

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

Dimensionamiento de un Sistema de Condensación en Presencia de Incondensables

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
PRESENTA
MARCELA ARROYO SIERRA
JOSE ADOLFO CEREZO PEREZ
MEXICO, D. F. 1976

32



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

CLAS: Tesis
ADQ. 1976
FECHA
PROC. 117-38



QUIMICA

J U R A D O A S I G N A D O

PRESIDENTE	PROF. JOSE E. GALINDO FUENTES
VOCAL	PROF. ALEJANDRO ANAYA DURAND
SECRETARIO	PROF. ANTONIO FRIAS MENDOZA
1er. SUPLENTE	PROF. CLAUDIO A. AGUILAR MARTINEZ
2o. SUPLENTE	PROF. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA:

INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

SUSTENTANTES:

MARCELA ARROYO SIERRA

JOSE ADOLFO CEREZO PEREZ

ASESOR DEL TEMA:

ING. ANTONIO FRIAS MENDOZA

R E C O N O C I M I E N T O

AGRADECEMOS A TODAS Y CADA UNA DE
LAS PERSONAS LA DESINTERESADA AYUDA
Y APOYO QUE NOS HAN BRINDADO EN LA
REALIZACION DE ESTE TRABAJO.

I N D I C E

	PAG
I N T R O D U C C I O N .	1
CAPITULO 1. ANTECEDENTES.	3
CAPITULO 2. CONDENSACION DE UN VAPOR EN PRESENCIA DE GASES INCONDENSABLES.	11
A. Modos de condensación.	11
B. Clasificación de los problemas de condensación.	13
C. Condensación de un vapor en presen- cia de gases incondensables.	15
CAPITULO 3. DIMENSIONAMIENTO DE CONDENSADORES POR COMPUTADORA.	
A. Base teórica.	19
1. Configuración del condensador.	19
2. Sustancia a condensar.	20
3. Caída de presión en flujo a dos fases.	20
4. Diseño de condensadores parcia- les y de multicomponentes.	22
5. Selección de la configuración - básica del condensador.	28
B. Diseño del equipo por computación.	28
C. Lógica del proceso de diseño.	31
D. Estructura del método de diseño - por computadora	33
1. Programa evaluador.	35
2. Programa alimentador.	35
3. Programa de propiedades termo- físicas.	36

4. Programa de modificación al diseño.	36
5. Programa de diseño mecánico.	37
6. Programa de costos.	37
7. Programa de optimización.	37

CAPITULO 4. DETERMINACION DE PROPIEDADES TERMOFISICAS,
COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA Y PERDIDAS
DE PRESION.

A. Propiedades termofísicas.	38
1. Viscosidad.	38
2. Densidad.	41
3. Conductividad térmica.	42
4. Difusividad.	44
5. Constantes de equilibrio.	45
6. Capacidad calorífica.	46
B. Coeficientes.	
1. Coeficiente de condensación.	47
2. Coeficiente de transferencia de calor	50
3. Coeficiente de transferencia de masa.	52
C. Caída de presión.	52
1. Fluido condensante por tubos.	53
2. Fluido condensante por coraza.	54
3. Fluido de enfriamiento por tubos.	55
4. Fluido de enfriamiento por la - coraza	56

CAPITULO 5. MODULO EVALUADOR DEL DISEÑO

A. Simulación como método evaluador.	58
B. Modelo matemático.	58
C. Resolución del modelo matemático.	60

CAPITULO 6. MODULO DE MODIFICACION AL DISEÑO.	
A. Descripción	64
B. Manejo de variables.	64
1. Variables fijas.	66
2. Variables sujetas a modificación.	66
C. Subrutina DELTAP.	67
D. Subrutina DELTAT.	68
CAPITULO 7. RESULTADOS Y CONCLUSIONES.	72
N O M E N C L A T U R A .	88
B I B L I O G R A F I A .	93

El desarrollo actual de la industria de proceso, ha alcanzado niveles insospechados, cada vez se requiere más de la pericia del ingeniero, para manejar el análisis y la síntesis a un mismo tiempo, se pide la fusión de la teoría con la práctica, se reclama el ahorro en todos los aspectos sin escatimar por eso la calidad del trabajo realizado. En la última década se han logrado grandes mejoras en los métodos de operación y de diseño de procesos; problemas que eran considerados físicamente irresolubles, con el advenimiento y expansión de los sistemas de computación han quedado resueltos.

Por otro lado, la transferencia de calor mediante la condensación de vapores, es una de las formas de transmisión de energía más usada, así como un método útil en la purificación de gases incondensables valiosos, fue seleccionada para su estudio en especial, la condensación en presencia de incondensables como parte medular alrededor de la cual, surgirían una serie de renglones como son: el estudio de las propiedades termofísicas de los fluidos, estudios acerca de las correlaciones y datos existentes sobre coeficientes de transferencia de calor en las diferentes modalidades que para este caso se presentarían, estudio de un modelo de simulación que represente el comportamiento de los fluidos en una geometría dada, la adaptación de un módulo de dimensionamiento que, dadas unas condiciones de proceso, permitiría obtener una nueva geometría que refine el dimensionamiento, un estudio de las correlaciones sobre caídas de presión y su integración.

De acuerdo a todo lo expuesto, el presente trabajo no pretende ser un vanguardista en cuanto a generar o aplicar las últimas teorías sobre condensación, lo que se busca es tan sólo una orientación práctica y ante dicha premisa no debemos aventurar nuevas hipótesis aún no comprobadas ampliamente, que pongan en inestabilidad el estudio realizado. Sin embargo, estamos obligados a ofrecer mejores métodos de cálculo que minimizen los errores presentes y prevengan futuros problemas, así también dejar las bases para posteriores trabajos que unan el resto de las ingenierías en un sistema total.

CAPITULO I

ANTECEDENTES

El fenómeno de la condensación ha sido ampliamente estudiado por muchos años y se han desarrollado diferentes técnicas y aparatos para obtener datos experimentales.

Entre los primeros investigadores de los efectos de un gas incondensable en la condensación, puede citarse a Reynolds (34), en 1873, observó que una pequeña cantidad de aire en el vapor tenía un gran efecto en el coeficiente total de transferencia de calor.

Lewis (27), estableció que el calor de condensación es liberado en la interfase gas-líquido y no en el seno de la corriente de gas. Una excepción de este enunciado se encuentra en el caso de condensación homogénea, o formación de niebla.

Un estudio más cuantitativo fué presentado por Othmer (31), en 1929, quien introdujo cantidades medidas de aire en el vapor; se encontró una compleja ecuación empírica relacionando el coeficiente de transferencia de calor del condensado con la caída de temperatura, con la temperatura del vapor y con la concentración del aire.

Kirkbride (24), en 1933, obtuvo datos para el sistema nitrógeno-benceno, con base en un método sugerido por Colburn y Hougen anteriormente que considera la resistencia difusional a la condensación, logró hacer predicciones del coeficiente de transferencia de calor 30% por encima y 6% por debajo de los observados. El procedimiento de cálculo de coeficientes de transferencia de calor fue por medio de una solución iterativa de la ecuación de Nusselt, apoyada en las leyes de condensación y combinándola con otras ecua-

ciones para resolver y checar la velocidad del transporte de calor.

No fué sino hasta 1934, cuando Colburn y Hougen (12), propusieron un método basado en el análisis teórico para el diseño de condensadores-enfriadores. Desarrollaron un método de diseño, el cual, involucra el cálculo de valores puntuales de $1/U\Delta T$ y Q a diferentes intervalos de temperatura a través del condensador. El área de transferencia de calor, se obtiene por la integración gráfica del área, bajo la curva obtenida al graficar $1/U\Delta T$ contra Q . La ecuación básica es:

$$dA = dQ / u \Delta t$$

Este procedimiento toma en cuenta las variaciones de un punto a otro, no sólo de la diferencia de temperaturas, sino también del coeficiente total de transferencia de calor y de la masa velocidad. Un cálculo mediante prueba y error de los valores puntuales de $U\Delta T$ se hace con la igualdad del calor transferido a través del condensado, la pared del tubo y la película de agua de enfriamiento con respecto al calor total removido de la corriente gaseosa, por el enfriado del gas incondensable más el calor latente liberado por la transferencia de vapor condensable a través de la película del gas hacia la superficie fría.

Colburn y Hougen también presentaron un problema ilustrativo junto con su método de solución propuesto, sin embargo, ningún dato experimental se presentó, aunque los mismos autores habían publicado previamente un boletín (11) que describe un trabajo experimental sobre una unidad con mezclas aire-vapor.

Ackerman (1), en 1937 hizo notar que debía considerarse el calor sensible transferido por las moléculas de vapor durante el enfriamiento ocurrido entre la temperatura de la corriente principal y la temperatura de condensación.

Posteriormente Colburn y Drew (10) presentan ecuaciones donde ya se incluye el término de calor sensible mencionado.

Smith (41), en 1942, presenta una modificación para el método de Colburn en el cual se toma en cuenta la pérdida de calor por la capa de condensado. El calor sensible cedido por el condensado al subenfriarse es a menudo pequeño, comparado al calor latente generado por la condensación en la interfase. Sin embargo en algunos casos, tales como en compuestos orgánicos, el calor latente puede ser relativamente pequeño y el calor sensible llega a ser apreciable. También presentó un problema ilustrativo, pero ninguna evidencia experimental que probara su método.

En todas las derivaciones anteriores, se supuso que no ocurre condensación en la fase gas, y que todo el calor latente de condensación se desarrolla en la interfase vapor líquido. En realidad si una mezcla de vapor-gas está inicialmente saturada, tenderá al sobrecalentamiento o la sobresaturación, dependiendo de las velocidades relativas de las transferencias de calor sensible y de masa. Vapores pesados con bajos valores de coeficiente de difusividad, muestran tendencia a la saturación; mientras que, los vapores ligeros con alta difusividad hacen lo inverso; en el caso de -

la sobresaturación la condensación en la fase gas ocurrirá, si hay suficientes núcleos disponibles en dicha fase para que el vapor - condense.

A pesar de que estas observaciones han sido hechas por muchos autores, el primer análisis lógico y comprensivo del efecto - cuantitativo de la formación de niebla fué presentado en 1955 por Schuler y Abell (39). El análisis está basado en la suposición de que la niebla se formará inmediatamente después de que la sobresaturación ocurra, de manera que la mezcla vapor-gas no permanecerá nunca sobresaturada. Sin embargo, ya que es un caso especial en el diseño de condensadores no será cubierto detalladamente.

El procedimiento de Colburn y Hougen es inherentemente eficaz, debido a que sólo depende de balances de calor y de materia. Sin embargo, dada la dificultad de cálculo que presenta el método - de Colburn y Hougen (12), varios autores entre ellos Bras (7), -- Cairns (8) y Gilmore (19). La mayoría de estos métodos involucran procedimientos gráficos, bajo la suposición que la diferencia de entalpías entre el condensado y la mezcla vapor-gas es la fuerza impulsora para las transferencias de masa y calor; en estos casos los - coeficientes de transferencia de masa se calculan a partir de diferencias de humedad en vez de diferencias de presión parcial.

Ackerman (1) demostró que estos coeficientes calculados con tales métodos contradecían las leyes de difusión.

Muchas de estas aproximaciones, están basadas en las condiciones terminales; las falacias de tales aproximaciones han sido previamente discutidas por Colburn y Hougen (12).

A pesar que el método de diseño de Colburn y Hougen, propuesto en 1934, enfatizaba la necesidad de un cálculo puntual basado en condiciones locales y no en la estructura total de un condensador, la gran mayoría de las investigaciones reportadas se avocan al estudio de las condiciones globales promedio. Entre los pocos trabajos que efectúan estudios de condiciones puntuales, se puede citar el de Colburn y Hougen (11), que estudiaron los sistemas vapor de agua-aire y vapor de agua-gas natural; el trabajo original de Dailey (15), con mezclas saturadas de vapor-aire, continuado por Sikchi (40), que trabajó con sistemas vapor de agua-aire y benceno-aire; y, el trabajo de Schuler y Abell (39), que estudiaron mezclas de tetracloruro de titanio-nitrógeno.

Otros investigadores que han trabajado en el tema se mencionan a continuación. La condensación de los sistemas aire-agua, -- dióxido de carbono-agua, helio-agua, y dióxido de carbono-propanol fueron investigados por Votta y Walker (48) con el propósito de probar una ecuación de diseño. Una solución iterativa diferente para el coeficiente de transferencia de calor, para el lado de vapor, -- fué presentada y comparada con el método de Colburn y Hougen. La desviación promedio fué de 10 por ciento en todas las corridas a -- excepción del sistema helio-agua, para el cual, se obtuvo una desviación del -22.5 por ciento.

