

300618

15

27



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE QUIMICA  
INCORPORADA A LA U. N. A. M.

EVALUACION Y DISEÑO TERMICO POR  
COMPUTADORA PARA LOS CAMBIADORES  
DE CALOR TIPO PLACAS

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
**I N G E N I E R O Q U I M I C O**  
P R E S E N T A :  
**CLAUDIA ELIZABETH OROZCO GONZALEZ**

ASESOR: M. C. JOSE LUIS GONZALEZ DIAZ

MEXICO, D. F.

1995



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A mi padre,  
Dr. Manuel O. Orozco Martínez  
(q.e.p.d.)

Que gracias a que siempre  
me acompañan tu ejemplo,  
educación y cariño,  
he podido lograr esta meta.

**A mi madre,  
Divino ser,  
cuyo amor,  
ternura,  
comprensión  
y apoyo,  
nunca me faltan.**

**A mi esposo Juan Salvador,  
A ti, que me has acompañado  
desde el inicio de mi carrera,  
A ti, que me has motivado  
siempre a seguir adelante,  
A ti, que eres mi mejor amigo  
y compañero de mi vida,  
A ti, que compartes conmigo ,  
nuestro más grande tesoro,  
nuestro hijo Juan Manuel  
A ti ..... porque TE QUIERO !**

## INDICE

<b>I. INTRODUCCION</b> .....	pag. 1
1.1. Historia	pag. 2
1.2 Aspectos Generales	pag. 6
1.3 Geometría de las Placas	pag. 11
1.4 Tipo de Placas Comerciales	pag. 17
<b>II. METODOLOGIA DE CALCULO</b> .....	pag. 20
2.1 Cálculo de Coeficiente Individual de Transferencia de Calor	pag. 21
2.2 Cálculo de la Caída de Presión	pag. 23
2.3 Diseño de CCP en forma de Sardina Triángular	pag. 24
2.4 Diseño de CCP en forma de Lavadero	pag. 27
<b>III. PROGRAMA PARA COMPUTADORA PC</b> .....	pag. 30
3.1 Diagrama de Flujo	pag. 31
3.2 Metodología de cálculo	pag. 32
3.3 Ejemplos	pag. 35
<b>IV. CONCLUSIONES</b> .....	pag. 41
4.1 Ventajas y Desventajas de los CCP	pag. 42
4.2 Conclusiones de esta tesis	pag. 47
<b>V. BIBLIOGRAFIA</b> .....	pag. 49

## I. INTRODUCCION:

### 1.1 HISTORIA

### 1.2 ASPECTOS GENERALES

### 1.3 CARACTERISTICAS GEOMETRICAS

### 1.4 TIPO DE PLACAS COMERCIALES

## 1.1 HISTORIA:

LA CONTINUA BÚSQUEDA DE UN CAMBIADOR DE CALOR MÁS EFICIENTE QUE SE AJUSTE A LAS NECESIDADES TANTO DE PROCESO COMO DE COSTO, HA CONDUCIDO AL DESARROLLO DE DIFERENTES TIPOS DE EQUIPO DE INTERCAMBIO TÉRMICO, SIENDO EL CAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS UNO DE LOS MÁS RECIENTES.

ALINQUE FUE PRESENTADO ORIGINALMENTE PARA SATISFACER LAS NECESIDADES DE LA INDUSTRIA LECHERA, HA DEMOSTRADO QUE POSEE CARACTERÍSTICAS DE GRAN IMPORTANCIA PARA LA INDUSTRIA DE PROCESO EN GENERAL, ESPECIALMENTE EN APLICACIONES QUE REQUIEREN EL USO DE MATERIALES RESISTENTES A LA CORROSION O EN DONDE LA DISPONIBILIDAD DE ESPACIO ES MÍNIMA.

LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS ALINQUE POSIBLEMENTE SEAN DESCONOCIDOS PARA MUCHOS INGENIEROS DE PROCESO, TIENEN UNA HISTORIA DE POR LO MENOS 100 AÑOS. SU LITERATURA ES EXTENSA, PRINCIPALMENTE ENFOCADA EN SUS ASPECTOS TÉCNICOS; ENCONTRANDO TAMBIÉN INFORMACIÓN REFERENTE AL CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN Y DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA ESTOS EQUIPOS.

LA PRIMER IDEA ORIGINAL DE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS FUE PATENTADA A MEDIADOS DEL SIGLO PASADO EN ALEMANIA (1878), SIN EMBARGO, EL PRIMER DISEÑO COMERCIAL CON ÉXITO FUE INTRODUCIDO EN 1923 POR EL DR. RICHARD SELIGMAN (5), QUE CONSISTÍA DE UN EQUIPO CON PLACAS DE BRONCE DISPUESTAS EN UNA ESTRUCTURA SIMILAR AL DE UN FILTRO PRENSA.

A PRINCIPIOS DE LOS AÑOS 30's, SE INTRODUIERON ESTOS CAMBIADORES CON PLACAS DELGADAS DE ACERO INOXIDABLE PENSADAS, LAS CUALES CONSTITUYERON EL DISEÑO BÁSICO PARA ESTUDIOS POSTERIORES.

EN LOS AÑOS 40's SE INICIO LA PROMOCIÓN DE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS PARA SU USO EN LA INDUSTRIA QUÍMICA, SIENDO EN UN PRINCIPIO UNIDADES SIMILARES A LAS UTILIZADAS EN LA INDUSTRIA LECHERA; Y NO FUE HASTA LOS AÑOS 50's CUANDO SE DISEÑARON ESTOS CAMBIADORES ESPECIFICAMENTE PARA SUPLIR LAS NECESIDADES DE LA INDUSTRIA QUÍMICA.

EN LOS AÑOS 60's, TROUPE Y SUS COLABORADORES (31), SELIGMAN (29) Y DIMMET (29) ELABORARON UNA DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA HISTORIA Y DEL USO DE ESTE TIPO DE CAMBIADORES, AL IGUAL QUE WATSON (32) DESARROLLÓ UN ESTUDIO BASADO EN LA OBTENCIÓN EXPERIMENTAL DE LAS CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN PARA LOS CAMBIADORES CON PLACAS PLÁSTICAS LISAS Y PLACAS METÁLICAS CORRUGADAS.

EN 1965, SMITH & TROUPE (30) OBTUVIERON ALGUNOS DATOS QUE MUESTRAN LA VARIACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN CON RESPECTO A LA SEPARACIÓN ENTRE LAS PLACAS PARA UNA GEOMETRÍA DADA, MIENTRAS MASLOV (27) INVESTIGÓ LOS EFECTOS QUE SE PRESENTAN EN LA CAÍDA DE PRESIÓN CON RESPECTO AL ÁNGULO DE NERVADURA.

MUCHOS INVESTIGADORES REALIZARON ESTUDIOS DE COMO OBTENER ECUACIONES QUE PUDIERAN PREDECIR LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS EQUIPOS DE PLACAS; SUS RESULTADOS FUERON ECUACIONES SIMILARES A LA DE LA FORMA DE NUSSELT UTILIZADA EN LOS CAMBIADORES DE CALOR DEL TIPO CORAZA Y TUBOS; COMO EJEMPLO, MENCIONAREMOS A BOHM (9), QUIEN REALIZÓ UNA INVESTIGACIÓN PARA LA DETERMINACIÓN DE UNA CORRELACIÓN EN DONDE INTERVIENE UN PARÁMETRO DIMENSIONAL QUE REPRESENTA LA GEOMETRÍA DEL CANAL, SIN EMBARGO, CONCLUYÓ QUE LA GEOMETRÍA TIENE MAYOR EFECTO EN LA CAÍDA DE PRESIÓN QUE EN EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

EN 1968, BARANOVSKII (8) PRESENTA UN ESTUDIO EN DONDE OBTUVO CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN, SIN EMBARGO, SUS RESULTADOS ÚNICAMENTE FUERON ÚTILES PARA LOS CAMBIADORES DE PLACAS CON CARACTERÍSTICAS SIMILARES A LAS QUE ÉL TRABAJÓ, Y ÉSTAS DIFIEREN DE LAS ACTUALES.

LAS ECUACIONES MÁS COMPLETAS Y SIMILARES A LA DE LA FORMA DE NUSSELT Y EULER PARA LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS, FUERON LAS PRESENTADAS POR BARANOVSKII (8) Y KOVALENCO (25), YA QUE ES UNA COMBINACIÓN DEL DISEÑO TANTO TÉRMICO COMO HIDRÁULICO.

EN 1969, R. A. BUONOPANE Y TROUPE (11), INVESTIGARON EL EFECTO DE LA GEOMETRÍA INTERNA DE ESTOS EQUIPOS EN LA CAÍDA DE PRESIÓN DE LOS FLUIDOS, CON LO CUAL RESULTABAN SER EQUIPOS ÚNICOS EN SU ESPECIE.

EN ESE MISMO AÑO, R. A. BOLINAPANE & TROUPE (11) ELABORARON UN REPORTE EXPERIMENTAL CON 6 CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS OBTENIENDO ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE LA FORMA DE NUSSELT, ESTAS ECUACIONES SE ENCUENTRAN REPORTADAS EN BASE A DIFERENTES CONSTANTES QUE DEPENDEN DE LA FORMA Y TIPO DE PLACA.

EXISTE UN REPORTE ELABORADO POR EL FABRICANTE "APV" (4) DE LOS CAMBIADORES DE PLACAS, QUE HABLA DEL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PROPORCIONANDO UNA ECUACIÓN SIMILAR A LA REPORTADA POR R. A. BOLINAPANE & TROUPE (11) CON LA DIFERENCIA QUE LOS VALORES DE LAS CONSTANTES NO SE ENCUENTRA BIEN DEFINIDO, SINO QUE SE REPORTAN EN FORMA DE INTERVALO X-X'. ELABORÓ TAMBIÉN UN ESTUDIO REFERENTE A LAS DIFERENCIAS QUE EXISTEN ENTRE LOS CAMBIADORES DE CORAZA Y TUBOS Y LOS DE PLACAS, ASÍ COMO SUS APLICACIONES.

GANAPATI (23) REALIZÓ UNA METODOLOGÍA PARA LOS CAMBIADORES DE PLACAS DEL TIPO LAVADERO CON LO CUAL PODEMOS OBTENER TANTO EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO LA CAÍDA DE PRESIÓN, SIN EMBARGO ESTA METODOLOGÍA NO PUEDE SER APLICADA A TODOS LOS TIPOS DE PLACAS QUE EXISTEN EN EL MERCADO.

EN 1979, P. H. CROSS (17), REALIZÓ UN ESTUDIO DEL FOULING FACTOR, COMO AFECTA Y COMO SE PUEDE EVITAR EN LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS.

EN 1980, S. N. RAGY & J. CHARD (28), PRESENTARON UN ESTUDIO ACERCA DE LAS VENTAJAS Y ASPECTOS TÉCNICOS DE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS.

EL FABRICANTE "ALFA-LAVAL" (6) EMPEZÓ EN LOS AÑOS 30'S LA FABRICACIÓN DE ESTE TIPO DE CAMBIADORES, DESDE ENTONCES Y GRACIAS A SUS GRANDES INNOVACIONES SE HA CONVERTIDO EN EL LÍDER EN EL CAMPO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR. ENTRE ESTAS INNOVACIONES ENCONTRAMOS LA UTILIZACIÓN DE PLACAS DE TITANIO RESISTENTES A LA CORROSIÓN CON TAN SÓLO UN ESPESOR DE 0.6 MM, LAS CUALES HAN REVOLUCIONADO EN EL PROBLEMA DE COMO UTILIZAR AGUA CONTAMINADA EN PROPÓSITOS DE ENFRIAMIENTO.

EN ADICIÓN A LAS PROPIEDADES NO CORROSIVAS DE ESTAS PLACAS DE TITANIO, SE MINIMIZAN LAS CANTIDADES DE METAL REQUERIDO PARA SU FABRICACION Y POR LO TANTO SUS COSTOS DE MANUFACTURA.

