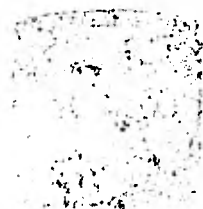


Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA



ALGORITMO DE LOS METODOS DE DISEÑO
PARA CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS
MEDIANTE UNA SECUENCIA HISTORICA



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS MANCOMUNADA

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
PRESENTAN

CARLOS MARTINEZ MALIBRAN
LUIS NESTOR MIRANDA RIVERA

MEXICO, D. F.

1982



Universidad Nacional
Autónoma de México



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 esta 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.

I N D I C E

1. INTRODUCCION.
 2. GENERALIDADES.
 - 2.1 Historia.
 - 2.2 Desarrollo.
 3. ESTRUCTURA GEOMETRICA.
 - 3.1 Descripción General.
 - 3.2 Placas.
 - 3.2.1 Corrugaciones.
 - 3.2.2 Tipos de Corrugaciones.
 - 3.2.3 Materiales de Construcción.
 - 3.3 Empaques.
 - 3.4 Estructura.
 - 3.5 Placas Conectoras.
 - 3.6 Arreglo de Flujo.
 - 3.7 Ensuciamiento.
 - 3.8 Criterios para Selección de Placas.
 4. VENTAJAS Y DESVENTAJAS.
 5. FUNDAMENTOS TEORICOS.
 6. METODOS DE DISEÑO.
 - 6.1 Método de Lawry.
 - 6.2 Método de Buonopane, Morgan y Troupe.
 - 6.3 Método de Jackson y Troupe.
 - 6.4 Método de Alfa Laval. (Marriott y Clark)
 - 6.5 Método Unificado.
 7. COMPARACIONES.
 8. CONCLUSIONES.
- BIBLIOGRAFIA.

1. I N T R O D U C C I O N .

El presente trabajo tiene como fin, mostrar descriptivamente el desarrollo histórico que han sufrido los métodos de diseño de cambiadores de calor de placas más importantes a través de los años, así como también las diferencias fundamentales entre ellos.

Consideramos importante exponer el desarrollo de los métodos de diseño, para observar así como han ido evolucionados los mismos, hasta llegar a métodos más precisos y confiables que se emplean hoy en día.

Así podemos observar como en los primeros diseños solo se consideran algunas variables de proceso y por lo mismo se tienen diseños simples tanto en su estructura como en la secuencia de cálculo, y a medida que transcurre el tiempo se estudia más minuciosamente todos los factores involucrados en el intercambio, lo que provoca que se tengan métodos de diseño que aseguran que el equipo creado es capaz de transferir el calor entre los fluidos, con un porcentaje de error pequeño en el diseño.

Se describen pues en este trabajo, los primeros diseños que aparecen a la "luz", pasando por los que han aportado algo importante, hasta llegar a métodos que engloban un gran número de variables para describir y diseñar mejores equipos de transferencia de calor en la industria, como son los de placas.

2. GENERALIDADES .

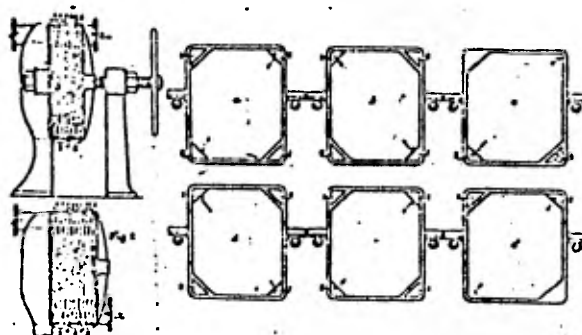
2.1 HISTORIA

El cambiador de calor de placas, aunque posiblemente sea aún una virtual incognita para muchos ingenieros de proceso, tiene por lo menos una historia de cien años.

La primera patente para un intercambiador de placas apareció el 5 de abril de 1890 y fue realizado por el alemán Drache.

Drache realizó el primer diseño, mediante una serie de placas en forma cuadrada de bronce, con un peso bastante considerable entremezcladas con placas de cobre, lo cual hacía que el peso del equipo fuera todavía mayor. Este equipo era muy similar a un filtro prensa, como se puede ver en la figura 1.

FIG. 1 Cambiador de Placas de Drache.



A partir de esta fecha, se trató de crear un intercambiador que tuviera la funcionalidad del anterior - pero mucho más ligero, y esto se logró en el año de 1923 cuando Seligman patentó un intercambiador formado en su estructura por placas de un material más resistente y - más ligero que el bronce.

Seligman, además de cambiar el material de las placas modificó la forma del cambiador, y la estructura creada por él, es la que se conoce hoy en día. (como se aprecia en la figura 2.)

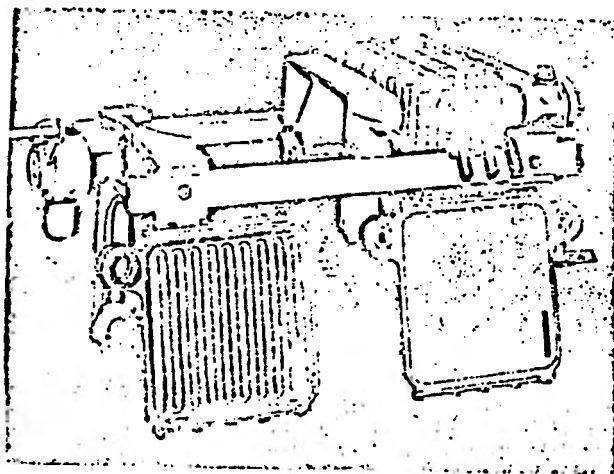


FIG. 2 Cambiador de Placas de Seligman.

Estos equipos trabajaban para condiciones de operación muy limitadas, por ejemplo, las presiones de operación eran bajas del orden de 2 bares y el flujo no mayor de 2,500 l/h, con temperaturas no mayores de 70 °C, estas limitantes, hacían que estos equipos estuvieran restringidos a ser usados en industrias tales como la alimentación y similares a ésta, además de que solo era posible usar fluidos líquidos para el intercambio.

No fué sino hasta 1940 y fines de los '50s, cuando se crean diversas opciones,, tanto en la forma estruc-

tural como de servicio y esto se debe principalmente a lo siguiente :

Los materiales empleados para la fabricación de placas eran muy diversos, siendo los más empleados el cobre-niquel, aleaciones de cobre, acero al carbón, aceros inoxidable y titanio principalmente, esta variedad para la fabricación de las placas originó que las condiciones de operación para los cambiadores de placas fueran más severas, y ahora era posible trabajar con presiones y temperaturas elevadas (p aprox. de 300 psig., T hasta de -- 300 °C y flujos cercanos a 2,500 m³/hr), además de existir la posibilidad de manejar cualquier tipo de fluido, sin importar si estos son solventes poderosos, ácidos y alcalis de gran concentración o bien cualquier tipo de fluido corrosivo.

Con estos antecedentes se logró que el campo de trabajo para los intercambiadores de placas fuera muy extenso, lo que condujo a que tuvieran gran aceptación en industrias tales como:

- | | |
|-------------------|-----------------|
| 1) la alimenticia | 5) química |
| 2) farmacéutica | 6) papelera |
| 3) lechera | 7) petroquímica |
| 4) minera | 8) textil |

2.2 DESARROLLO

Como habíamos visto anteriormente, Drache creó en 1890 un intercambiador de calor de placas con las siguientes características: El intercambiador creado por él, consistía en un equipo totalmente desmontable consistente en placas planas cuadradas a presión, espaciadas una de otra y selladas herméticamente mediante empaques, usualmente-- de caucho (como se muestra en la figura 1)

La forma estructural es la siguiente: se tienen en cada esquina de las placas, perforaciones de tal manera que al juntar todas las placas involucradas en el equipo se tiene una forma similar a una serie de tubos conectados con pasajes estrechos, sobre el cual, cuando ocurre el paso del fluido en la superficie de las fronteras de las placas, se presenta el intercambio de calor entre los fluidos.

El mecanismo de flujo es como el que hoy conocemos, en una parte del plato va un fluido y en el lado posterior del mismo va el otro fluido, separados solamente por el empaque.

Al paso del tiempo en 1923, Seligman crea un equipo el cual consistía en placas cuadradas moldeadas, las cuales dentro de la superficie, había endiduras en forma de zig-zag y separadas por hojas de metal achatadas en las esquinas, el paquete era sellado herméticamente por empaques de caucho como se muestra en la fig. 2.

Después de esta creación todas las placas de este tipo recibieron el nombre genérico de "placas acanaladas".

Estas placas tenían la finalidad de estimular el intercambio de calor, mediante uncierto grado de turbulencia creado por los acanalamientos en forma de zig-zag.

En 1932 Feldmeir propuso un equipo consistente en una serie de cámaras (fig. 3) formando el cambiador de - placas que hoy conocemos.

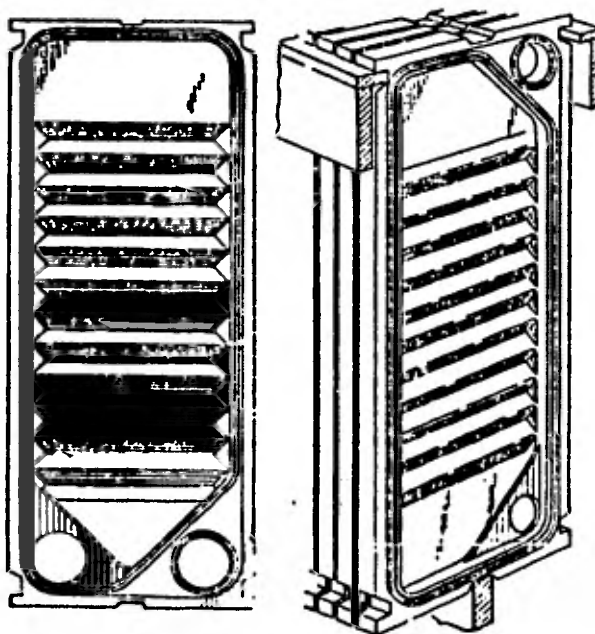


FIG. 3 Cambiador de Placas de Feldmeir.

Las cámaras eran rectangulares, elongadas en la - dirección del flujo y reducidas en una esquina de la sección rectangular. En la placa llevaba corrugaciones en forma de zig-zag muy estrecho, lo cual inducía la turbulencia y por ende a un mejor intercambio de calor.

Tiempo después, el mismo Seligman analizó a fondo la estructura impuesta por Feldemeier, e hizo modificaciones a la placa para lograr mejores coeficientes de transferencia de calor.

Las modificaciones hechas en el cambiador eran las siguientes: los surcos de las placas sucesivas, se intercomunicaban para producir una cámara de circulación en serie con los flancos achatados y separados por canales de una circulación pequeña. (Fig. 4)

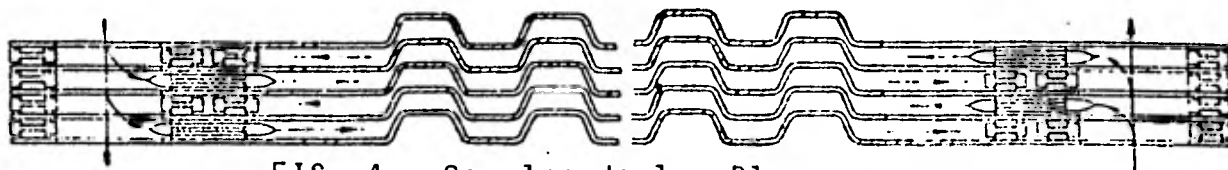


FIG. 4 Canales de las Placas.

El espaciamiento pequeño era alrededor de $1/6$ in., lo cual incrementaba grandemente la velocidad y por ende la transferencia de calor, y dada la aceleración y desaceleración sucesiva del fluido pasando sobre estas endiduras corrugadas inducían a un alto grado de turbulencia y originaba una buena distribución del líquido sobre las placas. Como generalmente había un espacio considerable entre placa y placa dado que el empaque no permitía el sello perfecto entre ambas, se soldaban las placas con el fin de eliminar las posibles fugas, sin embargo, esto hacía que la labor de mantenimiento fuera casi imposible, dado que era muy difícil limpiar periódicamente y se restringía a usar fluidos limpios en el proceso.

Esta idea se descartó rápidamente, ya que creaba

que el equipo cumpliera funciones muy específicas, originando una serie de reformas en la estructura y forma del cambiador de placas.

Desde este momento de desarrollaron otros tipos de placas de diversos materiales para crear una gran variedad de formas, (Fig. 5), con lo cual se conseguía tener resuelto el problema de servicio.

Dado que se había logrado establecer un equipo de transferencia de calor, capaz de satisfacer las necesidades de servicio, industrias como la alimenticia al ver resultados favorables al emplear cambiadores de calor de placas, incrementó la escala de sus operaciones ya que podía tener procesos donde se trabajase con presiones y temperaturas más drásticas y tener un menor espacio en el equipo. Así tenemos el caso de la pasteurización donde se trabaja a temperaturas arriba de 160 °F, esterilización de la leche que requiere tratamientos cortos y temperaturas de 275 °F con presiones hasta de 8 atm.

Son estos hechos los que proporcionaron la rápida expansión de los cambiadores de calor de placas en la industria, ya que su versatilidad en el proceso, su bajo costo con respecto a los cambiadores existentes, el espacio tan reducido que ocupan, su facilidad en el mantenimiento, etc, causaron que el intercambiador de placas lo mismo se encuentre en plantas farmacéuticas donde se trabaja con condiciones de operación moderadas y fluidos

limpios, hasta en plataformas marítimas donde las condiciones de operación son muy severas y los fluidos usados son muy viscosos y sucios.

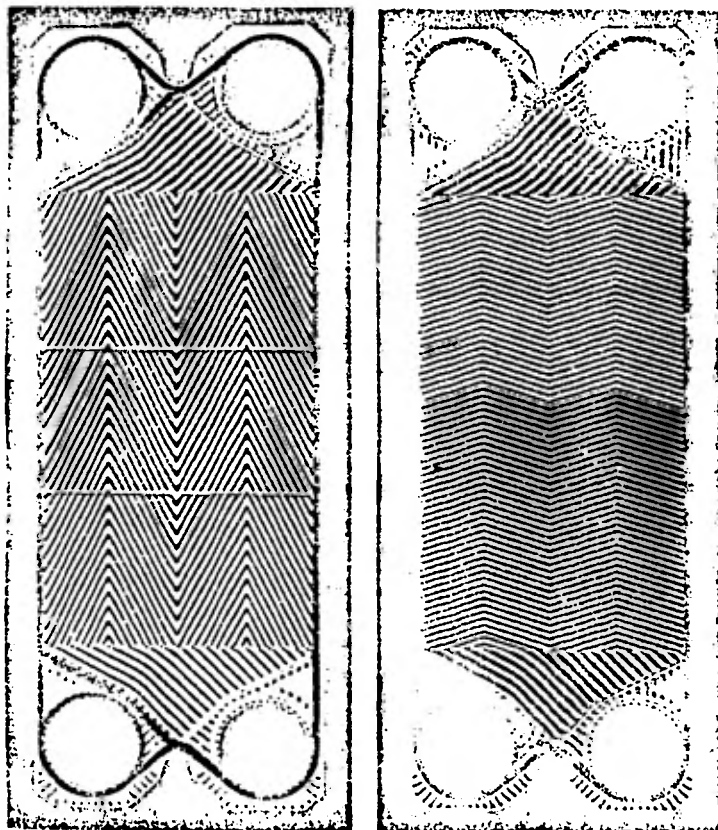


FIG. 5 Tipos de Placas.

3. ESTRUCTURA GEOMETRICA .

Antes de describir detalladamente las partes que constituyen a un cambiador de calor de placas, señalaremos que para elaboración de este equipo los fabricantes deben de seguir una serie de códigos, con el fin de que el cambiador cumpla con las mínimas normas de seguridad.

Los principales códigos que se emplean para el diseño, fabricación e inspección de los cambiadores de placas son:

A.S.M.E	Sección II	Especificaciones para <u>ma</u> teriales
	Sección V	Inspección de pruebas no destructivas
	Sección VIII Div I	Requisitos genera- les para construcción.
	Sección IX	Calificaciones de soldadu ra
A.N.S.I	B1.1	Tornillos roscados
	B16.5	Conecciones adecuadas
A.I.S.I		Para el diseño de estructuras a base de perfiles en frío de lámina y calibre ligero
A.S.T.M		Para pruebas destructivas y no destruc tivas de materiales

A.S.M.E American Society of Mechanical Engi-
neers

A.N.S.I American National Standards Institute

A.S.T.M American Standard Testing of Materials

A.I.S.I American Iron and Steel Institute

3.1 DESCRIPCION GENERAL

El cambiador de placas es un equipo sencillo en su diseño y construcción. Consiste básicamente de dos cabezales uno fijo y otro móvil, entre los cuales se encuentran empalmadas una serie de placas metálicas que actúan como superficies de transferencia de calor, soportadas y alineadas mediante dos barras guías y selladas en su periferia por medio de un empaque.

Todas las placas están provistas de cuatro agujeros uno en cada esquina, que proveen las entradas y salidas de los fluidos. Dichas placas poseen en su estructura directores en los cuales se distribuyen los fluidos, estos directores de flujo son endiduras que tienen las placas y su forma y tamaño varían de acuerdo a las necesidades del proceso. Cada placa requiere un soporte el cual junta las placas sobre la barra guía que se encuentra localizada en la parte superior e inferior del cambiador. La barra guía es el miembro encargado de soportar y armar todas las placas del paquete.

Por último, tenemos el elemento que va a proporcionar la estructura del cambiador y se le conoce con el nombre de bastidor, el bastidor se compone de una placa final móvil y otra fija, de varios porta-placas atornilladas a la placa fija y al soporte posterior que facilita el montaje y desmontaje de las mismas, el carril guía que

garantiza la alineación exacta de las placas y los pernos tienen como función principal el apretar el paquete de placas entre las dos placas de los extremos. Un cambiador de placas se muestra en la siguiente figura.

