua-Tubería del Sistema	m/s	:	1.24

** CAIDA DE PRESION

Caida de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0064
Caida de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.1815
Caida de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2412
Caida de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.4227

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	2230.9
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	1758.1
Costo de Operación	\$/año	:	3989.0

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	11652.9
Costo de Instalación	\$:	1165.3
Costo del Condensador Instalado	\$:	12818.2
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	3204.5

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR

\$/año : 7193.5

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

LECTURA DE DATOS

** DATOS DEL VAPOR

Calor Total a Disipar	Kcal/Kg	:	529733.0
Flujo Másico	Kg/h	:	1681.5
Calor Latente de Vaporización	Kcal/Kg	:	267.7
Temperatura de Entrada	°C	:	104.0
Temperatura de Condensación	°C	:	35.7
Presión de Condensación	Kg/cm ²	:	14.0

** DATOS DEL AGUA

Temperatura de Entrada	°C	:	28.0
Velocidad inicial en los Tubos	m/s	:	1.0

** DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO

Rugosidad Abs. de las Tuberías	mm	:	0.00457
Altura Estática Entrada y Salida	m	:	2.0
Long de Tuberías Total-Succ y Desc	m	:	6.0
Long Equiv Total-Válvulas, accesorios	(L/D)	:	161.0
Coef de Resist Total-Succ y Desc		:	1.5

** DATOS DE DISEÑO DEL CONDENSADOR

Diámetro Exterior de los Tubos	Plg	:	1.25
Diámetro Interior de los Tubos	Plg	:	1.080
Paso de los Tubos	m	:	0.03963
Espaciamiento entre Deflectores	m	:	0.30
Arreglo de los Tubos (Tri=1/Cuad=0)		:	1
Tipo de Cabezal (Fij=1/Flot=0)		:	1
Nro. de Pasos de los Tubos		:	4

** RANGO DE CALCULO

Longitud Inicial	m	:	2.44
Longitud Final	m	:	6.10
Incremento de Long.	m	:	1.22

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 2.44 m

CUADRO COMPARATIVO DE DESOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Desobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	42.52	71.33	113.66
Dif Temp Med Log	°C	25.78	6.40	7.21
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	72.60	986.10	644.91

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.991
Número de Tubos	Unds	:	467
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.77
Temperatura de Salida del Agua	°C	:	30.88
Caudal de Agua requerido	m ³ /h	:	191.77
Potencia de la Bomba	KW	:	2.47
Diam. Interior-Tubería del Sistema	m	:	0.26
Veloc del agua-Tubería del Sistema	m/s	:	1.00

** CAIDA DE PRESION

Caida de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0023
Caida de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.0570
Caida de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2263
Caida de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.2834

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	3453.0
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	920.6
Costo de Operación	\$/año	:	4373.7

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	16318.9
Costo de Instalación	\$:	1631.9
Costo del Condensador Instalado	\$:	17950.8
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	4487.7

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR \$/año : 8861.4

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 3.66 m

CUADRO COMPARATIVO DE DESORRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Desobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	41.94	77.62	119.38
Dif Temp Med Log	°C	23.97	5.82	6.56
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	79.18	996.82	674.95

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.838
Número de Tubos	Unde	:	327
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.79
Temperatura de Salida del Agua	°C	:	32.04
Caudal de Agua requerido	m ³ /h	:	136.71
Potencia de la Bomba	KW	:	1.92
Diam. Interior-Tuberia del Sistema	m	:	0.21
Veloc del agua-Tuberia del Sistema	m/s	:	1.14

** CAIDA DE PRESION

Caida de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0032
Caida de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.0758
Caida de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2336
Caida de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.3094

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	2688.0
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	1074.4
Costo de Operación	\$/año	:	3762.4

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	14189.1
Costo de Instalación	\$:	1418.9
Costo del Condensador Instalado	\$:	15608.0
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	3902.0

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR \$/año : 7664.4

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 4.88 m

CUADRO COMPARATIVO DE DESOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Desobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	41.16	79.78	120.72
Dif Temp Med Log	°C	22.79	5.44	6.14
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	84.86	1037.63	713.38

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.736
Número de Tubos	Unde	:	248
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.88
Temperatura de Salida del Agua	°C	:	32.74
Caudal de Agua requerido	m ³ /h	:	116.35
Potencia de la Bomba	KW	:	1.80
Diam. Interior-Tuberia del Sistema	m	:	0.21
Veloc del agua-Tuberia del Sistema	m/s	:	0.97

** CAIDA DE PRESION

Caída de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0043
Caída de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.1147
Caída de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2259
Caída de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.3406

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	2517.8
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	1249.5
Costo de Operación	\$/año	:	3767.3

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	12984.4
Costo de Instalación	\$:	1298.4
Costo del Condensador Instalado	\$:	14282.9
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	3570.7

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR \$/año : 7338.0

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 6.10 m

CUADRO COMPARATIVO DE DESOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Desobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	42.47	87.31	129.60
Dif Temp Med Log	°C	21.29	4.96	5.61
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	88.00	1039.30	727.99

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.686
Número de Tubos	Unde	:	213
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.87
Temperatura de Salida del Agua	°C	:	33.57
Caudal de Agua requerido	m ³ /h	:	99.02
Potencia de la Bomba	KW	:	1.59
Diam. Interior-Tuberia del Sistema	m	:	0.21
Veloc del agua-Tuberia del Sistema	m/s	:	0.82

** CAIDA DE PRESION

Caída de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0054
Caída de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.1330
Caída de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2202
Caída de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.3532

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	2222.5
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	1457.7
Costo de Operación	\$/año	:	3680.3

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	12820.5
Costo de Instalación	\$:	1282.0
Costo del Condensador Instalado	\$:	14102.5
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	3525.6

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR \$/año : 7205.9

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

LECTURA DE DATOS

** DATOS DEL VAPOR

Calor Total a Disipar	Kcal/Kg	:	529733.0
Flujo Másico	Kg/h	:	1681.5
Calor Latente de Vaporización	Kcal/Kg	:	267.7
Temperatura de Entrada	°C	:	104.0
Temperatura de Condensación	°C	:	35.7
Presión de Condensación	Kg/cm ²	:	14.0

** DATOS DEL AGUA

Temperatura de Entrada	°C	:	28.0
Velocidad inicial en los Tubos	m/s	:	1.0

** DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO

Rugosidad Abs. de las Tuberías	mm	:	0.00457
Altura Estática Entrada y Salida	m	:	2.0
Long de Tuberías Total-Succ y Desc	m	:	6.0
Long Equiv Total-Válvulas, accesorios	(L/D)	:	161.0
Coef de Resist Total-Succ y Desc		:	1.5

** DATOS DE DISEÑO DEL CONDENSADOR

Diámetro Exterior de los Tubos	Flg	:	1.50
Diámetro Interior de los Tubos	Flg	:	1.330
Paso de los Tubos	m	:	0.04762
Espaciamiento entre Deflectores	m	:	0.30
Arreglo de los Tubos	(Tri=1/Cuad=0)	:	1
Tipo de Cabezal	(Fij=1/Flot=0)	:	1
Nro. de Pasos de los Tubos		:	4

** RANGO DE CALCULO

Longitud Inicial	m	:	2.44
Longitud Final	m	:	6.10
Incremento de Long.	m	:	1.22

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 2.44 m

CUADRO COMPARATIVO DE DESOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Desobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	45.21	63.42	108.64
Dif Temp Med Log	°C	27.13	6.84	7.70
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	64.88	1038.34	633.20

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	1.067
Número de Tubos	Unds	:	372
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.94
Temperatura de Salida del Agua	°C	:	29.96
Caudal de Agua requerido	m ³ /h	:	282.08
Potencia de la Bomba	KW	:	3.83
Diam. Interior-Tubería del Sistema	m	:	0.31
Veloc del agua-Tubería del Sistema	m/s	:	1.03

** CAIDA DE PRESION

Caída de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0017
Caída de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.0724
Caída de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2268
Caída de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.2992

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	5363.2
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	733.3
Costo de Operación	\$/año	:	6096.5

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	18695.9
Costo de Instalación	\$:	1869.6
Costo del Condensador Instalado	\$:	20565.5
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	5141.4

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR \$/año : 11237.9

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 3.66 m

CUADRO COMPARATIVO DE DESOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Desobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	43.27	67.39	110.83
Dif Temp Med Log	°C	25.78	6.40	7.22
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	71.35	1043.66	663.49

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.889
Número de Tubos	Unde	:	253
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.94
Temperatura de Salida del Agua	°C	:	30.88
Caudal de Agua requerido	m ³ /h	:	191.84
Potencia de la Bomba	KW	:	2.76
Diam. Interior-Tuberia del Sistema	m	:	0.26
Veloc del agua-Tuberia del Sistema	m/s	:	1.00

** CAIDA DE PRESION

Caída de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0025
Caída de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.0905
Caída de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2263
Caída de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.3168

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	3862.1
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	831.3
Costo de Operación	\$/año	:	4693.4

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	16002.1
Costo de Instalación	\$:	1600.2
Costo del Condensador Instalado	\$:	17602.3
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	4400.6

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR

\$/año : 9093.9

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO COFAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 4.88 m

CUADRO COMPARATIVO DE DESOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Desobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	42.70	71.43	113.90
Dif Temp Med Log	°C	24.52	5.99	6.76
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	76.02	1051.19	686.35

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.787
Número de Tubos	Unds	:	195
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.95
Temperatura de Salida del Agua	°C	:	31.69
Caudal de Agua requerido	m ³ /h	:	149.44
Potencia de la Bomba	KW	:	2.37
Diam. Interior-Tuberia del Sistema	m	:	0.21
Veloc del agua-Tuberia del Sistema	m/s	:	1.24

** CAIDA DE PRESION

Caida de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0038
Caida de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.1107
Caida de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2390
Caida de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.3497

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	3320.4
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	982.4
Costo de Operación	\$/año	:	4302.9

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	14771.8
Costo de Instalación	\$:	1477.2
Costo del Condensador Instalado	\$:	16248.9
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	4062.2

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR \$/año : 8365.1

PROGRAMA DE CALCULO DE CONDENSADORES TIPO CORAZA Y TUBOS

RESULTADOS PARA UNA LONGITUD DE TUBOS = 6.10 m

CUADRO COMPARATIVO DE DESOBRECALENTAMIENTO Y CONDENSACION

Descripción		Desobrec.	Condens.	Global
Calor	Kcal/h	79582.06	450150.94	529733.00
Area	m ²	44.07	79.53	123.39
Dif Temp Med Log	°C	22.98	5.50	6.21
Coef Glob Calor	Kcal/h m ² °C	78.58	1029.24	690.25

** RESULTADOS DE DISEÑO

Diámetro Interior de la Coraza	m	:	0.736
Número de Tubos	Unde	:	169
Veloc del Agua-Tubos del Cond.	m/s	:	0.87
Temperatura de Salida del Agua	°C	:	32.63
Caudal de Agua requerido	m ³ /h	:	119.15
Potencia de la Bomba	KW	:	1.82
Diam. Interior-Tuberia del Sistema	m	:	0.21
Veloc del agua-Tuberia del Sistema	m/s	:	0.99

** CAIDA DE PRESION

Caída de Presión del vapor-Coraza	Kg/cm ²	:	0.0046
Caída de Presión del Agua-Tubos	Kg/cm ²	:	0.1105
Caída de Presión del Agua-Sistema	Kg/cm ²	:	0.2269
Caída de Presión del Agua-Total	Kg/cm ²	:	0.3374

** COSTO DE OPERACION

Costo de Energia	\$/año	:	2554.8
Costo de Mantenimiento	\$/año	:	1156.6
Costo de Operación	\$/año	:	3711.4

** COSTO DEL CONDENSADOR AMORTIZADO

Costo del Condensador	\$:	14656.5
Costo de Instalación	\$:	1465.7
Costo del Condensador Instalado	\$:	16122.2
Costo del Condensador Amortizado	\$/año	:	4030.5

** COSTO ANUAL DEL CONDENSADOR \$/año : 7742.0

Además de los resultados presentados anteriormente, se han evaluado soluciones para dos pasos y un paso, y para los mismos diámetros y longitudes de tubos. Es decir para $L=2.44, 3.66, 4.88, 6.10$ m y un diámetro exterior D.E. de 1.00, 1.25, y 1.50 plg, proporcionándose un total de 36 diseños que cumplen las condiciones requeridas del proceso.

