



T
621.57
A663
C.2



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Departamento de Ingeniería Mecánica

“DISEÑO DE UN CONDENSADOR TIPO TUBO
SERPENTIN ALETEADO PARA
REFRIGERADORAS DOMESTICAS”

PROYECTO DE GRADO
Previo a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentado por:
Pablo Araujo Del Salto

Guayaquil - Ecuador

1.991



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Departamento de Ingeniería Mecánica

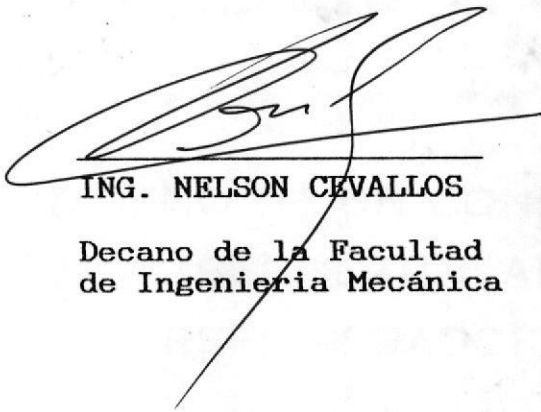
DISEÑO DE UN CONDENSADOR TIPO TUBO
SERPENTIN ALLETADO PARA
REFRIGERADORAS DOMÉSTICAS

PROYECTO DE GRADO
Previo a la Obtención del Título de
INGENIERO MECÁNICO

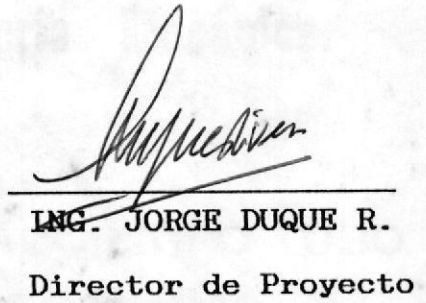
Presentado por:
Pablo Araujo Del Salto

Guayaquil - Ecuador

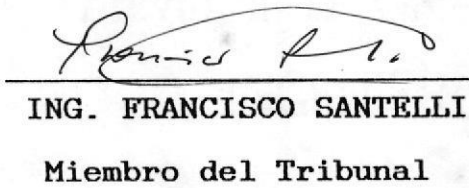
1991



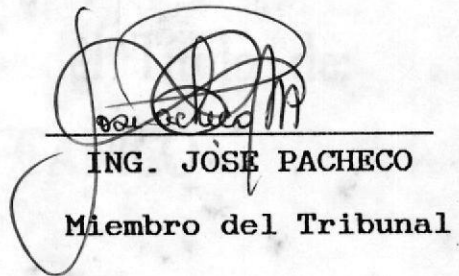
ING. NELSON CEVALLOS
Decano de la Facultad
de Ingeniería Mecánica



ING. JORGE DUQUE R.
Director de Proyecto



ING. FRANCISCO SANTELLI
Miembro del Tribunal

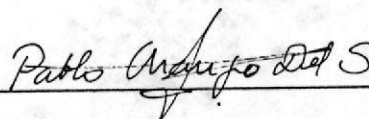


ING. JOSÉ PACHECO
Miembro del Tribunal

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"

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



Pablo Araujo del Salto

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Jorge Duque R.
Director de Proyecto por
su ayuda y colaboración
para la realización de
este trabajo.

A mis padres que siempre
me apoyaron para seguir
adelante.

A la ESPOL

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS



RESUMEN

El presente trabajo, tiene como objetivo principal desarrollar el diseño térmico de un condensador tipo tubo serpentín aleteado para refrigeradoras domésticas.

Primeramente se describe el sistema de refrigeración doméstica (sistema de refrigeración por compresión mecánica) y la función de sus principales componentes dentro del sistema (evaporador, compresor, condensador y tubo capilar).

Posteriormente se hace un análisis de flujo en dos fases en el interior de tubos horizontales y de los procesos de transferencia de calor involucrados en el condensador

A partir del análisis anterior, se establece , el proceso de diseño térmico, el cual se implementa en un programa de computadoras, para obtener en forma rápida y versatil los parámetros necesarios para su construcción.

Finalmente se efectua una descripción de los pasos a seguir en el proceso de fabricación y los materiales usados.

INDICE GENERAL

	Pag.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL.....	VII
INDICE DE FIGURAS.....	X
INDICE DE TABLAS.....	XIV
NOMENCLATURA.....	XV
INTRODUCCION.....	XVII
I.- EL SISTEMA DE REFRIGERACION DOMESTICA	19
1.1. Ciclo de Refrigeración por Compresión	
Mecánica.	19
1.2. Componentes del Sistema.....	26
1.2.1 Compresor.....	26
1.2.2 Condensador.....	26
1.2.3 Filtro-Secador.....	29
1.2.4 Tubo Capilar.....	31
1.2.5 Evaporador.....	31
1.2.6 Acumulador.....	34
1.2.7 Refrigerantes.....	34
II.- ANALISIS DE FLUJO EN DOS FASES Y DE LOS PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR INVOLUCRADOS EN EL CONDENSADOR.....	35
2.1 Flujo en dos fases en el interior de tubos horizontales.....	35

2.2 Patrones de flujo de un vapor condensandose en el interior de tubos horizontales.....	40
2.3 Transferencia de calor por condensación en el interior de tubos horizontales.....	40
2.3.1 Flujo estratificado.....	44
2.3.2 Flujo por Tapones y Espumoso.....	46
2.3.3 Flujo anular.....	48
2.4 Transferencia de calor por convección libre en cilindros horizontales.....	51
2.5 Superficies aleteadas.....	54
2.5.1 Aletas de sección transversal uniforme.....	57
III.- DISEÑO TERMICO DEL CONDENSADOR.....	63
3.1 Consideraciones iniciales.....	65
3.2 Especificaciones de las variables de diseño.....	69
3.3 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por condensación.....	72
3.4 Cálculo de la longitud total de tubo para el serpentín.....	76
3.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección libre.....	78
3.6 Cálculo del número de aletas.....	79
3.7 Dimensionamiento final.....	87
IV.- POSIBILIDADES DE FABRICACION.....	92

4.1 Materiales.....	92
4.2 Métodos de construcción.....	96
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	107
APENDICES.....	111
BIBLIOGRAFIA.....	125



INDICE DE FIGURAS

CAPITULO I	Pag.
1.1 Diagrama Presión vs Entalpía (Ciclo teórico de refrigeración)	21
1.2 Circuito básico de refrigeración doméstica por compresión mecánica.	23
1.3 Compresor hermético para refrigeradoras domésticas	25
1.4 Condensador de serpentín horizontal con aletas en forma de varillas continuas de sección transversal circular.	27
1.5 Condensador de serpentín vertical con aletas tipo persiana.	28
1.6 Filtro Secador.	30
1.7 Evaporadores tipo placa para refrigeradoras domésticas.	33
 CAPITULO II	
2.1 Flujo burbujeante	36
2.2 Flujo por tapones	36
2.3 Flujo estratificado	36
2.4 Flujo ondulado	37
2.5 Flujo espumoso	37
2.6 Flujo anular	37

2.7	Diagrama de Baker para flujo horizontal	39
2.8	Patrones de flujo durante la condensación en el interior de una tubería horizontal.	42
2.9	Condensación total de un vapor dentro de una tubería horizontal.	42
2.10	Trayectoria de un vapor condensándose sobre el diagrama de Baker.	43
2.11.a	Flujo estratificado.	45
2.11.b	Factor de corrección para la ecuación de Nusselt en flujo estratificado.	45
2.12.a	Variación del coeficiente de transferencia de calor alrededor de la periferia del tubo cuando se tiene un flujo por tapones o espumoso.	47
2.12.b	Flujo por tapones.	47
2.13	Factor F_2 para la ec 2.6.	50
2.14	Flujo de convección libre alrededor de un cilindro horizontal.	52
2.15	Balance de energía para una superficie extendida.	55
2.16	Aleta de sección transversal uniforme tipo espiga	58
2.17	Balance de energía en la punta de una aleta de sección transversal uniforme.	61

CAPITULO III

3.1	Perspectiva del condensador	64
3.2	Elementos adicionales en un circuito de refrigeración doméstica por compresión mecánica.	68
3.3.a	Corte lateral del condensador.	81
3.3.b	Disposición de las varillas suponiendo que no son continuas	81
3.4	Corte longitudinal del condensador	82
3.5	Tubo aleteado (aletas tipo espiga)	83
3.6	Balance de energía en el tubo aleteado horizontal	84
3.7	Dimensionamiento del condensador.	91

CAPITULO IV

4.1	Cortador manual para tuberías	97
4.2	Uso del cortador manual para corte de tuberías.	97
4.3	Corte de un tubo con segueta y accesorio de corte.	98
4.4	Técnica recomendada para doblar un tubo a mano.	100
4.5	Dobladores de tubo tipo resorte.	100
4.6	Doblador de tubo tipo palanca	101
4.7	Dobladora manual tipo palanca diseñada específicamente para doblar serpentines.	102
4.8	Soldadora "punteadora" automática	104

4.9 Etapas en la soldadura por puntos

INDICE DE TABLAS

N°	Pag.
2.1 Coeficiente C y n para la ecuación de ecuación 2.10.	53
3.1 Pruebas de "Run Time" realizadas en refrigeradoras domésticas (Durex).	67
3.2 Datos técnicos de compresores "EMBRACO" tipo herméticos para refrigeradoras domésticas.	71
4.1 Especificaciones para tubería de cobre usada en refrigeración.	94
4.2 Especificaciones para tubería de acero de pequeño diámetro.(Bundy)	95

NOMENCLATURA

- F** : Factor de corrección para un flujo en dos fases
- G** : Gasto másico por unidad de área
- G_g** : Gasto másico por unidad de área considerando solamente la fase gaseosa.
- G_l** : Gasto másico por unidad de área considerando solamente la fase líquida.
- g** : Gravedad
- h₁** : Coeficiente de transferencia de calor por condensación.
- h_o** : Coeficiente de transferencia de calor por convección libre.
- Pr₁** : Número de Prandtl de la fase líquida
- Rad** : Número de Rayleigh
- Re₁** : Número de Reynolds de la fase líquida
- Re_g** : Número de Reynolds de la fase gaseosa
- T_w** : Temperatura de pared
- T_c** : Temperatura de condensación
- T_∞** : Temperatura ambiente
- T_f** : Temperatura de película
- X** : Parámetro de Martinelli



Letras griegas

- δ_g : Densidad de la fase gaseosa
 δ_l : Densidad de la fase líquida
 μ_l : Viscosidad dinámica de la fase líquida
 μ_g : Viscosidad dinámica de la fase gaseosa
 i_{fg} : Calor latente de condensación
 K_l : Conductividad térmica de la fase líquida
 α_a : Difusividad térmica del aire
 V_a : Viscosidad cinemática del aire
 x : Calidad del gas

INTRODUCCION

El sistema de refrigeración empleado en la actualidad en una refrigeradora doméstica (anteriormente se empleaba también el sistema de refrigeración por absorción) es el sistema de compresión mecánica. El cual está compuesto de 4 partes fundamentales las cuales son: evaporador, compresor, condensador y tubo capilar.

Los sistemas de refrigeración doméstica, manejan capacidades de refrigeración relativamente bajas, por tal razón los condensadores que se instalan, son serpentines enfriados por circulación natural de aire.

La función del condensador dentro del sistema es la rechazar el calor que se añade al fluido de trabajo, tanto en el evaporador, como en el proceso de compresión. Tal función se efectúa por la acción simultánea de un cambio de fase (calor latente) en el interior de los tubos del serpentín y de los siguientes procesos de transferencia de calor: conducción a través de las paredes del serpentín; convección natural y radiación en el exterior del serpentín.

En la actualidad las empresas que ensamblan refrigeradoras

domésticas en nuestro medio, importan la mayoría de sus partes constitutivas, tal es el caso de los compresores, evaporadores y condensadores, debido principalmente a que no existe oferta local que pueda competir con los precios y calidad de los componentes importados. Para el caso particular de los condensadores, los cuales tienen una geometría sencilla (tubo serpentín aleteado) y por lo tanto de fácil construcción y mantenimiento, el presente trabajo tiene como objetivo principal desarrollar un diseño térmico que permita obtener los parámetros necesarios para su construcción (dimensionamiento). Este diseño permitiría a su vez implementar un programa de computadoras.

CAPITULO I

1. EL SISTEMA DE REFRIGERACION DOMESTICA

En este sistema se aplica generalmente el ciclo de refrigeración por compresión mecánica, maneja capacidades de refrigeración relativamente bajas (menor a una tonelada de refrigeración), por tal razón sus elementos constitutivos tienen características diferentes con respecto a los sistemas de refrigeración de mayor capacidad. El condensador es un serpentín enfriado por circulación natural de aire; el evaporador es generalmente de contacto directo ; el sistema de expansión es un tubo largo de pequeño diámetro denominado "tubo capilar"; el compresor es de tipo hermético y de baja potencia (menor a 1 hp) y el fluido de trabajo es un compuesto halocarburado denominado comercialmente refrigerante 12

1.1. CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA

Técnicamente la palabra refrigeración significa la extracción de calor desde una sustancia o espacio produciendo en ella una temperatura menor que la

sus alrededores. Este proceso no puede ocurrir en forma natural, de tal manera que debe emplearse un dispositivo que permita tal efecto.

Existen en la práctica varios sistemas de refrigeración para cumplir con tal misión; el sistema de absorción y el sistema de compresión mecánica.

Desde el punto de vista comercial y doméstico el sistema de compresión mecánica es el más importante. En este sistema el fluido de trabajo llamado refrigerante, se evapora y condensa alternativamente de tal manera de conseguir el efecto refrigerante.

En Fig 1.1 se muestra los procesos que forman el ciclo sobre un diagrama presión-entalpía (ciclo teórico de refrigeración). El proceso 1-2 es la compresión isoentropica a lo largo de la línea de entropía constante, desde el estado de vapor saturado hasta la presión del condensador. El proceso 2-3 es a presión constante, en un principio en la región del vapor recalentado seguido de una condensación (se rechaza calor) y es una línea horizontal en el diagrama ph . El proceso de expansión, 3-4 es a entalpía constante

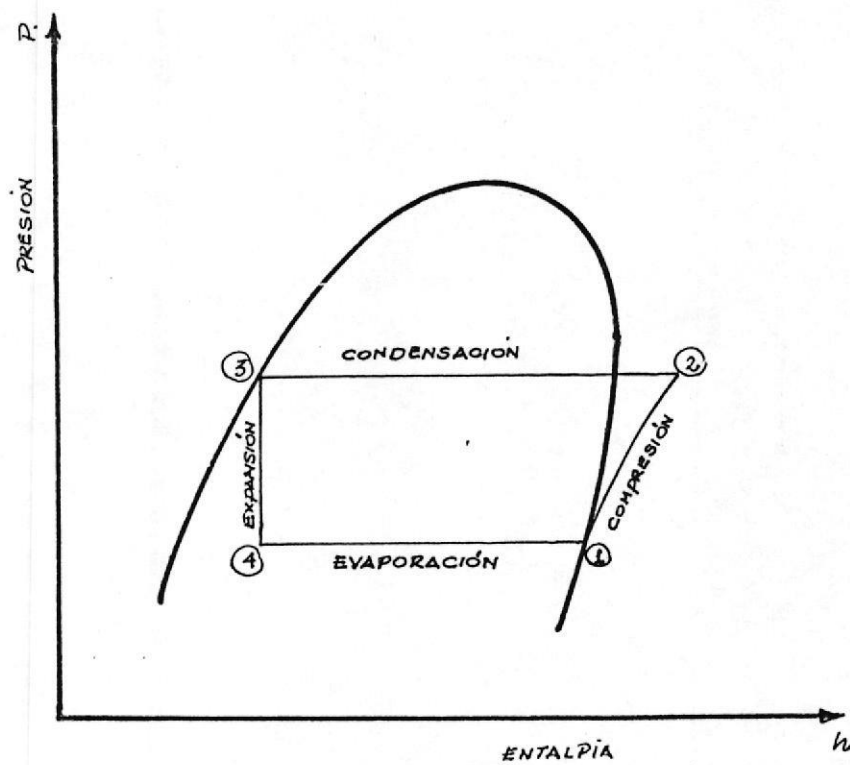


Fig.1.1 Diagrama Presión vs Entalpía
(ciclo teórico de refrigeración)

y por lo tanto la línea representada es vertical. Por último, el proceso de evaporación (se añade calor al fluido de trabajo) está representado por una línea horizontal, porque el flujo del refrigerante a través del evaporador se supone que es a presión constante.

A continuación se describe como los elementos constitutivos de un sistema de refrigeración doméstica llevan a cabo cada uno de estos procesos (ver Fig.1.2).

El compresor bombea refrigerante a través de todo el sistema e induce el gas refrigerante frío a través de la línea de succión, desde el serpentín evaporador del congelador (dispuesto en la parte superior de la refrigeradora) y al mismo tiempo lo comprime y eleva su temperatura para bombearlo a través de la línea de descarga hacia el condensador.

En el condensador el gas refrigerante cede calor al medio ambiente (por convección natural principalmente) y cambia su estado a líquido refrigerante. A la salida del condensador un filtro retiene las impurezas del refrigerante, antes de ingresar al tubo capilar.

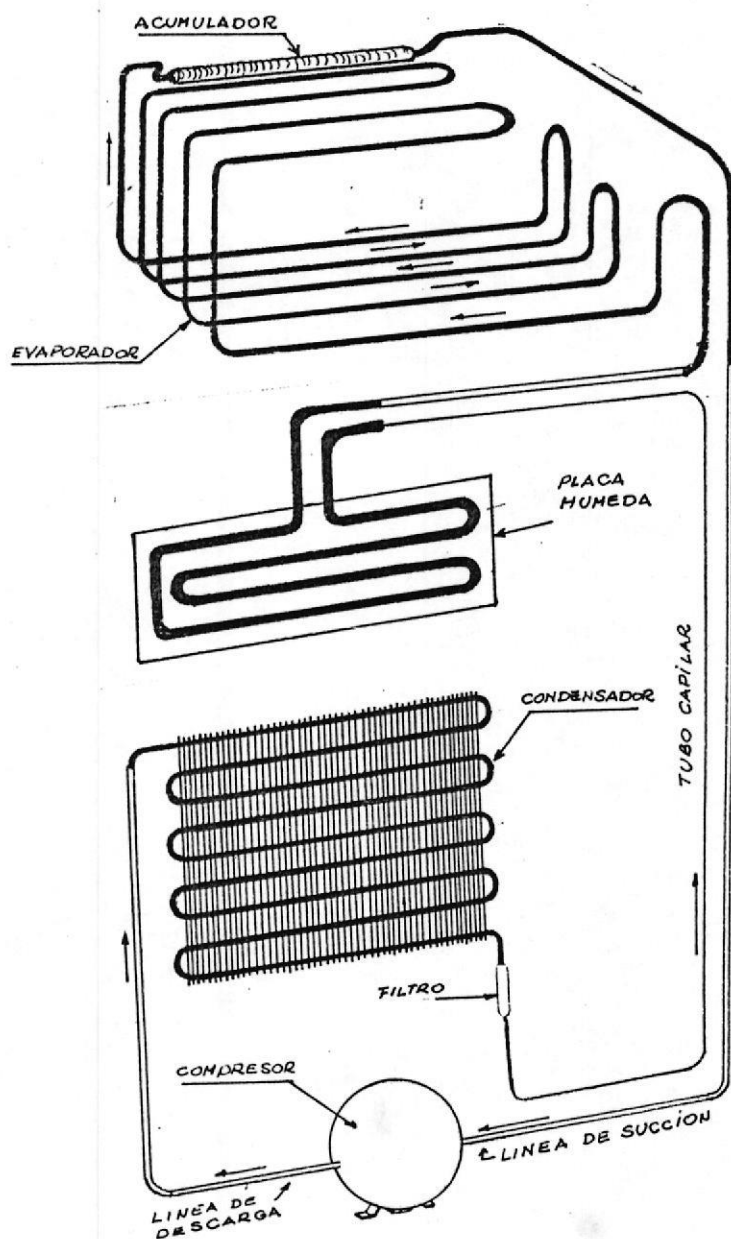


Fig 1.2 Circuito básico de refrigeración doméstica por compresión mecánica.

(Tomado de la Ref.[1]).

En el tubo capilar, cae la presión del líquido refrigerante hasta la presión de evaporación. Una longitud predeterminada del tubo capilar es generalmente soldada a lo largo de la línea de succión, formando un intercambiador de calor con el objeto de prevenir que todo el fluido frío a través de la línea de succión se encuentre en estado gaseoso, ya que una pequeña gota de líquido podría causar graves daños en el compresor.

El líquido refrigerante a baja presión ingresa al serpentín de la placa húmeda (ver fig 1.2) donde el refrigerante absorbe cierta cantidad de calor de la cabina inferior de la refrigeradora y por lo tanto comienza a vaporizarse. Posteriormente el refrigerante ingresa al serpentín evaporador del congelador en donde el calor que se absorbe es mucho mayor, ya que este serpentín es de mayor longitud y el refrigerante se vaporiza totalmente.

Finalmente el gas refrigerante a baja presión ingresa al acumulador, el cual tiene la función de retener refrigerante en estado líquido que no ha podido cambiar a gas, de este modo se previene el retorno del líquido hacia el compresor a través de la línea de succión.

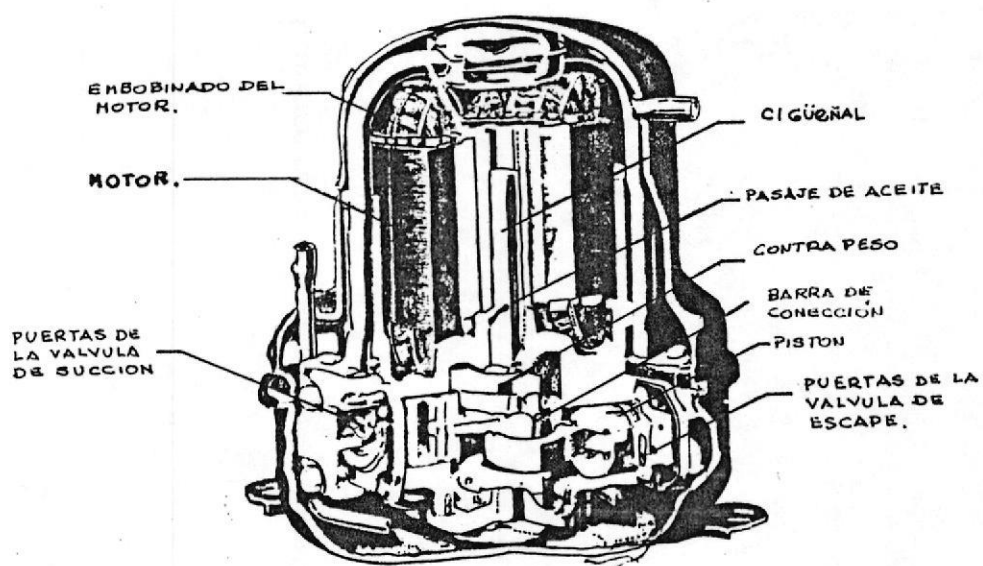


Fig 1.3 Compresor hermético para refrigeradoras domésticas.

(Tomado de la Ref.[1]).

1.2. COMPONENTES DEL SISTEMA

1.2.1 COMPRESOR

Los compresores usados generalmente en refrigeradoras domésticas son del tipo hermético o sellado. En estos compresores tanto el motor como el compresor están conectados directamente al mismo eje y sellados dentro de un mismo compartimiento, con el objeto de evitar la entrada de aire y polvo en su interior. Un compresor del tipo hermético se muestra en la fig 1.3.