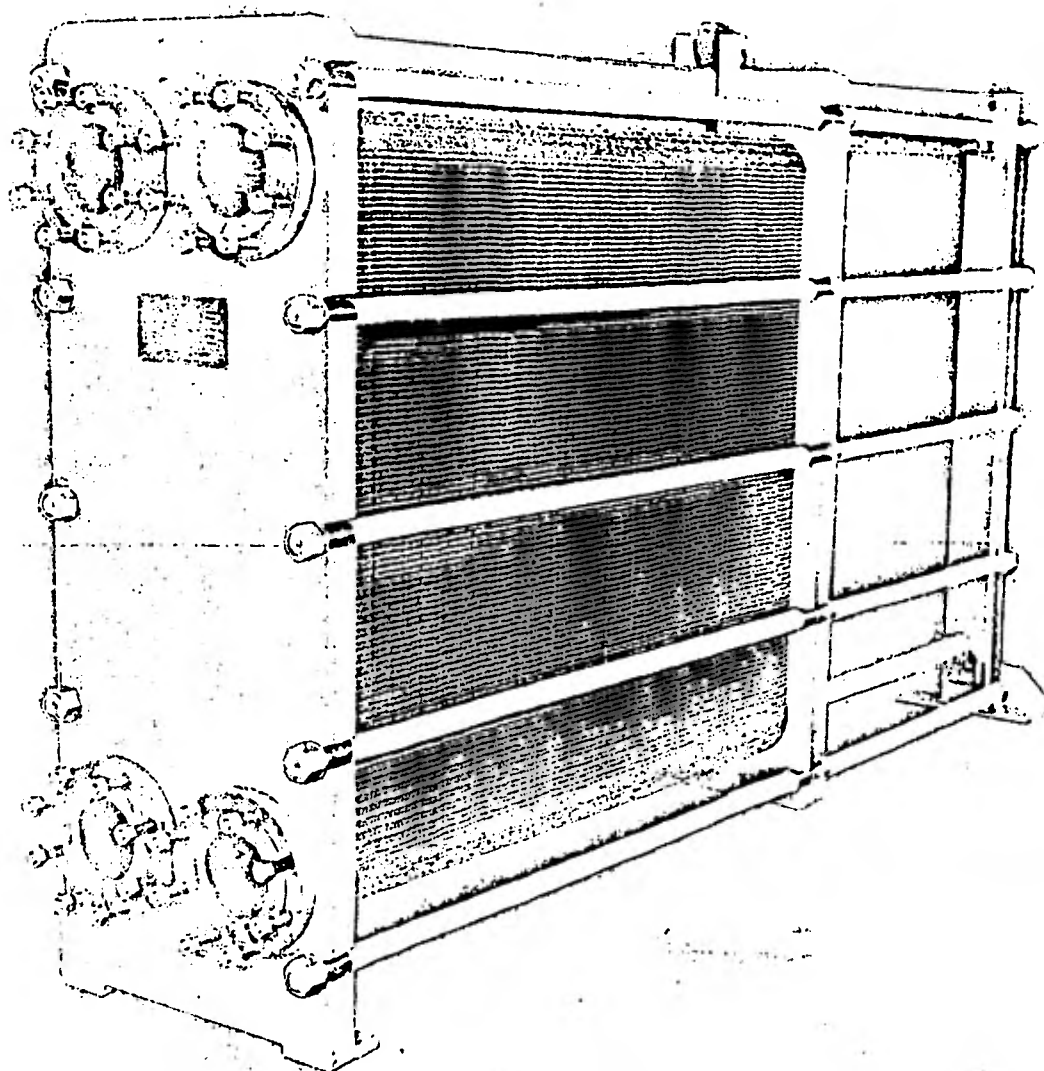


FIG. 6 Cambiador de Calor de Placas.

3.2 PLACAS.

Actualmente cada fabricante cuenta con diferentes diseños de placas que le son distintivos, pero todos son esencialmente similares. Las placas son de forma rectangular, con flujo de flúidos en la dirección longitudinal, para promover la transferencia de calor, se presentan corrugaciones de diversos tipos en la superficie de la placa, y los agujeros en las esquinas proveen las entradas y salidas para las corrientes.

En la figura 7 se muestra una placa típica. Sus principales características son:

A. Area corrugada principal

Esta parte de la placa es la principal responsable de la transferencia de calor.

B. Areas de distribución

Estas también son áreas de transferencia de calor son normalmente de forma aproximadamente triangular, y conectan los agujeros con el área principal.

C. Agujeros

Estos se localizan en las cuatro esquinas de la placa y proporcionan las entradas y salidas de las corrientes.

D. Area de venteo

Se encuentra entre el agujero y el área de transferencia y está abierta a la atmósfera, de tal manera que no exista posibilidad de mezcla entre los

fluidos.

E. Guía terminal

Las guías fijan las placas por sus extremos, quedando suspendidas de la estructura, y permitiendo además su fácil remoción del equipo.

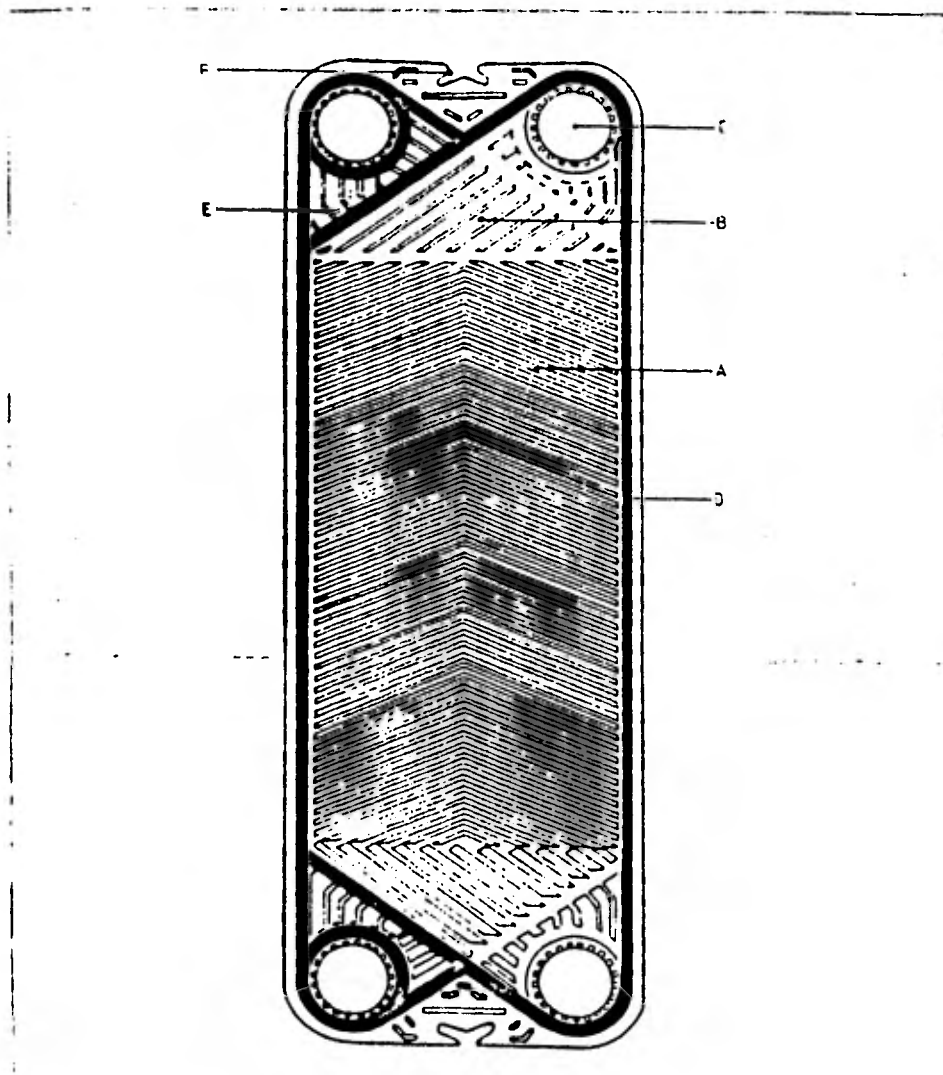


FIG. 7 Características de una Placa.

3.2.1 Corrugaciones.

Esta es la característica más significativa y particular de los cambiadores de calor de placas.

Las corrugaciones prensadas en las placas generalmente cumplen tres funciones:

- a) Incrementan el área efectiva de transferencia de calor en 15-25 por ciento aproximadamente.
- b) Dan rigidez y refuerzan la placa a fin de que pueda soportar la diferencia de presión, sin sufrir deformación permanente (plástica) y con el mínimo posible de deformación elástica. Esto permite que puedan usarse placas hasta de 0.6mm (0.024 pulg) de espesor para presiones de hasta $162 \text{ N/cm}^2 \text{ man.}$ (235psig), permitiendo al mismo tiempo el uso económico de materiales resistentes a la corrosión, los cuales son caros y manteniendo pequeña la resistencia de la pared a la transferencia de calor.
- c) Promueven la turbulencia, incrementando los coeficiente de transferencia de calor de ambos fluidos, lo que está asociado con una mayor caída de presión.

3.2.2 Tipos de corrugaciones.

De entre los diversos tipos existentes, se describirán los más representativos y los más ampliamente usados en la industria. (ver Fig. 8)

I) Tipo Lavadero.

Consiste en una serie de corrugaciones paralelas semejantes a las de un lavadero, normales a la dirección del flujo, de una profundidad mayor que la del empaque de tal manera que cuando las placas se ensamblan, las corrugaciones encajan con las de la placa adyacente dando un cambio constante en ángulo y dirección al paso del flujo. En la cresta de las corrugaciones se prensan puntos los cuales proveen áreas de contacto metal-metal con los puntos correspondientes de la placa adyacente, uno por cada $6.5 - 19.3 \text{ cm}^2$ (1 - 3 pulg.²) de área de transferencia de calor.

Este arreglo imparte al paquete de placas rigidez mecánica y previene la deflexión de las placas bajo la presión diferencial entre las dos corrientes, evitando así que se cierre el canal de flujo. La profundidad de los puntos controla el espaciado entre las placas el que es generalmente de 3 a 6 mm (0.15 a 0.25 pulg.).

II) Tipo Sardineta.

En éste las corrugaciones son de la misma pro-

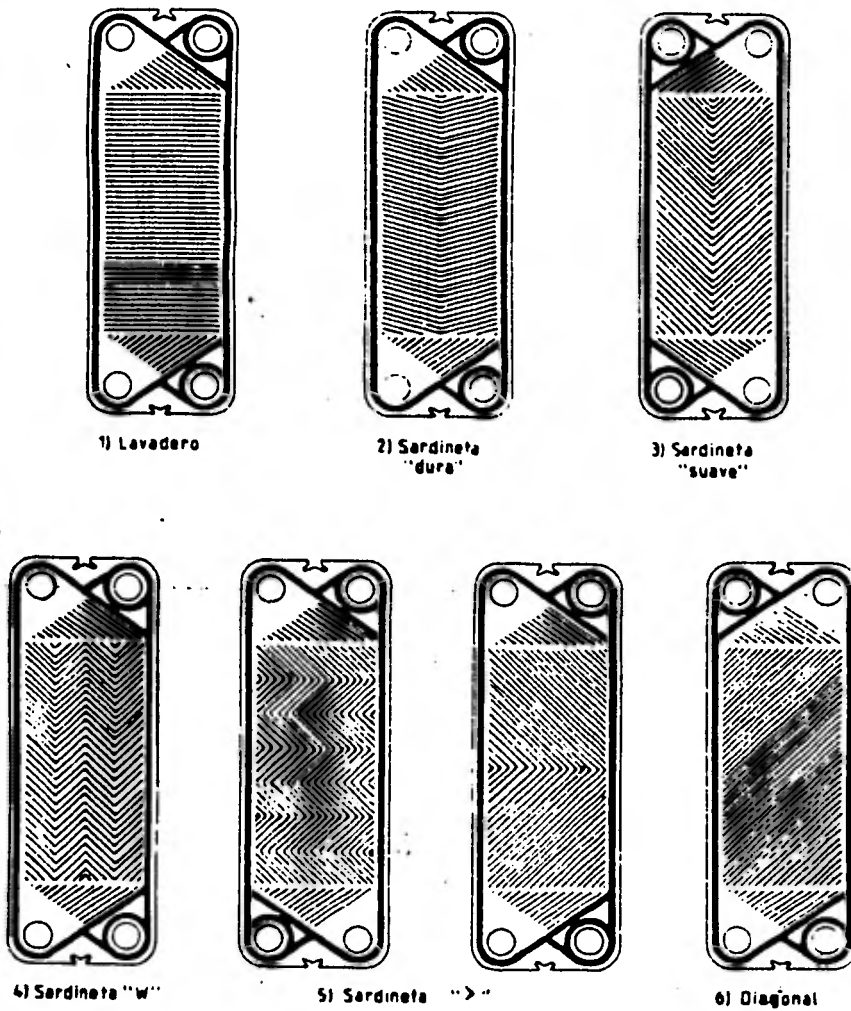


FIG. 8 Diversos Tipos de Corrugaciones.

fundidad que el empaque comprimido y estan inclinadas con respecto al eje longitudinal de la placa, formando una -- "V" semejando en su conjunto las espinas de un pez. Las - placas adyacentes se arreglan de tal manera que el ángulo de la inclinación queden al revés y las corrugaciones no encajen entre sí, sino que se crucen para proveer puntos de contacto entre las corrugaciones, uno por cada 1.3 a - 6.45 cm² (0.2 a 1 pulg.²) de área de transferencia, esto permiten que puedan manejarse grandes presiones diferen- ciales aún con placas delgadas sin que éstas sufran defle- xiones.

Este tipo de placa es el de uso más generali- zado en la industria química, puesto que puede operar con presiones mayores y son eficientes cuando se trata de ma- nejar flúidos viscosos.

III) Sardineta Modificada.

Los diferentes fabricantes han modificado el di- seño original en forma de "V" de la placa de tipo sardine- ta, obteniendo cada uno su particular diseño, aunque pue- de considerarse que todos son esencialmente similares.

IV) Placas Insertadas.

Algunos fabricantes utilizan placas planas per- foradas, insertadas entre dos de tipo lavadero a fin de incrementar la turbulencia (fig. 9), se ha encontrado que este arreglo permite incrementar la transferencia de calor, particularmente cuando se trata de flúidos viscosos (5 cst). No se recomiendan para agua y otros flúidos no viscosos.

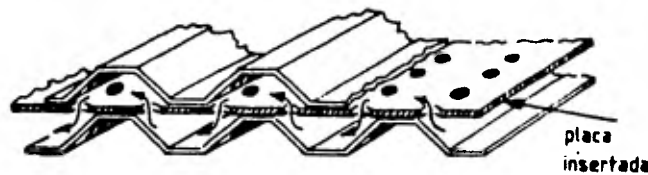


FIG. 9 Placas Insertadas.

3.2.3 Materiales de Construcción.

Las placas son producidas en masa en prensas mecánicas y cada diseño requiere considerable desarrollo y optimización, así como alto costo de herramientas. Normalmente no se requiere soldaduras, excepto para la incorporación de tiras castilladas para reforzar el área de entrada en placas delgadas o cuando se utilizan presiones grandes para apretar el paquete de placas. Esto implica que las placas pueden fabricarse con materiales que presenten características pobres de soldadura, y además, al estar la superficie libre de soldaduras, la resistencia a la corrosión se incrementa .

De hecho puede usarse cualquier material que pueda forjarse en frío. El material más comunmente usado es el acero inoxidable, sea el tipo 304 (18 Cr, 10 Ni) ó el tipo 316 (18 Cr, 12 Ni, 2.5 Mo), preferiblemente con un contenido de carbón menor de 0.07%, ya que esto elimina la necesidad de estabilización con titanio.

El titanio (99.8%) y el titanio estabilizado con paladio (0.2%) se usan en varios tipos de placas, particularmente para servicios que involucran soluciones de cloro, como agua de enfriamiento de mar, a causa de su sobresaliente resistencia a la corrosión.

También puede disponerse de otros materiales como las aleaciones de níquel (Monel 400, Incoloy 825, Inconel 600 y 625, Hastelloy B y C) y aleaciones de cobre (Cu/Ni 70/30 y 90/10, aluminio, bronce, etc.)

Los metales puros como el cobre, aluminio, níquel, tantalio, etc., pueden usarse también. Generalmente no se usa acero al carbón, porque no tiene una resistencia adecuada a la corrosión.

3.3 EMPAQUES.

Por lo general, el empaque es el limitante del rango de temperaturas y presiones de operación y de la naturaleza de los fluídos que pueden utilizarse en un cambiador de calor de placas. Se fabrican de materiales elastómericos como hule natural, nitrilio, butilo, neopreno, etileno-pro-pileno, silicón, vitón, etc. Los materiales plásticos como teflón, fluón y otros plásticos, son inadecuados debido a su comportamiento viscoelástico.

El diseño de las placas de los cambiadores de calor de placas es crucial desde el punto del sellado. Las pla-cas deben atrapar y soportar eficazmente los empaques y prevenir deformaciones, bajo condiciones de altas presiones, lo cual podría ocasionar fugas. Para esto, se dispone de una canal en la periferia y alrededor de los agujeros en las -placas, donde se inserta el empaque y se fija a la placa mediante un adhesivo. Esto protege al empaque del daño mecá-nico cuando la unidad se abre para inspección y limpieza.

El área de entada de la placa es el punto más débil de ésta, dado que en esa región el empaque no es soportado completamente por un empaque correspondiente en la placa ad-yacente, como se soporta en la periferia de la placa. Por lo tanto, es necesario proveer puntos de contacto en la re-gión de entada mediante corrugaciones sin restringir el á-rea de flujo.

La vida útil del empaque depende del trato que recibe durante el mantenimiento y el ensamble del paquete de placas. Se han reportados empaques que han operado continuamente durante ocho años en servicios industriales, - sin necesidad de renovarlos. Para tener una vida óptima del empaque, se recomienda aplicar únicamente la compresión necesaria para evitar fugas durante la operación.

Para la correcta selección del empaque se deben tomar en cuenta la temperatura y presión de operación, y la composición química de los fluidos. En la tabla siguiente, se enlistan algunos de los diferentes materiales empleados, su temperatura máxima de operación y su aplicación.

TABLA 1.

MATERIAL	TEMPERATURA MAX. OPERACION (°C)	APLICACIONES
1. Hule natural	80	De uso general a bajas temperaturas
2. Hycar	85	De uso general a bajas temperaturas
3. Neopreno	85	De uso general a bajas temperaturas
4. Hule nitrilo	135	Acidos débiles ó diluídos, materia les grasos, lejía, aceites, etc.
5. Etileno-Propileno	150	Para agua, medios oxidantes, soluciones de cetonas, lejías para limpieza

8. Hule de fluoro- carbón	180	Aceites minerales, vegetales y animales, combustibles
9. Vitón	200	Excelente resistencia química en general, incluyendo ácidos concentrados y soluciones cloradas
10. Fibra de asbesto	260	Solventes orgánicos hidrocarburos clorados

3.4 ESTRUCTURA.

El diseño de la estructura de un cambiador de placas varía dependiendo del tamaño de la unidad, de la presión de diseño, de la frecuencia de apertura y de la aplicación.

Algunos pueden ser colocados sobre el suelo, pero la mayoría son montados en la pared o el piso. Las conexiones pueden estar soldadas o ser removibles.

Las características principales de la estructura son: (ver fig. 10)

- 1) Un miembro vertical fijo o cabezal fijo, el que tiene los agujeros de entrada y salida.
- 2) Una columna fija de soporte.
- 3) Barra superior e inferior, las cuales conectan los dos miembros anteriores. La barra superior proporciona un

medio para sostenerlas y guiarlas.

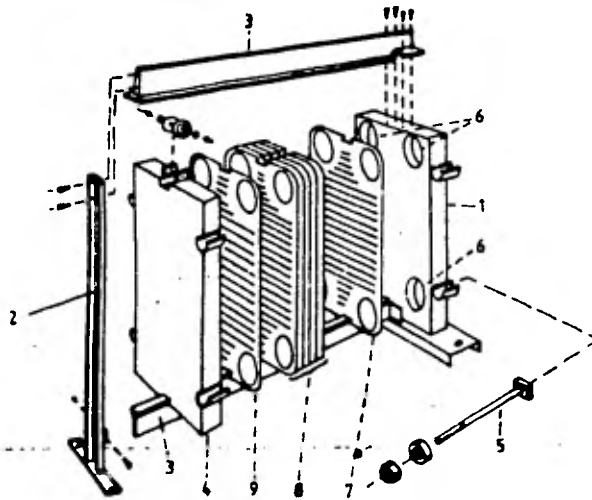
4) Un miembro móvil o cabezal móvil, el que puede o no contener agujeros de entrada y salida, dependiendo del arreglo de pasos de los fluidos. Idealmente todas las conexiones deben estar en el cabezal fijo, de tal manera - que el desmantelamiento, la inspección y la limpieza puedan realizarse fácilmente deslizando el cabezal móvil, estas operaciones no resultan tan convenientes.