ALFA-LAVAL (3) ELABORÓ UN REPORTE DE LOS DIFERENTES SERVICIOS DE PROCESO (DIFERENTES APLICACIONES) RECOMENDABLES PARA ESTE TIPO DE CAMBIADORES, Y EN LA ACTUALIDAD SE ENCUENTRAN TRABAJANDO EN ESTUDIOS RELACIONADOS A LA CORROSIÓN Y EROSIÓN DE LOS DIFERENTES METALES QUE PUEDEN SER UTILIZADOS PARA LA FABRICACIÓN DE ESTE TIPO DE CAMBIADORES; TODO ESTO CON LA FINALIDAD DE PODER LOGRAR NUEVAS FORMAS DE MEJORAR LA ECONOMÍA TÉRMICA (6).

## 1.2 ASPECTOS GENERALES.

EL HECHO DE QUE PARA LA MAYORÍA DE LOS SERVICIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EL PASAJE EN FORMA RECTÁNGULAR SEA MÁS EFECTIVO QUE EL TUBULAR, HACE QUE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS SEAN UNA DE LAS PRINCIPALES ALTERNATIVAS DEL DISEÑADOR EN LUGAR DEL CONVENCIONAL DE TUBO Y CORAZA. (6)

LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS POR SU DISEÑO COMPACTO, SU ALTA EFICIENCIA TÉRMICA Y SU FACILIDAD PARA MANEJAR PEQUEÑAS DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS, TODO ESTO A UNA BAJA INVERSIÓN Y BAJO COSTOS DE OPERACIÓN, SON IDEALES PARA EL USO EN LAS INDUSTRIAS EN DONDE LOS OTROS TIPOS DE CAMBIADORES SE VEAN LIMITADOS. (6). POSEEN CARACTERÍSTICAS ÚNICAS DE GRAN IMPORTANCIA PARA LA INDUSTRIA DE PROCESO EN GENERAL (6), LA LISTA DE APLICACIONES, INDUSTRIAS Y MATERIALES QUE PUEDEN MANEJARSE ADECUADAMENTE CON LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS ES MUY GRANDE, PERO PUEDE DECIRSE EN GENERAL QUE CUANDO SE REQUIEREN ALTAS EFICIENCIAS Y/O DONDE LA CORROSIÓN ES UN PROBLEMA (13), PUEDEN USARSE Y SE USAN ESTE TIPO DE CAMBIADORES, SUJETOS POR SUPUESTO A LAS LIMITACIONES DE PRESIÓN Y TEMPERATURAS IMPLISTAS POR SUS CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCIÓN (19), TAL ES EL CASO DE LA INDUSTRIA PETROLERA EN LA QUE SE HA LIMITADO EL USO DE ESTOS CAMBIADORES, PERO AÚN ASÍ, HAN LOGRADO SUSTITUIR A OTROS TIPOS DE CAMBIADORES EN SERVICIOS COMO ENFRIAMIENTO CENTRAL EN PLATAFORMAS MARINAS. (19)

AÚN CUANDO SU DISEÑO BÁSICO SE MANTUVO INALTERADO, CONTINUAMENTE SE FUERON MEJORANDO EN SU OPERACIÓN PARA MANEJAR PRESIONES DE 103 A 2,068 KPa.

DEBIDO A SU CONSTRUCCIÓN, LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS SON MUY APROPIADOS PARA EL CALENTAMIENTO, ENFRIAMIENTO, RECUPERACIÓN DE CALOR Y CONDENSACIÓN (6), SON MUCHAS LAS INDUSTRIAS EN LAS CUALES LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS HAN ENCONTRADO APLICACIONES EXITOSAS, ENTRE ELLAS SE ENCUENTRAN LAS SIGUIENTES: INDUSTRIA LECHERA, ALIMENTARIA, QUÍMICA, PAPELERA, FARMACÉUTICA, TÉXIL, MINERA Y PETROQUÍMICA. (19)

LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS TIENEN APLICACIÓN EN LA INDUSTRIA ALIMENTARIA EN LOS PROCESOS DE PASTEURIZACIÓN Y

ESTERILIZACIÓN, PUDIÉNDOSE EN ESTE CASO TENER VARIOS SERVICIOS EN UN SOLO EQUIPO, ALCANZÁNDOSE UNA GRAN RECUPERACIÓN DE CALOR. (19)

BÁSICAMENTE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS CONSISTEN DE PLACAS METÁLICAS RECTÁNGULARES LAS CUALES TIENE CORRUGACIONES, ESTAS CORRUGACIONES EN LAS PLACAS PROVOCAN GRAN TURBULENCIA, AÚN EN VALORES DE NÚMEROS DE REYNOLDS BAJOS RESULTAN COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE 2 A 4 VECES MAYOR A LOS CAMBIADORES DE CORAZA Y TUBO. (14)

LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS SE ADAPTAN FACILMENTE A UNA GRAN VARIEDAD DE APLICACIONES (13), SUS CARACTERÍSTICAS SON TALES QUE LOS HACEN PARTICULARMENTE ADECUADOS PARA SERVICIOS LÍQUIDO/LÍQUIDO EN FLUJO TURBULENTO (UN FLUIDO SUFICIENTEMENTE VISCOZO PARA PRODUCIR FLUJO LAMINAR EN OTRO TIPO DE CAMBIADOR, BIEN PODRÍA ESTAR EN FLUJO TURBULENTO EN UN CAMBIADOR DE CALOR TIPO PLACAS), Y ES PRINCIPALMENTE ÉSTE EL TIPO DE APLICACIONES QUE SE MANEJAN EN LA INDUSTRIA. (19)

LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS PUEDEN SER USADOS EN SERVICIOS QUE NO INVOLVICREN FLUJO TURBULENTO DE LÍQUIDOS, POR EJEMPLO, PUEDEN USARSE PARA SERVICIOS EN FLUJO LAMINAR, PARA LA EVAPORACIÓN DE FLUIDOS, EN EL ENFRIAMIENTO DE GASES O PARA APLICACIONES DE CONDENSACIÓN EN DONDE LA CAÍDA DE PRESIÓN NO SEA UN FACTOR LIMITANTE. (19)

PARA CIERTAS APLICACIONES, ALGUNOS MODELOS DE PLACAS PUEDEN OPERAR A 260 °C Y 41 - 138 KPA Y CUANDO SE TIENEN ARREGLOS SENCILLOS LOS LÍQUIDOS CON FLUJOS DE HASTA 2,081,750 LT/HR PUEDEN PROVOCAR BAJAS CAÍDAS DE PRESIÓN. (13)

DIVERSAS INVESTIGACIONES CON PLACAS ACANALADAS DE PLÁSTICO INDICAN QUE LA GEOMETRÍA DE LA CORRUGACIÓN GOBIERNA LA CAIDA DE PRESIÓN EN ESTOS EQUIPOS.

DURANTE SU OPERACIÓN, UN FACTOR INVALUABLE ES EL HECHO DE PODER TENER GRAN CONTROL EN LA PRECISIÓN DE LA TEMPERATURA. (13) CUANDO SE TIENEN ARREGLOS DE FLUJOS A CONTRA-CORRIENTE PURO LOS FACTORES REQUERIDOS PARA LA CORRECCION A LA LMTD SON CERCANOS A LA UNIDAD. (5)

PARA CLARIFICAR LOS ARREGLOS EN LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS EN COMPARACION CON LOS ARREGLOS EN LOS CAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBO, PODEMOS DECIR QUE, EL NUMERO DE PASOS QUE SE TIENE POR EL LADO DE LOS TUBOS EN UNA UNIDAD TUBULAR PUEDE SER COMPARADA POR EL NUMERO DE PASOS EN LOS CAMBIADORES DE PLACAS, SIN EMBARGO, LA COMPARACION DEL NUMERO DE PASOS POR EL LADO DE LA CORAZA ES MÁS DIFÍCIL, ESTO SE DEBE A QUE EL NUMERO DE PASOS QUE SE PUEDEN TENER PARA AMBOS FLUIDOS EN UN CAMBIADOR DE PLACAS SON IGUALES CON  $LN + - 1$ . (5)

EN LOS CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS, ESTAS PLACAS SON FABRICADAS A BASE DE MATERIALES RESISTENTES A LA CORROSIÓN GENERALMENTE SON DE ACERO INOXIDABLE, TITANIO, HASTELLOY C, INCOLOY 825, NICKEL 200, MONEL 400, ALUMINIO, ALEACIÓN COBRE-NÍQUEL, TANTALIO, ETC (5). EL ESPESOR DE LA PLACA VARÍA DESDE 0.381 A 1.016 MM (14). TODAS LAS PLACAS ESTAN FABRICADAS CON CORRUGACIONES Y DEPENDIENDO DEL TIPO DE CORRUGACIÓN SE PUEDE TENER UNA MEJOR ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR. (5)

LAS PLACAS SE ENCUENTRAN DISPONIBLES CON ÁREAS DE TRANSFERENCIA DESDE 0.026 M<sup>2</sup> A 13 M<sup>2</sup> Y HASTA 37.2, LA UNIDAD MAYOR DE TRANSFERENCIA ES DE 520 M<sup>2</sup>. (5)

UNA LIMITANTE BÁSICA EN ESTOS CAMBIADORES ES QUE LOS MATERIALES DE SUS EMPAQUES NO SOPORTAN ALTAS PRESIONES Y TEMPERATURAS, POR LO TANTO NO PUEDEN SER UTILIZADOS CON FLUIDOS CON ALTAS CONDICIONES DE PROCESO. TEMPERATURA MÁXIMA 204 °C Y PRESIONES POR ARRIBA DE 2,068 KPA. (14)

LOS EMPAQUES QUE MÁS COMÚNMENTE SON UTILIZADOS EN ESTE TIPO DE CAMBIADORES SON FABRICADOS A BASE DE ELASTÓMEROS (HULES SINTÉTICOS) Y ASBESTOS, LOS CUALES CUENTAN CON UNA GRAN RESISTENCIA QUÍMICA. Y A ALTAS TEMPERATURAS, TENIENDO ADENAS EXCELENTE PROPIEDADES DE SELLADO. EN LA TABLA No.1 PODRÁN OBSERVAR LOS DIFERENTES TIPOS DE EMPAQUES QUE SON UTILIZADOS DE ACUERDO A LA TEMPERATURA MÁXIMA DE OPERACION Y EL FLUIDO A MANEJAR. (5)

POR ÚLTIMO, LA BOQUILLA DE ENTRADA AL CAMBIADOR SE ENCUENTRA DIMENSIONADA DE ACUERDO AL FLUJO QUE SE ESTA MANEJANDO CONSIDERANDO TENER UNA VELOCIDAD MAX. DE 4.3 M/SEG. (5). VER GRAFICA No. 1

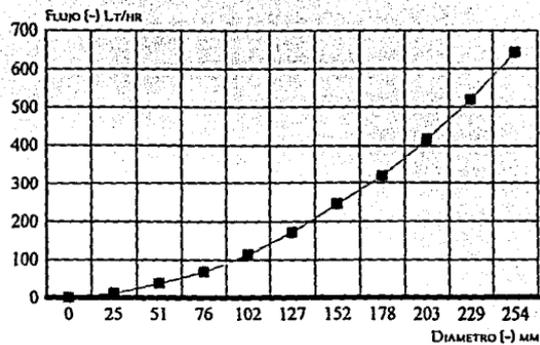
## TABLA No. 1

### TIPOS DE EMPAQUES (MATERIALES, TEMPERATURA MÁXIMA DE OPERACIÓN, APLICACIONES)

MATERIAL DEL EMPAQUE	TEMP. MAX. °F / °C	APLICACIONES
PARACRIL	275 / 135	Resistente a materia- les "fatty"
E.P.D.M.	300 / 150	Resistente a altas temperaturas en diversos medios químicos
PARATHERM	300 / 150	Aldehidos, cetonas y algunos ésteres
PARADUR	350 / 177	Acetes minerales, animales, vegeta- les y combustibles
PARACAF	500 / 260	Solventes orgánicos

REF. THE APV PARAFLOWS, EN ' THE PARAFLOW AND  
ITS PRINCIPLE', 1978. U.S.A. PAG. 5

GRAFICA No. 1  
DIMENSIONAMIENTO DE BOQUILLA DE ENTRADA



REF. APV PARAFLOWS. EN 'THE PARAFLOW AND ITS PRINCIPLE'. 1978. U.S.A.  
PAG. 4.