1.2.2 CONDENSADOR

Los condensadores de refrigeradoras domésticas, son del tipo tubo serpentín aleteado, enfriados por circulación natural de aire (convección natural), aunque también existe transferencia de calor por radiación, esta no es muy significativa comparada con la transferencia de calor por convección natural.

Existen varios modelos de condensadores para refrigeradoras domésticas los cuales gene-

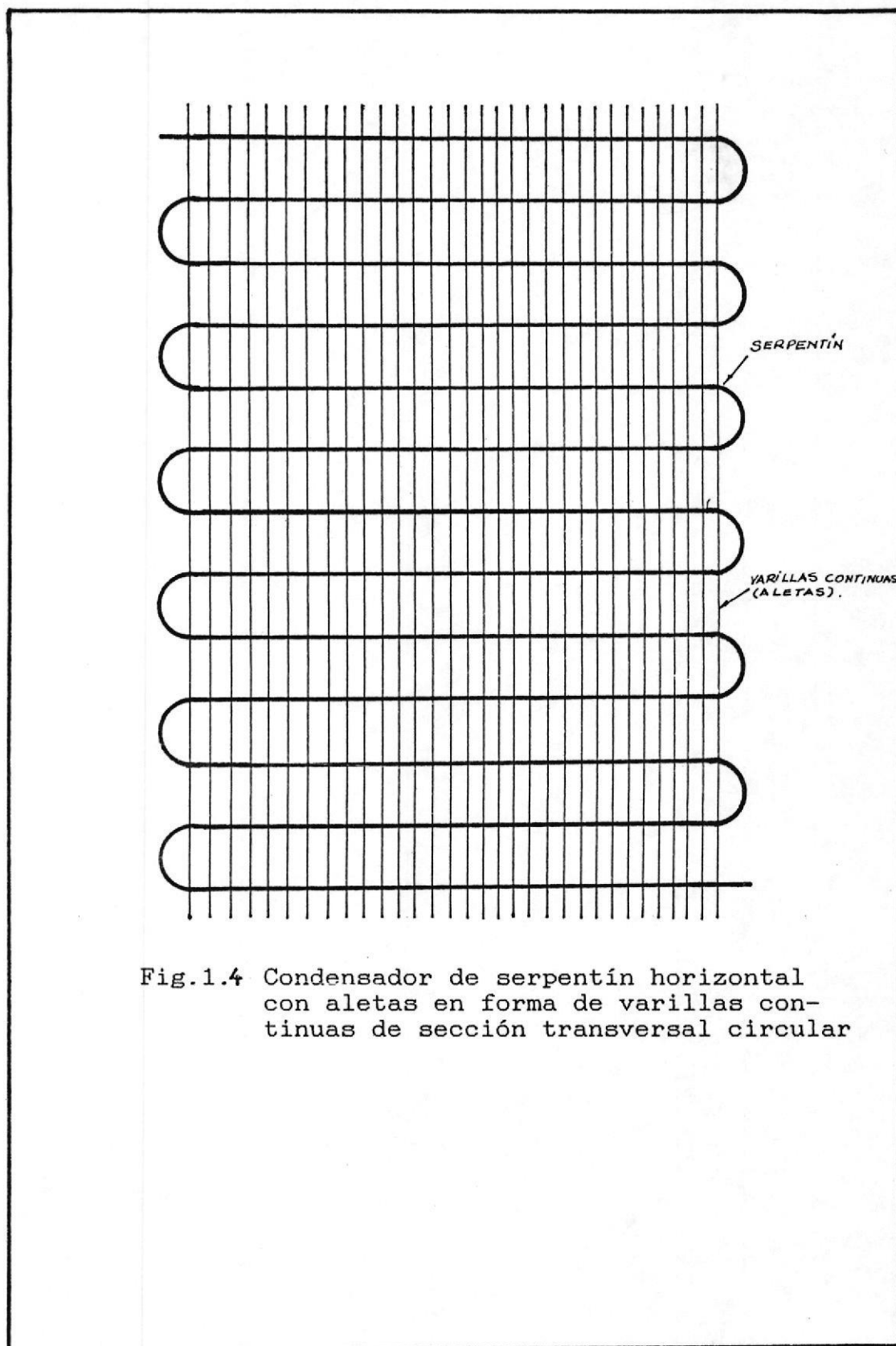


Fig.1.4 Condensador de serpentín horizontal con aletas en forma de varillas continuas de sección transversal circular

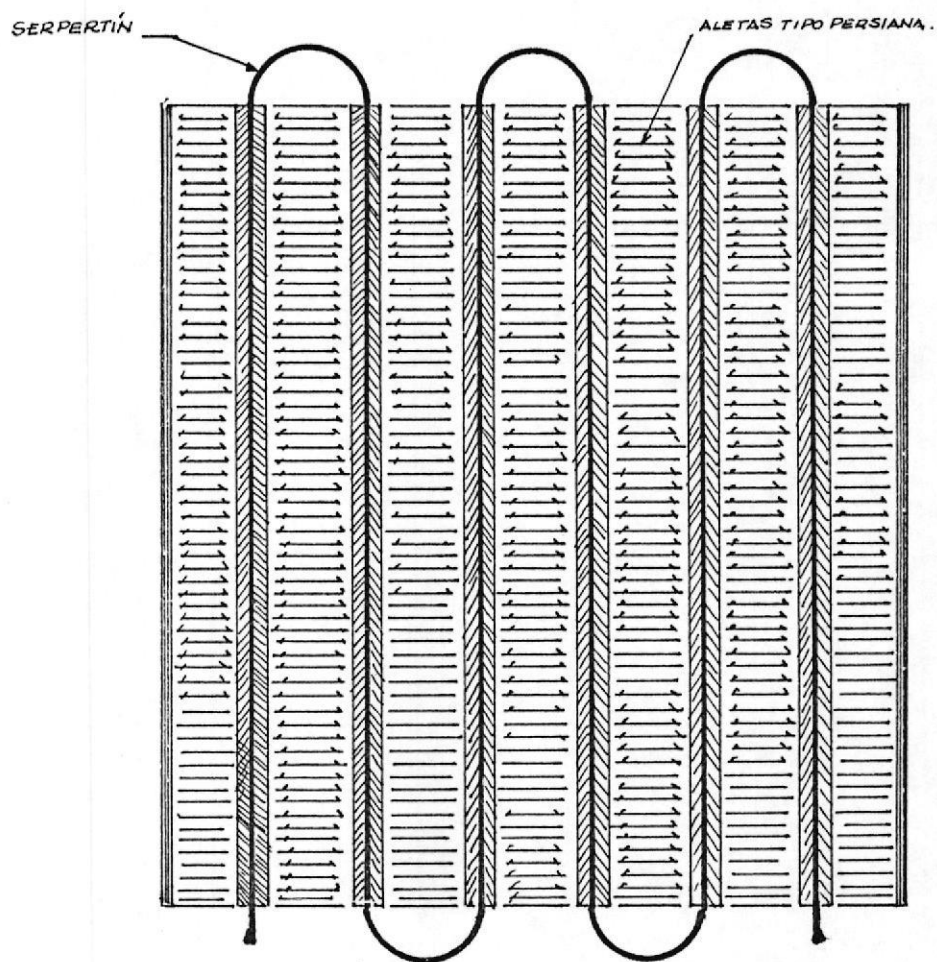


Fig.1.5 Condensador de serpentín vertical con aletas tipo persiana.

ralmente mantienen la forma de serpentín diferenciándose en la forma de las aletas y en la posición de los tubos del serpentín (horizontales o verticales).

En la Fig 1.4 se muestra un condensador de serpentín horizontal y con aletas en forma de varillas continuas de sección transversal circular, colocadas perpendicularmente a los tubos del serpentín. Mientras que la Fig 1.5 muestra un condensador de serpentín vertical y con aletas tipo persiana.

1.2.3 FILTRO-SECADOR

la función del filtro secador es la de remover humedad e impurezas del sistema de refrigeración

Un típico filtro-secador, se muestra en la fig 1.6 y consiste esencialmente en un casquillo metálico diseñado para con facilidad ser incluido en el sistema de refrigeración. El agente secador y purificador es generalmente, gelatina de sílica pura y adicionalmente se coloca a la salida una malla en forma de copa que provee un

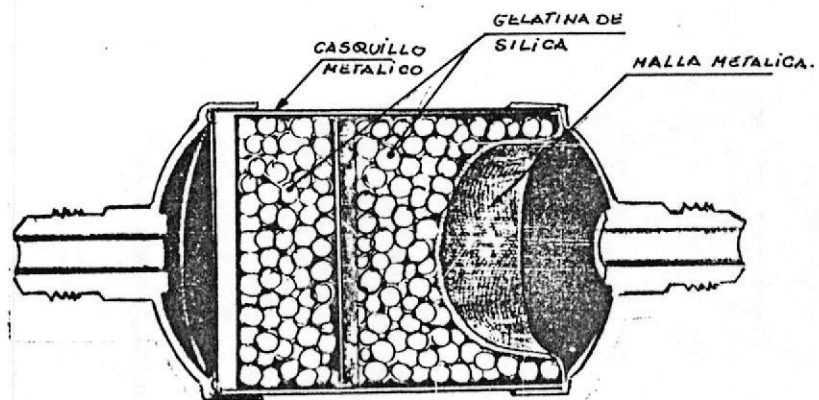


Fig.1.6 Filtro - Secador
(Tomado de la Ref.[1])

filtrado y secado adicional.

1.2.4 TUBO CAPILAR

Es el dispositivo de expansión que cumple con una doble misión: debe reducir la presión del líquido refrigerante y debe regular el paso de refrigerante al evaporador a la rata necesaria para remover el calor de la carga. El tubo capilar es un tubo de 0.5 a 5 mts de longitud, con un diámetro interior de 0.6 a 2.3 mm. El nombre de "tubo capilar" es erróneo, puesto que el diámetro es demasiado grande para permitir la acción capilar.

El líquido refrigerante entra en el tubo capilar y al pasar a través de él, pierde presión a causa de la fricción y de la aceleración del refrigerante, transformándose una parte en vapor.

1.2.5 EVAPORADOR

El evaporador es la parte del sistema de refrigeración donde se retira calor del producto. Cuando el refrigerante entra a los

pasajes del evaporador absorbe calor de los productos que van a ser enfriados y cuando absorbe calor de la carga empieza a hervir y se vaporiza. En este proceso el evaporador ejecuta el propósito total del sistema, la refrigeración.

Los evaporadores que se usan en refrigeradoras domésticas pueden ser: de contacto directo o de convección forzada.

Los evaporadores de contacto directo son generalmente placas las cuales forman en su interior pasajes por donde circula el refrigerante. En la Fig 1.4 se muestra un típico evaporador de placas, el cual está compuesto de dos partes: la placa superior, la cual forma la cabina del congelador y la placa inferior la cual se coloca en la cabina inferior de la refrigeradora, ambas se conectan entre sí, formando un solo evaporador (serpentín), pero con la diferencia de que la placa superior que forma la cabina del congelador tiene mayor área de contacto y por lo tanto mayor capacidad de extracción de calor.

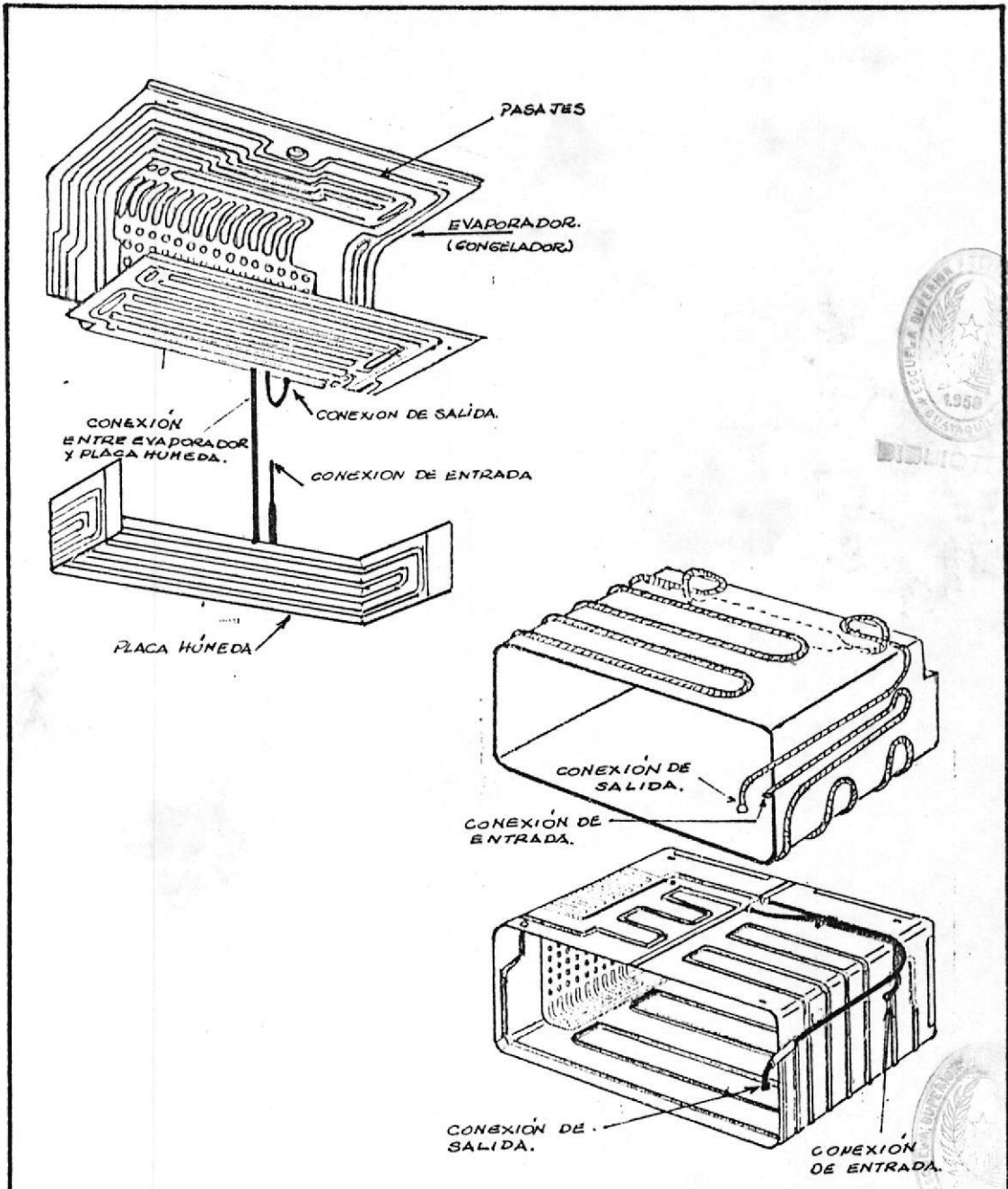


Fig.1.7 Evaporadores tipo placa para refrigeradoras domésticas

(Tomado de la Ref.[1])

1.2.6 ACUMULADOR

El acumulador es un cilindro largo diseñado como trampa para el líquido refrigerante que no ha podido cambiar a gas en el evaporador. De esta manera cualquier líquido permanecerá en el lado de baja presión del sistema y se previene que este ingrese por la línea de succión al compresor.

1.2.7 REFRIGERANTES

Un refrigerante es un medio de transmisión del calor, que absorbe calor al evaporarse a baja temperatura y lo cede al condensarse a alta temperatura y presión. El refrigerante que se usa generalmente en sistemas de refrigeración doméstica es del grupo de los hidrocarburos halogenados (halocarburos) conocido como Refrigerante 12 y que se vende con el nombre comercial de "Freon 12", el cual es especialmente útil por las convenientes presiones de funcionamiento, la pequeña potencia necesaria y el que no sea tóxico, ni corrosivo.

CAPITULO II

ANALISIS DE FLUJO EN DOS FASES Y DE LOS PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR INVOLUCRADOS EN EL CONDENSADOR

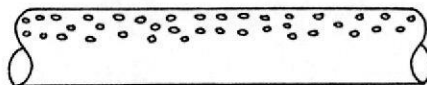
2.1. FLUJO EN DOS FASES EN EL INTERIOR DE TUBOS HORIZONTALES.

Un flujo en dos fases (gas-líquido) puede adoptar varias configuraciones geométricas: Estas son conocidas como patrones o régimen de flujo. Los parámetros físicos más importantes que influyen en la formación de los diferentes patrones de flujo son:

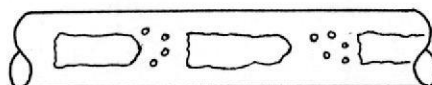
- (a).-La tensión superficial, la cual mantiene las paredes del tubo siempre húmedas y además permite la formación de pequeñas gotas de líquido y pequeñas burbujas de gas.
- (b).-La gravedad, la cual tiende a producir la caída del líquido hacia el fondo del tubo.

A continuación se describe cada uno de estos patrones de flujo [4]:

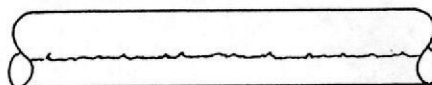
Flujo Burbujeante.- Aparecen pequeñas burbujas de gas en la parte superior del tubo inmersas en una fase de líquido continuo. (fig 2.1).



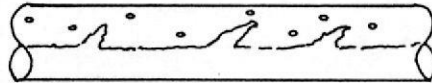
Flujo por Tapones.- Tapones de gas, se forman por la coalescencia de muchas burbujas de gas, en un flujo de fase líquida continua.(fig.2.2)



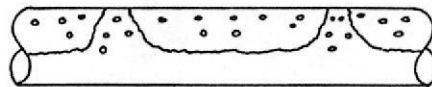
Flujo Estratificado.- Líquido fluye a lo largo del fondo de la tubería, sin la presencia de ondas (olas) significativas en la interfase. (fig.2.3)



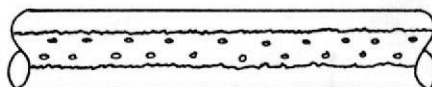
Flujo Ondulado.- El flujo se estratifica, pero ahora aparecen ondas (olas) de tamaño significativo en la interfase. (fig.2.4)



Flujo Espumoso (Slug).- Las ondas (olas) en el flujo ondulado son ahora suficientemente altas para alcanzar la parte superior de la tubería. (fig.2.5)



Flujo Anular.- El líquido forma una película alrededor de la pared del tubo, mientras que la fase gaseosa forma un núcleo que puede contener gotas de líquido. (fig 2.6)



La determinación de los patrones de flujo es importante, en la selección de las correlaciones para el cálculo de transferencia de calor como se vera más adelante cuando se trate este punto.

Numerosos trabajos basados en la experiencia de exámenes visuales, han permitido determinar los parámetros para establecer diagramas en dos dimensiones que muestran las regiones donde se manifiestan los diferentes patrones de flujo. El diagrama más comunmente empleado para flujo horizontal es el diagrama de Baker [9]. Este diagrama fué establecido sobre la base de las relaciones entre G_1 y G_E (ver fig.2.7) ; habiendo empleado en sus ensayos agua como líquido y aire como gas y extendiendo su uso para otros líquidos y gases por medio de la introducción de los coeficientes λ y ψ definidos a continuación:

$$\lambda = \left[\frac{\rho_g}{\rho_{\text{aire}}} \frac{\rho_l}{\rho_{\text{agua}}} \right]^{1/2} \quad (2.1)$$

$$\psi = \frac{G_{\text{agua}}}{G_l} \left[\frac{\mu_l}{\mu_{\text{agua}}} \left(\frac{\rho_{\text{agua}}}{\rho_l} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (2.2)$$

G_1 = flujo másico del gas por unidad de área.

G_E = flujo másico del líquido por unidad de área.

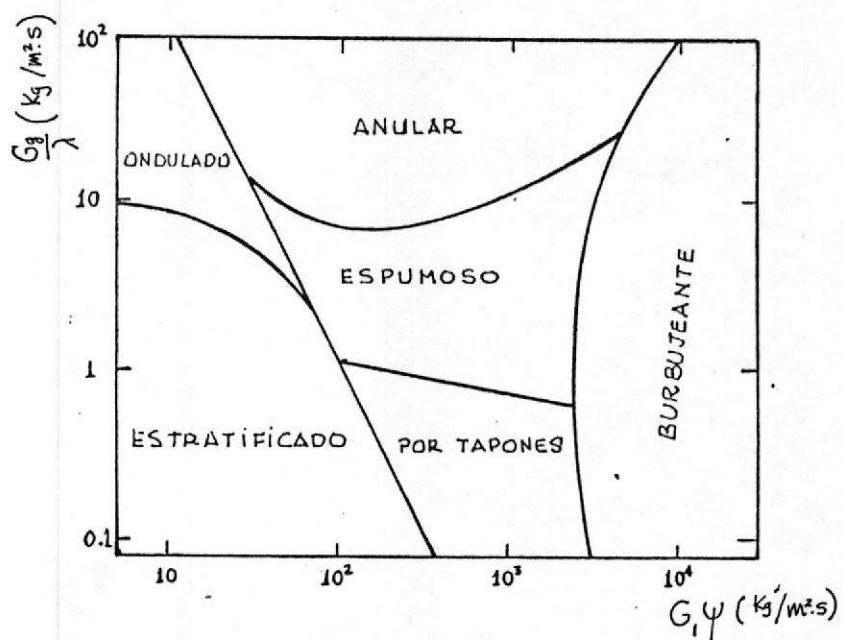


Fig 2.7 Diagrama de Baker para flujo horizontal

(Tomado de la Ref.[9])

Donde:

ρ_l = densidad del líquido (Kg/m^3)

ρ_g = densidad del gas (Kg/m^3)

ρ_{agua} = densidad del agua = $1000 \text{ Kg}/\text{m}^3$

ρ_{aire} = densidad del aire = $1.23 \text{ Kg}/\text{m}^3$

μ_l = viscosidad del líquido ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)

μ_{agua} = viscosidad del agua = $10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$

σ_l = tensión superficial del líquido (N/m)

σ_{agua} = tensión superficial del agua = $0.072 \text{ N}/\text{m}$



El diagrama Baker trabaja razonablemente para tubos horizontales de pequeño diámetro. ($d < 0.05 \text{ mt}$)

2.2. PATRONES DE FLUJO EN UN VAPOR CONDENSÁNDOSE EN EL INTERIOR DE TUBOS HORIZONTALES.

La Fig 2.8 ilustra los posibles patrones de flujo durante la condensación en el interior de una tubería horizontal [4]. A razones de flujo másico bajas, los patrones de flujo mientras se incrementa la condensación son: anular, ondulado y estratificado; a razones de flujo másico altas los patrones de flujo con incremento de condensación son: anular, espumoso y por tapones.

2.3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDENSACION



La Condensación dentro de tubos horizontales es una situación bastante común en la industria. El vapor generalmente entra al tubo en condiciones de supercalentamiento (ver fig.2.9). En el punto A la pared es humedecida primeramente con condensado, la película de líquido en la pared interior del tubo es ligeramente subenfriada y el vapor todavía está supercalentado. La región antes del punto A se conoce como pared seca; la región después del punto A se conoce como pared húmeda. En el punto B aparecen gotas de líquido inmersas en la fase gaseosa, la cual se encuentra rodeada por una película de líquido condensado. La región que comprende desde el punto A hasta el punto C se conoce como región de flujo anular. Del punto C en adelante el flujo adoptará diferentes patrones de flujo hasta condensarse totalmente.

En un análisis de un vapor condensándose es interesante notar los patrones de flujo que se manifiestan y las condiciones que permiten la presencia de uno u otro de estos patrones. En la Fig 2.10 se ha graficado la trayectoria de un vapor condensándose (trayectoria en función de la calidad del vapor) sobre el mapa de Baker para flujo horizontal [9].

