

T
621.4022
P227



D-10732



BIBLIOTECA

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE
CALOR COMPACTO PLACA - ALETA
PARA CALENTAMIENTO DE AGUA DE
MAR EN UN LABORATORIO DE LARVAS

PROYECTO DE GRADO
PREVIO A LA OBTENCION DEL TITULO DE

INGENIERO MECANICO

PRESENTADO POR

Miguel Angel Paredes Menéndez

Guayaquil Ecuador

1991 - 1992

A G R A D E C I M I E N T O

AL ING. JORGE DUQUE R.
Director de Tópico de
Graduación , por su
acertada dirección.



BIBLIOTECA

DEDICATORIA

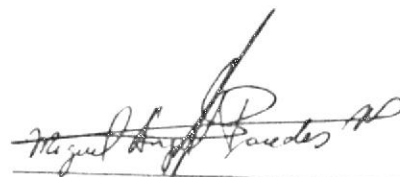
A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

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".

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



MIGUEL ANGEL PAREDES MENENDEZ



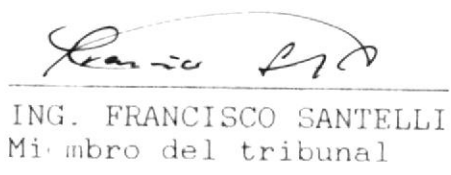
ING. NELSON CEVALLOS
Decano de la Facultad
Ing. Mecánica.



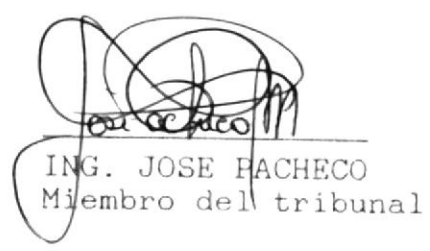
ING. JORGE DUQUE
Director de Proyecto



BIBLIOTECA



ING. FRANCISCO SANTELLI
Miembro del tribunal



ING. JOSE PACHECO
Miembro del tribunal

RESUMEN

El presente proyecto de grado tiene como fin el dimensionamiento térmico de un intercambiador tipo placa aleta para calentamiento de agua de mar en un laboratorio de larvas de camarón.

Se presenta una revisión básica sobre los grupos adimensionales involucrados en los cálculos de diseño se exponen los métodos experimentales para obtener las características de transferencia de calor y caída de presión de superficies compactas.

Se presenta un estudio de los principios básicos de transferencia calor entre placas , que junto a la geometría de las superficies sirven para generar el procedimiento de diseño.

El procedimiento de diseño se programa para permitir el dimensionamiento de intercambiadores similares.

Finalmente se hace una descripción de los procesos de fabricación y de los materiales utilizados.

1.3 CABEZALES DE FLUJO	37
II. DISEÑO Y CALCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	
PLACA ALETA	43
2.1 TEORIA DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS PLACA ALETA	43
2.1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERCAMBIADORES COMPACTOS PLACA ALETA	43
2.1.2 RELACIONES UTILES ENTRE LAS SUPERFICIES Y LA GEOMETRIA DEL NUCLEO	55
2.2 CORRECCION DEL FACTOR DE COLBURN Y FACTOR DE FRICCION PARA EL NUMERO DE PRANDTL EN FLUJO LAMINAR	57
2.3 CALCULO DE UN INTERCAMBIADOR COMPACTO PLACA ALETA	59
2.3.1 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO	59
2.3.2 CALCULO DE UN INTERCAMBIADOR COMPACTO PLACA ALETA PARA UN LABORATORIO DE LARVAS	63
III. DISEÑO DE UN PROGRAMA DE COMPUTADORA PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE INTERCAMBIADORES PLACA ALETA	
3.1 DATOS DE ENTRADA	80
3.2 DATOS DE SALIDA	85

3.3 PROGRAMA	90
3.4 CORRIDA DEL PROGRAMA	105
IV. POSIBILIDADES DE FABRICACION	108
4.1 MATERIALES	108
4.2 METODOS DE CONSTRUCCION	109
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	116
APENDICES	118
BIBLIOGRAFIA	125



BIBLIOTECA

2

INDICE DE FIGURAS

Fig.	Pág.
1 . Esquema de ensayo de estado estable	30
2 . Gráfico de las características de transferencia de calor y caída de presión de superficies compactas ..	34
3 . Configuración geométrica de varias superficies compactas placa aleta	36
4 . Núcleo de un intercambiador compacto placa aleta ...	38
5a. Cabezales de flujo normal	40
5b. Cabezales de flujo girado	40
6 . Cabezales de flujo oblicuo	41
7 . Gráfico esquemático de la transferencia de calor a través de una placa	45
8 . Gráfico de la $\epsilon = f (C^*, NTU)$	53
9 . Características geométricas,de transferencia de calor y caída de presión de la superficie compacta placa aleta 6.2	64
10. Núcleo del intercambiador compacto placa aleta dimensionado	79
11. Esquema de los procesos de fabricación del intercambiador compacto placa aleta	110

12. Dimensionamiento de placas del núcleo del intercambiador	110
13. Dimensionamiento de placas para los cabezales de flujo del intercambiador	113
14. Secuencia de soldado de los pasajes de flujo.....	114

INDICE DE TABLAS

No.		Pág.
I	ANALISIS PORCENTUAL DEL ACERO AISI 316.....	109
A1	PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA	120
A2	COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE ALGUNOS METALES	121
B1	SUPERFICIE COMPACTA PLACA-ALETA 6.2	123
B2	SUPERFICIE COMPACTA PLACA-ALETA 9.3	124

NOMENCLATURA

- A : Area total de la superficie de transferencia sobre un lado, m^2 .
- A_f : Area de la aleta o superficie extendida sobre un lado del intercambiador, m^2 .
- A_{fr} : Area frontal de un lado del intercambiador, m^2 .
- A_o : Area mínima de flujo libre sobre un lado del intercambiador, m^2 .
- A_w : Area total de la pared para conducción de calor del fluido caliente al frío, m^2 .
- a : Espesor de la pared, m .
- b : Distancia entre dos placas en intercambiadores placa aleta, m.
- C : Capacidad calorífica de una corriente de flujo, $W \cdot cp$, w/c.
- C^* : Razón de capacidad de calor C_{min}/C_{max} .
- C_{max} : El máximo de C_o ó C_h , w/c.
- C_{min} : El mínimo de C_o ó C_h , w/c.
- cp : Calor específico del fluido a presión constante, J/Kgc.
- D_h : Diámetro hidráulico de pasajes de flujo , $4A_oL/A$, m.
- f : Factor de fricción de Fanning.

- G : Velocidad de masa, $w/A_o, Kg/m^2s$.
 g_c : Constante de proporcionalidad de Newton, $gc=1$.
 h : Coeficiente de transferencia de calor, w/m^2c .
 h_a : Factor de suciedad, w/m^2c .
 j : Factor de Colburn, $St*Pr^{2/3}$, adimensional
 K_c : Coeficiente de pérdida por contracción a la entrada del intercambiador, adimensional.
 K_e : Coeficiente de pérdida por expansión a la salida del intercambiador, adimensional .
 k : Conductividad térmica del fluido, w/mc .
 L : Longitud de flujo de un fluido sobre un lado de el intercambiador m.
 l : Longitud de aleta para conducción de calor, de la superficie primaria de medio punto entre placas por simetría de calentamiento.
 m : Parámetro de aleta.
 N : Número de pasajes de flujo sobre un lado del intercambiador.
 Nu : Número de Nusselt.
 NTU : Número de unidades de transferencia de calor, adimensional.
 NTU_h : Número de unidades de transferencia de calor sobre el lado caliente.
 NTU_c : Número de unidades de transferencia de calor sobre el lado frío .
 Pr : Número de Prandtl, $\mu*cp/k$, adimensional.
 P : Presión estática del fluido, Pa

- ΔP : Caída de presión de fluido estático sobre un lado del núcleo del intercambiador de calor, Pa.
- q : Razón de transferencia de calor dentro del intercambiador, w.
- q'' : Razón de transferencia de calor por unidad de área, q/a , w/m².
- R_w : Resistencia térmica de la pared, $a/kw \cdot A_w$ para la placa, c/w.
- Re : Número de Reynolds basado sobre el diámetro hidráulico, $G \cdot D_h / \mu$, adimensional.
- r_h : Radio hidráulico, $D_h/4$, m.
- St : Número de Stanton, $h/G \cdot c_p$, adimensional.
- T : Condición térmica de frontera referida a temperatura constante de la pared, ambas axial y perimetral.
- t : Temperatura estática del fluido especificada arbitrariamente, c.
- $t_{h,in}$: Temperatura de entrada del fluido caliente.
- $t_{h,ou}$: Temperatura de salida del fluido caliente.
- $t_{c,in}$: Temperatura de entrada del fluido frío.
- $t_{c,ou}$: Temperatura de salida del fluido frío.
- t_m : Temperatura media del fluido.
- Δt_m : Diferencial de temperatura.
- U : Coeficiente total de transferencia de calor, w/m²c.
- u_m : Velocidad media axial del fluido, m/s.
- V : Volumen total del intercambiador del calor, m³.
- W : Razón de flujo másico. Kg/s.

- α : Razón total del área de transferencia de calor sobre un lado de el intercambiador para el volumen total de el intercambiador, $A/V, m^2/m^3$.
- β : Razón del área total de transferencia sobre un lado de intercambiadores placa aleta, para el volumen entre placas sobre un lado, m^2/m^3 .
- ρ : Densidad del fluido, Kg/m^3 .
- δ : Espesor de aleta , m .
- ϵ : Eficiencia del intercambiador de calor, adimensional.
- η_r : Eficiencia de temperatura de la aleta o de la superficie extendida, adimensional.
- η_o : Eficiencia de temperatura de la superficie total.
- μ : Coeficiente de viscosidad dinámica del fluido, Pa.s.
- σ : Razón de área libre de flujo para el área frontal, A_o/A_{fr} , adimensional.

SUBSCRIPCIONES

- c : Lado frío del fluido.
- h : Lado caliente del fluido.
- w : pared.
- i : dentro del intercambiador.
- o : afuera del intercambiador.
- f : aleta.
- p : patrón



INTRODUCCION

Uno de los factores que inciden en el desarrollo larvario, es entre otros , la temperatura del agua en los tanques de cultivos, la cual, para una óptima aclimatación de los diferentes estados larvarios, debe mantenerse entre valores de 28 ± 1 C.

La temperatura del agua del mar frente a las costas ecuatorianas durante los meses de verano, alcanza valores inferiores a los 24 °C . Por lo que se debe calentar el agua de mar hasta la temperatura óptima de aclimatación de los diferentes estados larvarios.

Se ha desarrollado un sistema de calentamiento de agua de mar que consiste en calentar agua dulce, la cual transfiere su calor al agua fría salada , por medio de un intercambiador de calor , obteniéndose así la temperatura requerida en el agua de mar que se alimenta a los tanques de cultivo.

Los intercambiadores de calor que operan actualmente en los distintos laboratorios de larvas de camarón, en su mayoría son de tipo placa, construidos en titanio lo que

les da una gran resistencia a la corrosión marina ,pero un elevado valor,se importan durando este proceso tres meses .

Este proyecto está encaminado a obtener el diseño y al mismo tiempo analizar las posibilidades de fabricación de un intercambiador de calor tipo placa- aleta, que reemplace al equipo importado.

CAPITULO I

INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS

1.1 INTRODUCCION

Intercambiadores de calor compactos, son aquellos que incorporan superficies de transferencia que tienen una alta densidad de área. Entendiéndose por densidad de área a la razón de la superficie de transferencia de calor para su volumen (m^2/m^3). Arbitrariamente se ha especificado que superficies compactas tienen una densidad de área mayor que $700 m^2/m^3$ [1].

La razón para usar superficies compactas es desarrollar un intercambiador específico con una aceptable baja masa y pequeño volumen.

Superficies compactas generalmente resultan con un alto coeficiente total de transferencia de calor U , que contribuye a disminuir el volumen.

Un medio efectivo para incrementar la densidad de área es la fabricación de áreas superficiales secundarias o

aletas, que pueden tener las siguientes formas, aletas entre placas, tubos circulares aleteados y pasajes de flujo con pequeños diámetros hidráulicos.

Los intercambiadores de calor de cualquier construcción estructural se consideran como compactos si incorporan superficies compactas sobre uno o ambos lados del intercambiador.

El coeficiente convectivo de transferencia de calor para fluidos gaseosos es regularmente uno o dos órdenes de magnitud más bajos que el agua, aceite y otros líquidos. Por tal razón se utilizan superficies compactas que presentan una mayor área de transferencia para reducir dimensiones y peso en intercambiadores gas-gas, líquido-gas, en este último la superficie compacta va por el lado del gas.

Intercambiadores de calor para fluidos gaseosos requieren una significativa mayor cantidad de área de transferencia para una razón de transferencia de calor específico, que cuando trabajamos con líquidos. El incremento de área es accesible empleando superficies que tienen una alta densidad de área " β ".

Los tipos de construcción básicos empleados para el diseño de intercambiadores de calor compactos

son: superficies extendidas de transferencia de calor que, utilizan aletas sobre uno o ambos lados regeneradores que emplean superficies con pequeños diámetros hidráulicos, e intercambiadores tubulares de pequeño diámetro de tubo.

Algunos criterios para la selección de un tipo de construcción en particular son: costos, presión y temperatura de operación, suciedad del fluido, rugosidad.

Intercambiadores de calor compactos son generalmente diseñados para bajas presiones de operación 1000 kpa (150 psig) y para temperaturas entre 540 - 650 C. La suciedad de los fluidos es un parámetro que se debe considerar para fluidos líquidos, pero generalmente para fluidos gaseosos es despreciable. Superficies extendidas y pasajes de pequeño diámetro hidráulico son de aquí usadas especialmente sobre el lado de los gases en intercambiadores de calor compactos.

En la construcción de intercambiadores de calor compactos, las superficies extendidas más comunes son las placa aleta y los tubos aleteados.

En los intercambiadores placa aleta, la aleta va entre los espacios de dos placas paralelas formando

tubos de flujo , las aletas van unidas a la placa por medio de soldadura [2].

Las superficies placa aleta se pueden clasificar en :

- a.- rectas tales como aletas triangulares o rectangulares.
- b.- planas pero con aletas onduladas
- c.- aletas discontinuas, inclinadas o perforadas .

El coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción dentro de la región de flujo desarrollándose, son considerablemente más altos, que cuando tenemos flujo totalmente desarrollado. Por que en el desarrollo de la capa límite los espesores de capa son más delgados y ofrecen menor resistencia térmica e hidrodinámica comparada con la gruesa capa límite de flujo completamente desarrollado.

En las aletas onduladas o interrumpidas se tiene un nuevo desarrollo de la capa límite después de cada interrupción, con ésta característica de diseño se obtienen razones de transferencia significativamente altas ,comportándose de igual forma la caída de presión sobre estas superficies .

En los intercambiadores tubo aleta, los tubos pueden

tener forma rectangular o elíptica . Las aletas pueden ir fuera de los tubos o dentro de ellos unidas por soldadura o extrusión ,dependiendo de la aplicación del intercambiador [3] .

Según la disposición de las aletas exteriores sobre el arreglo de tubos se las puede clasificar en :

- a.- aletas normales
- b.- aletas longitudinales
- c.- aletas continuas

Las aletas interiores se las denomina como aletas integradas o unidas. Los intercambiadores de calor tubo aleta pueden soportar grandes presiones sobre su lado circular , pero usualmente tienen un menor grado de compactes que los intercambiadores placa aleta.

Para intercambiadores de calor compactos con superficies extendidas, el arreglo de flujo más común es el de flujo cruzado. Esto es por que simplifica grandemente el diseño de los cabezales de entrada y salida de cada fluido.

Si se desea intercambiadores con eficiencias altas (mayores a 80%) las dimensiones de una unidad de flujo cruzado pueden ser excesivas, en tales casos una

unidad de múltiples paso cruzado -contraflujo, o una unidad de contraflujo pueden ser preferibles. Sin embargo existen dificultades asociadas con el arreglo en contra flujo por que es necesario separar los fluidos en cada extremo, dificultándose así el diseño de los cabezales de entrada y de salida para cada fluido.

1.2 CARACTERISTICAS BASICAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRESION DE SUPERFICIES COMPACTAS.

Las características adimensionales de transferencia de calor, caída de presión de superficies compactas son simplemente llamadas como características básicas de una superficie compacta.

Se dispone de abundante información para un gran número de superficies compactas, una excelente fuente de información para el diseño de superficies compactas es el trabajo realizado por KAY Y LONDON [2].

Soluciones teóricas para flujo laminar a través de ductos de sección constante, son citados por SHAD, en su trabajo COMPAT HEAT EXCHANGER [1].

Cuando los datos básicos de una superficie no están disponibles en la literatura y son difíciles de

predecir analíticamente, ellos son obtenidos por experimentación.

1.2.1 GRUPOS ADIMENSIONALES

Las características de transferencia de calor de superficies compactas son generalmente presentadas en términos de números adimensionales tales como; número de Stanton , número de Nusselt , o factor de Colburn versus el número de Reynolds. Y las características de caída de presión están dadas por los números adimensionales de el factor de fricción versus el número de Reynolds. Estos números y otros grupos adimensionales se definen a continuación.

NUMERO DE REYNOLDS (Re) : Esta definido como

$$Re = \frac{\rho * u_m * Dh}{\mu} = \frac{G * Dh}{\mu} \quad (1)$$

G = Flujo másico por unidad de área

Dh = Diámetro hidráulico

μ = Viscosidad cinemática

Para flujos internos, Re es proporcional a la razón de fuerza de inercia para fuerzas viscosas para la geometría específica de un ducto. Para

todos los casos, G está basado en el área mínima de flujo libre A_0 y $D_h = 4rh$

NUMERO DE NUSSELT Nu : Está definido como la razón entre la conductancia convectiva h para la conductancia térmica k/D_h .

$$Nu = \frac{h}{k/D_h} = \frac{h * D_h}{k} \quad (2)$$

NUMERO DE STANTON St : Está definido como la razón de flujo de calor por unidad de temperatura entre la pared y el fluido, para la capacidad calorífica del fluido por unidad de área .

$$St = \frac{h}{G * c_p} \quad (3)$$

FACTOR DE COLBURN j : Esta definido como

$$j = (h/G * c_p) Pr^{2/3} = St * Pr^{2/3} = (Nu * Pr^{-1/3}) / Re. \quad (4)$$

Es una modificación del número de Stanton que toma en cuenta moderadas variaciones del número de Prandlt para valores entre $0.5 < Pr < 10$ en flujos turbulentos.

NUMERO DE PRANDTL Pr : Está definido como la

razón entre el momento de difusividad para la difusividad térmica del fluido.

$$\text{Pr} = \frac{\mu * c_p}{k} \quad (5)$$

FACTOR DE ERICCIÓN f : Está definido como la razón de los esfuerzos cortantes en la dirección del flujo para la energía cinética por unidad de volumen.

$$f = \frac{\tau_w}{\rho * u_m^2 / 2g_c} \approx \frac{\Delta P * D_h}{\rho (u_m^2 / 2g_c) 4L} \quad (6)$$

El factor de fricción es dependiente de Re y L/D_h y de la geometría de los pasajes de flujo del intercambiador en flujo laminar. Y para flujo turbulento este es función de Re y la rugosidad de la superficie y tiene poca dependencia de la geometría del pasaje de flujo y L/D_h .

Por experimentación podemos graficar j, f vs Re que son las características de transferencia de calor y caída de presión de superficies compactas. Estas características son válidas para cualquier superficie compacta geoméricamente similar a la superficie

original.

Sin embargo tan pronto como una ó más dimensiones geométricas son cambiadas , la superficie no es geoméricamente similar a la superficie original, y los datos j , f vs Re de la superficie original no son más aplicables a dicha superficie. Las causas son diferencias en el diámetro hidráulico, que tienen gran influencia en el comportamiento térmico de la superficie.

1.2.2 METODOS EXPERIMENTALES

Son básicamente tres las técnicas que se usan para determinar las características de transferencia de calor de superficies compactas:

- el ensayo de estado estable
- el ensayo de estado transiente
- el ensayo de período natural de transferencia de calor.

Los dos últimos ensayos mencionados se utilizan para determinar las características de transferencia de calor de bancos de tubos y matrices de regeneradores, siendo el ensayo de

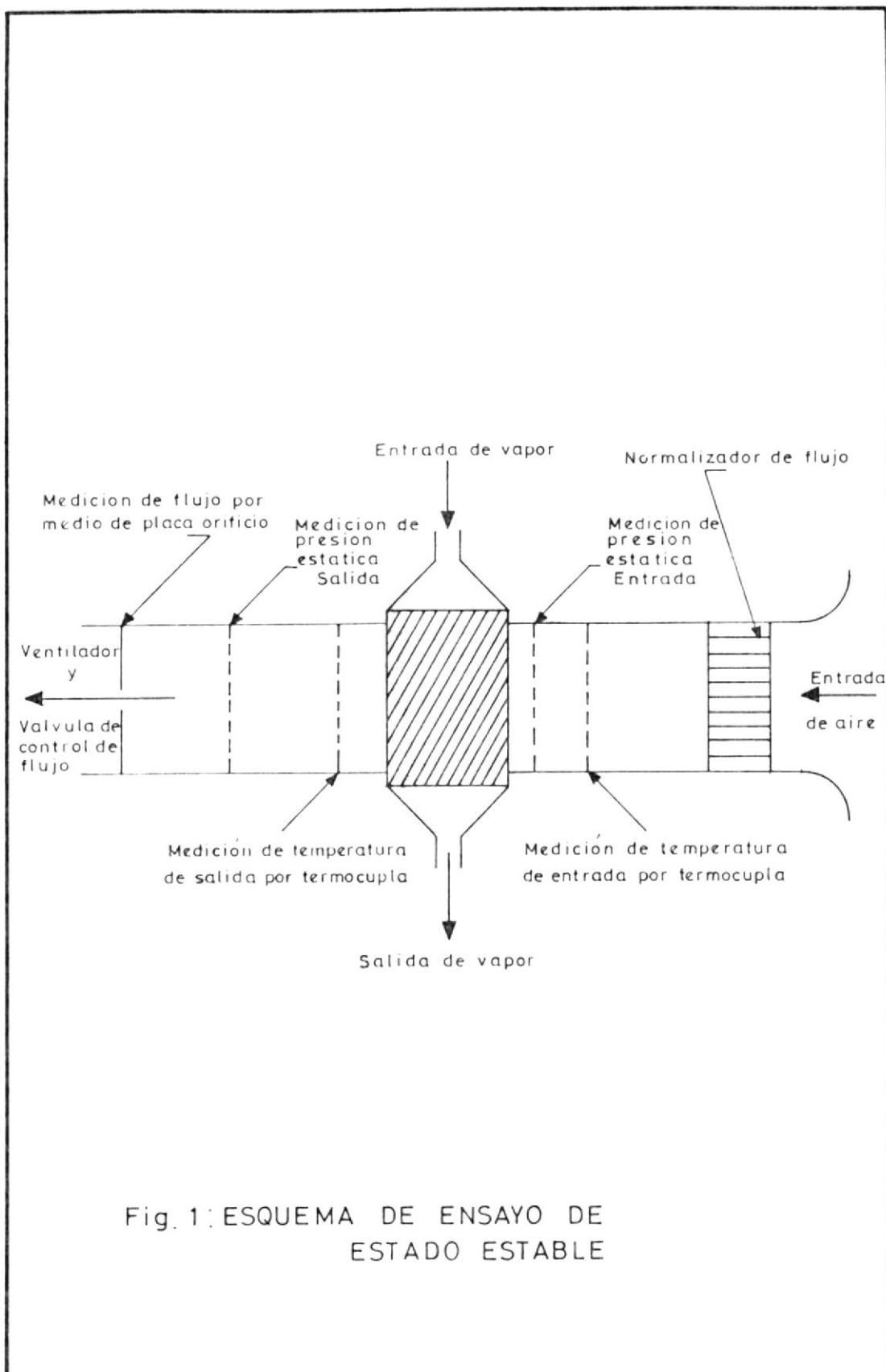
estado estable el que se utiliza para determinar las características de transferencia de calor de superficies compactas placa aleta, el mismo que se describe a continuación.