Akers y Rosson (3) estudiaron el sistema metanol-freon 12 - condensando dentro de un tubo horizontal bajo rangos considerables de presión, temperatura, carga de líquido, y masa velocidad. Postularon tres regiones principales de flujo para condensación en un tubo horizontal: flujo semiestratificado, flujo anular laminar y flujo anular turbulento.

Sparrow y Lin (43) presentaron una teoría para predecir la transferencia de calor en la presencia de gases incondensables. Esta teoría se basa sólo en las leyes de conservación y se ajusta a los datos de Othmer (31).

Schrodt y Gerhard (37), presentaron datos referentes a la condensación de vapor de agua a partir de corrientes de aire saturado, usando condensadores de tubos verticales en forma de haz. Las pruebas fueron llevadas a cabo en flujo transversal turbulento, variando el número de Reynolds de la fase gas en el rango de 2,000 a 20,000. Los valores de los factores adimensionales de J_D y J_H obtenidos son expresados gráficamente como una función del apropiado número de Reynolds, y muestran un ajuste razonable con los datos de la literatura. Los autores concluyen que la analogía presentada por Chilton y Colburn (14) se aplica razonablemente bien para el caso de flujo transversal en un haz de tubos verticales. Más tarde trabajaron en sistema multivapor-gas (14), llegando a la conclusión de que la velocidad de condensación y la composición del condensado en estos procesos son función de la composición de la corriente principal, de los coeficientes de transferencia de masa, y de la temperatura de la interfase.

Boyko y Kruzhilin (6), hicieron una predicción aproximada de la transferencia de calor, durante la condensación de vapor de agua dentro de un tubo, con base a la analogía entre la resistencia hidráulica y la transferencia de calor de acuerdo con la teoría de Reynolds. El trabajo teórico y el experimental se ajustan satisfactoriamente.

Stern y Votta (44), estudiaron las mezclas sobresaturadas, de aire-agua, dióxido de carbono-agua y helio-agua en un condensador de un sólo tubo vertical. Se hicieron mediciones de temperatura y presión parcial en varias posiciones del condensador. El rango de número de Reynolds en la investigación fué de 5,700 a 34,000. Resolvieron un problema mediante el método de diseño de Bras (7), aplicándolo rigurosamente, haciendo uso de una computadora digital. Los resultados indican un ajuste excelente entre los patrones de flujo teóricos y experimentales, así como del área de transferencia requerida. La inclusión del factor de corrección de Ackerman (por el calor sensible transportado por la difusión del vapor) en el cálculo da un ajuste significativamente mejor para todos los casos probados.

Bell, Taborek y Fenoglio (5), sugieren un procedimiento para seleccionar la correlación apropiada que prediga el coeficiente de condensación, de acuerdo con el patrón de flujo existente a las condiciones dadas en el condensador.

Las seis correlaciones consideradas son las de Kern (23); - Chaddock (13); Rosson y Myers; Altman, Staub y Norris (4); Akers, Dean y Crosser (2); Boyko y Kruzhilin (6).

Walter Gloyer presentó en 1970 (20), dos artículos que suministran una guía con todos los datos necesarios para un diseño térmico completo de condensadores del tipo coraza y tubos. La única información que se necesita para una aplicación específica son las propiedades del fluido.

Kosky y Staub (25), derivaron relaciones para el cálculo de la resistencia térmica de una película de condensado, fluyendo a régimen laminar. Estas relaciones están basadas en la modificación de la analogía de Martinelli entre transferencia de calor y momento en flujo turbulento.

Schrodt (36), obtuvo dos soluciones analíticas generales para problemas de condensación. La primera se aplica a mezclas insaturadas de vapor y gases incondensables; la segunda se aplica a mezclas saturadas o subenfriadas que pueden formar niebla en el condensador. Características dinámicas fueron estudiadas para mezclas de benceno-aire, agua-aire y agua-dióxido de carbono, pudiéndose prever las tendencias de sobrecalentamiento y subenfriamiento de estas mezclas.

C A P I T U L O 2

CONDENSACION DE UN VAPOR EN PRESENCIA
DE GASES INCONDENSABLES

A. Modos de Condensación.

Existen cuatro mecanismos básicos de condensación generalmente reconocidos: por goteo, en forma de película, por contacto directo y homogéneo.

En la condensación por goteo, las gotas de líquido se forman a partir del vapor, en sitios particulares de nucleación sobre la superficie sólida y permanecen separadas durante su crecimiento hasta que son transportados sobre la superficie debido al esfuerzo cortante del vapor; o, por la gravedad cuando la gota ha crecido lo suficiente para vencer la tensión superficial local que existe entre ésta y la superficie.

En la condensación en forma de película las gotas formadas se unen rápidamente para producir una película de líquido continua sobre la superficie, a través de la cual el calor debe transferirse para condensar más líquido, la película así formada se desliza sobre la superficie por la fuerza de gravedad.

En la condensación por contacto directo, el vapor condensa directamente sobre la superficie del líquido de enfriamiento, que es esparcido en el espacio que ocupa el vapor.

En la condensación homogénea la fase líquida se forma directamente a partir del vapor saturado, lejos de cualquier superficie macroscópica; sin embargo, se supone generalmente que en la práctica, hay un número suficiente de partículas de impurezas o de neblina presentes en el vapor, que sirven como sitios de nucleación.

Para condensadores industriales, la forma óptima de condensación es usualmente por goteo, debido a los altos coeficientes reportados. Comúnmente si se tiene condensación por goteo se logra transmitir de cuatro a cinco veces más calor que con el mecanismo de condensación en forma de película; esto es ocasionado porque -- ofrece resistencias más bajas a la transferencia de calor. Sin embargo, este mecanismo no se usa en equipos de proceso, ya que es necesario inyectar contaminantes o materiales especiales (a menudo de baja conductividad térmica) en forma continua. El proceso es inestable e impredecible y de eficiencia dudosa bajo condiciones de alta velocidad de vapor.

La condensación por contacto directo es un proceso muy eficaz, pero da como resultado la mezcla del condensado y del medio de enfriamiento, de aquí, que sea útil sólo en aquellos casos donde el condensado se separa fácilmente, o en el cual no se desea recuperar el condensado, o donde el medio de enfriamiento y el condensado son la misma sustancia.

La condensación homogénea concierne esencialmente a la formación de neblina en el equipo, y no es un patrón de diseño.

Por las razones anteriormente expuestas, se enfocará la atención a la condensación en forma de película y todas las referencias que se hagan a ésta, implicarán el mecanismo por medio de película.

B. Clasificación de los Problemas de Condensación.

El tema de transferencia de calor para condensación puede subdividirse bajo varios criterios como sugiere la tabla 1.

La primera subdivisión es con respecto a la geometría, es decir, si el vapor se condensa dentro o fuera de tubos. Para condensación por dentro de tubos, éstos pueden ser horizontales, verticales o inclinados en varios ángulos, esta diferencia adquiere especial importancia a bajas velocidades del vapor.

La condensación por fuera de tubos puede ser posteriormente dividida en: condensación en el exterior de tubos verticales, condensación sobre un sólo tubo horizontal, y condensación en un banco de tubos horizontales, en la cual el condensado de los tubos superiores, cae sobre los tubos situados en la parte baja del haz.

La segunda subdivisión es con respecto a la velocidad del vapor, el mecanismo del flujo del líquido sobre la superficie está seriamente afectado, si el vapor ejerce o no, un esfuerzo cortante significativo sobre la capa de líquido. Es también necesario considerar si el esfuerzo del vapor y la gravedad actúan juntos, opuestos, o en ángulo recto.

Podemos subdividir también el tema en: condensación de un sólo componente, condensación de mezclas de multicomponentes, siendo todos los componentes condensables, o condensación de una mezcla en la cual uno o más de los componentes es esencialmente incondensable bajo las condiciones existentes.

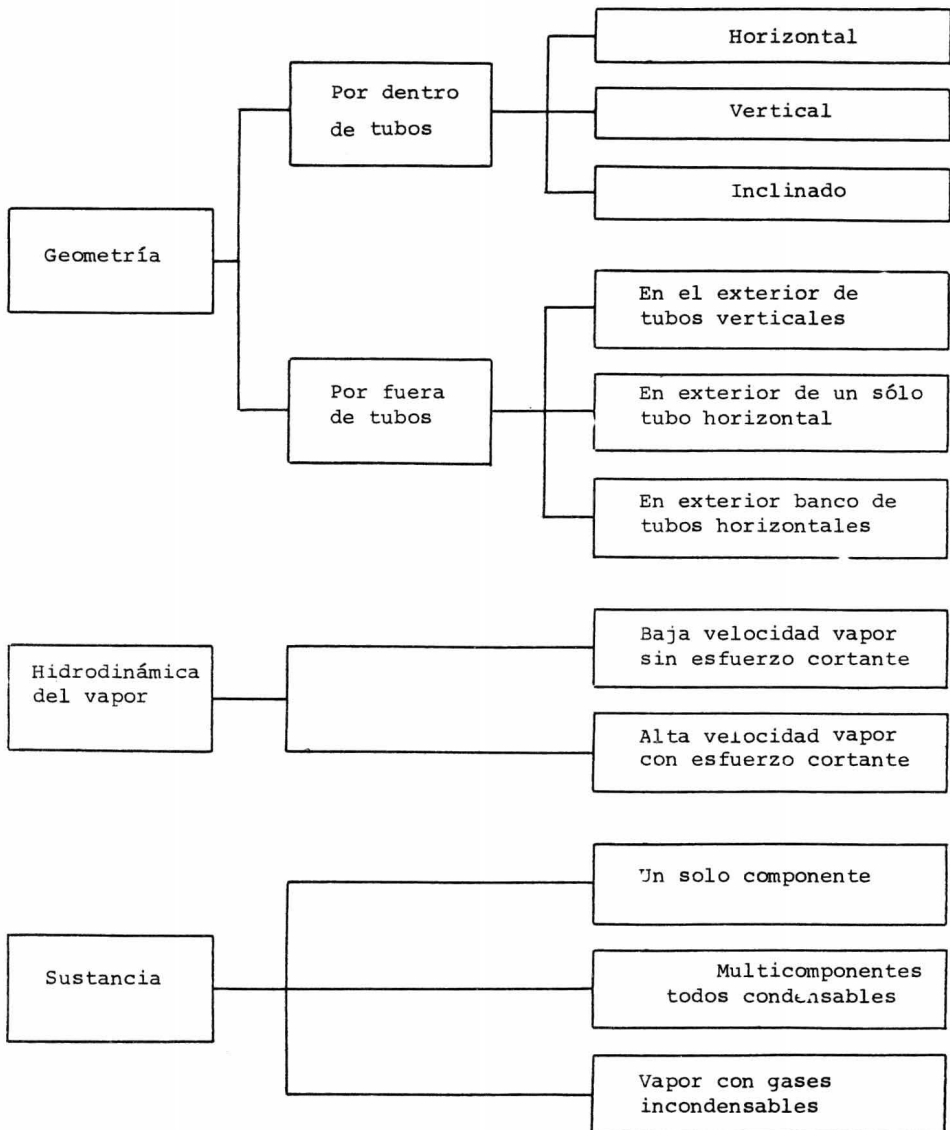


Tabla 1. CLASIFICACION DE LOS PROBLEMAS DE CONDENSACION.

En los dos últimos casos, los efectos de transferencia de masa y las relaciones de equilibrio de fases entre multicomponentes, deben ser considerados.

C. Condensación de un Vapor en Presencia de Gases Incondensables.

El diseño de condensadores para tal tipo de operación implica el análisis de condiciones poco usuales y de complicaciones en la transmisión de calor, las cuales no se encuentran en la condensación de vapores puros o en el enfriado o calentamiento de corrientes de fluido homogéneas.

La principal característica en la condensación de un vapor en presencia de gases incondensables es que ésta se efectúa por medio de un fenómeno simultáneo de transferencia de calor y de masa, y que además se lleva a cabo de una forma no isotérmica a lo largo del cambiador de calor.

Cuando una mezcla de vapor y gases incondensables se alimenta a un condensador y se exponen a una superficie más fría que el punto de rocío de la mezcla, la condensación ocurre. A medida que el condensado se forma es cubierto por una mezcla vapor-gas, en la cual, la concentración del vapor es menor que en el seno de la corriente vapor-gas. Analizando un punto cualquiera del condensador (fig. 1), se puede apreciar esta diferencia en concentración entre la fase gaseosa y la interfase líquido-gas, esta última se encuentra además a una temperatura inferior.

Debido a la presencia de este gradiente de presión parcial del vapor, existe una transferencia de masa del mismo, que al vencer la resistencia de la película gaseosa, se condensa en la interfase. A su vez, en forma simultánea se presenta una transferencia de calor, de la fase gaseosa hacia la superficie de enfriamiento, a través de la película de gas, por convección y conducción debido al gradiente de temperaturas existente.