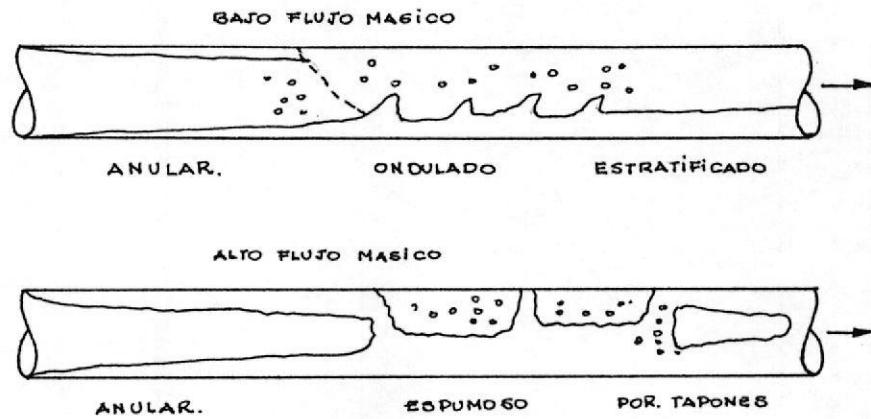


Fig 2.8 Patrones de flujo durante la condensación en el interior de una tubería horizontal.

(Tomado de la Ref.[4])

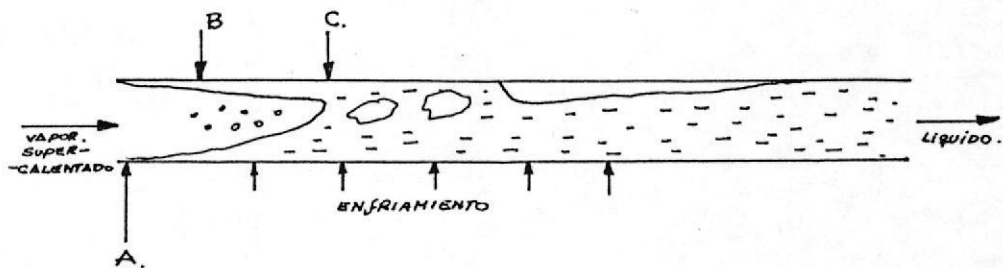


Fig. 2.9 Condensación total dentro de una tubería horizontal.

(Tomado de la Ref.[9])

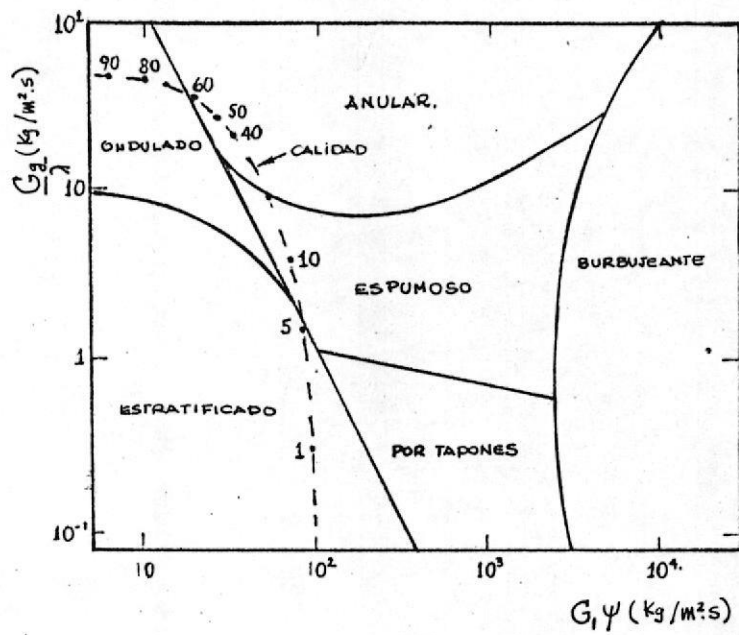


Fig 2.10 Trayectoria de un vapor condensándose sobre el Diagrama de Baker.

(Tomado de la Ref.[9]).

La identificación de los diferentes patrones de flujo es un factor muy importante para el análisis de transferencia de calor, a tal punto que para cada patron de flujo se han obtenido correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor.

2.3.1. FLUJO ESTRATIFICADO

Por lo general cuando se tiene flujo estratificado, la calidad del vapor es bastante baja (0.05-0) y por lo tanto existen bajos esfuerzos de interfase y el coeficiente de transferencia de calor se calcula usando la siguiente correlación desarrollada por Nusselt [9].

$$h = F \cdot \left[\frac{\delta_1 \cdot (\delta_1 - \delta_2) \cdot g \cdot \rho_l \cdot K_1^3}{\mu_l \cdot \Delta T \cdot d} \right]^{1/4} \quad (2.3)$$

Donde:

$$\Delta T = T_c - T_w$$

d = diámetro interno del tubo

T_c = temperatura de condensación

T_w = temperatura de pared

Para condensación en el interior de tubos horizontales con flujo estratificado, se asume comunmente que no ocurre condensación en la

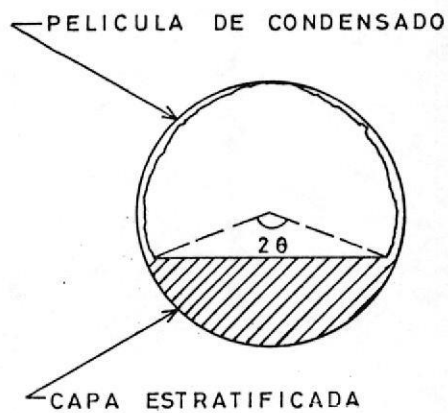


Fig. 2.11(a) Flujo estratificado

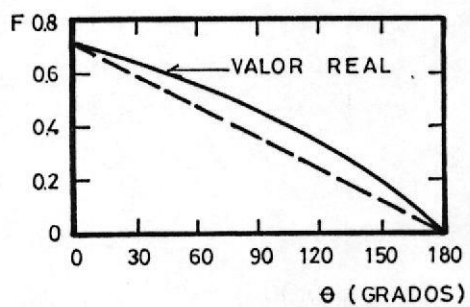


Fig. 2.11(b) Factor de corrección para la ecuación de Nusselt, en flujo estratificado.

(Tomado de la Ref. 9)

capa estratificada (fondo del tubo) y que toda la condensación ocurre en la parte superior del mismo, en tal caso el valor de F disminuye linealmente con el incremento del ángulo θ , ya que al aumentar θ disminuye el área disponible para la condensación (ver fig 2.11a y 2.11b). Pero si se considera que en el fondo del tubo también se produce algo de condensación el comportamiento de F con respecto a θ deja de ser lineal (ver fig 2.11b).

2.3.2. FLUJO POR TAPONES Y ESPUMOSO

En este caso existe condensación cerca del fondo del tubo y aparecen efectos cortantes del vapor sobre la película de condensado en la parte superior del tubo (esfuerzos de interfase) esto hace que el análisis sea mucho más complicado.

Resultados experimentales muestran que el coeficiente de transferencia de calor varía alrededor del tubo, tal como se muestra en la fig 2.12a y 2.12b.

El coeficiente de transferencia de calor se puede evaluar usando la correlación para flujo

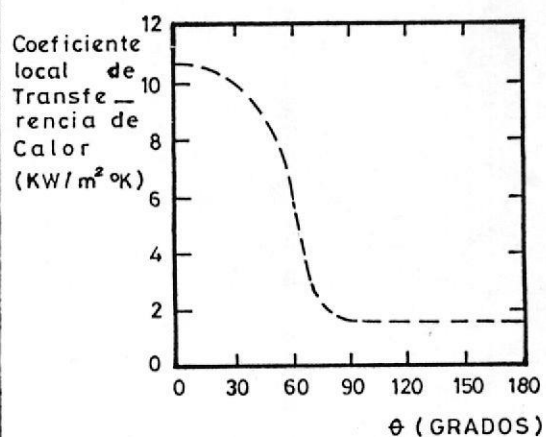


Fig. 2.12(a) Variación del coeficiente de transferencia de calor alrededor de la periferia del tubo, cuando se tiene un flujo por tapones o espumoso.

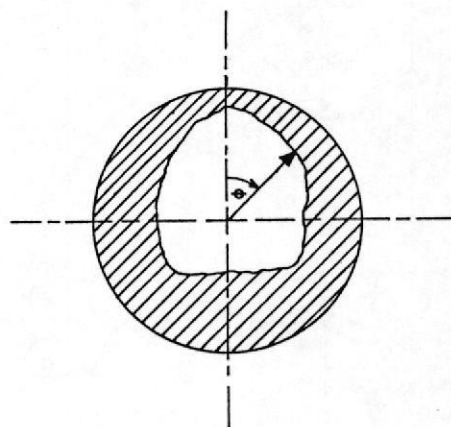


Fig. 2.12(b) Flujo por tapones

(Tomado de la Ref.9)

estratificado pero con la diferencia, de que el factor F se obtiene a partir de la siguiente expresión [9]:

$$F = 0.31 Re_G^{0.12} \quad (2.4)$$

Donde:

$$Re_G = \frac{G_G * d}{\mu_G} \quad (2.5)$$

d = diámetro interior del tubo

2.3.3. FLUJO ANULAR

Muchos condensadores para sistemas de refrigeración operan con condensación en el interior de tubos largos horizontales. Generalmente para la mayor parte del tubo el flujo es de tipo anular.

La siguiente correlación desarrollada por TRAVISS [6], calcula el coeficiente de transferencia de calor local:

$$\frac{h_x d}{K_1} = \frac{Pr_1 \cdot Re_1^{0.9}}{F_2} \left[\frac{1}{X} + \frac{2.85}{X^{0.476}} \right] \quad (2.6)$$

Donde:

$$Re_1 = G(1-x) \cdot d / \mu_1$$

$$X = \left[\frac{\mu_l}{\mu_g} \right]^{0.1} \left[\frac{\delta_g}{\delta_l} \right]^{0.5} \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0.9} \quad (2.8)$$

X se conoce como el parámetro de Martinelli y esta relacionado con los gradientes de presión por fricción cuando se tiene un flujo en dos fases. La ecuación 2.8 expresa este parámetro es función de las propiedades termofísicas de las dos fases (líquido-gas).

En el capítulo III, sección 3.3 se hace una definición formal del parámetro de Martinelli y se desarrolla la ecuación 2.8

F_2 es una función que depende de Pr_1 y Re_1 , dado por la ecuación 2.9 y por el gráfico de la fig 2.13.

$$F_2 = 5Pr_1 + 5\ln(1 + 5Pr_1) + 2.5\ln(0.0031Re_1^{0.812})$$

$$Re_1 > 1125$$

$$F_2 = 5Pr_1 + 5\ln\{1 + Pr_1(0.0964Re_1^{0.585} - 1)\}$$

$$60 < Re_1 < 1125$$

$$F_2 = 0.707 Pr_1 Re_1^{0.5}$$

$$Re_1 < 50$$

(2.9)

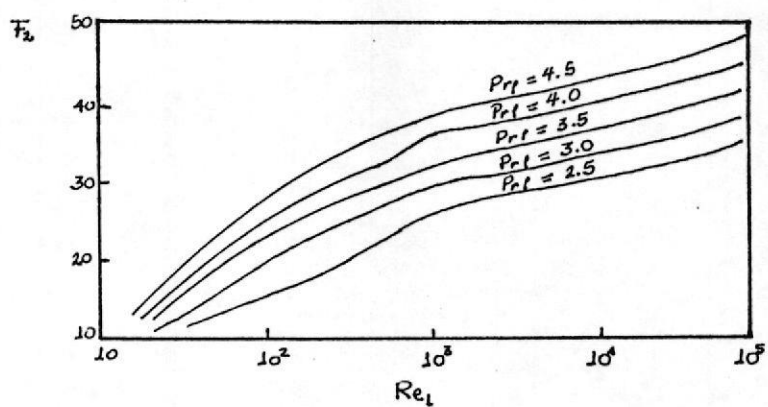


Fig.2.13 Factor F_2 para la ec.2.6
(Tomado de la Ref.[6]).

2.4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION LIBRE EN CILINDROS HORIZONTALES

En la convección libre el movimiento del fluido (aire) es debido a efectos flotantes, los cuales se manifiesta por la presencia combinada de gradientes de densidad y fuerzas de cuerpo que generalmente son gravitacionales. Los gradientes de densidad en un fluido (en este caso aire) se manifiestan por la presencia combinada de gradientes de temperatura ($T_w - T_\infty$). Para el caso de un cilindro horizontal largo que se encuentra a una temperatura superior a la temperatura ambiente, se produce un flujo de convección libre tal como se muestra en la fig.2.14.

Esta importante geometría se ha estudiado intensamente y de las muchas correlaciones existentes para evaluar el número de Nusselt promedio tenemos:

$$Nu_d = h \cdot D / K = C \cdot Rad^n \quad (2.10)$$

Donde : C y n son dados por la tabla 2.1

$$Rad = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot D^3}{V_a \cdot \alpha_a} \quad (2.11)$$

CHURCHILL y CHU han recomendado la siguiente

correlación para un amplio número de Rayleigh (Rad).

$$\text{Nud} = 0.60 + \left[\frac{0.387 \text{ Rad}^{1/6}}{[1 + (0.559/\text{Pr})^{9/16}]^{4/27}} \right]^2 \quad (2.12)$$

Para: $10^{-5} < \text{Rad} < 10^{12}$

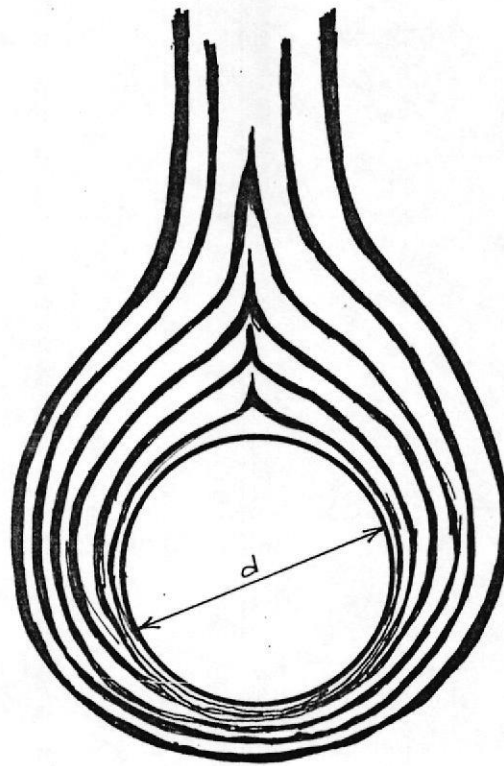


Fig.2.14 Flujo de convección libre alrededor de un cilindro horizontal.

Tabla 2.1 Coeficientes C y n para la ecuación 2.10

R_{Ad}	C	n
$10^{-10} - 10^{-2}$	0.675	0.058
$10^{-2} - 10^2$	1.02	0.148
$10^2 - 10^4$	0.850	0.188
$10^4 - 10^7$	0.480	0.250
$10^7 - 10^{12}$	0.125	0.330

2.5. SUPERFICIES ALETEADAS

Para determinar , la razón de transferencia de calor disipado por un aleta, primeramente se obtiene, la distribución de temperatura a lo largo de misma. Para ello se realiza un balance de energía, escogiendo un apropiado volumen de control.

Si se considera la superficie extendida de la fig 2.15. El análisis se simplifica haciendo las siguientes suposiciones:

- a.-El flujo de calor a través de la aleta es unidireccional.
- b.-Las ecuaciones de flujo de calor son de estado estable
- c.-La conductividad térmica es constante.
- d.-La radiación de la superficie es despreciable
- e.-El coeficiente de convección de calor h es uniforme sobre toda la superficie.

Aplicando la ecuación de conservación de energía para el elemento diferencial de la fig 2.15.

$$q_x = q_{x+dx} + dq_{cov} \quad (2.13)$$

De la ley de Fourier se conoce que:

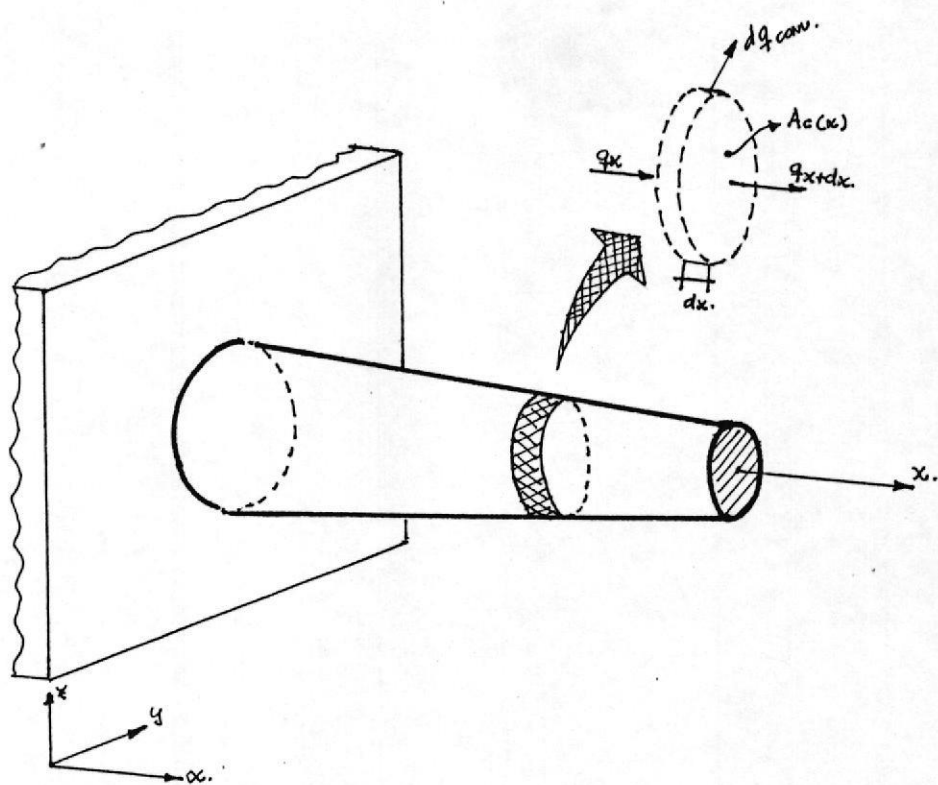


Fig.2.15 Balance de energía para una superficie extendida

$$q_x = -K \cdot A_c \frac{dT}{dx} \quad (2.14)$$

Donde A_c es la sección transversal, que puede variar con x . Entonces la razón de transferencia de calor por conducción en $x+dx$ se puede expresar:

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{dq_x}{dx} dx \quad (2.15)$$

Aplicando la Ley de Fourier se tiene:

$$q_{x+dx} = -K \cdot A_c \frac{dT}{dx} - K \frac{d}{dx} \left[A_c \frac{dT}{dx} \right] dx \quad (2.16)$$

La razón de transferencia de calor por convección se expresa como:

$$dq_{conv} = h \cdot dA_s (T - T_\infty) \quad (2.17)$$

Donde dA_s es un elemento diferencial del área superficial. Sustituyendo las ecuaciones 2.14, 2.15, 2.16 y 2.17 en la ecuación de balance de energía (2.13). Se obtiene finalmente:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \left[\frac{1}{A_c} \frac{dA_c}{dx} \right] \frac{dT}{dx} - \left[\frac{1}{AC} \frac{h}{K} \frac{dA_s}{dx} \right] (T - T_\infty) = 0 \quad (2.18)$$

2.5.1. ALETAS DE SECCION TRANSVERSAL UNIFORME

Para resolver la ecuación 2.18 es necesario ser más específico. Por tal razón se empieza con el análisis de las aletas de sección transversal uniforme (fig. 2.16).

Cada aleta esta fijada a una superficie base de temperatura $T(0)=T_b$ y además se encuentra rodeada de un fluido a temperatura T_∞

Para las aletas mostradas en la fig.2.16 A_c es constante y $A_s=Rx$ donde A_s es el área superficial medida desde la base hasta x y P es el perímetro de la aleta. Por lo que:

$$\frac{dA_c}{dx} = 0 \quad \frac{dA_s}{dx} = P$$

y la ecuación 2.18 se reduce a:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{hP}{K A_c} (T-T_\infty)=0 \quad (2.19)$$

Para simplificar la forma de la ecuación 2.19 se hace la siguiente sustitución:

$$\theta(x) = T(x)-T_\infty \quad (2.20)$$

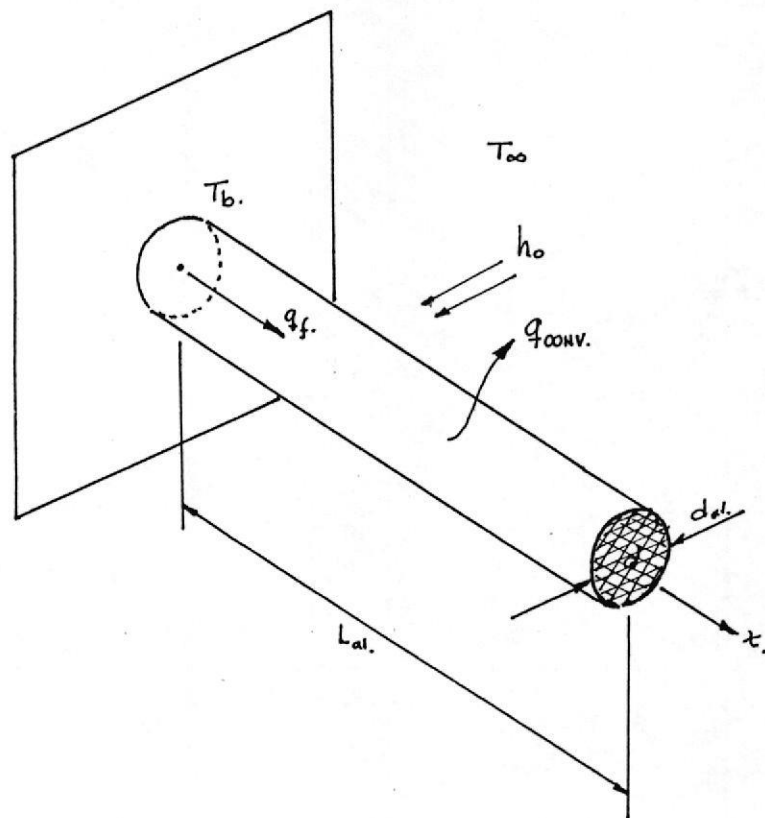


Fig.2.16 Aleta de sección transversal uniforme tipo "espiga".

Donde T_{∞} es constante y por lo tanto:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{dT}{dx}$$

Sustituyendo la ecuación 2.20 en 2.19 se obtiene:

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \quad (2.21)$$

Donde:

$$m = \left[\frac{hP}{K.Ac} \right]^{1/2} \quad (2.22)$$

La ecuación 2.21 es una ecuación diferencial de 2º orden con coeficientes constantes, por lo tanto la solución general tiene la siguiente forma:

$$\theta(x) = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx} \quad (2.23)$$

Para evaluar las constantes c_1 y c_2 de la ecuación 2.23 es necesario ciertas condiciones de borde. Una de estas condiciones puede ser especificada en términos de la temperatura de la base de la aleta ($x=0$).

$$\theta(0) = T_b - T_{\infty} = \theta_b \quad (2.24)$$

La segunda condición se especifica para la punta de la aleta ($x=L$) y pueden presentarse cuatro diferentes casos.