1.2.2.1 ENSAYO DE ESTADO ESTABLE .

El ensayo de estado estable utiliza un intercambiador de calor para determinar las características de transferencia de calor de una superficie compacta.

Generalmente se emplea un intercambiador de calor de flujo cruzado, en el cual sobre un lado se coloca una superficie cuya característica j vs Re sea conocida, y sobre esta se hace pasar un fluido con una alta capacidad calorífica, y grandes razones de flujo. Sobre el otro lado de el intercambiador, se monta la superficie cuya características de j vs Re se requiere determinar.

Generalmente se usa aire sobre el lado desconocido, y se usa vapor, agua caliente, agua fría ó aceites usados



sobre el lado conocido.

En la fig.1 se presenta un esquema del ensayo de estado estable en el que se puede observar la disposición del intercambiador y de la instrumentación necesaria para el ensayo.

El experimento es repetido con diferentes razones de flujo sobre el lado desconocido para cubrir un rango deseado de número de Re .

En el ensayo , las razones de flujo de los fluidos son conocidas y fijadas a un determinado valor.

Una vez que se alcanzan las condiciones de estado estable se toman mediciones de temperatura, corriente arriba y corriente abajo en ambos lados de los fluidos, y se determina la capacidad calorífica de cada fluido. Luego se determina la eficiencia del intercambiador y de una adecuada relación de ϵ -NTU se determina el coeficiente total de transferencia calor.

Conociendo el coeficiente total de transferencia de calor y la ecuación de éste para flujo entre placas, se determina el coeficiente de transferencia de calor sobre el lado desconocido.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\rho h A)_1} + R_w + \frac{1}{(\rho h A)_2} \quad (7)$$

Donde las subcripciones 1 y 2 indican el lado desconocido y el lado conocido, respectivamente.

Una vez que se deterrmina h , el cálculo del factor de Colburn se obtiene de su definición. El número de Reynolds para el lado desconocido se determina de las conocidas razones de flujo.

1.2.2.2 DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS DEL FACTOR DE FRICCION.

La determinación experimental del factor de fricción característico para una superficie de un intercambiador de calor

es relativamente simple.

Sin hacer caso de la construcción del núcleo y el ensayo de transferencia de calor, la determinación de f se hace bajo razones de flujo estables con ó sin transferencia de calor.

Se dá una razón de flujo sobre el lado desconocido y se hacen las siguientes mediciones: caída de presión en el núcleo ,temperatura y presión, a la entrada del núcleo,razones de flujo ,y propiedades geométricas del nucleo.

El factor de fricción de Fanning f se determina de la siguiente ecuación:

$$f = \frac{rh}{L*(1/P)_m} \left[\frac{2gc*\Delta P}{G^2} - \frac{1}{P_1}(1-\sigma^2+Kc) - \right. \\ \left. 2\left(\frac{1}{P_0} - \frac{1}{P_1}\right) + \frac{1}{P_0}(1-\sigma^2-Ke) \right] \quad (8)$$

Aquí Kc es el coeficiente de pérdidas por la repentina contracción a la

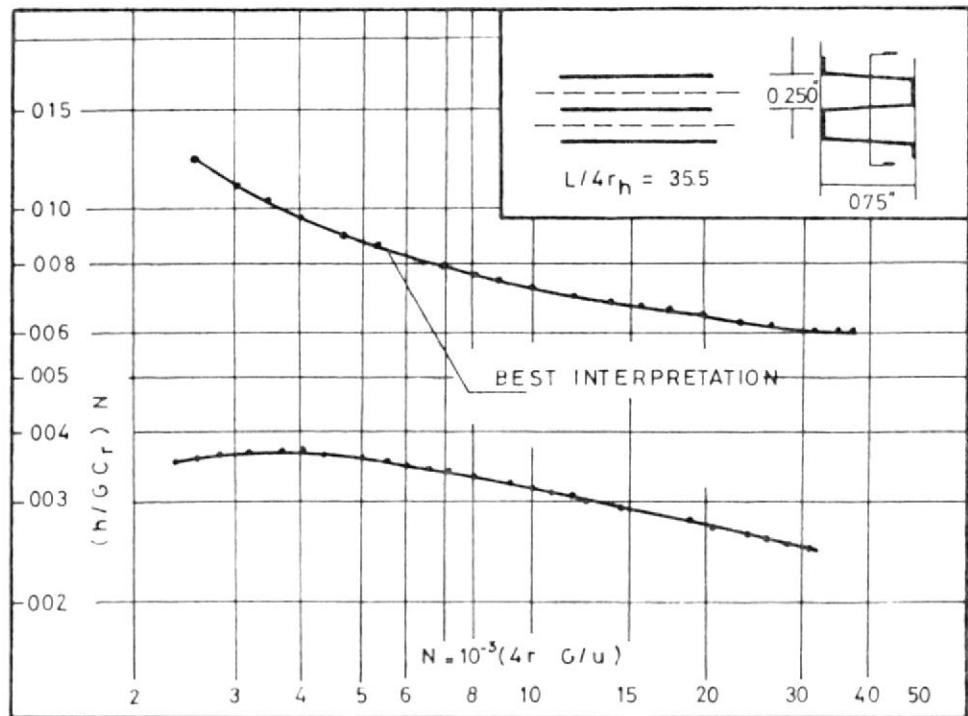


Fig. 2: GRAFICO TIPICO DE LAS CARACTERISTICAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRESION DE SUPERFICIES COMPACTAS

entrada del núcleo del intercambiadores y K_e es el coeficiente de pérdidas por la repentina expansión a la salida del núcleo del intercambiador.

Para la caída de presión isotérmica

$$P_1 = P_0 = 1 / (1/P)_m.$$

El test se repite con diferentes razones de flujo sobre el lado desconocido , cubriendo un rango deseado de números de Re.

BIBLIOTECA

1.2.3 BASE DE DATOS DE SUPERFICIES COMPACTAS PLACA ALETA.

Casi todos los datos relativos a transferencia de calor y caída de presión de superficies compactas se representan en forma de tablas y gráficos.

KAYS Y LONDON en su trabajo COMPACT HEAT EXCHANGER (3) presenta tablas y gráficos para un gran número de superficies compactas, como se presentan en la fig.2. Se puede observar en la fig.2 que el factor de Colburn j y el factor de fricción son variables dependientes del número

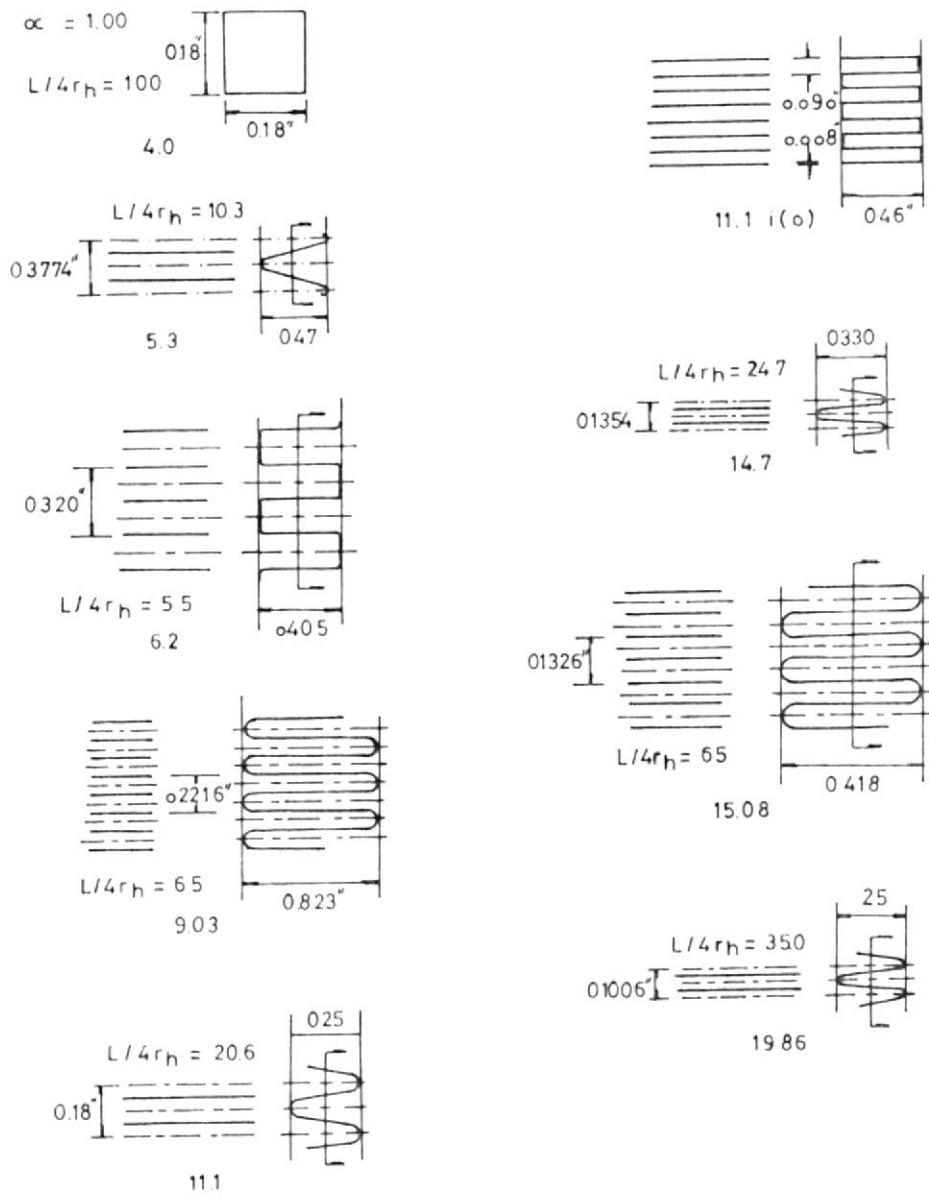


Fig. 3: CONFIGURACION GEOMÉTRICA DE VARIAS SUPERFICIES COMPACTAS PLACA ALETA

de Reynolds.

Además KAYS Y LONDON presentan tablas y gráficos acerca de las dimensiones y configuraciones geométricas de superficies compactas .En la fig.3 se muestra las configuraciones de varias superficies compactas.

1.3 CABEZALES DE FLUJO.

Los intercambiadores compactos placa aleta están constituidos por dos partes muy claramente diferenciadas,el núcleo y los cabezales de flujo.

El núcleo es el conjunto de superficies de transferencia de calor que forman los canales de flujo para los dos fluidos en forma de un panel , como se muestra en la fig.4.

Los cabezales de flujo son elementos que dirigen y luego recogen a los fluidos a la entrada y a la salida del núcleo,como se muestra en la fig.5.

Parámetros importantes en el diseño de cabezales de flujo son:

- 1 .- El flujo se debe distribuir lo más uniformemente

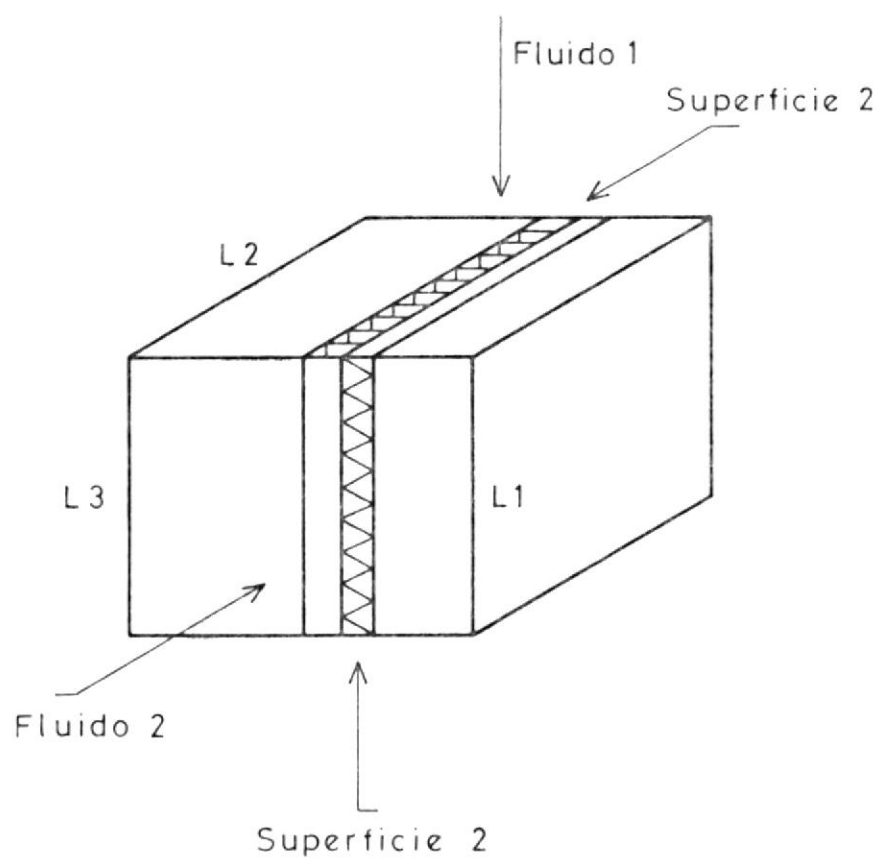


Fig. 4: NUCLEO DE UN INTERCAMBIADOR COM_ PACTO PLACA ALETA DE FLUJO CRUZADO

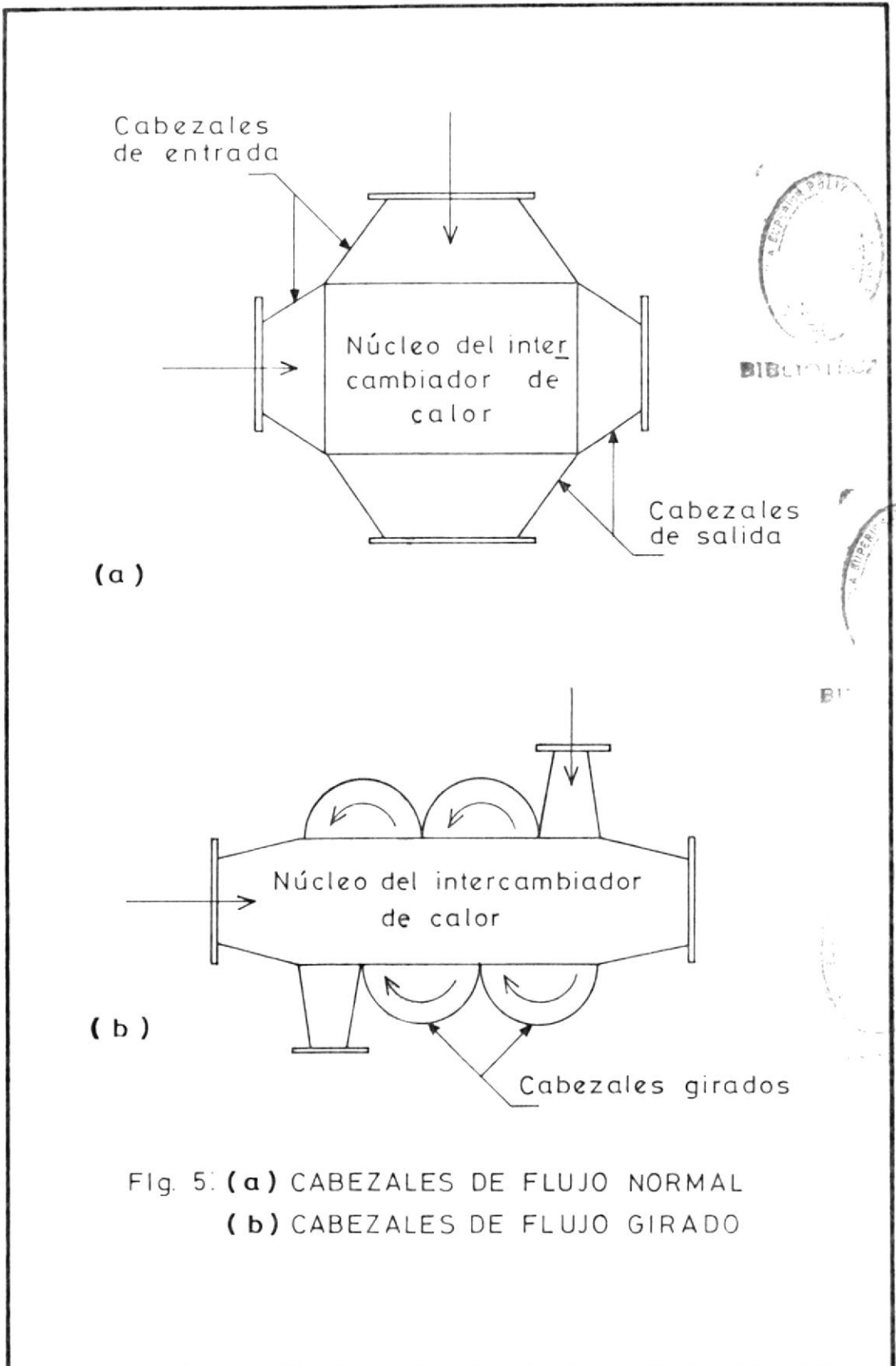
- posible sobre la cara del núcleo.
- 2 . _ Se debe minimizar la caída de presión en los cabezales y en lo posible reducir la separación de flujo y el efecto de impacto.
 - 3 . _ Se debe evitar zonas de alta velocidad del fluido en los cabezales ya que se puede producir zonas de erosión localizada .

Los cabezales se pueden clasificar por el ángulo con que entra el fluido al núcleo de transferencia de calor.

CABEZALES NORMALES DE FLUJO: La configuración del cabezal normal es de forma de difusor, donde el flujo entra perpendicular a la cara del núcleo de transferencia de calor, como se muestra en la fig. 5 (a).

CABEZALES DE FLUJO GIRADO: En estos cabezales el flujo es girado 90° , 180° o cualquier otro ángulo con respecto a la normal de la cara del núcleo para minimizar pérdidas y proveer una distribución uniforme de flujo, como se muestra en la fig. 5 (b).

CABEZALES DE FLUJO OBLICUO: En los cabezales de flujo oblicuo el flujo entra paralelo o formando un ángulo



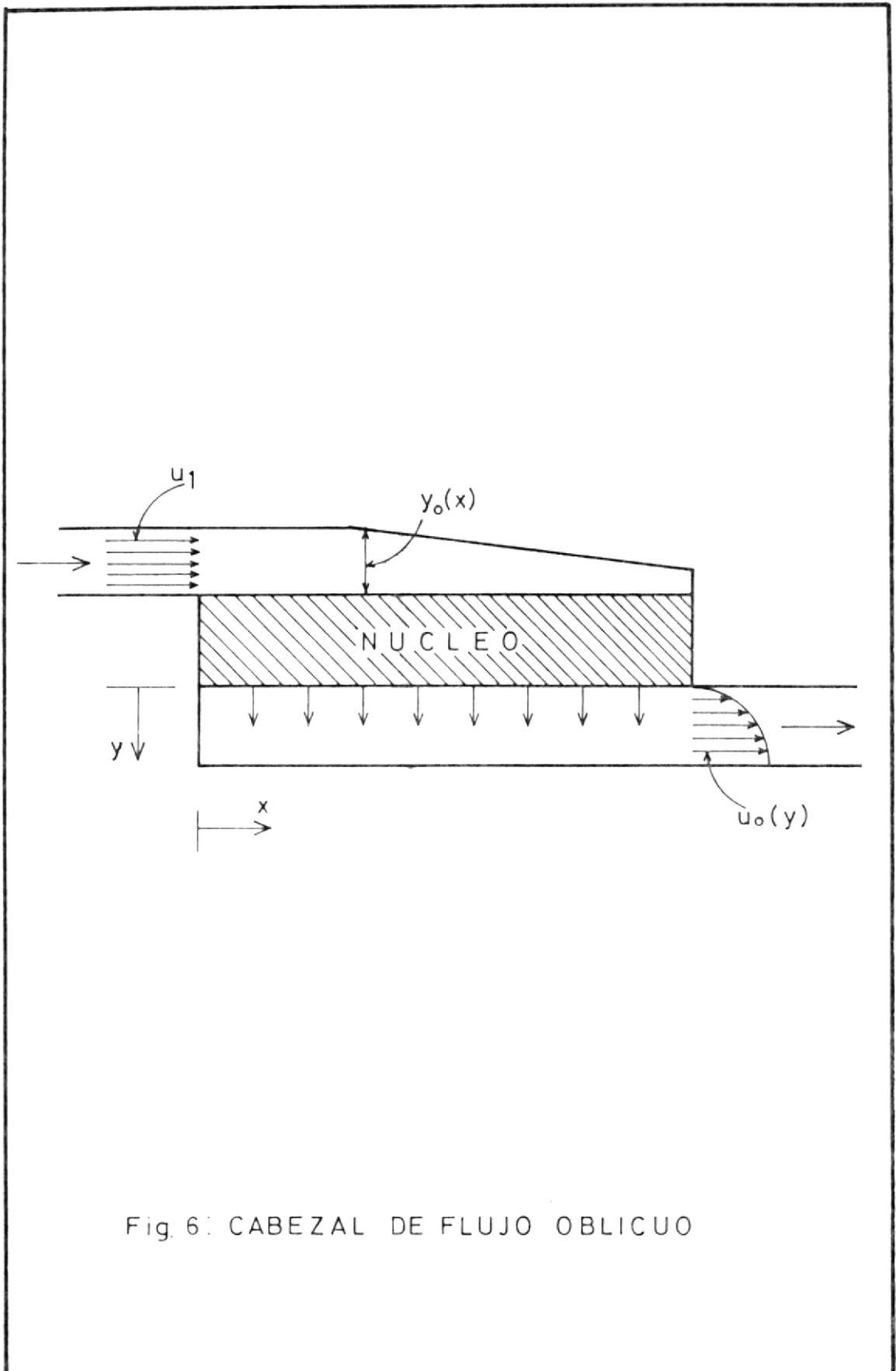


Fig. 6: CABEZAL DE FLUJO OBLICUO

con la cara del núcleo de transferencia de calor ,como se muestra en la fig.6 .

Los cabezales de flujo oblicuo reducen significativamente el volumen del cabezal y minimizan la separación del flujo, así evitando una gran separación del fluido con el cabezal.

CAPITULO II

DISEÑO Y CALCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR PLACA ALETA.

2.1 TEORIA DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS PLACA ALETA.

Para el diseño de intercambiadores compactos placa aleta se ha desarrollado una técnica que se fundamenta en los principios básicos de transferencia de calor entre placas ,y que junto a las características de transferencia de calor de las superficies ,sirven para dimensionar el núcleo de los intercambiadores compactos para una razón de transferencia de calor y caída de presión.

2.1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERCAMBIADORES PLACA ALETA

Para un intercambiador compacto placa-aleta, los parámetros relativos a la transferencia de calor son:

U = Coeficiente total de transferencia de

calor w/m^2c .

A = Area de la superficie sobre que U es
basado m^2 .

$t_{h,in}$ = Temperatura de entrada del fluido
caliente.

$t_{h,ou}$ = Temperatura de salida del fluido
caliente

$t_{c,in}$ = Temperatura de entrada del fluido frío

C_h = $(Wcp)_h$ razón de capacidad del fluido
caliente $w/hr^{\circ}c$.

C_c = $(Wcp)_c$ razón de capacidad del fluido
frío $w/hr^{\circ}c$.

Las interacciones de estos parámetros proveen
las inter - relaciones básicas en los aspectos
de diseño de un intercambiador de calor.