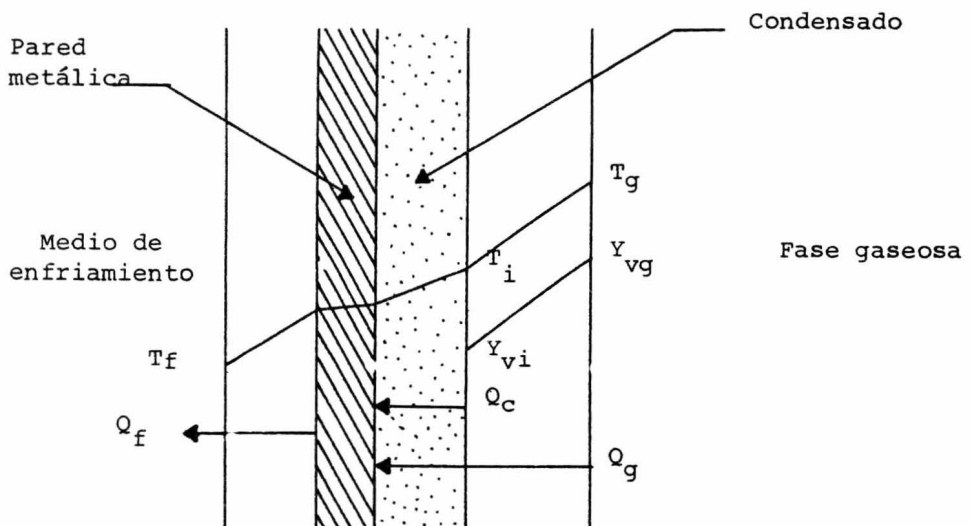


Fig. 1. PERFIL DE TEMPERATURAS Y DE LA CONCENTRACION DEL VAPOR EN UN PUNTO DEL CONDENSADO.

El calor sensible y el latente de condensación desarrollados en la interfase pasan a través de la capa de condensado y de la pared del tubo hacia el fluido de enfriamiento. La velocidad de condensación del vapor está limitada por la velocidad de difusión del vapor a través de la película de gas, mientras que, el calor sensible se transfiere hacia el fluido frío por las leyes usuales de -- transferencia de calor por convección y conducción. La evaluación de ambas velocidades de transferencia, requiere el conocer las condiciones de flujo de la mezcla vapor-gas.

De esta manera, el flux de calor que cede la fase gaseosa está dado por el calor de convección y el calor latente del vapor - que se condensa en la interfase. A este flux de calor que se transfiere al medio de enfriamiento, se le añade el cedido por el condensado en forma de calor sensible.

$$\text{De acuerdo con esto, } Q_f = Q_g + Q_c \quad (2.1)$$

$$\text{donde } Q_g = Q_s + \dot{W} \quad (2.2)$$

Usualmente se considera que los procesos de transferencia de calor, masa y momentum se tratan independientemente una de otra, - realmente hay algunas iteraciones, y estas composiciones deben evaluarse con cuidado. Existen además otros problemas: todas las propiedades físicas de la corriente gaseosa cambian continuamente durante la condensación; hay la posibilidad de formación de neblina - en los condensadores-enfriadores; y, además no se encuentra una relación simple entre las temperaturas de la corriente de vapor-gas y

el fluido de enfriamiento. Otras alteraciones que se pueden citar son: el coeficiente de transferencia de calor y los coeficientes de película del gas varían de un punto a otro, el cambio de entalpia no es proporcional al cambio en temperaturas. Por estas razones no es posible derivar una relación simple que exprese la diferencia de temperatura promedio entre las corrientes mencionadas.

En consecuencia, no existe hasta la fecha, un método simple para el diseño razonablemente preciso de un condensador.

Por lo que se refiere a la concentración del vapor en la fase gaseosa, ésta no corresponde necesariamente a la del equilibrio físico, ya que si la rapidez de la transferencia de masa es mayor que la de la transferencia de calor, el vapor tiende a sobrecalentarse. En el caso contrario, el vapor se sobresatura dando lugar a la posibilidad de que se forme neblina.

Antes de adentrarnos en la descripción del método empleado, se consideró conveniente el presentar los antecedentes sobre este problema y la manera en que se ha atacado.

C A P I T U L O 3

DIMENSIONAMIENTO DE CONDENSADORES

POR COMPUTADORA

A. Base Teórica.

Para el tema de dimensionamiento se analizarán varios factores que deben considerarse al diseñar un condensador que opere en presencia de gases incondensables.

1. Configuración del Condensador.

El proceso de condensación puede diseñarse para ser llevado a cabo por el lado de tubos o por la coraza de un condensador coraza-haz de tubos. En el rango usual de la práctica, la condensación por el lado de los tubos da como resultado el mecanismo de condensación por medio de película, siendo controlado por el esfuerzo cortante del vapor. La condensación por la coraza se usa normalmente para propósitos de diseño en donde la gravedad controla, y este criterio se basa en el poco conocimiento que se tiene sobre el efecto del esfuerzo cortante del vapor en la coraza, cuando se tiene flujo a dos fases.

Los condensadores pueden ser orientados horizontales, verticales o con tubos inclinados. Si la condensación es llevada a cabo dentro de tubos verticales, es posible que el proceso se logre con el vapor fluyendo hacia arriba o hacia abajo. El principal problema en este tipo de condensadores cuando el vapor fluye hacia arriba es la inundación en el fondo de los tubos, donde el condensado trata de fluir hacia abajo, en contra del esfuerzo cortante de la corriente de vapor que fluye hacia arriba.

Es necesario en este caso diseñar con límites generosos de velocidad (bajas velocidades del vapor) para prevenir inundaciones y consecuentemente operaciones inestables.

2. Sustancia a Condensar.

La naturaleza de la sustancia a ser condensada, juega un papel vital al determinar los métodos de diseño que se emplearán, y en cierto grado la configuración del condensador.

Si un vapor con gas incondensable va a ser condensado, existe una resistencia adicional a la transferencia de masa del componente condensable a partir del seno de la corriente vapor-gas hacia la interfase. Esta resistencia se hace mayor a medida que el componente condensable permanece en el vapor, debido a que los gases no condensables rodean la interfase formando una barrera para una difusión posterior. Además, hay efectos de transferencia de calor sensible que deben ser tomados en cuenta en la fase vapor y en el líquido ya depositado sobre el tubo. La transferencia de calor sensible del vapor es particularmente significativa, ya que el calor debe ser transferido a través de procesos de transferencia de calor pobres, característicos de la fase vapor.

3. Caída de Presión en Flujo a Dos Fases.

La caída de presión en flujo a dos fases proviene de tres efectos: pérdidas friccionales, efectos hidrostáticos y aceleración o desaceleración de la corriente total.

Las pérdidas por fricción, son típicamente del orden de una o más veces la magnitud de las pérdidas que se presentarían para el mismo fluido, fluyendo en una sola fase. Este aumento es debido a la interfase entre el vapor y el líquido y a la consecuente posibilidad de las dos fases para cambiar momentum y de formar resistencia al avance (drag) en la fase vapor a partir de olas y otras irregularidades de la fase líquida. Los efectos hidrostáticos requieren un conocimiento del movimiento relativo de las fases líquido y vapor, así como, de la calidad y densidad de cada fase de un extremo a otro del proceso. Los efectos de energía cinética en condensación darán generalmente como resultado la desaceleración del flujo y por lo tanto una conversión de la energía cinética a un incremento en la presión; se considera conservador despreciar el incremento de presión debido a la desaceleración para el caso de la condensación.

La caída de presión en flujos que condensan, tiene un efecto mas serio en el diseño que en otros problemas de transferencia de calor, debido a que la pérdida de presión reduce la temperatura de condensación y por lo tanto la diferencia de temperatura media en el condensador. Conceder caída de presión excesiva (en las especificaciones de diseño) por el lado de la condensación, puede conducir al incremento del área necesaria para la transferencia de calor; ésto traerá como consecuencia el agrandamiento del condensador, que causará un incremento en la caída de presión, dando como resultado una diferencia media de temperaturas más baja, que requerirá aún más área y así sucesivamente.

Por otro lado, el incremento en la caída de presión, por lo general, conduce a un incremento en el coeficiente de transferencia de calor por el lado de la condensación. Si tuviéramos un mejor conocimiento de este aumento en el coeficiente de transferencia de calor, especialmente por el lado de la coraza, como una función de la caída de presión, sería posible optimizar el diseño de condensadores así como, el aprovechar al máximo la caída de presión disponible.

4. Diseño de Condensadores Parciales y de Multicomponentes.

El término "Mezcla de Vapores" realmente comprende una gama completa de situaciones. Uno de los límites de esta gama es una mezcla en la cual todos los componentes presentes, tienen puntos de ebullición arriba de la máxima temperatura de enfriamiento; en este caso la mezcla puede ser totalmente condensada.

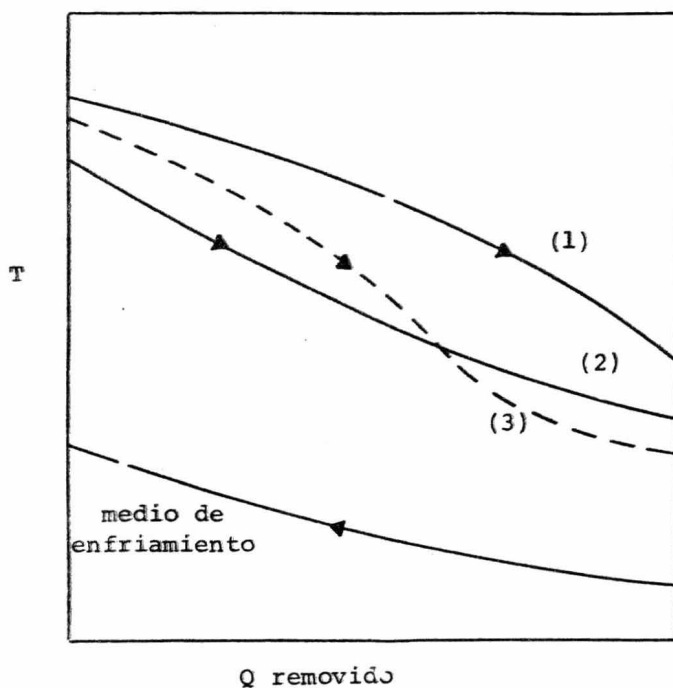
El otro límite es una mezcla en la cual, al menos uno de los componentes de la corriente de vapor inicial tiene un punto de ebullición, abajo de la temperatura mínima de enfriamiento y es despreciablemente soluble en la fase líquida formada por los demás componentes, y de aquí que no pueda ser condensada por completo.

Un caso intermedio de alguna importancia está representado por una mezcla de hidrocarburos ligeros, en la cual los miembros más ligeros no pueden ser a menudo condensados como componentes puros por el medio de enfriamiento, pero son substancialmente solubles en la fase líquida formada por los componentes más pesados.

Existen varios puntos relevantes que son comunes a todos estos casos y que necesitan ser considerados en cualquier método de diseño:

a) La condensación de multicomponentes es siempre no-isotérmica.

A medida que los componentes más pesados son preferentemente condensados, la mezcla restante tiene un punto de rocío más bajo y la -- temperatura de condensación disminuye monotónicamente. A continuación se muestran curvas de condensación típicas.



- (1) LMTD conservador.
- (2) LMTD no conservador.
- (3) Distribución "Dumbbell" o de palanca.

Fig. 2. CURVAS DE CONDENSACION TIPICAS.

b) Debido a que la condensación es no isotérmica, existen efectos de calor sensible en ambas fases líquido y vapor. El condensado ya depositado debe ser posteriormente enfriado y el vapor sobrante debe ser enfriado aún más para mantener la interfase en equilibrio (o cerca del mismo), donde está teniendo lugar más condensación. La transferencia del calor sensible del vapor es particularmente significativo en el diseño debido a los coeficientes bajos de transferencia de calor asociados comunmente con este proceso.

c) Las composiciones de ambas fases vapor y condensado, cambian durante la condensación, haciendo mayor el problema de evaluación de las propiedades físicas para las mezclas. Este es un problema relativamente menor para mezclas de componentes estrechamente relacionados, por ejemplo, las series homólogas. Sin embargo pueden ocurrir efectos espectaculares en condensadores que manejan mezclas como tricloruro de boro-hidrógeno. En este caso, el enfriamiento de la mezcla da como resultado la remoción preferente de los componentes pesados, de manera que la mezcla se hace menos densa a medida que se enfría. Esto puede causar corrientes de convección natural que se establecerán en una dirección opuesta a la usualmente esperada.

d) Ya que las composiciones de ambas fases están cambiando continuamente, por la transferencia preferente de los componentes pesados que quedan a partir del vapor hacia el condensado, existen resistencias difusionales a la transferencia de masa en ambas fases vapor y

líquida, y estas resistencias están unidas al proceso de transferencia de calor. Esta parte del problema - especialmente para la fase vapor es tan importante y tan formidable que constituye lo esencial de la materia. El problema puede ser fácilmente formulado en términos - fundamentales, pero la carencia de datos de transferencia de masa aplicada y la dificultad de los procedimientos computacionales hacen a la solución exacta inaccesible hasta el momento para propósitos de diseño.

e) Ya que los parámetros termodinámicos locales (temperatura de condensación, calor latente, etc.) y las velocidades de transporte están relacionados directamente a las composiciones locales de vapor y de líquido, es esencial que los patrones de flujo relativo de líquido y vapor a través del condensador sean conocidos. La mayoría de los programas para calcular la curva de condensación, supone que el vapor y el líquido fluyen a través del condensador juntos y en contacto íntimo. Esta es una suposición simple; es además la forma más deseable de operar, y con un cuidado razonable se puede lograr en la práctica.