1.-El primer caso considera que existe transferencia de calor por convección en la punta de la aleta. Aplicando un balance de energía para una superficie de control cerca de la punta (fig.2.17) . Se obtiene:

$$h.Ac[T(L)-T_{\infty}] = -K.Ac \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} \quad (2.25)$$

$$h\theta(L) = -K \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} \quad (2.26)$$

Finalmente :

(2.27)

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\text{Cosh } m(L-x) + (h/mK)\text{Senh } m(L-x)}{\text{Cosh } mL - (h/mK)\text{Senh } mL}$$

(2.28)

$$q_f = q_b = -KAc \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = -KAc \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0}$$

$$q_f = (hPKAc)^{1/2} \theta_b \frac{\text{Senh } mL + (h/mK)\text{Cosh } mL}{\text{Cosh } mL + (h/mk)\text{Senh } mL}$$

(2.29)

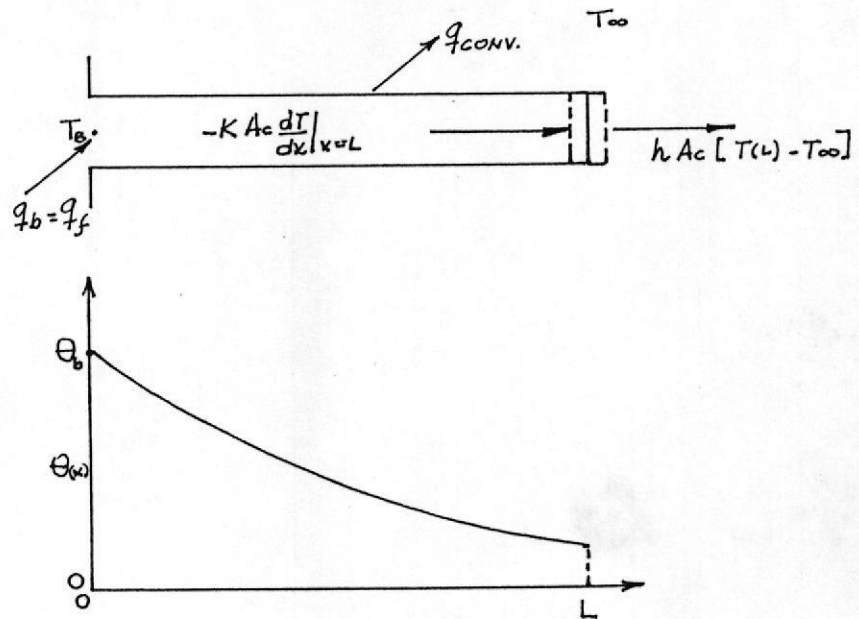


Fig.2.17 Balance de energía en la punta de una aleta de sección transversal uniforme

2.-El segundo caso considera que las pérdidas de calor por convección en la punta de la aleta son despreciables, en tal caso la punta de la aleta se considera como adiabática.

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} = 0 \quad (2.30)$$

Para obtener finalmente:

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\text{Cosh } m(L-x)}{\text{Cosh } mL} \quad (2.31)$$

$$q_f = (hPKAc)^{1/2} \theta_b \text{Tanh } mL \quad (2.32)$$

3.- En el tercer caso se conoce la temperatura en la punta de la aleta.

$$\theta(L) = \theta_L \quad (2.33)$$

Para obtener finalmente: (2.34)

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\theta_L/\theta_b \text{ Senh } mx + \text{Senh } m(L-x)}{\text{Senh } mL} \quad (2.35)$$

$$q_f = (hPKAc)^{1/2} \frac{(\text{Cosh } mL - \theta_L/\theta_b)}{\text{Senh } mL}$$

CAPITULO III

3. DISEÑO TERMICO DEL CONDENSADOR

Como se mencionó en el capítulo I, existen diferentes tipos de condensadores para refrigeradoras domésticas. El tipo de condensador a diseñarse en el presente trabajo es esencialmente un serpentín aleteado el cual se esquematiza en la Fig 3.1. Este tipo de condensador se seleccionó principalmente por la facilidad de su construcción.

A continuación se describe las partes constitutivas de este tipo de condensador.

El Cuerpo del Condensador.- Como se muestra en la Fig 3.1 está compuesto de un tubo largo, dispuesto en forma de serpentín.

Las Aletas del Condensador.- Las aletas son varillas continuas de sección transversal circular dispuestas en forma perpendicular a los tubos del serpentín y distribuidas en igual número, tanto en la parte frontal y posterior del mismo (ver Fig 3.1).

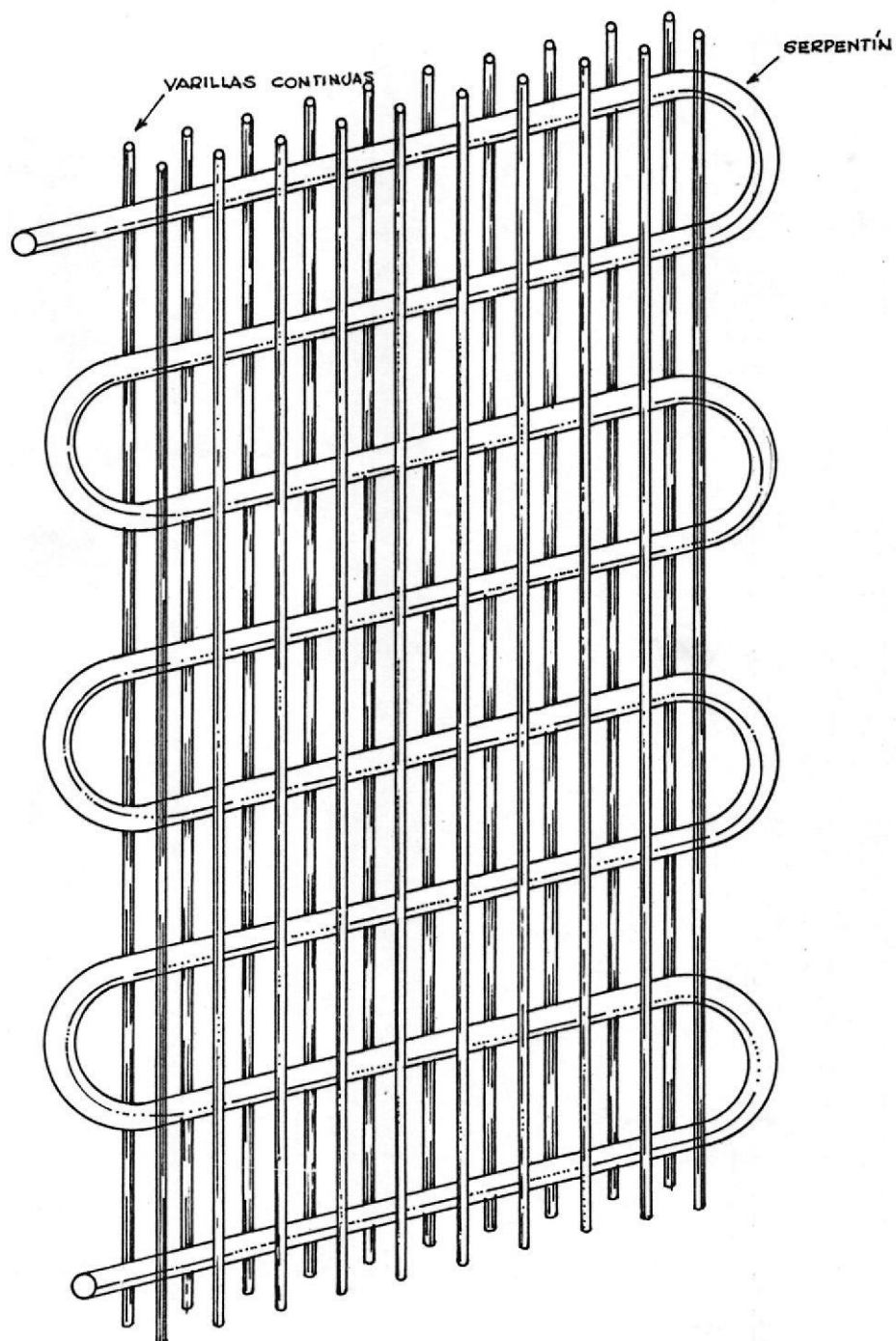


Fig. 3.1 Perspectiva del condensador

3.1 CONSIDERACIONES INICIALES DEL DISEÑO TERMICO

Inicialmente debe considerarse ciertas condiciones o suposiciones, que permitan especificar el comportamiento de las variables involucradas en el diseño térmico. Tales condiciones son:

- 1- El serpentín del condensador se supone totalmente extendido, formando un tubo largo en posición horizontal.
- 2- La temperatura de condensación del gas refrigerante así como también las temperaturas exterior e interior de las paredes del tubo se consideran constantes. Esta suposición se fundamenta en que los procesos de cambio de fase, idealmente ocurren a temperatura y presión constante. Además pruebas realizadas en refrigeradoras domésticas denominadas "Run Time" (Tabla 3.1) proporcionan mediciones de la temperatura en la pared exterior del tubo, tanto a la entrada como a la salida del condensador y el ΔT entre estas dos mediciones es generalmente pequeño (0-8°F).
- 3- El gas refrigerante ingresa al condensador en condición de saturación ($x=1$). Si se analiza el

diagrama presión vs entalpía (Fig 1.1) para un ciclo teórico de refrigeración por compresión mecánica, es evidente que la condición del gas refrigerante a la entrada del condensador (zona de alta presión) es de supercalentamiento. Pero en un sistema completo de refrigeración doméstica (Fig 3.2), existen elementos constitutivos adicionales. Tal es el caso de la tubería anti-exudación y de la bandeja evaporadora.

Tubería Anti-Exudación. Es un tubo largo de pequeño diámetro conectado justamente a la salida del compresor (punto 2), el cual se encuentra dispuesto alrededor del marco de la refrigeradora (ver fig 3.2) y tiene como función producir un sello térmico.

Bandeja Evaporadora. Se compone de una bandeja recolectora y un serpentín, el cual se encuentra justamente a la salida de la tubería anti-exudación. Tiene como función evaporar el agua producto del descongelamiento de la escarcha que se produce en el congelador.

El gas refrigerante (Refrigerante 12) a alta temperatura y presión a la salida del compresor

Tabla 3.1 Prueba de "RUN TIME" realizadas en refrigeradoras domésticas (DUREX).

op	Hora	Teev	Tsev	Tcng	Tref	Tecn	Tscn	Tamb	Pa	Pb
off	8:34	-3	11	8	36	127	119	81	145	2
	8:40	18.5	19	15.5	36	90	89	82		
on	8:44	22	22	19	36	86	86	82	22	22
	8:47	0	14	11	36	126	118	82		
off	8:49	-4	11	7	35	127	119	82	147	2

Artefacto: Refrigeradora de 8 pies³ (Volumen interior)
 Compresor= 1/8 Hp
 Carga R-12 = 115 Gramos
 Tubo Capilar = 0.78 mm I.D.

Simbología Utilizada:

op = Operación

Teev(°F) = Temperatura de entrada al evaporador

Tsev(°F) = Temperatura de salida del evaporador

Tcng(°F) = Temperatura del congelador

Tref(°F) = Temperatura del refrigerador

Tecn(°F) = Temperatura de entrada al condensador

Tscn(°F) = Temperatura de salida del condensador

Tamb(°F) = Temperatura ambiente.

Pa(Psi) = Presión a la entrada del condensador

Pb(Psi) = Presión a la salida del evaporador

I.D = Diámetro interno.

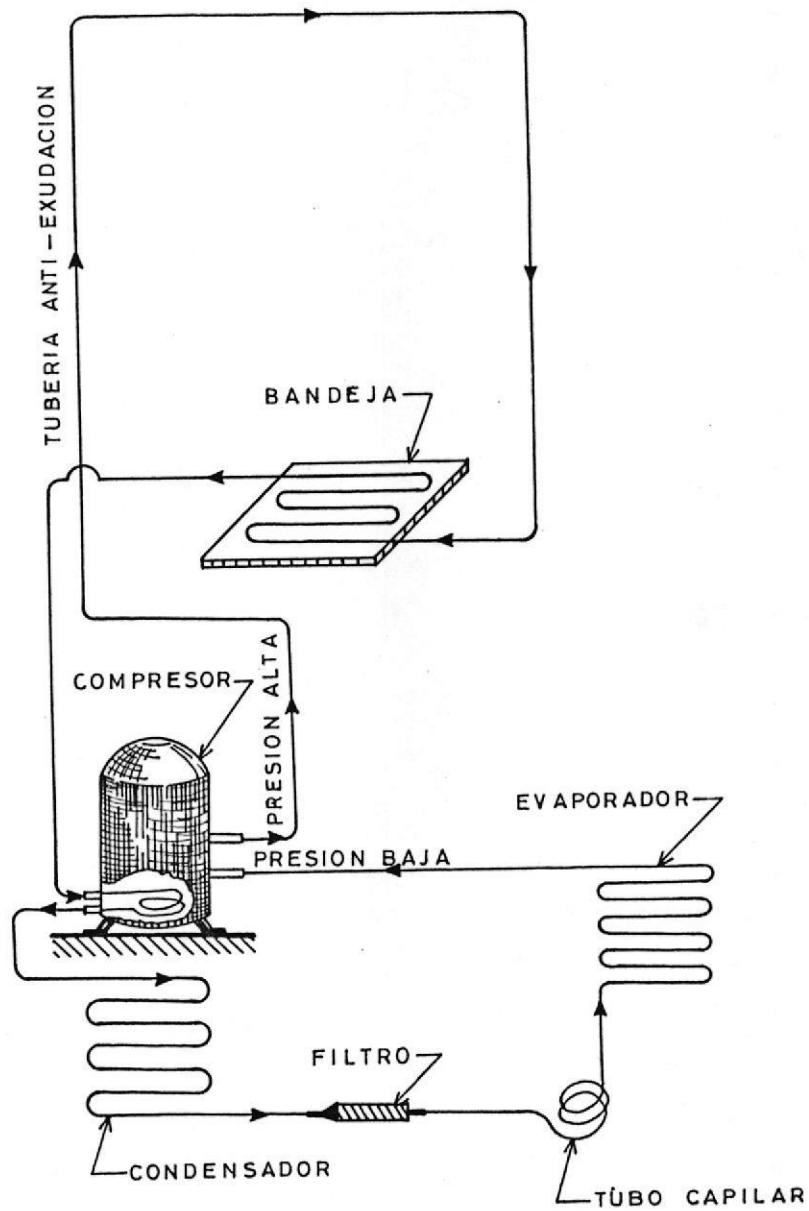


Fig. 3.2 Elementos adicionales en un circuito de refrigeración doméstica por compresión mecánica.

(condición de supercalentamiento), ingresa primeramente a la tubería anti-exudación y posteriormente al serpentín de la bandeja evaporadora, cediendo calor en ambos casos.

- 4- El gas refrigerante que ingresa al condensador en condición de saturación ($x=1$), abandona el condensador en condición de líquido saturado ($x=0$).
- 5- Se considera que las aletas son tipo "espiga" de sección transversal circular constante y pérdida de calor despreciable por la punta. La justificación para esta consideración se detallará en el cálculo del número de aletas para el condensador (sección 3.6)

3.2 ESPECIFICACION DE LAS VARIABLES DE DISEÑO

Una vez que se ha considerado las condiciones iniciales. Se está en la capacidad de especificar las variables de entrada involucradas en el diseño térmico del condensador. Las cuales se listan a continuación :

- . Temperatura ambiente..... T_a
- . Temperatura de condensación..... T_c

- . Temperatura de pared del tubo T_w
- . Flujo másico del gas refrigerante..... M
- . Calidad del gas refrigerante a la
 entrada del condensador x_1
- . Calidad del gas refrigerante a la
 salida del condensador..... x_0
- . Diámetro interior del serpentín..... D_i
- . Diámetro exterior del serpentín..... D_o
- . Flujo másico por unidad de área..... G
- . Decremento de calidad..... Δx
- . Número de divisiones del tubo..... n
- . Longitud de aletas..... L_{a1}
- . Diámetro de aletas..... d_{a1}
- . Coeficiente de conductividad térmica
 de aleta..... K_{a1}

Algunas de las variables que intervienen en el diseño térmico de este tipo de condensador, se encuentran relacionadas con otros elementos constitutivos del sistema. Tal es el caso de la temperatura de condensación (T_c) y el flujo másico de refrigerante a la entrada del condensador (M), los cuales se obtienen a partir de la selección previa del tipo de compresor que se usará en el sistema. Para ello los fabricantes de compresores herméticos proporcionan tablas, que proporcionan la información necesaria para el funcionamiento óptimo

COMPRESOR FF 8.5 BKW.		TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN (°C)									
TENSIÓN (V)	FRECUENCIA (HZ)	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-5	0	5	7.2.
CAPACIDAD (KCAL/hr).											
115/220	60	140	190	205	230	300	370	455	560	675	715
220	50	120	165	170	200	250	315	390	470	560	610
CONSUMO DE POTENCIA (W)											
115	60	170	200	215	230	260	290	320	350	385	395
220	60	165	195	210	225	255	285	315	345	380	390
220	50	145	170	175	190	215	240	265	295	320	330
CONSUMO DE CORRIENTE. (A)											
115	60	2.46	2.61	2.74	2.83	3.03	3.26	3.45	3.76	4.00	4.14
220	60	1.42	1.48	1.49	1.56	1.66	1.75	1.86	1.99	2.14	2.20
220	50	1.05	1.11	1.13	1.19	1.28	1.38	1.49	1.59	1.72	1.75
FLUJO DE REFRIGERANTE (Kg/hr)											
115/220	60	4.00	5.50	5.90	6.70	8.80	10.80	13.40	16.50	20.00	24.00
220	50	3.50	4.80	5.00	5.80	7.40	9.30	11.40	13.90	18.20	19.90

CONDICIONES DE PRUEBA.
 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN 55°C
 TEMPERATURA AMBIENTE 32°C

Tabla 3.2 Datos técnicos de compresores "EMBRACO" tipo herméticos para refrigeradoras domésticas.

(ver Tabla 3.2).

3.3 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDENSACION.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por condensación se aplica la ecuación de CHEN (ec.3.1), para condensación en el interior de tubos largos horizontales con velocidades elevadas a la entrada del gas refrigerante [9].

$$h_1 = 0.023 \cdot Re_1^{0.8} \cdot Pr_1^{0.4} \cdot F \cdot K_1 / D_1 \quad (3.1)$$

Donde:

$$Re_1 = \frac{G_1 \cdot D_1}{\mu_1} \quad (3.2)$$

$$G_1 = G(1-x) \quad (3.3)$$

El factor F en la ecuación 3.1 se define de la forma siguiente:

$$F = \frac{h_{tp}}{h_1} \quad (3.4)$$

Donde:

h_{tp} = Coeficiente de transferencia de calor considerando el flujo en dos fases.

h_1 = Coeficiente de transferencia de calor
suponiendo que solamente la razón de flujo
masico de la fase líquida circula por la
tubería.

Entonces:

$$h_{tp} = F \cdot h_1 \quad (3.5)$$

Donde:

$$h_1 = 0.023 \cdot Re_1^{0.8} \cdot Pr_1^{0.4} \cdot K_1 / D_1 \quad (3.6)$$

Si se reemplaza la ecuación 3.6 en la 3.5, se
obtiene la ecuación de CHEN.

El factor F es una función del parámetro de
Martinelli (X), tal como se muestra en las ecuacio-
nes 3.7 y 3.8

$$\frac{1}{X} < 0.3 \quad \longrightarrow \quad F=1 \quad (3.7)$$

$$\frac{1}{X} > 0.3 \quad \longrightarrow \quad F= 2.5(1/X)^{0.75} \quad (3.8)$$

Donde :

X= Parámetro de Martinelli.

El parámetro de Martinelli esta relacionado con los gradientes de presión por fricción en un flujo en dos fases y se define de la forma siguiente:

$$X^2 = \frac{(dp/dz)_{f1}}{(dp/dz)_{f2}} \quad (3.9)$$

Donde:

$(dp/dz)_{f1}$ = Gradiente de presión por fricción considerando solamente la fase líquida.

$(dp/dz)_{f2}$ = Gradiente de presión por fricción considerando solamente la fase gaseosa.

Los gradientes de presión por fricción se pueden expresar en términos del factor de fricción de Blasius y las propiedades termofísicas de las fases [4].

$$-(dp/dz)_{f1} = \lambda_1 (1-x)^2 G^2 / 2d\rho_1 \quad (3.10)$$

$$-(dp/dz)_{f2} = \lambda_2 x^2 G^2 / 2d\rho_2 \quad (3.11)$$

Donde:

λ_1 = Factor de fricción de Blasius considerando la fase líquida

λ_g = Factor de fricción de Blasius considerando la fase gaseosa.

d = diámetro interior de tubo.

El factor de fricción de Blasius se puede expresar en términos del número de Reynolds[4].

$$\lambda_l = c/Re_l^n \quad (3.12)$$

$$\lambda_g = c/Re_g^n \quad (3.13)$$

Donde:

$$Re_l = G(1-x)d/\mu_l \quad (3.14)$$

$$Re_g = Gxd/\mu_g \quad (3.15)$$

Combinando las ecuaciones anteriores con la ecuación 3.9. Se obtiene la ecuación 3.16 la cual expresa el parámetro de Martinelli en términos exclusivamente de las propiedades termofísicas de la fase líquida y de la fase gaseosa.

$$X = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{(2-n)/2} \left[\frac{\delta_g}{\delta_l} \right]^{1/2} \left[\frac{\mu_l}{\mu_g} \right]^{n/2} \quad (3.16)$$

Como el flujo se considera con velocidades elevadas a la entrada, el régimen es turbulento tanto para la fase líquida como para la fase gaseosa ($Re_l > 2000$)

y $Reg > 2000$) en tal caso $n=0.2$ y por lo tanto la ecuación 3.16 puede ser expresada de la siguiente forma [4]:

$$X = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0.9} \left[\frac{\delta_g}{\delta_l} \right]^{0.5} \left[\frac{\mu_l}{\mu_g} \right]^{0.1} \quad (3.17)$$

3.4 CALCULO DE LA LONGITUD TOTAL DEL TUBO DEL SERPENTIN.

Para dimensionar la longitud del tubo del serpentín [6], se adopta primeramente magnitudes del diámetro interior del tubo (D_i), velocidad del flujo másico por unidad de área (G) y las propiedades termofísicas del fluido refrigerante (Refrigerante 12) evaluadas a la temperatura de condensación.

El tubo se divide en n tramos y a partir de este dato se determina el decremento de calidad que sera constante para todos los tramos (ec.3.18).

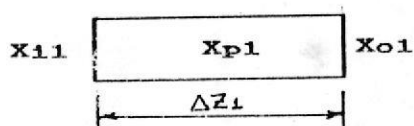
$$x = \frac{x_1 - x_0}{n} \quad (3.18)$$

Para cada tramo se calcula una calidad promedio.

$$x_{pn} = \frac{x_{1n} + x_{0n}}{2} \quad (3.19)$$

Ejemplos:

tramo #1

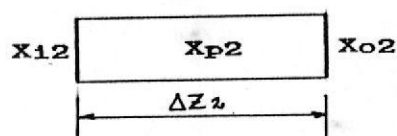


$$X_{11} = X_1$$

$$X_{o1} = X_{11} - \Delta X$$

$$X_{p1} = \frac{X_{11} + X_{o1}}{2}$$

tramo #2



$$X_{12} = X_{o1}$$

$$X_{o2} = X_{o1} - \Delta X$$

$$X_{p2} = \frac{X_{12} + X_{o2}}{2}$$

Usando la ecuación de CHEN (ec.3.1) se calcula el coeficiente de transferencia de calor por condensación (h_{in}) para cada tramo .