El significado de las variables antes
mencionadas son conocidas, excepto el del
coeficiente total de transferencia de calor U.
Este término viene de la ecuación de la razón de
transferencia de calor que combina los mecanis-
mos convectivos y conductivos, responsables de
la transferencia de calor de un fluido caliente
a uno frío a través de una pared.

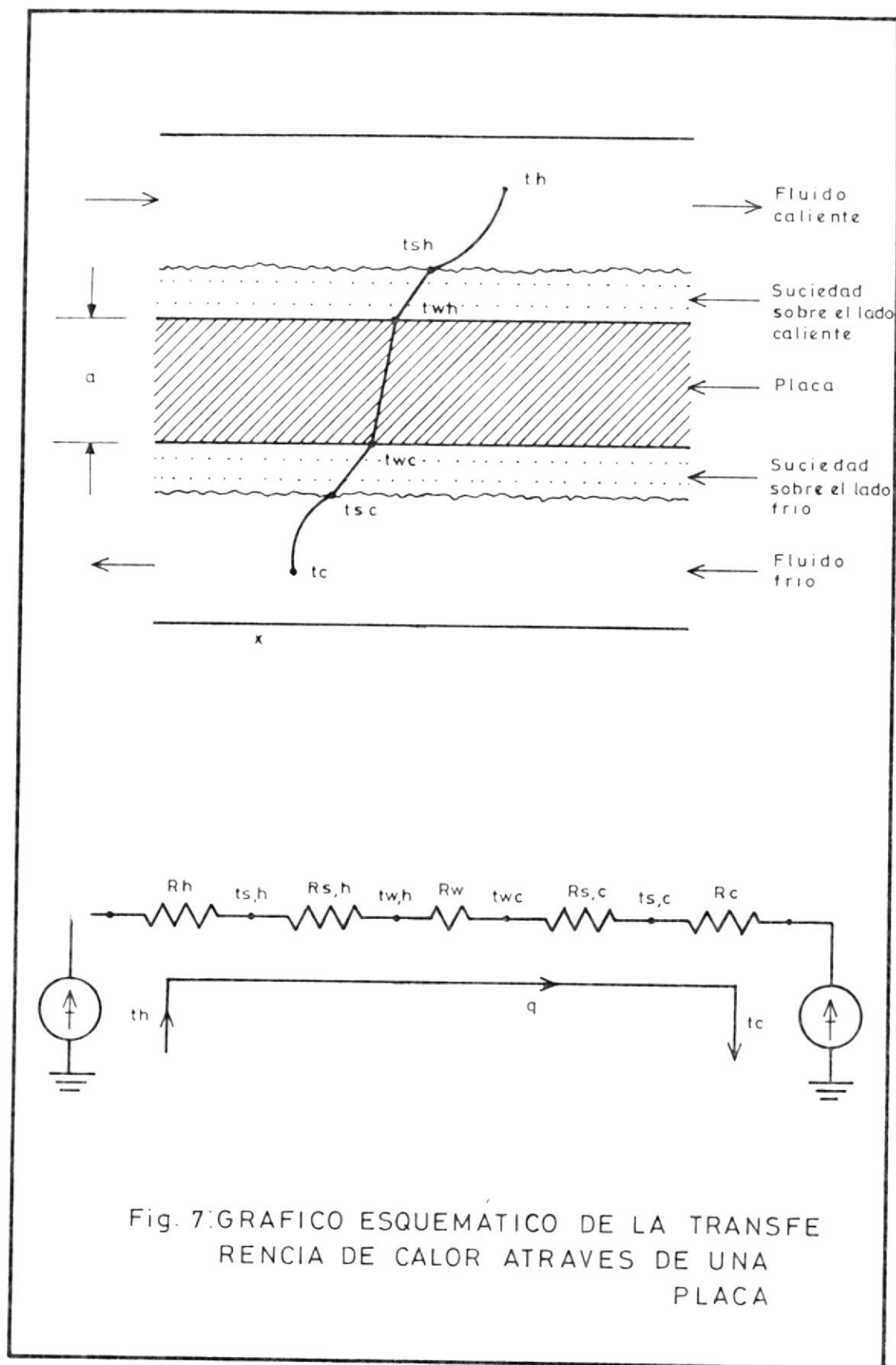


Fig. 7: GRAFICO ESQUEMÁTICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR ATRAVÉS DE UNA PLACA

$$\frac{dq}{dA} = U \cdot (t_h - t_c) \quad (9)$$

Aquí dq/dA es el flujo de calor por unidad de área de transferencia. El $(t_h - t_c)$ es el diferencial de temperatura del intercambiador y donde U es el coeficiente total de transferencia de calor, por unidad de área y temperatura.

El recíproco de U es la resistencia térmica total que se puede considerar que tiene la siguiente serie de componentes:

1. La película convectiva del lado caliente incluyendo la eficiencia de la superficie o área aleteada sobre ese lado.
2. El componente de conducción de la pared.
3. La película convectiva del lado frío incluyendo la eficiencia de la superficie o área aleteada sobre ese lado.
4. Factores de suciedad de servicio sobre ambos lados caliente y frío.

En la fig. 7 se muestra los diferentes

componentes del coeficiente total de transferencia de calor.

Los diferentes componentes del coeficiente de transferencia de calor se puede expresar en la siguiente ecuación, que por simplicidad se omite el factor de suciedad.

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{\eta_{oh}, h_h} + \frac{a}{(A_w/A_h)k} + \frac{1}{(A_c/A_h)\eta_{oc}, h_c} \quad (10)$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_{oh}, h_c} + \frac{a}{(A_w/A_c)k} + \frac{1}{(A_h/A_c)\eta_{oh}, h_h} \quad (11)$$

Donde U_h es basado sobre la unidad de área del lado caliente incluyendo aletas o superficies extendidas y U_c es basado sobre la unidad de área del lado frío.

A_w denota el promedio del área de la pared.

η_{oh} y η_{oc} denotan la eficiencia de la temperatura efectiva del área total caliente y fría, respectivamente.

De lo anteriormente dicho y de la ecuación 10 y 11 tenemos que :

$$U_h * A_h = U_c * A_c . \quad (12)$$

Las películas convectivas de los lados caliente y frío son funciones complejas de la geometría de las superficies, propiedades del fluido, y condiciones de flujo.

Excepto para algunas geometrías simples para las que se calcula estos valores analíticamente, por lo general en ingeniería se establece estos coeficientes por experimentación en modelos.

Si superficies extendidas no son empleadas sobre ambos lados Ω_{oh} y Ω_{oc} valen la unidad, y

$$A_w \approx (A_h + A_c) / 2 . \quad (13)$$

Sin embargo cuando superficies extendidas (aletas) son empleadas se desarrollan gradientes de temperatura a lo largo de las aletas extendidas dentro del fluido, que reducen la temperatura efectiva de la superficie, y Ω_o es menor que la unidad en consecuencia.

Ω_o en una superficie primaria es el 100%, y es menos del 100% para superficies aleteadas .

Así:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (14)$$

donde: η_f = eficiencia de aleta

A_f = área de aleta .

Para aleta recta con conducción constante de calor en su sección transversal puede usarse la siguiente ecuación con una buena aproximación para calcular al eficiencia de aleta.

$$\eta_f = \frac{\tanh m l}{m l} \quad (15)$$

donde:

$$m = (2h/k\delta)^{.5} \quad (16)$$

$$l = (b / 2 - \delta) \quad (17)$$

Cuando la aleta se extiende de una pared a otra, la longitud efectiva de la aleta l es igual a la mitad del espacio entre paredes.

Es usual que intercambiadores gas - gas , ó gas - líquido, la componente de la pared sea despreciable en relación con la resistencia de

los fluidos .

En intercambiadores gas - liquido, tal como agua - aire, como en sistemas de aire acondicionado, la resistencia del lado del aire es usualmente mucho más grande que el lado del agua y se dice que controla la transferencia de calor. Para intercambiadores gas- gas, líquido - líquido la dos resistencia son comparables en magnitud.

La ecuación de transferencia de calor através de una pared se puede combinar con la ecuación de la energía, en donde la ecuación de la energía es un balance entre la entalpia pérdida por el fluido caliente y la entalpia ganada por el fluido frío.

De estas dos ecuaciones se pueden agrupar diferentes parámetros en forma de grupos adimensionales, de los cuales se puede visualizar con facilidad su significado físico.

EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h(th, in - th, ou)}{C_{\min}(th, in - tc, in)} = \frac{C_c(tc, ou - tc, in)}{C_{\min}(th, in - tc, in)} \quad (18)$$

donde C_{\min} es el más pequeño en magnitud de C_h y C_c .

NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

$$NTU = \frac{A*U}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int_0^A U \, dA \quad (19)$$

donde A es igual al área de transferencia usada para la definición de U . En el procedimiento de diseño se trabaja con U como si se comportase como una constante.

RAZON DE CAPACIDAD

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (20)$$

Donde C_{\min} y C_{\max} son respectivamente el más pequeño y el más grande de las dos magnitudes de C_h y C_c .

En general es posible expresar la eficiencia como una función de NTU , C_{\min}/C_{\max} , y el

arreglo de flujo.

$$\epsilon = \phi (NTU, C_{\min}/C_{\max}, \text{ arreglo de flujo}) \quad (21)$$

La efectividad es una comparación entre la razón real de transferencia de calor,

$q = C_h(th, in - th, ou) = C_c(tc, ou - tc, in)$ con el límite termodinámico de la máxima razón de calor que se puede transferir, que es en un arreglo en contraflujo, con un área de transferencia infinita, a saber $q_{\max} = C_c(th, in - tc, in)$ si $C_c < C_h$, ó $C_h(th, in - tc, in)$ si $C_h < C_c$. Así la efectividad tiene un significado desde el punto de vista termodinámico para el intercambiador.

Se puede observar que las condiciones de operación th, in , tc, in , C_h y C_c están completamente definidas en sus magnitudes en el funcionamiento del intercambiador.

El número de unidades de transferencia de calor NTU es una expresión adimensional que nos da una medida de la transferencia de calor del intercambiador.

En la fig.8 se puede observar la variación de la

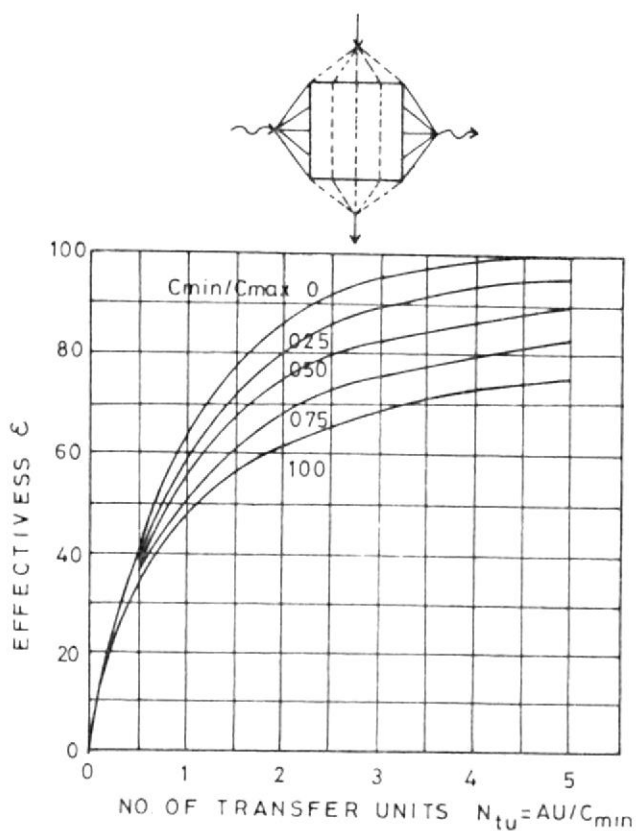


Fig.8: LA EFECTIVIDAD DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EUNCION DE EL NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y LA RAZON DE CAPACIDADES CALORIFICAS, PARA UN INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS NO MEZCLADOS.

eficiencia contra el NTU ,en el que la curva tiene un comportamiento asintótico con el aumento de los valores del NTU.

Cuando el NTU es pequeño la efectividad del intercambiador es baja, y cuando el NTU es grande la efectividad se aproxima asintóticamente al límite posible para el arreglo de flujo en consideración.

La manera en que el área de transferencia y el coeficiente total de transferencia entran dentro de la expresión de NTU, muestran el costo de obtener una gran magnitud de NTU (y el incremento de efectividad) en términos de capitalización,de espacio, y peso de la área de transferencia A, ó en términos de incremento de la potencia de fricción requerida para obtener un bajo film de resistencia U .

El tercer parámetro adimensional , es la razón de capacidad calorífica (C_{min}/C_{max}) que es la simple razón de la capacidad calorífica de un fluido el de menor valor,para la capacidad calorífica del otro el de mayor valor.Capacidad calorífica se puede definir como la energía transportada por una corriente de fluido por

unidad de temperatura.

La relación $\epsilon = \phi(NTU, C_{min}/C_{max}, \text{arreglo de flujo})$ es la clave de la presentación de el desarrollo de la transferencia de calor de un intercambiador .

Ya que existen relaciones disponibles de $\epsilon - NTU$ para distintos arreglos de flujo, en que conociendo la eficiencia del intercambiador y la razón de capacidad calorífica se puede determinar el número de unidades de transferencia de calor NTU total del intercambiador.

4.1.2 RELACIONES UTILES ENTRE LAS SUPERFICIES Y LA GEOMETRIA DEL NUCLEO .

Ciertas relaciones geométricas de las superficies son necesarias en los cálculos de transferencia de calor y de caída de presión en los problemas de diseño .

Hay tablas y gráficos que nos dan las dimensiones de las superficies de transferencia, estos son datos básicos de las superficies compacta placa aleta y ellos nos dan la siguiente

información :

- b = espacio entre placa . m
 rh = radio hidráulico del pasaje de flujo m
 β = razón del área total de transferencia
sobre un lado del intercambiador para el
volumen total del intercambiador (m^2/m^3).
 a = Espesor de la placa (m).
 A = Area total de transferencia sobre un lado
del intercambiador (m^2).
 A_o = Area libre de flujo sobre un lado (m^2).
 A_{fr} = Area frontal de un lado (m^2).
 L = Longitud de flujo de un lado (m).
 V = Volumen total del intercambiador (m^3).
 σ = Razón de área libre de flujo para el área
frontal de un lado del intercambiador.

Las ecuaciones de abajo dan las relaciones entre la superficies y factores del núcleo para un lado del intercambiador.

$$rh = L * (A_o/A) \quad (22)$$

$$\sigma = (b_1 * \beta * rh_1 / b_1 + b_2 + 2a) \quad (23)$$

$$a = (b_1 \beta_1 / b_1 + b_2 + 2a) \quad (24)$$

$$A_{o1} = (A\sigma/La)_1 \quad (25)$$

La subscripción 1 hace referencia a un lado, y la

subscripción 2 al otro lado, los factores de las ecuaciones son comunes para ambos lados.

2.2 CORRECCION DEL FACTOR DE COLBURN Y FACTOR DE FRICCION PARA EL NUMERO DE PRANDTL EN FLUJO LAMINAR.

Los datos experimentales presentados por KAYS Y LONDON fueron obtenidos usando aire con $Pr = 0.7$, como fluido de trabajo, a vista de que es de mayor interés en intercambiadores de calor compactos.

El fluido de trabajo para el intercambiador a diseñarse es agua, por lo tanto se corregirán los valores hallados en las tablas de KAYS Y LONDON para el Prandtl del agua, para esto se observará el comportamiento de las características de transferencia de calor de las superficies compactas, en régimen laminar.

Analíticamente se ha determinado que para superficies simples los valores de el número de nusselt son constantes en régimen laminar, esto se puede observar del comportamiento de las características de transferencia de calor y factor de fricción, para un flujo de aire a través de un largo ducto circular. Al observar el comportamiento del número de Nusselt en las superficies compactas se puede concluir que este

permanece constante en el régimen laminar, como se puede ver en al fig. 2.

Por lo que se puede igualar los valores de Nusselt para dos diferentes valores del factor de Colburn , para un mismo número de Re.

Un valor del factor de Colburn se halla en las tablas con $Pr = 0.7$ y el otro se determina con un Pr igual al del agua.

$$j_{Pr=aire} = Nu / (Re * Pr^{1/3}_{aire})$$

$$j_{Pr=agua} = Nu / (Re * Pr^{1/3}_{agua})$$

Se igualan los números de Nusselt ,y se simplifica el número de Re y se resuelve para j corregido, obteniéndose:

$$j_{Pr=agua} = j_{Pr=aire} * (Pr_{aire} / Pr_{agua})^{1/3} \quad (26)$$

Con la fórmula obtenida se corrige el factor de Colburn j para aire , en régimen laminar.

El factor de fricción se puede aproximar usando la fórmula de factor de fricción para ductos circulares en régimen laminar:

$$f = 16 / Re \quad (27)$$

donde el número de Re es basado en el diámetro hidráulico de la superficie compacta.

2.3 CALCULO DE UN INTERCAMBIADOR COMPACTO PLACA ALETA.

Para ilustrar el procedimiento de cálculo, se tomará como datos de diseño los requerimientos reales de un laboratorio de larvas de camarón para el dimensionamiento del intercambiador.

2.3.1 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.

1. Se determina la temperatura de salida para un intercambiador específico, obteniendo la temperatura media sobre cada lado y se evalúan las propiedades físicas $\delta_1, \delta_2, (1/\delta)_n, c_p, \mu, k, Pr$.
2. Se determina la eficiencia del intercambiador de la Ec. 18.

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad \text{DONDE: } q_{\max} = C_{\min} * (t_{h, \text{in}} - t_{c, \text{in}})$$

3. Se determina la razón crítica de capacidad de

calor de la Ec. 20

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad \text{donde: } C_{\min} C_h \text{ ó } C_c \\ C_{\max} C_h \text{ ó } C_c .$$

4. Calculado C^* y ϵ se determina el NTU del arreglo de flujo cruzado, ambos fluidos no mezclados.

$$\epsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C^*}\right)(NTU) \cdot 22 \left\{ \exp[-C^*(NTU) \cdot 78] - 1 \right\}\right] \quad (28)$$

5. Se determina el NTU sobre el lado correspondiente (frío ó caliente) de la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{NTU} = \frac{1}{NTU_h(C_h/C_{\min})} + \frac{1}{NTU_c(C_c/C_{\min})} \quad (29)$$

6. Una vez que se selecciona la superficie sobre el lado frío ó caliente, se escoge un valor j/f de las curvas características de transferencia y caída de presión, que este dentro del rango de juego, y se evalúa j/f . Si se emplean aletas sobre este lado, se asume que $N_D = 0.8$.

7. Se evalúa G velocidad de masa por unidad de área, usando la información obtenida de los pasos anteriores.

$$G = \left[\frac{2g_c \cdot \rho_o}{(1/P)_m Pr^{2/3}} * \frac{\Delta P}{NTU} * \frac{j}{f} \right]^{0.5} \quad (30)$$

8. Se calcula el número de Reynolds y se determina j, f para el Reynolds calculado.
9. Se corrige j, f valores que se obtienen para aire, usando las fórmulas de las ec. 22-23.

$$j_{agua} = j_{aire} (Pr_{agua}/Pr_{aire})^{-1/3}$$

$$f_{agua} = 16 / Re$$

10. Se calcula h, h_s, N_f y ρ_o y en este orden se determina U_h de la ec.10, incrementado los factores por suciedad del fluido, y despreciando la resistencia interna de la placa:

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{(N_o h)_h} + \frac{1}{(N_o h_s)_h} + \frac{(Ah/Ac)}{(N_o h)_c} + \dots$$

$$+ \frac{(Ah/Ac)}{(N_o h_s)_c} \quad (31)$$

Donde:

$(A_h/A_c) = (a_1/a_2)$, a_1 y a_2 son conocidas de la geometría de transferencia escogidas y h_a se determina de tablas .

11. En el siguiente paso, se calcula las dimensiones del núcleo, determinando A_n , A_o , A_{fr} de sus definiciones.

$$A_n = (NTU_{total} * C_{min}) / U_1 \quad (32)$$

$$A_{o_n} = (W/\sigma)_n \quad (33)$$

$$A_{fr_n} = (A_{o_n}/\sigma_n) \quad (34)$$

Donde σ_n se conoce de las ecuaciones geométricas del núcleo.

$$L_h = (D_h * A / 4 * A_o)_n \quad (35)$$

13. Luego se calcula los valores de ΔP si estos están dentro de las especificaciones sobre cada lado, la aproximación a la solución del problema de dimensionamiento es finalizada. Si los valores calculados de ΔP son diferentes sobre un lado ó sobre ambos lados, se computa un probable valor de G sobre cada lado utilizando ΔP y los valores de f y L del paso anterior .

Con este nuevo valor de G se vuelve a repetir el procedimiento de cálculo del paso 8 al 12, hasta que la caída de presión asumida sea igual a la caída de presión calculada.

2.3.2 CALCULO DE UN INTERCAMBIADOR COMPACTO PLACA ALETA PARA UN LABORATORIO DE LARVAS.

Se diseña un intercambiador de calor compacto placa aleta, de agua -agua salada de simple paso, flujo cruzado no mezclado. La temperatura de entrada del agua dulce es de a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ que proveniente de un calentador de agua (caldereta). El agua de mar entra a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, necesitándose calentarla hasta $28\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura óptima para el cultivo de larvas de camarón. Los flujos máxicos manejados son 1.5 kg/seg y 6 kg/seg para agua dulce y salada respectivamente. La caída de presión para el agua salada y dulce esta limitada para 0.75 Kpascal .

Por facilidad de construcción local se escoge la superficie 6.2 para ambos lados del intercambiador, en la fig. 9 se muestra las características de transferencia de calor y caída de presión de

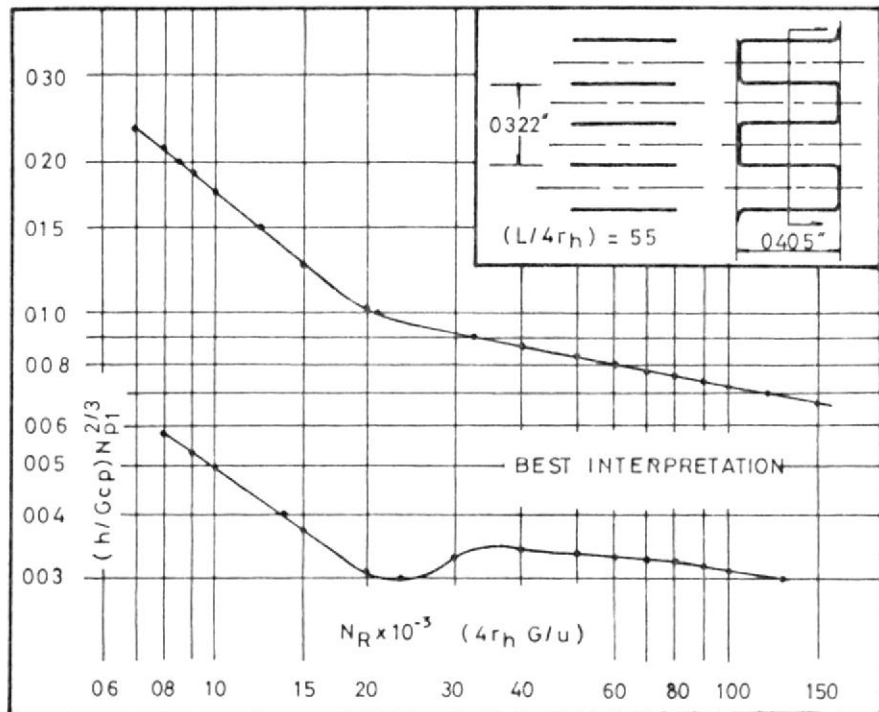


Fig. 9: CARACTERISTICAS GEOMETRICAS, DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRESION DE LA SUPERFICIE COMPACTA PLACA ALETA 6.2

la superficie seleccionada .

Las placas del intercambiador son construidas en acero inoxidable AISI 316 y las aletas en aluminio anodizado, estas últimas dimensionadas a la geometría de la superficie escogida.