En las tablas 11, 12 y 13 se han resumido dichos resultados para cuatro pasos, dos pasos y un paso respectivamente, y para un diámetro de los tubos de: a. 1.00 plg, b. 1.25 plg, c. 1.50 plg, y serán utilizados en análisis posteriores.

Pueden todavía evaluarse muchas soluciones, según sean la longitud de los tubos que pueden no ser estandares, además de otros diámetros de los tubos, siempre que las dimensiones del condensador permanezca dentro de los límites establecidos por los diámetros de coraza normalizados en el acápite 3.1.1.

Las tablas 11, 12 y 13 han sido confeccionadas a partir de los resultados del programa de cálculo, presentándose los valores hallados más importantes. Así mismo, cabe recordar que cualquiera de los diseños allí presentados, disipa un calor de 529,733 Kcal/h, equivalente a la mitad de la carga total que requiere disipar el sistema de refrigeración de la embarcación. Por tanto, como ya se mencionó, será necesario dos condensadores iguales, que operen simultáneamente y en paralelo.

Tabla 11. Resumen de calculo para 4 pases

a. D.E. 1.00 plg

L	DIC	TUBOS	VEL	TSA	AREA	CAUDAL	CP AGUA	POT	CP VAPOR	C. OPER	C. COND	C. TOTAL
m	m	unds	m/s	°C	m ²	m ³	Kg/cm ²	KW	Kg/cm ²	\$/año	\$/año	\$/año
2.44	0.889	594	0.76	31.85	115.65	143.20	0.3032	1.97	0.0024	3799.8	3939.2	7739.0
3.66	0.736	397	0.92	32.76	115.95	115.85	0.3518	1.85	0.0038	3749.4	3340.0	7089.4
4.88	0.686	341	0.85	34.02	132.79	91.72	0.3526	1.47	0.0050	3582.2	3268.9	6851.1
6.10	0.635	289	0.91	34.65	140.67	83.05	0.4227	1.59	0.0064	3989.0	3204.5	7193.5

b. D.E. 1.25 plg

L	DIC	TUBOS	VEL	TSA	AREA	CAUDAL	CP AGUA	POT	CP VAPOR	C. OPER	C. COND	C. TOTAL
m	m	unds	m/s	°C	m ²	m ³	Kg/cm ²	KW	Kg/cm ²	\$/año	\$/año	\$/año
2.44	0.911	467	0.77	30.88	113.66	191.77	0.2834	2.47	0.0022	4373.6	4487.7	8861.3
3.66	0.838	327	0.79	32.04	119.38	136.71	0.3094	1.92	0.0032	3762.4	3902.0	7664.4
4.88	0.736	248	0.88	32.74	120.72	116.35	0.3406	1.80	0.0043	3767.3	3570.7	7338.0
6.10	0.686	213	0.87	33.57	129.60	99.02	0.3532	1.59	0.0053	3680.3	3525.6	7205.9

c. D.E. 1.50 plg

L	DIC	TUBOS	VEL	TSA	AREA	CAUDAL	CP AGUA	POT	CP VAPOR	C. OPER	C. COND	C. TOTAL
m	m	unds	m/s	°C	m ²	m ³	Kg/cm ²	KW	Kg/cm ²	\$/año	\$/año	\$/año
2.44	1.067	372	0.94	29.96	108.64	282.08	0.2992	3.83	0.0017	6096.5	5141.4	11237.9
3.66	0.889	253	0.94	30.88	110.83	191.84	0.3168	2.76	0.0025	4693.3	4400.6	9093.9
4.88	0.787	195	0.95	31.69	113.90	149.44	0.3497	2.37	0.0038	4302.9	4062.2	8365.1
6.10	0.736	169	0.87	32.63	123.39	119.15	0.3374	1.82	0.0046	3711.4	4030.5	7741.9

Tabla 12. Resumen de calculo para 2 pasos

a. D.E. 1.00 plg

L m	DIC m	TUBOS unds	VEL m/s	TSA °C	AREA m ²	CAUDAL m ³	CP AGUA Kg/cm ²	POT KW	CP VAPOR Kg/cm ²	C. OPER \$/año	C. COND \$/año	C. TOTAL \$/año
2.44	0.787	483	0.97	29.86	94.04	296.61	0.2818	3.79	0.0027	6157.5	3522.9	9680.4
3.66	0.686	360	0.76	31.16	105.14	174.48	0.2675	2.12	0.0040	4016.9	3168.1	7185.0
4.88	0.584	255	0.98	31.48	99.30	158.53	0.3312	2.38	0.0068	4478.0	2794.2	7272.2
6.10	0.540	215	0.95	32.24	104.65	130.12	0.3310	1.95	0.0073	4044.9	2731.5	6776.4

b. D.E. 1.25 plg

L m	DIC m	TUBOS unds	VEL m/s	TSA °C	AREA m ²	CAUDAL m ³	CP AGUA Kg/cm ²	POT KW	CP VAPOR Kg/cm ²	C. OPER \$/año	C. COND \$/año	C. TOTAL \$/año
2.44	0.940	441	0.68	29.72	107.33	319.96	0.2555	3.71	0.0018	6064.2	4351.0	10415.2
3.66	0.787	302	0.66	30.59	110.25	213.33	0.2590	2.51	0.0034	4502.7	3737.9	8240.6
4.88	0.686	225	0.73	31.16	109.52	174.73	0.2632	2.09	0.0046	4056.1	3387.9	7444.0
6.10	0.635	191	0.69	31.95	116.21	139.80	0.2777	1.76	0.0057	3774.1	3324.1	7098.2

c. D.E. 1.50 plg

L m	DIC m	TUBOS unds	VEL m/s	TSA °C	AREA m ²	CAUDAL m ³	CP AGUA Kg/cm ²	POT KW	CP VAPOR Kg/cm ²	C. OPER \$/año	C. COND \$/año	C. TOTAL \$/año
2.44	1.067	393	0.61	29.43	114.78	385.50	0.2511	4.39	0.0017	6926.4	5296.1	12222.5
3.66	0.838	235	0.87	29.68	102.95	329.09	0.2735	4.08	0.0026	6491.1	4228.6	10719.7
4.88	0.736	178	0.86	30.23	103.97	246.97	0.2859	3.20	0.0035	5383.6	3867.0	9250.6
6.10	0.686	153	0.76	31.04	111.71	181.18	0.2641	2.17	0.0043	4088.2	3819.8	7908.0

Tabla 12. Resumen de calculo para 2 pases

a. D.E. 1.00 plg

L	DIC	TUBOS	VEL	TSA	AREA	CAUDAL	CP AGUA	POT	CP VAPOR	C. OPER	C. COND	C. TOTAL
m	m	unds	m/s	°C	m ²	m ³	Kg/cm ²	KW	Kg/cm ²	\$/año	\$/año	\$/año
2.44	0.787	483	0.97	29.86	94.04	296.61	0.2818	3.79	0.0027	6157.5	3522.9	9680.4
3.66	0.686	360	0.76	31.16	105.14	174.48	0.2675	2.12	0.0040	4016.9	3168.1	7185.0
4.88	0.584	255	0.98	31.48	99.30	158.53	0.3312	2.38	0.0068	4478.0	2794.2	7272.2
6.10	0.540	215	0.95	32.24	104.65	130.12	0.3310	1.95	0.0073	4044.9	2731.5	6776.4

b. D.E. 1.25 plg

L	DIC	TUBOS	VEL	TSA	AREA	CAUDAL	CP AGUA	POT	CP VAPOR	C. OPER	C. COND	C. TOTAL
m	m	unds	m/s	°C	m ²	m ³	Kg/cm ²	KW	Kg/cm ²	\$/año	\$/año	\$/año
2.44	0.940	441	0.68	29.73	107.33	319.96	0.2555	3.71	0.0018	6064.2	4351.0	10415.2
3.66	0.787	302	0.66	30.59	110.25	213.33	0.2590	2.51	0.0034	4502.7	3737.9	8240.6
4.88	0.686	225	0.73	31.16	109.52	174.73	0.2632	2.09	0.0046	4056.1	3387.9	7444.0
6.10	0.635	191	0.69	31.95	116.21	139.80	0.2777	1.76	0.0057	3774.1	3324.1	7098.2

c. D.E. 1.50 plg

L	DIC	TUBOS	VEL	TSA	AREA	CAUDAL	CP AGUA	POT	CP VAPOR	C. OPER	C. COND	C. TOTAL
m	m	unds	m/s	°C	m ²	m ³	Kg/cm ²	KW	Kg/cm ²	\$/año	\$/año	\$/año
2.44	1.067	393	0.61	29.43	114.78	385.50	0.2511	4.39	0.0017	6926.4	5296.1	12222.5
3.66	0.838	235	0.87	29.68	102.95	329.09	0.2735	4.08	0.0026	6491.1	4228.6	10719.7
4.88	0.736	178	0.86	30.23	103.97	246.97	0.2859	3.20	0.0035	5383.6	3867.0	9250.6
6.10	0.686	153	0.73	31.04	111.71	181.18	0.2641	2.17	0.0043	4088.2	3819.8	7908.0