5) Mecanismo de prensado. En unidades pequeñas se hace manualmente, apretando una serie de tuercas para cerrar el paquete de placas, pero para unidades mayores puede disponerse de mecanismos eléctricos o hidráulicos para prensar el paquete. El ajuste manual en las unidades grandes puede torcer las placas, distorcionar los empaques y perjudicar la eficiencia de operación, cuando no se aplica el grado de prensado adecuado.

3.5 PLACAS CONECTORAS.

En algunos casos, el cambiador de calor de placas pueden utilizarse para llevar a cabo servicios múltiples, en una sola unidad, mediante el uso de Placas conectoras.

Las placas conectoras se pueden colocar en cualquier lugar entre el paquete de placas y pueden proporcionar entradas y salidas para cualquier fluido, de proceso



- | | |
|--|--|
| 1 CABEZAL FIJO | 6 CONEXIONES |
| 2 COLUMNA DE SOPORTE | 7 PLACA TERMINAL |
| 3 BARRAS DE SOPORTE -
SUPERIOR E INFERIOR | 8 PLACAS TERMICAS CON -
CUATRO AGUJEROS |
| 4 CABEZAL MOVIL | 9 PLACA TERMINAL CON CUA-
TRO AGUJEROS CIEGOS |
| 5 MECANISMO DE PENSADO | |

FIG. 10 Estructura del Cambiador de Calor de Placas.

o de servicio, (fig.11). Este arreglo proporciona una gran flexibilidad que permite que sean manejados más de dos fluidos en servicios múltiples, ya sean enfriamiento, calentamiento regenerativo o calentamiento. Es posible enfriar dos o tres líquidos al mismo tiempo, o calentar un líquido en una sección y enfriar otro líquido en otra sección de la misma unidad, aún cuando se trate de servicios diferentes.

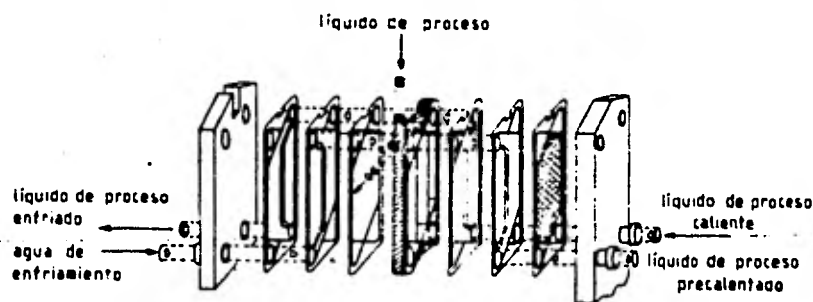


FIG. 11 Placas Conectoras.

3.6 ARREGLO DE FLUJO.

El arreglo de flujo en un cambiador de calor de placas puede ser simple o complejo. El arreglo más simple es aquel en el que los fluidos "pasan" una sola vez a través de los pasajes formados entre las placas, y es conocido como arreglo en un solo paso. Ambos pueden circular en la misma dirección (flujo paralelo) ó en direcciones opuestas (flujo en contracorriente), pero en la elección del arreglo a usarse, se debe tener en cuenta que el arreglo ideal es aquel en el que se tiene flujo en contracorriente pura. Para aproximarse a este arreglo ideal, se puede usar un equipo con un solo paso en contracorriente. En este arreglo, se presenta en los canales extremos donde el calor se transfiere únicamente a través de una placa, Las placas terminales no se usan para transferir y no son placas térmicas, por lo que el número de placas térmicas será siempre dos placas menor que el número de placas totales.

El problema de la distribución del flujo puede ser ilustrado, considerando un arreglo de un solo paso; este arreglo en contracorriente es conocido como arreglo en "U" y "Z". (como se muestra en la fig. 12)

En el arreglo en U la entrada y la salida de las corrientes ocurre en el mismo lado de la estructura y en el arreglo en Z son opuestas una de la otra.

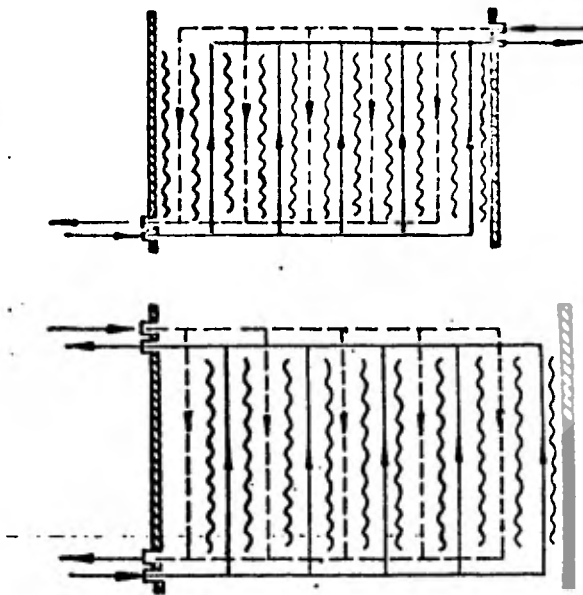


FIG. 12 Arreglos de un Paso.

La distribución del flujo a través de las placas en el paquete está determinada por los perfiles de presión en los arreglos, tanto en la entrada como en la salida de cada corriente.

El perfil de presión en el arreglo está determinado por dos factores:

- a) La fricción del fluido en el trayecto de su recorrido
- b) y el cambio de momentum originado por el decremento de velocidad del fluido, así como también la entrada y la salida del fluido en el paso de una placa a otra.

ARREGLO EN "U".

La característica del arreglo en "U" es que la diferencia de presión entre las corrientes que están en las placas y las que se encuentran fuera de ellas, decrecen con la velocidad del fluido en la entrada y la salida, ocasionando que la distribución pueda no ser uniforme.

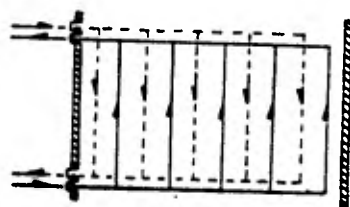


FIG. 13 Arreglo en U.

ARREGLO EN "Z".

Para el arreglo en "Z" la diferencia de presión no varía mucho como en el caso del arreglo en "U" y la variación del flujo es menor, además de que se tiene una mejor distribución de flujo en los canales, lo que es notorio cuando se tienen flujos elevados y un gran número de canales.

Otro arreglo de flujo posible, es el llamado arreglo en serie, el cual no es muy utilizado en la industria a menos que se tenga un servicio de una dificultad térmica excepcional, donde se requiera una diferencia de temperaturas muy grande. Su poco uso se debe a la imposibilidad para manejar flujos elevados, ya que existe una pérdida de presión excesiva ocasionada por los cambios de dirección entre los canales. En este arreglo, ambos fluidos circulan un gran número de veces a través de los canales, teniendo-se un arreglo multipasos en el que fluyen alternativamente en paralelo y en contracorriente, un arreglo de flujo complejo. Este arreglo es una combinación del arreglo en un solo paso y el arreglo en serie, y es usado cuando el servicio térmico es demasiado severo para que pueda realizarse en un arreglo de un solo paso. Es posible que este arreglo involucre un número igual de pasos para ambos fluidos o que sea diferente. Por lo general, se adopta un número de pasos igual cuando se tienen servicios recuperativos, y un número de pasos diferentes cuando los fluidos y las caídas de presión permitidas para ambos fluidos son muy diferentes.

En el arreglo de flujo complejo (fig. 15) con igual número de pasos para ambos fluidos, se presenta desviación del flujo en contracorriente al final de cada paso donde existe flujo en paralelo. Cuando se tiene número diferente de pasos, se presenta flujos paralelos en ciertos puntos del

arreglo. En estos casos y en el arreglo en serie, se requiere de factores de corrección para la LMTD, que tomen en cuenta la desviación del flujo en contracorriente en el diseño del equipo.



FIG. 14 Arreglo en Z.

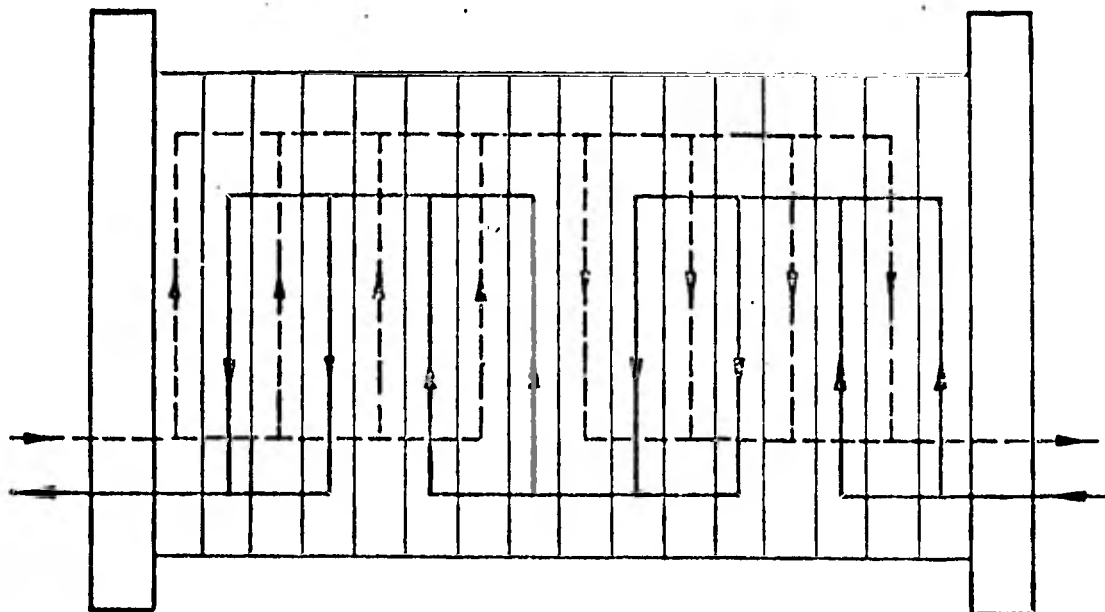


FIG. 15 Arreglo Complejo.

3.7 ENSUCIAMIENTO.

El aspecto de ensuciamiento ha recibido poca atención por parte de los investigadores, debido a la dificultad que implica la realización de trabajo experimental a largo plazo; sin embargo, no debe menospreciarse su influencia en el diseño de los intercambiadores de calor.

Cuando un cambiador de calor se diseña con un factor de obstrucción excesivo y se alcanzan las condiciones de diseño durante la operación inicial, el agua de enfriamiento excederá su temperatura de salida, y el operador - deberá reducir el gasto, reduciendo igualmente la turbulencia del fluido. Esto incrementa el ensuciamiento y aunque al cabo del tiempo el gasto se eleve hasta el de diseño, el daño estará consumado, se tiene un efecto más notable en un cambiador de calor de placas que en uno de tubo y coraza, ya que los coeficientes de transferencia de calor son más grandes en los primeros.

En general, se considera que la resistencia debida al ensuciamiento es menor en un cambiador de calor de placas que en uno de tubo y coraza por las siguientes razones:

- 1) Un alto grado de turbulencia mantiene los sólidos en suspensión e incrementa la velocidad de remoción del ensuciamiento.

- 2) El perfil de velocidad a través de la placa es bueno, no hay "espacios muertos" con baja velocidad, como sucede en ciertas zonas en la envolvente de un cambiador

3) Las superficies de transferencia de calor son lisas y se requiere, si es posible que la placa pueda tener acabado tipo espejo.

4) Como la placa está construida con materiales resistentes a la corrosión, no hay depósitos de los productos de corrosión a los cuales el ensuciamiento pueda adherirse.

5) Los altos coeficientes de película mantienen las superficies de transferencia a una temperatura moderada, lo que ayuda a prevenir la cristalización de compuestos con solubilidad inversa.

6) La extrema simplicidad de limpieza. El pequeño volumen retenido y la alta turbulencia, además de la ausencia de espacios muertos, provocan que los métodos químicos de limpieza sean rápidos y efectivos. Si se requiere limpieza mecánica, todas las superficies involucradas tienen fácil acceso.

Por tanto, los valores del factor de ensuciamiento para los cambiadores de calor de placas son menores que los usados en equipos tubulares, valiendo en algunos casos el 20% de éstos, como se muestra a continuación.

TABLA 2.

FACTORES DE ENSUCIAMIENTO.

SUSTANCIAS.	UNIDADES. (BTU ⁻¹ /h ⁻¹ ft ⁻² °F ⁻¹) x 10 ⁴
Agua desmineralizada	0.5
Agua suave	1.0
Agua dura	2.5
Agua tratada	2.0
Agua de mar	2.5
Aceite lubricante	1.0 - 2.5
Aceite vegetal	1.0 - 2.5
Acetona	2.5 - 5.0
Acetato de etilo	2.5 - 5.0
Acido áctico	2.5 - 5.0
Benceno	2.5 - 5.0
cerveza y leche	1.5 - 2.5
Dowtherm	2.5 - 5.0
Etano	2.5 - 5.0
Etilenglicol	2.5 - 5.0
Flúidos de proceso en general	0.5 - 5.0
N - Heptano	2.5 - 5.0
N - Octano	2.5 - 5.0
Metanol	2.5 - 5.0
Metil etil cetona	2.5 - 5.0
Solución de azúcar (12 °Bx)	7.5 - 10.0
Tetracloruro de carbono	2.5 - 5.0
Tolueno	2.5 - 5.0
Vapor	3.5 - 5.0
Vino	2.5 - 5.0

4.- VENTAJAS Y DESVENTAJAS .

VENTAJAS

Las ventajas que presenta un cambiador de placas con respecto a los existentes son:

a) Acercamientos Cortos de Temperatura. Para una recuperación máxima de energía en el proceso, excepto para medios enfriantes.

b) Coeficientes de Transferencia Altos. Debido a la trayectoria que sigue el fluido sobre las corrugaciones, hace que este lleve una velocidad grande proporcionando así que se tengan coeficientes grandes y por lo tanto tendremos una mejor transferencia de calor.

c) Servicios Múltiples. Existe la posibilidad de que un mismo cambiador tenga diversos servicios, esto se logra introduciendo una o más placas conectoras.

d) Economía y Eficiencia en el Empleo de Materiales. Para la fabricación de placas se utilizan materiales muy resistentes a la corrosión, tales como el acero inoxidable, titanio, tantalio y otros materiales de características similares.

El costo de estos materiales resulta más económico en un cambiador de placas que en uno de haz y envolvente a pesar del costo de los materiales, y la razón fundamental es que el precio de una placa para proceso esta en función del prensado y no del material que la forma.

e) Construcción Simple. La construcción de un cam

biador de placas es sumamente sencilla, ya que lo único que hay que hacer para armarlo, es introducir las placas dentro de las barras guías y apretarlas por medio de pernos.

f) Facilidad de Mantenimiento. La construcción simple de estos equipos, hace que el mantenimiento sea fácil, rápido y eficaz para el operario, ya que debido a que todas las placas pueden ser removidas, su limpieza se facilita enormemente usando simplemente un trapo y una solución química que quite la incrustación.

g) Fugas. En caso de que se presentara una fuga en el equipo de inmediato sería detectada, ya que el fluido saldría a la atmósfera como consecuencia de una falla en el empaque; además no habría mezclado de los fluidos.

h) Costos de Inversión. Se ha comprobado que un cambiador de calor de placas es más económico, que cualesquier otro tipo de equipo de transferencia que este dentro de los rangos de operación del de placas.

i) Seguridad para el Personal. La fabricación de estos equipos esta pensada para que tanto en operación como mantenimiento sean muy seguros. Quizá podíamos tener algún riesgo cuando manejamos fluidos peligrosos y llegara a presentarse una fuga, pero al diseñarlos se tiene presente esto y la manera de evitarlo es poner una placa plástica transparente alrededor del equipo, de tal forma

que si hubiera una fuga se podría detectar sin tener algun percance.

j) Requieren de poco Espacio. El espacio que ocupan estos equipos es sumamente reducidos en comparación con un cambiador de haz y envolvente, además una ventaja importante con respecto a los cambiadores existentes es que este equipo no necesita de una superficie extra para mantenimiento.

DESVENTAJAS.

Las limitantes más importantes que presentan estos equipos son las siguientes:

a) Presión. Esta variable importante en la operación es una limitante para estos equipos, ya que no es posible trabajar en proceso donde se tienen presiones arriba de 450 psig.

b) Temperatura. Otra variable importante en el proceso resulta ser la temperatura, y esta variable nos restringe a usar un cambiador de placas para condiciones de operación donde la temperatura no exceda los 550 °F.

c) Flujos. Dadas las limitaciones anteriores nos vemos en la necesidad de trabajar con flujos de poco caudal, lo cual nos limita a operar con flujos moderados.

d) Empaques. Esta es una de las limitantes que se debe de eliminar en el futuro, ya que además de restringirnos a operar con ciertos tipos de materiales impide -

que las temperaturas de operación sean altas.

e) Tipos de Fluídos. Esta es una restricción muy importante para el uso de los cambiadores de calor de placas, ya que solo presenta buenos resultados cuando trabaja con fluídos en fase líquida. Para el caso donde tenemos que manejar fluídos en fase gaseosa los resultados no son tan alentadores y menos cuando trabajamos a vacío.

f) Información. A pesar de que el cambiador de calor de placas tiene una existencia de varios años y que en los últimos veinte años se ha ido adentrando en las industrias de proceso, existe muy poca información sobre su diseño y construcción, ya que la mayoría de la información está en manos de algunos fabricantes e institutos de investigación, los cuales por razones obvias no publican sus adelantos.

5. FUNDAMENTOS TEORICOS

En el estudio de la transferencia de calor se consideran tres formas distintas de transferencia: Conducción, Convección, y Radiación. En realidad la distribución de temperatura en un medio se controla por los efectos combinados de estas tres formas de transferencia de calor; por lo tanto, no es realmente posible aislar una de las interacciones de las otras dos. Sin embargo, para simplificar el análisis sobre un fenómeno físico, se puede considerar una forma de transferencia y despreciar los efectos de las otras dos.

Generalmente son la conducción y la convección los medios por los cuales se puede explicar la transferencia de calor en un cambiador de calor de placas. A continuación se explica brevemente estas dos formas de transferencia.

CONDUCCION. La conducción es la forma de transferencia de calor en la cual el intercambio de energía ocurre de la región de mayor a la de menor temperatura, por el movimiento cinético o el impacto directo de las moléculas como en el caso de los fluidos en reposo o por el arrastre de los electrones, como en el caso de los metales.

En un sólido que es un buen conductor eléctrico, un gran número de electrones libres se mueven alrededor de una estructura cristalina; por esta razón, los materiales que son buenos conductores eléctricos son generalmente buenos conductores de calor.

La ley básica de la conducción está basada en observaciones experimentales realizadas por Biot, pero en general se conoce con el nombre del físico matemático - francés Joseph Fourier quién la aplicó en su teoría analítica del calor, esta ley establece que el flujo de calor por conducción en una dirección dada, es proporcional al área normal a la dirección del flujo y al gradiente de temperatura en esta dirección. Por ejemplo para el flujo de calor en la dirección X, la ley de Fourier está dada por:

$$Q_x = -k A \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

$$\text{ó } q_x = \frac{Q_x}{A} = -k \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

En donde Q_x es el flujo de calor a través del área A en la dirección X positiva, y q_x es el flux de calor en la dirección X positiva. La constante de proporcionalidad K se llama Conductividad térmica del material y es una cantidad positiva. El signo menos de las ecuaciones asegura que Q_x y q_x sea una cantidad positiva cuando el calor - fluye en la dirección X positiva.

Esto se debe a que la temperatura disminuye en la dirección X positiva, si el calor fluye en esta misma dirección; entonces $\Delta T/\Delta x$ es negativo.