DATOS DEL PROBLEMA

FLUIDO DULCE CALIENTE

FLUIDO FRIO SALADO

$$W_h = 1.5 \text{ Kg/s}$$

$$W_c = 6.0 \text{ Kg/s}$$

$$t_{h,in} = 60.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{c,in} = 20.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{h,ou} = ?$$

$$t_{c,ou} = 28.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta P_h = 0.75 \text{ Kpa}$$

$$\Delta P_c = 0.75 \text{ Kpa}$$

PROPIEDADES TERMICAS DEL AGUA

Con las temperaturas de entrada del agua dulce caliente y del agua fría salada, se entra a las tablas de propiedades de estas que se encuentran en el apéndice A y se determina las propiedades de las mismas.

PROPIEDADES DEL AGUA DULCE - SALADA

Control de temperatura del agua dulce.... 44 °C
 Calor específico del agua dulce... 4.174 Kj/Kg°C
 Capacidad calorífica del agua dulce.6.261 Kj/s°C
 Control de temperatura del agua salada.... 24 °C
 Calor específico del agua salada...4.179 Kj/Kg°C
 Capacidad calorífica de agua salada 25.074Kj/s°C

CALCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor actual que se transfiere es determinado de un balance de energía, de cuanto calor gana el fluido frío.

$$q = W_c * c_p * (t_{c,ou} - t_{c,in})$$

$$q = 6 * 4179 * (28 - 20)$$

$$q = 200.592 \text{ Kj/seg.}$$

El máximo calor que es posible transferir se determina de la ec. 35.

$$q_{max} = C_{min} (t_{h,in} - t_{c,in})$$

$$q_{max} = 6261 * (60 - 20)$$

$$q_{max} = 250.440 \text{ Kj/seg}$$

De lo cual se puede calcular la eficiencia.

$$\epsilon = q / q_{max}$$

$$\epsilon = 200.592 / 250.440$$

$$\epsilon = 0.8009$$

Se necesita determinar la temperatura de salida del fluido dulce utilizando la eficiencia, se calcula las temperaturas medias y se evalúan a estas temperatura las propiedades de los fluidos

$$t_{h,ou} = t_{h,in} - (\epsilon * q_{max} / C_h)$$

$$t_{h,ou} = 60 - (250440 * 0.8 / 6261)$$

$$t_{h,ou} = 28 \text{ C}$$

Se calcula la temperatura media de los fluidos según el valor de C^* calculado. Para $C^* > 0.5$ se utiliza la media aritmética y para $C^* < 0.5$ se utiliza la media logarítmica .

CALCULO DE C^* CRITICO.

$$C_h < C_o$$

$$C_h = C_{min}$$

$$C_o = C_{max}$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$C^* = 6261/25074$$

$$C^* = 0.249$$

Se observar que $C^* < 0.5$ por lo que se calcula

la temperatura media por el método logarítmico .

$$t_m = (t_1 + t_2) / 2 \text{ sobre el lado } C_{max}.$$

$$t_m \Big|_{C_{min}} = t_m \Big|_{C_{max}} + t_{lm}.$$

t_m para la C_{max} . - C_o

$$t_m = \frac{(20 + 28)}{2} = 24 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

t_m para el C_{min} - C_h

$$t_{lm} = \frac{(t_{h,in} - t_{c,m}) - (t_{h,ou} - t_{c,m})}{\ln[(t_{h,in} - t_{c,m}) / (t_{h,ou} - t_{c,m})]}$$

$$t_{lm} = \frac{(60 - 28)}{\ln[(60 - 24) / (28 - 24)]}$$

$$t_{lm} = 14.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_m \Big|_{C_{min}} = t_m \Big|_{C_{max}} + \Delta t_{lm}$$

$$t_m \Big|_{C_{min}} = 24 + 14.56$$

$$t_{mh} = 38.56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con las temperaturas medias calculadas se determina las propiedades termodinámicas de los fluidos .

Temperatura media dulce 38.56	°C
Calor específico dulce 4.174	Kj/Kg°C
Viscosidad dulce 6.73*10 ⁻⁴	Kg/m*seg
# Prandtl dulce 4.46	
Densidad media dulce989.40	Kg/m ³
Temperatura media salada 24	°C
Calor específico salada 4.179	Kj/Kg°C
Viscosidad salada 9.17*10 ⁻⁴	Kg/m*seg
# Prandtl salada 6.29	
Densidad media salada996.61	Kg/m ³

CALCULO DEL NTU TOTAL

Se calcula el valor del NTU ,si se remplaza los valores de ϵ y C^* en la ec. 28 para flujo cruzado no mezclado.

$$\epsilon = 1 - \exp[\exp(-NCn)-1/Cn]$$

$$\text{Donde: } n = N^{-0.22}$$

$$N = NTU$$

$$C = C_{\min}/C_{\max}$$

Para $\epsilon = 0.8$ y $C^* = 0.25$ el valor de NTU que

satisface la ec es :

$$NTU = 1.91$$

Se necesita estimar NTU_h y NTU_o del NTU_{total} . Para intercambiadores líquido -líquido, se estima que las resistencias convectivas sean iguales sobre ambos lados, para un diseño balanceado.

$$NTU_h = 2 * NTU_{total}$$

$$NTU_h = 3.82$$

De la ec. 26 se despeja NTU_o y se evalua los valores antes encontrado y se obtiene:

$$NTU_o = \frac{(C_{min}/C_o)}{\frac{1}{NTU_{total}} - \frac{1}{NTU_h (C_h/C_{min})}}$$

$$NTU_o = \frac{(6261/25074)}{\frac{1}{1.91} - \frac{1}{3.82}}$$

$$NTU_o = 0.958$$

CALCULO DE LA VELOCIDAD DE MASA EN EL NUCLEO

De la ec. 30 se calcula el valor de G. Se debe de estimar los valores de j/f y η_0 . Para el valor j/f se elige valores de j y f que estén comprendidos en el rango de números de Re de las superficies escogida, la superficie 6.2. Se escoge el valor de 0.292 para ambos lados.

Se supone sobre ambos lados una eficiencia η_0 de 0.8 como una primera aproximación. Luego se sustituye los valores obtenidos en la ec. antes citada y se obtiene:

$$G_h = \left[\frac{2 * 0.8 * 750 * 0.292}{(1/989) * (4.46)^{2/3} (3.82)} \right]^{1/2}$$

$$G_h = 183.1 \text{ kg/seg} * m^2$$

$$G_o = \left[\frac{2 * 0.8 * 750 * 0.292}{(1/996) * (6.29)^{2/3} (0.95)} \right]^{1/2}$$

$$G_o = 330.3 \text{ kg/seg} * m^2$$

NUMERO DE REYNOLDS Y FACTORES J Y F

Se calcula el número de Re sobre cada lado.

$$Re_h = (183.1 * 5,54 * 10^{-3} / 6.73 * 10^{-4})$$

$$Re_h = 1507$$

$$Re_c = (330.3 * 5.54 * 10^{-3} / 9.17 * 10^{-4})$$

$$Re_c = 1995$$

Con los valores de Re calculados se determina los valores de j, f versus Re de la superficie 6.2 .

$$j_h = 0.00371$$

$$f_h = 0.0127$$

$$j_c = 0.00312$$

$$f_c = 0.0103$$

Los números de Re que se determinaron están dentro del régimen laminar, por lo que el número de Nu permanece constante, lo que permite corregir los valores de j para el Prandtl del agua, ec. 22-23.

$$j_h \text{ corregido} = j_h (Pr_{\text{agua}} / Pr_{\text{aire}})^{-1/3}$$

$$j_h \text{ corregido} = 0.00371 * (4.46 / 0.7)^{-1/3}$$

$$j_h \text{ corregido} = 0.002$$

$$j_c \text{ corregido} = 1.5 * 10^{-3}$$

Se determina el factor de fricción de la ec.23.

$$f = 16/Re$$

$$f_h = 16/1507$$

$$f_h = 0.0106$$

$$f_c = 0.008$$

CALCULO DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EFICIENCIA DE ALETA Y DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

$$h_h = (j * G * c_p / Pr^{2/3})_h$$

$$h_h = (0.002 * 18301 * 4174 / 4.46^{0.66})$$

$$h_h = 564.6 \text{ w/m}^2\text{°C}$$

$$h_c = 608.3 \text{ w/m}^2\text{°C}$$

CALCULO DE LA EFICIENCIA DE ALETA

De la ec. 16 se reemplaza los datos y se calcula m .

$$m_h = (2 * 564.6 / 190 * 2.5 * 10^{-4})^{1/2}$$

$$m_h = 154 \text{ m}^{-1}$$

$$m_c = 160 \text{ m}^{-1}$$

De la ec. 17

$$l_h = (b_h / 2 - \delta)$$

$$l_h = (0.0101 / 2 - 2.5 * 10^{-4})$$

$$l_h = 0.00505 \text{ m}$$

Se evalua los valores encontrados en la ec. 15 .

$$\eta_{fn} = \tanh (154 * 0.005) / 154 * 0.005$$

$$\eta_{fn} = 0.83$$

$$\eta_{fo} = 0.82$$

CALCULO DE LA EFICIENCIA TOTAL DE AREA.

$$\eta_{oh} = 1 - A_f/A * (1 - \eta_f)$$

$$\eta_{oh} = 1 - 0.728 * (1 - 0.83)$$

$$\eta_{oh} = 0.87$$

$$\eta_{oo} = 0.86$$

CALCULO DE RAZONES TOTALES DE AREA.

$$a_n = (b_n * \beta_n) / (b_n + b_o + 2 * a)$$

$$a_n = (0.0101 * 669.2) / (0.0101 + 0.0101 + 2 * 0.0015)$$

$$a_n = 291.2 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

$$a_o = 291.2 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

$$A_n/A_o = a_n/a_o = 1$$

CALCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA

Se reemplaza los valores hallados en la ec. 31 y se obtiene:

$$1/U_n = 1/(0.87 * 564.6) + 1/(0.87 * 11111) \dots$$

$$\dots + 1/(0.86 * 608.3) + 1/(0.86 * 11111)$$

$$U_h = 241.7 \text{ w/m}^2\text{oC}$$

AREA DE TRANSEERENCIA DULCE

Si se evalua en la ec.32 el U_h se obtiene:

$$A_h = 1.91 * 6261 / 241.7$$

$$A_h = 49 \text{ m}^2$$

$$A_o = 49 \text{ m}^2$$

CALCULO DE AREA LIBRE DE FLUJO

De la ec.33 se calcula el área libre de flujo de los conocidos G y W de cada fluido.

$$A_{oh} = (1.5 / 183.1)$$

$$A_{oh} = 0.00819 \text{ m}^2$$

$$A_{oo} = (6 / 330.3)$$

$$A_{oo} = 0.018 \text{ m}^2$$

LONGITUDES DE FLUJO

$$L_h = (5.54 * 10^{-3}) * (49) / 4 * (8.19 * 10^{-3})$$

$$L_h = 8.28 \text{ m}$$

$$L_o = (5.54 * 10^{-3}) * (49) / 4 * 0.018$$

$$L_o = 3.77 \text{ m.}$$

RAZON DE AREA LIBRE FLUJO.

$$G = (a * rh) .$$

$$G = (291.2) * (1.54 * 10^{-3})$$

$$G = 0.401$$

AREA FRONTAL DEL NUCLEO.

$$A_{frh} = 8.19 * 10^{-3} / 0.401 = 0.0204 \text{ m}^2$$

$$L_3 = A_{frh} / L_0$$

$$L_3 = 0.0204 / 3.77$$

$$L_3 = 5.41 * 10^{-3} \text{ m}$$

CALCULO DE CAIDA DE PRESION.

De la ecuación (8) se despeja la caída de presión ,y se desprecia las pérdidas de la entrada y la salida de los cabezales por ser muy pequeñas.

$$P_n = \frac{G_n^2}{2} \left[\frac{f_n * L_n * 4}{D_{hn} * \Gamma_n} \right]$$

$$P_n = \frac{(183.1)^2}{2} \left[\frac{0.0106 * 8.28 * 4}{(5.54 * 10^{-3}) * 989.4} \right]$$

$$P_n = 1073 \text{ pa}$$

$$P_o = \frac{(330.3)^2}{2} \left[\frac{0.008 * 3.77 * 4}{(5.54 * 10^{-3}) * 996} \right]$$

$$P_o = 1191.9 \text{ pa}$$

Se puede observar que los valores de ΔP para ambas superficies son más elevados que los especificados por lo que un nuevo valor de G sobre ambos lados se determina siguiendo el paso 13 del procedimiento de diseño.

RESULTADOS DE ITERACIONES

Placa seleccionada lado dulce.....	6.2
Flujo másico dulce (Kg/m ²)	209.29
Reynolds lado dulce	1726.9
Eficiencia de la área total dulce ...	0.836
Longitud dulce (m).....	8.75
ΔP en la superficie dulce (Kpa).....	0.75
Placa seleccionada lado salado	6.2
Flujo másico salado (Kg/m ²)	373.75
Reynolds lado salado	2260.1
Eficiencia de la área total salada ...	0.81
Longitud salada (m)	3.91
ΔP en la superficie salada(Kpa).....	0.75
Razón de calor transferido (kj/s)	200.25

Alto de panel (m) $4.52 \cdot 10^{-3}$
 Número de pasajes de flujo caliente... 13.0

Se puede dimensionar el núcleo del intercambiador a dimensiones más proporcionales, si se mantiene constante el volumen del intercambiador y se divide esta para una área patrón previamente determinada.

$$V = L_h * L_c * L_s$$

$$V = 8.75 * 3.91 * 4.52 * 10^{-3}$$

$$V = 0.154 \text{ m}^3$$

$$A_p = L_{hp} * L_{cp}$$

$$L_{hp} = 0.8 \text{ m}$$

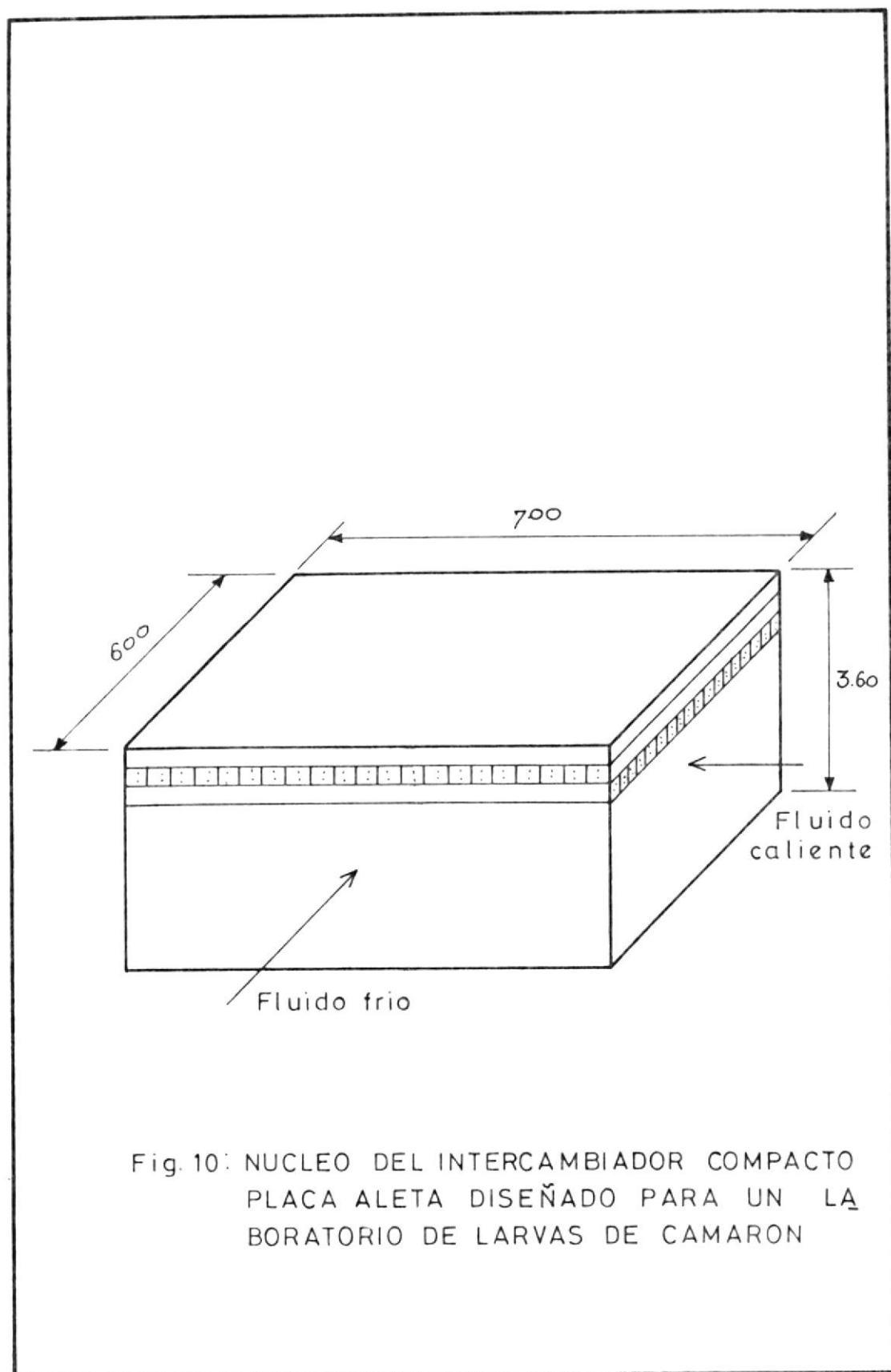
$$L_{cp} = 0.6 \text{ m}$$

$$L_{sp} = V/A_p$$

$$L_{sp} = .36$$

$$N_h = L_{sp} - b_h - 2a / b_h + b_c + 2a$$

$$N_h = 13$$



CAPITULO III

DISEÑO DE UN PROGRAMA DE COMPUTADORA PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR PLACA ALETA .

3.1 DATOS DE ENTRADA .

El programa se confecciona en GWBASIC ,lenguaje que permite manejar bases de datos , lo que hace factible integrar tablas con valores de las propiedades físicas del agua , características de transferencia de calor , factor de fricción de superficies compactas, y características geométricas de las superficies,al programa principal.

El programa principal se denomina PARED 1 el cual al ser ejecutado toma datos de las diferentes tablas, para así realizar el dimensionamiento del núcleo del intercambiador compacto placa aleta.

La primera pantalla se muestra una carátula de presentación .

CALCULO DEL TAMANO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
COMPACTO PLACA ALETA

Este programa calcula el tamaño del núcleo de un intercambiador de calor compacto placa aleta, para dos flujos que se cruzan sin mezclarse, un flujo frío a calentar (agua salada) y otro caliente a enfriar (agua dulce). Por favor siga las instrucciones que se detallan en la parte inferior.

C (para continuar)

S (salir)

Si se escoge la opción C en la segunda pantalla se pide los datos del intercambiador a diseñarse para iniciar el procedimiento de cálculo.

Temp entrada agua dulce (30-80) °C

Temp entrada agua salada(10-25) °C

Temp salida agua salada (28) °C

Flujo másico agua dulce (1-5) Kg/seg

Flujo másico agua salada(6-10)Kg/seg

Caída de presión dulce (0.01-50)Kpa

Caída de presión salada(0.01-50)Kpa

Coef de conductividad térmica (10-500)

Espesor de placa (0.01-0.002) m

Para cada uno de los datos de entrada el paréntesis a

continuación indica el rango de valores que se pueden ingresar , si se ingresa un valor fuera de estos rangos el programa no acepta el valor, y pide un nuevo valor esto se hace para que el programa no se caiga con datos inconsistente.

Al final de la pantalla de ingreso de datos se vuelve a presentar la opción de C para continuar y S para salir.

El programa calcula las temperatura media salada y asigna a la temperatura media dulce un valor igual a la temperatura dulce de entrada, con estos valores se busca en la base de datos "AGUASAT.DAT" las propiedades de los fluidos : calor especifico, densidad, viscosidad, conductividad térmica, número de Prandtl.

Si la temperatura media calculada estuviese fuera del rango de las tablas de propiedades ingresadas, el programa nos indicaría en la pantalla, "No hay propiedades del agua salada en memoria" y respectivamente "No hay propiedades del agua dulce en memoria".

Si alguna temperatura media estuviese entre dos valores de temperatura en la tabla de datos, el programa hace la interpolación de las propiedades

correspondientes a dicha temperatura .

Con los resultados que se obtienen se calcula el calor transferido para el cálculo de la eficiencia . Si la eficiencia sale mayor que 0.8 el programa restará 0.01 Kg/seg del flujo salado hasta que se obtenga una eficiencia igual a 0.8 ,para eficiencias ϵ menores a 0.8 se toma este valor y se prosigue con el procedimiento de diseño.

Con el valor de la eficiencia se determina la temperatura de salida dulce y con esta magnitud se calcula la temperatura media dulce, luego de lo cual se recalcula las propiedades de los fluidos a las temperatura medias dulce.

Con los valores de C^* y ϵ se calcula el valor de NTU_{total} .

En la tercera pantalla se muestra las propiedades físicas de los fluidos y a las temperaturas en que se determinaron , también se muestran los valores de eficiencia, razón de capacidad calorífica y el número total de unidades de transferencia de calor NTU_{total} .

Temperatura de control agua dulce °C

Calor específico agua dulce (Kj/kgC)

Capacidad calórica del agua dulce (Kj/segC)
Nuevo flujo másico agua salada (kg/seg)
Temperatura de control agua salada °C
Calor específico agua salada (Kj/kgC)
Capacidad calórica del agua salada
Calor del agua salada (kj/seg)
Razón crítica $C^* = C_{min}/C_{max}$
Eficiencia
NTU total

Siguiendo el procedimiento de diseño las temperaturas medias se calculan de nuevo tomando en cuenta la influencia del C^* en los valores de temperatura de salida para el fluido salado y dulce.

Así para $C^* > 0.5$ las temperaturas medias se calculan por medio de la media aritmética y para $C^* < 0.5$ las temperaturas medias cambian para el lado C_{max} menos de la mitad comparando con el lado del C_{min} , de aquí que la temperatura media sobre el lado C_{max} es tomada como una media aritmética y para el lado C_{min} se considera una temperatura media logarítmica.

Con esta nueva estimación de la temperatura media se encuentra, y calcula las propiedades de los fluidos y se inicia la secuencia de cálculo para dimensionar al

intercambiador compacto placa aleta.

3.2 DATOS DE SALIDA.

En la tercera pantalla se muestra las propiedades físicas del agua dulce y salada a la temperatura media que toma cuenta al C^* .

Temperatura entrada dulce ($^{\circ}C$).....
 Temperatura salida dulce ($^{\circ}C$).....
 Temperatura media dulce ($^{\circ}C$).....
 Calor específico dulce (Kj/kgC).....
 Viscosidad dulce (Kg/m*seg).....
 Número Prandtl dulce
 Temperatura entrada salada ($^{\circ}C$).....
 Temperatura salida salada ($^{\circ}C$).....
 Calor específico salada (kj/kgC).....
 Viscosidad salada (kg/m*seg).....
 Número Prandtl salada

Se vuelve a repetir al final de la pantalla las opciones:

(C) continuar

(R) reingreso de datos

En la siguiente pantalla se muestra los valores de NTU para cada lado y la densidad media de cada corriente

de fluido .

Número NTU dulce

Densidad de entrada dulce.....

Densidad de salida dulce

Densidad media dulce

Número NTU salada

Densidad entrada salada.....

Densidad salida salada

Densidad media salada

Al final de la pantalla se muestran las siguientes opciones para proseguir con el proceso de cálculo o para reingresar datos.