4.2 Influencia del dimensionamiento en el costo del condensador

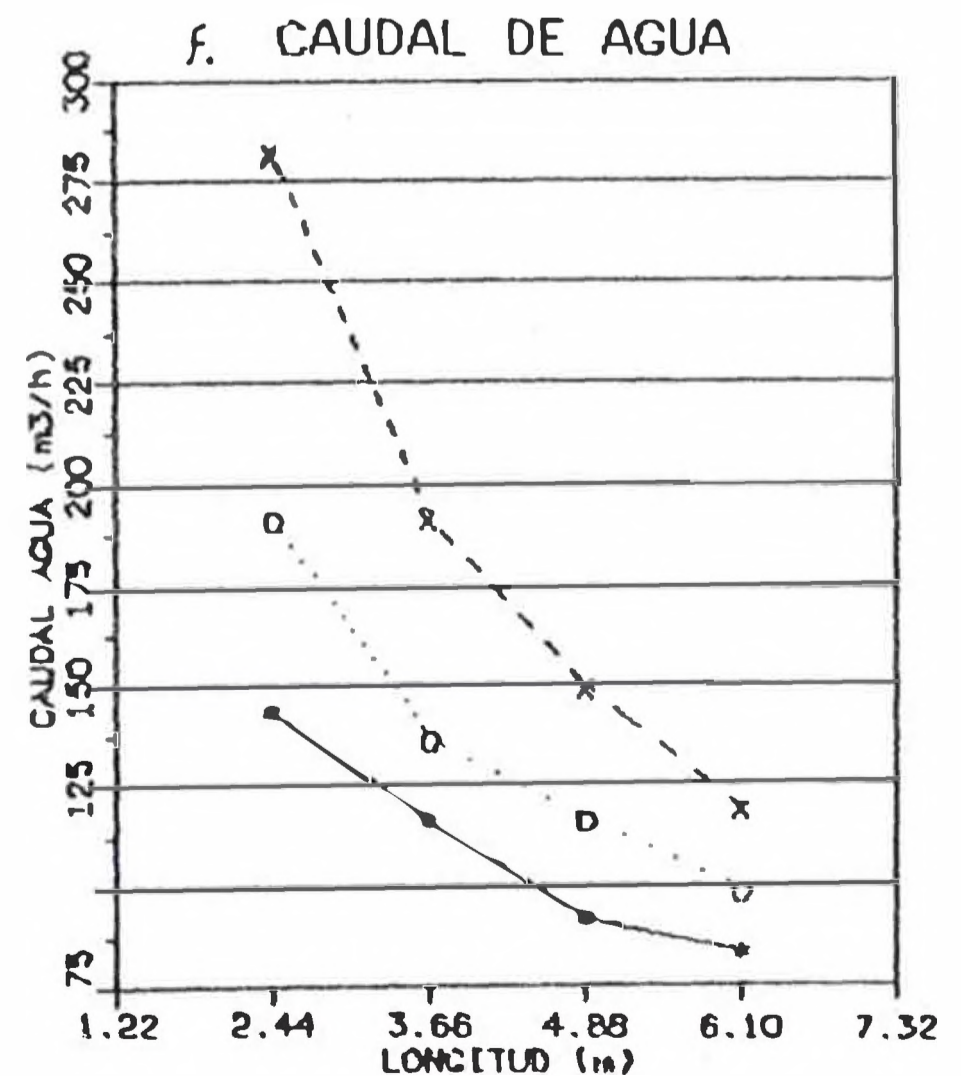
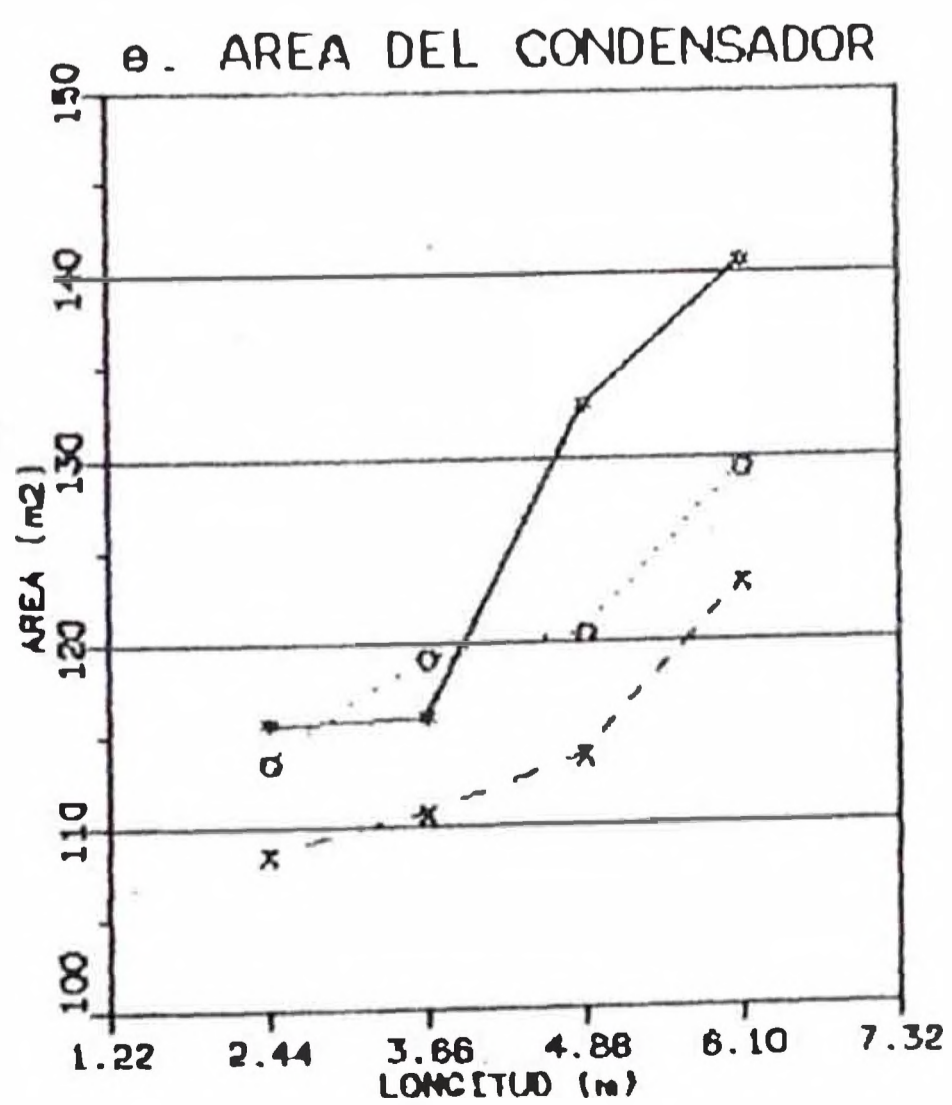
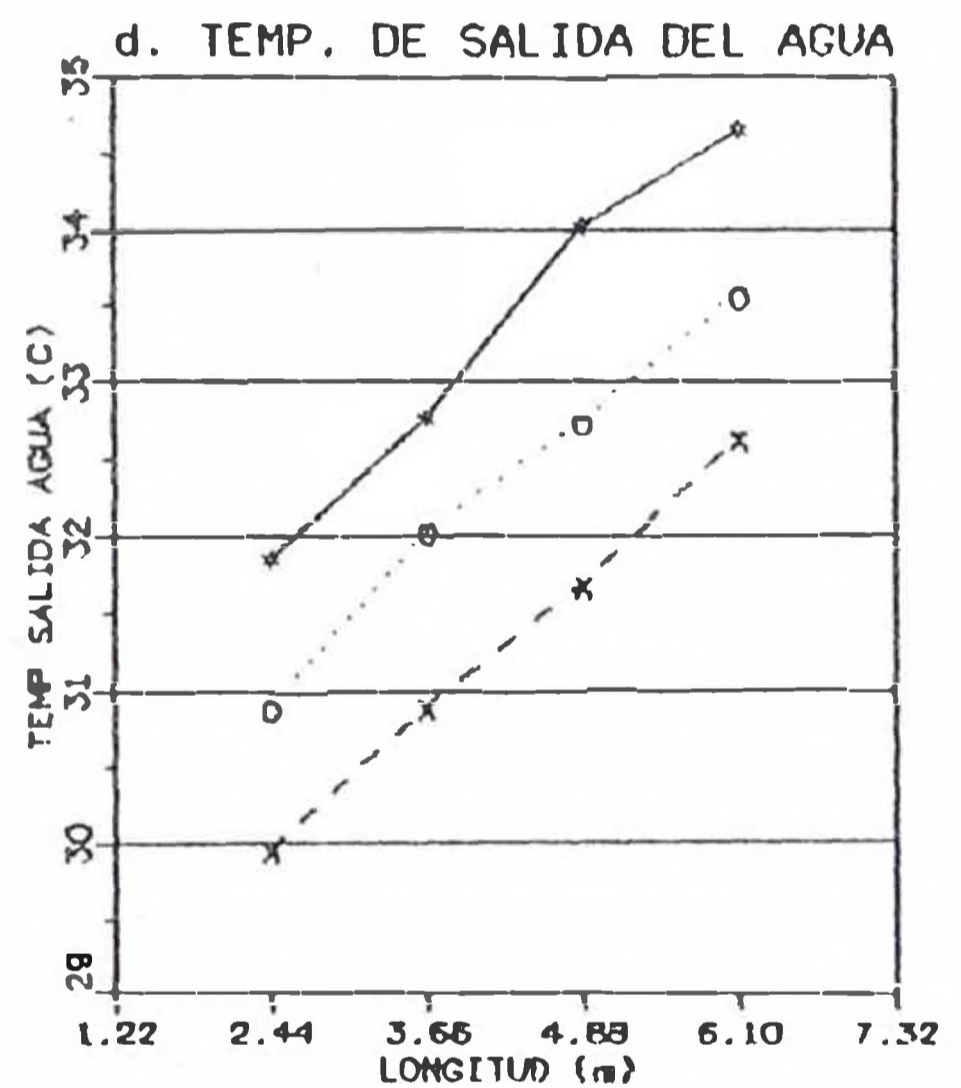
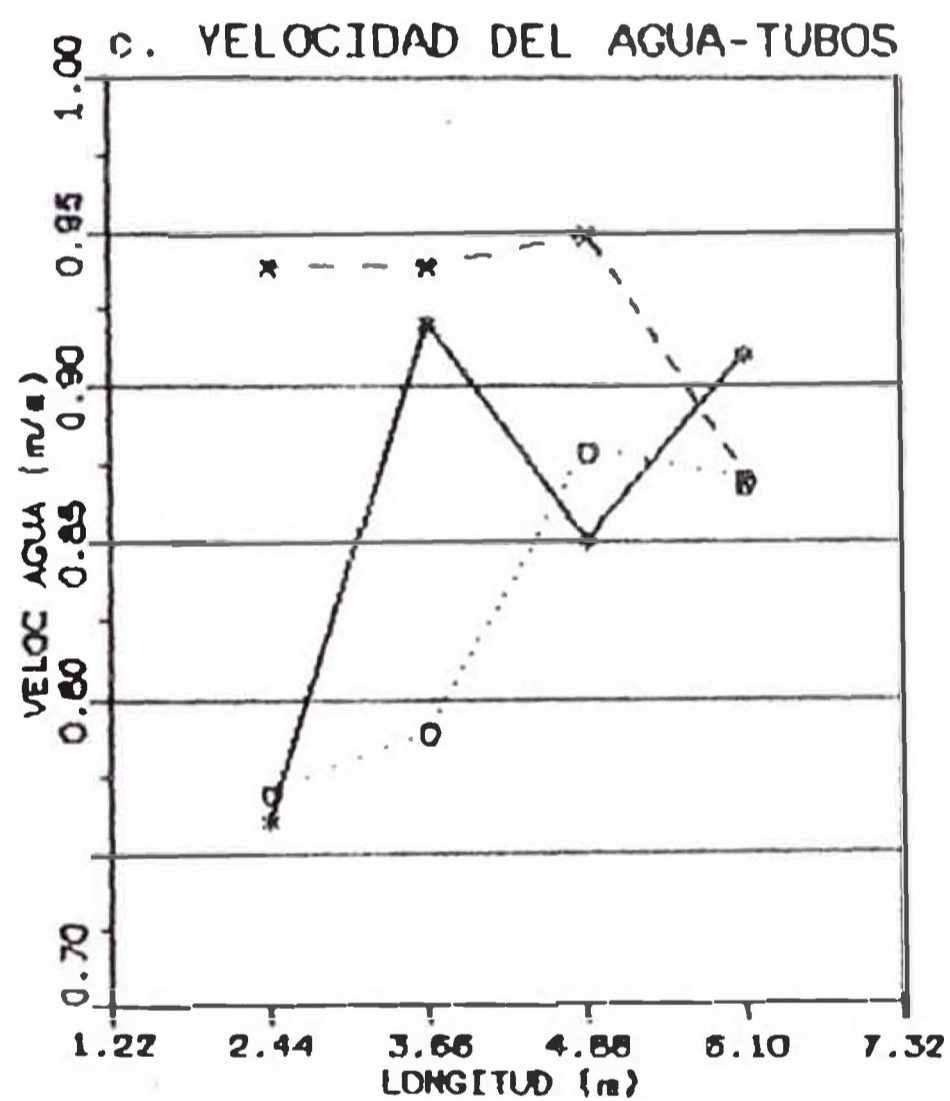
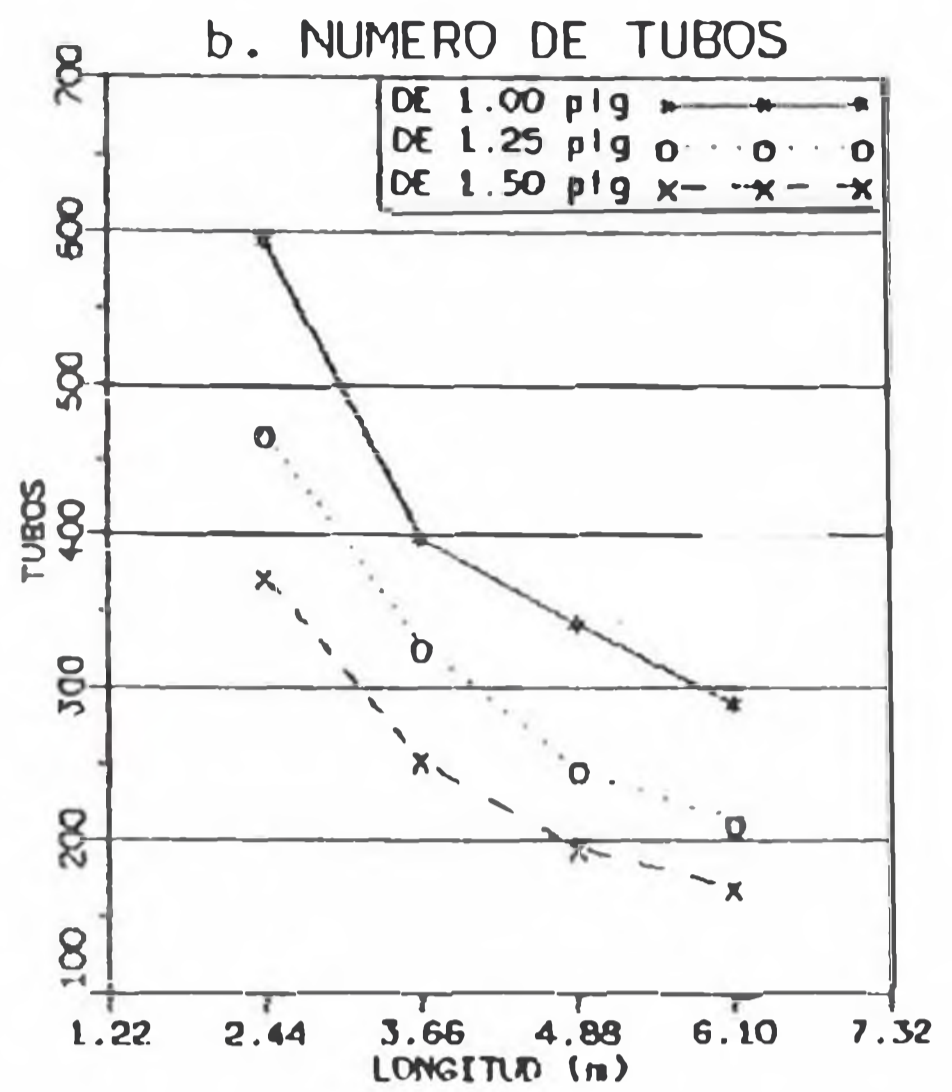
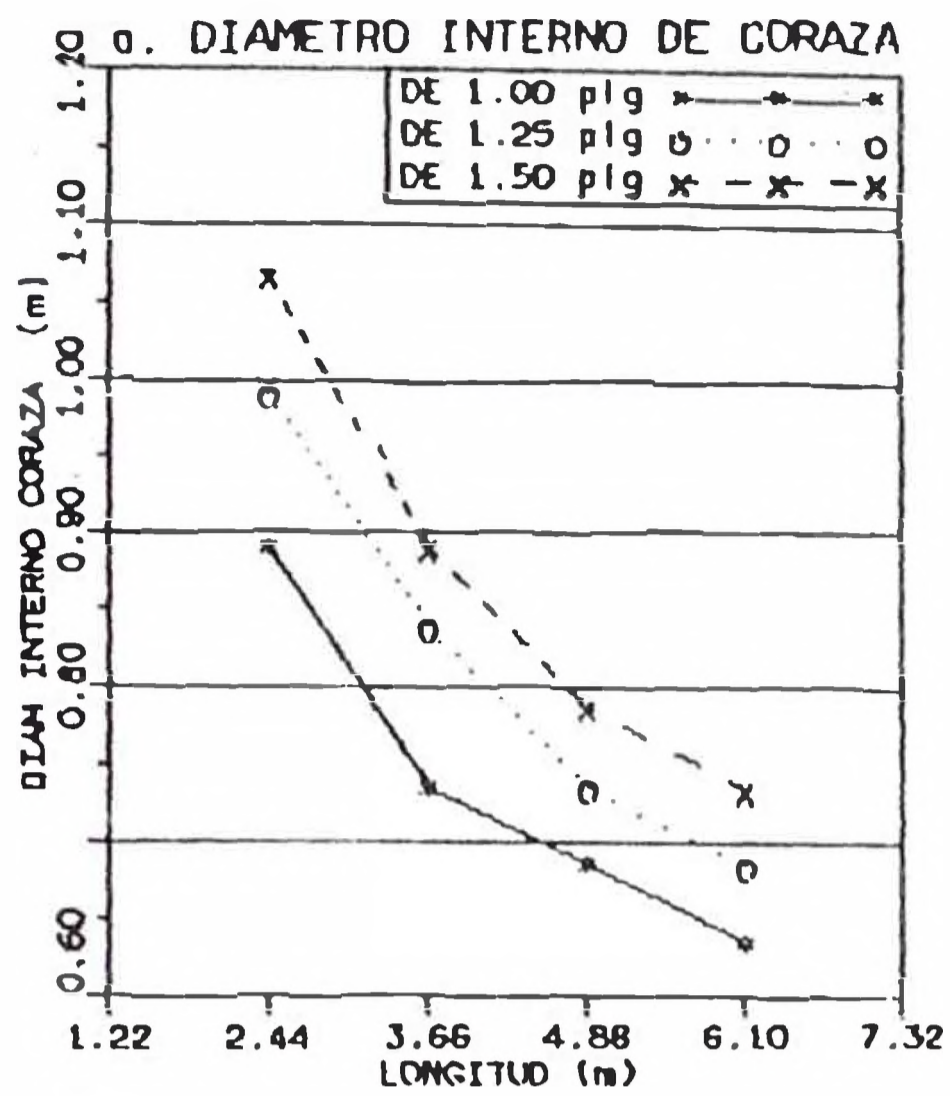
De las tablas 11, 12, y 13 podemos observar que tanto el costo de operación, el costo de amortización, y por ende el costo anual, varían con la longitud y el diámetro de los tubos, ó con el número de pasos.