CONVECCION.- Cuando un fluido en movimiento pasa sobre un cuerpo sólido o fluye dentro de un canal y si las

temperaturas del fluido y del sólido o del canal son diferentes, habrá transferencia de calor entre el fluido y la superficie sólida debido al movimiento relativo entre el fluido y la superficie, a este mecanismo de transferencia de calor se le da el nombre de convección.

En aplicaciones de la ingeniería para simplificar los cálculos de transferencia de calor entre una superficie a temperatura T_w y un fluido que se desplaza sobre ella a temperatura T_f se define el coeficiente de transferencia de calor h como

$$q = h (T_f - T_w) A$$

en donde q es el flujo de calor en la pared y A es la superficie de transferencia.

Definidas someramente las formas de transferencia de calor que intervienen en un cambiador de calor de placas, analizaremos cual es el medio de transferencia que influye principalmente con el fin de tener correlaciones y ecuaciones más simples que nos faciliten los cálculos para el diseño.

Dado que el gradiente de temperatura en el proceso depende de la velocidad a la cual el fluido transporta el calor, la expresión que nos representa no solo este fenómeno, sino aquel donde al tener una velocidad considerable provoca cierta turbulencia y que propicia que se tenga una

mejor transferencia de calor es la ecuación de convección, por lo que nos abocaremos a su estudio en las siguientes líneas.

Sabiendo que es la convección el medio principal por el cual se transporta el calor, en un cambiador de calor de placas, se desarrollarán claramente los conceptos más importantes sobre la convección, con el fin de comprender mejor el fenómeno físico que ocurre en un cambiador de calor de placas cuando se hace pasar un fluido a través de los canales.

Después de explicar algunos conceptos que nos son de gran ayuda, trataremos de llegar a obtener el coeficiente de película para después obtener el coeficiente global de transferencia de calor.

Para explicar mejor el fenómeno físico que se presenta en el recorrido de un fluido dentro de un cambiador de calor de placas, es necesario definir ciertos términos con el fin de comprender mejor el fenómeno que se presenta.

Como primer punto, vamos a definir que es la capa límite: las dificultades matemáticas que se presentan en la solución de las ecuaciones de movimiento y energía han estimulado a los investigadores para que desarrollen conceptos que conduzcan a la simplificación de esas ecuaciones. El concepto de capa límite propuesto originalmente por - - -

Prandtl ha demostrado ser el de mayor éxito para lograr la simplificación de las ecuaciones de movimiento y energía y se ha aplicado a una gran variedad de casos prácticos. En el concepto de capa límite se divide el flujo sobre un cuerpo en dos regiones : (1) una capa muy delgada adyacente al cuerpo, llamada capa límite, en donde varían rápidamente los gradientes de velocidad y de temperatura y (2) la región por fuera de la capa límite, llamada región de flujo potencial o de flujo externo en donde los gradientes de velocidad y de temperatura son muy pequeños. El concepto de capa límite proporciona en general una buena descripción de los campos de velocidad y de temperatura a condición de que los gradientes de velocidad y de temperatura en la dirección del flujo sean mucho más pequeños que aquellos en dirección perpendicular a la pared. La siguiente figura muestra las capas límites de velocidad y temperatura para flujo laminar sobre una placa plana :

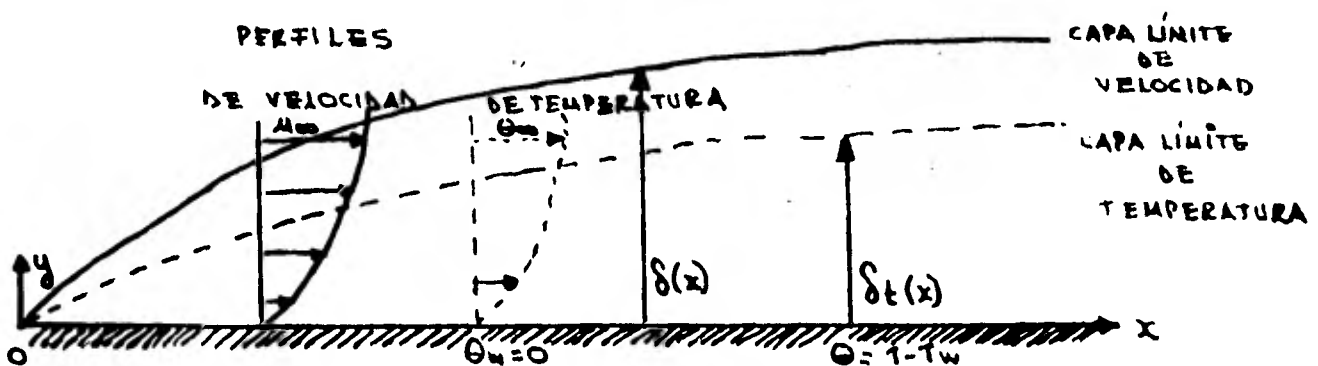


FIG. 16 CAPAS LIMITE DE VELOCIDAD Y TEMPERATURA.

Es importante distinguir entre capa límite laminar y turbulenta. La figura 17 ilustra los dos tipos de capas límites de velocidad en el flujo sobre una placa. Comenzando desde la arista de entrada del fluido a la placa, la capa límite laminar se desarrolla continuamente - hasta una distancia crítica x_c en donde empiezan a formarse pequeñas perturbaciones que crecen dentro de la capa límite y ocurre entonces la transición de flujo laminar a turbulento. Esta distancia crítica en donde el flujo ya no puede conservar su carácter de laminar se determina en función del número de Reynolds. En general, en el flujo sobre una placa, la transición de flujo laminar a turbulencia sucede cuando el número de Reynolds es aproximadamente igual a 5×10^5 . Cuando la superficie es rugosa la transición al flujo turbulento puede empezar en números de Reynolds tan bajos como 1×10^5 .

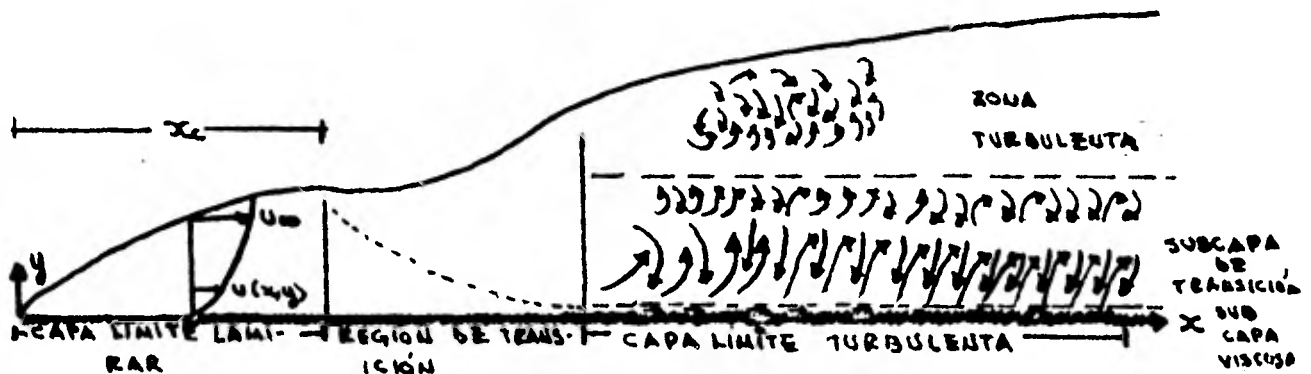


FIG. 17 CAPAS LIMITES DE VELOCIDAD.

Si conocemos la distribución de temperatura en flujo laminar sobre una placa plana, podemos determinar el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la superficie de la placa. Para poder determinarlo con sideraremos que un fluido a temperatura T_{∞} fluye con una velocidad u_{∞} sobre una placa plana como se muestra en la - figura. El eje x se toma a lo largo de la placa en la di-rección del flujo con el origen $x=0$ en la arista de entra-da y el eje y es perpendicular a la placa. Se supone que la transferencia de calor entre el fluido y la placa sólo ocurre desde la posición $x=x_0$; esto es, la placa se mantie-ne a la temperatura uniforme T_{∞} en la región $0 \leq x \leq x_0$ y a u-na temperatura uniforme T_w en la región $x > x_0$. Podemos ob-servar en la figura la capa límite de velocidad de espesor $\delta(x)$ se comienza a desarrollar en $x=0$, pero la capa límite térmica de espesor $\delta(t)$ se empieza a desarrollar en $x=x_0$ en donde comienza a tener lugar la transferencia de calor entre la placa y el fluido. La solución para la ecuación diferencial de este fenómeno físico, nos da la distribución de temperaturas en la capa límite, y teniendo ésto es fácil conocer el coeficiente de transferencia de calor. La solu-ción de la ecuación es la siguiente :

Para obtener la distribución de temperaturas en la capa límite, nos basamos en la siguiente ecuación de energía de flujo de la capa límite en dos dimensiones de un fluido incompresible de propiedades constantes, en la que se desprecia el término de disipación por viscosidad.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (1)$$

Por conveniencia definiremos la temperatura adimensional $\Theta(x,y)$ como:

$$\Theta(x,y) = \frac{T(x,y) - T_w}{T_\infty - T_w} \quad (2)$$

en donde (x,y) varía desde el valor cero en la pared de la placa hasta la unidad en el borde de la capa límite térmica. Entonces la ecuación de energía en función (x,y) es

$$u \frac{\partial \Theta}{\partial x} + v \frac{\partial \Theta}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 \Theta}{\partial y^2} \quad \text{para } x > x_0 \quad (3)$$

y las condiciones de frontera son

$$\Theta = 0 \quad \text{en } y=0$$

$$\Theta = 1 \quad \text{en } y=\delta_t(x)$$

Ahora se utilizará el método integral para resolver la ecuación de energía sometiéndola a las condiciones de frontera.

Paso 1. Se integra la ecuación de energía con respecto a y sobre una distancia H que sea mayor que el espesor de ambas capas límites:

$$\int_0^H u \frac{\partial \theta}{\partial x} dy + \int_0^H v \frac{\partial \theta}{\partial y} dy = \alpha \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=H} - \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} \right) = -\alpha \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (1)$$

puesto que por la definición de capa límite $\partial \theta / \partial y$ y $v|_{y=H} = 0$.

Mediante la ecuación de continuidad se elimina la componente v de la velocidad en la ecuación 1. Después nos disponemos a desarrollar la integral:

Consideramos la ecuación 1'

$$\int_0^H u \frac{\partial \theta}{\partial x} dy + \int_0^H v \frac{\partial \theta}{\partial y} dy = -\alpha \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (1')$$

La segunda integral del lado izquierdo de la ecuación se hace por partes

$$\int_0^H v \frac{\partial \theta}{\partial y} dy = \theta \left[v \Big|_{y=H} - \int_0^H \theta \frac{\partial v}{\partial x} dy = v \Big|_{y=H} - \int_0^H \theta \frac{\partial v}{\partial x} dy \right] \quad (2')$$

puesto que $v|_{y=0} = 0$ y $\theta|_{y=H} = 1$. Los términos $v|_{y=H}$ y $\partial v / \partial x$ que aparecen en la ec. (2') se obtienen de la ecuación de continuidad

$$\frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial u}{\partial x} \quad \text{y} \quad v \Big|_{y=H} = -\int_0^H \theta \frac{\partial u}{\partial x} dy \quad (3')$$

al sustituir las ecs. (3') en la ec. (2') se obtiene

$$\int_0^H v \frac{\partial \theta}{\partial y} dy = -\int_0^H \theta \frac{\partial u}{\partial x} dy + \int_0^H \theta \frac{\partial u}{\partial x} dy \quad (4')$$

Al remplazar la ec. (4) en la ec. (1) se llega a

$$\begin{aligned} \int_0^H \left(u \frac{\partial \theta}{\partial x} + \theta \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial x} \right) dy &= -x \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} \\ \int_0^H \left[\frac{\partial(u\theta)}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial x} \right] dy &= -x \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} \\ \frac{d}{dx} \left[\int_0^{H-\delta_t} u(1-\theta) dy \right] &= x \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} \end{aligned} \quad (5')$$

que es la ecuación integral de energía. En donde se restringe el límite superior de la integral a $H = \delta_t$, debido a que $\theta = 1$ cuando $H > \delta_t$ y el integrando desaparece cuando $H > \delta_t$.

Paso 2. En la capa límite de velocidad se representa la componente $u(x, y)$ de la velocidad por un polinomio cúbico de la forma:

$$\frac{u(x, y)}{u_\infty} = \frac{3}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^3 \quad (5)$$

En la capa límite térmica δ_t , se puede representar el perfil de temperatura $\theta(x, y)$ por un polinomio cúbico

$$\theta(x, y) = c_0 + c_1(x)y + c_2(x)y^2 + c_3(x)y^3 \quad (6)$$

y las cuatro condiciones que se requieren para determinar los cuatro coeficientes son:

$$\begin{aligned} \theta &= 0 \quad \text{en } y=0 \\ \theta &= 1 \quad \text{en } y=\delta_t \\ \frac{\partial \theta}{\partial y} &= 0 \quad \text{en } y=\delta_t \\ \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} &= 0 \quad \text{en } y=0 \end{aligned} \quad (7)$$

Al aplicar las condiciones de frontera a la ec. (6), se obtiene el perfil de temperatura

$$\theta(x, y) = \frac{3}{2} \left(\frac{y}{\delta_t} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta_t} \right)^3 \quad (8)$$

Sustituyendo los perfiles de velocidad y temperatura por las ecs. (5) y (7) en la ecuación integral de energía se llega a

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx} \left\{ u_\infty \int_0^{\delta} \left[\frac{3}{2} \frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^3 \right] \left[1 - \frac{3}{2} \frac{y}{\delta_t} + \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta_t} \right)^3 \right] dy \right\} &= \frac{3\alpha}{2\delta_t} \\ \frac{d}{dx} \left\{ \int_0^{\delta} \left[\left(\frac{3}{2\delta} \right) y - \left(\frac{9}{4\delta\delta_t} \right) y^2 + \left(\frac{3}{4\delta\delta_t^3} \right) y^4 - \left(\frac{1}{2\delta^3} \right) y^3 \right. \right. \\ &\left. \left. + \left(\frac{3}{4\delta^3\delta_t} \right) y^4 - \left(\frac{1}{4\delta^3\delta_t^3} \right) y^6 \right] dy \right\} = \frac{3\alpha}{2\delta_t u_\infty} \quad (9) \end{aligned}$$

Integrando con respecto a y:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{3}{4} \frac{\delta_t^2}{\delta} - \frac{3}{4} \frac{\delta_t^2}{\delta} + \frac{3}{20} \frac{\delta_t^2}{\delta} - \frac{1}{8} \frac{\delta_t^4}{\delta^3} + \frac{3}{20} \frac{\delta_t^4}{\delta^3} - \frac{1}{28} \frac{\delta_t^4}{\delta^3} \right) = \frac{3\alpha}{2\delta_t u_\infty} \quad (10)$$

Se define ahora una nueva variable $\Delta(x)$, como el cociente entre el espesor de la capa límite térmica con el de la capa límite de velocidad

$$\Delta(x) = \frac{\delta_t(x)}{\delta(x)} \quad (11)$$

La ec. (10) se expresa entonces como

$$\frac{d}{dx} \left[\delta \left(\frac{3}{20} \Delta^2 - \frac{3}{280} \Delta^4 \right) \right] = \frac{3\alpha}{2\delta\Delta u_\infty} \quad (12)$$

Para simplificar esta ecuación consideramos la situación en la cual el espesor de la capa límite sea menor que el de la capa límite de velocidad. Este es el caso de los fluidos que tienen un número de Prandtl mayor que la unidad. Luego cuando $\Delta \ll 1$ se puede despreciar el término $\frac{3}{180} \Delta^4$ en comparación con el término $\frac{3}{20} \Delta^2$ y la ec. (12) se reduce a

$$\delta \Delta \frac{d}{dx} (\delta \Delta^2) = \frac{10x}{u_x} \quad (13)$$

Derivando con respecto a x se obtiene

$$2\delta^2 \Delta^2 \frac{d\Delta}{dx} + \Delta^3 \delta \frac{d\delta}{dx} = \frac{10x}{u_x}$$

ya que

$$\frac{2}{3} \delta^2 \frac{d\Delta^3}{dx} + \Delta^3 \delta \frac{d\delta}{dx} = \frac{10x}{u_x} \quad (14)$$

$$\Delta^2 \frac{d\Delta}{dx} = \frac{1}{3} \frac{d\Delta^3}{dx} \quad (15)$$

Anteriormente se encontró el espesor de la capa límite

$$\delta^2 = \frac{280}{13} \frac{vx}{u_x} \quad (16)$$

y derivando obtenemos

$$\delta \frac{d\delta}{dx} = \frac{140}{13} \frac{v}{u} \quad (17)$$

Al sustituir las ecs. (16), (17) en la ec. (14) se llega a

$$x \frac{d\Delta^3}{dx} + \frac{3}{4} \Delta^3 = \frac{39}{50} x \quad (18)$$

Esta es una ecuación diferencial ordinaria de primer orden para Δ y su solución general tiene la forma

$$\Delta^3(x) = Cx^{3/4} + \frac{13x}{14} \quad x \frac{dy}{dx} + Ay = B \quad (19)$$

en donde A y B son constantes. Una solución particular Y_p de esta ecuación es

$$Y_p = \frac{B}{A} \quad (20)$$

en donde la solución completa es

$$Y = Cx^{3/4} + \frac{B}{A} \quad (21)$$

donde C es la constante de integración. Para nuestro caso tenemos

La constante de integración C se determina aplicando la condición de frontera $\delta t = 0$ cuando $x = x_0$, lo que es equivalente a

$$\Delta(x) = 0 \quad \text{cuando } x = x_0 \quad (22)$$

Encontramos que

$$\Delta^3(x) = \frac{13}{14} \text{Pr}^{-1} \left[1 - \left(\frac{x_0}{x} \right)^{3/4} \right] \quad (23)$$

en donde

$$\text{Pr} = \frac{v}{\alpha} = \text{número de Prandtl} \quad (24)$$

Si se supone que la transferencia de calor al fluido se inicia desde la arista de entrada de la placa, hacemos que $x_0 \rightarrow 0$ y la ec. (23) se reduce a

$$\Delta(x) = \frac{\delta_1(x)}{\delta(x)} = \left(\frac{13}{14} \right)^{1/3} \text{Pr}^{-1/3} = 0.975 \text{Pr}^{-1/3} \quad (25)$$

Esta expresión muestra que la relación entre los espesores de las capas límites térmica y de velocidad en el flujo laminar sobre una placa es inversamente proporcional a la raíz cúbica del número de Prandtl. Al remplazar $\delta(x)$ de la ec(16) en la ec. (26) obtenemos

$$\delta_t(x) = 4.51 \frac{x}{\text{Re}_x^{1/2} \text{Pr}^{1/3}} \quad (27)$$

en donde

$$\text{Re}_x = \frac{u_\infty x}{\nu}$$

Una vez que se conoce $\delta_t(x)$ se puede determinar, la distribución de temperatura en la capa límite térmica. Sin embargo en la práctica tiene mayor importancia el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la superficie de la placa. Conocido el valor de $\delta_t(x)$, se obtiene el valor del coeficiente por medio de las siguientes expresiones .