(C) Continuar

(R) Reingreso de datos

Una vez que se ha calculado el NTU_{dulce} , el NTU_{salado} , las propiedades de los fluidos, la eficiencia el C^* , y el calor transferido, en la siguiente pantalla se muestran las superficies compactas placa aleta disponibles en la memoria ,estas son de dos tipos, aletas rectas y aletas interrumpidas, que se muestran en la pantalla de la siguiente forma:

Placa de aleta plana	Placa de aleta interrumpida
1.- # 5.3	4.- #1/6 12.18
2.- # 6.2	5.- #1/8 13.95
3.- # 9.03	

El programa en la parte inferior de la pantalla pedirá el tipo de placa deseada para el lado dulce caliente , la placa será seleccionada de acuerdo al orden en el que fueron ingresadas en la base de datos .

Una vez seleccionada la placa para el lado dulce , el programa pedirá el tipo de placa deseado en el lado salado. Si se ingresa un número que no corresponde al número de ingreso de las placas en la memoria , el programa indicará que no hay gráficos de la placa en la memoria y regresará al inicio del programa, a la primera pantalla.

Una vez seleccionadas las placas el programa comienza un proceso interactivo con el procedimiento de diseño visto en el capítulo anterior.

En el programa se considera regimen laminar hasta $Re < 2.300$,cuando se calcula un número de Re mayor, el programa indicará que el número de Re calculado está fuera del regimen laminar y pedirá escoger otro valor de caída de presión para ese lado del

intercambiador, también el programa indica ,si el valor del número de Re determinado no se encuentra dentro del rango de números de Re , de las tablas con las características de transferencia de calor y caída de presión de las superficies compactas placa aleta ingresadas en la memoria y el programa regresará a la primera pantalla a pedir nuevos datos de diseño.

El programa calculará el G , Re ,el factor de Colburn, el factor de Fannig y corregirá esto dos últimos parámetros para el Prandtl del agua, para que luego se determine los siguientes parámetros , h , U , ρ_f, ρ_o , A , m_o, A_{fr}, L_{dulce} , L_{salado} y con estos datos se determinará la caída de presión sobre cada lado .Si estos valores no coinciden con los valores asumidos de caída de presión , el programa iniciará un proceso interactivo basado en paso 13 del procedimiento de diseño visto en el capítulo anterior, hasta que la caída de presión calculada sea igual a la caída de presión asumida.

En la última pantalla se muestra el resultado final del proceso de iteración, de la siguiente forma:

Placa seleccionada lado dulce.....
 Flujo másico dulce por unidad de área($kg/s*m^2$).....
 Reynolds lado dulce

Eficiencia de la temperatura aleta dulce
 Longitud dulce(m)
 Caída de presión en la superficie dulce (kpasal)...
 L_3 dulce(m)
 Flujo másico salado por unidad de área($\text{kg}/\text{s}\cdot\text{m}^2$).....
 Placa seleccionada lado salado
 Reynolds lado salado
 Eficiencia de la temperatura aleta salada
 Longitud salada(m).....
 L_3 salada(m)
 Caída de presión en la superficie salada(kpasal)...
 Razón de Calor en el intercambiador

3.4

P R O G R A M A

```

10 REM ***** P A R E D I *****
20 REM ***** PROGRAMA DE DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR
30 REM ***** COMPACTO PLACA ALETA
40 REM ***** DE FLUJO CRUZADO
50 REM *****
60 REM ***** GUAYAQUIL - ECUADOR
70 REM *****
80 OPTION BASE 1
90 DIM CALIDAD(100),CALIDADPUNTO(100),COEFTRANCONDEN(100),LONGITUDTRAMO(100)
100 DIM COEFHO(100),ESPACIAMIENTOALETA(100),NUMERORAYLEIGH(100),NUMEROALETA(100)
110 SCREEN 2:SCREEN 0
120 RAYAS$="*****"
*****"
130 LIMPIA$ "
"
140 LIMPIA1$="
"
150 NADA$ "
160 COLOR 6,2,1:CLS
170 LOCATE 1,1:PRINT RAYAS:LOCATE 3,1:PRINT RAYAS:LOCATE 21,1:PRINT RAYAS:LOCATE
23,1:PRINT RAYAS
180 FOR RIO=1 TO 22:LOCATE RIO,1:PRINT "*":LOCATE RIO,79:PRINT"*":NEXT RIO
190 COLOR 4:LOCATE 2,17:PRINT"CALCULO DEL TAMANO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR"
200 COLOR 8:LOCATE 7,11:PRINT"Este programa calcula el tamaño de un intercambiador de calor"
210 LOCATE 9,11:PRINT"para dos flujos que se cruzan sin mezclarse, uno frío a"
220 LOCATE 11,11:PRINT"calentar (agua salada) y otro caliente a enfriar (agua dulce)."
230 LOCATE 13,11:PRINT"Por favor siga las instrucciones que se detallan en la"
240 LOCATE 15,11:PRINT"parte inferior."
250 LOCATE 22,25:PRINT"<C> Continuar <S> Salir"
260 A$=INKEY$
270 IF A$="C" OR A$="c" THEN A$="":GOTO 310
280 IF A$="S" OR A$="s" THEN A$="":SYSTEM
290 GOTO 260
300 REM ***** PRIMERA PANTALLA *****
310 CLS
320 COLOR 6:LOCATE 1,1:PRINT RAYAS:LOCATE 3,1:PRINT RAYAS:LOCATE 21,1:PRINT RAYAS:LOCATE 23,1:PRINT RAYAS
330 FOR RIO=1 TO 22:LOCATE RIO,1:PRINT "*":LOCATE RIO,79:PRINT"*":NEXT RIO
340 COLOR 4:LOCATE 2,17:PRINT"CALCULO DEL TAMANO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR"
350 LOCATE 8,30:PRINT"INGRESO DE DATOS"
360 LOCATE 8,30:PRINT"=====
370 COLOR 8:LOCATE 8,9:PRINT"Temp. entrada Agua dulce (30 a 80°C) - 60 .....
:"
380 LOCATE 9,9:PRINT"Temp. entrada Agua Salada (10 a 25°C) - 20 ..... :
390 LOCATE 10,9:PRINT"Temp. salida Agua Salada - 28°C ..... :
400 LOCATE 11,9:PRINT"Flujo Másico Agua dulce (1 a 5 Kg/seg.) - 1.5 ..... :
410 LOCATE 12,9:PRINT"Flujo másico Agua Salada (6 a 10 Kg/seg.) - 6 ..... :
420 LOCATE 13,9:PRINT"Caida de Presión dulce (.01 a 50 Kpascal) - .5 ... :
430 LOCATE 14,9:PRINT"Caida de Presión Salada (.01 a 50 Kpascal) - .5 ... :
440 LOCATE 15,9:PRINT"Coef. Conduct. Térmica (10 - 500 W/m.°K) - 13.4 ... :
450 LOCATE 16,9:PRINT"Espesor de placa (.01 - .002 m) - 0.0015 ..... :
460 LOCATE 22,9:PRINT"Por favor, responda las preguntas en las unidades especificadas"
470 REM ***** INGRESO DE DATOS *****

```

```

480 CONTEO=0
490 LOCATE 8,64:PRINT NADA$:LOCATE 8,64:INPUT "",TEMPENTDULCE
500 IF TEMPENTDULCE=0 THEN TEMPENTDULCE=60:LOCATE 8,63:PRINT TEMPENTDULCE:GOTO 5
20
510 IF TEMPENTDULCE<30 OR TEMPENTDULCE>80 THEN GOTO 490
520 LOCATE 9,64:PRINT NADA$:LOCATE 9,64:INPUT "",TEMPENTSALADA
530 IF TEMPENTSALADA=0 THEN TEMPENTSALADA=20:LOCATE 9,63:PRINT TEMPENTSALADA:GOT
0 550
540 IF TEMPENTSALADA<10 OR TEMPENTSALADA>25 THEN GOTO 520
550 LOCATE 10,64:PRINT NADA$:LOCATE 10,64:INPUT "",TEMPSALSALADA
560 IF TEMPSALSALADA=0 THEN TEMPSALSALADA=28:LOCATE 10,63:PRINT TEMPSALSALADA:GO
TO 590
570 IF CONTEO=5 THEN GOTO 160
580 IF TEMPSALSALADA<200 OR TEMPSALSALADA>1400 THEN CONTEO=CONTEO+1:GOTO 550
590 LOCATE 11,64:PRINT NADA$:LOCATE 11,64:INPUT "",FLUJODULCE
600 IF FLUJODULCE=0 THEN FLUJODULCE=1.5:LOCATE 11,63:PRINT FLUJODULCE:GOTO 620
610 IF FLUJODULCE<1 OR FLUJODULCE>5 THEN GOTO 590
620 LOCATE 12,64:PRINT NADA$:LOCATE 12,64:INPUT "",FLUJOSALADA
630 IF FLUJOSALADA=0 THEN FLUJOSALADA=6:LOCATE 12,63:PRINT FLUJOSALADA:GOTO 650
640 IF FLUJOSALADA<6 OR FLUJOSALADA>10 THEN GOTO 620
650 LOCATE 13,64:PRINT NADA$:LOCATE 13,64:INPUT "",CAIDAPRESIONDULCE
660 IF CAIDAPRESIONDULCE=0 THEN CAIDAPRESIONDULCE=.5:LOCATE 13,63:PRINT CAIDAPRE
SIONDULCE:GOTO 680
670 IF CAIDAPRESIONDULCE<.01 OR CAIDAPRESIONDULCE>50 THEN GOTO 650
680 LOCATE 14,64:PRINT NADA$:LOCATE 14,64:INPUT "",CAIDAPRESIONSALADA
690 IF CAIDAPRESIONSALADA=0 THEN CAIDAPRESIONSALADA=.5:LOCATE 14,63:PRINT CAIDAP
RESIONSALADA:GOTO 710
700 IF CAIDAPRESIONSALADA<.01 OR CAIDAPRESIONSALADA>50 THEN GOTO 680
710 LOCATE 15,64:PRINT NADA$:LOCATE 15,64:INPUT "",COEFICIENTEX
720 IF COEFICIENTEX=0 THEN COEFICIENTEX=13.4:LOCATE 15,63:PRINT COEFICIENTEX:GOT
0 740
730 IF COEFICIENTEX<10 OR COEFICIENTEX>500 THEN GOTO 710
740 LOCATE 16,64:PRINT NADA$:LOCATE 16,64:INPUT "",ESPESORPLACA
750 IF ESPESORPLACA=0 THEN ESPESORPLACA=.0015:LOCATE 16,63:PRINT ESPESORPLACA:GO
TO 770
760 IF ESPESORPLACA<.002 OR ESPESORPLACA>.01 THEN GOTO 740
770 LOCATE 22,2:PRINT LIMPIA1$
780 LOCATE 22,19:PRINT"<C> Continua      <R> Reingreso de datos"
790 A$=INKEY$
800 IF A$="C" OR A$="c" THEN A$="":GOTO 840
810 IF A$="R" OR A$="r" THEN A$="":GOTO 490
820 GOTO 790
830 REM ***** PROPIEDADES DEL FREON 12 *****
840 SALTALO=0
850 TEMPSALADAMEDIA=(TEMPENTSALADA+TEMPSALSALADA)/2
860 TEMPDULCEMEDIA=TEMPENTDULCE
870 IF SALTALO=1 THEN TEMPDULCEMEDIA=TEMPPROMEDIODULCE
880 CODX=1:SALTA=0
890 OPEN "R",#1,"AGUSAT.DAT",34
900 FIELD#1,2 AS COD$,4 AS TEMP$,4 AS GRADC$,4 AS VCP$,4 AS DENS$,4 AS VISCOS$,4
AS VK$,4 AS VPRANT$,4 AS GRPDR$
910 GET#1,CODX
920 REM ***** AGUA SALADA *****
930 IF TEMPSALADAMEDIA<CVS(GRADC$) THEN CALORESPECIFICOSALADA=CVS(VCP$):CODX=1:G
OTO 1020
940 IF CVI(CODX)=0 THEN CLOSE:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,13:INPUT"<ENTE
R> No hay propiedades del AGUA SALADA en memoria",AAAAA$:GOTO 160
950 IF TEMPSALADAMEDIA<CVS(GRADC$) AND SALTA=0 THEN TEMP2=CVS(GRADC$):VCP2=CVS(V
CP$):CODX=1:SALTA=1:GOTO 910
960 IF SALTA=1 THEN TEMP1=CVS(GRADC$):VCP1=CVS(VCP$):SALTA=0:CODX=1:GOTO 990
970 CODX=CODX+1:GOTO 910
980 REM ***** INTERPOLANDO SALADA *****

```

```

980 REM ***** INTERPOLANDO SALADA *****
990 IF VCP1<>VCP2 THEN CALORESPECIFICOSALADA=VCP2+(((TEMP2-TEMP2SALADAMEDIA)*(VCP
1-VCP2))/(TEMP2-TEMP1))
1000 IF VCP1=VCP2 THEN CALORESPECIFICOSALADA=VCP2
1010 REM ***** AGUA DULCE *****
1020 GET#1,COD%
1030 IF TEMP2DULCEMEDIA=CVS(GRADC$) THEN CALORESPECIFICODULCE=CVS(VCP$):CLOSE:GOT
O 1120
1040 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,13:INPUT"<ENT
ER> No hay propiedades del AGUA DULCE en memoria",AAAAA$:GOTO 160
1050 IF TEMP2DULCEMEDIA<CVS(GRADC$) AND SALTA=0 THEN TEMP2=CVS(GRADC$):VCP2=CVS(V
CP$):COD%=COD%-1:SALTA=1:GOTO 1020
1060 IF SALTA=1 THEN TEMP1=CVS(GRADC$):VCP1=CVS(VCP$):CLOSE:SALTA=0:GOTO 1090
1070 COD%=COD%+1:GOTO 1020
1080 REM ***** INTERPOLANDO SALADA *****
1090 IF VCP1<>VCP2 THEN CALORESPECIFICODULCE=VCP2+(((TEMP2-TEMP2DULCEMEDIA)*(VCP1
-VCP2))/(TEMP2-TEMP1))
1100 IF VCP1=VCP2 THEN CALORESPECIFICODULCE=VCP2
1110 REM *****
1120 IF SALTALO=1 THEN GOTO 1200
1130 CLS:COLOR 6:LOCATE 1,1:PRINT RAYA$:LOCATE 3,1:PRINT RAYA$:LOCATE 21,1:PRINT
RAYA$:LOCATE 23,1:PRINT RAYA$
1140 FOR RIO 1 TO 22:LOCATE RIO,1:PRINT "*":LOCATE RIO,79:PRINT"*":NEXT RIO
1150 COLOR 4:LOCATE 2,17:PRINT"CALCULO DEL TAMANO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR"
1160 LOCATE 3,22:PRINT"PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA"
1170 LOCATE 12,2:PRINT LIMPIA1$
1180 LOCATE 22,11:PRINT"Espere unos segundos se está calculando el valor NTUtota
l"
1190 REM ***** CALCULO DE INCOGNITAS *****
1200 CALOR=FLUJOSALADA*CALORESPECIFICOSALADA*(TEMP2SALADA-TEMP2SALADA)
1210 IF CALOR<0 THEN LOCATE 22,2:PRINT LIMPIA1$:LOCATE 22,4:PRINT"Calor salió ne
gativo como si saliera en vez de entrar, asumo positivo":CALOR=CALOR*-1
1220 CAPCALORDULCE=FLUJODULCE*CALORESPECIFICODULCE
1230 CAPCALORSALADA=FLUJOSALADA*CALORESPECIFICOSALADA
1240 IF CAPCALORDULCE>CAPCALORSALADA THEN CMAXIMO=CAPCALORDULCE:CMINIMO=CAPCALOR
SALADA
1250 IF CAPCALORDULCE<CAPCALORSALADA THEN CMAXIMO=CAPCALORSALADA:CMINIMO=CAPCALOR
SALADA
1260 IF CAPCALORDULCE<CAPCALORSALADA THEN CMAXIMO=CAPCALORSALADA:CMINIMO=CAPCALO
RDULCE
1270 RAZONCRITICA=CMINIMO/CMAXIMO
1280 EFICIENCIA=CALOR/(CMINIMO*(TEMP2DULCE-TEMP2SALADA))
1290 IF EFICIENCIA=>.8 THEN LOCATE 22,2:PRINT LIMPIA1$:LOCATE 22,4:PRINT"Eficien
cia = ";EFICIENCIA;" =>.8 por lo que restamos .01 por vez al flujosalado":FLUJOS
ALADA=FLUJOSALADA-.01:GOTO 1200
1300 REM * ***** RECALCULANDO EL Cp DEL LADO CALIENTE *****
1310 TEMP2DULCE=TEMP2DULCE-(EFICIENCIA*(CMINIMO/CAPCALORDULCE)*(TEMP2DULCE
-TEMP2SALADA))
1320 TEMP2DULCEMEDIA=(TEMP2DULCE+TEMP2DULCE)/2
1330 IF TEMPPROMEDIODULCE+.001>TEMP2DULCEMEDIA AND TEMPPROMEDIODULCE-.001<TEMP2D
ULCEMEDIA THEN GOTO 1360
1340 TEMPPROMEDIODULCE=(TEMP2DULCE+TEMP2DULCE)/2:SALTALO=1:GOTO 870
1350 REM ***** HALLANDO EL VALOR DE NTUTOTAL *****
1360 NTUTOTAL=.25
1370 PRIMERO=EXP((-RAZONCRITICA)*(NTUTOTAL^.78))
1380 SEGUNDO=(NTUTOTAL^.22)
1390 TERCERO=(1/RAZONCRITICA)*SEGUNDO*(PRIMERO-1)
1400 MIDEENDODERECHA=1-EXP(TERCERO)
1410 IF MIDEENDODERECHA=EFICIENCIA THEN GOTO 1460
1420 IF MIDEENDODERECHA-.01<EFICIENCIA AND MIDEENDODERECHA+.01>EFICIENCIA THEN G
OTO 1460
1430 IF MIDEENDODERECHA>EFICIENCIA THEN NTUTOTAL=NTUTOTAL-.01:GOTO 1370
1440 NTUTOTAL=NTUTOTAL+.01:GOTO 1370
1450 REM *****
1460 COLOR 8:LOCATE 7,10:PRINT"Temperatura de control agua dulce (°C) ..... : ";
TEMP2DULCEMEDIA

```



```

141470 LOCATE 8,10:PRINT"Calor específico agua dulce (Kj/Kg.ºC) ..... : ";CALORESP
ECIFICODULCE
1480 LOCATE 9,10:PRINT"Capacidad Calòrica del agua dulce (Kj/s.C) . . : ";CAPCALOR
DULCE
1490 LOCATE 11,10:PRINT"Nuevo flujo másico agua salada (kg/seg) .... : ";FLUJOSA
LADA
1500 LOCATE 12,10:PRINT"Temperatura de control agua salada (ºC) .... : ";TEMPSAL
ADAMEDIA
1510 LOCATE 13,10:PRINT"Calor específico agua salada (Kj/Kg.ºC) .... : ";CALORESP
ECIFICOSALADA
1520 LOCATE 14,10:PRINT"Capacidad Calòrica del agua salada (Kj/s.C) : ";CAPCALO
RSALADA
1530 LOCATE 15,10:PRINT"Calor del agua Salada (kj/seg.) ..... : ";CALOR
1540 COLOR 4:LOCATE 17,10:PRINT"Razòn Critica C* = Cmin/Cmàx ..... : "
;RAZONCRITICA
1550 LOCATE 18,10:PRINT"Eficiencia ..... : ";EFICIEN
CIA
1560 LOCATE 19,10:PRINT"Ntu total ..... : ";NTUTOTA
L
1570 COLOR 8:LOCATE 22,2:PRINT LIMPIA1$
1580 LOCATE 22,21:PRINT"<C> Continuar    <R> Reingreso de datos"
1590 A$=INKEY$
1600 IF A$="C" OR A$="c" THEN A$="":GOTO 1640
1610 IF A$="R" OR A$="r" THEN A$="":GOTO 160
1620 GOTO 1590
1630 REM ***** CALCULO DE TEMPERATURAS *****
1640 IF RAZONCRITICA<.5 THEN GOTO 1750
1650 REM ***** C* >= .5 *****
1660 TEMPMAXIMAMEDIALDULCE=(TEMPENDULCE+TEMPSALDULCE)/2
1670 TEMPMAXIMAMEDIASALADA=(TEMPENTSALADA+TEMPSALSALADA)/2
1680 T1DULCE=TEMPENDULCE
1690 T2DULCE=TEMPSALDULCE
1700 T1SALADA=TEMPENTSALADA
1710 T2SALADA=TEMPSALSALADA
1720 GOTO 2060
1730 REM ***** C* < .5 *****
1740 REM ** CMAXIMO=CAPCALORDULCE *****
1750 IF CMAXIMO=CAPCALORSALADA THEN GOTO 1900
1760 TEMPENTRADA=TEMPENDULCE
1770 TEMPSALIDA=TEMPSALDULCE
1780 T1DULCE=TEMPENDULCE
1790 T2DULCE=TEMPSALDULCE
1800 TEMPMAXIMAMEDIALDULCE=(TEMPENTRADA+TEMPSALIDA)/2
1810 TEMPSALADAMEDIA=(TEMPENTSALADA+TEMPSALSALADA)/2
1820 PRIMERO=TEMPENDULCE-TEMPSALDULCE
1830 SEGUNDO=(TEMPENDULCE-TEMPSALADAMEDIA)/(TEMPSALDULCE-TEMPSALADAMEDIA)
1840 IF SEGUNDO<0 THEN LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,20:PRINT"      DIV
ISOR : ";(TEMPSALDULCE-TEMPSALADAMEDIA):INPUT "",AAAAA$:SEGUNDO=SEGUNDO*(-1)
1850 REM ***** LOG = ES LOG NATURAL
1860 DELTATEMPLN=PRIMERO/(LOG(SEGUNDO))
1870 TEMPMAXIMAMEDIASALADA=TEMPMAXIMAMEDIASALADA+DELTATEMPLN
1880 GOTO 2060
1890 REM ** CMAXIMO=CAPCALORSALADA *****
1900 TEMPENTRADA=TEMPENTSALADA
1910 TEMPSALIDA=TEMPSALSALADA
1920 T1DULCE=TEMPENDULCE
1930 T2DULCE=TEMPSALDULCE
1940 T1SALADA=TEMPENTSALADA