4.2.1 Gráfico de las variaciones

Para poder analizar mejor los resultados, lo más conveniente es hacerlo utilizando gráficos de las variaciones. Así tenemos que en la Fig. 11 se han planteado: a. la variación de el diámetro interno de la coraza, b. el número de tubos, c. la velocidad del agua en los tubos, d. la temperatura de salida del agua de enfriamiento, e. el área del condensador, f. el caudal de agua requerido, g. la caída de presión del agua, h. la potencia de bombeo requerido, i. la caída de presión del vapor refrigerante, j. el costo de operación del condensador, k. el costo de amortización del condensador, l. y el costo anual del condensador. En los gráficos se utiliza como abcisa la longitud de los tubos y se trazan curvas para los diámetros de 1.00, 1.25 y 1.50 plg. y para 4 pasos en los tubos.

En las Fig. 12 y Fig. 13, y ha modo de resumén se han graficado: a. el costo de operación, b. el costo de amortización del condensador, c. y el costo anual del condensador para 2 pasos y 1 paso respectivamente, para los mismos diámetros y longitud de los tubos.

Fig. 11 VARIACIONES PARA 4 PASOS



4.2.2 Observaciones generales

Se ha comprobado analíticamente que al aumentar el diámetro de los tubos manteniendo la longitud constante para un mismo número de pasos:

- El diámetro interno de la coraza aumenta
- El número de tubos disminuye
- La variación de la velocidad es inestable
- La temperatura de salida del agua disminuye
- El área de transferencia es inestable
- El caudal de agua aumenta
- La caída de presión del agua disminuye
- La potencia de bombeo aumenta
- La caída de presión del vapor en la coraza disminuye
- El costo de operación aumenta
- El costo del condensador amortizado aumenta
- El costo anual del condensador aumenta moderadamente.