Se define el coeficiente local de transferencia de calor $h(x)$ entre el fluido y la superficie de la pared como

$$q(x) = h(x)(T_s - T_\infty) \quad (28)$$

El flujo de calor $q(x)$ al fluido en la región inmediatamente adyacente a la pared, se puede determinar por la expresión

$$q(x) = -k \left. \frac{\partial T(x, y)}{\partial y} \right|_{y=0} = k(T_s - T_\infty) \left. \frac{\partial \theta}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (29)$$

Como en la pared la velocidad de flujo es cero el calor se transfiere entonces por conducción.

De las ecuaciones anteriores obtenemos

$$h(x) = k \left. \frac{\partial \theta}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (30)$$

A partir de la ec. (8) se obtiene el gradiente de temperatura en la pared

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial y} \right|_{y=0} = \frac{3}{2\delta_t} \quad (31)$$

al sustituirlo en la ec. (30) se tiene que

$$h(x) = \frac{3}{2} \frac{k}{\delta_t} \quad (32)$$

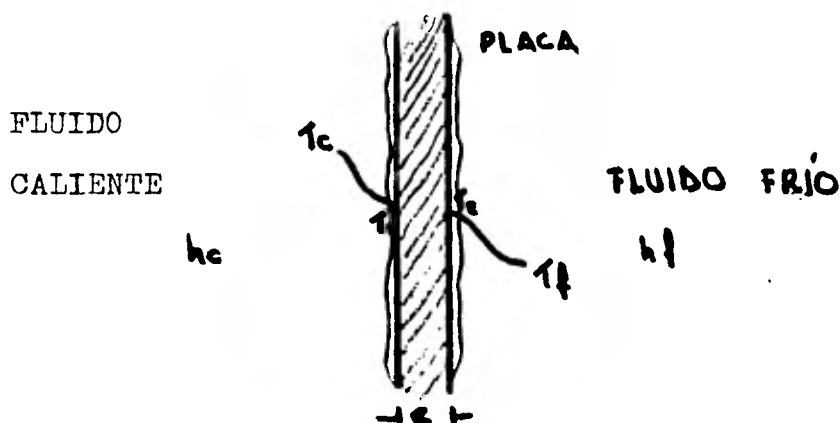
al remplazar el valor δ_t en la ec. (32), el número de Nusselt tiene la forma

$$\text{Nu}_x = \frac{h(x)x}{k} = 0.331 \text{Pr}^{1/3} \text{Re}_x^{1/2} \quad (33)$$

De esta ecuación obtenemos el valor del coeficiente para cada valor de x .

Cuando se habla de flujo turbulento sobre una placa, tenemos problemas para tratar de explicar el fenómeno que ocurre y lo que se ha hecho para esclarecer el significado de las ecuaciones que intervienen en flujo turbulento, es lo siguiente: se ha recurrido a comparar analogías entre transferencia de calor y momentum para obtener correlaciones que nos ayuden a obtener el coeficiente de transferencia de calor. Para flujo turbulento las principales correlaciones son: la de Dittus-BOELTER, la de Colburn y la de Sieder y Tate.

Conocidas las expresiones que nos ayudan a calcular la transferencia por convección, trataremos de encontrar una ecuación que nos describa todo el calor global que se transfiere en el proceso. Para evaluar este calor global, es necesario introducir un término en la ecuación de convección el cual englobe todo el calor que se está transfiriendo. Este término involucrará no solo el calor que se transfiere por convección, sino también el que se llega a transferir por conducción. Para explicar mejor este fenómeno tomemos en cuenta la siguiente figura:



Este término involucra las resistencias que el medio presenta a dicho flujo, las resistencias más significativas que se encuentran presentes en el trayecto son:

- a) Resistencia debida a la película del fluido
- b) Resistencia de la pared de la placa

Estas resistencias se representan de la siguiente manera

$$R = \frac{x}{k A}$$

$$R = \frac{l}{h A}$$

y tienen un significado importante cuando están agrupados en el coeficiente global de transferencia de calor.

El término conocido con el nombre de Coeficiente Global de Transferencia de Calor, está representado por las sumas de las resistencias presentadas por los fluidos en el proceso de la siguiente forma:

$$U_s = \frac{1}{1/h_c + l/h_f + e/k + R_d}$$

Donde U_s es el coeficiente sucio o de servicio y R_d es el factor de ensuciamiento, el cual representa - cualquier depósito sobre la superficie de parte del fluido en el trayecto. (En la tabla 3, se representan algunos valores reportados para el coeficiente).

Definidos todos los términos que intervienen en la transferencia de calor dentro de un cambiador de calor de placas, la ecuación que nos describe en forma global este fenómeno es la siguiente :

$$Q = UA\Delta T$$

Donde

Q es el flujo de calor que se transfiere en el

proceso

- A Es el área de transferencia de calor
- U Es el coeficiente global de transferencia de calor
- ΔT Es la diferencia de temperaturas

De los términos que componen la ecuación de transferencia de calor, el único que no ha sido mencionado es el referente a la temperatura, por lo que a continuación se describe :

Se ha visto que la transferencia de calor se manifiesta en cualquier proceso, siempre y cuando exista una diferencia de temperaturas. Esta diferencia de temperaturas se cuantifica de diversas maneras, dependiendo de la variación de la temperatura con respecto al calor cedido de cada fluido y de la dirección que lleva el fluido dentro del cambiador.

Dado que esta diferencia de temperaturas varía --- constantemente a lo largo del equipo, se ha optado por estimar esta diferencia de temperaturas mediante expresiones que pondrán y promedian todos los efectos que influyen en el fenómeno. Así para la mayoría de los cambiadores de calor usados en proceso, esta diferencia de temperaturas se estima mediante la media logarítmica de las temperaturas de entrada y salida del equipo. Este cálculo considera una variación -

lineal de las temperaturas de los fluidos con respecto al calor cedido o absorbido, para cierta distancia dentro del cambiador.

La fórmula que se emplea para estimar esta medida logarítmica de temperaturas, es la siguiente :

$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

Donde :

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2$$

$$\Delta t_1 = t_2 - t_1$$

T_2 y T_1 = Temperaturas del fluido caliente.

t_2 y t_1 = Temperaturas del fluido frío

Ahora bien, si el equipo presenta más de un paso por los canales (implicando la existencia tanto de flujo en contracorriente como paralelo), es necesario introducir un factor de corrección que tome en cuenta estos efectos, y este factor se representa generalmente como F_t .

(La aplicación de este factor, se verá muy claramente explicado en los métodos de diseño).

TABLA 3

VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES DE
DISEÑO

COEFICIENTE GLOBAL

DE DISEÑO (Us)

(BTU / h ft² °F)

SERVICIO

Agua- Agua	550 - 1000
SOL. - Viscosas	180 - 225
Aceite - Agua fría	70 - 100
Aceite - Agua caliente	140 - 170
Aceite - Aceite	30 - 60
Orgánico - ligero agua	328 - 370
Orgánico - pesado agua	150 - 175
Vino - Agua	200 - 225

6.- METODOS DE DISEÑO

6.1 METODO DE LAWRY

El método de Frank J. Lawry, es el primer método que aparece públicamente en la historia de los cambiadores de calor de placas. El procedimiento de cálculo que desarrolla es ciertamente obscuro, ya que no explica el -- proceder de sus correlaciones ni tampoco el de resultados.

GENERALIDADES.- Lo publicado por él está basado en experiencias obtenidas en la práctica realizada en la empresa The de Laval Separator Co., donde trabaja, y en cierto modo se justifica que algunos factores que obtiene no tengan una explicación clara y concisa. Creemos que esta actitud se comprende, ya que la publicación de algunos factores obtenidos por Lawry, son "tecnología" creada por la misma empresa y desarrollada gracias a una labor basada en la experimentación que realizan conjuntamente.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR .- En este método se calcula un coeficiente de transferencia de calor sin corregir, el cual se obtiene por medio de una gráfica. El empleo de esta gráfica viene como consecuencia de la experimentación que realizó Lawry con varios cambiadores de placas, hasta obtener una gráfica representativa del fenómeno físico que se llevaba a cabo. El coeficiente obtenido se multiplica por varios factores de corrección los cuales dependen del flujo, de la temperatura y del servicio, obteniendo así un coeficiente global de transferencia de calor

corregido, que es el que se emplea para los demás cálculos.

CAIDA DE PRESION.- Para obtener la caída de presión se tiene lo siguiente: primero obtenemos una caída de presión sin corregir mediante una gráfica, (el origen de esta gráfica es el mismo del coeficiente) y se corrige multiplicando por un factor que depende de la temperatura y por otro que depende del número de grupos de placas que se obtuvieron en el cálculo.

TEMPERATURA.- Para la LMTD que se emplea para el cálculo del área, no se multiplica por ningún factor de corrección.

Para el cálculo tanto del coeficiente como para la caída de presión, se corrige por un factor de temperatura el cual se obtiene por medio de el promedio de todas las temperaturas que intervienen en el proceso.

Expuestas estas líneas, se tratará de explicar el método de Lawry lo mejor posible, con el fin de aclarar la esencia del mismo.

El método de cálculo es el siguiente y solo se aplica a fluidos en fase líquida :

1.- Obtener las propiedades físicas de los compuestos

\bar{C}_p T_1 T_2 y t_2 t_1

2.- Calcular la carga térmica

$$Q = WC_p\Delta T \text{ fluido caliente}$$

$$Q = wC_p\Delta T \text{ fluido frío}$$

3.- Cálculo de la temperatura de salida del fluido frío

$$t_2 = \frac{Q}{w C_p} + t_1$$

4.- Cálculo de las diferencias terminales de temperatura

F.C	F.F	
T1	t2	$\delta_1 = T1 - t2$
T2	t1	$\delta_2 = T2 - t1$

5.- Cálculo de la temperatura media

$$t_m = \frac{T1 + T2 + t2 + t1}{4}$$

6.- Cálculo de la LMTD

F.C.	F.F.	Δt	
T1	t2	Δt_2	$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$
T2	t1	Δt_1	

7.- Selección del tipo de placa .- Al seleccionar el tipo de placa, se obtienen los siguientes datos: Superficie de transferencia de la placa, presión de oposición máxima, temperatura de oposición máxima, ancho de la placa, espaciamiento de la placa y diámetro de puerta.

8.- Relación "radio.- Esta relación está referida al fluido enfriante con respecto al caliente.

Relación radio del flujo enfriante = $W_{cal}:W_{fr}$

9.- Cálculo del flujo por placa.- Para el cálculo del flujo por placa, debemos seguir los siguientes pasos:

a) De los flujos que tenemos los aproximamos a un valor entero

b) Para tener el mismo flujo en cada placa, desarrollamos los siguientes pasos:

i) Los flujos de proceso se dividen en distintos valores numéricos, de tal modo que nos den el mismo valor de flujo tanto para el fluido frío como para el caliente.

ii) Se eligen valores pequeños, por ejemplo entre 2 y 10 para tener grupos de placas pequeños. Los valores encontrados serán las placas necesarias para el proceso.

c) Los valores encontrados deberán guardar la relación de radio.

Para explicar estos pasos, se presenta el siguiente ejemplo

$$W_{cal} = 40,000 \text{ lb/h}$$

$$W_{frío} = 80,000 \text{ lb/h}$$

- La relación radio del fluido enfriante 2: 1

- Necesitamos encontrar valores numéricos, de tal modo que nos den el mismo flujo para cada placa y los valores deben de estar entre dos como valor mínimo y 10 como máximo.

$$40,000 \div 5 = 8000 \quad \text{y}$$

$$80,000 \div 10 = 8000$$

- Los valores son 5 y 10 y la relación que deben guardar es la siguiente :

$$\frac{W_{\text{cal}}}{W_{\text{frío}}} = \frac{8000 \text{ lb/h}}{8000 \text{ lb/h}} = \frac{5 + 5}{10} = \frac{2}{1}$$

(Esto no es una igualdad matemática)

- Al hacer estos cálculos seguimos adelante

10.- Cálculo del coeficiente global de transferencia.

$$U = u \times f_b \times f_k \times f_t$$

U = coef. global de transf. sin corregir

f_b = factor de corrección según el servicio

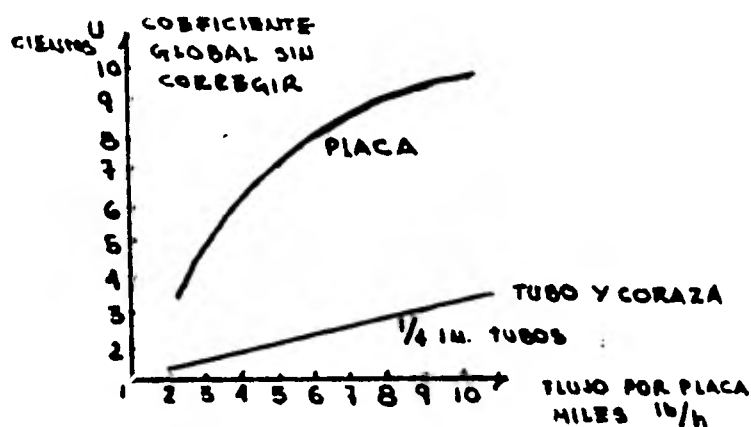
f_k = corrección para U por velocidad de flujo por placa

f_t = corrección para U por temperatura promedio

U = coef. global de transferencia de calor

El valor de f_t y de f_k se pueden obtener de las

siguientes gráficas :



Coeficiente de Temperatura corrección prom.

1.15	170 F.
1.10	160
1.05	150
1.00	140
0.95	130
0.90	120
0.85	110
	100
	90
	80
	70
	60
	50

Para los valores de f_t y f_k , el autor no menciona donde los obtiene ni donde se pueden obtener

11.- Cálculo del número de placas

$$n_{\text{placas}} = \frac{W_{\text{cal}} \times C_p \text{ cal} \times \Delta t_{\text{cal}}}{U \times A_{\text{plac}} \times \text{LMTD}}$$

A_{placas} = sup. de transferencia por placa

12.- Cálculo del arreglo del flujo

Para hacer más fácil este cálculo, podemos conjuntar los números de placas en varios grupos guardando la relación radio como se vió en los pasos anteriores.

13.- Cálculo de la caída de presión

$$\Delta P_T = \Delta P_{f.f.} + \Delta P_{f.c.}$$

$$\Delta P_{f.f.} = \Delta P_{f.c.} = \Delta P \times \text{factor de corrección}$$

temperatura x número de grupos

El ΔP lo obtenemos de la siguiente gráfica, conociendo el valor del flujo por placa

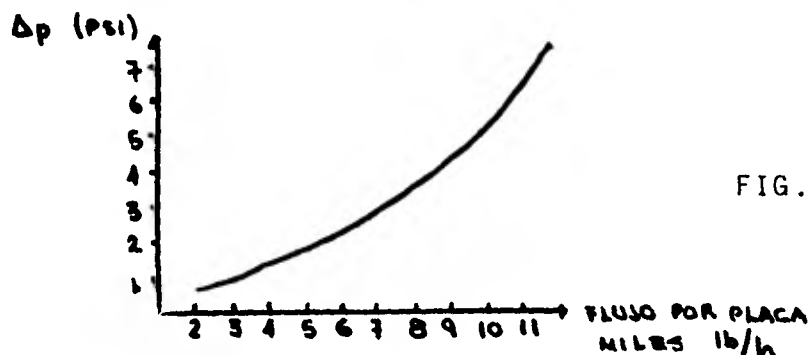


FIG. 18 CAIDA DE PRESION.

y el factor de corrección lo obtenemos conociendo la temperatura promedio mediante la siguiente relación

ΔP	t_m
1.10	60 F.
	70
1.05	80
	90
1.00	100
	110
0.95	120
	130
	140
0.90	150
	160
	170

14.- Cálculo del área de transferencia de calor

$$A = \frac{Q}{U \Delta t_m} \quad \Delta t_m = \text{LMTD}$$

6.2 METODO DE BUONOPANE MORGAN Y TROUPE

Los creadores de la segunda aportación realmente importante para el desarrollo del diseño de cambiadores de placas, estuvo a cargo de los señores Ralph A. Buonopane, Ralph A. Troupe y John C. Morgan, los cuales elaboraron un trabajo experimental en la Universidad de North -- Eastern y cuyo trabajo se describe a continuación:

Los aparatos empleados y el procedimiento que se llevo a cabo fueron: un intercambiador de placas de la marca Chester - Jensen, modelo HTF conectado como se muestra en la figura :

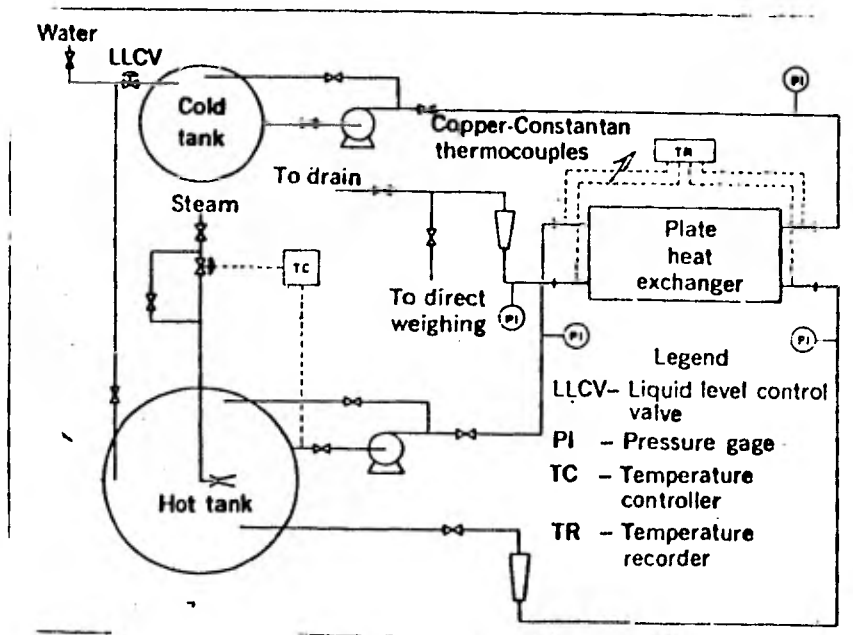
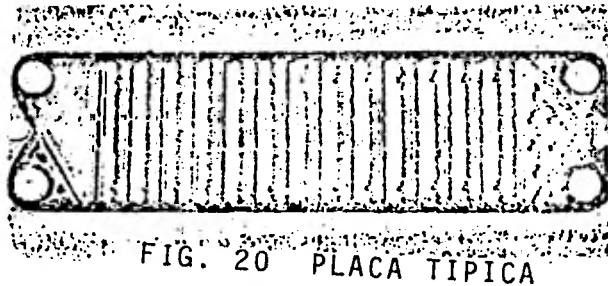


FIG. 19 INTERCAMBIADOR DE BUONOPANE, MORGAN Y TROUPE.

El material de las placas fue acero inoxidable y la forma de las placas es la que a continuación se muestra:



La tabla 1 nos da las características físicas de las placas usadas.

TABLA 1

CARACTERISTICAS FISICAS DE LOS PLATOS TIPO HT	
Material	316 SS
Espesor (in)	0.040
Ancho (entre empaques, in)	7
Ancho de canal (in)	0.014
Area de Transferencia de calor (sq. ft.)	1.53

TRABAJO EXPERIMENTAL

Para cada corrida se tomaron las siguientes precauciones; se eliminó la presencia mínima de cualquier e-

lemento que pudiera ensuciar el equipo, de modo que las placas fueron limpiadas antes de cada corrida.

Las velocidades de flujo de cada corriente, fueron ajustadas en la medida como fué posible, ésto fué hecho para evitar que las placas se pandearan.

Los promedios de medidas tomadas periódicamente tanto de temperatura como de velocidad de flujo produjeron errores de $\pm 1\%$ en el balance de calor de las corridas.