Una vez evaluado h_{in} para cada tramo, se determina la longitud ΔZ_n para cada uno de los mismos usando la ecuación (3.20).

$$Z_n = \frac{D_i \cdot G \cdot i_{fB} \cdot \Delta X}{4 h_{in} \cdot \Delta T} \quad (3.20)$$

Donde:

$$\Delta T = T_c - T_{w1}$$

T_c = temperatura de condensación.

T_{w1} = temperatura de la pared interior del tubo.

La longitud del tubo requerido para condensar el gas refrigerante de una calidad x_1 a una calidad de salida x_0 , es la suma de las magnitudes ΔZ_n para todos los decrementos Δx entre x_1 y x_0 .

$$L = \Delta Z_1 + \Delta Z_2 + \Delta Z_3 + \Delta Z_4 + \dots + \Delta Z_n \quad (3.21)$$

3.5 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION LIBRE.

El serpentín se considera como un tubo largo, de diámetro exterior D_o , cuya superficie se mantiene a una temperatura constante T_{w0} . El fluido que rodea al tubo, es aire tranquilo en condiciones atmosféricas. Por lo tanto, se evalúa el coeficiente de transferencia de calor por convección libre usando la ecuación 3.22 o ecuación de Churchill y Chu.

$$\frac{h_o D_o}{K_a} = \left[0.60 + \frac{0.387 \text{ Rad}^{1/4}}{(1 + (0.559/\text{Pra})^{9/16})^{8/27}} \right]^2 \quad (3.22)$$

$$10^{-5} < \text{Rad} < 10^5$$

Donde:

$$\text{Rad} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{w_0} - T_{\infty}) \cdot D_o}{v_a \cdot \alpha_a} \quad (3.23)$$

$$\beta = 1/T_f \quad (3.24)$$

$$T_f = (T_{w_0} + T_{\infty})/2 \quad (3.25)$$

T_f = temperatura de película.

T_{w_0} = temperatura en la superficie del tubo.

D_o = diámetro exterior del tubo.

Las propiedades termofísicas del aire se evalúan a la temperatura de película (T_f).

El coeficiente de transferencia de calor por convección libre h_o , es constante a lo largo de todo el tubo, ya que su temperatura superficial es considerada constante.

3.6 CALCULO DEL NUMERO DE ALETAS

Las aletas son varillas continuas de sección transversal circular que están dispuestas perpendicularmente a los tubos del serpentín (fig.3.1)

Para objetivos de cálculo las aletas se consideran

como tipo "espiga". Tal consideración se justifica en cada uno de los siguientes puntos:

- 1.- La fig 3.3(a) muestra un corte lateral del serpentín, donde se observa, que el área de contacto entre los tubos y las varillas continuas es bastante bueno, por tal razón, se supone que las varillas no son continuas, sino que se encuentran dispuestas tal como se muestra en la fig 3.3(b).
- 2.- Si se realiza un corte longitudinal entre paso y paso del serpentín, tal como se muestra en la fig 3.4. Se obtiene un tubo aleteado de forma tal, que se puede suponer formado por 4 aletas tipo "espiga" dispuestas simétricamente alrededor del tubo y espaciadas de cuatro en cuatro una distancia determinada (e) a lo largo del mismo.(ver fig.3.5).
- 3.- Se considera que la temperatura en la base de la aleta (T_b) es la misma que en la superficie exterior del tubo.
- 4.- Se considera que la pérdida de calor por la punta de aleta es despreciable

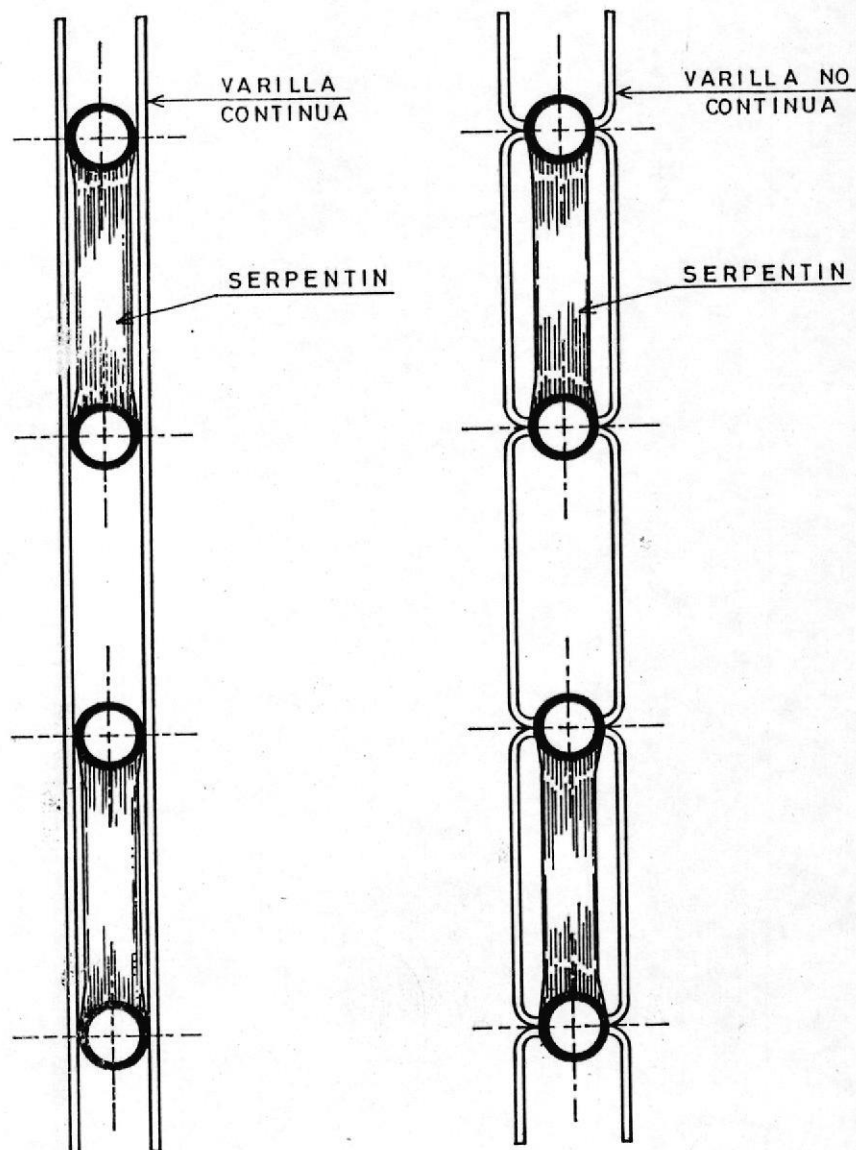


Fig. 3.3(a) Corte lateral del Condensador

Fig. 3.3(b) Disposición de las varillas su poniendo que no son continuas

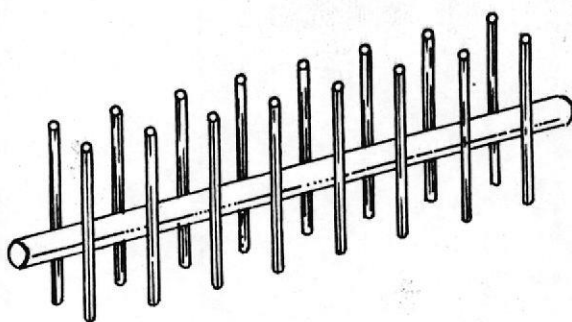
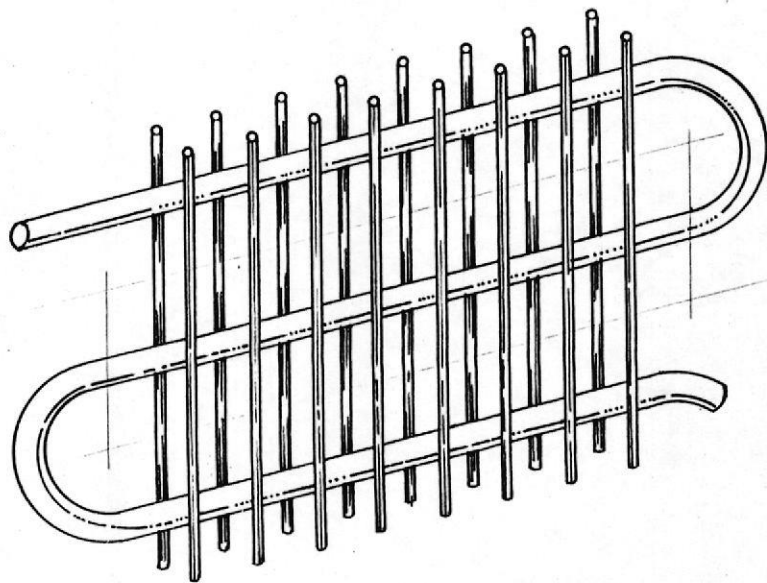


Fig. 3.4 Corte longitudinal del Condensador

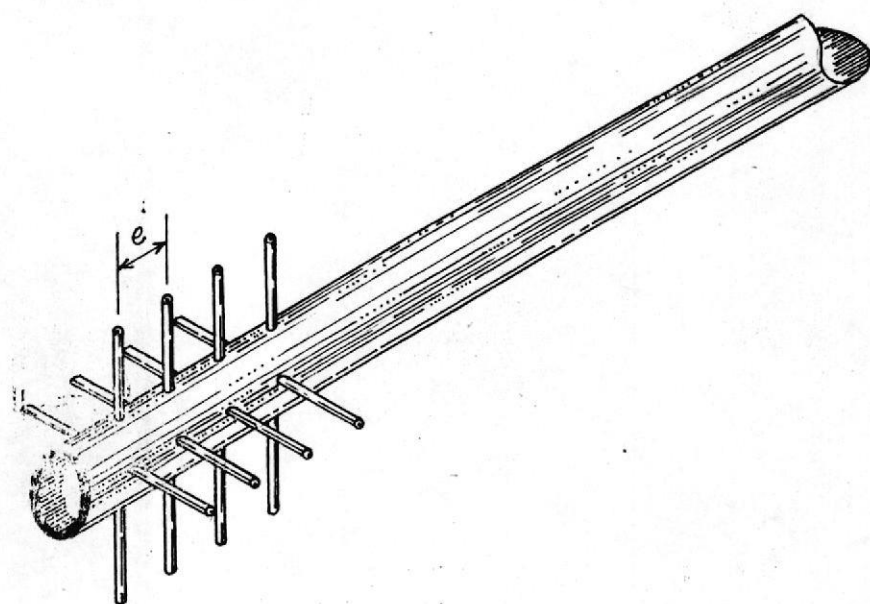
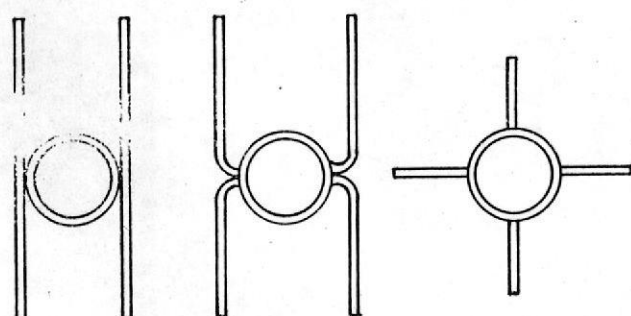


Fig. 3.5 Tubo aleteado (Aletas tipo espiga)

El flujo de calor total disipado, por condensación para que el gas refrigerante pase de una calidad x_1 a una calidad x_0 es igual a la suma de todos los calores disipados en cada tramo. Osea que:

$$q_{total} = \sum_{n=1}^n q_n \quad (3.27)$$

2.- Se evalua, el flujo de calor disipado por cada aleta (q_f), aplicando la ecuación 3.28, correspondiente para aletas de sección transversal constante (sección circular) y condición de pérdida de calor despreciable por la punta. Se considera que la temperatura de la pared interior del tubo (T_{w1}) es igual a la temperatura en la superficie (T_{w0}). Tal consideración se fundamenta en que el tubo es generalmente de pared delgada (Capítulo IV, Tabla 4.2) y de conductividad térmica relativamente alta (cobre, acero cobrizado).

$$q_f = \left[\frac{h_0 \cdot \pi^2 \cdot d_{a1}^3 \cdot K_{a1}}{4} \right]^{\frac{1}{2}} (T_{w0} - T_w) \text{Tagh}(mL_{a1}) \quad (3.28)$$

Donde:

$$m = \left[\frac{4 h_o}{d_{a1} K_{a1}} \right]^{1/2} \quad (3.29)$$

d_{a1} = diámetro de aleta

k_{a1} = conductividad térmica de la aleta

L_{a1} = longitud de la aleta

T_{w0} = temperatura de la superficie del tubo.

3.- Se considera que la transferencia de calor por radiación no es significativa comparada con la transferencia de calor por convección libre, ya que las temperaturas que se alcanzan en la superficie del tubo son relativamente bajas. Por tal razón el flujo de calor disipado por condensación se iguala con el flujo de calor total disipado por las aletas, mas el flujo de calor disipado por el área libre (ver fig.3.6).

$$q_{total} = N_{a1} q_f + (A_t - N_{a1} A_{a1}) h_o (T_w - T_w) \quad (3.30)$$

Donde:

N_{a1} = número total de aletas

A_t = área total de transferencia = $L D_o \pi$

A_{a1} = área transversal de la aleta = $\pi d_{a1}^2 / 4$

Despejando N_{a1} de la ecuación 3.30. Se obtiene finalmente:

$$N_{a1} = \frac{q_{total} - A_t h_o (T_w - T_\infty)}{q_r - A_{a1} h_o (T_w - T_\infty)} \quad (3.31)$$

3.7 DIMENSIONAMIENTO FINAL

Una vez que se ha determinado la longitud del tubo extendido del serpentín (L) y el número de aletas (N_{a1}). Se está en capacidad de obtener un dimensionamiento más específico del condensador.

CALCULOS PARA EL SERPENTIN

1.- Primeramente se determina el número de pasos necesarios en el serpentín, partiendo de la ecuación 3.32, la cual resulta de un análisis geométrico del mismo. (ver fig.3.7)

$$L = n_p(B-2r) + (n_p-1)\pi r \quad (3.32)$$

$$r = L_{a1} \quad (3.33)$$

Donde:

L : longitud total del tubo del serpentín.

n_p : número de pasos del serpentín.

B: ancho disponible en la parte posterior del refrigerador.

r: radio de curvatura entre pasos.

Despejando n_p de la ecuación 3.32. Se obtiene finalmente:

$$n_p = \frac{L + \pi r}{r(\pi - 2) + B} \quad (3.34)$$

2.- El espaciamento R entre pasos, tal como se muestra en la fig.3.7 es igual a dos veces la longitud de la aleta .

$$R = 2 * L_{a1} \quad (3.35)$$

3.- La altura del serpentín (ver fig.3.7) se calcula usando la ecuación 3.36, la cual resulta de un simple análisis geométrico.

$$H = (n_p - 1) * 2 * L_{a1} \quad (3.36)$$

CALCULO PARA LAS VARILLAS CONTINUAS

1.- Primeramente se determina, el espaciamento entre varillas continuas (e), usando la ecuación 3.37 , la cual se fundamenta en las

consideraciones realizadas en la sección 3.6.

$$e = \frac{L \cdot 1000}{N_{a1}} * 4 \quad (3.37)$$

Donde:

e = espaciamiento entre varillas continuas (mm)

L = Longitud del tubo para el serpentín.

N_{a1} = número de aletas tipo "espiga".

- 2.- Una vez determinado el espaciamiento e , se calcula el número de varillas continuas para cada lado del condensador (N_v), usando la ecuación 3.38.

$$N_v = \frac{S \cdot 1000}{e} \quad (3.38)$$

Donde:

N_v = número de varillas continuas.

$S = B - 2r$ = espacio disponible para la distribución de las varillas continuas (ver fig.3.7).

- 3.- La longitud de las varillas continuas se calcula usando la ecuación 3.36, la cual resulta de un análisis geométrico.

$$L_v = (n_p - 1)2r + 2L_{ca} \quad (3.39)$$

Donde:

L_v = longitud de varillas continuas.

r = radio de curvatura entre pasos.

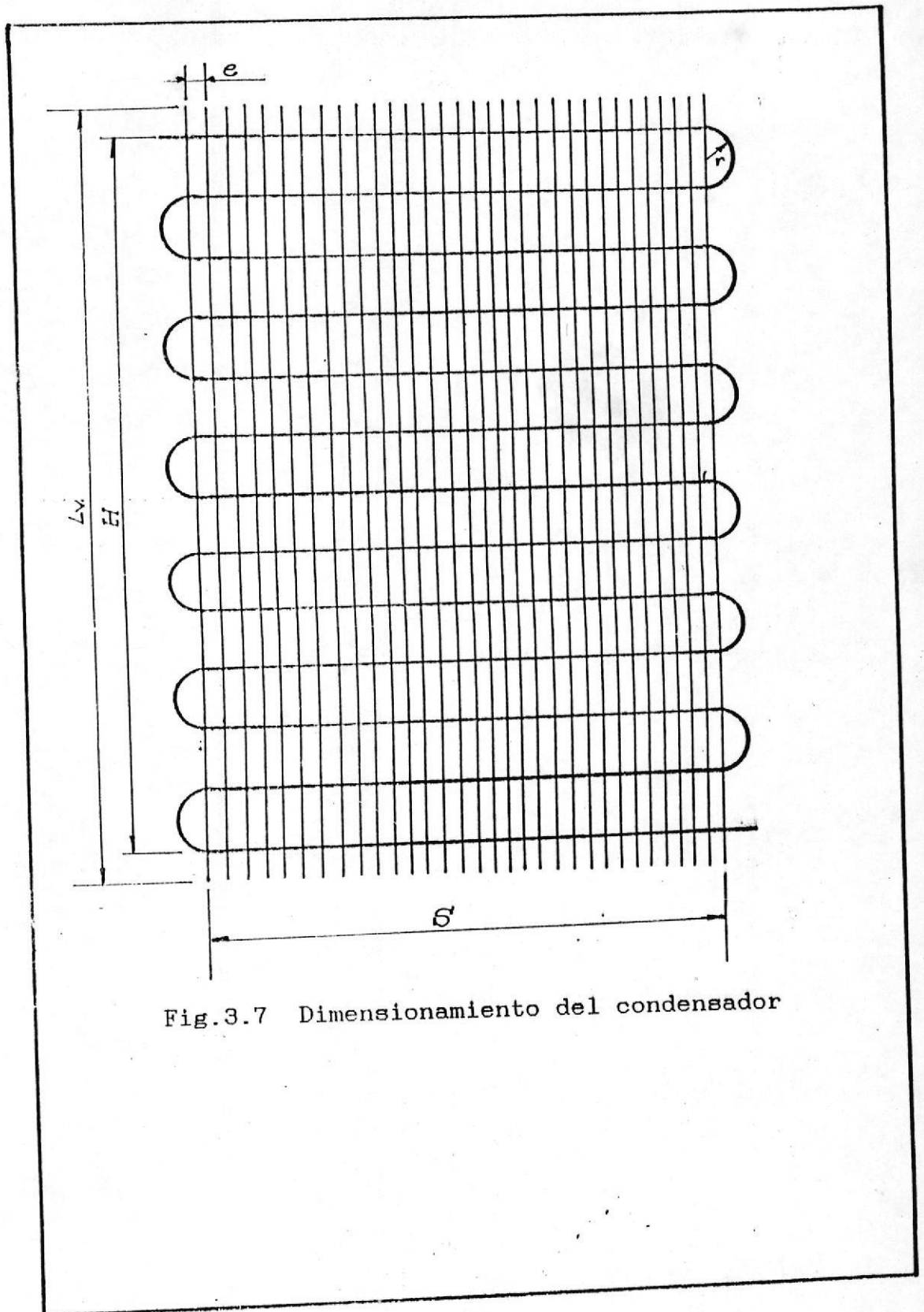


Fig.3.7 Dimensionamiento del condensador

CAPITULO IV

4. POSIBILIDADES DE FABRICACION

4.1 MATERIALES

La tubería que se usa para la construcción del serpentín de este tipo de condensadores es generalmente de pequeño diámetro (1/8"-1/2") y además debe ser fácil de doblar y trabajar, y extremadamente limpio en su interior. Entre las tuberías que cumplen con estas condiciones tenemos:

Tubería de Cobre: El tubo de cobre que se usa en trabajos de refrigeración se conoce como tubo ACR, significando con esto que se usa en trabajos de refrigeración y aire acondicionado y ha sido especialmente fabricada y procesada para este objetivo [2]. El tubo ACR, se presuriza con gas nitrógeno para mantenerlo libre de aire, humedad y polvo. El tubo de cobre tiene 3 clasificaciones: K, L y M basadas en el espesor de la pared: K pared gruesa; L pared media ; M pared delgada.

El tubo L es el más frecuentemente usado para aplicaciones de refrigeración.

La Tabla 4.1 suministra las especificaciones para los tubos K y L, tanto los tubos K como L están disponibles en tipo estirado, suave o duro.

El tubo de cobre suave, como su nombre lo indica, es recocido para hacer el tubo más flexible y fácil de doblar y formar. Está disponible comercialmente en tamaños de $1/8$ hasta $15/8$ pulgadas, de diámetro exterior y normalmente se venden en bobinas de 25.50 y 100 pies de longitud.

El tubo tipo estirado duro ha diferencia del suave, es duro y rígido y viene en longitudes rectas de 20 pies, los tamaños varían de $3/8$ hasta 6 pulgadas de diámetro exterior.

Tubería de Acero: Es un tubo de doble pared, soldado en horno de atmósfera reductora resistente a altas presiones, a fatiga por vibración, fácil de doblar y trabajar y extremadamente limpio en su interior. Las presiones de servicio van hasta 7000 psi según su diámetro [11].

El tubo se suministra con un revestimiento de cobre

DIAMETROS				Espesor de la pared Pulgadas	Peso por pie Lbs
Tipo	Exterior Pulgadas	Interior Pulgadas			
	$\frac{1}{2}$	0,402	0,049	0,2691	
	$\frac{3}{8}$	0,527	0,049	0,3437	
	$\frac{1}{2}$	0,652	0,049	0,4183	
	$\frac{3}{4}$	0,745	0,065	0,6411	
	1 $\frac{1}{8}$	0,995	0,065	0,8390	
K	1 $\frac{1}{2}$	1,245	0,065	1,037	
	1 $\frac{3}{4}$	1,481	0,072	1,362	
	2 $\frac{1}{4}$	1,959	0,083	2,064	
	2 $\frac{3}{4}$	2,435	0,095	2,927	
	3 $\frac{1}{4}$	2,907	0,109	4,003	
	3 $\frac{3}{4}$	3,385	0,120	5,122	
	$\frac{1}{2}$	0,430	0,035	0,1982	
	$\frac{3}{8}$	0,545	0,040	0,2849	
	$\frac{1}{2}$	0,666	0,042	0,3621	
	$\frac{3}{4}$	0,785	0,045	0,4518	
	1 $\frac{1}{8}$	1,025	0,050	0,6545	
L	1 $\frac{1}{2}$	1,265	0,055	0,8840	
	1 $\frac{3}{4}$	1,505	0,060	1,143	
	2 $\frac{1}{4}$	1,985	0,070	1,752	
	2 $\frac{3}{4}$	2,465	0,080	2,479	
	3 $\frac{1}{4}$	2,945	0,090	3,326	
	3 $\frac{3}{4}$	3,425	0,100	4,292	

Tabla 4.1 Especificaciones para tubería de cobre, usada en refrigeración

(Tomado de la Ref.[2])

Tabla 4.2 Especificaciones para tubería de acero de pequeño diámetro (Bundy).