### 1.3 GEOMETRIA DE LAS PLACAS.

LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS CONSISTEN DE UN PAQUETE DE PLACAS METÁLICAS CORRUGADAS Y COMPRIMIDAS (3). SU DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN ES SINGULARMENTE SENCILLO. BASICAMENTE ESTÁN FORMADOS DE DOS CABEZALES, UNO FIJO Y OTRO MÓVIL, ENTRE LOS CUALES SE ENCUENTRAN EMPALMADAS Y SELLADAS EN SU PERIFERIA UNA SERIE DE PLACAS METÁLICAS PENSADAS. (3). VER FIGURA No. 1

ESTAS PLACAS JUNTO CON EL CABEZAL MÓVIL SE ENCUENTRAN SOPORTADAS MEDIANTE UNA BARRA SUPERIOR Y ALINEADAS MEDIANTE UNA BARRA INFERIOR. AMBAS BARRAS ESTÁN SUJETAS A UNA COLUMNA PROPIA DE ESTE TIPO DE CAMBIADORES. (3).

LAS BOQUILLAS O CONEXIONES A LAS TUBERÍAS DE PROCESO POR DONDE LOS FLUIDOS SON INTRODUCIDOS AL CAMBIADOR, SE ENCUENTRAN LOCALIZADAS EN EL CABEZAL FIJO. (3).

LAS PLACAS ESTÁN PROVISTAS DE 4 ORIFICIOS, UNO EN CADA ESQUINA DE LA PLACA. VER FIG. NO. 2 Y 3. ESTOS ORIFICIOS FUNCIONAN COMO ENTRADAS Y SALIDAS DE LOS FLUIDOS ENTRE LOS QUE SE LLEVARÁ A CABO LA TRANSFERENCIA DE CALOR. (3, 13).

CADA UNO DE LOS ORIFICIOS EN LAS PLACAS, ESTÁN RODEADOS DE EMPAQUES, GRACIAS A LOS CUALES, ADEMÁS DE SELLAR Y EVITAR LA MEZCLA DE LOS FLUIDOS, AYUDAN A DIRECCIONAR A LOS FLUIDOS A FLUIR ALTERNADAMENTE POR LOS ESTRECHOS PASAJES ENTRE LAS PLACAS. VER FIG. NO. 4 Y 5. DEPENDIENDO DE COMO SE LOCALICEN LOS EMPAQUES, SE PUEDEN TENER FLUJOS EN PARALELO O EN CONTRACORRIENTE (23). EL ESPACIO ENTRE LOS EMPAQUES SE ENCUENTRA VENTEAADO HACIA LA ATMÓSFERA, DE TAL FORMA QUE EN EL RARO CASO DE DERRAME O FLUGA DE ALGUNO DE LOS FLUIDOS A PRESIÓN, SE PUEDE DETECTAR VISUALMENTE (13).

LOS LÍQUIDOS FLUIEN EN DELGADAS CORRIENTES A TRAVÉS DE LOS PEQUEÑOS ESPACIOS ENTRE LAS PLACAS CORRUGADAS, LOGRANDO TENER UNA

GRAN TURBULENCIA EN LOS FLUIDOS Y UNA GRAN AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR. ALINADO A ESTO, SI LA DIRECCIÓN DE LOS FLUIDOS ES EN CONTRACORRIENTE, LA TRANSFERENCIA DE CALOS SERÁ MÁS RÁPIDA Y EFICIENTE.

ALGUNOS MODELOS DE CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS PUEDEN SER UTILIZADOS EN MÁS DE UN SERVICIO. LOS DIFERENTES SERVICIOS DE CALENTAMIENTO O ENFRIAMIENTO SON SEPARADOS MEDIANTE CABEZALES INTERMEDIOS CONOCIDOS COMO PLACAS CONECTORAS, VER FIG. 6. (4, 3, 13)

LAS PLACAS METÁLICAS TIENEN DIFERENTES GEOMETRÍAS EN SUS CORRUGACIONES, EL CALCULO DE LOS COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRESIÓN, SE BASA EN EL TIPO CORRUGACIÓN (3).

ENTRE LAS GEOMETRÍAS MÁS COMÚNES ENCONTRAMOS :

1. SARDINETA TRIÁNGULAR
2. SARDINETA SEMICILÍNDRICA
3. TRAPEZOIDAL TRANSVERSAL
4. SEMICILÍNDRICA DIAGONAL
5. TRANSVERSAL TRIÁNGULAR
6. TRANSVERSAL TRIÁNGULAR CORRUGADA
7. LAVADERO

CUANDO LA PLACA A UTILIZAR ES DEL TIPO SARDINETA TRIÁNGULAR, LAS PODEMOS ENCONTRAR EN EL MERCADO, CON DIFERENTES ÁNGULOS DE NERVADURA DESDE  $65^{\circ}$  HASTA  $30^{\circ}$

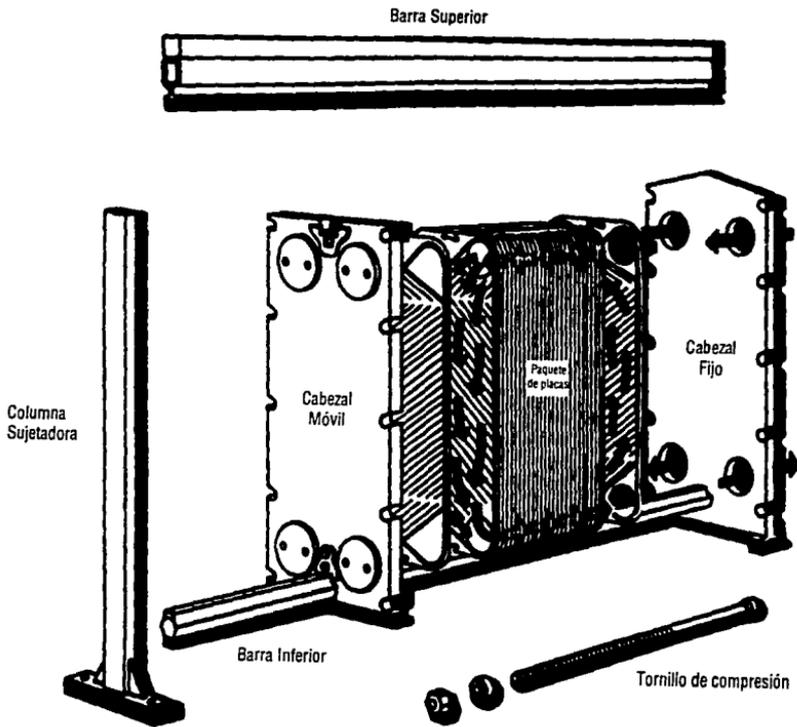


FIGURA No. 1

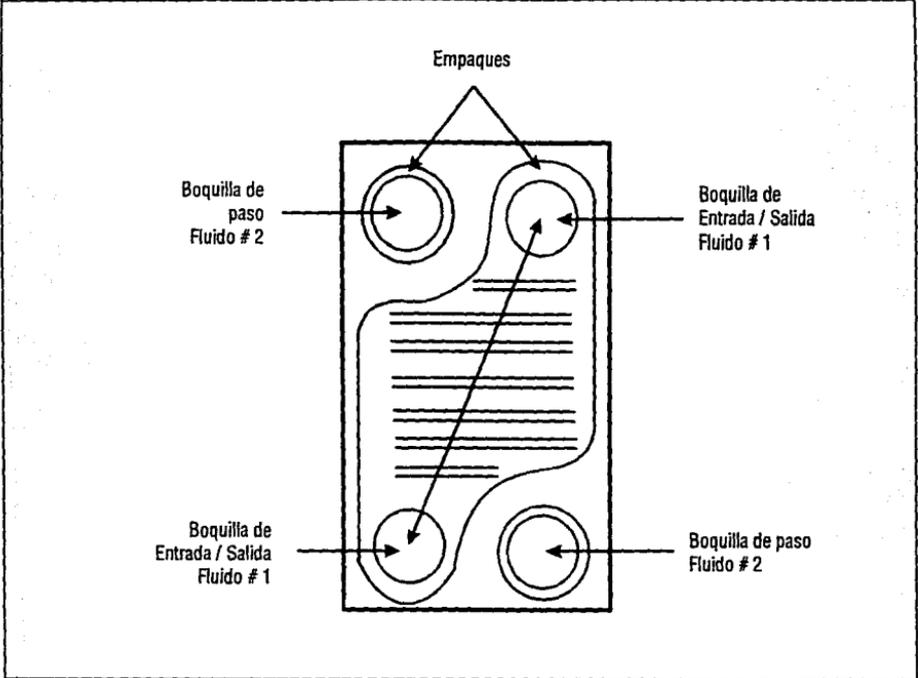


FIGURA No. 2

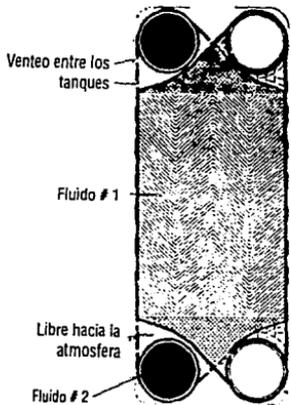


FIGURA No. 3

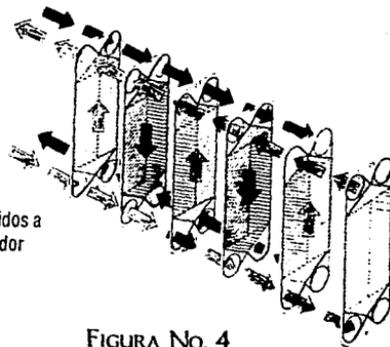


FIGURA No. 4



FIGURA No. 5.

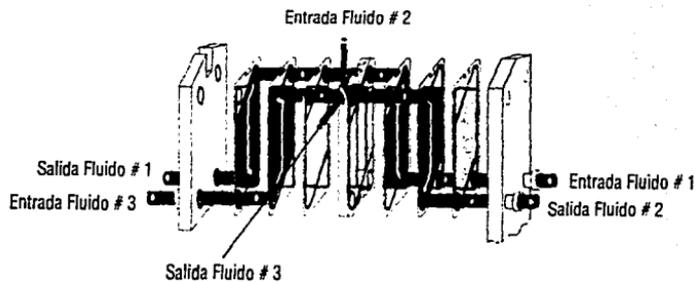


FIGURA No. 6.

#### 1.4 TIPO DE PLACAS COMERCIALES.

LOS FABRICANTES MÁS COMUNES DE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS SON:

- \* APV
- \* ALFA - LAVAL

EN ESTA TESIS SE PRESENTAN LOS DIFERENTES CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS FABRICADOS POR APV.

LA COMPAÑÍA APV PRODUCE MÁS DE 29 TIPOS DIFERENTES DE PLACAS, LAS CUALES DIFIEREN PRINCIPALMENTE POR LAS SIGUIENTES CARACTERÍSTICAS:

- \* AREA/PLACA
- \* DIMENSIONES DEL EQUIPO (LARGO X ANCHO)
- \* PRESIÓN MÁXIMA DE OPERACIÓN (KPA)
- \* NÚMERO DE PLACAS MÁXIMO PARA CADA EQUIPO.

ESTAS PLACAS HAN SIDO DISEÑADAS PARA TRABAJAR EN LA MÁS VARIADO RANGO DE TEMPERATURAS Y PRESIONES DE OPERACIÓN, ASI COMO TRABAJAR EN LAS CONDICIONES MAS SEVERAS DE OPERACIÓN. LOS CAMBIADORES DE CALOR FABRICADOS POR APV NO SON LIMITADOS A LAS CARACTERÍSTICAS ANTERIORES, SINO QUE CUENTAN CON COMPONENTES STANDARD QUE PUEDEN ADAPTARSE A LAS CONDICIONES DESEADAS.

EN LA TABLA No. 2, SE MUESTRAN LAS CARACTERÍSTICAS DE LAS PLACAS COMERCIALES APV.