```

```

1950 T2SALADA=TEMPSALSALADA
1960 TEMPMAXIMAMEDIASALADA=(TEMPENTRADA+TEMPSALIDA)/2
1970 TEMPSALADAMEDIA=(TEMPENTSALADA+TEMPSALSALADA)/2
1980 PRIMERO=TEMPENTDULCE-TEMPSALDULCE
1990 SEGUNDO=(TEMPENTDULCE-TEMPSALADAMEDIA)/(TEMPSALDULCE-TEMPSALADAMEDIA)
2000 REM ***** ASUNCION DEL SEGUNDO NO VALIDA BORRARLA
2010 IF SEGUNDO<0 THEN LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,20:PRINT"          DIV
ISOR : ";(TEMPSALDULCE-TEMPSALADAMEDIA):INPUT "",AAAAA$:SEGUNDO=SEGUNDO*(-1)
2020 REM ***** LOG = ES LOG NATURAL
2030 DELTA=TEMPLN=PRIMERO/(LOG(SEGUNDO))
2040 TEMPMAXIMAMEDIADULCE=TEMPMAXIMAMEDIASALADA+DELTATEMPLN
2050 REM ***** PROPIEDADES CON TEMPERATURAS MAXIMAS MEDIAS *****
2060 COD%=1:SALTA=0
2070 OPEN "R",#1,"AGUASAT.DAT",34
2080 FIELD#1,2 AS COD$,4 AS TEMP$,4 AS GRADC$,4 AS VCP$,4 AS DENS$,4 AS VISCOS$,
4 AS VK$,4 AS VPRANT$,4 AS GRPORPR$
2090 GET#1,COD%
2100 REM ***** TEMPMAXIMAMEDIADULCE *****
2110 IF TEMPMAXIMAMEDIADULCE<CVS(GRADC$) THEN CALORESPECIFICODULCE=CVS(VCP$):DEN
SIDADDULCE=CVS(DENS$):VISCOSIDADDULCE=CVS(VISCOS$):PRANTDULCE=CVS(VPRANT$):COD%=
1:GOTO 2290
2120 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,13:INPUT"<ENT
ER> No hay propiedades del AGUA DULCE en memoria",AAAAA$:GOTO 160
2130 IF TEMPMAXIMAMEDIADULCE<CVS(GRADC$) AND SALTA=0 THEN TEMP2=CVS(GRADC$):VCP2
=CVS(VCP$):DENS2=CVS(DENS$):VISCO2=CVS(VISCOS$):PRANT2=CVS(VPRANT$):COD%=COD%-1:
SALTA=1:GOTO 2090
2140 IF SALTA=1 THEN TEMP1=CVS(GRADC$):VCP1=CVS(VCP$):DENS1=CVS(DENS$):VISCO1=CV
S(VISCOS$):PRANT1=CVS(VPRANT$):SALTA=0:COD%=1:GOTO 2170
2150 COD%=COD%+1:GOTO 2090
2160 REM ***** INTERPOLA DULCE CALOR ESPECIFICO *****
2170 IF VCP1<>VCP2 THEN CALORESPECIFICODULCE=VCP2+(((TEMP2-TEMPMAXIMAMEDIADULCE)
*(VCP1-VCP2))/(TEMP2-TEMP1))
2180 IF VCP1=VCP2 THEN CALORESPECIFICODULCE=VCP2
2190 REM ***** INTERPOLA DULCE DENSIDAD *****
2200 IF DENS1<>DENS2 THEN DENSIDADDULCE=DENS2+(((TEMP2-TEMPMAXIMAMEDIADULCE)*(DE
NS1-DENS2))/(TEMP2-TEMP1))
2210 IF DENS1=DENS2 THEN DENSIDADDULCE=DENS2
2220 REM ***** INTERPOLA DULCE VISCOSIDAD *****
2230 IF VISCO1<>VISCO2 THEN VISCOSIDADDULCE=VISCO2+(((TEMP2-TEMPMAXIMAMEDIADULCE)
*(VISCO1-VISCO2))/(TEMP2-TEMP1))
2240 IF VISCO1=VISCO2 THEN VISCOSIDADDULCE=VISCO2
2250 REM ***** INTERPOLA SALADA PRANT *****
2260 IF PRANT1<>PRANT2 THEN PRANTDULCE=PRANT2+(((TEMP2-TEMPMAXIMAMEDIADULCE)*(PR
ANT1-PRANT2))/(TEMP2-TEMP1))
2270 IF PRANT1=PRANT2 THEN PRANTDULCE=PRANT2
2280 REM ***** TEMPMAXIMAMEDIASALADA *****
2290 GET#1,COD%
2300 IF TEMPMAXIMAMEDIASALADA<CVS(GRADC$) THEN CALORESPECIFICOSALADA=CVS(VCP$):D
ENSIDADSALADA=CVS(DENS$):VISCOSIDADSALADA=CVS(VISCOS$):PRANTSALADA=CVS(VPRANT$):
COD%=1:CLOSE:GOTO 2480
2310 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,13:INPUT"<ENT
ER> No hay propiedades del AGUA SALADA en memoria",AAAAA$:GOTO 160
2320 IF TEMPMAXIMAMEDIASALADA<CVS(GRADC$) AND SALTA=0 THEN TEMP2=CVS(GRADC$):VCP
2=CVS(VCP$):DENS2=CVS(DENS$):VISCO2=CVS(VISCOS$):PRANT2=CVS(VPRANT$):COD%=COD%-1
:SALTA=1:GOTO 2290
2330 IF SALTA=1 THEN TEMP1=CVS(GRADC$):VCP1=CVS(VCP$):DENS1=CVS(DENS$):VISCO1=CV
S(VISCOS$):PRANT1=CVS(VPRANT$):SALTA=0:CLOSE:GOTO 2360
2340 COD%=COD%+1:GOTO 2290
2350 REM ***** INTERPOLA SALADA CALOR ESPECIFICO *****
2360 IF VCP1<>VCP2 THEN CALORESPECIFICOSALADA=VCP2+(((TEMP2-TEMPMAXIMAMEDIASALAD
A)*(VCP1-VCP2))/(TEMP2-TEMP1))
2370 IF VCP1=VCP2 THEN CALORESPECIFICOSALADA=VCP2
2380 REM ***** INTERPOLA SALADA DENSIDAD *****
2390 IF DENS1<>DENS2 THEN DENSIDADSALADA=DENS2+(((TEMP2-TEMPMAXIMAMEDIASALADA)*(
DENS1-DENS2))/(TEMP2-TEMP1))
2400 IF DENS1=DENS2 THEN DENSIDADSALADA=DENS2

```

```

2410 REM ***** INTERPOLA SALADA VISCOSIDAD *****
2420 IF VISCO1<>VISCO2 THEN VISCOSIDAD SALADA=VISCO2+(((TEMP2-TEMPMAXIMAMEDIASALADA)*(VISCO1-VISCO2))/(TEMP2-TEMP1))
2430 IF VISCO1=VISCO2 THEN VISCOSIDAD SALADA=VISCO2
2440 REM ***** INTERPOLA SALADA PRANT *****
2450 IF PRANT1<>PRANT2 THEN PRANTSALADA=PRANT2+(((TEMP2-TEMPMAXIMAMEDIASALADA)*(PRANT1-PRANT2))/(TEMP2-TEMP1))
2460 IF PRANT1=PRANT2 THEN PRANTSALADA=PRANT2
2470 REM *****
2480 CLS:COLOR 6:LOCATE 1,1:PRINT RAYA$:LOCATE 3,1:PRINT RAYA$:LOCATE 21,1:PRINT RAYA$:LOCATE 23,1:PRINT RAYA$
2490 FOR RIO=1 TO 22:LOCATE RIO,1:PRINT "*":LOCATE RIO,79:PRINT"*":NEXT RIO
2500 COLOR 4:LOCATE 2,17:PRINT"CALCULO DEL TAMAÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR"
2510 LOCATE 5,8:PRINT"PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA DULCE - SALADA A TEMP MEDIA"
2520 LOCATE 6,8:PRINT"=====
=====
2530 COLOR 8:LOCATE 7,10:PRINT"Temperatura entrada DULCE (°C) ..... :
";T1DULCE
2540 COLOR 8:LOCATE 8,10:PRINT"Temperatura salida DULCE (°C) ..... :
";T2DULCE
2550 COLOR 8:LOCATE 9,10:PRINT"Temperatura media DULCE (°C) ..... :
";TEMPMAXIMAMEDIADULCE
2560 LOCATE 10,10:PRINT"Calor especifico DULCE (Kj./Kg.°C) ..... : ";CALO RESPECIFICODULCE
2570 LOCATE 11,10:PRINT"Viscosidad DULCE (Kg./m.sec) ..... : ";VISCOSIDAD DULCE
2580 LOCATE 12,10:PRINT"Número Prant DULCE ..... : ";PRANT DULCE
2590 COLOR 8:LOCATE 14,10:PRINT"Temperatura entrada SALADA (°C) ..... :
";T1SALADA
2600 COLOR 8:LOCATE 15,10:PRINT"Temperatura salida SALADA (°C) ..... :
";T2SALADA
2610 COLOR 8:LOCATE 16,10:PRINT"Temperatura media SALADA (°C) ..... :
";TEMPMAXIMAMEDIASALADA
2620 LOCATE 17,10:PRINT"Calor especifico SALADA (Kj./Kg.°C) ..... : ";CALO RESPECIFICOSALADA
2630 LOCATE 18,10:PRINT"Viscosidad SALADA (Kg./m.sec) ..... : ";VISCOSIDAD SALADA
2640 LOCATE 19,10:PRINT"Número Prant SALADA ..... : ";PRANT SALADA
2650 LOCATE 22,2:PRINT LIMP1A$
2660 LOCATE 22,22:PRINT"<C> Continuar <R> Reingreso de datos"
2670 A$=INKEY$
2680 IF A$="C" OR A$="c" THEN A$="":GOTO 2720
2690 IF A$="R" OR A$="r" THEN A$="":GOTO 310
2700 GOTO 2670
2710 REM ***** CALCULO VALOR NTU *****
2720 NTUDULCE=2*NTUTOTAL
2730 NTUSALADA=(C/MINIMO/CAPCALORSALADA)/((1/NTUTOTAL)-(1/(NTUDULCE*(CAPCALORDULCE/C/MINIMO))))
2740 REM ***** CALCULO DE DENSIDADES *****
2750 COD%=1:SALTA=0
2760 OPEN "R",#1,"AGUASAT.DAT",34
2770 FIELD#1,2 AS COD$,4 AS TEMP$,4 AS GRADC$,4 AS VCP$,4 AS DENS$,4 AS VISCOS$,4 AS VE$,4 AS VPRANT$,4 AS GRPORPR$
2780 GET#1,COD%
2790 REM ***** TEMPENTSALADA *****
2800 IF TEMPENTSALADA=CVS(GRADC$) THEN DENSIDADENTSALADA=CVS(VCP$):COD%=1:GOTO 2890
2810 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 22,1:PRINT LIMP1A$:LOCATE 22,13:INPUT"<ENTER> No hay propiedades del AGUA SALADA en memoria",AAAAA$:GOTO 160
2820 IF TEMPENTSALADA<CVS(GRADC$) AND SALTA=0 THEN TEMP2=CVS(GRADC$):DENS2=CVS(DENS$):COD%=COD%-1:SALTA=1:GOTO 2780
2830 IF SALTA=1 THEN TEMP1=CVS(GRADC$):DENS1=CVS(DENS$):SALTA=0:COD%=1:GOTO 2860
2840 COD%=COD%+1:GOTO 2780

```

```

2850 REM ***** INTERPOLA DULCE CALOR ESPECIFICO *****
2860 IF DENS1<>DENS2 THEN DENSIDADENTSALADA=DENS2+(((TEMP2-TEMPENTSALADA)*(DENS1
-DENS2))/(TEMP2-TEMP1))
2870 IF DENS1=DENS2 THEN DENSIDADENTSALADA=DENS2
2880 REM ***** TEMPSALSALADA *****
2890 GET#1,COD#
2900 IF TEMPSALSALADA=CVS(GRADC$) THEN DENSIDADSALSALADA=CVS(DENS$):COD#1:GOTO
2990
2910 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,13:INPUT"<ENT
ER> No hay propiedades del AGUA SALADA en memoria",AAAAA$:GOTO 160
2920 IF TEMPSALSALADA<CVS(GRADC$) AND SALTA=0 THEN TEMP2=CVS(GRADC$):DENS2=CVS(D
ENS$):COD#1:COD#-1:SALTA=1:GOTO 2890
2930 IF SALTA=1 THEN TEMP1=CVS(GRADC$):DENS1=CVS(DENS$):SALTA=0:COD#1:GOTO 2960
2940 COD#1:COD#+1:GOTO 2890
2950 REM ***** INTERPOLA SALADA SALIDAD DENSIDAD *****
2960 IF DENS1<>DENS2 THEN DENSIDADSALSALADA=DENS2+(((TEMP2-TEMPSALSALADA)*(DENS1
-DENS2))/(TEMP2-TEMP1))
2970 IF DENS1=DENS2 THEN DENSIDADSALSALADA=DENS2
2980 REM ***** TEMPENTDULCE *****
2990 GET#1,COD#
3000 IF TEMPENTDULCE=CVS(GRADC$) THEN DENSIDADENTDULCE=CVS(DENS$):COD#1:GOTO 30
90
3010 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,13:INPUT"<ENT
ER> No hay propiedades del AGUA SALADA en memoria",AAAAA$:GOTO 160
3020 IF TEMPENTDULCE<CVS(GRADC$) AND SALTA=0 THEN TEMP2=CVS(GRADC$):DENS2=CVS(DE
NS$):COD#1:COD#-1:SALTA=1:GOTO 2990
3030 IF SALTA=1 THEN TEMP1=CVS(GRADC$):DENS1=CVS(DENS$):SALTA=0:COD#1:GOTO 3060
3040 COD#1:COD#+1:GOTO 2990
3050 REM ***** INTERPOLA DULCE ENTRADA DENSIDAD *****
3060 IF DENS1<>DENS2 THEN DENSIDADENTDULCE=DENS2+(((TEMP2-TEMPENTDULCE)*(DENS1-D
ENS2))/(TEMP2-TEMP1))
3070 IF DENS1=DENS2 THEN DENSIDADENTDULCE=DENS2
3080 REM ***** TEMPSALDULCE *****
3090 GET#1,COD#
3100 IF TEMPSALDULCE=CVS(GRADC$) THEN DENSIDADSALDULCE=CVS(DENS$):COD#1:CLOSE:G
OTO 3190
3110 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,13:INPUT"<ENT
ER> No hay propiedades del AGUA DULCE en memoria",AAAAA$:GOTO 160
3120 IF TEMPSALDULCE<CVS(GRADC$) AND SALTA=0 THEN TEMP2=CVS(GRADC$):DENS2=CVS(DE
NS$):COD#1:COD#-1:SALTA=1:GOTO 3090
3130 IF SALTA=1 THEN TEMP1=CVS(GRADC$):DENS1=CVS(DENS$):SALTA=0:COD#1:CLOSE:GOT
O 3160
3140 COD#1:COD#+1:GOTO 3090
3150 REM ***** INTERPOLA DULCE SALIDA DENSIDAD *****
3160 IF DENS1<>DENS2 THEN DENSIDADSALDULCE=DENS2+(((TEMP2-TEMPSALDULCE)*(DENS1-D
ENS2))/(TEMP2-TEMP1))
3170 IF DENS1=DENS2 THEN DENSIDADSALDULCE=DENS2
3180 REM ***** CALCULO DENSIDAD MEDIA CON DENSIDADES *****
3190 DENSIDADMEDIADULCE=2/((1/DENSIDADENTDULCE)+(1/DENSIDADSALDULCE))
3200 DENSIDADMEDIASALADA=2/((1/DENSIDADENTSALADA)+(1/DENSIDADSALSALADA))
3210 CLS:COLOR 6:LOCATE 1,1:PRINT RAYA$:LOCATE 3,1:PRINT RAYA$:LOCATE 21,1:PRINT
RAYA$:LOCATE 23,1:PRINT RAYA$
3220 FOR RIO=1 TO 22:LOCATE RIO,1:PRINT "*":LOCATE RIO,79:PRINT"*":NEXT RIO
3230 COLOR 4:LOCATE 2,17:PRINT"CALCULO DEL TAMANO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR"
3240 LOCATE 5,11:PRINT"VALORES DE NTU Y DENSIDADES DEL AGUA DULCE - SALADA"
3250 LOCATE 6,11:PRINT"-----"
3260 COLOR 4:LOCATE 9,10:PRINT"Número NTU DULCE ..... :
";NTUDULCE
3270 LOCATE 10,10:PRINT"Densidad entrada DULCE (Kg./m3) ..... : ";DENS
IDADENTDULCE
3280 LOCATE 11,10:PRINT"Densidad salida DULCE (Kg./m3) ..... : ";DENS
IDADSALDULCE
3290 LOCATE 12,10:PRINT"Densidad Media DULCE (Kg./m3) ..... : ";DENS
IDADMEDIADULCE
3300 COLOR 8:LOCATE 14,10:PRINT"Número NTU SALADA .....
";NTUSALADA

```



RIP.



```

333400 REM *****
3410 CLS
3420 COLOR 6:LOCATE 1,1:PRINT RAYA$:LOCATE 3,1:PRINT RAYA$:LOCATE 21,1:PRINT RAY
A$:LOCATE 23,1:PRINT RAYA$
3430 FOR RIO=1 TO 22:LOCATE RIO,1:PRINT "*":LOCATE RIO,79:PRINT"*":NEXT RIO
3440 COLOR 4:LOCATE 2,17:PRINT"CALCULO DEL TAMAÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR"
3450 LOCATE 5,25:PRINT"SELECCION DE PLACAS PARA PANELES"
3460 LOCATE 6,25:PRINT"=====
3470 LOCATE 9,9:PRINT"PLACAS ALETAS PLANAS                PLACAS ALETAS CON S
TRIP"
3480 LOCATE 10,9:PRINT".....
.....
3490 COLOR 1:LOCATE 12,9:PRINT"1.. Tipo # 5.3"
3500 LOCATE 13,9:PRINT"2.. Tipo # 6.2"
3510 LOCATE 14,9:PRINT"3.. Tipo # 9.03"
3520 LOCATE 12,49:PRINT"4.. Tipo # 1/6 12.18"
3530 LOCATE 13,49:PRINT"5.. Tipo # 1/8 13.95"
3540 COLOR 4:LOCATE 22,15:PRINT" Què tipo de placa desea lado caliente (dulce -
2 ) ?"
3550 A$=INKEY$
3560 IF A$="1" THEN A$="":PLACADULCE=5.3:GOTO 3620
3570 IF A$="2" THEN A$="":PLACADULCE=6.2:GOTO 3620
3580 IF A$="3" THEN A$="":PLACADULCE=9.03:GOTO 3620
3590 IF A$="4" THEN A$="":PLACADULCE=12.18:GOTO 3620
3600 IF A$="5" THEN A$="":PLACADULCE=13.95:GOTO 3620
3610 GOTO 3550
3620 LOCATE 17,18:PRINT"PLACA DULCE SELECCIONADA TIPO =====> ";PLACADULCE
3630 COLOR 4:LOCATE 22,15:PRINT" Què tipo de placa desea lado frio (salado - 5 )
? "
3640 A$=INKEY$
3650 IF A$="1" THEN A$="":PLACASALADA=5.3:GOTO 3720
3660 IF A$="2" THEN A$="":PLACASALADA=6.2:GOTO 3720
3670 IF A$="3" THEN A$="":PLACASALADA=9.03:GOTO 3720
3680 IF A$="4" THEN A$="":PLACASALADA=12.18:GOTO 3720
3690 IF A$="5" THEN A$="":PLACASALADA=13.95:GOTO 3720
3700 GOTO 3640
3710 REM ***** MEMORIAS DE PLACAS *****
3720 LOCATE 18,18:PRINT"PLACA SALADA SELECCIONADA TIPO =====> ";PLACASALADA
3730 LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,21:PRINT"PROCESANDO CON PLACAS SELECCIO
NADAS"
3740 COD%=1:CONTANDO=1
3750 OPEN "R",#1,"PLACATI.DAT",18
3760 FIELD#1,2 AS COD$,4 AS PLA$,4 AS REY$,4 AS STA$,4 AS FRI$
3770 GET#1,COD%
3780 IF PLACADULCE=CVS(PLA$) AND CONTANDO=6 THEN REYNOLDSULCE=CVS(REY$):STAPRAN
TULCE=CVS(STA$):FRICCIONDULCE=CVS(FRI$):COD%=1:CONTANDO=1:GOTO 3830
3790 IF CVI(COD%)=0 THEN LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,15:INPUT <ENTER> N
o hay TABLA DE PLACA en memoria ",AAAAA$:CLOSE:GOTO 160
3800 IF PLACADULCE=CVS(PLA$) THEN CONTANDO=CONTANDO+1:COD%=COD%+1:GOTO 3770
3810 COD%=COD%+1:GOTO 3770
3820 REM ***** PLACA - SALADA *****
3830 GET#1,COD%
3840 IF PLACASALADA=CVS(PLA$) AND CONTANDO=6 THEN REYNOLDSALADA=CVS(REY$):STAPR
ANTSALADA=CVS(STA$):FRICCIONALSALADA=CVS(FRI$):COD%=1:CLOSE:GOTO 3890
3850 IF CVI(COD%)=0 THEN LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,15:INPUT <ENTER> N
o hay TABLA DE PLACA en memoria ",AAAAA$:CLOSE:GOTO 160
3860 IF PLACASALADA=CVS(PLA$) THEN CONTANDO=CONTANDO+1:COD%=COD%+1:GOTO 3830
3870 COD%=COD%+1:GOTO 3830
3880 REM *****
3890 COD%=1
3900 OPEN "R",#1,"PLACAGR.DAT",34
3910 FIELD#1,2 AS COD$,4 AS PLA$,4 AS PIT$,4 AS ESP$,4 AS LONG$,4 AS HIDRA$,4 AS
ESPES$,4 AS TRANF$,4 AS AREA$
3920 GET#1,COD%
3930 IF PLACADULCE=CVS(PLA$) THEN DIAMHIDRAULICODULCE=CVS(HIDRA$)/3.28:BDULCE=CV
S(ESP$)*.0254:LSDULCE=CVS(LONG$)*.0254:ESPESORDULCE=CVS(ESPES$)*.0254:RETADULCE=

```

```

CVS(TRANF$)*3.28:RELAREADULCE=CVS(AREA$):CODX=1:GOTO 3970
3940 IF CVI(COD$)=0 THEN LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,15:INPUT " <ENTER> N
o hay GRAFICOS DE PLACA en memoria ",AAAAA$:CLOSE:GOTO 160
3950 CODX=CODX+1:GOTO 3920
3960 REM ***** GRAFICO - PLACA - SALADA *****
3970 GET#1,CODX
3980 IF PLACASALADA=CVS(PLA$) THEN DIAMHIDRAULICOSALADA=CVS(HIDRA$)/3.28:BSALADA
=CVS(ESP$)*.0254:LSSALADA=CVS(LONG$)*.0254:ESPESORSALADA=CVS(ESPES$)*.0254:BETAS
ALADA=CVS(TRANF$)*3.28:RELAREASALADA=CVS(AREA$):CODX=1:CLOSE:GOTO 4040
3990 IF CVI(COD$)=0 THEN LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,15:INPUT " <ENTER> N
o hay GRAFICOS DE PLACA en memoria ",AAAAA$:CLOSE:GOTO 160
4000 CODX=CODX+1:GOTO 3970
4010 REM *****
4020 REM ***** COMIENZO DE UN LAZO DE FLUJOS *****
4030 REM *****
4040 CAIDAPRESIONSALADA=CAIDAPRESIONSALADA*1000
4050 PRIMROSALADA=2*.8*(CAIDAPRESIONSALADA)*(STAPRANTSALADA)
4060 SEGUNDOSALADA=(1/DENSIDADALADA)*(PRANTSALADA^(2/3))*(NTUSALADA)*FRICCIONSAL
ALADA
4070 FLUJOUNITARIOSALADA=(PRIMERSALADA/SEGUNDOSALADA)^.5
4080 REM *****
4090 CAIDAPRESIONDULCE=CAIDAPRESIONDULCE*1000
4100 PRIMERODULCE=2*.8*(CAIDAPRESIONDULCE)*(STAPRANTDULCE)
4110 SEGUNDODULCE=(1/DENSIDADDULCE)*(PRANTDULCE^(2/3))*(NTUDULCE)*FRICCIONDULCE
4120 FLUJOUNITARIODULCE=(PRIMERODULCE/SEGUNDODULCE)^.5
4130 REM ***** DIAMETROS HIDRAULICOS *****
4140 REYNOLDSALADA=FLUJOUNITARIOSALADA*DIAMHIDRAULICOSALADA*(1/VISCOSIDADALADA
)
4150 REYNOLDSDULCE=FLUJOUNITARIODULCE*DIAMHIDRAULICODULCE*(1/VISCOSIDADDULCE)
4160 REM *****
4170 CODX=1:SALTA=0
4180 OPEN "R",#1,"PLACATI.DAT",18
4190 FIELD#1,2 AS COD$,4 AS PLA$,4 AS REY$,4 AS STA$,4 AS FRI$
4200 GET#1,CODX
4210 IF PLACADULCE=CVS(PLA$) AND REYNOLDSDULCE=CVS(REY$) THEN STAPRANTDULCE=CVS(
STA$):FRICCIONDULCE=CVS(FRI$):CODX=1:GOTO 4350
4220 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 19,18:PRINT"REYNOLDS DULCE : ";REYNOLDSDU
LCE:LOCATE 20,18:PRINT"REYNOLDS SALADA : ";REYNOLDSSALADA:LOCATE 22,8:INPUT"<ENTE
R> Para dicho Reynolds no hay datos en tabla de placa dulce",AAAAA$:GOTO 160
4230 IF PLACADULCE=CVS(PLA$) AND REYNOLDSDULCE>CVS(REY$) AND SALTA=0 THEN REYNOL
DS2=CVS(PLA$):STAPRANT2=CVS(STA$):FRIC2=CVS(FRI$):CODX=CODX-1:SALTA=1:GOTO 4200
4240 IF SALTA=1 AND PLACADULCE=CVS(PLA$) THEN REYNOLDS1=CVS(REY$):STAPRANT1=CVS(
STA$):FRIC1=CVS(FRI$):SALTA=0:CODX=1:GOTO 4270
4250 CODX=CODX+1:GOTO 4200
4260 REM ***** INTERPOLA STAPRANTDULCE *****
4270 IF STAPRANT1<>STAPRANT2 THEN STAPRANTDULCE=STAPRANT2+(((REYNOLDS2-REYNOLDS
DULCE)*(STAPRANT1-STAPRANT2))/((REYNOLDS2-REYNOLDS1)))
4280 IF STAPRANT1=STAPRANT2 THEN STAPRANTDULCE=STAPRANT2
4290 IF REYNOLDSDULCE<2300 THEN STAPRANTDULCE=STAPRANTDULCE/((PRANTDULCE/.7)^(1/
3))
4300 REM ***** INTERPOLA FRICCIONDULCE *****
4310 IF FRIC1<>FRIC2 THEN FRICCIONDULCE=FRIC2+(((REYNOLDS2-REYNOLDSDULCE)*(FRIC1
-FRIC2))/((REYNOLDS2-REYNOLDS1)))
4320 IF FRIC1=FRIC2 THEN FRICCIONDULCE=FRIC2
4330 GOTO 4360
4340 REM ***** PLACA SALADA *****
4350 IF REYNOLDSDULCE<2300 THEN STAPRANTDULCE=STAPRANTDULCE/((PRANTDULCE/.7)^(1/
3))
4360 GET#1,CODX
4370 IF PLACASALADA=CVS(PLA$) AND REYNOLDSSALADA=CVS(REY$) THEN STAPRANTSALADA=C
VS(STA$):FRICCIONSALADA=CVS(FRI$):CODX=1:CLOSE:GOTO 4510
4380 IF CVI(COD$)=0 THEN CLOSE:LOCATE 19,18:PRINT "REYNOLDS DULCE : ";REYNOLDSDU
LCE:LOCATE 20,18:PRINT "REYNOLDS SALADA : ";REYNOLDSSALADA:LOCATE 22,7:INPUT"<EN
TER> Para dicho Reynolds no hay datos en tabla de placa salada",AAAAA$:GOTO 160
4390 IF PLACASALADA=CVS(PLA$) AND REYNOLDSSALADA>CVS(REY$) AND SALTA=0 THEN REYN
OLDS2=CVS(PLA$):STAPRANT2=CVS(STA$):FRIC2=CVS(FRI$):CODX=CODX-1:SALTA=1:GOTO 4360