Varios autores han discutido el problema o han propuesto métodos generales de diseño. Kern (23) recomienda ignorar cualquier resistencia de la fase vapor a las transferencias de calor y masa para mezcla totalmente condensables. También recomienda usar el método de Colburn y Hougen para condensación en la presencia de no condensables, aunque al igual que ellos incluye técnicas de estimación aproximativas.

Gulley discutió el problema desde el punto de vista del cálculo de la diferencia media de temperaturas.

Ward propuso un procedimiento completo general, suponiendo que la transferencia de masa en la fase vapor no es la resistencia limitante.

Un aspecto importante de esta clase de problemas es que existen muy pocos datos que puedan ser usados para checar estos distintos procedimientos de diseño, y que la mayoría están en forma de patentes. Se debe entonces adoptar la idea de que la evidencia más fuerte en favor de los métodos presentes, es que existen relativamente pocas quejas viniendo de las plantas con respecto a los condensadores parciales. Esto puede simplemente indicar que los diseñadores han puesto factores de seguridad tan grandes que los condensadores no tienen otra opción que trabajar.

Usando suposiciones muy similares a aquellas de Ward, un método de diseño ha sido propuesto, el cual es adaptable al rango completo de problemas de condensación de multicomponentes. Las suposiciones son:

- a) Las composiciones del líquido y el vapor están en equilibrio a la temperatura del seno del vapor.
- b) Las entalpías del líquido y del vapor son aquellas del equilibrio entre fases a la temperatura del seno del vapor.
- c) El calor sensible del vapor es transferido del seno del vapor a la interfase líquido-vapor por un proceso de transferencia

de calor convectivo; el coeficiente de transferencia de calor se calcula a partir de una correlación para la geometría involucrada, suponiendo que sólo la fase vapor está presente y usando propiedades físicas del vapor así como velocidad de flujo local del vapor.

- d) El total del calor latente de condensación y del calor sensible de enfriamiento del condensado se transfiere a través de espesor de la película de líquido (así como el calor sensible por enfriamiento del vapor).

La primera y segunda suposiciones son precisamente, aquellas que se usan en el presente para calcular la curva de condensación y no introducen ninguna innovación. La situación física real es que el vapor y el líquido están en equilibrio en la interfase vapor-líquido; de aquí que, el vapor esté siempre sobrecalentado y el condensado subenfriado en relación con las condiciones de la interfase. Estas suposiciones se satisfacen mejor a bajas velocidades de condensación, que se caracterizan por estar en la región del condensador de más estrecho acercamiento en temperaturas.

La tercera suposición es el corazón mismo del método. La suposición indudablemente sobreestima la resistencia a la transferencia de calor, ya que los coeficientes de las dos fases son generalmente mucho más grandes que el de una sola fase (vapor) que realmente se calcula.

La esperanza es que la sobre estimación de esta resistencia - compense al menos en forma aproximada la omisión de la resistencia a la transferencia de masa.

La cuarta suposición es solamente un procedimiento ligero para manejar la resistencia del condensado y la carga de calor sensible.

5. Selección de una Configuración Básica del Condensador.

Antes de que puedan llevarse a cabo cálculos detallados, es obviamente necesario seleccionar una configuración básica del condensador. Se podría argumentar que esta sección debió presentarse con anterioridad, sin embargo se debe tomar en cuenta, que muchos de los puntos considerados en la discusión anterior sobre los procedimientos de diseño, afectan la elección de una configuración.

B. Diseño del Equipo por Computación.

Los criterios básicos para el uso de la computación en el diseño de condensadores son válidos para cualquier equipo de transferencia de calor, por esta razón en esta sección se hablará en general de ellos.

La computadora digital de alta velocidad ha sido empleada para el diseño de cambiadores de calor desde la mitad de la década 1950-1960. A medida que las capacidades de las computadoras se han extendido, y su uso se ha simplificado por el advenimiento de lenguajes - más orientados, los métodos de diseño se han sofisticado y su uso se

ha propagado a tal grado que parece probable que hoy en día más de la mitad de los cambiadores de calor de proceso se diseñan por métodos de computadora de algún grado de capacidad.

El primer punto que debe especificarse, es que en industrias de proceso los cambiadores de calor son servidores, más apreciados cuando cumplen con sus labores asignadas silenciosa y eficientemente, sin hacer nada para llamar la atención. Si el proceso arranca fácilmente, en la especificación esperada y alcanza rápidamente la capacidad de diseño, se dará algún crédito al diseñador.

Pero por supuesto, la tarea no ha terminado. Lo importante está en mantener la planta a cierta capacidad (en ocasiones superior a la de operación) por meses y años. El costo de la omisión de esto, es decir, el costo de pérdida de producción, tiene un monto de decenas de miles de pesos por día, para un proceso de tamaño modesto. Cuando se habla del costo de un cambiador, es éste el que se debe tener en mente, el costo de su no disponibilidad.

Además debe notarse que, a diferencia de otros equipos de proceso, un cambiador de calor no funciona nunca mejor que en su primer día de operación.

Con todas estas ideas en mente, el ingeniero que desarrolle el programa de computación tiene como tarea principal, convertir correlaciones toscas y relaciones físicas y geométricas en una secuencia de cálculo que tomará especificaciones de entrada y desarrollará el diseño del cambiador de calor apropiado.

El resultado de la computadora debe además presentar las especificaciones de diseño del cambiador y las características de operación comprensivamente y de tal forma, que el diseñador pueda detectar fácilmente cualquier error obvio.

El criterio para establecer las condiciones que un cambiador de calor debe satisfacer, se basa en los siguientes puntos:

Primero, el cambiador de calor debe cumplir con los requerimientos de proceso, esto es, debe efectuar el cambio deseado en la condición térmica de la corriente de proceso con la caída de presión disponible, y debe continuar haciéndolo hasta su período próximo de mantenimiento.

Segundo, el cambiador debe resistir las condiciones del medio ambiente de la planta, esto incluye los esfuerzos mecánicos de instalación, arranque, operación normal, mantenimiento, y los esfuerzos térmicos causados por las diferencias de temperaturas. Es deseable que también resista el ensuciamiento, aunque a este respecto lo único que el diseñador puede hacer, es mantener las velocidades de flujo tan altas como la caída de presión y los límites de vibración lo permitan.

Tercero, el cambiador debe costar tan poco como lo permitan los requerimientos anteriores; en la lista presente, esto se refiere al primer costo o costo instalado, ya que el costo de operación y el costo de pérdida de producción debida a la no disponibilidad del cambiador se han considerado con anterioridad.

C. Lógica del Proceso de Diseño.

Algunos métodos de diseño, especialmente los más cortos, evalúan simplemente un cambiador, cuyas especificaciones se dan al programa de computación como datos de entrada. El programa compara el área requerida con la disponible y calcula la caída de presión. Si el área es insuficiente, o la caída de presión es demasiado grande, el diseñador debe alimentar un nuevo diseño y volver a correr el programa.

Los métodos más sofisticados seleccionan un cambiador de calor que proporcione el servicio requerido y cumpla con las limitaciones de caída de presión. Existen también programas de optimización que escogen de una cantidad de diseños posibles, aquel que maximice o minimice una función objetivo.

Cualquiera que sea el método que se use, es necesario establecer ciertas restricciones a priori. Aparte de las especificaciones de proceso las más comunes restricciones, son las caídas de presión disponibles en las corrientes. Frecuentemente éstas, son fijadas como límite rígido y la computadora diseñará un cambiador con una caída de presión calculada igual o menor que la establecida.

Otras restricciones que necesitan ser especificadas, son las temperaturas de los extremos u manera de rango (superior e inferior) que son permisibles en el equipo; restricciones mecánicas que se incluyen comunmente como el tipo de tubo (sencillo o aletado), diámetro de tubo, arreglo, espesor de la pared, tipo de coraza, longitud

y diámetro de la coraza (estas 2 últimas pueden ser modificadas en el transcurso del diseño).

El paso final en la preparación del problema para su solución es especificar los datos básicos, éstos incluyen datos termodinámicos de los fluidos y sí se requiere relaciones de equilibrio en dos fases. En adición, se requiere una variedad de propiedades físicas de los fluidos y las especificaciones físicas y mecánicas de los componentes del cambiador. Como se verá más adelante, algunos programas de computación de gran escala, incorporan programas de propiedades físicas que pueden suministrar esta información a medida que se requiere en los cálculos.

Ahora estamos listos para explorar la estructura lógica del proceso de diseño. Prácticamente todos los programas de diseño deben empezar con una configuración aproximada o estimada del cambiador de calor que haga el servicio. Algunos programas de diseño seleccionan automáticamente un caso inicial; si no se dispone de éste, el diseñador puede proponer algún arreglo, que además acelere la convergencia a un diseño aceptable, esto, obviamente se logra sólo a base de experiencia, o mediante una secuencia rápida de cálculo.

El siguiente paso en el proceso de diseño es probar la configuración especificada, esto es, preguntar si la configuración propuesta trabaja, si transfiere la cantidad de calor y cumple las restricciones especificadas por el problema. Si el procedimiento de evaluación verifica que la configuración va a trabajar, tendremos un diseño totalmente aceptable. Si por otro lado, la configuración

no va a trabajar por una o varias razones, debe ser modificada hasta que llegue a un diseño factible.

El programa de modificación del diseño toma una configuración que no trabaja y cambia lógicamente uno o más parámetros de ésta, para hacer que la nueva configuración tienda a funcionar. La lógica de este programa es la más compleja de cualquiera de los programas que integran el método de diseño. Una vez que la modificación ha sido hecha, la nueva configuración es probada. Este procedimiento continúa hasta que un diseño factible es alcanzado.

El último paso, el cual no siempre existe en todos los métodos para diseño de cambiadores de calor es la optimización; el programa para esta etapa continúa cambiando los casos factibles de diseño hasta que una función objetivo (frecuentemente basada en el costo) es minimizada o maximizada de acuerdo con las demandas del problema.

D. Estructura del Método de Diseño por Computación.

En los siguientes párrafos, examinaremos los principales bloques que entran en un método de diseño por computación de gran escala para cambiadores de calor.

En la figura 3 se muestra la estructura global de un programa de diseño de cambiadores de calor, las flechas indican el flujo de información entre los bloques.