## TABLA No. 2

CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE CCP COMERCIALES \* APV\*

TIPO	AREA/PLACA (M <sup>2</sup> )	DIMEN. PLACA (LARGO X ANCHO)	PRESION MAX. (KPA)	CONEXIONES (MM)	No. MAXIMO DE PLACAS
Junior	258 cm <sup>2</sup>	576 X 94 mm	1,379	19	---
SR15	0.086	570 X 210 mm	1,034	38	150
SR16	0.086	570 X 210 mm	1,034	38	50
WHXC-4	0.168	838 X 228 mm	414	51	41
WHXL-4	0.168	838 X 228 mm	414	51	109
WHXU-4	0.168	838 X 228 mm	414	51	114
WHXC-6	0.168	838 X 228 mm	621	51	41
WHXL-6	0.168	838 X 228 mm	621	51	109
WHXU-6	0.168	838 X 228 mm	621	51	114
HXC-6	0.168	838 X 228 mm	689	51	53
HXL-6	0.168	838 X 228 mm	689	51	139
HXU-6	0.168	838 X 228 mm	689	51	149
HXC-8	0.168	838 X 228 mm	689	51	59
HXU-8	0.168	838 X 228 mm	1,241	51	102

REF. APV PARAFLOWS. EN 'PLATE HEAT EXCHANGER FOR CHEMICAL AND INDUSTRIAL DUTIES'. 1978. U.S.A. PAG. 18-21.

## TABLA No. 2 (CONTINUACIÓN)

### CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE CCP COMERCIALES \* APV\*

T I P O	AREA/PLACA (M <sup>2</sup> )	DIMEN PLACA (LARGO X ANCHO)	PRESION MAX. (KPA)	CONEXIONES (MM)	Nº. MAXIMO DE PLACAS
HMB	0.340	1114 X 318 mm	689	64	187
SR3	0.340	1152 X 392 mm	1,551	75	414
R40	0.380	1150 X 445 mm	1,379	102	409
R55	0.520	1556 X 416 mm	2,068	102	362
R56	0.520	1556 X 416 mm	931	102	350
R57	0.520	1556 X 416 mm	1,379	102	366
R66	0.690	1476 X 712 mm	689	200	427
R86	0.740	1736 X 545 mm	1,034	150	400
SR95	0.810	1745 X 645 mm	931	200	300
R106	1.078	1984 X 712 mm	689	200	427
R145	1.300	2122 X 849 mm	1,034	255	470
R235	2.200	2739 X 1107 mm	827	400	727

REF. APV PARAFLOWS. EN PLATE HEAT EXCHANGER FOR CHEMICAL AND INDUSTRIAL DUTIES. 1978. U.S.A. PAG. 18-21.

## II. METODOLOGIA DE CALCULO:

- 2.1 COEFICIENTE DE  
TRANSFERENCIA  
DE CALOR.
- 2.2 CAIDA DE PRESION
- 2.3 DISEÑO DE CCP  
TIPO SARDINETA  
TRIANGULAR
- 2.4 DISEÑO DE CCP  
TIPO LAVADERO

## 2.1 CÁLCULO DE COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

EL DISEÑO Y LA EVALUACIÓN DE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS SE BASA EN LAS CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES INDIVIDUALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

EL CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES INDIVIDUALES DE TRANSFERENCIA DEPENDE DEL TIPO DE PLACA A UTILIZAR Y EL TIPO DE FLUJO (SEA LAMINAR O TURBULENTO).

LOS TIPOS DE PLACAS PUEDEN SER :

- 1) SARDINETA TRIANGULAR
- 2) SARDINETA SEMICILÍNDRICA
- 3) TRAPEZOIDAL TRANSVERSAL
- 4) SEMICILÍNDRICA DIAGONAL
- 5) TRANSVERSAL TRIANGULAR
- 6) TRANSVERSAL TRIANGULAR CORRUGADA
- 7) LAVADERO

LA CORRELACIÓN GENERAL QUE SE UTILIZA PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA PARA FLUJO TURBULENTO ( $Re > 400$ ) ES:

$$h_i = A \frac{k}{De} Re^B Pr^C \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^D$$

SIENDO:

$h_i$  - COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (-) BTU/HR FT<sup>2</sup> °F

$k$  - CONDUCTIVIDAD TERMICA (-) BTU / HR FT °F

$De$  - DIAMETRO EQUIVALENTE (-) FT

$Pr$  - NUMERO DE PRANDLT (-) ADIMENSIONAL

$\mu$  - VISCOSIDAD A TEMP. FLUIDO (-) CP

$\mu_w$  - VISCOSIDAD A TEMP. PARED (-) CP

A, B, C, D, - CONSTANTES QUE DEPENDEN DEL TIPO DE PLACA

TIPO DE PLACA	A	B	C	D
1)	4322	.62	.4	1
2)	1437	.79	.4	1
3)	2536	.65	.4	1
4)	3116	.59	.4	1
5)	1333	.73	.4	1
6)	2213	.65	.4	1
7)	1446	.67	.4	1

LA CORRELACIÓN GENERAL QUE SE UTILIZA PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA PARA FLUJO LAMINAR ( $Re < 400$ ) ES:

$$h_i = 0.742 C_p W Re^{0.62} Pr^{-0.667}$$

SIENDO:

$h_i$  - COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (-) BTU/HR. FT<sup>2</sup> °F

$C_p$  - CALOR ESPECÍFICO DEL FLUIDO (-) BTU/LB °F

$W$  - MASA VELOCIDAD (-) LB / FT<sup>2</sup> HR

$Re$  - NUMERO DE REYNOLDS (-) ADIMENSIONAL

$Pr$  - NUMERO DE PRANDLT (-) ADIMENSIONAL

## 2.2 CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION.

LA CORRELACION GENERAL UTILIZADA PARA EL CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION (NO DEPENDE DEL TIPO Y FORMA DE LA PLACA NI TAMPOCO SI ESE TRATA DE FLUJO LAMINAR O TURBULENTO) ES LA SIGUIENTE:

$$\Delta P = \frac{2 f (Gc)^2 L_{eff} N_p \left[ \frac{\mu}{T_{co}} \right]^{-0.17}}{144 \rho D_e 4.17 \times 10^8}$$

SIENDO:

$\Delta P$  - CAIDA DE PRESION (-) PSI

$f$  - FACTOR DE FRICCIÓN (-) ADIMENSIONAL

$$f = \frac{34}{Re} + 0.8$$

$Re$  - NUMERO DE REYNOLDS (-) ADIMENSIONAL

$Gc$  - MASA VELOCIDAD (-) LB/HR FT<sup>2</sup>

$L_{eff}$  - LARGO DE LA PLACA (-) FT

$N_p$  - NÚMERO DE PASOS (-) ADIMENSIONAL

$\mu$  - VISCOSIDAD A TEMP. FLUIDO (-) CP

$\mu_w$  - VISCOSIDAD A TEMP. PARED (-) CP

$\rho$  - DENSIDAD DEL FLUIDO (-) LB / FT<sup>3</sup>

$D_e$  - DIAMETRO EQUIVALENTE (-) FT

### 2.3 DISEÑO DE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS DE FORMA DE SARDINETA TRIANGULAR.

CUANDO EL TIPO DE PLACA A UTILIZAR ES DE LA FORMA DE SARDINETA TRIANGULAR, EXISTE UNA CORRELACIÓN OPCIONAL PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA, ESTA CORRELACIÓN SE BASA EN EL VALOR DEL NÚMERO ADIMENSIONAL  $J_{nu}$  EL CUAL DEPENDE DEL ANGLULO DE NERVADURA QUE FORMA LA GEOMETRIA DE LA PLACA; LOS ANGLULOS PUEDEN SER DE :

1.- 65°	5.- 45°
2.- 60°	6.- 40°
3.- 55°	7.- 35°
4.- 50°	8.- 30°

DEPENDIENDO DEL ANGLULO DE NERVADURA DE LA PLACA Y EL VALOR DEL NUMERO DE REYNOLDS, SE OBTIENE EL VALOR DE  $J_{nu}$  DE LA GRAFICA No.2.

POR LO TANTO,

$$h_i = J_{nu} \frac{k}{De} Pr^{.333} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{.17}$$

SIENDO:

$h_i$  - COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (-) BTU/HR FT<sup>2</sup> °F

$k$  - CONDUCTIVIDAD TERMICA (-) BTU / HR FT °F

$De$  - DIAMETRO EQUIVALENTE (-) FT

$Pr$  - NUMERO DE PRANDLT (-) ADIMENSIONAL

$\mu$  - VISCOSIDAD A TEMP. FLUIDO (-) CP

$\mu_w$  - VISCOSIDAD A TEMP. PARED (-) CP

AL IGUAL QUE EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR, EL CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN, SE BASA EN UN NÚMERO ADIMENSIONAL  $F_c$  EL CUAL SE CALCULA EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS Y EL ÁNGULO DE NERVADURA DE PLACA.

LA CORRELACIÓN UTILIZADA PARA EL CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN, ES LA MISMA QUE LA GENERAL MENCIONADA EN EL CAPÍTULO 2.2, SOLO QUE SE SUSTITUYE EL FACTOR DE FRICCIÓN  $F$  POR EL VALOR DE  $F_c$ , EL CUAL SE OBTIENE DE LA GRÁFICA No.2.

POR LO TANTO, LA CORRELACIÓN UTILIZADA PARA LA CAÍDA DE PRESIÓN ES LA SIGUIENTE:

$$\Delta P = \frac{2 F_c (G_c)^2 L_{eff} N_p \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{-0.17}}{144 \rho D_e 4.17 \times 10^8}$$

SIENDO:

$\Delta P$  - CAÍDA DE PRESIÓN (-) PSI

$F_c$  - FACTOR DE FRICCIÓN (-) ADIMENSIONAL

$G_c$  - MASA VELOCIDAD (-) LB/HR FT<sup>2</sup>

$L_{eff}$  - LARGO DE LA PLACA (-) FT

$N_p$  - NÚMERO DE PASOS (-) ADIMENSIONAL

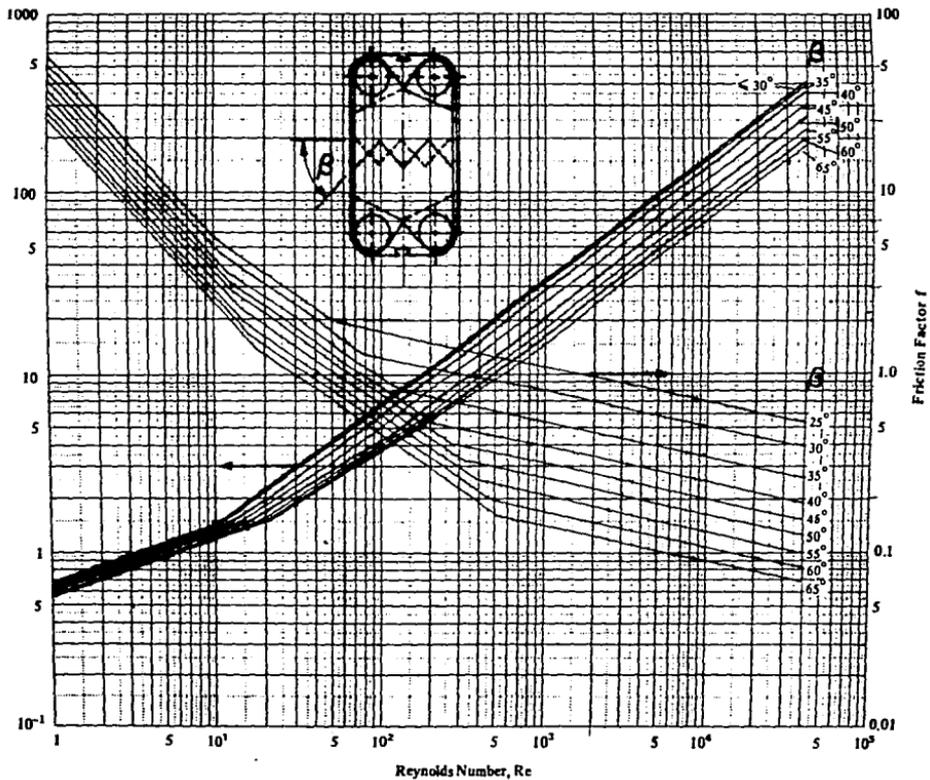
$\mu$  - VISCOSIDAD A TEMP. FLUIDO (-) CP