Diámetro externo		Pared		Peso	Radios min. pulg.		Pres. serv.	Codigo	
								BWS	BWV
pulg	mm	pulg.	mm	G/Mt	man	mec.	psi	cobrizado	zincado
1/8	3.17	0.028	0.7	42.2	3/4	3/8	7000	10505010	10515003
3/16	4.76	0.028	0.7	68.0	3/4	3/8	4700	10505025	10515005
1/4	6.35	0.028	0.7	96.6	1 ¹ / ₈	1/2	3500	10505040	10515010
		0.028	0.7	123.5	1 ³ / ₈	3/4	2800	10505046	10515012
3/8	9.52	0.030	0.7	151.0	2 ⁵ / ₈	7/8	2300	10505055	10515020
1/2	12.70	0.035	0.8	256.0	3 ¹ / ₂	1 ¹ / ₂	2100	10505060	10515025

15/16

en su interior y con un revestimiento exterior de cobre, denominado BWS o un revestimiento de zinc y bicromatos color verde oliva, denominado BWV.

Esta disponible comercialmente en rollos hasta de 30.5 mts, o en tiros rectos de diversos largos.

En la tabla 4.2 se muestran los diferentes diámetros en que se fabrican este tipo de tubería.

4.2 METODOS DE CONSTRUCCION

Los pasos fundamentales a seguir en el proceso de construcción de este tipo de condensadores son los siguientes:

Corte del tubo para el serpentín: Hay dos métodos que se pueden usar para el corte del serpentín. El primero usa el cortador manual, mostrado en la Fig.4.1; el cual es apropiado para cortar tubos suaves o rígidos. Estos cortadores manuales pueden obtenerse en diferentes modelos para cortar desde 1/8 pulg. hasta 4^{1/8} pulg. de diámetro exterior.

El cortador manual se posésiona sobre el tubo en el punto de corte. Al ajustar la perilla, la cuchilla de corte se apoya contra el tubo y ajustando

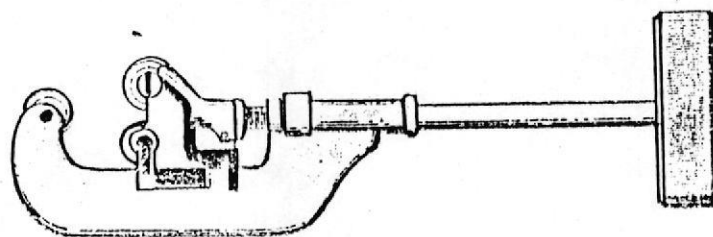


Fig.4.1 Cortador manual para tuberías
(Tomado de la Ref.[1])

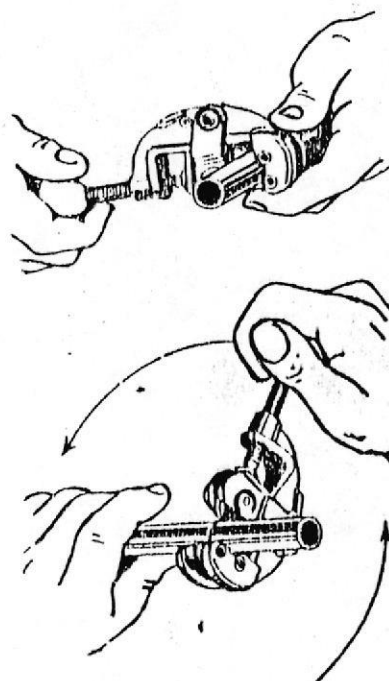


Fig.4.2 Uso del cortador manual para corte de tuberías.
(Tomado de la Ref.[1])

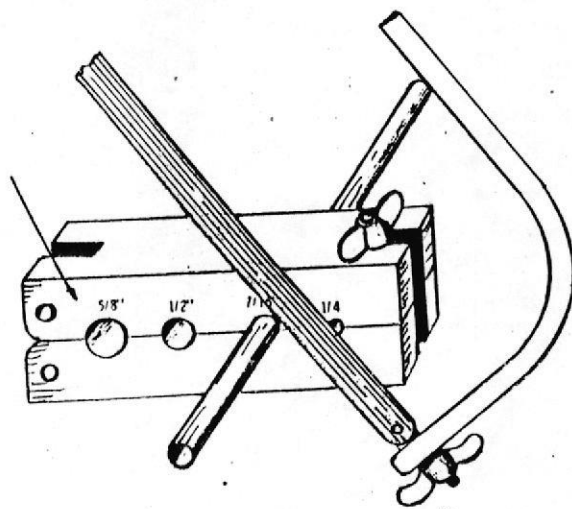


Fig 4.3 Corte de un tubo con segueta y accesorio de corte.

(Tomado de la Ref.[1])

continuamente la perilla y haciendo girar la herramienta se realiza el corte (ver Fig.4.2).

Un segundo método de cortar el tubo, es el uso de una segueta y de un accesorio de corte para mantener a escuadra el extremo y hacer cortes más precisos (ver Fig.4.3).

Doblado del tubo para formar el serpentín: Un tubo de pequeño diámetro puede doblarse manualmente, sin el uso de accesorios preformadores, pero se necesita práctica para no hacer dobleces bruscos que puedan aplastar el tubo (ver Fig.4.4).

Dobladores de tubo tipo resorte como el ilustrado en la Fig.4.5 se usan para insertarlos en el interior o exterior del tubo, evitando así el aplastamiento del mismo. Estos resortes son relativamente baratos y vienen en tamaños adecuados para la mayoría de los tubos. Otro método para doblar tubos es el uso de herramienta tipo palanca, como la ilustrada en la Fig.4.6. Dobla tubos suaves o rígidos. Varios tamaños de bloques y ruedas formadoras se suministran para diferentes requerimientos. Los dobleces pueden hacerse hasta ángulos de 180°.

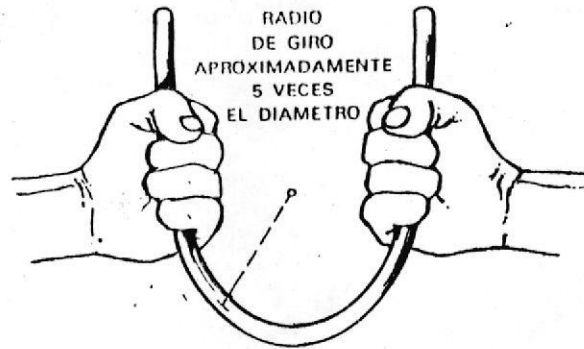


Fig 4.4 Técnica recomendada para doblar un tubo a mano.

(Tomado de la Ref.[21])

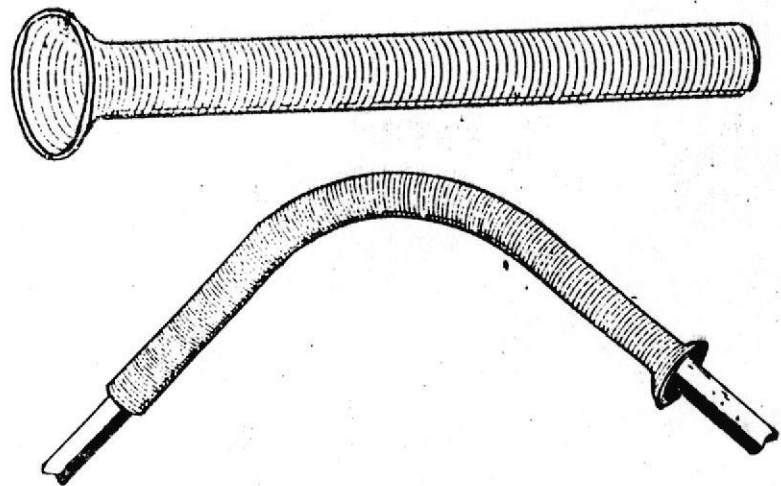


Fig.4.5 Dobladores de tubo tipo resorte.

(Tomado de la Ref.[11])

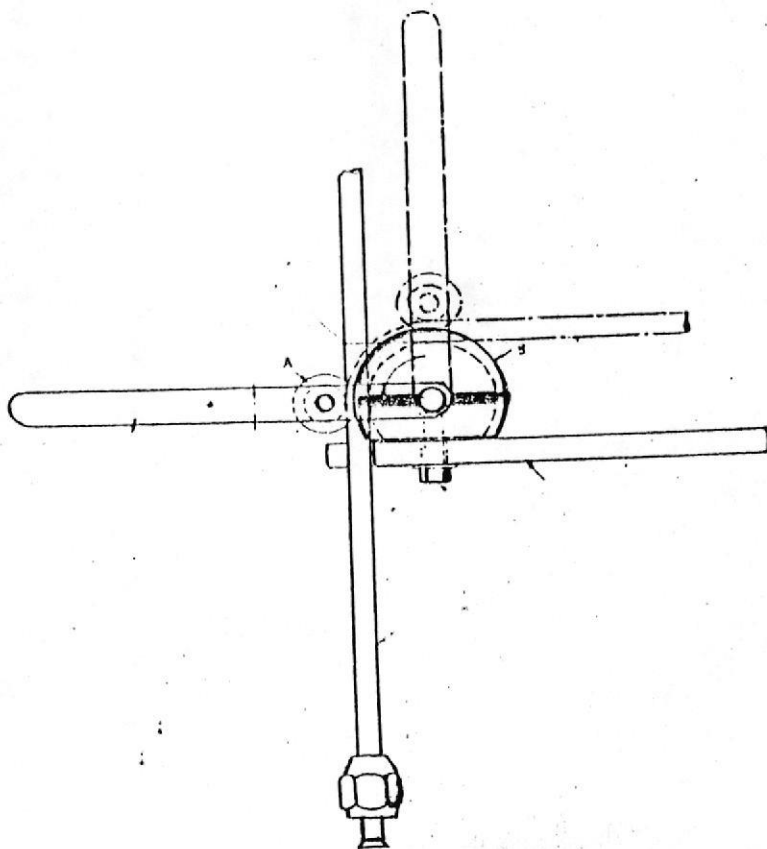


Fig.4.6 Doblador de tubo tipo palanca
(Tomado de la Ref.[1]).

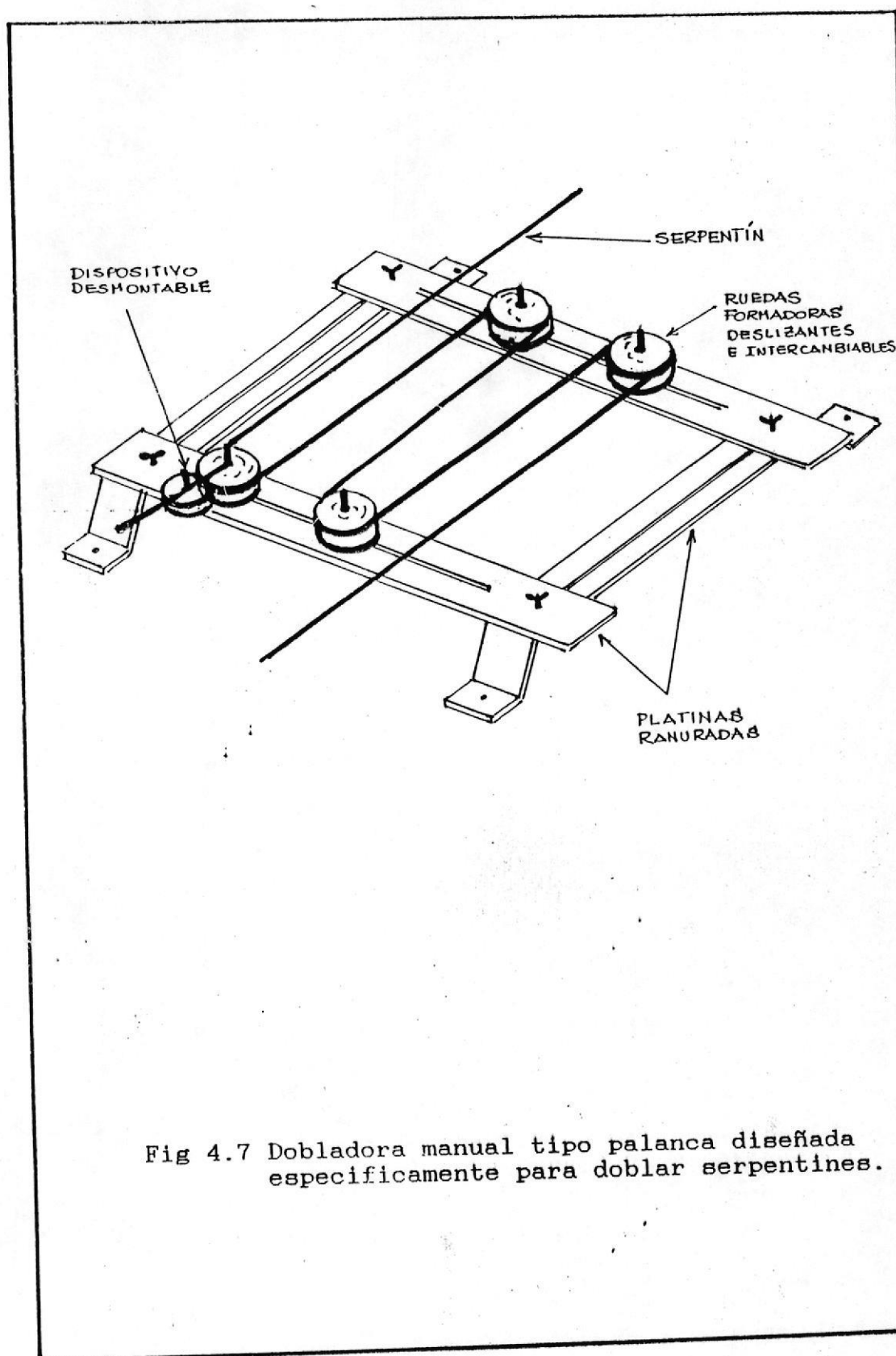


Fig 4.7 Dobladora manual tipo palanca diseñada específicamente para doblar serpentines.

El tubo que forma el serpentín es bastante largo, por tal razón los métodos anteriormente mencionados no se pueden aplicar con comodidad y exactitud.

A continuación se plantea la posibilidad de una herramienta manual, diseñada específicamente para dar la forma al serpentín. En la Fig.4.7 se ilustra esta herramienta, la cual está compuesta de 4 ruedas formadoras intercambiables, que pueden deslizarse sobre dos platinas paralelas ranuradas y a la vez estas se deslizan sobre otras dos platinas ranuradas perpendiculares a las anteriores, con el objeto de que la herramienta, pueda adaptarse a diferentes requerimientos. Un dispositivo adicional desmontable, se acopla en cada una de las ruedas formadoras, implementándose un doblador tipo palanca, con el objeto de que los dobleces no sean bruscos y el tubo no sufra aplastamientos.

Fijación de varillas al serpentín: Las varillas (aletas) se pueden fijar al serpentín, utilizando soldadura por puntos (soldadura por resistencia). Las piezas que se van a unir se colocan entre los electrodos o puntas de la "punteadora" (Fig.4.8). Uno de los puntos es móvil, para aplicar una presión ligera al punto de unión; en este momento circula una corriente de bajo voltaje

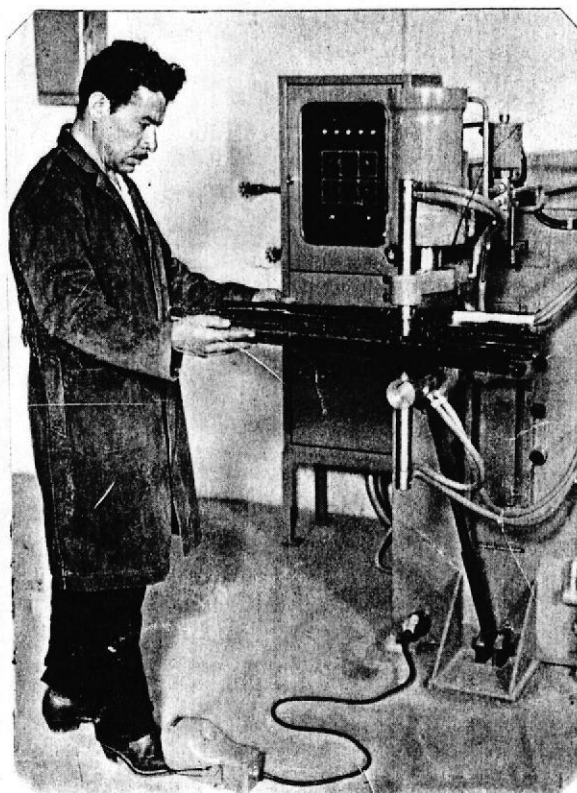


Fig.4.8 Soldadora "punteadora" automática
(Tomado de la Ref.[10])

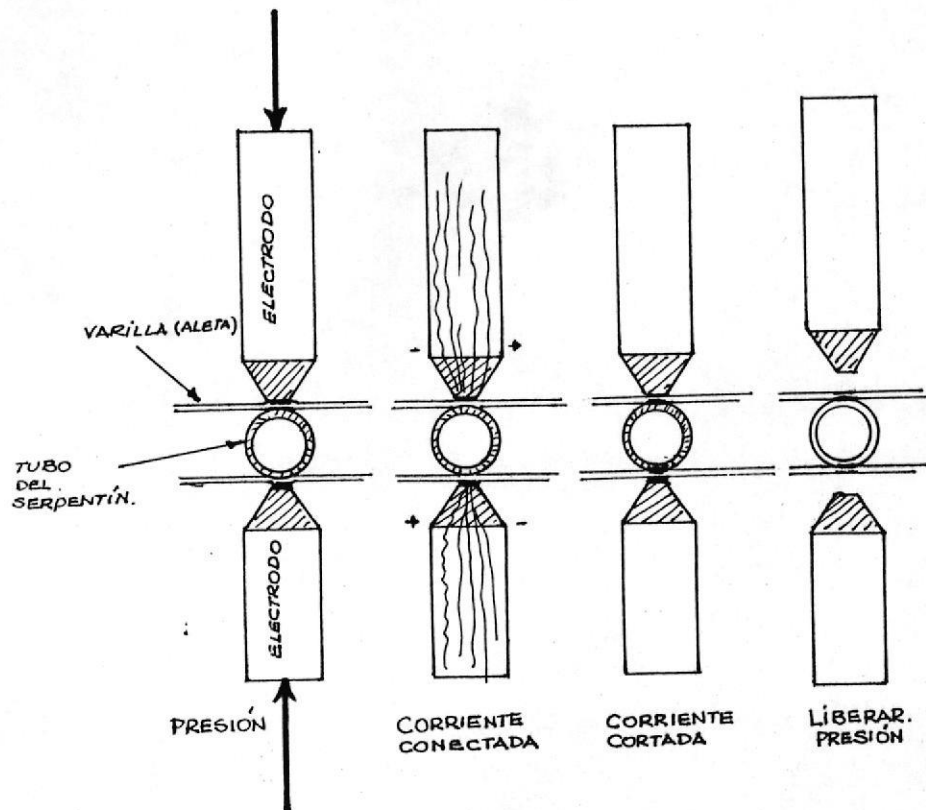


Fig.4.9 Etapas en la soldadura por puntos
(Tomado de la Ref.[5])

(2 a 3V) y alto amperaje (alrededor de 100000 A) entre una punta y la otra de la soldadura. La resistencia del metal a esa intensa corriente hace que las piezas (serpentín-varilla) se calienten y se fundan. Cuando se derrite el metal en la unión, se corta el paso de corriente, pero se mantiene la presión por medio de las puntas, hasta que se solidifique el metal. En la Fig.4.9, se muestra este proceso.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones:

El procedimiento de diseño térmico, desarrollado en el presente trabajo, es esencialmente un análisis teórico que no cuenta con el respaldo de un procedimiento experimental propio, sino que se fundamenta en ciertas suposiciones basadas en conceptos teóricos y apreciaciones realizadas dentro del sistema de refrigeración doméstica (componentes del sistema) y en pruebas (Run Time) experimentales realizadas en condensadores similares.

De las principales suposiciones planteadas en el diseño térmico se puede llegar a las siguientes conclusiones:

- Al considerar que el gas refrigerante tiene como máxima condición de entrada, la de saturación ($x=1$) y como máxima condición de salida, la de líquido saturado ($x=0$) El diseño térmico está limitado únicamente a flujo de

calor latente.

- Cuando se realiza el balance de energía en el condensador, se considera que el calor se disipa en la superficie del tubo por convección natural y no se considera la transferencia de calor por radiación con los alrededores. Significando con esto, que el diseño está limitado a temperaturas relativamente bajas en la superficie del condensador, ya que a temperaturas altas la transferencia de calor por radiación puede ser significativa y debería ser considerada en el balance energético.

De los resultados obtenidos del diseño térmico a través del programa de computadoras (Apendice A) se puede llegar a las siguientes conclusiones:

- El coeficiente de transferencia de calor por condensación tiende a incrementarse, para calidades del gas refrigerante altas (entre 1-0.8), debido principalmente a que el flujo de gas a la entrada es relativamente grande y esto produce turbulencia en los primeros tramos que impide que crezca la película de condensado (fase líquida). Para calidades del gas refrigerante entre (entre 0.7-0) el coeficiente de transferencia de calor por condensación tiende a disminuir ya que la película de condensado comienza a crecer y por lo tanto presenta

mayor resistencia a la transferencia de calor.

- El dimensionamiento que se obtiene del condensador, se sujeta aproximadamente con las dimensiones de los condensadores que se instalan actualmente en las refrigeradoras domésticas (tipo tubo serpentín aleteado)

Recomendaciones:

Entre las recomendaciones más importantes que se pueden hacer para mejorar los diferentes aspectos que involucran este trabajo tenemos:

- Desarrollar un modelo experimental, para obtener el comportamiento real de la temperatura de condensación y la temperatura en la pared exterior del tubo (asumidas en este trabajo constantes).
- Considerar que el gas refrigerante, eventualmente puede ingresar al condensador supercalentado y salir del mismo subenfriado.
- Realizar un análisis de la influencia que puede tener la geometría del condensador sobre transferencia de calor por convección libre.
- Considerar el efecto de las curvaturas entre los pasos

del serpentín, sobre los patrones de flujo en el interior del mismo.

- Los pasos para la fabricación del condensador que se describen en el Capítulo IV, son fundamentalmente manuales y por lo tanto lentos y poco competitivos en el mercado, por lo que se recomienda la automatización de la fabricación para poder realizar esta tarea en el menor tiempo y a los más bajos costos.