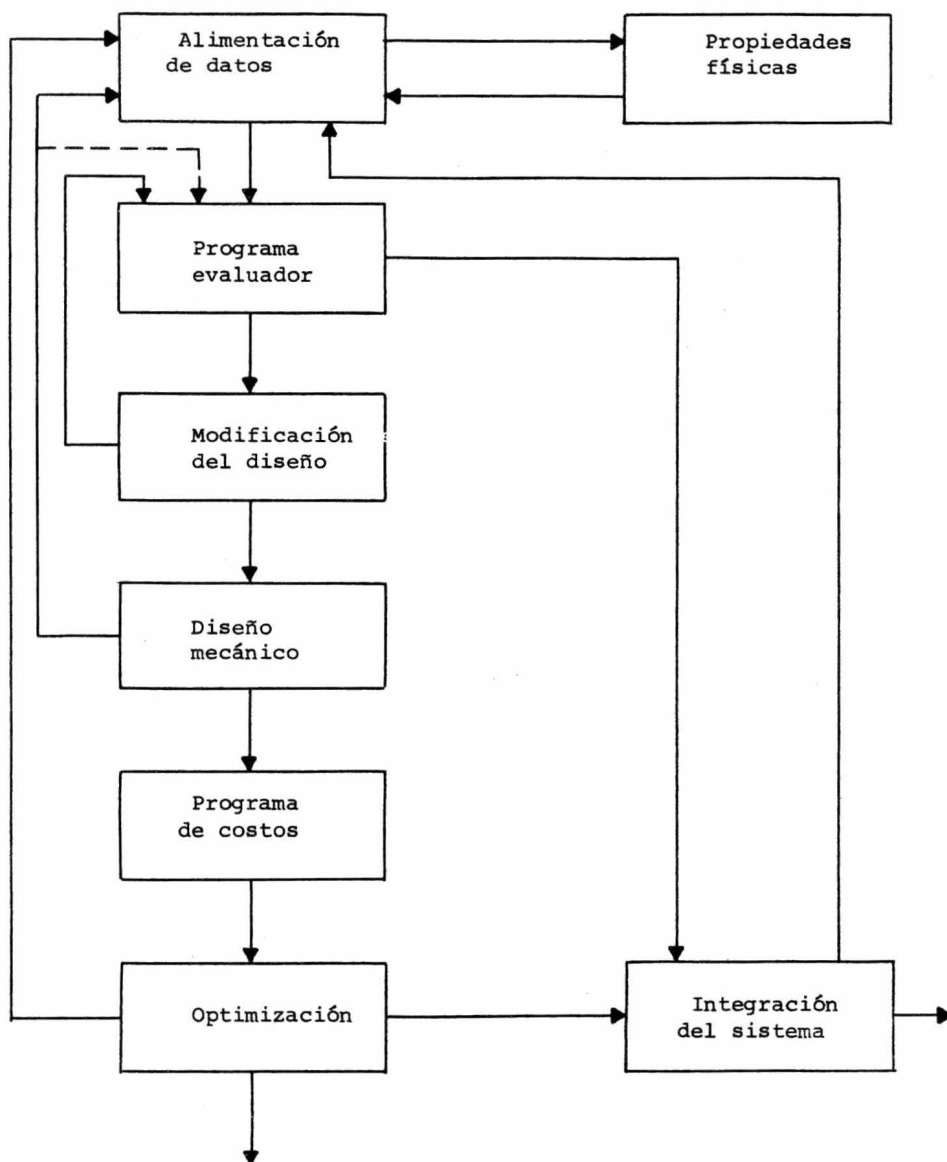


Fig. 3. COMBINACION DE LOS MODULOS EN EL METODO DE DISEÑO POR COMPUTACION.

A continuación se describirán brevemente los bloques de la figura antes mencionada, sin tomar estrictamente la secuencia sino el orden de importancia para llevar a cabo los propósitos del programa:

1. Programa Evaluador

Es el corazón del programa total de diseño; se emplean como datos de entrada las especificaciones del problema y una estimación preliminar de la configuración del cambiador, cuya adecuación será probada para efectuar el cambio de temperatura requerido sobre las corrientes de proceso, dentro de la caída de presión permitida.

El programa efectúa básicamente tres clases de cálculos:

- a) Calcula una serie de parámetros internos-área transferencia, áreas flujo, áreas de goteo, área de by-pass, etc.
- b) Calcula el calor transferido y la caída de presión para cada corriente, según las correlaciones disponibles para el coeficiente de transferencia de calor y de caída de presión.

Los resultados obtenidos son: ya sea las temperaturas de salida de las corrientes, si la longitud del cambiador se ha fijado o la longitud requerida para efectuar el cambio térmico necesario, en caso de tener fija la carga térmica.

2. Programa Alimentador

Con el fin de suministrar la información necesaria al programa evaluador se usa un programa alimentador, el cual realiza básicamente tres tareas.

- a) Acepta y almacena especificaciones del proceso, del cambiador, propiedades de los fluidos y limitaciones sobre cualesquiera de estos valores.
- b) Revisa la consistencia y suficiencia de los datos.
- c) Inicializa los cálculos de la geometría del cambiador, en el caso de que no se haya proporcionado otros valores.

3. Programa de Propiedades Termofísicas

Se encarga de proveer los datos físicos y termodinámicos necesarios para realizar el resto de los cálculos, si se dispone del programa es preferible omitir los datos de propiedades de los fluidos como alimentación y permitir que sea el programa, el encargado de calcularlos. Para fluidos comunes las propiedades termofísicas están tabuladas y almacenadas en arreglos matriciales o se calculan mediante curvas empíricas ajustadas, para otros fluidos se emplean correlaciones generalizadas.

4. Programa de Modificación al Diseño

Emplea los resultados del programa evaluador y modifica la configuración de tal manera que la ahora generada, haga un "mejor" trabajo para resolver el problema de transferencia.

Este programa es extremadamente complejo y lógico, ya que debe determinar la causa que limitó la cosecución del diseño y decidir que hacer para cambiar tal limitación, sin por ello perjudicar el costo u otra característica operacional, satisfactoria hasta el momento.

5. Programa de Diseño Mecánico

Incorpora un número de cálculos separados relativos a la integración mecánica del cambiador de calor bajo condiciones de flujo y estáticas. Calcula y analiza todos los tipos de esfuerzos presentados en el haz de tubos, así como en la coraza; revisa también, las posibles causas de vibraciones nocivas; checa límites de erosión para las velocidades de flujo. Se acostumbra que el programa sólo señale áreas potenciales de problemas y deje a juicio del diseñador los cambios a efectuar en la configuración.

6. Programa de Costos

Estima los costos de operación y de capital para el equipo, el costo total, el cual puede ser muy variadamente definido es usado - comúnmente como la función objetivo en el programa de optimización.

7. Programa de Optimización

No todos los programas de diseño incluyen un paso de optimización, frecuentemente la optimización se deja a criterio del diseñador, quien simplemente calcula una serie de diseños factibles y selecciona uno que ofrece la mejor combinación de costo y características operacionales. Si se incorpora un programa de optimización debe efectuarse un ordenado proceso sobre todas las variables de diseño para llegar a un óptimo. Efectuar este programa, implica algunas veces el correr docenas o cientos de veces el programa evaluador con un gran consumo de tiempo de computador, a pesar de todo, el costo incurrido es muy pequeño comparado con el ahorro logrado.

C A P I T U L O 4

DETERMINACION DE PROPIEDADES TERMOFISICAS

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA

Y PERDIDAS DE PRESION

A. Propiedades Termofísicas.

El primer módulo que efectúa el programa es el de propiedades, mediante generación de una tabla de las mismas, para ello se usa una subrutina llamada RUTIP; dicha subrutina recibe los datos necesarios para calcular cada una de las propiedades de las fases existentes (líquido y vapor) y distribuir 18 puntos entre dos temperaturas límite leídas como dato.

Como resultado se tiene una tabla para cada corriente, las cuales se van a utilizar en la determinación de propiedades en -- cualquier punto a lo largo del cambiador.

El cálculo de las propiedades a una determinada temperatura se realiza mediante interpolación, donde se hace uso de los polinomios de Lagrange, integrados en una subrutina llamada LAGR. Para los fines del programa se ha observado que la interpolación cúbica proporciona buenos resultados.

1 Viscosidad.

Es considerada una de las propiedades mas exactamente predecibles. Para Hidrocarburos en fase gas a presiones normales (0.2 a 5.0 atm) Flvnn y Thodos (17) en 1961, desarrollaron una correlación bajo el sistema de aplicar análisis dimensional, los resultados mostraron que la viscosidad dependía del peso molecular, -- temperatura y las variables críticas, los resultados indicaron que

el grupo $\mu^* \xi$ dependía solamente de la temperatura; donde -
 $\xi = T_c^{-1/6} / M^{1/2} P_c^{2/3}$ y la expresión obtenida es:

$$\mu^* \xi \times 10^3 = (0.291 T_R - 0.058)^{3/4} \quad (4.1)$$

$$0.5 \leq T_R \leq 3.4$$

Para 368 puntos investigados la ecuación anterior produjo una desviación promedio de 2.75%. El mismo año, 1961, Stiel y Thodos (45) investigaron: gases inertes y diatómicos, dióxido de carbono, disulfuro de carbono, tetracloruro de carbono, hidrocarburos hasta el nonano, olefinas, acetilenos, naftenos y aromáticos, nuevamente sus resultados mostraron que la viscosidad a presiones normales - depende únicamente de la temperatura, las relaciones son las siguientes:

$$\mu^* \xi = 34.0 \times 10^{-5} T_R^{0.94} \quad T_R \leq 1.5 \quad (4.2)$$

$$\mu^* \xi = 17.73 \times 10^{-5} (4.58 T_R - 1.67)^{5/8} \quad T_R > 1.5 \quad (4.3)$$

Son aplicables a todos los gases no polares con excepción del hidrógeno y el helio, cuyo comportamiento anormal se debe a sus desviaciones cuánticas, las correlaciones se probaron con 785 puntos experimentales y se obtuvo una desviación promedio de 1.77%; ambos métodos según convenga se aplican para el cálculo de la viscosidad de sustancias no polares.

Para presiones elevadas, el método recomendado es el de Lee, Starling, Dolan y Ellington (26) desarrollado en 1964, se trata de una correlación semiempírica cuya ecuación es:

$$\mu'_m = A' \exp(B' \rho' c') \quad (4.4)$$

donde:

$$A' = \frac{(7.77 + 0.0063M) T'^{1.5}}{122.4 + 12.9M + T'} \quad (4.4a)$$

$$B' = 2.57 + (1914.5/T') + 0.0095M \quad (4.4b)$$

$$C' = 1.11 + 0.04B' \quad (4.4c)$$

Para mezclas que contienen metano, etano, propano y n-butano, la desviación de la correlación es menor a un 5%; es útil para mezclas líquidas y gaseosas, pero deben emplearse valores experimentales para la densidad.

Los métodos propuestos anteriormente, también se aplican para mezclas que involucren gases polares, desafortunadamente existe poca información que respalde este hecho.

Por otro lado, Saxena y Tanzman (35) en 1974, presentaron en un artículo, los procedimientos más comúnmente usados para el cálculo de viscosidad de mezclas gaseosas de multicomponentes. Se menciona como de gran utilidad la correlación de Ulybin.

$$\mu_m(T) = \mu_m(T_0) \sum_{i=1}^n X_i (\mu_i(T) / \mu_i(T_0)) \quad (4.5)$$

dicha ecuación es recomendada ampliamente y se pone como opción en el caso de sistemas que contengan gases polares entre los componentes de la mezcla.

2. Densidad.

La mayoría de los cálculos de densidad se efectúan a partir de ecuaciones de estado, por tanto se ha seleccionado la modificación propuesta por Soave (42) a la ecuación de Redlich-Kwong; la ecuación se empleará para evaluar el volumen específico cuyo inverso genera la densidad, la expresión es la siguiente:

$$P = (RT/V - b) - a(T)/V(V + b) \quad (4.6)$$

$$\text{donde } V = z RT/P \quad (4.7)$$

$$\text{si } A' = aP/R^2T^2 \quad B' = bP/RT \quad (4.8)$$

la ecuación puede ser escrita como:

$$z^3 - z^2 + z(A' - B' - B'^2) - A'B' = 0 \quad (4.9)$$

A continuación, la resolución de la ecuación(4.9) dará como resultado tres valores para Z, el valor mas grande corresponderá a la Z del gas, el menor valor al líquido y el valor intermedio carece de interpretación física. Calculado el valor del factor de compresibilidad se resuelve la ecuación (4.7) cuyo inverso como ya se dijo, nos dará la densidad.

Existen algunos casos para los cuales se tienen bajas temperaturas reducidas ($T_R \leq 0.6$) y/ o altos valores de densidad -

reducida ($P_r > 2.0$) para los cuales la predicción de Yen-Woods (49) es aceptable, sus ecuaciones publicadas en 1966, se basan sobre gráficas y tabulaciones desarrolladas para temperaturas pseudo-reducidas entre 0.3 y 1.0 por Lydersen, Greenkorn y Hougen en 1955. Su error promedio es del 2% para líquidos puros y de un 3% para mezclas.

3. Conductividad Térmica.

Las correlaciones para la estimación de la conductividad térmica están en su mayoría limitadas por los datos experimentales dispersos o en otros casos escasos, con que pueden ser comprobadas. Entre las más aceptadas, está la propuesta por Misic y Thodos (28) en la cual mediante análisis dimensional se encontró una correlación para la conductividad térmica en función de su peso molecular, temperatura, capacidad calorífica y las constantes críticas; este enfoque indica que el grupo $k^* \lambda' / C_p$ debería ser función de z_c y T_r , donde $\lambda' = M^{1/2} T_c^{1/2} / P_c^{2/3}$. Los autores mencionados desarrollaron dos correlaciones con base en conductividades experimentales de hidrocarburos a presiones normales (de 0.2 - 5.0 atm.).

La primera es aplicable a todos los tipos de hidrocarburos para $0.6 < T_r < 3.0$ con la excepción del metano e hidrocarburos cíclicos con $T_r \leq 1.0$, la correlación es la siguiente:

$$(k^* \lambda' / C_p) \times 10^6 = (14.52 T_r - 5.14)^{2/3} \quad (4.10)$$

Para el caso del metano, naftenos y aromáticos, debido a ser muy compactas sus moléculas y poseer pequeñas energías de rotación interna y vibración, para $T_R \leq 1.0$.

$$k' \lambda' / C_p = 0.445 \times 10^{-5} T_R \quad (4.11)$$

Ambas relaciones se usaron para calcular conductividades térmicas de 28 hidrocarburos gaseosos, con los que con 154 puntos considerados se obtuvo una desviación promedio de 2.4% de los datos experimentales.