$\mu_w$  - VISCOSIDAD A TEMP. PARED (-) CP

$\rho$  - DENSIDAD DEL FLUIDO (-) LB / FT<sup>3</sup>

$D_e$  - DIÁMETRO EQUIVALENTE (-) FT

$$f_{NUU} = Nu / \left[ P_r^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \right]$$



## 2.4 DISEÑO DE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS DE FORMA DE LAVADERO.

CUANDO EL TIPO DE PLACA A UTILIZAR ES DE LA FORMA DE LAVADERO, EXISTE UNA CORRELACIÓN OPCIONAL PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA, ESTA CORRELACIÓN SE BASA EN EL VALOR DEL NÚMERO ADIMENSIONAL  $J_h$  EL CUAL DEPENDE DEL NÚMERO DE REYNOLDS Y DEL FABRICANTE DEL EQUIPO (ALFA-LAVAL Ó APV);

POR LO TANTO,

$$h_i = J_h G C_p Pr^{-0.666}$$

SIENDO:

$h_i$  - COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (-) BTU/HR FT<sup>2</sup> °F

$Pr$  - NÚMERO DE PRANDLT (-) ADIMENSIONAL

$G$  - MASA VELOCIDAD (-) LB / FT<sup>2</sup> HR

$C_p$  - CAPACIDAD CALORÍFICA (-) BTU / LB °F

Y ....

$$J_h = a Re^b$$

$Re$  - NÚMERO DE REYNOLDS (-) ADIMENSIONAL

$a, b$  - CONSTANTES QUE DEPENDE DEL TIPO DE FABRICANTE Y DEL NÚMERO DE REYNOLDS :

FABRICANTE	$Re$	$a$	$b$
APV	< 70	1.416	-0.77
	> 1,000	0.178	-0.24
ALFA-LAVAL	< 150	0.421	-0.50
	> 300	0.378	-0.39

COMO PODRÁN OBSERVAR, EN ESTA CORRELACION SE TIENE UNA LIMITANTE QUE ES EL VALOR DEL NUMERO DE REYNOLDS, EN LOS CASOS EN DONDE SE UTILICE UNA PLACA FABRICADA POR APV Y EL VALOR DEL NUMERO DE REYNOLDS SE ENCUENTRE ENTRE 70 Y 1,000, O CUANDO LA PLACA SEA FABRICADA POR ALFA-LAVAL CON UN VALOR DEL NUMERO DE REYNOLDS ENTRE 150 Y 300, ESTA CORRELACION NO PODRÁN SER UTILIZADA Y SE TENDRA QUE RECURRIR A LA CORRELACION GENERAL MENCIONADA EN EL CAPITULO 2.1.

EL CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN TAMBIÉN ESTÁ EN FUNCIÓN DEL TIPO DE FABRICANTE Y NUMERO DE REYNOLDS, LA CORRELACION UTILIZADA ES:

$$\Delta P = 8.7 \times 10^{-4} J_f \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^y \frac{L}{De} \rho V^2$$

SIENDO:

$\Delta P$  - CAIDA DE PRESION (-) PSI

$L$  - LARGO DE LA PLACA (-) FT

$De$  - DIAMETRO EQUIVALENTE (-) FT

$\mu$  - VISCOSIDAD A TEMP. FLUIDO (-) CP

$\mu_w$  - VISCOSIDAD A TEMP. PARED (-) CP

$\rho$  - DENSIDAD DEL FLUIDO (-) LB / FT<sup>3</sup>

$V$  - VELOCIDAD DEL FLUIDO (-) FT / SEG

Y ....

$$J_f = a^n Re^{b^n}$$

Re - NUMERO DE REYNOLDS (-) ADIMENSIONAL

a<sup>n</sup>, b<sup>n</sup> - CONSTANTES QUE DEPENDEN DEL TIPO DE FABRICANTE  
Y DEL NUMERO DE REYNOLDS :

FABRICANTE	Re	a <sup>n</sup>	b <sup>n</sup>	y
APV	< 120	55.8	-1.0	0.25
	> 500	0.628	-0.136	0.14
ALFA-LAVAL	< 200	175	-0.8	0.25
	> 200	1.26	-0.31	0.14

EN EL CASO EN QUE LA PLACA A UTILIZAR SEA DEL FABRICANTE 'APV' Y EL NUMERO DE REYNOLDS SEA ENTRE 120 Y 500, NO PODRA SER UTILIZADA ESTA CORRELACION Y EN SU LUGAR SE TENDRA QUE RECURRIR A LA CORRELACION MENCIONADA EN EL CAPITULO 2.2.

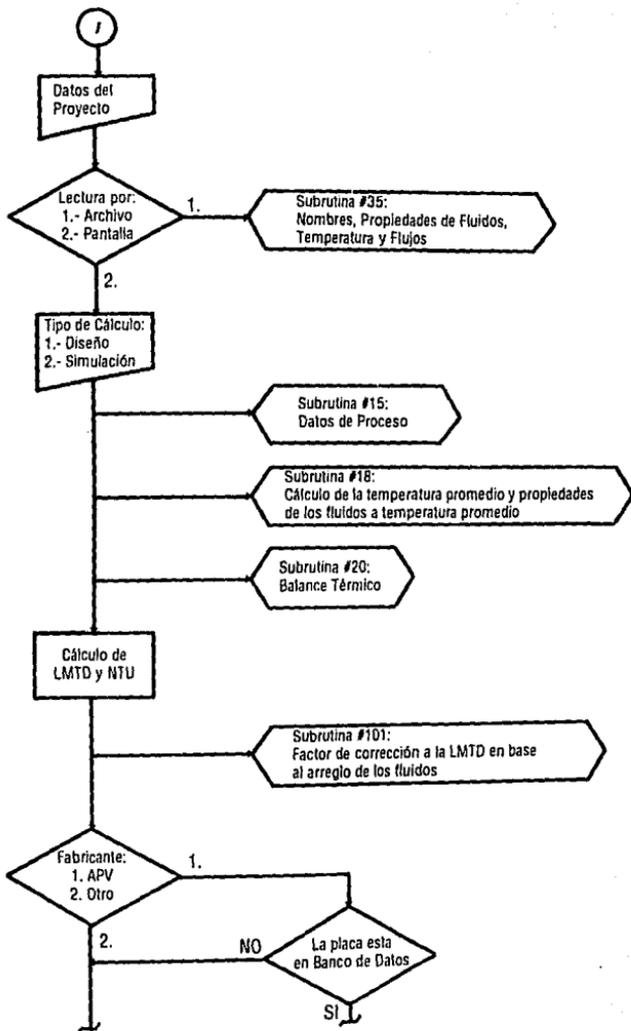
### III. PROGRAMA PARA COMPUTADORA PC:

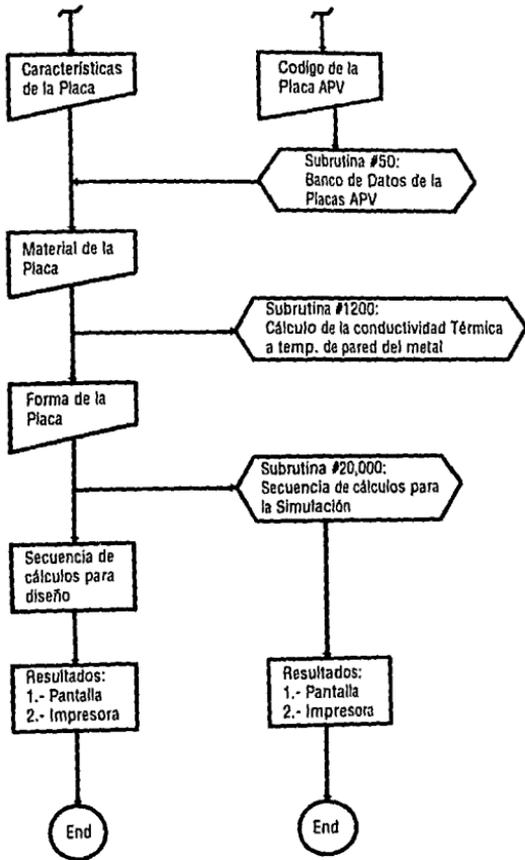
3.1 DIAGRAMA DE  
FLUJO.

3.2 METODOLOGIA DE  
CALCULO

3.3 EJEMPLOS

### 3.1 DIAGRAMA DE FLUJO





### 3.2 METODOLOGIA DE CALCULO:

A CONTINUACIÓN SE MUESTRA LA METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS, QUE SE UTILIZA PARA SU DISEÑO TÉRMICO:

1.- LECTURA DE DATOS DE PROCESO: FLUJOS, TEMPERATURAS DE ENTRADA Y SALIDA Y PRESIÓN PARA AMBOS FLUIDOS.

2.- CÁLCULO DEL BALANCE TÉRMICO.

3.- CÁLCULO DE TEMPERATURA PROMEDIO.

4.- CÁLCULO DE PROPIEDADES FÍSICAS DE AMBOS FLUIDOS A SU TEMPERATURA PROMEDIO.

5.- CÁLCULO DE LA LMTD.

6.- SUPONIENDO UN ARREGLO DE 1 PASO PARA AMBOS FLUIDOS:  
CÁLCULO DE LA CORRECCIÓN A LA LMTD. ( $F_c = 0.95$ )

7.- SUPONER UN COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA.

8.- CÁLCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA ESTIMADA.

9.- SELECCIONAR UN TIPO DE PLACA.

10.- ESTIMAR EL NÚMERO REQUERIDO DE PLACAS.

11.- ARREGLO DE PASOS PARA AMBOS FLUIDOS.

12.- CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE LOS FLUIDOS.

13.- COMPARAR SI LA VELOCIDAD CALCULADA ES MAYOR A LA VELOCIDAD MÍNIMA:

NO: PROPONER OTRO ARREGLO DE LOS FLUIDOS. (PUNTO 11)

SI: PASAR AL SIG. PUNTO.

14.- CÁLCULO DE LA CAIDA DE PRESIÓN.

15.- COMPARAR SI LA CAÍDA DE PRESIÓN ES MENOR A LA CAÍDA DE PRESIÓN PERMISIBLE:

NO: PROPONER OTRA GEOMETRÍA. (PUNTO II)

SI: PASAR AL SIG. PUNTO.

16.- CÁLCULO DEL COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA PARA CADA UNA DE LAS CORRIENTES.

17.- CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA.

A) LIMPIO

B) SUCIO

18.- CÁLCULO DEL NÚMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA.

A) NTU REQUERIDO

B) NTU DISPONIBLE

19.- CÁLCULO DEL NÚMERO DE PASOS. COMPARAR SI ES IGUAL AL NÚMERO SUPUESTO:

NO: REGRESAR AL PUNTO II

SI: PASAR EL SIG. PUNTO.

20.- CÁLCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA. COMPARA CON EL AREA SUPUESTA:

A) ES IGUAL ?

NO: PASAR AL INCISO B.

SI: PASAR AL SIG. PUNTO.

B) ES MENOR ?

NO: PASAR AL INCISO C.

SI: TOMAR ESTE VALOR, PASAR AL PTO. II.

C) ES MAYOR EN 5% ?

NO: PASAR LA SIG. PUNTO.

SI: PASAR AL PUNTO II.

21.- IMPRIMIR RESULTADOS.

### 3.3 EJEMPLOS:

E-9. DISEÑAR UN CAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PARA ENFRIAR 30,000 LB/HR DE AGUA DE 250 °F A 150 °F UTILIZANDO 75,000 LB/HR DE AGUA A 60 °F. UTILIZAR UN FACTOR DE ENSUCIAMIENTO DE 0.001 PARA AMBOS FLUIDOS. EL CAMBIADOR DE CALOR SE FABRICARÁ A BASE DE PLACAS TIPO LAVADERO, EL MATERIAL SERÁ ACERO AL CARBÓN Y SU CONDUCTIVIDAD TÉRMICA ES DE 9 BTU/HR FT<sup>2</sup> °F.