```

```

4400 IF SALTA=1 AND PLACASALADA=CVS(PLA$) THEN REYNOLDS1=CVS(REY$):STAPRANT1=CVS
(STA$):FRIC1=CVS(FRI$):SALTA=0:CODX=1:CLOSE:GOTO 4430
4410 CODX=CODX+1:GOTO 4360
4420 REM ***** INTERPOLA STAPRANTSALADA *****
4430 IF STAPRANT1<STAPRANT2 THEN STAPRANTSALADA=STAPRANT2+(((REYNOLDS2-REYNOLDS
SALADA)*(STAPRANT1-STAPRANT2))/(REYNOLDS2-REYNOLDS1))
4440 IF STAPRANT1=STAPRANT2 THEN STAPRANTSALADA=STAPRANT2
4450 IF REYNOLDSSALADA<2300 THEN STAPRANTSALADA=STAPRANTSALADA/((PRANTSALADA/.7)
^(1/3))
4460 REM ***** INTERPOLA FRICCIONSALADA *****
4470 IF FRIC1<FRIC2 THEN FRICCIONSALADA=FRIC2+(((REYNOLDS2-REYNOLDSSALADA)*(FRI
C1-FRIC2))/(REYNOLDS2-REYNOLDS1))
4480 IF FRIC1=FRIC2 THEN FRICCIONSALADA=FRIC2
4490 GOTO 4520
4500 REM ***** CORRIGE LA FRICCION *****
4510 IF REYNOLDSSALADA<2300 THEN STAPRANTSALADA=STAPRANTSALADA/((PRANTSALADA/.7)
^(1/3))
4520 FRICIONDULCE=8*STAPRANTDULCE*((PRANTDULCE)^(2/3))
4530 FRICCIONSALADA=8*STAPRANTSALADA*((PRANTSALADA)^(2/3))
4540 REM ***** CALCULOS CONTINUAN *****
4550 HDULCE=STAPRANTDULCE*FLUJOUNITARIODULCE*CALORESPECIFICODULCE*1000/(PRANTDUL
CE^(2/3))
4560 HSALADA=STAPRANTSALADA*FLUJOUNITARIOSALADA*CALORESPECIFICOSALADA*1000/(PRAN
TSALADA^(2/3))
4570 REM ***** PLACAS RECTAS SIN STRIP *****
4580 IF PLACADULCE=5.3 OR PLACADULCE=6.2 OR PLACADULCE=9.03 THEN MDULCE=((2*HDUL
CE)/(COEFICIENTEK*ESPESORDULCE))^.5
4590 IF PLACASALADA=5.3 OR PLACASALADA=6.2 OR PLACASALADA=9.03 THEN MSALADA=((2*
HSALADA)/(COEFICIENTEK*ESPESORSALADA))^.5
4600 REM ***** PLACAS RECTAS CON STRIP *****
4610 IF PLACADULCE=12.18 OR PLACADULCE=13.95 THEN MDULCE=((2*HDULCE)/(COEFICIENT
EK*ESPESORDULCE))*(1+(ESPESORDULCE/LSDULCE))
4620 IF PLACASALADA=12.18 OR PLACASALADA=13.95 THEN MSALADA=((2*HSALADA)/(COEFIC
IENTEK*ESPESORSALADA))*(1+(ESPESORSALADA/LSSALADA))
4630 REM *****
4640 LDULCE=BDULCE/(2-ESPESORDULCE)
4650 LSALADA=BSALADA/(2-ESPESORSALADA)
4660 REM ***** TANGENTE HIPERBOLICA DULCE *****
4670 XDULCE=(MDULCE*LDULCE)
4680 ADULCE=(EXP(XDULCE)-EXP(-XDULCE))/2
4690 BDULCE=(EXP(XDULCE)+EXP(-XDULCE))/2
4700 EFICIENCIATEMPALETADULCE=(ADULCE/BDULCE)*(1/(MDULCE*LDULCE))
4710 REM ***** TANGENTE HIPERBOLICA SALADA *****
4720 XSALADA=(MSALADA*LSALADA)
4730 ASALCE=(EXP(XSALADA)-EXP(-XSALADA))/2
4740 BSALCE=(EXP(XSALADA)+EXP(-XSALADA))/2
4750 EFICIENCIATEMPALETASALADA=(ASALCE/BSALCE)*(1/(MSALADA*LSALADA))
4760 REM ***** VALOR DE ALFA *****
4770 ALFADULCE=(BDULCE*BETADULCE)/(BDULCE+BSALADA+(2*ESPESORPLACA))
4780 ALFASALADA=(BSALADA*BETASALADA)/(BDULCE+BSALADA+(2*ESPESORPLACA))
4790 REM *****
4800 AREACALFRIA=ALFADULCE/ALFASALADA
4810 REM ***** EFICIENCIAS TOTALES *****
4820 EFICIENCIATOTALDULCE=1-((1-EFICIENCIATEMPALETADULCE)*RELAREADULCE)
4830 EFICIENCIATOTALSALADA=1-((1-EFICIENCIATEMPALETASALADA)*RELAREASALADA)
4840 REM ***** COEFICIENTE TOTAL TRANSFERENCIA CALIENTE *****
4850 COEFTOTALTRANSFDULCE=1/((1/(EFICIENCIATOTALDULCE*HDULCE))+(AREACALFRIA/(EFI
CIENCIATOTALSALADA*HSALADA)))
4860 REM *****
4870 AREATOTALDULCE=NTUTOTAL*CHINIMO*1000*(1/COEFTOTALTRANSFDULCE)
4880 AREATOTALSALADA=AREATOTALDULCE/AREACALFRIA
4890 REM *****
4900 AREALIERDULCE=FLUJODULCE/FLUJOUNITARIODULCE
4910 AREALIERSALADA=FLUJOSALADA/FLUJOUNITARIOSALADA
4920 REM *****

```

```

4930 LONGFLUJODULCE=(DIAMHIDRAULICODULCE*AREATOTALDULCE)/(4*AREALIBREDULCE)
4940 LONGFLUJOSALADA=(DIAMHIDRAULICOSALADA*AREATOTALSALADA)/(4*AREALIBRESALADA)
4950 REM *****
4960 RAZONAREALIBREFLUJODULCE=(ALFADULCE*DIAMHIDRAULICODULCE)/4
4970 RAZONAREALIBREFLUJOSALADA=(ALFASALADA*DIAMHIDRAULICOSALADA)/4
4980 REM *****
4990 AREAFRONTALDULCE=AREALIBREDULCE/RAZONAREALIBREFLUJODULCE
5000 AREAFRONTALSALADA=AREALIBRESALADA/RAZONAREALIBREFLUJOSALADA
5010 REM *****
5020 ALTOPANELTOTALDULCE=AREAFRONTALDULCE/LONGFLUJOSALADA
5030 ALTOPANELTOTALSALADA=AREAFRONTALSALADA/LONGFLUJODULCE
5040 REM *****
5050 CAIDAPRESIONDULCENUEVA=(FLUJOUNITARIODULCE^2)*(FRICCIONDULCE*LONGFLUJODULCE
*4)/(2*DIAMHIDRAULICODULCE*DENSIDADDULCE)
5060 CAIDAPRESIONSALADANUEVA=(FLUJOUNITARIOSALADA^2)*(FRICCIONSALADA*LONGFLUJOSA
LADA*4)/(2*DIAMHIDRAULICOSALADA*DENSIDADSALADA)
5070 REM ***** CAIDA PRESION LADO DULCE *****
5080 IF CAIDAPRESIONDULCENUEVA+.1>CAIDAPRESIONDULCE OR CAIDAPRESIONDULCENUEVA-.1
<CAIDAPRESIONDULCE THEN GOTO 5110
5090 CAIDAPRESIONDULCE=CAIDAPRESIONDULCENUEVA:GOTO 4040
5100 REM ***** CAIDA PRESION LADO SALADA *****
5110 IF CAIDAPRESIONSALADANUEVA+.1>CAIDAPRESIONSALADA OR CAIDAPRESIONSALADANUEVA
-.1<CAIDAPRESIONSALADA THEN GOTO 5140
5120 CAIDAPRESIONSALADA=CAIDAPRESIONSALADANUEVA:GOTO 4040
5130 REM ***** REVISION DE LA CONDICION DE REYNOLDS *****
5140 IF REYNOLDSSALADA>=2300 THEN LOCATE 22,2:PRINT LIMPIA1$:LOCATE 22,2:PRINT"El
Reynolds del agua salada salio ";REYNOLDSSALADA;" > 2300 , Cambie delta P":INP
UT "" ,AAAA$:GOTO 160
5150 IF REYNOLDSDULCE>=2300 THEN LOCATE 22,2:PRINT LIMPIA1$:LOCATE 22,2:PRINT"El
Reynolds del agua dulce salio ";REYNOLDSDULCE;" > 2300 , Cambie delta P":INPUT
"" ,AAAA$:GOTO 160
5160 REM ***** MOSTRAR RESULTADOS EN PANTALLA *****
5170 CLS
5180 COLOR 6:LOCATE 1,1:PRINT RAYA$:LOCATE 3,1:PRINT RAYA$:LOCATE 21,1:PRINT RAY
A$:LOCATE 23,1:PRINT RAYA$
5190 FOR RIO=1 TO 22:LOCATE RIO,1:PRINT "*":LOCATE RIO,79:PRINT"*":NEXT RIO
5200 COLOR 4:LOCATE 2,17:PRINT"CALCULO DEL TAMANO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR"
5210 LOCATE 4,9:PRINT"RESULTADO DE LAS INTERACCIONES"
5220 COLOR 8:LOCATE 5,9:PRINT"Flujo Másico DULCE por unidad de área (Kg/m2) ....
: ";FLUJOUNITARIODULCE
5230 LOCATE 6,9:PRINT"Reynolds lado DULCE ..... : ";REY
NOLDSDULCE
5240 LOCATE 7,9:PRINT"Eficiencia de la Temperatura aleta DULCE ..... : ";EFI
CIENCIATEMPALETADULCE
5250 LOCATE 8,9:PRINT"Longitud DULCE (m) ..... : ";LON
GFLUJODULCE
5260 LOCATE 9,9:PRINT"Caida de Presión en superficie DULCE (KPascal) ... : ";CAI
DAPRESIONDULCE/1000
5270 LOCATE 10,9:PRINT"Alto total del panel lado DULCE ..... : ";AL
TOPANELTOTALDULCE
5280 LOCATE 12,9:PRINT"Flujo Másico SALADA por unidad de área (Kg/m2) ... : ";FL
UJOUNITARIOSALADA
5290 LOCATE 13,9:PRINT"Reynolds lado SALADA ..... : ";RE
YNOLDSSALADA
5300 LOCATE 14,9:PRINT"Eficiencia de la Temperatura aleta SALADA ..... : ";EF
ICIENCIATEMPALETASALADA
5310 LOCATE 15,9:PRINT"Longitud SALADA (m) ..... : ";LO
NGFLUJOSALADA
5320 LOCATE 16,9:PRINT"Caida de Presión en superficie SALADA (KPascal) .. : ";CA
IDAPRESIONSALADA/1000
5330 LOCATE 17,9:PRINT"Alto total del panel lado SALADA ..... : ";AL
TOPANELTOTALSALADA
5340 LOCATE 19,9:PRINT"Razón de Calor en el Intercambiador ..... : ";CA
LOR
5350 REM ***** AUMENTO *****
5360 LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$

```

```

5370 LOCATE 22,4:INPUT"Long. patron DULCE (0.5 mts) = ",LONGPATRONDULCE
5380 IF LONGPATRONDULCE=0 THEN LONGPATRONDULCE=.5:LOCATE 22,35:PRINT USING "##.#
#";LONGPATRONDULCE
5390 LOCATE 22,44:INPUT"Long. patron SALADA (0.3 mts) = ",LONGPATRONSALADA
5400 IF LONGPATRONSALADA=0 THEN LONGPATRONSALADA=.3:LOCATE 22,75:PRINT USING "##
.#";LONGPATRONSALADA
5410 REM ***** AUMENTO DE CALCULOS *****
5420 ALTOPANELTOTAL=(ALTOPANELTOTALDULCE+ALTOPANELTOTALSALADA)/2
5430 VOLUMEN1=ALTOPANELTOTAL*LONGFLUJODULCE*LONGFLUJOSALADA
5440 AREAPATRON=LONGPATRONDULCE*LONGPATRONSALADA
5450 LONG3=VOLUMEN1/AREAPATRON
5460 NUMERON=INT((LONG3/(BDULCE+BSALADA+(2*.0015)))+.9)
5470 IF NUMERON<=1 THEN NUMERON=1
5480 ALTOPANELTOTAL=NUMERON*(BDULCE+BSALADA+(2*.0015))
5490 LOCATE 20,9:PRINT"Alto del Panel ..... :";AL
TOPANELTOTAL
5500 LOCATE 22,1:PRINT LIMPIA$:LOCATE 22,10:PRINT" <I> Imprima los datos y re
sultados <R> Reingreso "
5510 A$=INKEY$
5520 IF A$="I" OR A$="i" THEN A$="":GOTO 5560
5530 IF A$="R" OR A$="r" THEN A$="":GOTO 160
5540 GOTO 5510
5550 REM ***** IMPRIMIENDO DATOS *****
5560 LOCATE 22,1:PRINT A$:LOCATE 22,10:INPUT"Por favor, prenda la impresora para
comenzar a imprimir <ENTER> ",AAAAAAA$
5570 LPRINT RAYA$
5580 LPRINT" CALCULO DEL TAMANO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR"
5590 LPRINT RAYA$
5600 LPRINT" INGRESO DE DATOS"
5610 LPRINT" ====="
5620 LPRINT" Temp. entrada Agua dulce (°C) ..... : "
;TEMPDULCE
5630 LPRINT" Temp. entrada Agua Salada (°C) ..... : "
;TEMPENTSALADA
5640 LPRINT" Temp. salida Agua Salada (°C) ..... : "
;TEMPSALSALADA
5650 LPRINT" Flujo Másico Agua dulce (Kg/seg.) ..... : "
;FLUJODULCE
5660 LPRINT" Flujo másico Agua Salada (Kg/seg.) ..... : "
;FLUJOSALADA
5670 LPRINT" Caida de Presión dulce (Kpascal) ..... : "
;CAIDAPRESTIONDULCE
5680 LPRINT" Caida de Presión Salada (Kpascal) ..... : "
;CAIDAPRESTIONSALADA
5690 LPRINT" Coef. Conduct. Térmica (W/m.°K) ..... : "
;COEFICIENTEX
5700 LPRINT" Espesor de placa (metros) ..... : "
;ESPESORPLACA
5710 LPRINT:LPRINT:LPRINT
5720 REM ***** SEGUNDA IMPRESION *****
5730 LPRINT" PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA"
5740 LPRINT" ====="
5750 LPRINT
5760 LPRINT" Temperatura de control agua dulce (°C) ..... : "
;TEMPDULCEMEDIA
5770 LPRINT" Calor específico agua dulce (Kj/Kg.°C) ..... : "
;CALORESPECIFICODULCE
5780 LPRINT" Capacidad Calórica del agua dulce (Kj/seg.C) ..... : "
;CAPCALORDULCE
5790 LPRINT" Nuevo flujo másico agua salada (kg/seg) ..... : "
;FLUJOSALADA
5800 LPRINT" Temperatura de control agua salada (°C) ..... : "
;TEMPSALAMEDIA
5810 LPRINT" Calor específico agua salada (Kj/Kg.°C) ..... : "
;CALORESPECIFICOSALADA
5820 LPRINT" Capacidad Calórica del agua salada (Kj/seg.C) ..... : "

```

```

;CAPCALOESALADA
5830 LPRINT"          Calor del agua Salada (Kj/seg) ..... : "
;CALOR
5840 LPRINT"          Razón Critica C* = Cmin/Cmáx ..... : "
;RAZONCRITICA
5850 LPRINT"          Eficiencia ..... : "
;EFICIENCIA
5860 LPRINT"          Ntu total ..... : "
;NTUTOTAL
5870 LPRINT:LPRINT:LPRINT
5880 REM ***** TERCERA IMPRESION *****
5890 LPRINT"          PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA DULCE - SALADA A TEMP
MEDIA"
5900 LPRINT"          =====
=====
5910 LPRINT
5920 LPRINT"          Temperatura entrada DULCE (°C) ..... : "
;T1DULCE
5930 LPRINT"          Temperatura salida DULCE (°C) ..... : "
;T2DULCE
5940 LPRINT"          Temperatura media DULCE (°C) ..... : "
;TEMPMAXIMAMEDIADULCE
5950 LPRINT"          Calor específico DULCE (Kj./Kg.°C) ..... : "
;CALORESPECIFICODULCE
5960 LPRINT"          Viscosidad DULCE (Kg./m.sec) ..... : "
;VISCOSIDADDULCE
5970 LPRINT"          Número Prant DULCE ..... : "
;PRANTDULCE
5980 LPRINT"          Temperatura entrada SALADA (°C) ..... : "
;T1SALADA
5990 LPRINT"          Temperatura salida SALADA (°C) ..... : "
;T2SALADA
6000 LPRINT"          Temperatura media SALADA (°C) ..... : "
;TEMPMAXIMAMEDIASALADA
6010 LPRINT"          Calor específico SALADA (Kj./Kg.°C) ..... : "
;CALORESPECIFICOSALADA
6020 LPRINT"          Viscosidad SALADA (Kg./m.sec) ..... : "
;VISCOSIDADSALADA
6030 LPRINT"          Número Prant SALADA ..... : "
;PRANTSALADA
6040 LPRINT:LPRINT:LPRINT
6050 REM ***** CUARTA IMPRESION *****
6060 LPRINT"          VALORES DE NTU Y DENSIDADES DEL AGUA DULCE - SALADA"
6070 LPRINT"          =====
=====
6080 LPRINT
6090 LPRINT"          Número NTU DULCE ..... : "
;NTUDULCE
6100 LPRINT"          Densidad entrada DULCE (Kg./m3) ..... : "
;DENSIDADENTDULCE
6110 LPRINT"          Densidad salida DULCE (Kg./m3) ..... : "
;DENSIDADSALDULCE
6120 LPRINT"          Densidad Media DULCE (Kg./m3) ..... : "
;DENSIDADMEDIADULCE
6130 LPRINT"          Número NTU SALADA ..... : "
;NTUSALADA
6140 LPRINT"          Densidad entrada SALADA (Kg./m3) ..... : "
;DENSIDADENTSALADA
6150 LPRINT"          Densidad salida SALADA (Kg./m3) ..... : "
;DENSIDADSALSALADA
6160 LPRINT"          Densidad Media SALADA (Kg./m3) ..... : "
;DENSIDADMEDIASALADA
6170 FOR RIO=1 TO 11:LPRINT:NEXT RIO
6180 REM ***** QUINTA IMPRESION *****
6190 LPRINT"          RESULTADO DE LAS INTERACCIONES"
6200 LPRINT"          =====
=====
6210 LPRINT

```

```

6220 LPRINT"          Placa seleccionada lado DULCE ..... : "
;PLACADULCE
6230 LPRINT"          Flujo Másico DULCE por unidad de área (Kg/m2) .... : "
;FLUJOUNITADULCE
6240 LPRINT"          Reynolds lado DULCE ..... : "
;REYNOLDSDULCE
6250 LPRINT"          Eficiencia de la Temperatura aleta DULCE ..... : "
;EFICIENCIATEMPALETADULCE
6260 LPRINT"          Longitud DULCE (m) ..... : "
;LONGFLUJODULCE
6270 LPRINT"          Caída de Presión en superficie DULCE (KPascal) ... : "
;CAIDAPRESIONDULCE/1000
6280 LPRINT"          Alto total del panel lado DULCE ..... : "
;ALTOPANELTOTALDULCE
6290 LPRINT"
6300 LPRINT"          Flujo Másico SALADA por unidad de área (Kg/m2) ... : "
;FLUJOUNITAEIOSALADA
6310 LPRINT"          Placa seleccionada lado SALADA ..... : "
;PLACASALADA
6320 LPRINT"          Reynolds lado SALADA ..... : "
;REYNOLDSSALADA
6330 LPRINT"          Eficiencia de la Temperatura aleta SALADA ..... : "
;EFICIENCIATEMPALETASALADA
6340 LPRINT"          Longitud SALADA (m) ..... : "
;LONGFLUJOSALADA
6350 LPRINT"          Caída de Presión en superficie SALADA (KPascal) ... : "
;CAIDAPRESIONNSALADA/1000
6360 LPRINT"          Alto total del panel lado SALADA ..... : "
;ALTOPANELTOTALSALADA
6370 LPRINT"
6380 LPRINT"          Razón de Calor en el Intercambiador ..... : "
;CALOR
6390 LPRINT"          Alto del Panel ..... : "
;ALTOPANELTOTAL
6400 GOTO 5500