Posteriormente Stiel y Thodos (46) en 1964, efectuaron la continuación del estudio anterior, ahora para gases y líquidos a presiones altas, encontraron que la conductividad térmica residual $k' - k'^*$ era sólo función de la densidad. Al igual que el otro trabajo, se aplicó análisis dimensional y se puso a la densidad residual en función del peso molecular y las constantes críticas de la sustancia, pero en este caso no existía dependencia sobre la capacidad calorífica, el grupo $(k' - k'^*) \lambda'$ es altamente dependiente de ρ_e , donde λ' está definida igual que en el método anterior; las expresiones analíticas encontradas fueron las siguientes:

$$(k' - k'^*) \lambda' z_c^5 = 14.0 (\exp(-0.535 \rho_R) - 1) \times 10^{-8} \quad (4.12)$$

$$\rho_R < 0.5$$

$$(k' - k'^*) \lambda' z_c^5 = 13.1 (\exp(0.67 \rho_R) - 1.067) \times 10^{-8} \quad (4.13)$$

$$0.5 < \rho_R < 2.0$$

$$(k' - k'^*) \lambda' z_c^5 = 2.976 (\exp(1.155 \rho_R) + 2.016) \times 10^{-8} \quad (4.14)$$

$$2.0 < \rho_R < 2.8$$

Estas expresiones no son aplicables para el hidrógeno y el helio; para el agua y el amoníaco aunque sigue la tendencia con z_c como no polares, no eran paralelas a la curva generada por las expresiones anteriores. Por las dificultades de la amplia dispersión de los datos experimentales, sólo puede estimarse que el error es menor del 10%.

Una correlación generalizada bajo el principio de los estados correspondientes ha sido desarrollada por Schaefer y Thodos (Perry), presentan un método gráfico, con k/k_c como ordenada y T_r en las abscisas; el error obtenido es de 1.0% a 3.2% para los siguientes gases: Bromo, Monóxido de Carbono, Cloro, Fluor, Acido Clorhídrico, Fluorhídrico, Bromhídrico, Yodo, Oxido Nítrico, Nitrógeno y Oxígeno.

4. Difusividad.

Entre las propiedades de transporte, ésta es la mas difícil de predecir, existen una serie de métodos muchos de los cuales son variaciones de las ecuaciones de Hirschfelder, Bird y Spotz (22), aunque dichos estudios mejoran para ciertos casos, los resultados obtenidos por la ecuación H.B.S., se ha seleccionado ésta por ser la que a través del tiempo ha permanecido inamovible a pesar de la serie de modelos y correlaciones propuestos posteriormente. Las ecuaciones desarrolladas en 1948, están basadas sobre la teoría de los gases no

uniformes, emplea la relación de Lennard Jones para la función de potencial con el propósito de calcular valores para la integral de colisión. Las ecuaciones son:

$$Q_{ij} = \frac{0.00186 T^{3/2} ((M_i + M_j) / M_i M_j)^{1/2}}{P \sigma_{ij}^2 \Omega_D} \quad (4.15)$$

$$\sigma_{ij} = 1/2 (\sigma_i + \sigma_j) \quad (4.16)$$

el término Ω_D es una función tabulada del parámetro $\epsilon T / \epsilon_0$, la cual puede ser ajustada en varias ecuaciones para propósitos de cálculo. Debe hacerse notar que los coeficientes de difusividad calculados no son función de la concentración.

5. Constantes de Equilibrio.

Los problemas de equilibrio físico, se resuelven frecuentemente con la selección de modelos para el cálculo de fugacidad en cada fase y mediante la aplicación de dichos modelos al cálculo de una variable auxiliar: la constante de equilibrio ó coeficiente de distribución entre fases, definida para cada componente como:

$$K_i = (Y_i / X_i)_{eq} \quad (4.17)$$

Dos métodos serán empleados para el cálculo de las constantes de equilibrio, el primero de ellos es el propuesto por Soave (42) el cual es una modificación de la ecuación de Redlich-Kwong, con lo que las presiones de vapor de compuestos puros pueden ser reproducidas con una exactitud, la ecuación propuesta puede ampliarse a multi-

componentes con el uso de reglas generalizadas de mezclas; siempre con mezclas de sustancias no polares.

El segundo método es una modificación al de Chao-Seader, desarrollado por Grayson y Streed (21), los autores efectúan un cambio en los valores numéricos de las constantes de la correlación generalizada de coeficiente de fugacidad del líquido puro. El método de Grayson y Streed es aplicable a sistemas hidrógeno-hidrocarburos, a presiones hasta de 1000 lb/plg²abs y temperaturas desde -60°F hasta 800°F.

6. Capacidad Calorífica.

La capacidad calorífica de una mezcla de composición constante es función de la presión y la temperatura. Para gases ideales los datos sobre capacidad calorífica están disponibles en la literatura abierta, por lo que el problema se centra en cuantificar el alejamiento del C_p isotérmico.

Se han desarrollado cartas generalizadas para evaluar dicho alejamiento, pero lo más significativo es que hasta el momento no hay expresiones analíticas para su cálculo. Para resolver este problema se deberá acudir a la Termodinámica Clásica con el fin de calcular: $C_{p_m}^{\circ} - C_{p_m}$ o sea el alejamiento isotérmico.

$$C_p - C_p^{\circ} = (C_p - C_v) (C_v - C_v^{\circ}) - R \quad (4.18)$$

$$(\partial C_v / \partial V)_T = T (\partial^2 P / \partial T^2)_V \quad (4.19)$$

$$C_p - C_v = -T (\partial P / \partial T)_V^2 / (\partial P / \partial V)_T \quad (4.20)$$

en las expresiones anteriores lo único necesario es una expresión - para la presión, ésto se resuelve mediante una ecuación de estado, para nuestro caso emplearemos el método propuesto por Soave (42), para llegar a una expresión del tipo:

$$(C_p - C_p^o) / R \quad (4.21)$$

la que se conoce como desviación adimensional isotérmica.

B. Coefficientes.

1. Coeficiente de Condensación.

El módulo encargado del cálculo del coeficiente de condensación lo puede hacer para cuatro casos originados por la geometría y el acomodo de las corrientes en el condensador.

A su vez, cada caso posee dos opciones, ya sea que la gravedad controle o sea el esfuerzo cortante el limitante.

Las posibilidades son: por dentro de tubos en posición horizontal y vertical, por fuera de tubos en posición horizontal y vertical, para cada uno como se dijo, se calculan dos coeficiente y se escoge el de mayor valor; la excepción es cuando se maneja condensación horizontal por fuera de tubos en el que sólo se cuenta con la correlación de Gloyer. A continuación se ofrece una breve explicación de las correlaciones empleadas.

a) Vertical por dentro de tubos.

Para el caso en que el flujo sea laminar, la ecuación selec-

cionada es la de Nusselt (29), cuya expresión es la siguiente:

$$h_c = 0.924 (k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_v) g / \mu_L \Gamma)^{1/3} \quad (4.22)$$

para propósitos de cálculo, es necesario definir un Re de condensación

$$Re_c = 4\Gamma / \mu_L \quad (4.23)$$

sustituyendo éste en la ecuación (4.22)

$$h_c = 1.47 (k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_v) g / \mu_L^2)^{1/3} Re_c^{-1/3} \quad (4.24)$$

que es la ecuación que se empleará.

Cuando el factor dominante es el esfuerzo cortante, una de las correlaciones más aceptadas, es la propuesta por Boyko y Kruzhilin (6) se basa sobre trabajos rusos en condensación de vapores a presiones de 177 a 1276 lb/plg², en tubos de 0.315 a 0.67 plg., el artículo original incluye corridas de condensación parcial y total. La ecuación presentada es del tipo Dittus-Boelter a excepción del paréntesis multiplicador con la semisuma de las densidades:

$$\frac{h_c iD}{k_L} = 0.024 (iD \sigma_x / \mu_L)^{0.8} Pr_L^{0.43} \frac{(\sqrt{(\rho/\rho_m)_i} + \sqrt{(\rho/\rho_m)_o})}{2} \quad (4.25)$$

$$(\rho/\rho_m)_i = 1 + ((\rho_L - \rho_v) / \rho_v) X_i \quad (4.26)$$

$$(\rho/\rho_m)_o = 1 + ((\rho_L - \rho_v) / \rho_v) X_o \quad (4.27)$$

b) Vertical por fuera de tubos.

Cuando se presenta el flujo laminar la ecuación utilizada es la de Nusselt, mencionada en el inciso (a); para la situación en que

domina el esfuerzo cortante, la modificación de Colburn (9) es recomendable para $Re_c \geq 2100$ punto en el cual se presume que la película de condensado se convierte en turbulenta, la ecuación es:

$$h_c (\mu_l^2 / k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g)^{1/3} = 0.011 Re_c^{1/3} Pr_l^{1/4} \quad (4.28)$$

Notese que la correlación de Colburn depende del número de Prandtl, se recomienda que si $Pr_l > 5$ la ecuación (4.28) sea evaluada a $Pr_l = 5$ aunque éste es un caso poco probable ya que altos valores de Pr usualmente traen consigo altas viscosidades y por tanto bajos valores de Re .

c) Horizontal y por dentro de tubos.

La correlación desarrollada por Kern (23) es la más usual para el cálculo del coeficiente de condensación en flujo laminar, dicha expresión dará bajos coeficientes, cuando es aplicada a situaciones que no le corresponde, por lo que el mismo criterio del mayor valor usado para posición vertical, es válido. Por tanto a bajas cargas en los tubos, donde la gravedad domina la ecuación empleada es:

$$h_c = 0.761 (k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g L / W_t \mu_l)^{1/3} \quad (4.29)$$

Con altas cargas de condensación, donde el esfuerzo cortante del vapor es dominante, las correlaciones deben ser independientes de la orientación de los tubos, y de hecho es lo que sucede en este caso, de tal manera que la correlación de Boyko y Kruzhilin explicada en el inciso (a), también se aplicará para orientación horizontal por dentro de tubos.

d) Horizontal por fuera de tubos.

La correlación más aceptada en este caso, es la propuesta por Gloyer (20) sin existir dos posibilidades de cálculo, esto se debe - como ya se mencionó en otra parte de este trabajo, al poco conocimiento que se tiene sobre los efectos del esfuerzo cortante del vapor en la coraza, por lo que se supone que es la gravedad la que domina. La ecuación es:

$$h_c = J_k (P_L (P_L - P_v) g / \mu_L^2)^{1/3} \quad (4.30)$$

2. Coeficiente de Transferencia de Calor.

El cálculo de los coeficientes de transferencia de calor sin cambio de fase, fué dividido en dos partes, la primera es cuando el fluido de enfriamiento o los gases incondensables y vapores aún no condensados, van por dentro de tubos, para esta parte las ecuaciones fueron:

a) Para régimen laminar ($Re < 2100$) la correlación de Sieder y Tate (23).

$$h_i D / k = 1.86 Re^{1/3} Pr^{1/3} (iD/L)^{1/3} \phi^{0.14} \quad (4.31)$$

la ecuación (4.31) da un máximo de desviaciones de $\pm 12\%$ para $100 \leq Re \leq 2100$ excepto para agua.

b) Cuando se trata de un régimen transicional ($2100 < Re < 10^4$)

la expresión aconsejada es la siguiente:

$$h = 0.0059 (Re^{2/3} - 125) (1 + (iD/L)^{2/3}) (C_p / iD) \phi^{1/4} \quad (4.32)$$

c) Con régimen turbulento, Sieder y Tate recomiendan:

$$h_i D / k = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \phi^{0.14} \quad (4.33)$$

la ecuación(4.33) da un promedio máximo de desviación de aproximadamente +15% hasta -10% para $Re > 10000$.

Las ecuaciones(4.31) y(4.33) son aplicables para líquidos orgánicos, soluciones acuosas y gases; no son conservativas para agua y por tanto para este caso, deben hacerse algunas modificaciones.

La segunda parte se refiere cuando los gases incondensables y el vapor no condensado o el fluido de enfriamiento, están por el lado de la coraza, el método recomendado en este caso es el de Bell (5); supone que la transferencia de calor y la caída de presión por el lado de la coraza son iguales a las correspondientes a un haz de tubos ideales, cuya sección de flujo cruzado, es modificada por la distorsión del patrón de flujo causada por las mamparas y presencia de flujo de goteo y by-pass a través de los varios claros requeridos por la construcción mecánica.