CARACTERÍSTICAS DE LA PLACA:

AREA POR PLACA : 3 FT<sup>2</sup>  
LARGO X ANCHO : 48 x 27 IN  
NO. PLACAS MÁXIMAS : 90  
PRESIÓN MÁXIMA : 150 PSI

S-7. DISEÑAR UN CAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PARA CALENTAR 5,682.9 LB/HR DE AGUA DE 77 °F A 89.6 °F UTILIZANDO 3,978 LB/HR DE AGUA A 96.8 °F. UTILIZAR UN FACTOR DE ENSUCIAMIENTO DE 0.0002 PARA AMBOS FLUIDOS. EL CAMBIADOR DE CALOR SE FABRICARÁ A BASE DE PLACAS TIPO SARDINETA TRIANGULAR, EL MATERIAL SERÁ ACERO INOXIDABLE. EL FABRICANTE ES APV Y TIPO DE PLACA ES SR15.

\*\*\*\* CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

PLANTA : TERMOELECTRICA  
 UBICACION : TULA HIDALGO  
 NUMERO DE UNIDADES : 1

PROYECTO : POLYMAR  
 FECHA : 08-10-1996  
 CALCULO : CCG

\*\*\*\* DATOS DEL CAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

SERVICIO DE LA UNIDAD : INTERCAMBIADOR  
 FABRICANTE DE PLACA : \* APV \* TIPO DE PLACA : 121.0576  
 AREA DE TRANSFERENCIA DE LA UNIDAD : (ft<sup>2</sup>)  
 ARREGLO DEL CAMBIADOR : 1 - S - 1 - p

AGUA CALIENTE - AGUA FRIA  
 NOT (ft<sup>2</sup>)

CLAVE : E-9

PROGRAMA PARA: DISECO

\*\*\*\* DATOS DE PROCESO \*\*\*\*

FLUJO TOTAL	(lb/h)	LADO CALIENTE		LADO FRIO	
		ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA	(deg F)	250	150	60	100
VISCOSIDAD	(cp)	.74	.74	2.07	2.07
DENSIDAD	(lb/ft <sup>3</sup> )	60	60	62.22	62.22
CALOR ESPECIFICO	(BTU/lb/F)	1	1	1	1
CONDUCTIVIDAD TERMICA	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	.4	.4	.35	.35
FACTOR ENSUCIAMIENTO	(h ft <sup>2</sup> F/BTU)	.001		.001	
CALDA PRESION DISP/CAL	(psig)	10	1,433,465	10	8,695,828
PRESION DE OPERACION	(psig)	150		150	
VELOCIDAD	(ft/s)	.4630642		1.116355	
COEF. INDIVIDUAL	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	667.2116		861.9232	
COEF. GLOBAL LIMPIO/SUCIO	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)		376.0853 / 214.6396		
CARGA TERMICA	(BTU/h)		3000000		
LMTD REAL/COMR.	(deg F)		117,4569 / 115,4567		
PORCIENTO DE SOBREDISEO			0 %		

\*\*\*\* DATOS GEOMETRICOS \*\*\*\*

NUMERO DE PLACAS : 40  
 AREA POR PLACA : 3 (ft<sup>2</sup>)  
 DIMENSIONES DE LA PLACA (LARGO\*ANCHO) : 1 \* 20 / 1 \* 20  
 ARREGLO DE PLACAS : 1 \* 20 / 1 \* 20

SEPARACION ENTRE PLACAS : .0787 (in)  
 FORMA DE LA PLACA : LAVADERO  
 48 (in) \* 27.44 (in)

NUMERO DE PLACAS MAX. : 90  
 MATERIAL DE LA PLACA : ACERO AL CARBON  
 PRESION MAX. : 150 (psig)  
 COND. TERMICA : 9 (BTU/h/ft<sup>2</sup>/F)

NUMERO	DIAMETRO	TIPO	RANGO
FLUIDO FRIO :		(in)	
FLUIDO CALIENTE :		(in)	
COMENTARIOS :	_____		
	_____		
	_____		

\*\*\*\* CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

PLANTA : TERMOELECTRICA  
 UBICACION : TULA HIDALGO  
 NUMERO DE UNIDADES :  
 PROYECTO : POLYMAR  
 FECHA : 08-10-1994  
 CALCULO : CCG

\*\*\*\* DATOS DEL CAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

SERVICIO DE LA UNIDAD : INTERCAMBIADOR  
 FABRICANTE DE PLACA : \* APV \* TIPO DE PLACA : 90.23402  
 AREA DE TRANSFERENCIA DE LA UNIDAD :  
 ARREGLO DEL CAMBIADOR : 1 - S \* 1 - p  
 AGUA CALIENTE - AGUA FRIA :  
 NOT (ft<sup>2</sup>)  
 CLAVE : E-9  
 PROGRAMA PARA : DISEÑO

\*\*\*\* DATOS DE PROCESO \*\*\*\*

FLUJO TOTAL	(lb/h)	LADO CALIENTE		LADO FRIO	
		ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA	(deg F)	250	150	60	100
VISCOSIDAD	(cp)	.74	.74	2.07	2.07
DENSIDAD	(lb/ft <sup>3</sup> )	60	60	62.22	62.22
CALOR ESPECIFICO	(BTU/lb/F)	1	1	1	1
CONDUCTIVIDAD TERMICA	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	.4	.4	.35	.35
FACTOR ENSUCIAMIENTO	(h ft <sup>2</sup> F/BTU)	.001		.001	
CAIDA PRESION DISYUNCA	(psig)	10 /	1.324992	10 /	8.108701
PRESION DE OPERACION	(psia)	150		150	
VELOCIDAD	(ft/s)	.6174188			
COEF. INDIVIDUAL	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	2442.571		1.488474	
COEF. GLOBAL LIMPIO/SUCIO	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	1324.386 /		319.9553	
CARGA TERMICA	(BTU/h)	3000000			
UNTD REAL/COND.	(deg F)	117.4569 /		115.4567	
PORCIENTO DE SOBREDISEÑO		11.11111 %			

\*\*\*\* DATOS GEOMETRICOS \*\*\*\*

NUMERO DE PLACAS : 30  
 AREA POR PLACA : 3 (ft<sup>2</sup>)  
 DIMENSIONES DE LA PLACA (LARGO\*ANCHO) : 48 (in) \* 27.44 (in)  
 ARREGLO DE PLACAS : 1 \* 15 / 1 \* 15  
 NUMERO DE PLACAS MAX. : 90  
 MATERIAL DE LA PLACA : ACERO AL CARBON  
 MATERIAL DEL EMPAQUE :  
 MATERIAL DE BOQUILLAS :  
 SEPARACION ENTRE PLACAS : .0787 (in)  
 FORMA DE LA PLACA : LAVADERO  
 PRESION MAX. : 150 (psig)  
 COND. TERMICA : 9 (BTU/h/ft<sup>2</sup>/F)

FLUIDO FRIO :	FLUIDO CALIENTE :	NUMERO	DIAMETRO	TIPO	RANGO

COMENTARIOS :

\*\*\*\* CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

PLANTA : TERMOELECTRICA  
 UBICACION : TULA HIDALGO  
 NUMERO DE UNIDADES :  
 PROYECTO : POLYMAR  
 FECHA : 08-10-1994  
 CALCULO : CCG

\*\*\*\* DATOS DEL CAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

SERVICIO DE LA UNIDAD : INTERCAMBIADOR  
 FABRICANTE DE PLACA : \* APV \* TIPO DE PLACA : B1  
 AREA DE TRANSFERENCIA DE LA UNIDAD : (ft<sup>2</sup>)  
 ARREGLO DEL CAMBIADOR : 1 - S - 1 - P  
 CLAVE : E-9  
 PROGRAMA PARA : SIMULACION

\*\*\*\* DATOS DE PROCESO \*\*\*\*

FLUJO TOTAL	(lb/h)	LADO CALIENTE AGUA CALIENTE 30000		LADO FRIO AGUA FRIA 75000	
		ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA	(deg F)	250	150	60	100
VISCOSIDAD	(cp)	.74	.74	2.07	2.07
DENSIDAD	(lb/ft <sup>3</sup> )	60	60	62.22	62.22
CALOR ESPECIFICO	(BTU/lb/F)	1	1	1	1
CONDUCTIVIDAD TERMICA	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	.4	.4	.35	.35
CAIDA ENSUCIAMIENTO	(h ft <sup>2</sup> F/BTU)	.001		.001	
CAIDA PRESION DIS/PAL	(psig)	10	1.73043	10	10.58753
PRESION DE OPERACION	(psia)	150		150	
VELOCIDAD	(ft/s)	.7124063			
COEF. INDIVIDUAL	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	2723.201		1.717469	3225.378
COEF. GLOBAL LIMPIO/SUCIO	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)		1476.546 / 328.1242		
CARGA TERMICA	(BTU/h)		3000000		
UNDO REAL/COBR.	(deg F)		117.4569 / 115.4567		
PORCIENTO DE SOBREDISSEO			2.287186 X		

\*\*\*\* DATOS GEOMETRICOS \*\*\*\*

NUMERO DE PLACAS : 27  
 AREA POR PLACA : 3 (ft<sup>2</sup>)  
 DIMENSIONES DE LA PLACA (LARGO\*ANCHO) : 1 \* 13 / 1 \* 13  
 ARREGLO DE PLACAS : 1 \* 13 / 1 \* 13  
 NUMERO DE PLACAS MAX. : 90  
 MATERIAL DE LA PLACA : ACERO AL CARBON  
 MATERIAL DEL ENDOQUE :  
 MATERIAL DE BOQUILLAS :  
 SEPARACION ENTRE PLACAS : .0787 (in)  
 FORMA DE LA PLACA : LAVADERO (in)  
 PRESION MAX. : 150 (psig)  
 COND. TERMICA : 9 (BTU/h/ft<sup>2</sup>/F)

FLUIDO FRIO :	NUMERO	DIAMETRO	TIPO	RANGO
FLUIDO CALIENTE :				

COMENTARIOS :  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_

\*\*\*\* BUFETE INDUSTRIAL DISEÑOS Y PROYECTOS S.A. \*\*\*\*  
 \*\*\*\* DEPARTAMENTO DE PROCESO \*\*\*\*

PLANTA : TERMOELECTRICA  
 UBICACION : TULA HIDALGO  
 NUMERO DE UNIDADES :  
 PROYECTO : POLYMAR  
 FECHA : 08-10-1994  
 CALCULO : CCG

\*\*\*\* CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

\*\*\*\* MENSAJES \*\*\*\*

LA CAIDA DE PRESION DEL FLUIDO FRIO ES MAYOR A LA PERMISIBLE

\*\*\*\* CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

PLANTA : CANGREJERA  
 UBICACION : TAMPICO TAMPS.  
 NUMERO DE UNIDADES :  
 PROYECTO :  
 FECHA :  
 CALCULO :  
 PEEX  
 08-10-1994  
 CCG

\*\*\*\* DATOS DEL CAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

SERVICIO DE LA UNIDAD : INTERCAMBIADOR  
 FABRICANTE DE PLACA : \* APV \* TIPO DE PLACA : 44.75165  
 AREA DE TRANSFERENCIA DE LA UNIDAD : SRA  
 ARREGLO DEL CAMBIADOR : 1 - S -- 1 - P (ft<sup>2</sup>)  
 AGUA CALIENTE - AGUA FRIA :  
 CLAVE : S-7  
 PROGRAMA PARA : DISEÑO