Al aumentar la longitud de los tubos manteniendo el diámetro constante:

- El diámetro de la coraza disminuye
- El número de tubos disminuye
- La velocidad en los tubos aumenta
- La temperatura de salida del agua aumenta
- El área de transferencia aumenta moderadamente
- El caudal de agua disminuye
- La caída de presión del agua aumenta para bajos caudales y disminuye para altos caudales
- La potencia de bombeo disminuye

- La caída de presión del vapor aumenta
- El costo de operación para grandes caudales disminuye
- El costo del condensador amortizado disminuye
- En general, el costo anual del condensador disminuye

Al aumentar el número de pasos para un mismo diámetro y longitud tenemos:

- El diámetro de la coraza aumenta
- El número de tubos aumenta
- La variación de la velocidad del agua es inestable
- La temperatura de salida del agua aumenta
- El área de transferencia aumenta
- El caudal de agua disminuye
- La caída de presión del agua aumenta
- La potencia de bombeo disminuye
- La caída de presión del vapor disminuye
- El costo de operación disminuye
- El costo del condensador amortizado aumenta
- El costo anual del condensador disminuye moderadamente

Con respecto a los costos, podemos afirmar que:

- El costo del condensador, y por tanto el costo de amortización, disminuyen con el aumento de la longitud de los tubos. Esto se debe a que a mayor longitud de tubos, se requiere un menor diámetro de coraza, reduciéndose el número de tubos y los costos de manufactura.
- El costo de operación disminuye con el aumento de la longitud de los tubos, ya que se requiere un menor caudal

de agua, disminuyendo el costo de la energía empleada en la bomba de circulación. Paralelamente la caída de presión del agua aumenta ligeramente, pero sin influenciar en el cálculo de la potencia de la bomba. El costo de mantenimiento aumenta con el incremento de la longitud, pero es absorbido por el costo de la energía; sumados proporcionan el costo de operación del condensador.

- Por lo expuesto, el costo anual del condensador disminuye con el aumento de la longitud de los tubos, ya que tanto el costo de operación como el costo de amortización tienden a disminuir cuando se incrementa la longitud.

4.3 Condensador económico

Hasta aquí hemos encontrado en que forma varía el costo anual, al variar las dimensiones del condensador y hemos comprobado de que existen costos anuales mínimos para cada diámetro y número de pasos; y un costo mínimo absoluto para un determinado diseño.

4.3.1 Longitud y diámetro como factor de selección

Si escogemos como solución el condensador de mínimo costo anual, la longitud y el diámetro de los tubos ya estaría fijado; y puede ocurrir, como es el caso, que dicha longitud no sea aceptable dentro de los requerimientos y limitaciones de espacio; así mismo, que el diámetro de los tubos, no satisfaga las condiciones de operación a la que debe trabajar el condensador, como veremos a continuación.

Se mencionó en el acápite 2.1.5, que el condensador será ubicado en la cubierta principal en un espacio disponible de 12 metros de longitud, el que servirá para la instalación de los equipos, así como para los trabajos de mantenimiento (limpieza y cambio de tubos). Por tanto, se hace necesario limitar la longitud del condensador a fin de satisfacer los requerimientos de espacio. Dicho esto, consideraremos que los tubos del condensador, no excederán los 5.0 m de longitud.

Es recomendable utilizar bajas velocidades en condensadores que utilizan agua de mar como fluido de enfriamiento. Opuestamente, bajas velocidades facilitan el depósito de incrustaciones y suciedades en los tubos, por lo que se acostumbra a utilizar diámetros relativamente grandes, cuando el fluido de enfriamiento es agua de mar. Por lo expuesto, consideraremos que los tubos del condensador tendrán un diámetro mínimo de 1.25 plg.

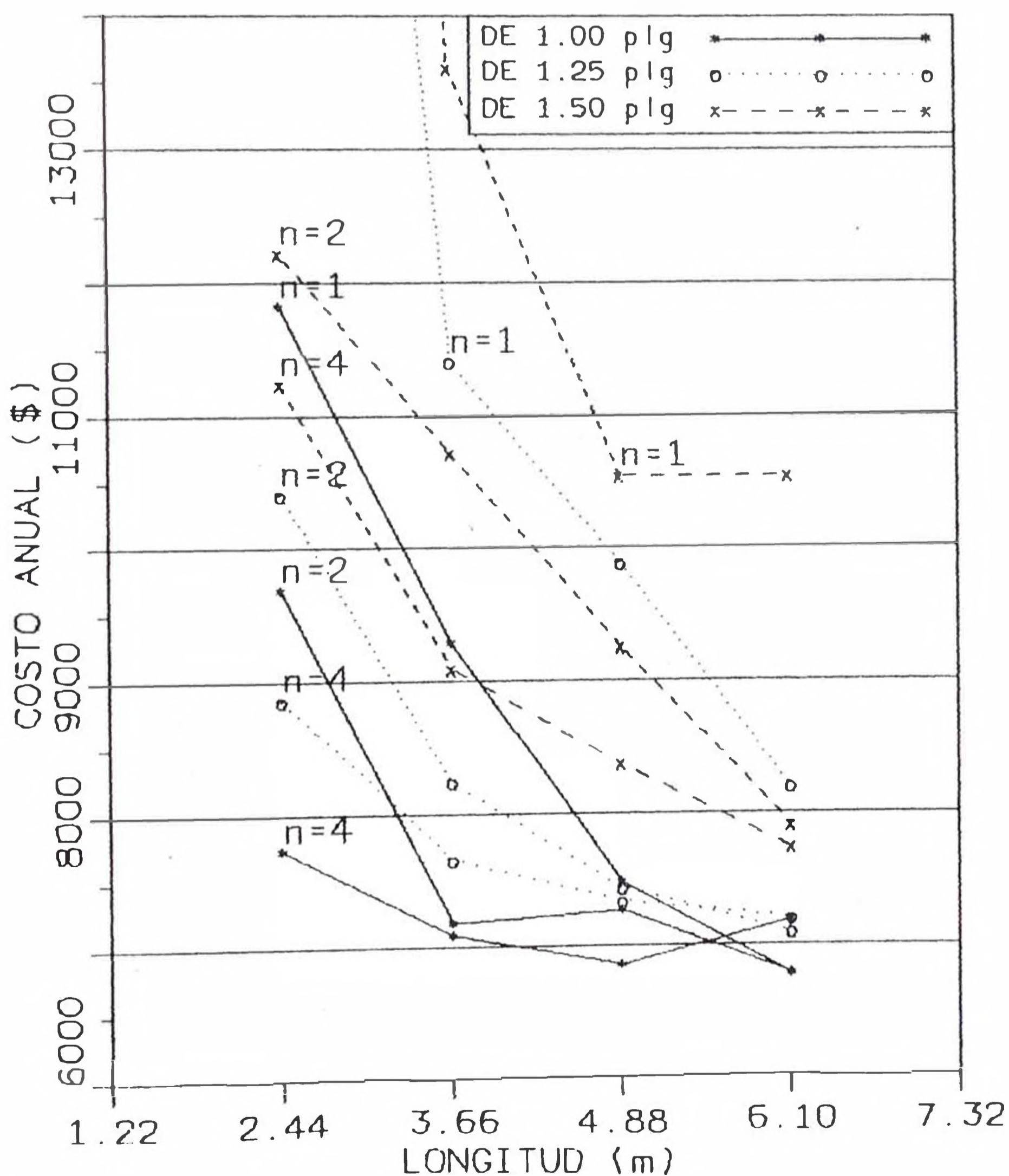
Habrán entonces aún muchas soluciones que para diferentes longitudes, diámetros y número de pasos satisfagan plenamente dichas restricciones pero a un costo mayor.

4.3.2 Selección del condensador económico

Será de gran utilidad un gráfico en el cual con la ayuda de los resultados obtenidos de las tablas 11, 12 y 13, grafiquemos el costo anual del condensador vs la longitud de los tubos, para los diámetros de 1.00, 1.25 y 1.50 plg y

para un paso, dos pasos, y cuatro pasos. Dicho gráfico permitirá visualizar todos los resultados obtenidos, y seleccionar el más conveniente para nuestros requerimientos. En la Figura siguiente se presenta el costo anual del condensador versus la longitud de tubos para los diámetros y números de pasos mencionados.

Fig. 14 Costo anual del condensador



Observamos que el costo mínimo absoluto ocurre para una longitud de 6.10 m (20 pies), un diámetro de los tubos de 1.00 plg y 1 paso, con un costo anual de 6,769.6 dólares. Puesto que limitaciones de espacio nos obliga que la longitud de los tubos debe ser menor de 5.0 m y no menor de 1.25 plg de diámetro, notamos que el costo anual mínimo para las condiciones mencionadas, ocurre para una longitud de 4.88 m (16 pies), un diámetro de los tubos de 1.25 plg, y 4 pasos, correspondiéndole un costo anual de 7,338.0 dólares. Este diseño se considerará como el condensador económico y cuyas características son:

- Diámetro interno de coraza	:	0.736	m
- Número de tubos	:	248	
- Velocidad en los tubos	:	0.88	m
- Temperatura de salida del agua	:	32.74	°C
- Área de transferencia	:	120.72	m ²
- Caudal de agua	:	116.35	m ³ /h
- Caída de presión del agua	:	0.3406	Kg/cm ²
- Potencia de la bomba	:	1.80	KW
- Caída de presión del vapor	:	0.0043	Kg/cm ²
- Costo de operación	:	3,767.3	\$/año
- Costo del condensador amortizado	:	3,570.7	\$/año
- Costo anual del condensador	:	7,338.0	\$/año

Además, un paso de los tubos de 0.03968 m (1 9/16 plg), espaciamiento entre deflectores de 0.30 m, arreglo triangular de los tubos y de cabezal fijo. Los tubos son de acero al carbono de 2.1 mm de espesor (BWG 14).

4.3.3 Espesor de coraza y tubos

Dentro de los muchos factores que afectan el costo del condensador están el material que se utilice en su fabricación y su cantidad (peso). Las dimensiones (longitud, diámetro de la coraza, diámetro y número de los tubos, etc.) ya están fijadas por el diseño de transferencia de calor; sin embargo, quedan por determinar el espesor de la coraza y los espesores ó calibres de los tubos, los cuales tienen influencia en la cantidad de material y por tanto en su costo. El objeto de esta sección es determinar el espesor de la coraza, así como verificar el espesor de los tubos del condensador económico seleccionado.

a. Espesor de la coraza

La coraza estará sujeta solamente a presión interna. Por lo general la relación espesor/diámetro de la coraza es menos de 0.07, por tanto, para su análisis de resistencia, puede considerarse como un tubo de pared delgada sujeto a presión interna; en tal caso el espesor necesario está dado por la expresión:

$$t = \frac{P * D_c}{2 * S}$$

Donde:

t ... Espesor de coraza, mm

P ... Presión interna, Kg/cm²

D_c ... Diámetro de la coraza, mm

S ... Esfuerzo de trabajo, Kg/cm²

En esta expresión debe tenerse en cuenta la temperatura

de trabajo que influirá en el valor a considerar para S , ya que al superarse una cierta temperatura crítica el material disminuye sensiblemente sus propiedades mecánicas.

El espesor calculado mediante esta expresión no siempre coincidirá con los espesores comerciales usuales de 6.35, 7.93, 9.52, 12.7, 15.87, 19.05, 25.4 mm ($1/4$, $5/16$, $3/8$, $1/2$, $5/8$, $3/4$, 1 plg), debido a ello, cada espesor comercial tendrá un rango de presiones de utilización. Según la Tubular Exchanger Manufacturers Association, para cualquier diámetro de coraza, las presiones son normalizadas a: 10.54, 21.09, 31.63, 42.16 Kg/cm^2 (150, 300, 450, 600 lb/plg²).