ANALISIS TEORICO

Para el diseño de un cambiador de calor convencional se introduce un factor de corrección en la ecuación general, quedando

$$Q = U A \Delta T_m F$$

y para aplicar esta ecuación a un cambiador de placas, la introducción de factor de corrección F es necesaria para las correlaciones empíricas de los coeficientes de transferencia de película y la diferencia media logarítmica de temperaturas.

CONSIDERACIONES GENERALES

Para que tenga validez el uso de la ecuación de diseño, es necesario cumplir las siguientes condiciones :

- 1.- Las pérdidas por temperatura en el cambiador de placas son despreciables.
- 2.- La pérdida de calor en los contornos también es despreciable.
- 3.- Los fluidos que van por dentro de placas se encuentran en fase líquida.
- 4.- El coeficiente total de transferencia de calor es constante a través del intercambio.

GENERALIDADES. Buonopane, Morgan y Troupe basados en datos experimentales y considerando arreglos tanto en serie como en un solo paso, obtienen un método de diseño haciendo corrección a la LMTD para diferentes arreglos en las placas térmicas.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR. El coeficiente global de transferencia de calor promedio, es calculado obteniendo primero los coeficientes de película para cada fluido y sumando a estos una relación entre la conductividad térmica y el espesor de la placa. Se obtiene una relación promedio, porque la dependencia del coeficiente de película, es determinado por el promedio aritmético de las temperaturas de las corrientes a la entrada y a la salida de los fluidos de proceso.

Para el cálculo del coeficiente de película, se

toma la ecuación de Nusselt ajustada para un gran número de placas por medio de la derivación que hace Prifti al respecto.

CAIDA DE PRESION. Este método no toma en cuenta la caída de presión, pero la continuación de este trabajo es precisamente el calculo de la caída de presión tanto para arreglos en serie como para un solo paso a contracorriente. El método que calcula la caída de presión se explicará mas adelante.

TEMPERATURA. Como se señalo anteriormente, en este método se introduce un factor de corrección para la LMTD, el cual depende del arreglo de placas que se tenga.

METODO DE DISEÑO. El método de diseño de Buonopane, Morgan y Troupe consiste en lo siguiente:

- 1.- Es necesario conocer las propiedades físicas de los fluidos que intervienen en el proceso, tanto a la entrada como a la salida. Las principales propiedades físicas que debemos conocer son: densidad, viscosidad, conductividad térmica y capacidad calorífica.
- 2.- Se determinan estas propiedades físicas a una temperatura promedio. Es decir vamos a tener para el fluido caliente ρ , C_p , μ , y k para una T de igual manera para el fluido frío tendremos las mismas propiedades físicas a una t .

3.- Calcular la carga térmica

$$Q = w C_p \Delta t \quad \text{Lado frío}$$

$$Q = W C_p \Delta T \quad \text{Lado Caliente}$$

4.- Calcular la temperatura de salida de la corriente -
fría

$$t_2 = t_1 + Q / w C_p$$

5.- Calcular la diferencia media logarítmica de temperaturas

F Caliente F. Frío ΔT

$$T_1 \qquad t_2 \qquad \Delta t_2 = T_1 - t_2$$

$$T_2 \qquad t_1 \qquad \Delta t_1 = T_2 - t_1$$

$$\Delta t_2 - \Delta t_1$$

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

$$\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}$$

$$\Delta t_1$$

6.- Selección de tipo de placa. Al seleccionar el tipo de placa, obtenemos el área de transferencia la cual nos es de gran ayuda para definir nuestra geometría.

7.- Cálculo del número de Reynolds. En este punto se considera el intercambio contenido en cada placa teórica calculando el Reynolds para cada corriente. En este punto se debe suponer un valor de , que es el número de corrientes.

$$Re = De \frac{(G/\eta)}{\mu_{prom}}$$

$$De = 2xs$$

$$G = W/bxs$$

8.- Calcular los coeficientes de película para cada corriente.

$$h = 0.2536 \times \frac{k}{De} \times Re^{0.65} \times Pr^{0.4}$$

9.- Calcular el coeficiente total de transferencia de calor promedio.

$$\bar{U} = \frac{1}{(1/h)_f + L/k_p + (1/h)_c}$$

FLUJOS EN SERIE

10.- Los pasos que se realizan a continuación son en forma iterativa.

a) Suponer un número de placas N y con el valor que nos proporciona el número de Reynolds nos dirigimos a la figura 21, para obtener el factor de corrección F .

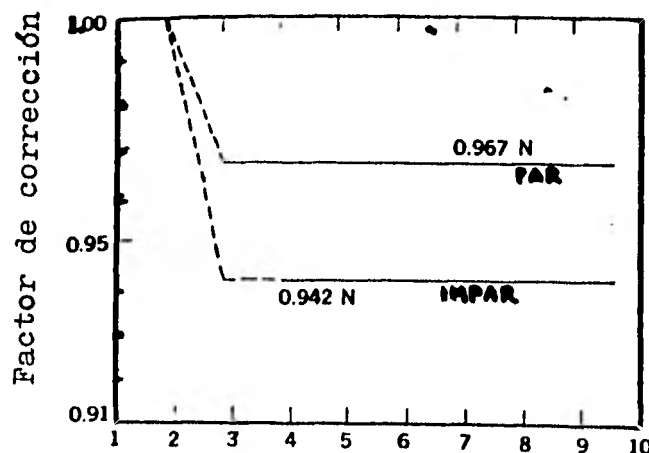


FIG. 21 PLACAS TERMICAS.

b) Con el valor de F, calculamos el área de transferencia mediante la siguiente ecuación.

$$A_f = \frac{Q}{\bar{U} F LMTD}$$

11.- Calcular el número de placas.

$$N = \frac{A_f}{A_p}$$

12.- Comparar el número de placas del punto 11, con el supuesto en el punto 10, si el número de placas es el mismo entonces habremos obtenido una geometría óptima, si son diferentes suponemos otro valor del número de placas, y existirá la convergencia hasta que el número de placas sean iguales.

FLUJO DE UN SOLO PASO

10.- Los autores sugieren un valor de 0.95 para el valor del factor de corrección, al inicio de los cálculos. Con este valor calculamos el área de transferencia de calor.

$$A = \frac{Q}{\bar{U} F LMTD}$$

11.- Calcular el número de placas térmicas.

$$N = \frac{A_f}{A_p}$$

12.- Si el número de placas resulta impar, el número de corrientes en el flujo es igual. Si el número de

placas es par, el número de corrientes en flujo dividido puede no ser igual y un fluido puede contener mas de una corriente que la otra, ejemplo:

Si $N = 4$, podemos tener que $\eta = 3$ y $\eta = 2$ ó $\eta = 2$ y $\eta = 3$

comparamos η calculado con el η empleado en el paso 7, si son iguales entonces tendremos el diseño terminado. Si los valores resultan ser diferentes se supone otro valor de η y se emplea la gráfica de la figura 22, si el nuevo valor supuesto es impar se utilizará el valor del factor de corrección de 0.942 y para el caso de que el valor sea par el de 0.967.

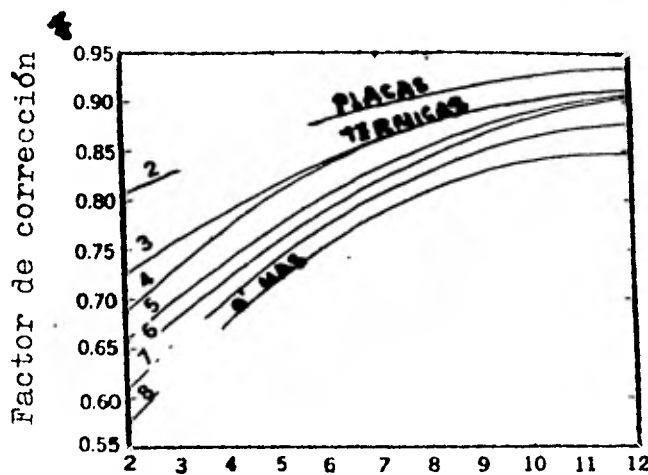


FIG. 22 **NUMERO DE REYNOLDS MINIMO $\times 10^3$**

Este método de diseño resulto ser uno de los más sobresalientes en la historia de los cambiadores de placas, y se debió no solo a que aplicaba a las placas usadas en

el experimento, sino que aplicaba para un gran número de placas sin importar su tamaño y forma.

Son estos antecedentes los que provocaron que el método fuera muy confiable, ya que las correlaciones que aportó tenían un por ciento de error insignificante para el calculo del área de transferencia de calor.

Sin embargo para aquellos que quisieran emplear este método como patrón de diseño, tenían dos grandes problemas: el primero, este método tiene una limitante en la temperatura, ya que solo aplica a temperaturas menores o iguales a 180° F y segundo, quizá lo mas importante, es que el método no toma en cuenta la caída de presión.

Dada la necesidad de crear un método completo para el diseño de cambiadores de calor de placas, el trabajo de Buonopane y compañía tuvo una secuencia, con el fin de encontrar una correlación que calculara la caída de presión. La secuencia del trabajo de Buonopane, Morgan y Troupe, estuvo a cargo de Vernon C. Smith y Ralph A. Troupe, ambos profesores de la universidad de North Eastern. Los resultados obtenidos por dichos profesores no fueron tan satisfactorios como los obtenidos en el primer trabajo, la razón principal es que el calculo de la caída de presión solo aplicaba a placas de cierta forma y tamaño, además de que

el área de transferencia de calor necesitaba estar entre cierto intervalo para poder aplicar las ecuaciones de Smith y Troupe.

El trabajo experimental y las fórmulas a las que llegaron se describen a continuación.

TRABAJO EXPERIMENTAL

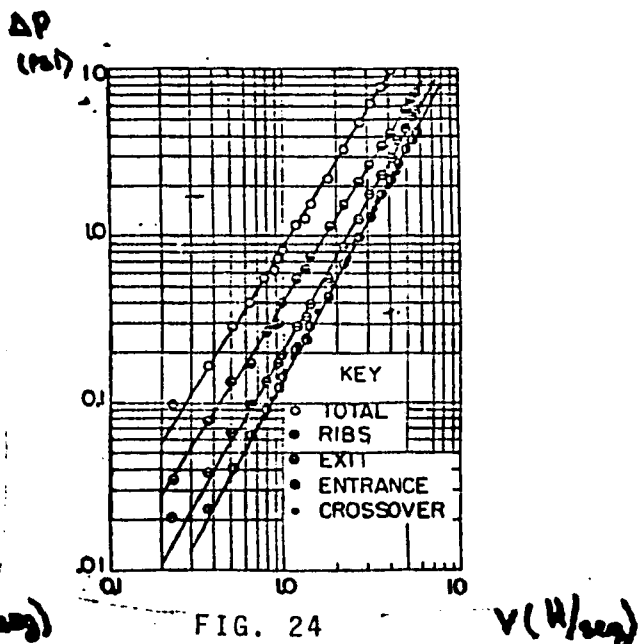
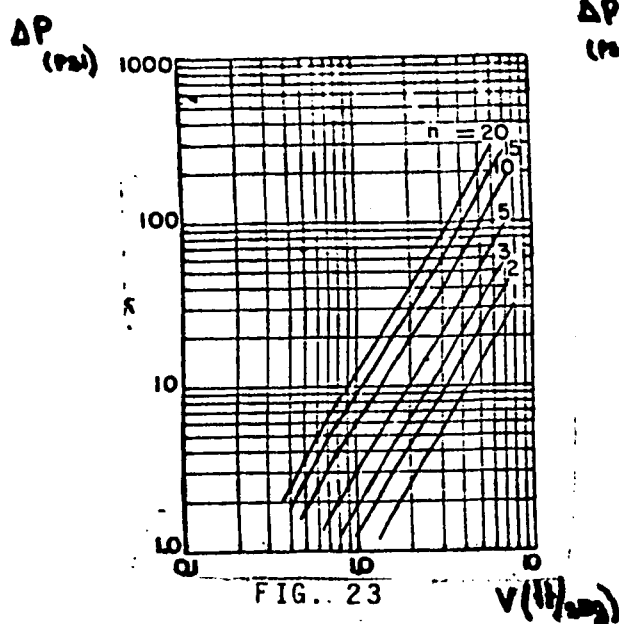
Los autores emplearon el mismo cambiador que emplearon Buonopane, Morgan y Troupe o sea un Chester- Jensen modelo HTF. Las placas empleadas fueron las siguientes:

	MODELO A (placa plástica)	MODELO B
Canal Base	13/16 in.	13/16 in.
Canal Mayor	7/16 in.	7/16 in.
Angulo base	60	60
Espaciamiento del canal	17/32 in.	1/4 in.
Dimensiones de la placa	7.5 x 27.5	7.5 x 27.5 in.

CORRECCION DEL MODELO PLASTICO PARA LA CAIDA DE PRESION

Para agua como fluido de proceso en el modelo plástico A, los datos de la caída de presión fueron relacionados con la velocidad (figura 23), con el uso de la ecuación

$$\Delta P = cV^5 \quad (1)$$



donde los valores c y s dependen de las condiciones a la entrada y salida de la placa, con coeficientes de corrección altos, cercanos a 0.99 para cada caso. Para un arreglo sencillo, las caídas de presión sobre los acanalamientos es de 40 al 80% del total, las pérdidas de presión a la entrada van de 10 al 25% y las pérdidas de presión a la salida fluctúan entre un 10 y un 30% del total.

La distribución entre estas tres pérdidas por presión, varían con la velocidad y el espaciamiento de la placa. En un intercambiador de calor de placas, el arreglo más frecuentemente usado es el de placas múltiples.

Para un cambiador con arreglo de placas en serie, la caída de presión puede ser calculada por medio de la

siguiente ecuación:

$$\Delta P = \Delta P_{INT} + n \Delta P_{RIB} + (n-1) \Delta P_{ER} + \Delta P_{EX} \quad (2)$$

Esta suma de caídas de presión individuales para obtener la caída de presión total, fué calculada para placas empacadas con veinte placas en arreglo en serie. Los resultados de estos calculos son mostrados en la figura 24. La caída de presión fué obtenida para cada valor de n, corregida por la velocidad con la ecuación 1, por un método de mínimos cuadrados.

Los valores de c y s se obtienen a partir de la ec. 1, para cada valor de n. La ecuación 3, representa los resultados para agua con el modelo A:

$$\Delta P_t = 0.56 n V^{1.77} \quad (3)$$

y para el modelo B:

$$\Delta P_t = 1.08 n V^{1.66} \quad (4)$$

La caída de presión puede ser expresada para cualquier fluido bajo ciertas condiciones de operación, calculando el factor de fricción para la sección de acanalamiento:

$$f_a = \frac{12 b g c \Delta P}{V^2 L}$$

A estas condiciones les corresponde un número de Reynolds basado en la sección de acanalamiento, calculado por la ecuación.

La caída de presión total para flujo en serie, se puede expresar en términos de factores de fricción individuales, sumados y rearrreglados, tenemos :

$$\Delta P_{sp} = \frac{v^2 P}{144 g_c} \left(\frac{f_{ent}}{2} + \frac{f_{sal}}{2} + (n-1) \frac{f_{RECORR}}{2} + \frac{12 n f_c}{b} \right) \quad (5)$$

Esta ecuación puede ser rearrreglada para dar el número de Euler igual a $144 \Delta P g_c / \rho v^2$. Para cada valor de Euler obtenemos una curva contra el número de Reynolds.

Finalmente, los coeficientes y exponentes son - obtenidos en esta serie de expresiones correlacionadas con el valor de .

La expresión resultante para el ΔP fué

$$\Delta P_{sp} = (1.98n - 0.05) \frac{v^2 P}{g_c} \times Re + 0.04/n - 0.354 \quad (6)$$

En base a la ecuación 6 y modificando los fluidos de proceso y el número de pasos se obtuvieron las siguientes expresiones para un arreglo en serie :

$$\Delta P = (1.87n + 7.56) \times \frac{v^2 P}{g_c} \times Re^{-0.13}/n^{-0.565}$$

para un arreglo en un solo paso en contracorriente:

$$\Delta P = (38.96 n + 121.22) \times \frac{V^2 P}{gc} \times Re^{-0.13/}$$

$$n = 0.565$$

A la conclusión que podemos llegar después de analizar el trabajo tanto de Buonopane, Morgan y Troupe como el de Smith y Troupe es la siguiente:

En el primer trabajo se obtuvieron resultados muy satisfactorios debido a que las correlaciones y el método empleado por ellos eran confiables, así se tenía seguridad en el método de diseño para aplicarlo, sin temor de tener errores en el cálculo del área, sin embargo como mencionamos anteriormente no tomaban en cuenta la caída de presión. En el segundo trabajo, la investigación tenía como fin encontrar una ecuación que pudiera ser empleada, y tener resultados confiables para así poder combinar los dos trabajos y crear un solo diseño que abarcara todas las variables posibles que intervienen en un proceso. Desgraciadamente esto no se pudo concretar, ya que si en el primer modelo teníamos limitantes tanto la temperatura del líquido como la fase del fluido, en el segundo trabajo tenemos limitaciones en la forma de la placa, tamaño y proporciones del cambiador. Sin embargo conjuntando estos dos trabajos podemos tener un diseño -

confiable, siempre y cuando cumpla las restricciones impuestas anteriormente. La secuencia es la siguiente: teniendo el número de placas establecido, sustituimos el valor de las ecuaciones de Smith y Troupe y obtenemos la caída de presión aproximada.

6.3 METODO DE JACKSON Y TROUPE (E -NUT)

B.W. Jackson y R.A. Troupe desarrollaron un método de diseño de cambiadores de placas, cuya principal innovación es la utilización de las relaciones entre las efectividades de la transferencia de calor y el número de unidades de Transferencia (NUT).

Para diseñar un cambiador de calor de placas se requiere datos como factores de corrección para el LMTD en función del parámetro de efectividad de calor o efectividad de transferencia de calor (ϵ) como una función del número de unidades de transferencia de calor. No hay mucho publicado acerca de dichos factores o de las relaciones E-NUT, las cuales son elementos fundamentales para el diseño de los cambiadores de placas.

Así por ejemplo, Buonopane presentó gráficas de factores de corrección para el LMTD y relaciones de E-NUT determinadas experimentalmente, las cuales son solamente útiles en el diseño de cambiadores de calor de placas de geometría de canales similar al trabajo original y con -

velocidades iguales en los flujos frío y caliente. Lawry presentó, un método de diseño basado en el LMTD, el cual incluye los efectos del factor de corrección sobre un aparente coeficiente de transferencia de calor global

Por lo que corresponde a Kays y London presentaron datos para intercambiadores de flujos a contra corriente y paralelos de coraza y tubos, los cuales son aplicables a cambiadores de placas de dos o tres canales de un solo paso. Barsov reportó una relación de E-NUT para usarse en cambiadores de placas que resultó, idéntica a la ecuación de E-NUT de Kays y London para flujo paralelo.

Ya que las innovaciones de E-NUT en el diseño de cambiadores de calor proporcionan ciertas ventajas sobre los diseños que se basan en los factores de LMTD, y ya que los datos de las relaciones E-NUT son convertidos por los factores de corrección, nos abocaremos a la descripción de un método de diseño de cambiadores de calor de placas basado en dichas relaciones.

La primera ventaja que nos ofrece este método es la reducción considerable del número de cálculos. El LMTD y el procedimiento iterativo requerido para ciertos problemas de diseño están limitados, también simplifica el estudio del efecto del cambio de temperatura existente en una

unidad porque la efectividad de transferencia de calor es aproximadamente constante en un cierto intervalo de velocidades de flujo.