\*\*\*\* DATOS DE PROCESO \*\*\*\*

		LADO CALIENTE AGUA CALIENTE		LADO FRIO AGUA FRIA	
	(lb/h)	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
FLUJO TOTAL		3978		5482.9	
TEMPERATURA	(deg F)	96.8	78.8		
VISCOSIDAD	(cp)	.84	.84	77	89.6
DENSIDAD	(lb/ft <sup>3</sup> )	62.11	62.11	.86	.86
CALOR ESPECIFICO	(BTU/lb/F)	1	1	62.22	62.22
CONDUCTIVIDAD TERMICA	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	.356	.356	1	1
FACTOR EMSUCIAMIENTO	(h ft <sup>2</sup> F/BTU)	.0002	.0002	.35	.35
CAIDA PRESTION DISP/CAL	(psig)	10	.7171135	10	1.426822
PRESTION DE OPERACION	(psia)	15		15	
VELOCIDAD	(ft/s)	.3280211		.4677767	
COEF. INDIVIDUAL	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	1072.822		1317.928	
COEF. GLOBAL LIMPIO/SUCIO	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)		591.4053 / 478.2658		
CARGA TERMICA	(BTU/h)		71604		
LIMIO REAL/CORR.	(deg F)		3.095281 / 3.345484		
PORCIENTO DE SOBREDISEÑO			0 %		

\*\*\*\* DATOS GEOMETRICOS \*\*\*\*

NUMERO DE PLACAS : 49  
 AREA POR PLACA : .92 (ft<sup>2</sup>)  
 DIMENSIONES DE LA PLACA (LARGO\*ANCHO) : 2 \* 12 / 2 \* 12  
 ARREGLO DE PLACAS :  
 NUMERO DE PLACAS MAX. : 150  
 MATERIAL DE LA PLACA : ACERO INOX. (18%Cr, 8%Ni)  
 SEPARACION ENTRE PLACAS : .0787 (in)  
 FORMA DE LA PLACA : SARDINETA TRIANGULAR  
 PRESION MAX. : 150 (psig)  
 COND. TERMICA : 8.032064 (BTU/h/ft<sup>2</sup>/F)

MATERIAL DEL EMPAQUE :  
 MATERIAL DE BOQUILLAS :  
 FLUIDO FRIO :  
 FLUIDO CALIENTE :  
 COMENTARIOS :

\*\*\*\* CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

PLANTA : CANGREJERA  
 UBICACION : TAMPOCO TAMPS.  
 NUMERO DE UNIDADES :  
 PROYECTO :  
 FECHA : PEMEX 08-10-1994  
 CALCULO : COG

\*\*\*\* DATOS DEL CAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS \*\*\*\*

SERVICIO DE LA UNIDAD INTERCAMBIADOR AGUA CALIENTE - AGUA FRIA CLAVE : S-7  
 FABRICANTE DE PLACA : \* APV \* TIPO DE PLACA 87.5163  
 AREA DE TRANSFERENCIA DE LA UNIDAD (ft<sup>2</sup>)  
 ARREGLO DEL CAMBIADOR : 1 - S - 1 - p PROGRAMA PARA : DISECO

\*\*\*\* DATOS DE PROCESO \*\*\*\*

FLUJO TOTAL	(lb/h)	LADO CALIENTE		LADO FRIO	
		ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA	(deg F)	96.8	78.8	77	89.6
VISCOSIDAD	(cp)	.84	.84	.86	.86
DENSIDAD	(lb/ft <sup>3</sup> )	62.11	62.11	62.22	62.22
CALOR ESPECIFICO	(BTU/lb/F)	1	1	1	1
CONDUCTIVIDAD TERMICA	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	.356	.356	.35	.35
FACTOR ENSUCIAMIENTO	(h ft <sup>2</sup> F/BTU)	.0002		.0002	
CAIDA PRESION DISP/CAL	(psi)	10 /	5.175604	10 /	.5259771
PRESION DE OPERACION	(psi)	15		15	
VELOCIDAD	(ft/s)	.3280211		.4677767	
COEF. INDIVIDUAL	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)	450.5275		558.1989	
COEF. GLOBAL LIMPIO/SUCIO	(BTU/h/ft <sup>2</sup> /F)		249.3084 /	226.701	
CARGA TERMICA	(BTU/h)		71604		
LMTD REAL/CORR.	(deg F)		3.695281 /	3.609067	
PORCIENTO DE SOBREDISEO			0 %		

\*\*\*\* DATOS GEOMETRICOS \*\*\*\*

NUMERO DE PLACAS : 95 SEPARACION ENTRE PLACAS : .0787 (in)  
 AREA POR PLACA : .92 (ft<sup>2</sup>) FORMA DE LA PLACA SARDINETA TRIANGULAR  
 DIMENSIONES DE LA PLACA (LARGO\*ANCHO) : 22.44 (in) \* 8.270001 (in)  
 ARREGLO DE PLACAS : 4 \* 12 / 4 \* 12 PRESION MAX. : 150 (psi)  
 NUMERO DE PLACAS MAX. : 150 CARGA TERMICA : 8.032064 (BTU/h/ft<sup>2</sup>/F)  
 MATERIAL DE LA PLACA : ACERO INOX. (18Cr, 8Ni) COND. TERMICA : 0.032064 (BTU/h/ft<sup>2</sup>/F)

MATERIAL DEL ENPAQUE :  
 MATERIAL DE BODUILLAS :

FLUIDO FRIO :	NUMERO	DIAMETRO	TIPO	RANGO
FLUIDO CALIENTE :				

COMENTARIOS :

## IV. CONCLUSIONES:

4.1 VENTAJAS Y  
DESVENTAJAS  
DE LOS CCP

4.2 CONCLUSIONES  
DE ESTA TESIS

#### 4.1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS.

PARA PODER HACER UNA CORRECTA SELECCIÓN ENTRE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS (CCP) Y LOS CAMBIADORES DE CORAZA Y TUBOS (S&T) EXISTEN UNA SERIE DE GUÍAS O REGLAS QUE NOS PUEDEN AYUDAR:

**\* ALTOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR:**

PARA SERVICIOS LÍQUIDO / LÍQUIDO LOS CCP GENERALMENTE PROVEEN DE COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA MAYORES A LOS OBTENIDOS EN LOS S&T, Y EN LA MAYORÍA DE LOS CASOS NO SUPERAN LOS LÍMITES DE CAÍDAS DE PRESIÓN PERMISIBLES. COMO POR EJEMPLO, SI DESEAMOS ENFRIAR 864,000 LB/HR DE AGUA CON UNA TEMPERATURA INICIAL DE 107 °F HASTA 82.4 °F, UTILIZANDO AGUA DE MAR CON UNA TEMPERATURA DE 72 °F, ENCONTRAREMOS LOS SIGUIENTES RESULTADOS:

	S & T	PLACAS
TAMAÑO	3 CORAZAS EN SERIE, 2,238 TUBOS DE 20 FT DE LONG. 1 PASO POR CORAZA / 4 PASOS POR LOS TUBOS AREA - 12,100 FT <sup>2</sup>	313 PLACAS, ARREGLO - 3/3 AREA - 3,630 FT <sup>2</sup>
COEF. GLOBAL TRANSFERENCIA	270 BTU/FT <sup>2</sup> /°F	700 BTU/FT <sup>2</sup> /°F
MTD	7.72 °F	9.0 °F

**\* L M T D :**

EL FACTOR DE CORRECCIÓN A LA MEDIA LOGARÍTMICA DE LA DIFERENCIAS DE TEMPERATURA, USUALMENTE ES MAYOR EN EL CASO DE LOS CCP. CUANDO SE LOGRA UNA COMBINACIÓN ENTRE ALTOS COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y FLUJOS CON UN PASO A CONTRACORRIENTE LAS DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS SON APROVECHADAS AL MÁXIMO, Y EL FACTOR DE CORRECCIÓN A LA LMTD ES CERCANO A 1. CUANDO SE TRATA DE MULTIPASOS A CONTRACORRIENTE SE SIGUE LOGRANDO UNA ALTA RECUPERACIÓN DEL CALOR.

**\* CAÍDAS DE PRESIÓN :**

AÚN CUANDO EL FLUJO A TRAVÉS DE UN TUBO ES LA FORMA ÓPTIMA PARA EL TRANSPORTE DE FLUIDOS CON POCAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN, TAMBIÉN ES LA PEOR FORMA PARA UNA TRANSFERENCIA DE CALOR. CUANDO LOS FLUIDOS A MANEJAR SEAN VAPORES O GASES Y EN PROCESOS EN DONDE EXISTA CAMBIO DE FASE EN ALGUNO DE LOS FLUIDOS, LOS CCP NO SON ECONÓMICAMENTE RECOMENDABLES ADEMÁS DE PROVOCAR ALTAS CAÍDAS DE PRESIÓN. SIN EMBARGO COMO YA SE HA MENCIONADO, CUANDO DE TRÁTE DE SERVICIOS LÍQUIDO / LÍQUIDO, SE LOGRA TENER CON LOS CCP CAÍDAS DE PRESIÓN MENORES A LOS S&T, :

	FLUIDO A LB/HR	FLUIDO B LB/HR	TEMPERA. °F	CAÍDAS DE PRESIÓN			
				S & T		C C P	
				A	B	A	B
1)	AGUA 864,000		107/82	19		11	
		AGUA MAR 77,300	72/99		19		9
2)	GASOLINA 59,000		221/95	3		1	
		AGUA 20,000	79/95		5		5
3)	SOLVENTE 17,500		140/104	3		3	
		AGUA 194,000	79/95		5		4

**\* ESPACIO FÍSICO :**

LOS CCP SON EXTREMADAMENTE COMPACTOS. UN CCP PUEDE NECESITAR TAN SOLO UN ESPACIO IGUAL A 3M DE LARGO X 2M DE ANCHO X 1.5M DE ALTURA, Y SI SE LO COMPARA CON UN S&T, ESTE REQUERIRÁ DE UNA CORAZA DE 1.8M DE DIÁMETRO Y TUBOS DE 5M DE LARGO.

**\* CIMENTACIÓN :**

EL PESO NETO DE UN CCP DE 200 M<sup>2</sup> PUEDE SER ALREDEDOR DE 4 TONS, SI LA PRESIÓN DE DISEÑO ES DE 2.5 MPA EL PESO DEL EQUIPO LLENO DE AGUA PUEDE SUBIR A 4.8 TONS. UN S&T PESA AL MENOS 6 TONS. Y ESTANDO EN OPERACIÓN PUEDE LLEGAR HASTA 11 TONS. DEBIDO A LAS DIFERENCIAS EN PESO, UN CCP REQUERIRÁ DE UNA CIMENTACIÓN MÁS SENCILLA Y DE MÁS BAJO COSTO.

**\* DERRAMES O MEZCLA DE FLUÍDOS :**

DESDE UN PUNTO DE VISTA MECÁNICO, EL PASAJE ENTRE PLACAS NO ES EL ÓPTIMO, EL BUEN FUNCIONAMIENTO DE LOS CCP DEPENDE EN GRAN MEDIDA DE SUS EMPAQUES, LA MAYORÍA DE ESTOS EQUIPOS ESTÁN PROVISTOS DE EMPAQUES DOBLES Y EL ESPACIO ENTRE ELLOS ESTÁ ABIERTO A LA ATMÓSFERA, DE TAL SUERTE QUE SI SE ROMPE O FALLA ALGUNO DE LOS EMPAQUES, EL FLUIDO DERRAME Y SEA DETECTABLE FACILMENTE.

**\* MATERIALES DE FABRICACIÓN :**

PARA LA MAYORÍA DE LOS METALES, LA FABRICACIÓN DE UNA PLACA PUEDE RESULTAR MÁS BARATA QUE LA FABRICACIÓN DE UN TUBO, AMBOS CON EL MISMO ESPESOR. CUANDO LA CONSTRUCCIÓN DEL CAMBIADOR SEA A BASE DE ACERO AL CARBÓN Y NO SE ESTÉN MANEJANDO TEMPERATURAS MUY CERCANAS ENTRE LOS FLUÍDOS, EL S&T ES EL MÁS ECONÓMICO, ESTO SE DEBE A QUE RARA VEZ LOS CCP SON FABRICADOS EN ACERO AL CARBÓN. EL MATERIAL MÁS BARATO EN EL QUE GENERALMENTE SON CONSTRUÍDOS LOS CCP ES EL ACERO INOXIDABLE.

**\* FLEXIBILIDAD :**

Los CCP UNA VEZ INSTALADOS TIENEN LA FLEXIBILIDAD DE CAMBIAR DE TAMAÑO CON MUCHA FACILIDAD. ESTO ES DE GRAN VALOR CUANDO SE DESEA OPERAR INICIALMENTE EL EQUIPO CON MENOR CAPACIDAD. ASÍ MISMO, LOS CCP CUENTAN CON PLACAS DENOMINADAS DE INTERCONEXIÓN GRACIAS A LAS CUALES SE PERMITE UTILIZAR EL EQUIPO DANDO SERVICIO A VARIOS FLUIDOS A LA VEZ.