A P E N D I C E A

Este apéndice contiene un listado del programa de computadoras desarrollado en lenguaje BASIC y corridas del programa , donde se muestran los datos ingresados, propiedades termofísicas del Refrigerante-12, propiedades termofísicas del aire y los resultados finales (dimensionamiento del condensador).

```

5710 REM ***** A R A U J O 1 *****
**
20 REM***** ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL*****
30 REM ***** CALCULISTA : SR. PABLO ARAUJO DEL SALTO
40 REM ***** DISEÑADOR : SR. PABLO ARAUJO DEL SALTO
50 REM ***** INGENIERO : ING. JORGE DUQUE RIVERA
70 REM ***** CONTROL - ECUADOR
80 REM *****

```

```

90 OPTION BASE 1
100 DIM CALIDAD(100), CALIDADPUNTO(100), COEFTRANCONDEN(100), LONGITUDTRAMO(100)
110 DIM CALORTRAMO(100)
120 SCREEN 0
130 RAYA$="

```

```
140 LIMPIA$="
```

```
150 LIMPIA1$="
```

```
160 NADA$="
```

```
170 COLOR 0,3,8:CLS
```

```
180 LOCATE 1,1:PRINT RAYA$:LOCATE 4,1:PRINT RAYA$:LOCATE 21,1:PRINT RAYA$:LOCATE
23,1:PRINT RAYA$
```

```
190 COLOR 4:LOCATE 2,18:PRINT "DIMENSIONAMIENTO DE UN CONDENSADOR TIPO"
```

```
200 LOCATE 3,11:PRINT "TUBO SERPENTIN ALREBADEADO PARA REFRIGERADORAS DOMESTICAS"
```

```
210 COLOR 8:LOCATE 7,21:PRINT "ESTE PROGRAMA LE PERMITIRA OBTENER"
```

```
220 LOCATE 9,21:PRINT "LAS DIMENSIONES NECESARIAS PARA LA "
```

```
230 LOCATE 11,21:PRINT "CONSTRUCCION DE ESTE TIPO DE "
```

```
240 LOCATE 13,21:PRINT "CONDENSADORES"
```

```
250 LOCATE 18,16:PRINT "Por favor siga las instrucciones que se detallan"
```

```
260 LOCATE 19,25:PRINT "en la parte inferior."
```

```
270 COLOR 20:LOCATE 22,25:PRINT"<C> Continuar <S> Salir"
```

```
280 A$=INKEY$
```

```
290 IF A$="C" OR A$="c" THEN A$="":GOTO 330
```

```
300 IF A$="S" OR A$="s" THEN A$="":SYSTEM
```

```
310 GOTO 280
```

```
320 REM ***** PRIMERA PANTALLA *****
```

```
330 CLS
```

```
340 COLOR 6:LOCATE 1,1:PRINT RAYA$:LOCATE 3,1:PRINT RAYA$:LOCATE 21,1:PRINT RAYA$
```

```
LOCATE 23,1:PRINT RAYA$
```

```
350 FOR RIO=1 TO 22:LOCATE RIO,1:PRINT "*":LOCATE RIO,79:PRINT"*":NEXT RIO
```

```
360 LOCATE 2,30:PRINT"INGRESO DE DATOS"
```

```
370 COLOR 8:LOCATE 5,9:PRINT"Temperatura Ambiente ( C)..... :"
```

```
380 LOCATE 6,9:PRINT"Temperatura de Condensación ( C)..... :"
```

```
390 LOCATE 7,9:PRINT"Temperatura de Pared ( C)..... :"
```

```
400 LOCATE 8,9:PRINT"Diámetro Interior (mm)..... :"
```

```
410 LOCATE 9,9:PRINT"Diámetro Exterior (mm)..... :"
```

```
420 LOCATE 10,9:PRINT"Área transversal Interior (mm2)..... :"
```

```
430 LOCATE 11,9:PRINT"Flujo Másico (kg/hr)..... :"
```

```
440 LOCATE 12,9:PRINT"Flujo Másico por unidad de área (kg/m2.seg) .. :"
```

```
450 LOCATE 13,9:PRINT"Calidad de Entrada (<=1) - 1 .. :"
```

```
460 LOCATE 14,9:PRINT"Calidad de Salida (>=0) - 0 .. :"
```

```
470 LOCATE 15,9:PRINT"Número de Divisiones del tubo .. :"
```

```
480 LOCATE 16,9:PRINT "Longitud de aleta(mm)..... :"
```

```
490 LOCATE 17,9:PRINT"Diametro de aletas (mm)..... :"
```

```
500 LOCATE 18,9:PRINT"Conductividad termica de aleta.(w/mk)..... :"
```

```
510 LOCATE 19,9:PRINT"Ancho disponible en el refrigerador(mts)..... :"
```

```
520 LOCATE 22,9:PRINT"Por favor, responda las preguntas en las unidades especi-
```

```
ficas"
```

```
530 REM ***** INGRESO DE DATOS *****
```

```
540 CONTEO=0
```

```
550 LOCATE 5,64:PRINT NADA$:LOCATE 5,64:INPUT "",TEMPAMBIENTE1
```

```
560 IF TEMPAMBIENTE1=0 THEN TEMPAMBIENTE1=32:LOCATE 5,63:PRINT TEMPAMBIENTE1:GOT
```

```
0 580
```

```

570 IF TEMPAMBIENTE1<10 OR TEMPAMBIENTE1>50 THEN GOTO 550
580 LOCATE 6,64:PRINT NADA$:LOCATE 6,64:INPUT "",TEMPCONDENSACION1
590 IF TEMPCONDENSACION1=0 THEN TEMPCONDENSACION1=55:LOCATE 6,63:PRINT TEMPCONDE
NSACION1:GOTO 610
600 IF TEMPCONDENSACION1<20 OR TEMPCONDENSACION1>100 THEN GOTO 580
610 LOCATE 7,64:PRINT NADA$:LOCATE 7,64:INPUT "",TEMPPARED1
620 IF TEMPPARED1=0 THEN TEMPPARED1=53:LOCATE 7,63:PRINT TEMPPARED1:GOTO 650
630 IF CONTRO=5 THEN GOTO 170
640 IF TEMPPARED1<20 OR TEMPPARED1>100 OR TEMPPARED1>=TEMPCONDENSACION1 OR TEMPPA
RED1<=TEMPAMBIENTE1 THEN CONTRO=CONTRO+1:GOTO 610
650 LOCATE 8,64:PRINT NADA$:LOCATE 8,64:INPUT "",DIAMINTERIOR1
660 IF DIAMINTERIOR1=0 THEN DIAMINTERIOR1= 6:LOCATE 8,63:PRINT DIAMINTERIOR1:GOT
O 680
670 IF DIAMINTERIOR1>10 THEN GOTO 650
680 LOCATE 9,64:PRINT NADA$:LOCATE 9,64:INPUT "",DIAMEXTERIOR1
690 IF DIAMEXTERIOR1=0 THEN DIAMEXTERIOR1=7:LOCATE 9,63:PRINT DIAMEXTERIOR1:GOTO
710
700 IF DIAMEXTERIOR1>10 OR DIAMEXTERIOR1<=DIAMINTERIOR1 THEN GOTO 680
710 LOCATE 10,63:PRINT NADA$:AREATRANSINTERIOR=(3.1416/4)*(DIAMINTERIOR1^2):LOCA
TE 10,64:PRINT USING "##.###";AREATRANSINTERIOR
720 LOCATE 11,64:PRINT NADA$:LOCATE 11,64:INPUT "",FLUJOMASICO
730 IF FLUJOMASICO=0 THEN FLUJOMASICO= 8.8:LOCATE 11,63:PRINT FLUJOMASICO:GOTO 7
40
740 LOCATE 12,63:PRINT NADA$:FLUJOMASICOUNITARIO=(FLUJOMASICO/AREATRANSINTERIOR)
*277.777:LOCATE 12,64:PRINT USING "##.##";FLUJOMASICOUNITARIO
750 LOCATE 13,64:PRINT NADA$:LOCATE 13,64:INPUT "",CALIDADENTRADA
760 IF CALIDADENTRADA=0 THEN CALIDADENTRADA=1:LOCATE 13,63:PRINT CALIDADENTRADA:
GOTO 780
770 IF CALIDADENTRADA<=0 OR CALIDADENTRADA>1 THEN GOTO 750
780 LOCATE 14,64:PRINT NADA$:LOCATE 14,64:INPUT "",CALIDAD SALIDA
790 IF CALIDAD SALIDA=0 THEN CALIDAD SALIDA=0:LOCATE 14,63:PRINT CALIDAD SALIDA:GOT
O 810
800 IF CALIDAD SALIDA<0 OR CALIDAD SALIDA=>1 OR CALIDAD SALIDA>=CALIDADENTRADA THEN
GOTO 780
810 LOCATE 15,64:PRINT NADA$:LOCATE 15,64:INPUT "",DIVISIONES
820 IF DIVISIONES=0 THEN DIVISIONES=20:LOCATE 15,63:PRINT DIVISIONES:GOTO 830
830 LOCATE 16,64:PRINT NADA$:LOCATE 16,64:INPUT "",ALTURAALETA1
840 IF ALTURAALETA1=0 THEN ALTURAALETA1=40:LOCATE 16,63:PRINT ALTURAALETA1:GOTO
860
850 IF ALTURAALETA1>60 THEN GOTO 830
860 LOCATE 17,64:PRINT NADA$:LOCATE 17,64: INPUT "",DIAMAL1
870 IF DIAMAL1=0 THEN DIAMAL=2:LOCATE 17,63:PRINT DIAMAL1:GOTO 880
880 LOCATE 18,64:PRINT NADA$:LOCATE 18,64:INPUT "",CODAL
890 IF CODAL=0 THEN CODAL=150:LOCATE 18,63:PRINT CODAL:GOTO 900
900 LOCATE 19,64:PRINT NADA$:LOCATE 19,64:INPUT "",ANCHO
910 IF ANCHO=0 THEN ANCHO=.7:LOCATE 19,63:PRINT ANCHO:GOTO 920
920 LOCATE 22,2:PRINT LIMPIA1$
930 TEMPAMBIENTE= TEMPAMBIENTE1+273
940 TEMPCONDENSACION= TEMPCONDENSACION1+273
950 TEMPPARED= TEMPPARED1+273
960 DIAMINTERIOR= DIAMINTERIOR1/1000
970 DIAMEXTERIOR= DIAMEXTERIOR1/1000
980 ALTURAALETA= ALTURAALETA1/1000
990 DIAMAL= DIAMAL1/1000
1000 LOCATE 22,19:PRINT"<C> Continua      <R> Reingreso de datos"
1010 A$=INKEY$
1020 IF A$="C" OR A$="c" THEN A$="":GOTO 1060
1030 IF A$="R" OR A$="r" THEN A$="":GOTO 550
1040 GOTO 1010
1050 REM ***** PROPIEDADES DEL FREON 12 *****

```

1060 COD%=1:SALTA=0

1070 OPEN "R",#1,"A:FREON12.DAT",34

1080 FIELD#1,2 AS COD\$,4 AS TEMP\$,4 AS DENL\$,4 AS DENG\$,4 AS CORFCOND\$,4 AS VIS
CL\$,4 AS VISC\$,4 AS CALORL\$,4 AS NPRANT\$

1090 GET#1,COD%

```

1100 IF TEMPCONDENSACION=CVS(TEMP$) THEN DENSIDADLIQUIDO=CVS(DENL$):DENSIDADGAS=
CVS(DENG$):COEFCONDTERMICA=CVS(COEFCOND$):VISCOSIDADLIQUIDO=CVS(VISCL$):VISCOSI
DADGAS=CVS(VISCG$):CALORLATENTE=CVS(CALORL$):NUMEROPRANT=CVS(NPRANT$):CLOSE:GOTO
1240
1110 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,21:INPUT"<ENT
ER> NO HAY PROPIEDADES DEL FRON EN MEMORIA";AAAAA$:GOTO 170
1120 IF TEMPCONDENSACION=CVS(TEMP$) AND SALTA=0 THEN TEMP2=CVS(TEMP$):DENL2=CVS(
DENL$):DENG2=CVS(DENG$):COEFCOND2=CVS(COEFCOND$):VISCL2=CVS(VISCL$):VISCG2=CVS
(VISCG$):CALORL2=CVS(CALORL$):NPRANT2=CVS(NPRANT$):CODX=CODX-1:SALTA=1:GOTO 1090

1130 IF SALTA=1 THEN TEMP1=CVS(TEMP$):DENL1=CVS(DENL$):DENG1=CVS(DENG$):COEFCOND
T1=CVS(COEFCOND$):VISCL1=CVS(VISCL$):VISCG1=CVS(VISCG$):CALORL1=CVS(CALORL$):NP
RANT1=CVS(NPRANT$):CLOSE:SALTA=0:GOTO 1160
1140 CODX=CODX+1:GOTO 1090
1150 REM ***** INTERPOLANDO *****
*
1160 DENSIDADLIQUIDO=DENL2+(((TEMP2-TEMPCONDENSACION)*(DENL1-DENL2))/(TEMP2-TEM
P1))
1170 DENSIDADGAS=DENG2-(((TEMP2-TEMPCONDENSACION)*(DENG2-DENG1))/(TEMP2-TEMP1))
1180 COEFCONDTERMICA=COEFCOND2+(((TEMP2-TEMPCONDENSACION)*(COEFCOND1-COEFCOND
2))/(TEMP2-TEMP1))
1190 VISCOSIDADLIQUIDO=VISCL2+(((TEMP2-TEMPCONDENSACION)*(VISCL1-VISCL2))/(TEMP2
-TEMP1))
1200 VISCOSIDADGAS=VISCG2-(((TEMP2-TEMPCONDENSACION)*(VISCG2-VISCG1))/(TEMP2-TE
MP1))
1210 CALORLATENTE=CALORL2+(((TEMP2-TEMPCONDENSACION)*(CALORL1-CALORL2))/(TEMP2-T
EMP1))
1220 NUMEROPRANT=NPRANT2+(((TEMP2-TEMPCONDENSACION)*(NPRANT1-NPRANT2))/(TEMP2-TE
MP1))
1230 REM *****
*
1240 CLS:COLOR 6:LOCATE 1,1:PRINT RAYA$:LOCATE 3,1:PRINT RAYA$:LOCATE 21,1:PRINT
RAYA$:LOCATE 23,1:PRINT RAYA$
1250 FOR RIO=1 TO 22:LOCATE RIO,1:PRINT "*":LOCATE RIO,79:PRINT"*":NEXT RIO
1260 COLOR 4:LOCATE 2,15:PRINT"
1270 LOCATE 5,20:PRINT"PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL FRON-12"
1280 LOCATE 6,20:PRINT"=====
1290 COLOR 8:LOCATE 9,10:PRINT"Temperatura de condensaci3n (9k) ..... : ";
TEMPCONDENSACION
1300 LOCATE 10,10:PRINT"Densidad de la fase liquida (kg/m3)..... : ";DENSIDAD
LIQUIDO
1310 LOCATE 11,10:PRINT"Densidad de la fase gaseosa (kg/m3)..... : ";DENSIDA
DGAS
1320 LOCATE 12,10:PRINT"Coef.Conducc.T3rmica de fase liquida(W/m.9K) : ";COEFCON
DTERMICA
1330 LOCATE 13,10:PRINT"Viscosidad Din3mica fase liquida.(N.seg/m2).... ";VISCOS
IDADLIQUIDO
1340 LOCATE 14,10:PRINT"Viscosidad Din3mica fase gaseosa(N.seg/m2).... ";VISCOSI
DADGAS
1350 LOCATE 15,10:PRINT"Calor Latente..... : ";CALORLA
TENTE
1360 LOCATE 16,10:PRINT"N3mero de PRANDTL del L3quido..... : ";NUMERO
PRANT
1370 LOCATE 22,2:PRINT LIMPIA$
1380 LOCATE 22,21:PRINT"<C> Continuar <R> Reingreso de datos"
1390 A$=INKEY$
1400 IF A$="C" OR A$="c" THEN A$="":GOTO 1440
1410 IF A$="R" OR A$="r" THEN A$="":GOTO 4040
1420 GOTO 1390
1430 REM ***** CALCULO DE INCOGNITAS *****
1440 DELTAX=(CALIDADENTRADA-CALIDAD SALIDA)/DIVISIONES
1450 FOR N=1 TO DIVISIONES
1460 REM IF N>1 THEN CALIDAD(N)=CALIDADENTRADA-(DELTAX*N)
1470 IF N=1 THEN CALIDAD(N)=CALIDADENTRADA
1480 CALIDAD(N+1)=CALIDAD(N)-DELTAX

```

```

1490 CALIDADPUNTO(N)=(CALIDAD(N)+CALIDAD(N+1))/2
1500 GP1=FLUJOMASICUNITARIO*(1-CALIDADPUNTO(N))
1510 VALOR1=(((CALIDADPUNTO(N))/(1-CALIDADPUNTO(N)))^ .9)*((DENSIDADLIQUIDO/DENSID
ADGAS)^ .5)*((VISCOSIDADGAS/VISCOSIDADLIQUIDO)^ .1))
1520 IF VALOR1<.3 THEN F=1
1530 IF VALOR1>=.3 THEN F=2.5*(VALOR1^ .75)
1540 COEFTRANCONDEN(N)=.023*(((GP1*DIAMINTERIOR)/VISCOSIDADLIQUIDO)^ .8)*(NUMEROP
RANT^ .4)*F*(COEFCONDTERMICA/DIAMINTERIOR)
1550 DELTAT=TEMPCONDENSACION-TEMPARED
1560 LONGITUDTRAMO(N)=(DIAMINTERIOR*FLUJOMASICUNITARIO*CALORLATENTE*DELTAX)/(4*
COEFTRANCONDEN(N)*DELTAT)
1570 CALORTRAMO(N)=3.14159*DIAMINTERIOR*LONGITUDTRAMO(N)*DELTAT*COEFTRANCONDEN(N)

```

```

1580 WKZT N
1590 TEMPFINALAIRE=(TEMPARED+TEMPAMBIENTE)/2
1600 BETA=1/TEMPFINALAIRE
1610 REM ***** DETERMINACION PROPIEDADES AIRE *****

```

```

1620 REM ***** VISCCINEMATICA = Viscosidad cinemática del aire (m2/seg)
1630 REM ***** CONDTERMICA = Conductividad Térmica
1640 REM ***** DIFUJTERMICA = Difusividad Térmica
1650 REM ***** GRAVEDAD = Gravedad
1660 REM *****

```

```

1670 CODX=1:SALTA=0
1680 OPEN "R",#1,"A:AIRE.DAT",18
1690 FIELD#1,2 AS COD$,4 AS TEMP$,4 AS VISCCINE$,4 AS CONDTERM$,4 AS DIFUJTERM$
1700 GET#1,CODX
1710 IF TEMPFINALAIRE<CVS(TEMP$) THEN VISCCINEMATICA=CVS(VISCCINE$):CONDTERMICA=
COLORONDTERM$:DIFUJTERMICA=CVS(DIFUJTERM$):CLOSE:GOTO 1810
1720 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,21:INPUT"<ENT
ER> NO HAY PROPIEDADES DEL AIRE EN MEMORIA";AAAAA$:GOTO 170
1730 IF TEMPFINALAIRE<CVS(TEMP$) AND SALTA=0 THEN TEMP2=CVS(TEMP$):VISC2=CVS(VIS
CCINE$):COND2=CVS(CONDTERM$):DIFUS2=CVS(DIFUJTERM$):CODX=CODX-1:SALTA=1:GOTO 17
00
1740 IF SALTA=1 THEN TEMP1=CVS(TEMP$):VISC1=CVS(VISCCINE$):COND1=CVS(CONDTERM$)
:DIFUS1=CVS(DIFUJTERM$):CLOSE:SALTA=0:GOTO 1770
1750 CODX=CODX+1:GOTO 1700
1760 REM ***** INTERPOLANDO *****

```

```

1770 VISCCINEMATICA=VISC2+(((TEMP2-TEMPFINALAIRE)*(VISC1-VISC2))/(TEMP2-TEMP1))
1780 CONDTERMICA=COND2+(((TEMP2-TEMPFINALAIRE)*(COND1-COND2))/(TEMP2-TEMP1))
1790 DIFUJTERMICA=DIFUS2+(((TEMP2-TEMPFINALAIRE)*(DIFUS1-DIFUS2))/(TEMP2-TEMP1))

```

```

1800 REM *****

```

```

1810 CLS:COLOR 6:LOCATE 1,1:PRINT RAYA$:LOCATE 3,1:PRINT RAYA$:LOCATE 21,1:PRINT
RAYA$:LOCATE 23,1:PRINT RAYA$
1820 FOR RIO=1 TO 22:LOCATE RIO,1:PRINT "*":LOCATE RIO,79:PRINT"*":NEXT RIO
1830 COLOR 4:LOCATE 2,15:PRINT"
1840 LOCATE 5,12:PRINT"PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AIRE - PRESION ATMOSFERICA
"

```

```

1850 LOCATE 6,12:PRINT"=====
"

```

```

1860 LOCATE 8,10:PRINT"Temperatura de pelicula (°K) ..... :
";TEMPFINALAIRE

```

```

1870 LOCATE 10,10:PRINT"Viscosidad Cinemática(m2/seg) ..... : ";VISC
CINEMATICA

```

```

1880 LOCATE 11,10:PRINT"Coefficiente de Conductividad Térmica (W/m.°k) . . : ";COND
TERMICA

```

```

1890 LOCATE 12,10:PRINT"Difusividad Térmica (m2/seg) ..... : ";DIFU
JTERMICA

```

```

1900 LOCATE 13,10:PRINT"B = 1/Tf ..... : ";BETA

```

```

1910 LOCATE 22,2:PRINT LIMPIA1$
1920 LOCATE 22,22:PRINT"<C> Continuar <R> Reingreso de datos"

```

1930 A\$=INKEY\$
 1940 IF A\$="C" OR A\$="c" THEN A\$="":GOTO 1980
 1950 IF A\$="R" OR A\$="r" THEN A\$="":GOTO 330
 1960 GOTO 1930
 1970 REM ***** CALCULO DEL NUMERO DE ALETAS *****

1980 GRAVEDAD=9.8
 1990 DELTA2=(TEMPARRD-TEMPAMBIENTE)
 2000 RAD=(GRAVEDAD*BETA*DELTA2*(DIAMEXTERIOR^3))/(VISCINEMATICA*DIFUSTERMICA)
 2010 PRA=(VISCINEMATICA/DIFUSTERMICA)
 2020 PARI=(CONDTERMICA/DIAMEXTERIOR)
 2030 PAR2=.387*(RAD^.17)
 2040 PAR3=(1+((.559/PRA)^.5625))^2.2963
 2050 COEFHO=((.6+(PAR2/PAR3)^2)*PARI
 2060 REM*****SUMANDO CALORES DE CADA TRAMO*****

1935
 2070 FOR N=1 TO DIVISIONES
 2080 TOTALLONGITUDTRAMO=LONGITUDTRAMO(N)+TOTALLONGITUDTRAMO
 2090 SUMACALOR=CALORTRAMO(N)+SUMACALOR
 2100 SUMACOEFCOND=SUMACOEFCOND+COEFTRANCONDEN(N)
 2110 NEXT N
 2120 PROMEDIOCOEFCOND=SUMACOEFCOND/DIVISIONES
 2130 DEF FNTH(X)=(((2.71828)^(X))-((2.71828)^(-X)))/(((2.71828)^(X))+((2.71828)^(-X)))
 2140 REM *****EVALUANDO CALOR POR CADA ALETA APARENTE*****
 2150 TRA1=((COEFHO)*(3.1416^2)*(DIAMAL^3)*(CODAL/4))^5
 2160 CONST1=((4*COEFHO)/(DIAMAL*CODAL))^5
 2170 CONST2=(CONST1*ALTURAALETA)
 2180 CALORALETA=(TRA1)*(DELTA2)*(FNTH(CONST2))
 2190 REM*****EVALUANDO NUMERO DE ALETAS *****
 2200 AREATOTAL=(TOTALLONGITUDTRAMO*DIAMEXTERIOR*3.1416)
 2210 AREATRANAL=(3.1416*(DIAMAL^2))/4
 2220 PARI=(SUMACALOR-(AREATOTAL*COEFHO*DELTA2))
 2230 PAR2=(CALORALETA-(AREATRANAL*COEFHO*DELTA2))
 2240 NUMEROAL=PARI/PAR2
 2250 REM*****DIMENSIONAMIENTO DEL CONDENSADOR*****
 2260 REM*****CALCULO DEL NUMERO DE PASOS*****
 2270 RADIO= ALTURAALETA
 2280 NUMEROPASOS=(TOTALLONGITUDTRAMO+(3.1416*RADIO))/(RADIO*(1.1416)+ANCHO)
 2290 REM*****CALCULANDO ESPACIAMIENTO ENTRE PASOS*****
 2300 ESCIAMIENTOPASOS=(2*ALTURAALETA)
 2310 REM*****CALCULANDO ALTURA DEL SERPENTIN*****
 2320 ALTURASERPENTIN=(NUMEROPASOS-1)*2*ALTURAALETA
 2330 REM*****CALCULO PARA VARILLAS CONTINUAS*****