El método de evaluación, considerado el mejor en la literatura abierta, no es extremadamente exacto. Un exhaustivo estudio realizado por Palen y Taborek (32) mostró que el método predice coeficientes por el lado de la coraza, 50% abajo hasta 100% arriba del valor real y el rango de caída de presión va de un 50% abajo a un 200% arriba. El error medio para el calor transferido fué de 15% abajo,

donde aún podía considerarse seguro, pero para la caída de presión el error fué de 5% abajo para $Re > 1000$ hasta 100% arriba para $Re < 10$ lo que lo hace inseguro. La convención adoptada en este trabajo fué calcular con este método los coeficientes de transferencia y dejar a correlaciones mas confiables el cálculo de la caída de presión.

De una manera general la ecuación final para el coeficiente - sería:

$$h_{corr.} = h \ J_c \ J_L \ J_B \ J_R \quad (4.34)$$

3. Coeficiente de Transferencia de Masa

Cuando el fluido que condensa va por dentro de tubos, se aplica la ecuación propuesta por Sherwood y Gilliland (47),

$$Sh = 0.023 Re^{0.83} Sc^{1/3} \quad (4.35)$$

la cual es válida para: $4000 < Re < 6 \times 10^4$, $0.6 < Sc < 3000$.

Para un flujo perpendicular al haz de tubos y sólo para gases la ecuación propuesta por Bedingfield, Drew y Powell (47) se aconseja:

$$(kg P_4 M / G) Sc^{0.56} = 0.281 Re^{-0.4} \quad (4.36)$$

$$400 < Re < 25000 ; 0.6 < Sc < 2.6$$

C. Caída de Presión.

La selección de la caída de presión óptima, involucra siempre consideraciones sobre el proceso total y sólo considerando la relación entre los costos de operación e inversión puede determinarse la caída de presión económicamente óptima.

Las caídas de presión disponibles varían de unos cuantos milímetros de mercurio en servicios de vacío, a cientos de libras por pulgada cuadrada en procesos con alta presión; en algunos casos no es práctico usar toda la caída de presión disponible, ya que las altas velocidades resultantes pueden causar problemas de erosión.

Para el caso de la condensación es importante ser cauto al seleccionar el método a usar para evaluar la caída de presión, es decir, para el fluido que condensa las correlaciones empleadas deben considerar flujo a dos fases, cuando tal fluido va por dentro de tuberías, si el fluido condensante va por la coraza, bastará con una adecuada evaluación de la cantidad de vapor e incondensables, sin interesar el condensado; para el fluido de enfriamiento se aplican las correlaciones existentes para cambiadores de calor. A continuación se describen brevemente las diferentes ecuaciones empleadas.

1. Fluido Condensante por Tubos.

Un adecuado tratamiento de cálculos de caídas de presión con flujo a dos fases en tuberías fué publicado por De Gance y Atherton (18) en 1970. Los autores han estudiado ampliamente las correlaciones disponibles y determinaron que: el Caso II de Dukler (16) para flujo horizontal y el método de Orkiszewski (30) para flujo vertical eran los mas adecuados.

a) Horizontal

El Caso II del Método de Dukler, considera que el deslizamiento entre fases tiene lugar, pero que la relación de las velocidades de las fases con respecto a la velocidad promedio es constante a través de la sección transversal. Sus ecuaciones con exactitudes de 15 - 20% son:

$$Re_{df} = 4 W_t \mu_{df} / \pi D ((\rho_l / \rho_{df}) \omega^2 / F_L + (\rho_g / \rho_{df}) (1 - \omega^2) / F_g) \quad (4.37)$$

$$f_{df} = (\partial P / \partial x / 2 \sigma_t^2 / g_0 \rho_{df} D) / ((\rho_l / \rho_{df}) \omega^2 / F_L + (\rho_g / \rho_{df}) (1 - \omega^2) / F_g) \quad (4.38)$$

b) Vertical

El enfoque de Orkiszewski se basa en trabajar alrededor de la ecuación básica de balance siguiente:

$$\partial P / \partial x = (z + \rho_{df} \alpha g / g_0) / (1 - (\sigma_t v_g 3600 g / g_0 \rho)) \quad (4.39)$$

para lo cual hace uso de una serie de parámetros y números característicos que determinar el régimen de flujo existente para cada tipo, el método propone diferentes maneras de evaluar el gradiente de presión: $\delta P / \delta z$; De Gance y Atherton, han rearrreglado las ecuaciones presentadas en el trabajo original con el fin de simplificar los cálculos y hacerlos consistentes con desarrollos anteriores. Su exactitud está en un rango de un 10%.

2. Fluido Condensante por la Coraza.

Tanto para posición horizontal y vertical por coraza, uno de los métodos mas recomendados es el propuesto por Gloyer (20) aunque

éste no toma en cuenta el fluido condensado, puede considerarse que es de los mejores en la literatura abierta, desafortunadamente Gloyer no menciona en su artículo los rangos de confiabilidad de sus ecuaciones.

Como se puede ver el núcleo de los cálculos reside en la estimación acertada del vapor y gases presentes, con la combinación de una ecuación para flujo promedio de Colburny una derivación en función de la diferencia de temperatura hecha por Gloyer, este último presenta una gráfica para estimar la cantidad de vapor promedio.

La caída de presión a través de condensadores con mamparas es la suma de la caída a través de las ventanas y el flujo cruzado. La pérdida de presión por el corte de mampara se debe al cambio de dirección, la que se expresa como sigue:

$$\Delta P_{\text{corte}} = 3600 G_{\text{rcorte}}^2 / 4650 \rho \quad (4.40)$$

para el flujo cruzado la correlación de Bell ofrece resultados confiables su fórmula es:

$$\Delta P_{\text{cruce}} = f G_{\text{rcruce}}^2 N_c 3600 / 2320 \rho \quad (4.41)$$

3. Fluido de Enfriamiento por los Tubos.

Ya sea que el condensador esté en posición horizontal o vertical, el método mas aceptado es el propuesto por Kern (23) cuyas -- ecuaciones son las siguientes:

Para la caída de presión en los tubos, se emplea el factor de fricción correlacionado por Sieder y Tate en la ecuación:

$$\Delta P_{tubo} = f G_t^2 L n / 5.22 \times 10^{10} D e s \phi^{0.14} \quad (4.42)$$

Kern no presenta las desviaciones de la ecuación pero menciona que esta es aceptada por T.E.M.A. El cambio de dirección introduce una caída adicional de presión, llamada pérdida por retornos, la ecuación es:

$$\Delta P_{ret.} = (4n/s)(v^2/2g)(62.5/144) \quad (4.43)$$

Con lo que la caída de presión total es: $\Delta P_t = \Delta P_{tubo} + \Delta P_{ret.}$

4. Fluído de Enfriamiento por la Coraza.

A pesar de que en algunos casos la correlación propuesta por Bell (5) presenta serios errores: 50% abajo hasta 200% arriba del valor real, es por el momento la mejor estimación de la caída de presión por la coraza, disponible en la literatura abierta. Su método globalmente consiste en evaluar el factor de fricción de una curva para un banco de tubos ideales en función del arreglo. A continuación calcula la caída de presión para una sección ideal de flujo cruzado, mediante:

$$\Delta P_{cruce} = 0.69 \times 10^{-6} f W^2 N_c / \rho S_m^2 \quad (4.44)$$

Después calcula la caída de presión para la sección ideal de la ventana.

$$\Delta P_{vent.} = 1.73 \cdot 10^{-7} W^2 (2 + 0.6 N_{ew}) / S_m S_w \rho \quad (4.45)$$

$$Re \geq 100$$

$$\Delta P_{vent.} = 0.75 \times 10^{-6} \mu W / S_m S_w \rho (N_{ew} / p' - D_o + l_s / D_w^2) + 0.345 \times 10^{-6} W^2 / S_m S_w \rho \quad (4.46)$$

$$Re < 100$$

Se calcula el factor de corrección para el efecto del goteo de mamparas, se calcula el factor de corrección para el by-pass del haz de tubos finalmente es posible calcular la presión perdida en la coraza completa:

(4.47)

$$\Delta P_f = ((N_b - 1) (\Delta P_{aruce}) I_b + N_b \Delta P_{vent.}) I_L + 2 \Delta P_{aruce} I_b (1 + N_{ew} / N_c)$$

El valor así calculado es para un cambiador limpio, en caso de ser necesario deben estimarse factores de incrustación con el supuesto que tales incrustaciones se localizarán en las áreas de goteo y by-pass, también el ensuciamiento podría reducir el espaciamiento entre los tubos y aumentar la caída de presión en la sección de flujo cruzado.

C A P I T U L O 5

MODULO EVALUADOR DEL DISEÑO

A. Simulación como Método Evaluador.

Existen varias maneras de implementar el programa del módulo evaluador, para el presente trabajo se escogió valernos de la simulación como herramienta para cuantificar las consecuencias causadas por el dimensionamiento propuesto.

En sí, el módulo hace algo más que lo ya descrito, además de evaluar, simula cada corriente en cada paso, sigue de acuerdo a un intervalo dado los perfiles de temperatura de los fluidos, con lo cual se obtienen beneficios adicionales, ya que permite conocer que sucede en el interior de cada diseño experimentado. Con el fin de aprovechar toda esta información extra se ha programado de manera tal, que al final se obtengan listados que la detallen, mientras que la necesaria en el momento se prepara para ser alimentada al módulo modificador del diseño del que se hablará posteriormente.

B. Modelo Matemático.

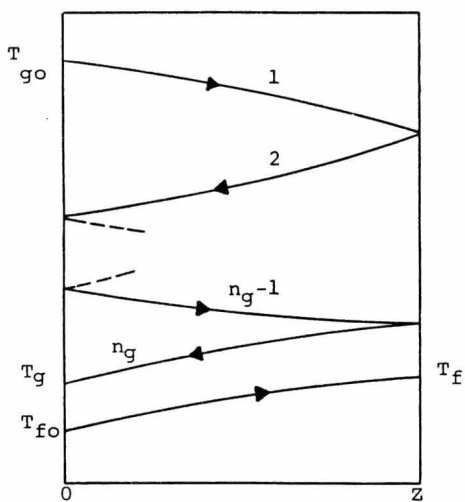
De acuerdo a lo mostrado en la figura (4) las siguientes ecuaciones comprenden los dos casos posibles, o sea, la mezcla de vapor-gas circula por dentro de tubos ($n_f=1, n_g=n$) y cuando circula por la coraza ($n_f=n, n_g=1$).

Balance de energía para la mezcla vapor-gas y condensado en

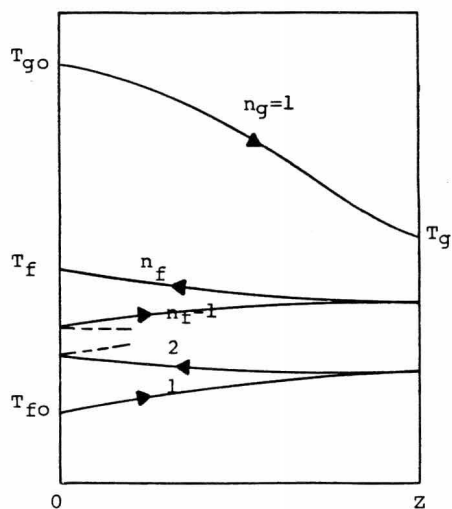
la cual:

$$\frac{dt_{gj}}{dz} = \sum_{k=1}^n (-1)^j \frac{U_{j+k-1} (t_{gj} - t_{fk}) A_{j+k-1}}{G_j C_{pj} + C_j C_{pj} + K_j \lambda_{gj}} \quad j=1, \dots, n_g \quad (5.1)$$

$$K_j = \frac{G_g}{P_{vj}} \frac{f}{((P/P_{vj})-1)^2} \frac{(-A'/t_{gj} + B' + C' t_{gj})}{P_{vj}} \quad (5.2)$$



Mezcla por tubos.



Mezcla por coraza.

Fig. 4. Perfiles de temperatura.

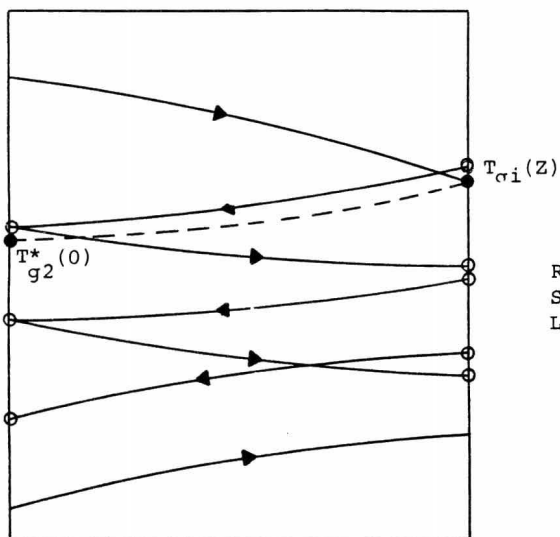


Fig. 5. PERFIL DE TEMPERATURAS EN UN CONDENSADOR DE SEIS PASOS ANTES DE LOGRAR LA CONVERGENCIA.