Puesto que las cualidades que deberá tener el material de la coraza serán: adecuada resistencia mecánica a la temperatura de servicio, facilidad de fabricación, bajos costos iniciales y de mantenimiento, y resistencia a la corrosión de acuerdo al ambiente y fluido con que estará en contacto, se utilizará el acero como material de la coraza del condensador económico.

Para el condensador seleccionado, con un diámetro interno de coraza $D_c = 0.736$ m, una presión normalizada de 21.09 kg/cm^2 , y para un acero de $S = 657$ Kg/cm^2 , en la fórmula citada anteriormente, se obtiene un espesor $t = 11.8$ mm. Luego, el espesor de coraza standard del condensador económico, será: $t = 12.7$ mm ($1/2$ plg).

b. Espesor de los tubos

Los tubos están sujetos a presión tanto en el lado interno como en el externo. Si ambas presiones fueran iguales los esfuerzos serían nulos, por tanto podría esperarse que trabajen en condiciones menos adversas que la coraza; La presión a considerar será la diferencia entre la interior y la exterior.

A continuación presentamos un cuadro de valores de la presión de trabajo máxima permisible para tubos de acero de $S = 700 \text{ Kg/cm}^2$, Hasta $400 \text{ }^\circ\text{C}$ de temperatura de servicio.

Tabla 14

Diámetro Exterior de los Tubos	PRESION MAXIMA DE TRABAJO (Kg/cm^2)				
	Espesor del tubo (mm)				
	18 BWG 1.24	16 BWG 1.65	14 BWG 2.11	12 BWG 2.77	10 BWG 3.40
1/2"	149.5	204.0			
5/8"	117.6	159.5	208.4	283.0	
3/4"	96.9	130.9	170.7	231.2	293.1
7/8"	82.4	111.0	144.3	194.5	245.3
1"	71.7	96.4	125.0	167.9	211.0
1 1/4"	56.9	76.2	98.6	131.8	164.8
1 1/2 "		63.1	81.4	108.4	135.2

Para seleccionar un adecuado espesor de tubería, se debe considerar los efectos de corrosión y desgaste que ejerce el agua de mar sobre los tubos del condensador, además debe tenerse en cuenta que los tubos serán expandidos a los discos por lo que los tubos deben tener un calibre BWG conveniente, es por esto, que para fines de cálculo seleccionamos un espesor de los tubos de 2.11 mm (14 BWG).

Para el condensador económico seleccionado, con un diámetro de los tubos de 1 1/4 plg y con un espesor de los tubos de 2.11 mm (14 BWG), según la Tabla 14, asegura una presión máxima de 98.6 Kg/cm². Se escogió el acero como material de los tubos por ser el material más económico, y de uso común en este tipo de servicio, además de poseer buenas propiedades mecánicas.

4.3.4 Estudio del costo del condensador

En este acápite, se pretende hallar un costo del condensador económico, el que nos servirá como base de comparación a los resultados obtenidos mediante el programa de cálculo. El presente estudio no deberá tomarse como totalmente confiable, puesto que el costo real del condensador, solo se sabrá una vez terminado e instalado dicho equipo.

El costo del condensador al igual que cualquier otro costo, estará formado por el costo del material en él empleado (al que se le han agregado los costos de transporte, seguros, almacén), sumado del costo de mano de obra empleada en su elaboración. Luego se le agregarán los costos de administración, dirección etc. para finalmente considerar la utilidad del fabricante y dar el costo del condensador.

Los elementos que afectan en mayor grado al costo del condensador son:

- Costo de la tubería

- Costo del material y manufactura de la coraza
- Costo de materiales de los discos y deflectores
- Costo del taladrado de los discos y junta de los discos al tubo.

a. Costo de los materiales

El costo total de los materiales puede estimarse mediante un factor σ_M que afecte a la suma de los costos más importantes. Así:

$$C_M = \sigma_M (C_{M1} + C_{M2} + C_{M3})$$

Donde:

C_M ... Costo total de materiales

σ_M ... Factor de costo por materiales

C_{M1} ... Costo de los tubos

C_{M2} ... Costo del material de la coraza

C_{M3} ... Costo del material de los cabezales y deflectores

1. Costo de los tubos del condensador

El costo de los tubos, depende del material de los tubos, del diámetro exterior, del espesor de sus paredes ó calibre. Depende aún de la longitud total que se compra, aunque en menor grado.

Arthur Frass en su libro "Heat Exchanger Design" según datos de Chilton "Cost Engineering in the Process Industries", es ilustrativo en cuanto a la variación del precio unitario de tubería para el acero, según el diámetro de los tubos y el espesor (BWG).

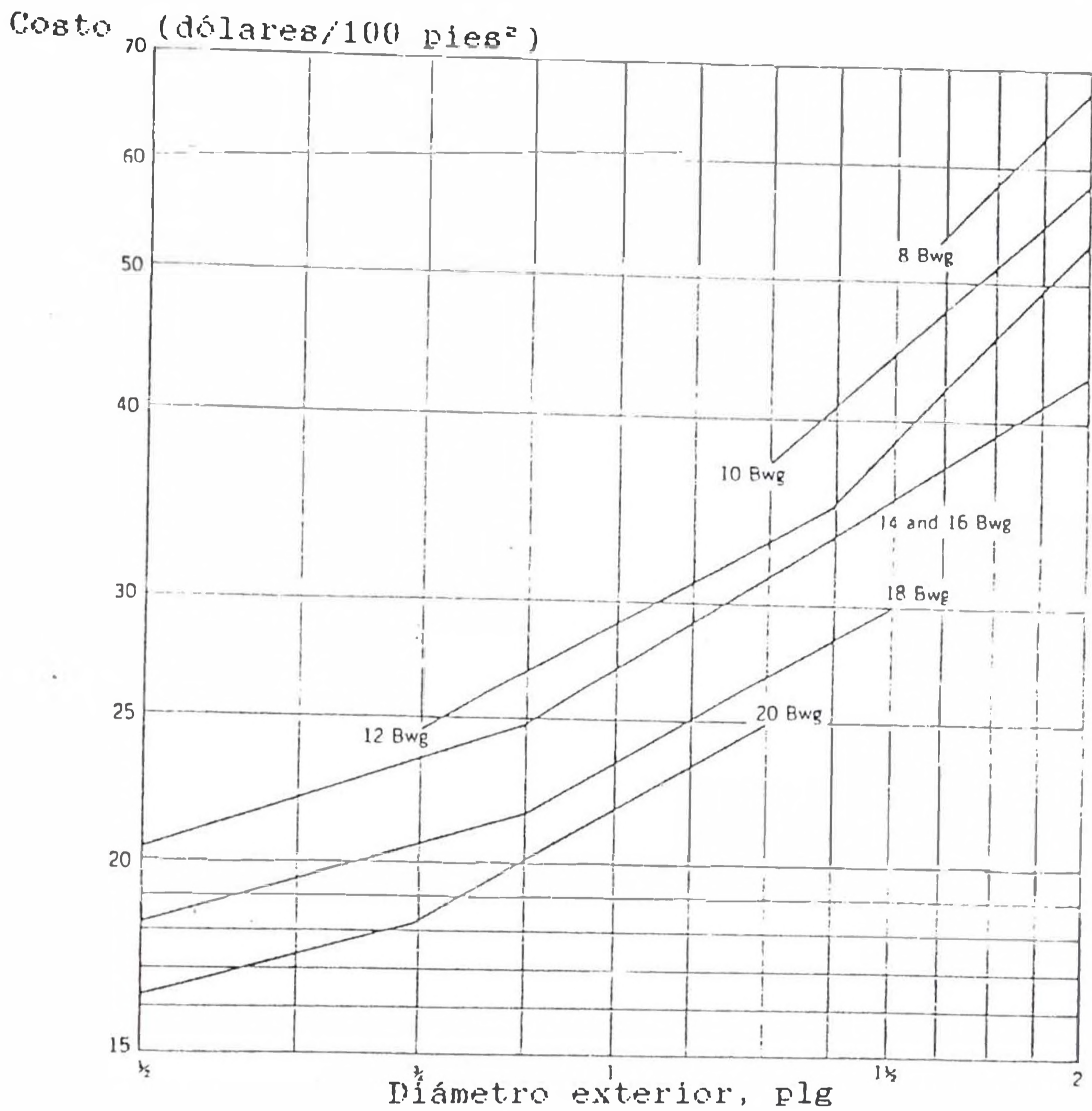


Fig. 15 Costo de los tubos

Según los mismos autores, se tiene la tabla:

Tabla 15

Factor de costo de tubería según material	
Acero	1.0
Metal Admiralty	1.5
70-30 Cu-Ni	2.3
Acero Inoxidable	
tipo 304	3.5
tipo 316	4.5
Monel	8.0
Niquel	9.0
Inconel	10.0

Para fines del estudio, se ha confeccionado una tabla de costos relativos (tabla 16), basada en los datos de la fig. 14, y el mercado local.

Tabla 16 Costos relativo de tuberías dolares/pie

D.E. plg	Espesor de los tubos BWG			
	18 1.24	16-14 1.65-2.11	12 2.77	10 3.40
1/2	0.78	0.88		
5/8	0.83	0.95		
3/4	0.89	1.00	1.04	
7/8	0.94	1.06	1.15	
1	1.00	1.15	1.24	
1 1/4	1.15	1.36	1.45	1.62
1 1/2	1.28	1.49	1.66	1.75

Podrá por tanto evaluarse:

$$C_{M_1} = c_t NL$$

Donde: C_{M_1} es el costo de los tubos de acero del condensador, c_t costo por unidad de longitud de los tubos (Tabla 16), N el número de los tubos, y L la longitud de los tubos. Luego para el condensador económico con D.E. de 1 1/4 plg y 14 BWG, tenemos un $c_t = 1.36$ dolares/pie; también $N = 248$, y $L = 4.88$ m (16 pies). Reemplazando en la fórmula anterior, tenemos:

$$C_{M_1} = 1.36 \times 248 \times 16$$

$$C_{M_1} = 5,396.5 \text{ dólares}$$

2. Costo del material de la coraza

El área de la coraza, al considerarla como un cilindro de diámetro D_c y longitud L es:

$$A_c = \pi D_c L$$

Para el condensador económico, con un $D_c = 0.736$ m, y $L = 4.88$ m, tenemos un área de coraza de 11.28 m². Considerando que la densidad del acero es $7,800$ Kg/m³, y para el espesor de coraza de $t = 12.7$ mm ($1/2$ plg), su peso W_1 es:

$$W_1 = 7,800 * 11.28 * 12.7 * 10^{-3} = 1,117.4 \text{ Kg}$$

Si consideramos que el costo del Kg de acero para planchas de $1/2$ plg de espesor es de 0.8 dólares, en el cuál se ha considerado un cierto factor por retazería. Por tanto, el costo por material de la coraza será:

$$C_{M1} = 0.8 \text{ dólares/Kg} * 1,117.4 \text{ Kg}$$

$$C_{M1} = 893.9 \text{ dólares}$$

3. Costo de los discos y deflectores

Cada uno de estos elementos utilizará aproximadamente un área de $D_c^2 = 0.5417$ m² para su manufactura, **Peso de los cabezales de tubos.**— Puesto que el espesor de los cabezales no debe ser menor que el D.E. de los tubos del condensador, se determinará en 44.45 mm (1.75 plg) el espesor de los cabezales. Como se trata de dos cabezales, el peso de ellos será:

$$W_2 = 2(7,800 * 0.5417 * 44.45 * 10^{-3}) = 375.6 \text{ Kg.}$$

Peso de los deflectores.— Depende del número de deflectores y de su espesor. Para el diseño económico el número de deflectores es 14 y el espesor lo determinamos en 6.35 mm ($1/4$ plg). Por tanto, el peso de los deflectores será:

$$W_3 = 14(7,800 * 0.5417 * 6.35 * 10^{-3}) = 375.6 \text{ Kg}$$

Luego, el peso total de los cabezales y los deflectores será:

$$W_3 = W_c + W_d = 751.2 \text{ Kg}$$

Considerando que el costo por Kg del acero es de 0.6 dólares, el costo de los cabezales y deflectores será:

$$C_{M3} = 0.6 \text{ dólares/Kg} * 751.2 \text{ Kg}$$

$$C_{M3} = 450.7 \text{ dólares}$$

Reemplazando los valores hallados en la fórmula inicial, con $\sigma_M = 1.14$, obtenemos un costo total de materiales:

$$C_M = 1.14(5,396.5 + 893.9 + 450.7)$$

$$C_M = 7,684.8 \text{ dólares}$$

b. Costo de la mano de obra total

Para su estimado con cierta estrictez académica, se requerirá un estudio completo de tiempos de operaciones y su análisis en función de parámetros como N, Dc, L, D, etc. con el objeto de establecer sus influencias en el costo. Sin embargo, para fines de comparación, el costo de la mano de obra total puede ser estimado a partir de la siguiente relación:

$$C_{MO} = \sigma_{MO}(C_{MO1} + C_{MO2})$$

Donde:

C_{MO} = Costo total por mano de obra

σ_{MO} = Factor por mano de obra

C_{MO1} = Costo de taladrado de los discos y juntas de los tubos a los discos, (dólares)

C_{MO2} = Costo de manufactura de la coraza, (dólares)

1. Costo de taladrado de los cabezales y junta de los tubos a los cabezales

Fraas presenta un gráfico (Fig. H 9.6 de tal libro) para estimar el costo de taladrado de los discos, cortado de los tubos a su tamaño y su posicionamiento para ser unido al disco por expandido o por soldadura. El costo por junta c_j según el gráfico mencionado es proporcional al diámetro D (plg), a partir de 1/2 plg. Así:

Para tubos expandidos: $c_j = 1 + 2(D - 0.5)$ dolar/junta

Para juntas soldadas: $c_j = 3 + 2.4(D - 0.5)$ dolar/junta

Las ecuaciones presentadas, se ajustan a los costos del mercado nacional y al momento actual, por tanto, los aceptaremos como confiables. Considerando que en el condensador económico los tubos serán expandidos al cabezal, y siendo $N = 2(248) = 496$ juntas en los dos cabezales, para un diámetro de 1.25 plg, el costo por junta será:

$$c_j = 1 + 2(1.25 - 0.5) = 2.5 \text{ dólares/junta}$$

Luego, el costo será:

$$C_{M01} = 496 \text{ juntas} * 2.5 \text{ dolar/junta}$$

$$C_{M01} = 1,240 \text{ dólares}$$

2. Costo de manufactura de la coraza

Puesto que el diámetro de la coraza del diseño económico es de 0.736 m, y recordando que las corazas mayores de 0.6096 m (24 plg), se obtienen rolado placas de acero, es necesario estimar el costo que esto representa. Conociendo que el peso de la coraza es 1,117.4

Kg y asignando un costo de manufactura por unidad de peso $C_M = 0.5$ dólares/Kg, el costo será:

$$C_{MO} = 0.5 \text{ dólares/Kg} * 1,117.4 \text{ Kg}$$

$$C_{MO} = 558.7 \text{ dólares}$$

Reemplazando los valores hallados anteriormente con $C_{MO} = 1.35$ obtenemos un costo total de mano de obra:

$$C_{MO} = 1.35(1,240 + 558.7)$$

$$C_{MO} = 2,428.2 \text{ dólares}$$

c. Costo del condensador

Una vez determinado el costo de materiales C_M y el de mano de obra C_{MO} , existen muchas maneras ó métodos posibles para estimar el costo de fabricación del aparato. Se puede considerar al costo de materiales afectado por un porcentaje adicional por almacenamiento p_{alm} . Así también al costo de mano de obra adicionarle un porcentaje por gastos de administración p_{adm} , y otro por costo de servicios p_{ser} . Al total así conseguido se le agrega el porcentaje de utilidad p_{uti} ; de tal manera que el costo del condensador sería:

$$C_{con} = [(1+p_{adm}) C_M + (1+p_{adm}+p_{ser}) C_{MO}] (1+p_{uti})$$

Así por ejemplo Romano Gregoric en su libro intercambiadores de calor, quien sigue el primer método para un intercambiador de 100 m^2 considera: $p_{alm} = 0.05$, $p_{adm} = 0.15$, $p_{ser} = 0.32$, $p_{uti} = 0.10$. Reemplazando valores en la ecuación anterior obtenemos un costo de:

$$C_{con} = [(1+0.05)*7,684.8 + (1+0.15+0.32)*2,428.2](1+0.1)$$

$$C_{con} = 12,802.3 \text{ dólares}$$

Otra forma es afectar el costo de materiales y el de mano de obra por respectivos coeficientes:

$$C_{con} = \alpha_1 C_M + \alpha_2 C_{MO}$$

Para este método, una empresa local considera:

$$\alpha_1 = 1.15, \text{ y } 1.5 < \alpha_2 < 2.0$$

Reemplazando valores para $\alpha_1=1.15$, y $\alpha_2=1.75$, tenemos:

$$C_{con} = 1.15(7,684.8) + 1.75(2,428.2)$$

$$C_{con} = 13,086.9 \text{ dólares}$$

Ya que el programa de cálculo arroja un costo del condensador de 12,984.4 dólares (Pag 112), podemos aceptar estos resultados como confiables, puesto que éste ha sido generado a partir del área de transferencia, y de la curva del costo relativo por unidad de área del libro de Fraas (Fig 10), la que ha sido ajustada al mercado nacional, y al que se le han aplicado los factores de: diámetro de los tubos y arreglo, material de los tubos, material de la coraza, construcción, presión, longitud de los tubos (Tablas 1 al 6).

Así mismo, y a modo de comparación, se ha confeccionado la Tabla 17, que consta de: a. Costo de los materiales, b. Costo de la mano de obra, y c. Costo del condensador, para $L=2.44, 3.66, 4.88, 6.10$ m (14 BWG), para un D.E. = 1.25 plg, y para 4 pasos en los tubos.

Tabla 17 Costo del condensador económico

a. Costo de los Materiales

Longitud (m)	Tubos		Corasa				Cab. y Deflec		Totales	
	Nro	Costo	Dc	t	Peso	Costo	Peso	Costo	Costo	Costos
2.44	467	5,081.0	0.991	3/4	1,127.8	902.2	972.8	583.7	6,566.9	7,486.3
3.66	327	5,336.6	0.838	5/8	1,194.3	955.4	834.7	500.8	6,792.8	7,743.8
4.88	248	5,396.5	0.736	1/2	1,117.4	893.9	751.2	450.7	6,741.1	7,684.8
6.10	213	5,793.6	0.686	1/2	1,301.6	1,041.3	745.9	447.5	7,282.4	8,301.9

b. Costo de la Mano de Obra

Longitud (m)	Talad, Corte, Expan		Manufactura Corasa		Totales	
	N. Juntas	Costo	Peso	Costo	Costos	Costos
2.44	934	2,335	1,127.8	563.9	2,898.9	3,913.5
3.66	654	1,635	1,194.3	597.2	2,232.2	3,013.5
4.88	496	1,240	1,117.4	558.7	1,798.7	2,428.2
6.10	426	1,065	1,301.6	650.8	1,715.8	2,316.3

c. Costo del Condensador

Long. (m)	Material C _m	Mano-Obra C _{mo}	Costo $\alpha_1 C_m + \alpha_2 C_{mo}$	Costo Programa
2.44	7,486.3	3,913.5	15,457.9	16,318.9
3.66	7,743.8	3,013.5	14,179.0	14,189.1
4.88	7,684.8	2,428.2	13,086.9	12,984.4
6.10	8,301.9	2,316.3	13,600.7	12,820.3

En la Tabla anterior, se ha considerado el segundo método: ($\alpha_1=1.15$ y $\alpha_2=1.75$), por ser factores utilizados localmente. En la Tabla 17 a, el espesor de coraza t (plg) para los diferentes diseños, ha sido calculado de la misma forma que en el acápite 4.3.3 a. Todos los costos son en dólares.

El objeto de las tablas anteriores es determinar la diferencia existente entre los costos que se obtienen mediante el método de costo de materiales y mano de obra como el desarrollado en éste acápite, y los costos que arroja el programa de cálculo. Se observa que los resultados obtenidos entre ambos métodos difieren poco, más aún para los valores intermedios ($L= 3.66$ y 4.88 m).

Se verifica que el costo mínimo del condensador se obtiene para una longitud de 4.88 m, lo cual ratifica la correcta selección del condensador económico en el presente estudio.

4.3.5 Costo total

Se mencionó en el acápite 2.5.2, que sería necesario utilizar dos condensadores debido a lo elevado de la carga del calor de disipación que requiere el sistema de refrigeración. Por tanto, en el sistema de refrigeración de la embarcación, se instalarán dos condensadores que trabajarán en paralelo, pudiéndose utilizar independientemente de acuerdo a la capacidad requerida.