Las relaciones E-NUT se encuentran teóricamente, resolviendo un sistema simultáneo de ecuaciones diferenciales homogéneas para obtener el perfil de temperatura de cada canal del cambiador. Las figuras que a continuación se presentan son el resultado de efectuar dicho sistema de ecuaciones, concordando también con los datos experimentales obtenidos por Buonopane. Mientras los datos experimentales están basados en un cambiador de calor que maneja agua-agua de la marca Chester Jensen modelo HTF las relaciones E-NUT no están limitados a un diseño de placa particular. Las únicas limitaciones en estas relaciones son la configuración del flujo y la aplicabilidad de las condiciones de estado.

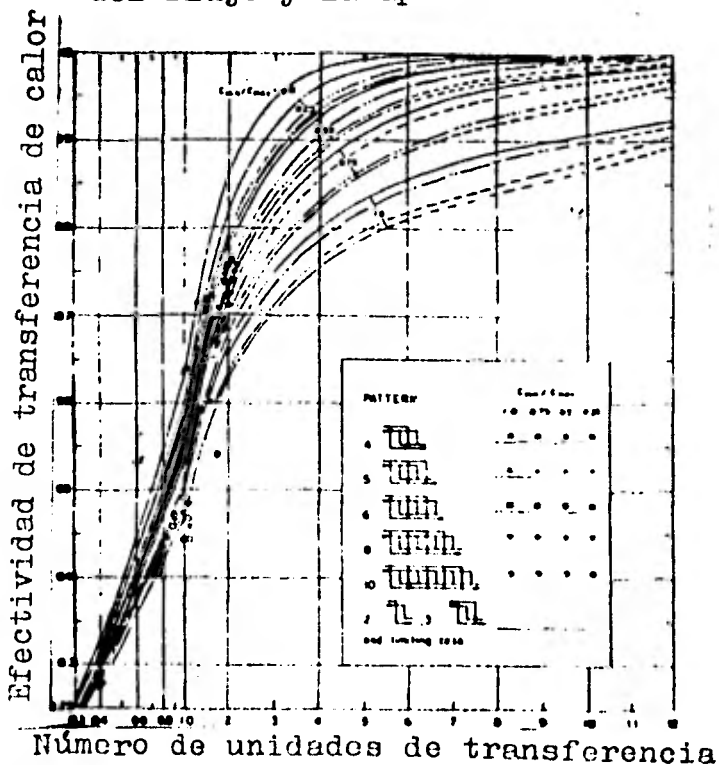


FIG. 25

Relación de E-NUT
para diferente tipo
de arreglo

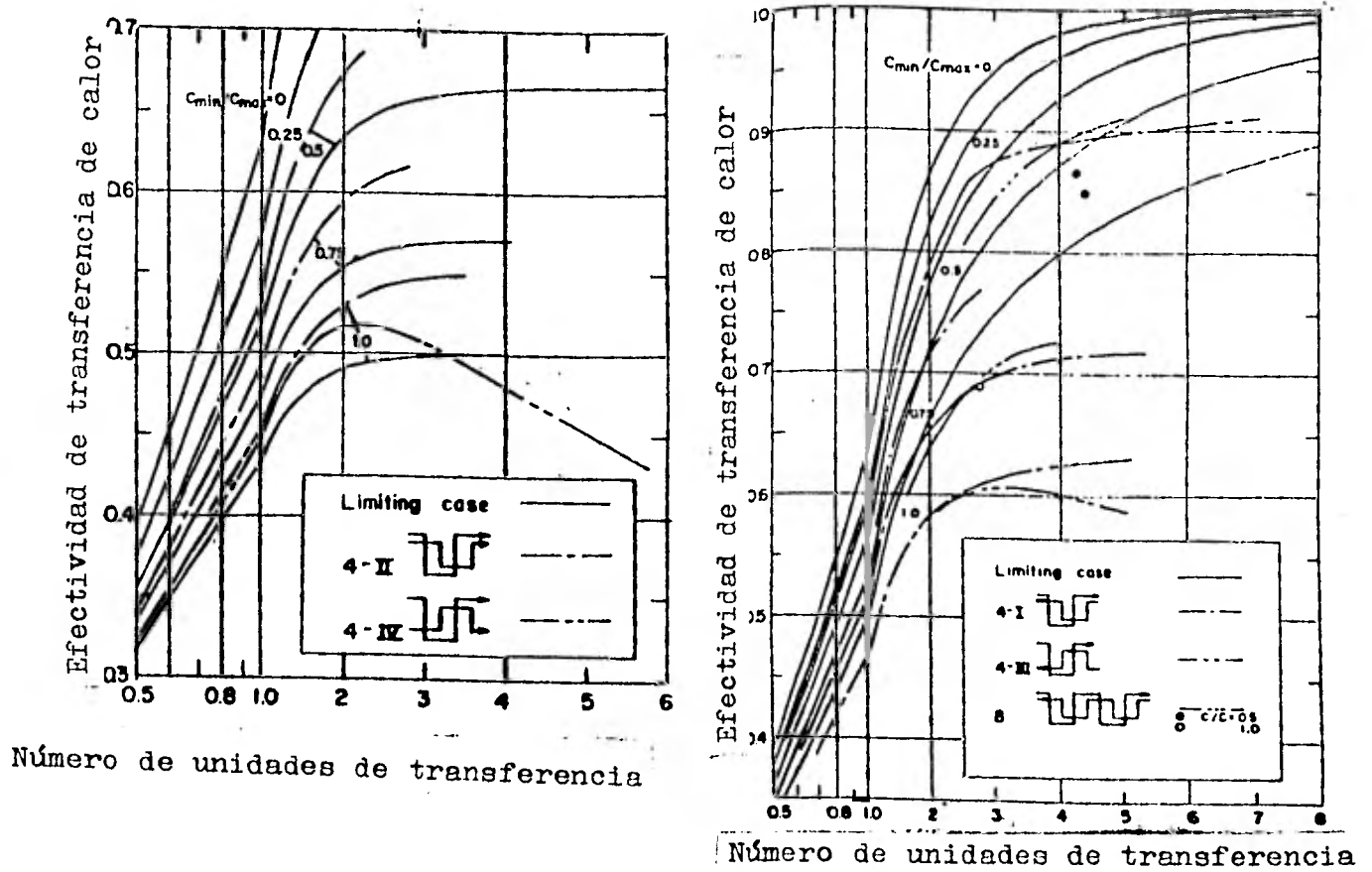


FIG. 26 Relación de E-NUT para los casos límites

Para facilitar la estimación de las relaciones E-NUT, es importante comparar los resultados y considerar un caso limitante de número infinito de placas. En los casos de flujo paralelos y en contra corriente de un solo paso, a medida que el número de canales aumenta las curvas de E-NUT se mueven hacia las respectivas curvas de los ca-

los límites. Además los casos con un número par de canales muestran una desviación mayor de los casos límites que la que presentan los de número impar.

En el caso de flujos en serie, las curvas también se acercan a un caso límite, tanto en los de flujo paralelo como en los de contracorriente. Es posible por lo tanto, estimar la relación E-NUT para otros patrones de flujo usando las curvas presentadas.

GENERALIDADES. El método en sí, es un método iterativo el cual parte de la suposición de que el cambiador que se desea diseñar tiene un número infinito de canales, y gracias a que la efectividad de transferencia de calor (E) y la relación de capacidades caloríficas han sido evaluadas previamente, se puede asociar un valor de número de unidades de transferencia (NUT) a partir de las gráficas correspondientes. Posteriormente se determina el valor del número aproximado de placas térmicas, el cual depende de los valores supuestos que se le asignen.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR. El coeficiente global de transferencia de calor, se calcula una vez que se han determinado los coeficientes de película para cada fluido, estos coeficientes se evalúan a partir de las correlaciones de Prifti (flujo turbulento) y de Jackson (flujo laminar), ambas correlaciones están basadas

en el modelo de Sieder y Tate.

CAIDA DE PRESION. Este método no toma en cuenta la caída de presión.

TEMPERATURA. Los factores de corrección para la LMTD, están involucrados en las relaciones E-NUT requeridas para los cambiadores tanto en flujo en paralelo como en contracorriente.

El método E-NUT se explica mejor por medio del siguiente ejemplo: Suponer que se trata de enfriar un fluido y que se conocen los flujos de las corrientes frías y calientes, las temperaturas de la corriente caliente tanto en la entrada como a la salida y solamente la temperatura de la corriente de entrada del flujo frío. La solución es la siguiente:

1.- Calcular la carga de calor

$$Q = W C_p \Delta T$$

2.- Calcular la temperatura de salida de la corriente fría

$$t_2 = t_1 + \frac{Q}{C_f} \quad C_f = W C_p$$

3.- Determinar los valores promedios de las propiedades físicas de las corrientes, propiedades tales como densidad, viscosidad, capacidad calorífica y conductividad térmica.

4.- Calcular la efectividad de transferencia de calor.

$$E = \frac{C_c (T_1 - T_2)}{C_{\min} (T_1 - t_1)} = \frac{C_f (t_2 - t_1)}{C_{\min} (T_1 - t_1)}$$

- 5.- Calcular la relación de la capacidad calorífica $C_{\min.}/C_{\max.}$
- 6.- Suponer un cambiador conteniendo un número infinito de canales y encontrar el NUT requerido usando la relación E-NUT apropiada.

PARA FLUJOS EN SERIE

- 7.- Selección del tipo de placa. En este método, es necesario conocer el área de transferencia de la placa con la que se va a definir la geometría.
- 8.- Calcular los coeficientes de película en las correlaciones ya mencionadas.

a) Para flujo turbulento, se aplica la correlación de Prifti.

$$h = 0.2536 \left(\frac{k}{De} \right) Re_{av}^{0.65} Pr_{av}^{0.4}$$

b) Para flujo laminar, se aplica la correlación de Jackson.

$$h = 0.742 Cp G Re_{av}^{0.41} Pr_{av}^{0.41} \left(\frac{\mu_{av}}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

- 9.- Calcular el coeficiente de transferencia de calor global

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hf} + \frac{1}{k_p} + \frac{1}{hc}}$$

10.- Calcular el número aproximado de placas térmicas

$$N = \frac{(NUT) (C_{MIN})}{\bar{U} A_p}$$

- 11.- Suponer un cambiador con N+1 número de canales y encontrar el NUT requerido de la curva apropiada y volver a calcular N con la fórmula del paso anterior.
- 12.- Repetir el punto 11 hasta que N sea igual al número de placas términos en el modelo supuesto

PARA FLUJOS DE UN SOLO PASO

8.- Suponer un cambiador de N placas térmicas y calcular el coeficiente de transferencia de calor global como en los pasos 8 y 9 para flujos en serie.

9.- Calcular el número aproximado de placas térmicas

$$N = \frac{(NUT) (C_{MIN})}{\bar{U} A_p}$$

- 10.- Suponer un cambiador de N+1 canales y encontrar el NUT requerido de la curva apropiada.
- 11.- Volver a calcular el coeficiente de transferencia de calor global y reevaluar N con la ecuación del punto 9.
- 12.- Repetir los pasos 10 y 11 hasta que N sea igual al número de placas térmicas en el modelo supuesto.

Podemos concluir que las relaciones E-NUT son aplica-

bles a todas las configuraciones y tipos de cambiadores de placas, dando así la posibilidad de diseñar cambiadores de calor de placas de flujos en serie o de un solo paso.

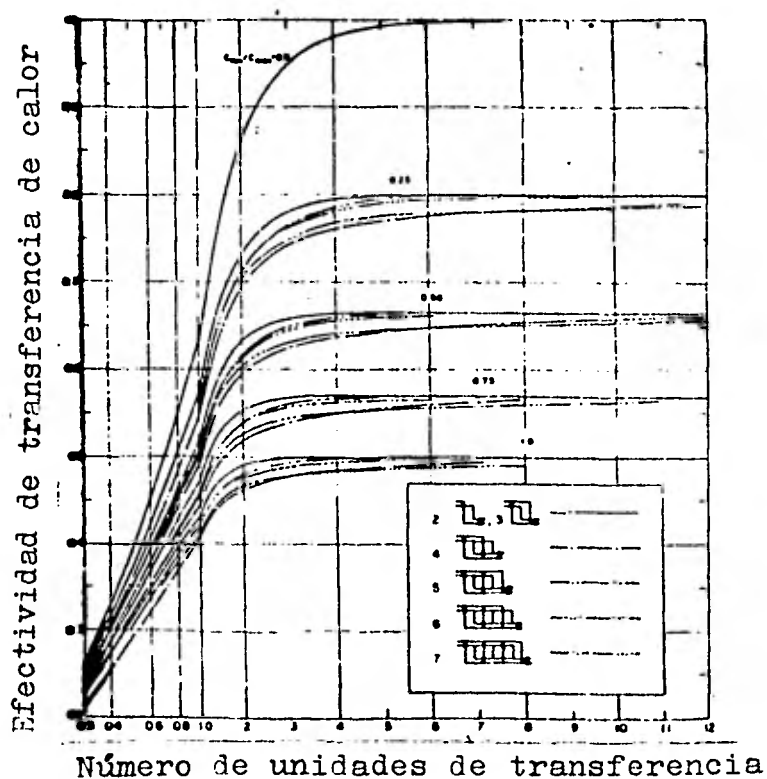


FIG. 27 Relación de E-nut para diferente tipo de arreglo

6.4 METODO DE ALTA LAVAL (MARRIOTT Y CLARK)

Después de haberse realizado diseños importantes sobre los cambiadores de placas, se observa un receso en la elaboración de los mismos y las aportaciones para crear diseños mejores van siendo más escasas.

En estos últimos años son pocos los que han publicado métodos de diseños para cambiadores y quizá esta actitud sea comprensible, ya que la producción e investigación de los cambiadores de placas está en manos de unas cuantas empresas, por lo que es obvio comprender que las aportaciones importantes que ellos pudieran crear, debido a la exhaustiva investigación que en estas industrias se realiza, tengan aplicación dentro de la misma empresa.

Son estos antecedentes lo que nos hace pensar, que estas innovaciones no pueden ser publicadas dada la política hermética que impera cuando se presentan estudios importantes en ella. Así vemos como en la actualidad, solo esporadicamente se han publicado alguna que otra correlación para los coeficientes de transferencia de calor como para el cálculo de caída de presión. Sin embargo hay algunas industrias que reportan métodos de cálculo y que tienen un alto grado de confiabilidad, tal es el ca

so de la Compañía Alfa-Laval que reporta un método bastante completo para el diseño de cambiadores. En este método no se podrá justificar el uso de algunas ecuaciones, ya que los autores no explican de donde proceden estas, solo aclaran que el método puede ser usado para un gran número de placas sin importar el material tamaño y forma y con rangos de temperatura, presión y flujo bastante considerable teniendo buenos resultados para el diseño.

La Compañía Alfa Laval aclara que su método puede ser usado para las siguientes condiciones de operación: presiones hasta de 300psig, temperaturas entre 250° C y - 40° C y flujos hasta de 2800 m³/h, claro que estas condiciones dependen del material de la placa, empaque, arreglo, etc.

El método de cálculo para el diseño es el siguiente:

1.- Conocer las propiedades físicas de los fluidos que están involucrados en el intercambio, dichas propiedades son, densidad, capacidad calorífica, viscosidad y conductividad térmica las cuales deben estar evaluadas a las temperaturas de las corrientes de entrada y salida.

2.- Balance de calor

$$\text{Flujo caliente} \quad Q = W C_p \Delta T$$

Flujo frío $Q = w C_p \Delta T$

3.- Cálculo de la LMTD

F. Caliente	F. Frío	ΔT
T1	t2	$\Delta t_2 = T1 - t2$
T2	t1	$\Delta t_1 = T2 - t1$

$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

4.- Suponer un valor del coeficiente global de transferencia de calor U_s .

5.- Calcular el área Requerida

$$A_{req} = \frac{Q}{U_s \Delta t}$$

6.- Selección del tipo de placa. Al seleccionar el tipo de placa, se obtienen los siguientes datos: Superficie de transferencia de la placa, presión de oposición máxima, temperatura de oposición máxima ancho de la placa, espaciamiento de la placa y diámetro de puerta.

7.- Calcular el número de placas

$$N_{plac} = \frac{A_{req}}{A_{trans/placa}}$$

8.- Temperatura media efectiva

$$t_{m1} = \left((T1 + 10) (T2 + 10) \right)^{0.5} - 10$$

$$tm2 = ((t1 + 10) (t2 + 10))^{0.5} - 10$$

9.- Arreglo del canal

$$Wc1 = \frac{Wt}{Nr} \times Np$$

$$Nr = Nplac/2$$

10.- Masa velocidad del flujo caliente

$$Gc1 = \frac{Wc1}{b \times s}$$

$$\text{Area de flujo} = b \times s$$

11.- Cálculo del número de Reynolds

$$Re = \frac{Gc1 \times dh}{\mu}$$

$$dh = \frac{4 \times b \times s}{2(b + s)} = \frac{4 \times \text{area de flujo}}{\text{perímetro húmedo}}$$

Si $b \gg s$, entonces $2(b + s) = 2b$

$$\text{por lo tanto } dh = \frac{4 \times b \times s}{2 \times b} = 2 \times s$$

12.- Cálculo de factor de fricción

$$\text{Si } 3 < Re < 300, f = \frac{36.42}{Re} + 0.32$$

$$\text{Si } 300 < Re < 3000, f = 1.77 Re^{-0.23}$$

13.- Cálculo de la caída de presión

$$a) \Delta P_{total} = \Delta P1 + \Delta P2$$

$$b) \Delta P1 = \frac{Gc1^2}{2} \times 4 \times f \times \frac{1}{dh} \times Np$$

Esta ecuación toma en cuenta las pérdidas por el recorrido del flujo.

$$c) \Delta P_2 = \frac{1.4 G_p^2}{2}$$

$$G_p = \frac{4 \times W_t}{\pi d_p^2}$$

Esta ecuación toma en cuenta las pérdidas en las puertas y conecciones.

14.- Cálculo del coeficiente de transferencia para cada corriente

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{dh}$$

$$Nu = 0.036 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.333} \times \left(\frac{dh}{L}\right)^{0.054} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

15.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\alpha_{fr}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{cal}} + \frac{1}{F}$$

16.- Si el coeficiente de transferencia supuesto en el punto 4 es igual al calculado en el punto anterior, el área requerida es la correcta, si estos no son iguales, volvemos a suponer otro coeficiente hasta que estos converjan.

17.- Si la viscosidad es un factor importante en el diseño corregimos por viscosidad tanto la caída de pre-

sión como los coeficientes de transferencia.

- a) Corrección por viscosidad para el coeficiente de transferencia

$$Nu = Nu' s' + \rho s' \quad \rho s' = (\mu/\mu_w)^{0.20}$$

- b) Corrección por viscosidad para la caída de presión

$$\Delta P = \Delta P' s' + \psi s' \quad \psi s' = (\mu/\mu_w)^{-0.3/(Re + 0.01)^{0.25}}$$

10.- Cálculo de la viscosidad de pared

$$\Delta t_w = \frac{1/\alpha_1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2} \Delta t_m$$

$$t_w = t_m + \Delta t_w$$

Con esta temperatura interpolar y obtener para cada fluido y así conocer los coeficientes y la caída de presión corregida.

6.5 METODO UNIFICADO

El método que a continuación se expone es el resultado de las aportaciones de numerosas investigaciones, tanto de Instituciones como de Universidades, hasta Compañías que se dedican a la producción de cambiadores de calor de placas. Este método trata de englobar todas las variables que pueden intervenir en el proceso, para dar como resultado un método manual y completo. Es importante que el diseño posea buenos fundamentos, sea versátil y sobre todo que tenga un gran alcance para las condiciones de operación requeridas, así como también los tipos de fluidos que manejen el proceso y consideramos que este método las tiene. Las limitaciones más importantes que presenta y que son necesarias exponerlas para poder aplicar mejor el método, son las siguientes :

1.- De preferencia los fluidos involucrados en el proceso deben de estar en fase líquida.