```

3.5

CORRIDA DEL PROGRAMA

INGRESO DE DATOS

=====
 Temp. entrada Agua dulce (°C) : 60
 Temp. entrada Agua Salada (°C) : 20
 Temp. salida Agua Salada (°C) : 28
 Flujo Másico Agua dulce (Kg/seg.) : 1.5
 Flujo másico Agua Salada (Kg/seg.) : 5.99
 Caida de Presión dulce (Kpascal) : 750
 Caida de Presión Salada (Kpascal) : 750
 Coef. Conduct. Térmica (W/m.°K) : 190
 Espesor de placa (metros) : .0015

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA

=====
 Temperatura de control agua dulce (°C) : 44.00753
 Calor específico agua dulce (Kj/Kg.°C) : 4.174
 Capacidad Calórica del agua dulce (Kj/seg.C) : 6.261
 Nuevo flujo másico agua salada (kg/seg) : 5.99
 Temperatura de control agua salada (°C) : 24
 Calor específico agua salada (Kj/Kg.°C) : 4.179
 Capacidad Calórica del agua salada (Kj/seg.C) : 25.03221
 Calor del agua Salada (Kj/seg) : 200.2577
 Razón Critica C* = Cmin/Cmáx : .2501178
 Eficiencia : .7996234
 Ntu total : 1.909998

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA DULCE - SALADA A TEMP MEDIA

=====
 Temperatura entrada DULCE (°C) : 60
 Temperatura salida DULCE (°C) : 28.01507
 Temperatura media DULCE (°C) : 38.58192
 Calor específico DULCE (Kj./Kg.°C) : 4.174
 Viscosidad DULCE (Kg./m.seg) :
 6.724637E-04
 Número Prant DULCE : 4.459201
 Temperatura entrada SALADA (°C) : 20
 Temperatura salida SALADA (°C) : 28
 Temperatura media SALADA (°C) : 24
 Calor específico SALADA (Kj./Kg.°C) : 4.179
 Viscosidad SALADA (Kg./m.seg) :
 9.176259E-04
 Número Prant SALADA : 6.296601

VALORES DE NTU Y DENSIDADES DEL AGUA DULCE - SALADA

=====
 Número NTU DULCE : 3.819997
 Densidad entrada DULCE (Kg./m3) : 983.3
 Densidad salida DULCE (Kg./m3) : 995.5819
 Densidad Media DULCE (Kg./m3) : 989.4028
 Número NTU SALADA : .955449
 Densidad entrada SALADA (Kg./m3) : 997.64
 Densidad salida SALADA (Kg./m3) : 995.5844
 Densidad Media SALADA (Kg./m3) : 996.6111

RESULTADO DE LAS INTERACCIONES

=====

Placa seleccionada lado DULCE : 6.2
 Flujo Másico DULCE por unidad de área (Kg/m2) : 209.2941
 Reynolds lado DULCE : 1726.974
 Eficiencia de la Temperatura aleta DULCE : .8363317
 Longitud DULCE (m) : 8.751704
 Caída de Presión en superficie DULCE (KPascal) ... : .75
 Alto total del panel lado DULCE :

4.521136E-03

Flujo Másico SALADA por unidad de área (Kg/m2) ... : 373.7572
 Placa seleccionada lado SALADA : 6.2
 Reynolds lado SALADA : 2260.068
 Eficiencia de la Temperatura aleta SALADA : .8115989
 Longitud SALADA (m) : 3.913719
 Caída de Presión en superficie SALADA (KPascal) .. : .75
 Alto total del panel lado SALADA :

4.521136E-03

Razón de Calor en el Intercambiador : 200.2577
 Alto del Panel : .377184

CAPITULO IV

POSIBILIDADES DE FABRICACION

4.1 MATERIALES .

Dentro de las posibilidades de fabricación local se debe buscar, en el mercado un material que tenga buenas características de resistencia a la corrosión marina y a altas temperaturas, para la construcción del núcleo de transferencia de calor y de los cabezales de flujo del intercambiador.

En el mercado se encontró un material de buenas propiedades anti-corrosivas y buenas características de manufactura : el acero inoxidable AISI 316, que es un acero austenítico aleado al cromo-níquel que localmente se lo distribuye en forma de planchas de 1.5 mm de espesor.

Por especificaciones de la superficie compacta a construir, las aletas deben construirse en planchas de aluminio de 0.254 mm de espesor , siendo este material común en el mercado local.

En la tabla # 1 se muestra el analisis quimico aproximado del acero inoxidable AISI 316.

TABLA # 1

ANALISIS PORCENTUAL DE ACERO AISI 316

CROMO	16 - 18 %
NIQUEL	10 - 14 %
OTROS ELEMENTOSMo	2 - 3 %
CARBONO	0.008 MAX %
MANGANESO	2.0 MAX %
SILICIO	1.0 MAX %

4.2 MÉTODOS DE CONSTRUCCION.

Para la construcción del intercambiador se muestra en la fig. 11 un esquema del proceso de fabricación.

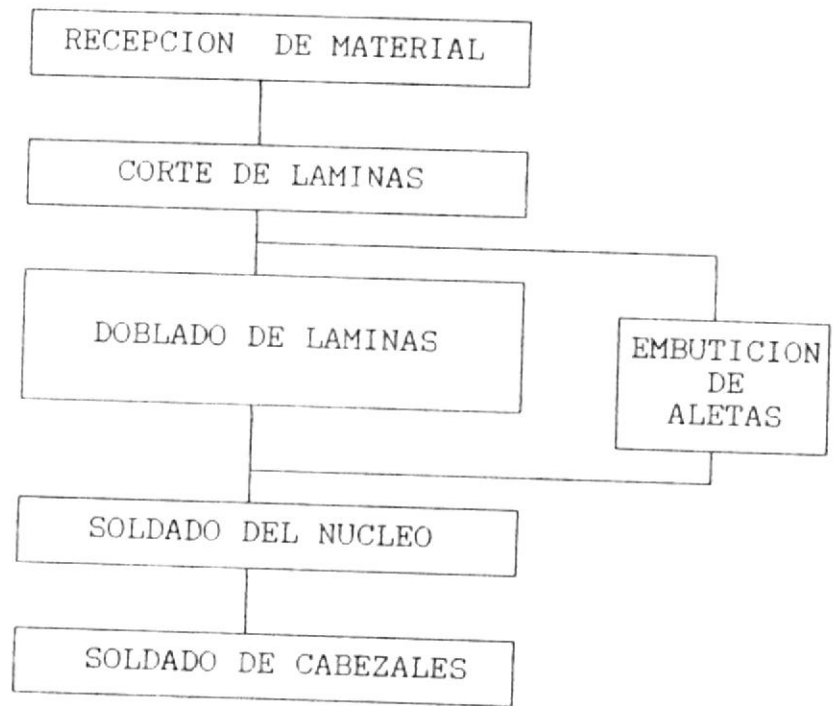
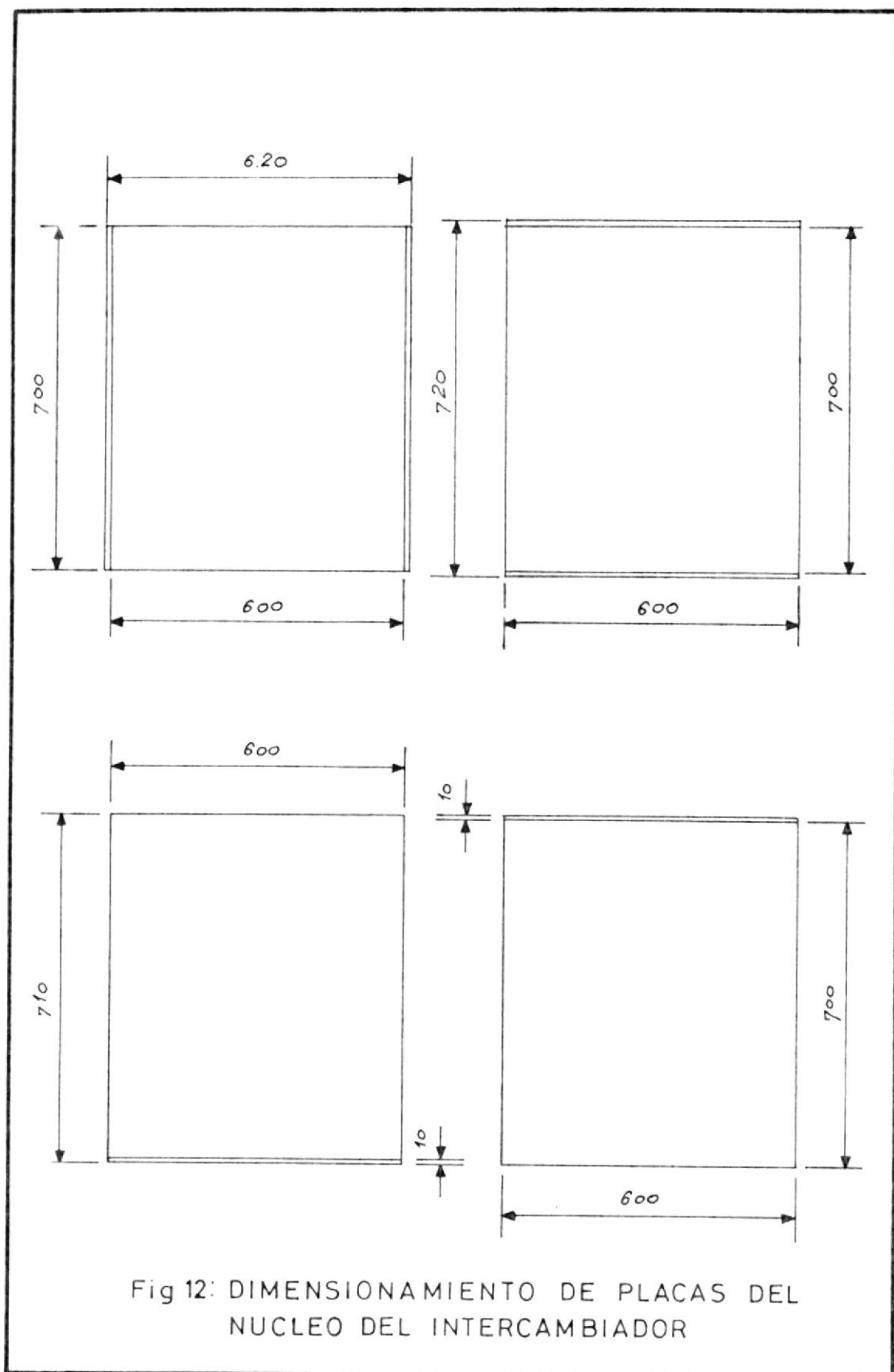


fig. 11 Esquema de los proceso de fabricación del intercambiador compacto placa aleta.

A continuación se describirá cada uno de los pasos del proceso de fabricación.

RECEPCION DE MATERIAL : En este paso se verificará que las láminas recibidas sean del espesor especificado, y que estas no tengan fisuras para la construcción del intercambiador.



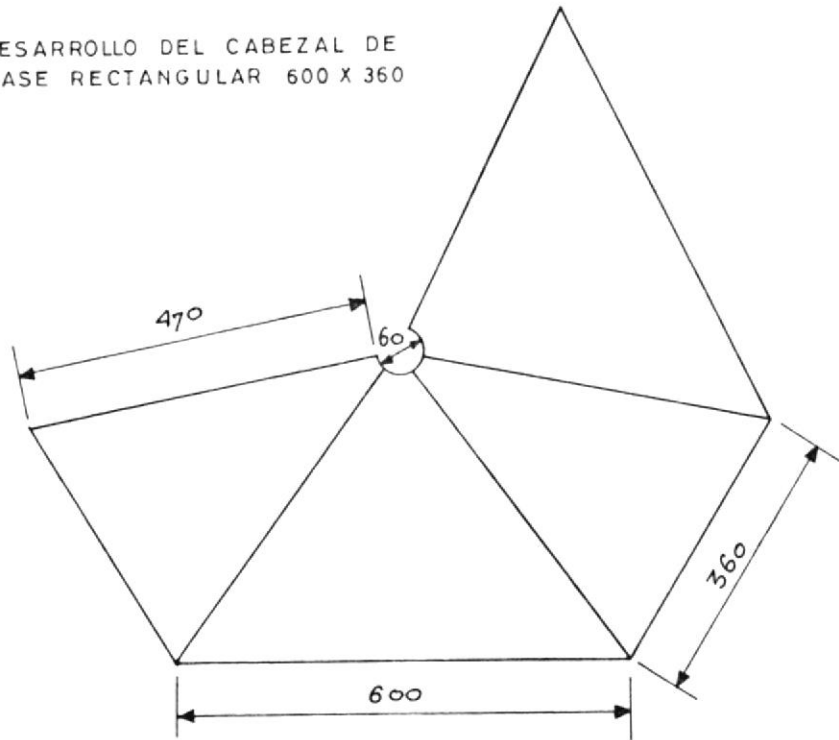
CORTE DE LAMINAS: En este proceso se cortan las láminas a las dimensiones requeridas con una cizalla mecánica, de acuerdo a los planos mostrados en la fig. 12, 13 que muestran el dimensionamiento de las placas que forman el núcleo del intercambiador fig. 12 . Y el dimensionamiento de las placas que forman los cabezales de flujo fig. 13.

DOBLADO DE LAMINAS: Las placas dimensionadas para formar el núcleo del intercambiador, tienen en sus extremos áreas adicionales que deben ser dobladas para formar los pasajes de flujo, así también las placas que forman los cabezales de flujo deben ser dobladas para la formación de los mismos, como se muestra en la fig 14 .

EMBUTICION DE ALETAS: En este proceso se debe construir la matriz de acuerdo a la geometría de la aleta de la seleccionada, una vez obtenida esta se debe embutir la plancha de aluminio para obtener la superficie aleteada.

SOLDADO DEL NUCLEO DEL INTERCAMBIADOR : Se estructuran los pasajes de flujo y se sueldan individualmente cada uno, teniéndose el cuidado de colocar entre placa y placa la superficie aleteada correspondiente.

(a) DESARROLLO DEL CABEZAL DE
BASE RECTANGULAR 600 X 360



(b) DESARROLLO DEL CABEZAL DE
BASE RECTANGULAR 700 X 360

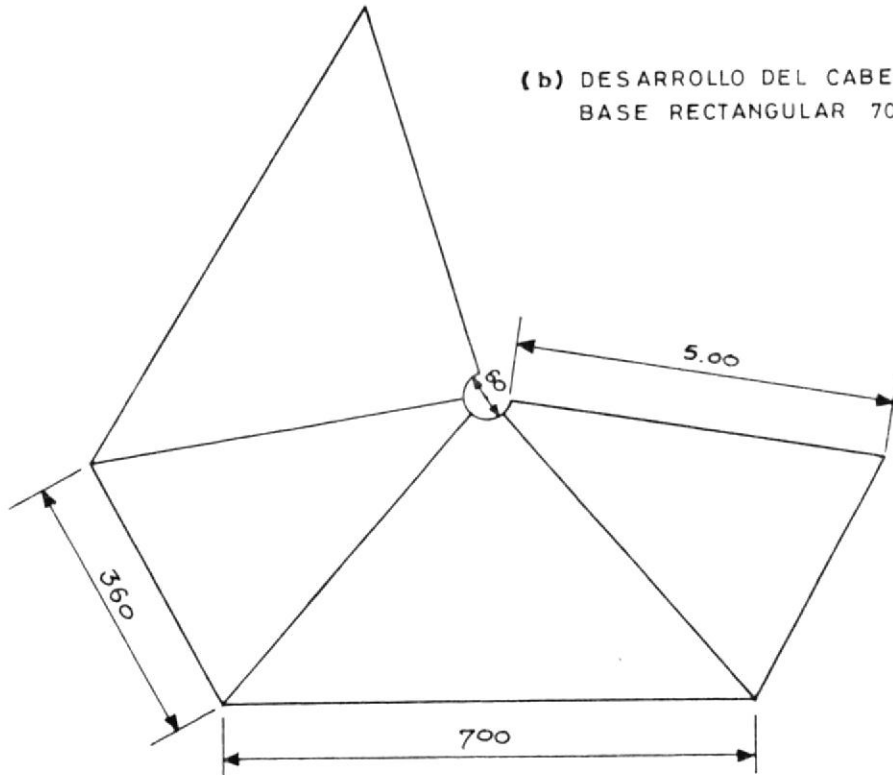


Fig.13: DIMENSIONAMIENTO DE PLACAS PARA LOS CABEZALES DE FLUJO DEL INTERCAMBIADOR

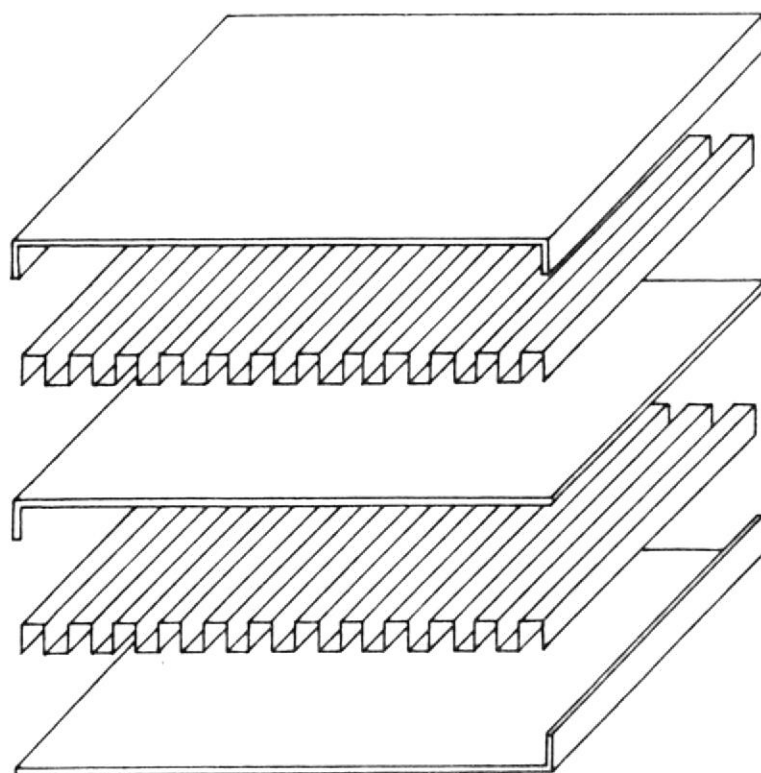


Fig. 14: ESQUEMA DE DOBLADO DE LAMINAS
QUE FORMAN EL NUCLEO DEL INTER
CAMBIADOR DE CALOR.

SOLDADO DE LOS CABEZALES DE FLUJO : Se sueldan las láminas que forman los cabezales de flujo y una vez formados estos se sueldan al núcleo del intercambiador.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. Se ha dimensionado un intercambiador de calor compacto placa aleta de arreglo de flujo cruzado, para una razón de transferencia de calor de 200 Kj/s. con una caída de presión 0.75 Kpa , para el calentamiento del agua del mar en un laboratorio de larvas de camarón.
2. Se corrigio los valores del factor de Colburn dados por Kays y London para superficies compactas, para el Prandtl del agua en regimen laminar.
3. Se toma en cuenta en el diseño un factor de suciedad alto, para el cálculo de coeficiente total de transferencia de calor, debido a los fluidos a manejarse y a los pequeños diámetros hidráulicos de la superficie compacta.
4. Se genera un programa para dimensionar intercambiadores similares, variando los parámetros de diseño.
5. Se presenta un esquema del proceso de fabricación del intercambiador, sencillo de implementar para la construcción del intercambiador.

Se sugieren además las siguientes recomendaciones:

1. Se recomienda la construcción del intercambiador, para hacer pruebas experimentales para comparar los resultados teóricos con los experimentales .

A P E N D I C E S

APENDICE A

TABLAS EMPLEADAS PARA LA DETERMINACION DE LAS
PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA Y EL COEFICIENTE DE
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE ALGUNOS METALES

TABLA A 1

PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA

(LIQUIDO SATURADO)

$^{\circ}\text{C}$	Γ Kg/m^3	μ $\text{Kg}/\text{m}\cdot\text{s}$	k $\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$	Pr
0	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25
4.44	999.8	1.55	0.575	11.35
10	999.2	1.31	0.585	9.40
15.56	998.6	1.12	0.595	7.88
21.11	997.4	9.8×10^{-3}	0.604	6.78
26.67	995.8	8.6	0.614	5.85
32.22	994.9	7.65	0.623	5.12
37.78	993.0	6.82	0.630	4.53
43.33	990.6	6.16	0.637	4.04
48.89	988.8	5.62	0.644	3.64
54.44	985.7	5.13	0.649	3.30
60	983.3	4.71	0.654	3.01
65.55	980.3	4.3	0.659	2.73
71.11	977.3	4.01	0.665	2.53
76.67	973.7	3.72	0.668	2.33
82.22	970.2	3.47	0.673	2.16
87.22	966.7	3.27	0.675	2.03
93.33	963.2	3.06	0.678	1.90
104.4	955.1	2.67	0.684	1.66

TOMADO DE J.P.HOLMAN, "HEAT TRANSFER", MCGRAW-HILL BOOK COMPANY, NEW YORK, 1963.

TABLA A2

COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE ALGUNOS
METALES

metales	CONDUCTIVIDAD TERMICA k W/m°C	
	20 C	100 C
ALUMINIO: AL-Mg-Si, 97%Al, 1%Mg, 1%Si, 1% Mn	177	190
ACERO: Cr-Ni, 15%Cr 10%NI	19	20

TOMADO DE J. P. HOLMAN, "HEAT TRANSFER", MCGRAW-HILL
BOOK COMPANY, NEW YORK, 1963.

DE SUPERFICIES COMPACTAS PLACA-ALTA

TABLA DE DATOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE FRICCION

APENDICE B

TABLA B1

SUPERFICIE COMPACTA PLACA-ALETA 6.2

Re	j	f
15.000		
12.000	0.00303	0.00708
10.000	0.00310	0.00735
8.000	0.00317	0.00768
6.000	0.00325	0.00807
5.000	0.00330	0.00838
4.000	0.00333	0.00875
3.000	0.00326	0.00923
2.500	0.00301	0.00958
2.000	0.00312	0.0103
1.500	0.00371	0.0127
1.200	0.00435	0.0152
1.000	0.00496	0.0176
800	0.00581	0.0211
600		

TOMADO DE W. M. KAYS AND LONDON : COMPACT HEAT EXCHANGER,
 Mc.GRAW - HILL BOOK COMPANY, NEW YORK, 1964.

TABLA B2

SUPERFICIE COMPACTA PLACA-ALETA 9.03

Re	j	f
15.000	0.00255	0.00708
12.000	0.00265	0.00740
10.000	0.00273	0.00763
8.000	0.00283	0.00799
6.000	0.00296	0.00842
5.000	0.00304	0.00870
4.000	0.00310	0.00903
3.000	0.00310	0.00980
2.500	0.00318	0.0106
2.000	0.00347	0.0122
1.500	0.00421	0.0152
1.200	0.00499	0.0182
1.000	0.00575	0.0214
800	0.00692	0.0262
600		

TOMADO DE W. M. KAYS AND LONDON : COMPACT HEAT EXCHANGER,
 Mc.GRAW - HILL BOOK COMPANY ,NEW YORK,1964.

BIBLIOGRAFIA

1. W. M. Kays and London : COMPACT HEAT EXCHANGER, Second Edition Mc. Graw Hill Book 1964.
2. Bk. Hodge: ANALYSIS AND DESIGN OF ENERGY SYSTEMS, Printice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1985.
3. S.Kakac, A Bergles, and F. Manyinger: HEAT EXCHANGER - THERMOHYDRAULIC FUNDAMENTALS AND DESIGN, Hemisphere Plublishg Corp, New York , 1985.
4. J. P. Holman: HEAT TRANSFER, Fifth Edition Mc. Graw Hill Book, New York , 1981.
5. E. K. Shad: DESIGN AND ANALYSIS OF HEAT EXCHANGER, 3^{erd} Brazilian Thermal Science Meeting, Itepema , December 1990.