**\* FACTORES DE ENSUCIAMIENTO :**

PRUEBAS DEMUESTRAN QUE EN LOS CCP SE TIENE UN 20% MENOS DE PÉRDIDAS DE CALOR POR RAZONES DE FACTORES DE ENSUCIAMIENTO, ESTO SE DEBE PRINCIPALMENTE A QUE CON ESTOS EQUIPOS SE LOGRA:

- 1) BUENA DISTRIBUCIÓN DE LOS FLUIDOS.
- 2) GRAN TURBULENCIA
- 3) FACILIDAD DE LIMPIEZA

**\* MANTENIMIENTO :**

Los CCP SE PUEDEN ABRIR FACILMENTE PARA CUALQUIER INSPECCIÓN, LIMPIEZA MECÁNICA, REEMPLAZO DE PLACAS Y/O EMPAQUES O MODIFICACIONES A SU TAMAÑO.

**\* LIMITANTES :**

1) AREA :

Los CCP SE PUEDEN ENCONTRAR CON AREAS DE TRANSFERENCIAS HASTA DE 2,200 M<sup>2</sup> POR UNIDAD.

2) FLUJO :

Los DIAMETROS MÁXIMOS DE LAS BQUILLAS DE ENTRADA PARA ESTOS EQUIPOS SON DE 450 MM PERMITIENDO FLUJOS HASTA DE 1 M<sup>3</sup>/SEG.

3) PRESIÓN :

Los DIFERENTES EQUIPOS STANDARD DISPONIBLES PUEDEN MANEJAR PRESIONES MÁXIMAS DE DISEÑO DE 25 MPA. LAS PLACAS SE MANEJAN EN VARIOS ESPESORES DEPENDIENDO DE LA PRESIÓN DE OPERACIÓN.

#### 4) TEMPERATURA :

UNA GRAN LIMITANTE DE LOS CCP SON SUS EMPAQUES, AÚN CUANDO ESTOS SE FABRIQUEN A BASE DE FIBRAS DE ASBESTOS, CONTIENEN UN 6% DE HULE, POR LO QUE LA MÁXIMA TEMPERATURA RECOMENDABLE ES DE 500 °F. LA TEMPERATURA MÍNIMA ES DE -25 °C..

## 4.2 CONCLUSIONES DE ESTA TESIS.

EL DESARROLLO DE PROCEDIMIENTOS Y PROGRAMAS DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO Y/O SIMULACIÓN DE LOS EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR GENERALMENTE ESTA EN MANOS DE COMPAÑIAS EXTRANJERAS LAS CUALES PROPORCIONAN LA TECNOLOGÍA A UN COSTO ELEVADO. DURANTE LOS INICIOS DE ESTA TRABAJO (1989), NO SE TENÍA EN EL MERCADO UN PROGRAMA ACCESIBLE EN CUANTO A COSTO QUE PUDIERA DISEÑAR A LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS, DE AHI LA IDEA DE DESARROLLAR UNO.

EL MAYOR OBSTÁCULO ENCONTRADO PARA EL DESARROLLO DE ESTE TRABAJO, FUE EL HECHO DE QUE AÚN CUANDO LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS OFRECEN GRANDES VENTAJAS CONTRA LOS CAMBIADORES DE CORAZA Y TUBO, ÉSTOS SON EQUIPOS PRACTICAMENTE POCO UTILIZADOS EN LA INDUSTRIA, LO QUE TRAE CONSIGO DIFICULTAD PARA ENCONTRAR BIBLIOGRAFIA REFERENTE A SU DISEÑO, YA QUE LA MAYORÍA ES CONSIDERADA COMO CONFIDENCIAL POR LOS FABRICANTES DE ESTE TIPO DE EQUIPOS.

EL PROGRAMA POR COMPUTADORA PARA EL DISEÑO Y/O SIMULACIÓN DE LOS CAMBIADORES DE CALOR TIPO PLACAS PROPUESTO EN ESTA TESIS PUEDE EMPLEARSE PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE EQUIPOS QUE MANEJEN SERVICIOS LÍQUIDO - LÍQUIDO ÚNICAMENTE, DEBIDO A QUE ESTOS CAMBIADORES CON VAPORES, GASES O FLUIDOS CON CAMBIO DE FASE NO SON ECONOMICAMENTE COMPETITIVOS CONTRA LOS DE CORAZA Y TUBOS. EN EL FUTURO, PARA TRABAJOS POSTERIORES NO DEBE DEJARSE A UN LADO EL MANEJO DE FLUIDOS CON CAMBIO DE FASE, AÚN CUANDO LAS CONDICIONES EN EL MERCADO SEAN POCO ATRACTIVAS.

LAS ECUACIONES UTILIZADAS EN ESTE PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES INDIVIDUALES DE TRANSFERENCIA, ASÍ COMO, LA CAÍDA DE PRESIÓN, SON ECUACIONES QUE PROPORCIONAN RESULTADOS CONFIABLES CUANDO LAS PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS A MANEJAR SEAN SEMEJANTES AL AGUA. SE RECOMIENDA EL PERFECCIONAMIENTO DE ESTA METODOLOGÍA DE CÁLCULO CUANDO LA INFORMACIÓN BÁSICA DE DISEÑO SEA DIFUNDIDA MÁS AMPLIAMENTE EN EL MERCADO.

EL PROGRAMA PRESENTADO EN ESTA TESIS PUEDE CONSIDERARSE VALIDO Y CONFIABLE, SI SE TOMAN EN CONSIDERACIÓN LAS LIMITACIONES YA MENCIONADAS, SE OBTUVIERON DISEÑOS SATISFACTORIOS :

1.- CON UNA DESVIACIÓN PROMEDIO EN EL CÁLCULO DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA DEL ORDEN DEL 9% CON RESPECTO A LOS RESULTADOS EN LA LITERATURA.

2.- CON CAIDAS DE PRESIÓN MENORES A LAS PERMISIBLES.

3.- CON VELOCIDADES EN LOS FLUIDOS MAYORES A LA MÍNIMA PERMISIBLE (0.091 m/s), Y BUSCANDO SIEMPRE EL TRABAJAR CON FLUIDOS TURBULENTOS.

SI POR ALGUN MOTIVO ESTAS RESTRICCIONES NO SE CUMPLIERAN YA SEA PORQUE EL NÚMERO DE ITERACIONES ES MAYOR A 10 O PORQUE EL ARREGLO EN LOS FLUIDOS SLIPERA A 4/4, EL PROGRAMA MANDARÁ MENSAJES AL USUARIO INDICÁNDOLE EL PROBLEMA.

EVALIACION Y DISEÑO TERMICO POR  
COMPUTADORA PARA LOS CAMBIADORES  
DE CALOR TIPO PLACAS

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

## V. BIBLIOGRAFIA:

## 5.1 BIBLIOGRAFIA.

- (1) ALFA - LAVAL. EN ' HEAT EXCHANGER GUIDE ' . 1971. U.S.A.
- (2) ALFA - LAVAL. EN ' THE STORY OF THE NEW GENERATION OF HEAT EXCHANGERS ' . 1972. U.S.A.
- (3) ALFA - LAVAL. EN ' ALFA-LAVAL AND PLATE HEAT EXCHANGER ' : 1983. U.S.A.
- (4) APV PARAFLOWS. ' PLATE HEAT EXCHANGER FOR CHEMICAL AND INDUSTRIAL DUTIES ' . 1978. U.S.A.
- (5) APV PARAFLOWS. EN ' COMPARING PLATE AND TUBULAR EXCHANGERS ' . 1978. U.S.A. PAG. 9-11.
- (6) APV PARAFLOWS. EN ' PLATE HEAT EXCHANGERS IN SEA WATER COOLING SYSTEMS ' . 1978. U.S.A. PAG. 28-35.
- (7) APV COMPANY. EN ' HEAT TRANSFER HANDBOOK ' . 1978. U.S.A. 'ND. ED.
- (8) BARANOVSKII N. V., EN ' PLATE-TYPE HEAT EXCHANGER ' : 1968. U.R.R.S. PAG. 122-48.
- (9) BOHM J. EN ' THE THERMAL PERFORMANCE OF THE PLATE HEAT EXCHANGER ' . 1965. U.R.R.S. PAG. 358-62.
- (10) BOLINOPANE R. A., TROUPE R. A. & MORGAN J. C. EN ' CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS ' . 1963. VOL. 59, No. 7. PAG. 57-61.
- (11) BOLINOPANE R. A., TROUPE R. A. EN ' AIChE JOURNAL ' : 1969. U.S.A. VOL. 15. No. 4. PAG. 585-96.
- (12) CLARK D. F. EN ' PLATE HEAT EXCHANGERS DESIGN AND RECENT DEVELOPMENT ' . 1974. U.S.A.
- (13) COCKS A. M. EN ' PLATE HEAT EXCHANGER BY COMPUTER ' : 1969. U.S.A.

- (14) COOPER A. EN ' RECOVER MORE HEAT WITH PLATE HEAT EXCHANGERS ' 1974. U.S.A.
- (15) COOPER A., COCKS A. M. & HENTON A. C. EN ' IMPROVED WATER UTILIZATION WITH PLATE HEAT EXCHANGERS ' 1979. U.S.A.
- (16) CROSIER R. D., BOOTH J. R. & STEWARD J. E. EN ' CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS ' 1964. U.S.A. VOL. 60, NO. 8, PAG. 43-5.
- (17) CROSS P. H. EN ' CHEMICAL ENGINEERING ' 1969. U.S.A. PAG. 87-90.
- (18) DILIMMETT M. A. EN ' PLATE HEAT EXCHANGER IN FOOD INDUSTRIES ' 1964. U.S.A. PAG. 1604-12.
- (19) DUTT T. K., CHANDA B. C. EN ' CHEMICAL ENGINEERING ' 1971. U.S.A. VOL. 13. PAG. 41-5.
- (20) EDWARDS M. F., CHANGAL A. A. & PARROTT D. L. EN ' CHEMICAL ENGINEERING ' 1974. U.S.A. PAG. 286-8, 293.
- (21) EMERSON, W. H. EN ' THE THERMAL AND HYDRODYNAMIC PERFORMANCE OF A PLATE HEAT EXCHANGER ' 1967. U.S.A.
- (22) FLICK D. H. EN ' CHEMICAL AND PROCESS ENGINEERING ' 1964. U.S.A. PAG. 468-72.
- (23) GANAPATHY V. EN ' APPLIED HEAT TRANSFER ' 1982. U.S.A. PAG. 368-88.
- (24) JACKSON B. W. & TROUPE R. A. EN ' CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS ' 1966. U.S.A. VOL. 62, NO. 64, PAG. 185-90.
- (25) KOVALENCO L. M. EN ' HEAT TRANSFER CORRELATIONS ' 1968. U.R.R.S. PAG. 17.
- (26) MARRIOT J. EN ' CHEMICAL ENGINEERING ' 1971. U.S.A. PAG. 127-33.
- (27) MASLOV A. EN ' PLATE EXCHANGER ' 1968. U.R.R.S. PAG. 24.
- (28) RAJLI K. S. N., CHAND J. EN ' CHEMICAL ENGINEERING ' 1980. U.S.A. PAG. 133-44.

- (29) SELIGMAN R., DUMMET G.A. EN 'CHEMICAL INDUSTRY'. 1964. U.S.A. No. 38. PAG. 1602.
- (30) SMITH V. C., TROIPE R. A. EN 'AICHE JOURNAL'. 1965. U.S.A. VOL. II. PAG. 487.
- (31) TROIPE R.A.; MORGAN J.C., & PRIFTI J. EN 'CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS'. 1965. U.S.A. No. 56. PAG. 124.
- (32) WATSON E. L., MCKILLOP A. A. & DUNKLY W.L. EN 'CHEMICAL ENGINEERING'. 1960. U.S.A. No. 9. PAG. 733-40.