2.- Las condiciones de operación como temperatura presión y flujo principalmente dependerán del material y tamaño de las placas, empaque usado, arreglo de corriente, etc.

3.- Se tendrán arreglos de pasos iguales para

ambas corrientes, es decir $1/1$, $2/2$, $3/3$

GENERALIDADES.- Este método toma en cuenta un gran número de variables para el cálculo, por lo que se tiene la certeza de que los resultados obtenidos sean muy confiables. El método dada su complejidad resulta muy laborioso y los principios básicos para el cálculo son los siguientes: calcula un área de transferencia requerida 1, que es necesaria para poder seguir los cálculos, esta área de transferencia 1 se compara con un área de transferencia 2 y el criterio de convergencia nos señala el fin o el reinicio de los cálculos.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.- Como hemos visto anteriormente y en este método no es la excepción, la tendencia general ha sido el desarrollo de ecuaciones del tipo de Nusselt, Dittus Boelter y Sieder y Tate, para la obtención de los coeficientes individuales de transferencia de calor. En este método además se contempla la posibilidad de que se tenga un fluido Newtoniano y un no-Newtoniano y exista una ecuación que englobe estas características. Como se verá posteriormente en el algoritmo de cálculo, estos coeficientes están agrupados en el coeficiente global de transferencia de calor junto con los factores de ensuciamiento de los fluidos involucrados en el proceso y las caracte-

rísticas de la placa.

CAIDA DE PRESION.- Para el cálculo de la caída de presión, se obtiene por medio de las correlaciones del factor de fricción considerando las características y geometría de cada placa. Una vez obtenido el factor de fricción se multiplica por las propiedades del fluido para obtener así la caída de presión (Esto se verá más claramente en el algoritmo de cálculo)

TEMPERATURA.- A la LMTD obtenida en los cálculos, se multiplica por un factor de corrección basado en las experiencias de Marriott, las cuales fueron obtenidas para diversos arreglos en los pasos de los fluidos.

El desarrollo del método es el siguiente :

1.- Obtener las propiedades físicas de los fluidos de proceso.

a) Obtener las propiedades de los fluidos a las temperaturas de entrada y salida. Las propiedades más importantes son: densidad, capacidad calorífica, viscosidad y conductividad térmica.

b) Es conveniente obtener las propiedades a una temperatura promedio.

2.- Seleccionar el tipo de placa.

a) Elegir que tipo de placa se desea usar, poniendo principal atención al tipo de corrugación, ya sea sardinetas ó lavadero en cualquiera de sus formas.

3.- Selección del tipo de placa. Al elegir el tipo de placa obtenemos datos como: ancho, largo, espaciamiento, superficie de transferencia, diámetro de puerta, conductividad térmica, etc. Estos datos son proporcionados por el fabricante.

4.- Cálculo de la carga térmica.

$$\text{Flujo caliente } Q = W C_p \Delta T$$

$$\text{Flujo frío } Q = w C_p \Delta T$$

5.- Cálculo de la LMTD.

$$F. \text{ cal } \quad F. \text{ fr } \quad \Delta T$$

$$T_1 \quad t_2 \quad \Delta t_2$$

$$T_2 \quad t_1 \quad \Delta t_1$$

$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

6.- Suponer un valor de coeficiente global de transferencia de calor U_s .

7.- Calcular el área de transferencia aproximada.

$$A_s = \frac{Q}{U_s LMTD}$$

8.- Calcular el número de placas.

$$N_p = \frac{A_s}{A_p}$$

9.- Determinar el área de flujo por pasaje.

$$N_{pasj} = \frac{N_p}{2}$$

$$A_{fp} = b \times s$$

$$A_{ft} = N_{pasj} \times A_{fp}$$

10.- Calcular la masa velocidad en cada corriente.

$$G_1 = \frac{W}{A_{ft} \times N_{cp}}$$

$$W = \frac{W_t}{N_{pasj}} \times N_p$$

11.- Calcular el gasto volumétrico por pasaje.

$$G_{pp} = \frac{G_1 \times A_{fp}}{62.4 \times \rho_r}$$

12.- Calcular la velocidad.

$$V = \frac{G_{pp}}{3600 \times A_{fp}}$$

Los estudios experimentales han demostrado que las velocidades recomendadas para los fluidos manejados en proceso, deben estar en los intervalos que a continuación se enlistan:

líquidos con μ cercana al agua 2-4 ft/seg

líquidos con μ menor al agua 4-7 ft/seg

líquidos con μ mayor al agua 1-2 ft/seg

13.- Calcular el factor de fricción.

a) Emerson reporta para placas tipo lavadero.

$$f = 53.8 \text{ Re}^{-0.98} \quad 10 \angle \text{Re} \angle 300$$

$$f = 0.744 \text{ Re}^{-0.23} \quad 300 \angle \text{Re} \angle 15000$$

para tipo lavadero marca APD.

$$f = 111.6 \text{ Re}^{-1.0} \quad 10 \angle \text{Re} \angle 120$$

$$f = 1.255 \text{ Re}^{-0.136} \quad 500 \angle \text{Re} \angle 8000$$

para tipo lavadero de Alfa Laval.

$$f = 35.0 \text{ Re}^{-0.8} \quad 8 \angle \text{Re} \angle 200$$

$$f = 2.52 \text{ Re}^{-0.31} \quad 200 \angle \text{Re} \angle 8500$$

b) Edwards, Changal, Vale y Parroth reportan la siguiente ecuación, tanto para fluidos Newtonianos como no-Newtonianos.

$$f = 0.8 + \frac{34.0}{\text{Re}} \quad 0.04 \angle \text{Re} \angle 1000$$

c) En general la ecuación para el factor de fricción es:

$$f = \alpha (\text{Re})^{-z}$$

α = está en función del tipo de flujo y la geometría de la placa

z = está en función del tipo de placa

14.- Calcular la caída de presión.

$$\Delta P = \frac{2 f G^2 L}{g_c dh}$$

15.- Calcular los coeficientes de transferencia de calor para cada corriente.

a) Edwards, Changal, Vale y Parroth obtienen una ecuación para fluidos Newtonianos y no-Newtonianos.

$$Nu = 0.610 Re^{0.304} Pr^{0.335} \quad 0.2 < Re < 10$$

$$Nu = 0.259 Re^{0.066} Pr^{0.133} \quad 10 < Re < 1000$$

b) Marriott obtiene una ecuación para flujo turbulento.

$$Nu = a Re^b Pr^c \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^d$$

$$a = 0.15 - 0.40$$

$$b = 0.65 - 0.85$$

$$c = 0.30 - 0.45$$

$$d = 0.05 - 0.2$$

c) Jackson y Troupe obtienen una ecuación general para flujo laminar.

$$Nu = 0.742 Re^{0.88} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.2}$$

d) Cattel encuentra una ecuación general para flujo de transición.

$$Nu = E Re^{0.56} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

e) En general la ecuación para calcular el coeficiente será:

$$Nu = A Re^b Pr^c \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^d$$

Teniendo el valor del Nusselt lo sustituimos en la siguiente ecuación, para obtener el valor del coeficien-

te de película.

$$h = \frac{Nu \ k}{dh}$$

16.- Obtener el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_L = \frac{1}{1/hc + 1/hf + e/k_p}$$

$$U_c = \frac{1}{1/U_L + R_{dc} + R_{df}}$$

17.- Si el coeficiente de transferencia supuesto (obtenido en el punto 6), es igual al calculado en el punto anterior, podemos seguir adelante en nuestros calculos, si no es así es necesario suponer otro valor del coeficiente global, hasta una convergencia en los valores.

18.- Calcular el número de unidades de transferencia (NUT).

a) NUT requerido

$$\Theta_r = \frac{\Delta t \max}{LMTD}$$

$\Delta t \max$ es generalmente la del fluido caliente =

$$T_1 - T_2$$

b) NUT alcanzado por la placa

$$\Theta_p = \frac{2 A_p U_c}{G_z C_p}$$

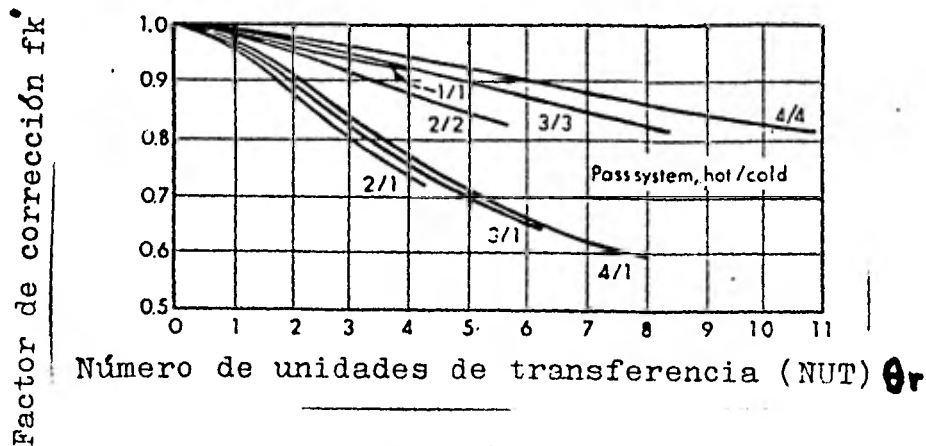
$$Gz = \frac{Wt}{N_{cp} \times N_{pasos}}$$

19.- Calcular el número de pasos.

$$N_{pasos} = \frac{\theta_r}{\theta_p}$$

Si el número de pasos calculado en el inciso.19 es igual al supuesto en el punto 8, podemos continuar con la secuencia de cálculo, si no es así, es necesario suponer otro valor y por lo tanto otra geometría.

20.- Con el NUT requerido, calcular el factor de corrección mediante la siguiente gráfica. (La gráfica que a continuación se presenta, fué obtenida por Marriott en forma experimental para diferentes arreglos).



21.- Calcular el área requerida.

$$A_1 = \frac{Q}{U_c \text{ LMTD } fk}$$

Si el área obtenida en este punto es igual a la obtenida en el punto 7, habremos terminado nuestro diseño, si el valor resulta ser diferente, tendremos que cambiar los aspectos geométricos hasta que se aproximen los valores de las áreas.

7. COMPARACIONES

7.1 COMPARACION DE CAMBIADORES DE PLACAS Y DE TUBOS

Si se desea comparar un cambiador de placas y un cambiador tubular, existe un cierto número de criterios que permite seleccionar el mejor tipo de cambiador que se debe utilizar. Estos criterios son los siguientes :

1.- Para los intercambios líquido-líquido, el cambiador de calor de placas dará en general coeficientes de transferencia global un poco más elevado y, en la mayoría de los casos, la pérdida de calor correspondiente no será más elevada que el 1 tubular.

2.- En un cambiador de placas, el LMTD es más grande.

3.- Aunque la constitución del tubo es mejor desde el punto de vista geométrico para la resistencia a la presión, corresponde a la concepción de estos la menor eficiencia para la transferencia de calor, presentando la más pequeña superficie posible para una sección dada.

4.- El hecho de las restricciones aportadas a las dimensiones de los tubulares y de los cambiadores de placas, es generalmente difícil de obtener un cambiador de calor de placas económico el cual pueda tratar grandes cantidades de fluido de considerable densidad.

5.- Para un cambiador de placas el terreno ocupado por este es considerablemente inferior al de un cambiador tubular, por las mismas razones de funcionamiento.

6.- Desde un punto de vista puramente mecánico, el pasaje entre dos placas no presenta la estructura óptima y las placas unidas no son capaces de resistir presiones excedentes de $21\text{Kg}/\text{cm}^2$.

7.- Para la mayor parte de materiales de construcción, la superficie unitaria para un espesor dado es menos cara para una placa que para un tubo.

8.- De una manera general, si se utiliza cualquier material, la placa es más económica que el tubo

9.- Los cambiadores de calor de placas están limitados a utilizar necesariamente un empaque de tipo elastómero. Estos mismos empaques también pueden ser de fibra de vidrio comprimido conteniendo 6% de caucho y las temperaturas máximas de funcionamiento correspondientes son generalmente limitadas a 260°C .

8. CONCLUSIONES

Consideramos importante desarrollar detalladamente los métodos de diseño para cambiadores de placas, con el propósito de comprender mejor su evolución a través de los años. Al aparecer los primeros diseños observamos que se toman en cuenta muy pocas variables, trayendo como consecuencia diseños simples, y por ende con un margen de error considerable en el diseño, pero a medida que transcurre el tiempo, los investigadores con el afán de crear nuevos equipos, tratan de conjuntar todas las variables posibles que intervienen en el diseño de un cambiador de calor de placas, y al realizar estas investigaciones - podemos observar como aparecen diseños más confiables ya que la estructura que los respalda, tiene base en un concienzudo análisis de todo el proceso en general, y que propicia que los equipos creados satisfagan las necesidades de proceso a las que son sometidos.

Por otra parte diremos que en la actualidad, estos cambiadores son una opción más para seleccionar equipos de transferencia de calor, sin embargo todavía están muy limitados en condiciones de operación donde se tienen presiones y temperaturas elevadas, flujos muy grandes y cuando se trabaja con fluidos en fase vapor principalmente.

Pero creemos que a medida que los ingenieros de proceso se interesen más en estos equipos, se tendrá una mayor y mejor investigación sobre estos cambiadores de placas, lo que ocasionará que se modifiquen aspectos de geometría para crear por fin un equipo de transferencia, que pueda satisfacer cualquier condición de proceso a la que sea sometido.

Hoy en día vemos como a pesar de sus limitaciones, ha entrado a formar parte de una gran variedad de industrias, ya que en sus límites de operación trabaja con gran versatilidad y eficiencia, además de que su bajo costo con respecto a los cambiadores existentes lo hace un equipo muy atractivo y por lo tanto de gran aceptación.

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

- 1.- Buonopane, R.A.; Troupe, R.A. (July, 1969)
A study of the effects of internal rib and channel geometry in rectangular channels.
Part I. Pressure drop
Part II Heat transfer
AIChE Journal Vol. 15, No. 4, p. 585-596
- 2.- Buonopane, R.A., Troupe, R.A.; Morgan J.C. (July, 1963)
Heat transfer design method for plate heat exchangers.
Chemical engineering progress
Vol. 59, No. 7, p. 57-61
- 3.- Cambiadores de calor compactos
Publicación Alfa Laval, S.A. de C.V.
- 4.- Clark, D.F. (May, 1974)
Plate heat exchangers design and recent development
The chemical engineer (London)
p. 275-279, 285
- 5.- Cooper, A. (May 1974)
Recover more heat with plate heat exchangers
The chemical engineer (London)
p. 280-285
- 6.- Cooper, A. (1975)
Condensation of steam in plate heat exchanger
AIChE Symposium series
Heat transfer research and design
Vol. 70, No. 138 p. 172-177
- 7.- Cooper, A.; Cocks, A.M.; Henton, A.C. (July - Sept, 1979)
Improved water utilization with plate heat exchangers
Heat transfer engineering
Vol. 1, No. 1, p. 30-40
- 8.- Cross, P.H. (January 1, 1979)
Preventing fouling in plate heat exchangers
Chemical engineering
p. 87-90

- 9.- Crozier, R.D.; Booth, J.R.; Stewart, J.E. (August, 1964)
Heat transfer in plate and frame exchangers
Chemical engineering progress
Vol. 60, No. 8, p. 43-45
- 10.- Dummett, M.A. (September 19, 1964)
The plate heat exchanger in the food industries
Part II . Development & applications
Chemistry and industry
p. 1604-12
- 11.- Edwards, M.F.; Changal Vare, A.A. and Parrott, D.L. (May 1974)
Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using newtonian and non-newtonian liquids
The chemical engineer
p. 286-288, 293
- 12.- Emerson, W.H. (April 1967)
The thermal and hydrodynamic performance of a plate heat exchanger
1-Flat plates
NEL Report 283
17 p.
- 13.- Flack, D.H. (August 1964)
The feasibility of plate heat exchangers
Chemical and process engineering
p. 468-472
- 14.- Fuller R. (October 1976)
Plate heat exchanger solve cooling problem
Petroleum engineer
p. 22-28
- 15.- Heat exchanger guide
Alfa - Laval publication (1971)
- 16.- Jackson B.W. and Troupe R.A. (1966)
Plate heat exchanger design by E-NTU method
Chemical engineering progress symposium series
Vol. 62, No. 64, p. 185-190

- 17.- Jackson B.W. and Troupe, R.A. (July 1964)
Laminar flow in a plate heat exchanger
Chemical engineering progress
Vol. 60, No. 7 p.62-65
- 18.- Jensen K, Sverre
Assessment of heat exchanger data
Chemical engineering progress symposium series
No. 30 Vol. 56, p. 195-201
- 19.- Necati Ozisik, M. (1979)
Transferencia de Calor
Mc Graw Hill
- 20.- Lawry, F.J. (June 29, 1959)
Versatile, flexible and easy to operate plate
type heat exchangers give increased heat flux
Chemical engineering
p. 89 - 94.
- 21.- Marriot, J. (April 5, 1971)
Where and how to use plate heat exchangers
Chemical engineering
p. 127 - 133
- 22.- Marriot, J. (February, 1977)
Performance of an Alfa - flex plate heat exchanger
Chemical engineering progress
p. 73 - 78
- 23.- Mckillop, A.A.; Dungle, W.L. (September, 1960)
Plate heat exchanger - Heat transfer
Industrial and engineering chemistry
Vol. 52, No. 9, p. 740-744
- 24.- Okada, K.; Ono, M.; Tomimura, T.; Okuma, T., Konno
H., Ontan, S.
(January - March, 1972)
Design and heat transfer characteristics of new
plate heat exchanger
Heat transfer - Japanese research
Vol. 1, No. 1, p. 90-95

- 25.- Performance of plate heat exchangers
British chemical engineering
p. 559 - 560 (August 1960)

NOMENCLATURA. En las siguientes líneas se presentará, la nomenclatura general usada en este trabajo:

Afp	Area de flujo por placa
Aft	Area de flujo total
Ap	Area de transferencia de placa
b	Ancho de la placa
Cc	= $w \times C_p$ de la corriente fría
Cp	Calor específico
De	Diámetro equivalente = $2 \times s$
dh	Diámetro hidráulico
dp	Diámetro de la puerta de la placa
F	Factor de ensuciamiento
G	Masa .velocidad
gc	Costante de gravedad
k	Conductividad térmica de las corrientes
kp, λ	Conductividad térmica de la placa
L	Longitud de la placa
Nr	Número de pasajes
Np	Número de pasos
η	Número de corrientes
Nps	Número de pasos
Ncp	Número de cambiadores en paralelo
Npasj	Número de pasajes

Pr	Número de Prandtl = $C_p \mu / k$
ΔP	Caída de presión
ΔP_{ENT}	" " " entrada
ΔP_{RIB}	" " " en la placa
ΔP_{EE}	" " " en todo el trayecto
ΔP_{EX}	" " " a la salida
Q	Carga térmica
s	Espaciamiento entre placas
T	Temperaturas de la corriente caliente
t	" " " " " fría
V	Velocidad
W	Flujo másico de la corriente caliente
w	" " " " " fría
Wt	" " total
α	Coefficiente de película
δ	Espesor de la placa
ρ	Densidad de la corriente
μ	Viscosidad de la corriente
ρ_r	Gravedad específica
f_k	Factor de corrección