2340 ESPACIO=(TOTALLONGITUDTRAMO*4000)/(NUMEROAL)
 2350 REM*****
 2360 HAD=(ANCHO-(2*ALTURAALETA))
 2370 NUMEROVARILLAS=(HAD*1000)/ESPACIO
 2380 LONGITUDVARILLA=((NUMEROPASOS-1)*2*ALTURAALETA)+(2*ALTURAALETA)
 2390 REM ***** RESULTADOS *****
 2400 CLS:R=8
 2410 COLOR 6:LOCATE 1,1:PRINT RAYA\$:LOCATE 3,1:PRINT RAYA\$:LOCATE 21,1:PRINT RAY
 A\$:LOCATE 23,1:PRINT RAYA\$
 2420 COLOR 4:LOCATE 2,15:PRINT"
 2430 COLOR 1:LOCATE 5,15:PRINT" TRAMO CALIDAD COEFICIEN LONG CALOR"
 2440 LOCATE 6,15: PRINT" MEDIA CONDENS TRAMO DISIPADO
 " (W/m2 k) (mts) (Watt)
 2450 LOCATE 7,15: PRINT "
 2460 FOR N=1 TO DIVISIONES
 2470 IF R=21 THEN COLOR 4:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA\$:LOCATE 22,25:INPUT"<ENTER> P
 ARA MOSTRAR MAS DATOS",AAAAA\$
 2480 IF R=21 THEN FOR RIO=8 TO 20:LOCATE RIO,1:PRINT LIMPIA\$:NEXT RIO:R=8
 2490 COLOR 8:LOCATE R,16:PRINT USING "###";N
 2500 LOCATE R,23:PRINT USING "###.###";CALIDADPUNTO(N)

2510 LOCATE R,33:PRINT USING "#,###.###";COEFTRANCONDEN(N)
2520 LOCATE R,45:PRINT USING "###.###";LONGITUDTRAMO(N)
2530 LOCATE R,53:PRINT USING "#,###.###";CALORTRAMO(N)
2540 R=R+1
2550 NEXT N

2560 REM ***** RESULTADOS TOTALES *****
LIST 2470-2560
2570 IF R>18 THEN GOTO 2630
2580 LOCATE R,1:PRINT "-----"

2590 COLOR 8:LOCATE R+1,32:PRINT USING "#,###.###";PROMEDIOCOFCOND
2600 LOCATE R+1,44:PRINT USING "#,###.###";TOTALLONGITUDTRAMO
2610 LOCATE R+1,54:PRINT USING "#,###.###";SUMACALOR
2620 REM *****

2630 COLOR 4:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA\$:LOCATE 22,25:INPUT "<ENTER> PARA MOSTRAR
TOTALES",AAAA\$
2640 FOR RIO=8 TO 20:LOCATE RIO,1:PRINT LIMPIA\$:NEXT RIO:R=8
2650 COLOR 8:LOCATE R+1,32:PRINT USING "#,###.###";PROMEDIOCOFCOND
2660 LOCATE R+1,44:PRINT USING "#,###.###";TOTALLONGITUDTRAMO
2670 LOCATE R+1,54:PRINT USING "#,###.###";SUMACALOR
2680 CLS:LOCATE 1,1:PRINT RAYA\$:LOCATE 3,1:PRINT RAYA\$:LOCATE 21,1:PRINT RAYA\$:
LOCATE 23,1:PRINT RAYA\$
2690 COLOR 4:LOCATE 2,25:PRINT "DIMENSIONAMIENTO DEL SERPENTIN"
2700 COLOR 8:LOCATE 6,10:PRINT USING"LONGITUD TOTAL DEL SERPENTIN EXTENDIDO (mts
) (L)... ##.##";TOTALLONGITUDTRAMO
2710 LOCATE 8,10:PRINT USING "NUMERO DE ALETAS (tipo espiga).....
###.##";NUMEROAL
2720 LOCATE 10,10:PRINT USING "ESPACIAMIENTO ENTRE VARILLAS CONTINUAS(mm).(e)...
. ##.##";ESPACIO
2730 LOCATE 12,10:PRINT USING "NUMERO DE VARILLAS CONTINUAS.....
###.##";NUMEROVARILLAS
2740 LOCATE 14,10:PRINT USING"LONGITUD DE LAS VARILLAS CONTINUAS(mts).(Lv).....
#.##";LONGITUDVARILLA
2750 LOCATE 16,10:PRINT USING "NUMERO DE PASOS DEL SERPENTIN.....
##.##";NUMEROPASOS
2760 LOCATE 18,10:PRINT USING"ALTURA DEL SERPENTIN (mts).(H).....
#.##";ALTURASERPENTIN
2770 COLOR 4:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA\$:LOCATE 22,25:PRINT "<S> SALIR <D> D
IBUJC DEL CONDENSADOR"
2780 A\$=IBUJC\$
2790 IF A\$="S" OR A\$="s" THEN A\$="":GOTO 4040
2800 IF A\$="D" OR A\$="d" THEN A\$="":GOTO 2830
2810 GOTO 2780
2820 REM*****DIBUJO DEL CONDENSADOR*****
2830 PI=3.1416
2840 SCREEN 1
2850 CLS
2860 COLOR 4,1
2870 FOR FILA=30 TO 140 STEP 10
2880 LINE (110,FILA)-(200,FILA)
2890 NEXT FILA
2900 CIRCLE (200,35),5,,1.5*PI,.5*PI
2910 CIRCLE (110,45),5,,.5*PI,1.5*PI
2920 CIRCLE (200,55),5,,1.5*PI,.5*PI
2930 CIRCLE (110,65),5,,.5*PI,1.5*PI
2940 CIRCLE (200,75),5,,1.5*PI,.5*PI
2950 CIRCLE (110,85),5,,.5*PI,1.5*PI
2960 CIRCLE (200,95),5,,1.5*PI,.5*PI
2970 CIRCLE (110,105),5,,.5*PI,1.5*PI
2980 CIRCLE (200,115),5,,1.5*PI,.5*PI
2990 CIRCLE (110,125),5,,.5*PI,1.5*PI
3000 CIRCLE (200,135),5,,1.5*PI,.5*PI
3010 FOR COL=111 TO 200 STEP 3
3020 LINE (COL,25)-(COL,145)
3030 NEXT COL

```

3040 LINE (90,30)-(90,140)
3050 LINE (85,30)-(95,30)
3060 LINE (85,140)-(95,140)
3070 LINE (70,25)-(70,145)
3080 LINE (75,25)-(65,25)
3090 LINE (75,145)-(65,145)
3100 LINE (110,160)-(199,160)
3110 LINE (110,165)-(110,155)
3120 LINE (199,165)-(199,155)
3130 LOCATE 11,9:PRINT "L"
3140 LOCATE 11,12:PRINT "H"
3150 LOCATE 21,20:PRINT "S"
3160 LINE (111,25)-(111,18)
3170 LINE (114,25)-(114,18)
3180 LINE (107,20)-(107,20)
3190 LOCATE 3,17:PRINT "e"
3200 LOCATE 17,28:PRINT "r"
3210 LINE (205,135)-(213,135)
3220 COLOR 4:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,7:PRINT "<S> SALIR <I> IMPRIMI
R"
3230 A$=INKEY$
3240 IF A$="S" OR A$="s" THEN A$=" ":GOTO 4040
3250 IF A$="I" OR A$="i" THEN A$=" ":GOTO 3280
3260 GOTO 3230
3270 REM ***** IMPRESORA *****

```

3280 COLOR 4:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA\$:LOCATE 22,7:INPUT "Por favor prenda la im
presora y de <ENTER> para comenzar a imprimir",AAAAAAA\$

```

3290 LPRINT RAYA$
3300 LPRINT"
3310 LPRINT RAYA$
3320 LPRINT ""
3330 LPRINT"
3340 LPRINT"
3350 LPRINT"

```

DATOS INGRESADOS
=====

```

3360 LPRINT" Temperatura del Ambiente (C)..... : ";TEMPAMBIE
NTE1
3370 LPRINT" Temperatura de Condensaci3n (C)..... : ";TEMPCONDE
NSACION1
3380 LPRINT" Temperatura de Pared.( C)..... : ";TEMPPARED
1
3390 LPRINT" Diámetro Interior.(mm)..... : ";DIAMINTER
IOR1
3400 LPRINT" Diámetro Exterior (mm)..... : ";DIAMEXTERIO
R1
3410 LPRINT" Area transversal Interior (mm2)..... : ";AREATRANS
INTERIOR
3420 LPRINT" Flujo Másico (kg/hr) ..... : ";FLUJOMASIC
0
3430 LPRINT" Flujo Másico por unidad de área (kg/m2.seg) ..... : ";FLUJOMASI
COUNITARIO
3440 LPRINT" Calidad de Entrada ..... : ";CALIDADEN
TRADA
3450 LPRINT" Calidad de Salida ..... : ";CALIDADSA
LIDA
3460 LPRINT" Número de Divisiones del tubo..... : ";DIVISIONE
S
3470 LPRINT" Longitud de aletas aparentes(mm).....: ";ALTURAAL
TAI
3480 LPRINT" Diámetro de aletas aparentes(mts.).....: ";DIAMALI
3490 LPRINT" Coef. de Conductividad térmica de la aleta.(w/mk)....: ";CODAL
3500 LPRINT " Ancho disponible en el refrigerador (mts.).....: ";ANCHO
3510 LPRINT:LPRINT:LPRINT"
3520 LPRINT"
3530 LPRINT"
3540 LPRINT"

```

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL FREON-12
=====

```

3550 LPRINT" Temperatura de condensación (°K) ..... : ";TEMPCONDE
NSACION
3560 LPRINT" Densidad de la fase líquida (kg/m3) ..... : ";DENSIDADL
IQUIDO
3570 LPRINT" Densidad de la fase gaseosa (kg/m3) ..... :";DENSIDADGA
S
3580 LPRINT" Coef.de Conduc. Térmica de la fase líquida (W/m.°K): ";COEFCOND
ERNICA
3590 LPRINT" Viscosidad dinámica fase Líquido (N.sec/m2) ..... : ";VISCO
DLIQUIDO
3600 LPRINT" Viscosidad dinámica fase gaseosa (N.sec/m2) ..... : ";VISCO
DGAS
3610 LPRINT" Calor Latente ..... : ";CALORLATE
NTE
3620 LPRINT" Número de PRANT del Líquido ..... : ";NUMEROPRA
NT
3630 LPRINT:LPRINT:LPRINT"
3640 LPRINT" PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AIRE - PRESION ATMOSFERICA"
3650 LPRINT" =====
3660 LPRINT
3670 LPRINT" Temperatura de película (°K) ..... : ";TEMPFINAL
AIRE
3680 LPRINT" Viscosidad Cinemática (m2/seg) ..... : ";VISCINEM
ATICA
3690 LPRINT" Coeficiente de Conductividad Térmica (W/m.°K) .... : ";CONDTERMI
CA
3700 LPRINT" Difusividad Térmica (m2/seg) ..... : ";DIFUSTERM
ICA
3710 LPRINT" B = 1/Tf ..... : ";BETA
3720 FOR RIO=1 TO 20:LPRINT:NEXT RIO
3730 LPRINT RAYA$
3740 LPRINT"
3750 LPRINT RAYA$
3760 LPRINT
3770 LPRINT" TRAMO CALIDAD COEFICIEN LONG CALOR"
3780 LPRINT" MEDIA CONDENS TRAMO DISIPADO"
3790 LPRINT
3800 LPRINT" (W/M2K) (MTS) (W)"
3810 FOR N=1 TO DIVISIONES
3820 IF R=71 THEN FOR RIO=1 TO 10:LPRINT:NEXT RIO
3830 LPRINT USING " ###";N;
3840 LPRINT USING " ###.###";CALIDADPUNTO(N);
3850 LPRINT USING " #,###.###";COEFTRANCONDEN(N);
3860 LPRINT USING " ###.###";LONGITUDTRAMO(N);
3870 LPRINT USING " #,###.###";CALORTRAMO(N)
3880 NEXT N
3890 LPRINT " -----
-----
3900 LPRINT USING " ###.###";PROMEDIOCOFCOND;:LPRINT USING"
#,###.###";TOTALLONGITUDTRAMO;:LPRINT USING " #,###.###";SUMACALOR
3910 LPRINT "
3920 LPRINT " " DIMENSIONAMIENTO DEL CONDENSADOR"
3930 LPRINT " "-----"
3940 LPRINT "
3950 LPRINT USING"LONGITUD TOTAL DEL SERPENTIN EXTENDIDO (mts)(L)... ##.##";TOT
ALLONGITUDTRAMO
3960 LPRINT USING"NUMERO DE ALETAS (tipo espiga)..... ####.##";N
UMEROAL
3970 LPRINT USING"NUMERO DE VARILLAS CONTINUAS..... ###.##";NU
MEROVARILLAS
3980 LPRINT USING"ESPACIAMIENTO ENTRE VARILLAS CONTINUAS.(mm)(e).... ##.##";ESP
ACIO
3990 LPRINT USING"LONGITUD DE VARILLAS CONTINUAS (mts)(Lv)..... . ##.##";LONG
ITUDVARILLA
4000 LPRINT USING"NUMERO DE PASOS DEL SERPENTIN..... ##.##";NUMER
OPASOS

```



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

```
4010 LPRINT USING"ALTURA DEL SERPENTIN (mts)..... #.##";ALTU
RASERPENTIN
4020 GOTO 3220
4030 REM ***** LIMPIANDO LAS VARIABLES *****
```

```
4040 FOR N=1 TO DIVISIONES
4050 CALIDAD(H)=0:CALIDADPUNTO(N)=0:COEFTRANCONDEN(N)=0:LONGITUDTRAMO(N)=0
4060 COEFHO=0:ESPACIAMIENTOALETA=0:NUMERORAYLEIGH=0:NUMEROALETA=0
4070 NEXT N
4080 DIVISIONES=0:TOTALESPECIAMIENTO=0:TOTALNUMEROALETA=0:N=0
4090 TEMPCONDENSACION=0:DENSIDLIQUIDO=0:DENSIDADGAS=0:COEFCONDTERMICA=0:VISCOSID
ADLIQUIDO=0:VISCOSIDADGAS=0:CALORLATENTE=0:NUMEROPRANT=0
4100 TOTALNUMEROALETA=0:TALLONGITUDTRAMO=0
4110 PROMEDIOCOEFCOND=0:PROMEDIOCOEFFHO=0
4111 SCREEN 2,1
4112 SCREEN 0,0,0
4120 GOTO 170
```

DATOS INGRESADOS

=====

Temperatura del Ambiente (C)..... : 32
 Temperatura de Condensación (C)..... : 55
 Temperatura de Pared.(C)..... : 53
 Diámetro Interior.(mm)..... : 4.06
 Diámetro Exterior (mm)..... : 4.76
 Area transversal Interior (mm²)..... : 12.94622
 Flujo Másico (kg/hr) : 8.8
 Flujo Másico por unidad de área (kg/m².seg) : 188.8148
 Calidad de Entrada : 1
 Calidad de Salida : 0
 Número de Divisiones del tubo..... : 20
 Longitud de aletas aparentes(mm)..... : 30
 Diámetro de aletas aparentes(mts.)..... : 1.5
 Coef. de Conductividad térmica de la aleta.(w/mk)... : 150
 Ancho disponible en el refrigerador (mts.)..... : .7

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL FREON-12

=====

Temperatura de condensación (°K) : 328
 Densidad de la fase líquida (kg/m³) : 1186.612
 Densidad de la fase gaseosa (kg/m³) : 80.4318
 Coef.de Conduc. Térmica de la fase líquida (W/m.°K): .0582
 Viscosidad dinámica fase Líquido (N.seg/m²) : .0001754
 Viscosidad dinámica fase gaseosa (N.seg/m²) : 1.3608E-05
 Calor Latente : 118300
 Número de PRANT del Líquido : 3.28

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AIRE - PRESION ATMOSFERICA

=====

Temperatura de película (°K) : 315.5
 Viscosidad Cinemática (m²/seg) : 1.72617E-05
 Coeficiente de Conductividad Térmica (W/m.°K) : .0274149
 Difusividad Térmica (m²/seg) : 2.45377E-05
 B = 1/Tf : 3.169572E-03

TRAMO	CALIDAD MEDIA	COEFICIEN CONDENS (W/M2K)	LONG TRAMO (MTS)	CALOR DISIPADO (W)
1	0.975	1,521.330	0.373	14.459
2	0.925	1,684.346	0.337	14.459
3	0.875	1,729.307	0.328	14.459
4	0.825	1,733.362	0.327	14.459
5	0.775	1,714.764	0.331	14.459
6	0.725	1,680.922	0.337	14.459
7	0.675	1,635.567	0.347	14.459
8	0.625	1,580.796	0.359	14.459
9	0.575	1,517.845	0.373	14.459
10	0.525	1,447.429	0.392	14.459
11	0.475	1,369.907	0.414	14.459
12	0.425	1,285.357	0.441	14.459
13	0.375	1,193.600	0.475	14.459
14	0.325	1,094.176	0.518	14.459
15	0.275	986.267	0.575	14.459
16	0.225	868.538	0.653	14.459
17	0.175	738.771	0.767	14.459
18	0.125	593.018	0.956	14.459
19	0.075	422.996	1.340	14.459
20	0.025	424.721	1.335	14.459
		1,261.151	10.974	289.177

DIMENSIONAMIENTO DEL CONDENSADOR

LONGITUD TOTAL DEL SERPENTIN EXTENDIDO (mts)(L)...	10.97
NUMERO DE ALETAS (tipo espiga).....	8467.24
NUMERO DE VARILLAS CONTINUAS.....	123.45
ESPACIAMIENTO ENTRE VARILLAS CONTINUAS.(mm)(e).....	5.18
LONGITUD DE VARILLAS CONTINUAS (mts)(Lv).....	0.90
NUMERO DE PASOS DEL SERPENTIN.....	15.07
ALTURA DEL SERPENTIN (mts).....	0.84

DATOS INGRESADOS
=====

Temperatura del Ambiente (C) : 33
 Temperatura de Condensación (C)..... : 56
 Temperatura de Pared.(C)..... : 54
 Diámetro Interior.(mm)..... : 4.06
 Diámetro Exterior (mm)..... : 4.76
 Area transversal Interior (mm2)..... : 12.94622
 Flujo Másico (kg/hr) : 8.8
 Flujo Másico por unidad de área (kg/m2.seg) : 188.8148
 Calidad de Entrada : 1
 Calidad de Salida : 0
 Número de Divisiones del tubo..... : 30
 Longitud de aletas aparentes(mm)..... : 35
 Diámetro de aletas aparentes(mts.)..... : 2
 Coef. de Conductividad térmica de la aleta.(w/mk).... : 130
 Ancho disponible en el refrigerador (mts.)..... : .7

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL FREON-12
=====

Temperatura de condensación (°K) : 329
 Densidad de la fase líquida (kg/m3) : 1181.996
 Densidad de la fase gaseosa (kg/m3) : 82.4369
 Coef.de Conduc. Térmica de la fase líquida (W/m.°K): .05785
 Viscosidad dinámica fase Líquido (N.seg/m2) : .0001742
 Viscosidad dinámica fase gaseosa (N.seg/m2) : 1.3644E-05
 Calor Latente : 117500
 Número de PRANT del Líquido : 3.29

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AIRE - PRESION ATMOSFERICA
=====

Temperatura de película (°K) : 316.5
 Viscosidad Cinemática (m2/seg) : 1.73631E-05
 Coeficiente de Conductividad Térmica (W/m.°K) : .0274907
 Difusividad Térmica (m2/seg) : 2.46911E-05
 B = 1/Tf : 3.159558E-03

TRAMO	CALIDAD MEDIA	COEFICIEN CONDENS (W/M ² K)	LONG TRAMO (MTS)	CALOR DISIPADO (W)
1	0.923	1,441.007	0.260	9.574
2	0.950	1,615.090	0.232	9.574
3	0.917	1,680.571	0.223	9.574
4	0.883	1,709.481	0.220	9.574
5	0.850	1,718.823	0.218	9.574
6	0.817	1,715.526	0.219	9.574
7	0.783	1,703.139	0.220	9.574
8	0.750	1,683.724	0.223	9.574
9	0.717	1,658.587	0.226	9.574
10	0.683	1,628.600	0.230	9.574
11	0.650	1,594.363	0.235	9.574
12	0.617	1,556.300	0.241	9.574
13	0.583	1,514.711	0.248	9.574
14	0.550	1,469.800	0.255	9.574
15	0.517	1,421.707	0.264	9.574
16	0.483	1,370.503	0.274	9.574
17	0.450	1,316.213	0.285	9.574
18	0.417	1,258.807	0.298	9.574
19	0.383	1,198.210	0.313	9.574
20	0.350	1,134.285	0.331	9.574
21	0.317	1,066.837	0.352	9.574
22	0.283	995.585	0.377	9.574
23	0.250	929.141	0.408	9.574
24	0.217	839.973	0.447	9.574
25	0.183	754.322	0.498	9.574
26	0.150	662.067	0.567	9.574
27	0.117	561.459	0.668	9.574
28	0.083	449.462	0.835	9.574
29	0.050	416.268	0.902	9.574
30	0.017	427.913	0.877	9.574
		1,249.449	10.948	287.221

DIMENSIONAMIENTO DEL CONDENSADOR

LONGITUD TOTAL DEL SERPENTIN EXTENDIDO (mts)(L)...	10.95
NUMERO DE ALETAS (tipo espiga).....	5466.06
NUMERO DE VARILLAS CONTINUAS.....	78.64
ESPACIAMIENTO ENTRE VARILLAS CONTINUAS. (mm)(e).....	8.01
LONGITUD DE VARILLAS CONTINUAS (mts)(Lv).....	1.05
NUMERO DE PASOS DEL SERPENTIN.....	14.94
ALTURA DEL SERPENTIN (mts).....	0.98



B I B L I O G R A F I A

- 1.- Anderson. Home Refrigeration and Air Conditioning.
Theodore Audel & Co. 2 Edición.1974.
- 2.- Botero, Momtaño. Manual de Refrigeración y Aire
Acondicionado. Volumen 1. Prentice-Hall Hispanoameri-
cana, S.A. 1987.
- 3.- Castro. Informe Tecnico: Construcción de un banco de
prueba de refrigeración con fines didacticos. 1989.
- 4.- Chisholm. Two-Phase Flow in Pipelines and Heat
Exchangers. George Godwin, London and New York. 1983.
- 5.- Procesos de Manufactura. Folleto Espol. 1987.
- 6.- Rohsenow, Harnett, Ganic. Handbook of Heat Transfer
Fundamentals. Mc Graw-Hill. 1973.
- 7.- Stoecker. Refrigeración y Acondicionamiento de Aire.

Mc Graw-Hill. 1978.

- 8.- Vargas Zúniga Angel. Tesis de grado: Análisis de la influencia del aceite sobre la caída de presión en los conductos de aspiración de las plantas frigoríficas. 1973.
- 9.- Whalley. Boiling, Condensation and Gas-Liquid Flow. Oxford Science Publications. 1987.
- 10.- Condensadores para refrigeración Thermal. Sparvel S.A Catalogo.
- 11.- Tubería de acero "Bundy" de pequeño diámetro . Colombia 1989. Catalogo.