Un esquema de la instalación de los condensadores se presenta en la Fig. 16. Los condensadores son iguales, y de las características de diseño correspondientes al condensador económico seleccionado (acápite 4.3.2). A continuación, presentamos el costo total de los condensadores, y el costo total de operación:

Costo total de los Condensadores

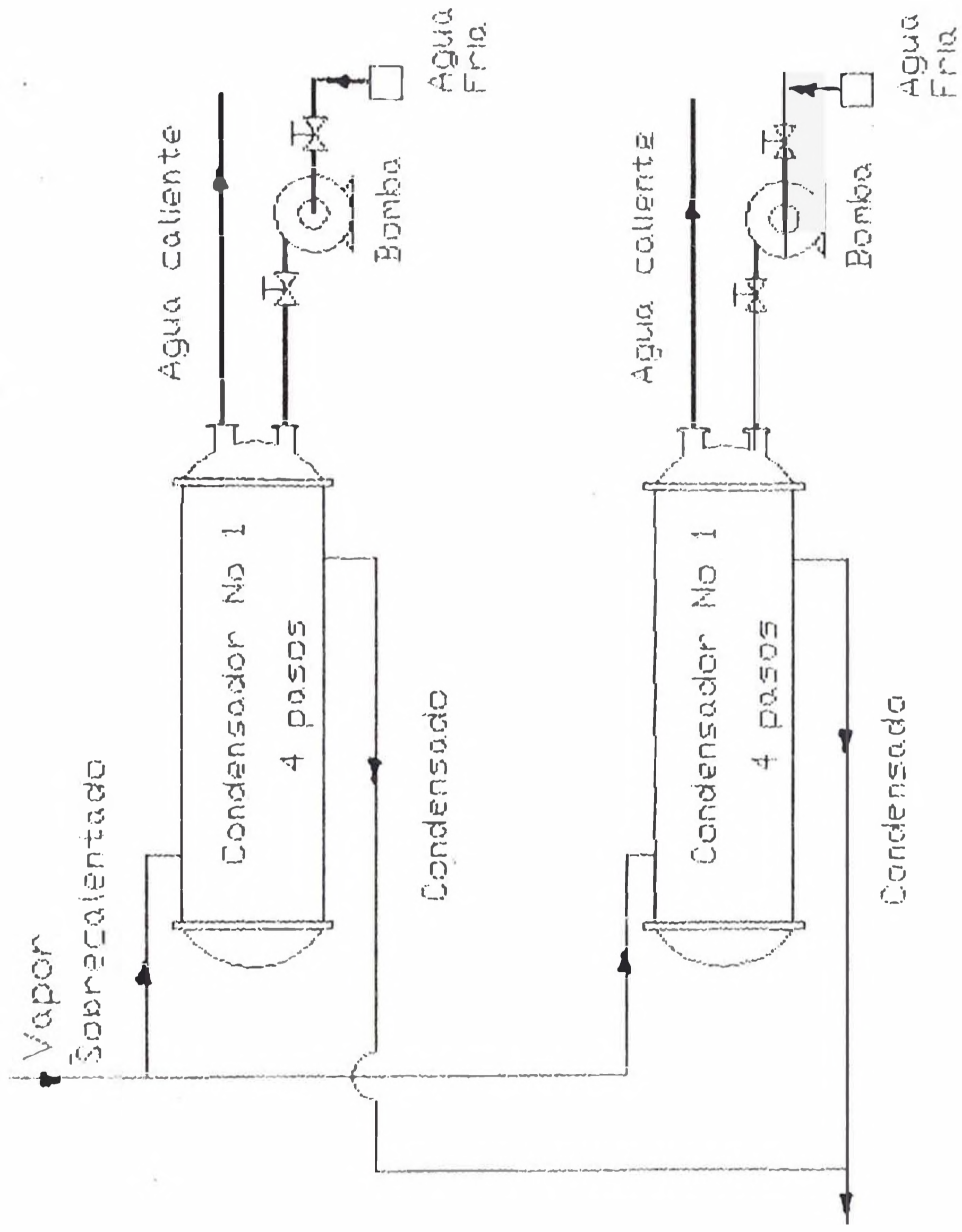
- Costo de los condensadores	:	25,968.8 dólares
- Costo de instalación	:	2,596.8 dólares
- Costo de los condensadores instalados	:	28,565.8 dólares
- Costo de amortización (4 años)	:	7,141.4 dólares

Costo total de Operación

- Costo de energía	:	5,035.6 dólares
- Costo de mantenimiento	:	2,499.0 dólares
- Costo de operación	:	7,534.6 dólares

Costo Anual	:	14,676.0 dólares
-------------	---	------------------

Fig. 16 Esquema de Instalación de los Condensadores



Estos costos corresponden al condensador económico, cuyas características de diseño son:

- Longitud de los tubos : 4.88 m
- Diámetro exterior de los tubos : 1.25 plg
- Número de pasos : 4
- Diámetro interno de coraza : 0.736 m
- Número de tubos : 248
- Area de transferencia : 120.72 m²
- Espesor de la coraza : 12.7 mm
- Espesor de los tubos : 2.11 mm
- Espesor de los cabezales : 44.4 mm
- Espesor de los deflectores : 6.35 mm
- Número de deflectores : 14
- Presión máxima en la coraza : 21.09 Kg/cm²
- Presión máxima en los tubos : 98.6 Kg/cm²
- Arreglo de los tubos es triangular
- El condensador es de cabezal fijo
- Los tubos son de acero y van expandidos al cabezal

Finalmente:

- Carga de calor que disipan : 1'059,466 Kcal/h
- Flujo total. de amoniaco : 3,363.1 Kg/h
- Caída de presión del agua : 0.3406 Kg/cm²
- Caída de presión del amoniaco : 0.00433 Kg/cm²
- Caudal requerido de agua : 232.7 m³/h
- Energia total requerida : 3.6 KW

CONCLUSIONES

1. A modo de ilustración, en la Tabla 18 presentamos el cuadro de coeficientes de operación del sistema de refrigeración de la embarcación para diferentes temperaturas de operación.

TABLA 18

Temp. Succ	Temp. Cond.	Capacidad de Refrigeración		Calor Disipa.	Pot. ejes BHP	Pot. Motor	COP Cap.
°C	°C	Tons	Hp	Tons	Hp	Hp	BHP
-15	25.9	223.7	1,055.6	265.8	275.0	380	3.84
	30.0	210.8	994.7	255.3	285.7	380	3.48
	35.7	196.7	928.2	245.5	306.0	380	3.03
-6.7	25.9	333.0	1,571.4	378.9	296.5	380	5.30
	30.0	319.5	1,507.7	371.3	314.3	380	4.80
	35.7	301.7	1,423.7	360.8	344.7	380	4.13

De la tabla anterior, podemos afirmar que a menor temperatura de condensación o menor presión de condensación, el coeficiente de operación (COP) será mayor, por lo tanto el mismo frío puede ser obtenido con el mismo trabajo. También, a mayor temperatura de succión o presión del evaporador, mayor es el coeficiente de operación.

2. Cuando la temperatura de evaporación del amoníaco es de -15°C (proceso de congelamiento), la carga de calor a disipar en los condensadores es menor que la que se obtiene cuando se evapora a -6.7°C (proceso de enfriamiento). También, para una misma temperatura de evaporación, si la temperatura de condensación disminuye, el efecto refrigerante y el calor de disipación se incrementan. Podemos decir, que en el cálculo de equipos de refrigeración en general, es importante realizar un estudio minucioso de las condiciones de operación, para un correcto dimensionamiento de los equipos.
3. El intercambiador de calor presente entre el evaporador y compresor, origina una disminución del efecto refrigerante de 301.7 Tons a 292.9 Tons. El calor de disipación respectivo, disminuye de 360.8 a 350.3 Tons. El empleo del intercambiador de calor en sistemas frigoríficos garantiza que no ingrese líquido al compresor y que líquido sin burbujas de vapor ingrese a la válvula de expansión.
4. El área de transferencia de calor correspondiente al desobrecalentamiento del vapor, es en promedio, el 33 por ciento del área total de condensador. Es conveniente para el cálculo, considerar el condensador dividido en dos zonas en serie, una para desobrecalentar y la otra para condensar.

5. Al aumentar la longitud de los tubos del condensador podemos afirmar que: se requiere un menor diámetro de coraza y por tanto un menor número de tubos; el área de transferencia calórica y la temperatura de salida del agua tienden a aumentar; el caudal de agua requerido y la potencia de la bomba disminuyen.
6. Al aumentar el número de pasos para un mismo diámetro y longitud de los tubos, podemos afirmar que: el diámetro de la coraza, el número de tubos, la temperatura de salida del agua y el área de transferencia aumentan; el caudal de agua y la potencia de la bomba disminuyen.
7. La caída de presión del agua en los tubos del condensador económico es 0.1147 Kg/cm^2 . La caída de presión en el sistema de tuberías y accesorios, necesarios para llevar el agua marina al condensador es 0.2259 Kg/cm^2 . Obteniéndose una caída de presión total de 0.3406 Kg/cm^2 . Así mismo, la caída de presión del amoníaco en la coraza del condensador es 0.0043 Kg/cm^2 .
8. En general, la caída de presión en los tubos de los condensadores analizados es mínima, debido a la baja velocidad que debe circular el agua marina en el interior de los tubos. Por tal motivo, la caída de presión en el sistema de tuberías y accesorios es la que predomina en el cálculo de la potencia de bombeo y en el costo de la energía.

9. Debe tenerse en cuenta que el depósito de suciedades e incrustaciones es más rápido, cuando menor es la velocidad del agua marina en los tubos. Por tanto, para no tener una capacidad de transferencia menor a la calculada, los condensadores deben ser limpiado con frecuencia.
10. Se ha comprobado que cuando se incrementa la longitud de los tubos, el costo del condensador disminuye debido a que se requiere un menor número de tubos y por ende un menor diámetro y espesor de la coraza, reduciéndose el empleo de materiales y los costos de manufactura.
11. Cuando se incrementa la longitud de los tubos, el costo de la energía utilizada en las bombas tiende a disminuir debido a que se necesita un menor caudal de agua para el mismo proceso. El costo de mantenimiento se incrementa, ya que tubos largos dificultan la limpieza y el mantenimiento del condensador, aumentando en menor grado respecto al costo de la energía. Podemos decir, que el costo de operación de los condensadores disminuye cuando se incrementa la longitud de los tubos.
12. Para el caso en particular donde se utiliza agua marina como medio de enfriamiento, es conveniente utilizar cuatro pasos en los tubos ya que se requiere un menor caudal de agua, reduciéndose el costo de los equipos de bombeo y el costo de la energía.

13. EL costo de Los condensadores instalados es de 28,565.8 dólares, el costo de amortización respectivo (4 años) es 7,141.4 dólares anuales. El costo de la energía empleado en las bombas de circulación de agua y el costo de mantenimiento es 5,035,6 y 2,499,0 dólares anuales respectivamente, surcando un costo de operación de 7,534.6 dólares anuales. El costo total de los condensadores (amortización más operación) es 14,676,0 dólares anuales.
14. Finalmente, podemos decir, que es factible y conveniente estudiar la influencia de la variación de las dimensiones en el costo de un condensador tipo coraza y tubos, a fin de que sus dimensiones estén comprendidos dentro de ciertos rangos que no causen un elevado costo del equipo y de su operación. El hecho de analizar tales variaciones para este caso, nos dará criterio útil para prever otros similares.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Procesos de Transferencia de Calor
'Donald Q. Kern, Cia. Editorial Continental.
- [2] Transmisión de calor
McAdams Williams, Ed. McGraw-Hill,
- [3] Manual de Ingeniero Mecánico (Marks)
Baumeister-Avallone, McGraw-Hill
- [4] Heat Exchanger Design
Arthur P. Fraas, John Wiley & Sons, Inc.,
- [5] Principios de Refrigeración
Roy J. Dossat, Editorial CECOSA.
- [6] Refrigeración y Acondicionamiento de Aire
Stoecker, McGraw-Hill.
- [7] Refrigeración Industrial
Stoecker-Péres Blanco, Editorial BNI
- [8] Principios de transferencia de calor
Frank Kreith, Editorial Herrero Hnos.
- [9] Catálogos de Capacidades de Compresores VILTER
Serie 440 VMC.