Balace de energí del fluido de enfriamiento

$$\frac{dt_{fk}}{dz} = \sum_{j=1}^{n_g} (-1)^{k+j-1} \frac{u'_{j+k-1} (t_{ij+k-1} - t_{fk}) A_{j+k-1}}{W_{fk} C_{pfk}} \quad k = 1, \dots, n_f \quad (5.3)$$

si la temperatura de la fase gaseosa es mayor que la temperatura de rocío

$$u'_{t_{j+k-1}} = 1 / (1/h_{fk} + R_m + 1/h_{gk}) \quad (5.4)$$

si la temperatura de la fase gaseosa es menor que la temperatura de rocío:

$$u'_{j+k-1} = 1 / (1/h_{fk} + R_m + 1/h_{ek}) \quad (5.5)$$

y la ecuación general de balace de energí es la siguiente

$$h_{gj} (t_{gj} - t_{ij+k-1}) + k_{gj} (Y_{ij} - Y_{ij+k-1}) u'_{t_{ij+k-1}} = u'_{j+k-1} (t_{ij+k-1} - t_{fk}) = u'_{t_{j+k-1}} (t_{gj} - t_{fk}) \quad (5.6)$$

C. Resolución del Modelo Matemático

1. Hay gran variedad de métodos de integración numérica de ecuaciones diferenciales ordinarias, la experiencia con una amplia gama de problemas ha mostrado que el método de Runge-Kutta de cuarto orden es apropiado para cualquier situación. Cabe recordar también - que existe un error inherente en el empleo de técnicas numéricas, el método elegido deberá tomar en cuenta el máximo error permisible, - así como también el intervalo de integración que se pretende usar.

Como se sabe, la aplicación del método de Runge-Kutta requiere la definición de los límites de frontera lo que significa que deben ser conocidos los valores de todas las variables dependientes, dado un valor de la variable independiente.

El problema por tanto sería conocer las temperaturas en cada paso y la temperatura de la coraza en un punto del condensador, ya que sólo es conocida la temperatura de entrada a tubos y coraza, debe efectuarse un procedimiento iterativo que consiste en suponer los límites frontera para la salida de los pasos pares, de tal forma que permitan el uso del método de integración y verificar después de la solución que se cumplan las condiciones de frontera reales del problema en el extremo derecho del cambiador, si no se cumplen dichas condiciones se redefinen los límites de frontera iniciales para volver a integrar el sistema y así sucesivamente hasta lograr la convergencia.

2. Condiciones de Frontera.

Las condiciones de frontera para las ecuaciones (5.1) y (5.2)

$$\text{son: } t_{gj}(0) = t_{g0} \quad (5.7)$$

$$t_{fj}(0) = t_{f0} \quad \text{si } n \neq 1 \quad (5.8)$$

$$t_{fj}(x) = t_{f0} \quad \text{si } x = 1 \quad (5.8a)$$

Para el caso en que la mezcla vapor-gas va por tubos:

$$t_{g2j}(0) = t_{g2j+1}(0) \quad j = 1, \dots, n_g/2 - 1 \quad (5.9)$$

$$t_{g2j}(x) = t_{g2j-1}(x) \quad j = 1, \dots, n_g/2 \quad (5.10)$$

Si la mezcla va por fuera de tubos

$$t_{f2k+1}(0) = t_{f2k}(0) \quad k = 1, \dots, n_f/2 - 1 \quad (5.11)$$

$$t_{f2k-1}(x) = t_{f2k}(x) \quad k = 1, \dots, n_f/2 \quad (5.12)$$

3. Técnica Iterativa.

Para explicar como funciona la técnica iterativa se empleará un ejemplo en el cual la mezcla vapor-gas circula por dentro de tubos, el otro caso se resuelve análogamente.

Con un condensador de dos pasos, se supone el valor de T_{g2} (o) y se define:

$$F_e(t_{g2}(o)) = t_{g1}(x) - t_{g2}(x) \quad (5.13)$$

la convergencia es conseguida cuando: $|F_e| < \text{tolerancia}$, para lograr lo anterior se utiliza una técnica de sustitución sucesiva, conocida como método de Wegstein.

Cuando se tiene un número de pasos mayor o igual a cuatro - debe suponerse: $t_{g2j}(o)$ para $j=1, \dots, n/2$ cuya función error es:

$$F_{e_j}(t_{g2k}(o), k=1, \dots, n/2) = t_{g2j-1}(x) - t_{g2j}(x) \quad (5.14)$$

$j=1, \dots, n/2$

El problema converge cuando $|F_{e_j}| < \text{tolerancia}$ $j=1, \dots, n/2$

La solución de un sistema de $n/2$ ecuaciones no lineales, se aconseja efectuar por el método de la secante, el cual requiere $n/2 + 1$ conjuntos de suposiciones junto con sus funciones evaluadas, el sistema de cálculo es el siguiente:

- a) Asignar un valor al conjunto $T_{g2j}(o)$ $j=1, \dots, n/2$, integrar las ecuaciones diferenciales y evaluar la función error.
- b) Los $n/2$ conjunto de suposiciones que restan se generan mediante un algoritmo que ajusta las condiciones de frontera con los polinomios de Lagrange y que supone que el perfil de temperatura para el primer paso por los tubos no sufre alteración, en tanto que para el -

resto $t_{g_n}^*(0)$ se calcula con $t_{g_{n-1}}^*(x)$ como se puede ver en la figura (5).

Con el procedimiento descrito se ha reconstruido el perfil y las nuevas suposiciones para la integración de las ecuaciones son:

$t_{g_{2j}}^*(0) \quad j=1, \dots, n/2$ generado este conjunto y calculadas las funciones error se aplica el método de la secante.

C A P I T U L O 6

MODULO DE MODIFICACION AL DISEÑO

A. Descripción.

Esta parte del Programa General de Diseño genera un diseño factible, que cumpla con las limitaciones y características del servicio, mediante la alteración de la geometría del condensador.

El módulo modificador del diseño se dividió en dos secciones:

- a) Modificación por el efecto de la caída de presión (Subrutina DELTAP).
- b) Modificación por el efecto de la temperatura de diseño a la salida del condensador (Subrutina DELTAT).

Las razones para dicha división son varias, entre las que se puede mencionar la reducción del tiempo de computadora; lo anterior se logra debido a que la subrutina DELTAP es llamada antes de efectuar la evaluación de la geometría propuesta, de esta manera el diseño a probar estará dentro de los rangos de velocidades y caídas de presión especificados. Otra razón es que el grado de dificultad al elaborar el módulo de modificación disminuye si se considera el efecto de una sola variable sobre la geometría a la vez. En la figura (6) se muestra la estructura del programa total.

B. Manejo de Variables.

Las variables que intervienen en las subrutinas DELTAP y - DELTAT son esencialmente de dos tipos:

- a) Variables Fijas
- b) Variables Sujetas a Modificación

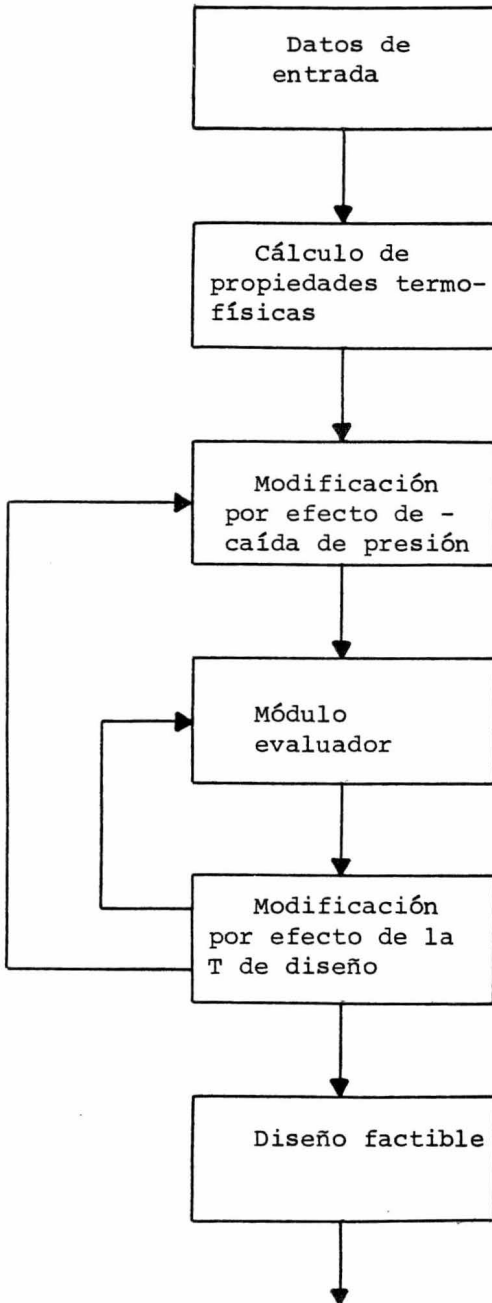


Fig. 6. ESTRUCTURA DEL PROGRAMA TOTAL DE DISEÑO.

1. Variables Fijas.

Debido a la existencia de restricciones del proceso, algunas variables geométricas deberán permanecer inalteradas hasta la consecución de un diseño factible. Las variables de este tipo se establecen por los siguientes criterios:

- a) Mecánicos: Número de fajas de sello, tipo de materiales, espesor de los tubos, etc.
- b) Restricciones del Proceso: Caídas de presión, tipo de servicio, arreglo de tubos que incluye forma y espaciamiento del pitch, circulación del condensador, es decir, si la mezcla vapor-incondensables va por dentro o fuera de tubos, factores permisibles de incrustación, etc.
- c) Limitaciones de Espacio: Posición del condensador, longitud de los tubos, etc.
- d) Restricciones por materiales y partes de equipo disponibles en el mercado.

Mantener estas variables fijas durante la intervención del módulo modificador del diseño trae consigo grandes ventajas: disminuyen las posibilidades de cambios, hace menos complicada la programación del mismo, permite la integración del módulo de optimización.

2. Variables Sujetas a Modificación.

Básicamente son cuatro las variables a cambiar en el módulo.

- a) Número de pasos por tubos. Esta alteración trae como consecuencia un cambio en el número de tubos.

- b) Espaciamiento entre mamparas, lo cual va aunado según -- Tinker, al porciento de corte.
- c) Diámetro interior de la coraza, que genera también un cambio en el haz de tubos, así como en el número de tubos.
- d) Número de cambiadores colocados en paralelo.

Para llevar a cabo cada una de estas modificaciones a excepción de la última, se implementaron en el programa una serie de matrices que contienen según sea el caso:

- i) Número de tubos en función del arreglo, del número de pasos y del diámetro de la coraza.
- ii) Diámetro interno en función del diámetro del haz de tubos.
- iii) El porciento de corte en función del espaciamiento entre mamparas.

La prioridad para hacer las modificaciones obedece a criterios prácticos y económicos de tal forma que el primer cambio será el relacionado con el espaciamiento entre mamparas, a continuación sería el número de pasos por tubos y el diámetro de la coraza sucesivamente, por último, se propone el uso de condensadores en paralelo.

C. Subrutina DELTAP.

Esta subrutina modifica la configuración del equipo hasta que las limitaciones de caídas de presión y velocidades por tubos y coraza sean cumplidas.

A continuación se mencionan algunas de las modificaciones que realiza esta parte del módulo modificador.

Si se tiene velocidad o caída de presión por la coraza superior a la tolerable, el programa aumentará el espaciamiento entre mamparas, o bien aumentará el diámetro interno de la coraza; y efectuará la disminución de estos mismos parámetros si se tienen caídas de presión o velocidades por debajo de los valores de frontera.

Para el caso de velocidad o pérdida de presión por tubos mayores que las permisibles, se reduce el número de pasos por los tubos o se incrementa el diámetro interno de la coraza. Un cambio inverso corresponderá a velocidades o pérdidas de presión muy bajas.

En la figura (7) se muestra un diagrama de bloques de la subrutina DELTAP, en el cual los subíndices C y D indican los valores calculados y de diseño respectivamente.

D. Subrutina DELTAT.

Modifica la geometría del equipo para generar una configuración que cumpla con el servicio de intercambio térmico requerido.

El programa compara la temperatura de diseño contra la temperatura de salida de la corriente vapor-incondensables; si por ejemplo, el condensador está limitado en la cantidad de calor transmitido, se aumenta el coeficiente o el área de transferencia de calor mediante la disminución del espaciamiento entre mamparas, o alternativamente, con el incremento del número de pasos por tubos o del diámetro interno de la coraza, para el caso extremo en que los

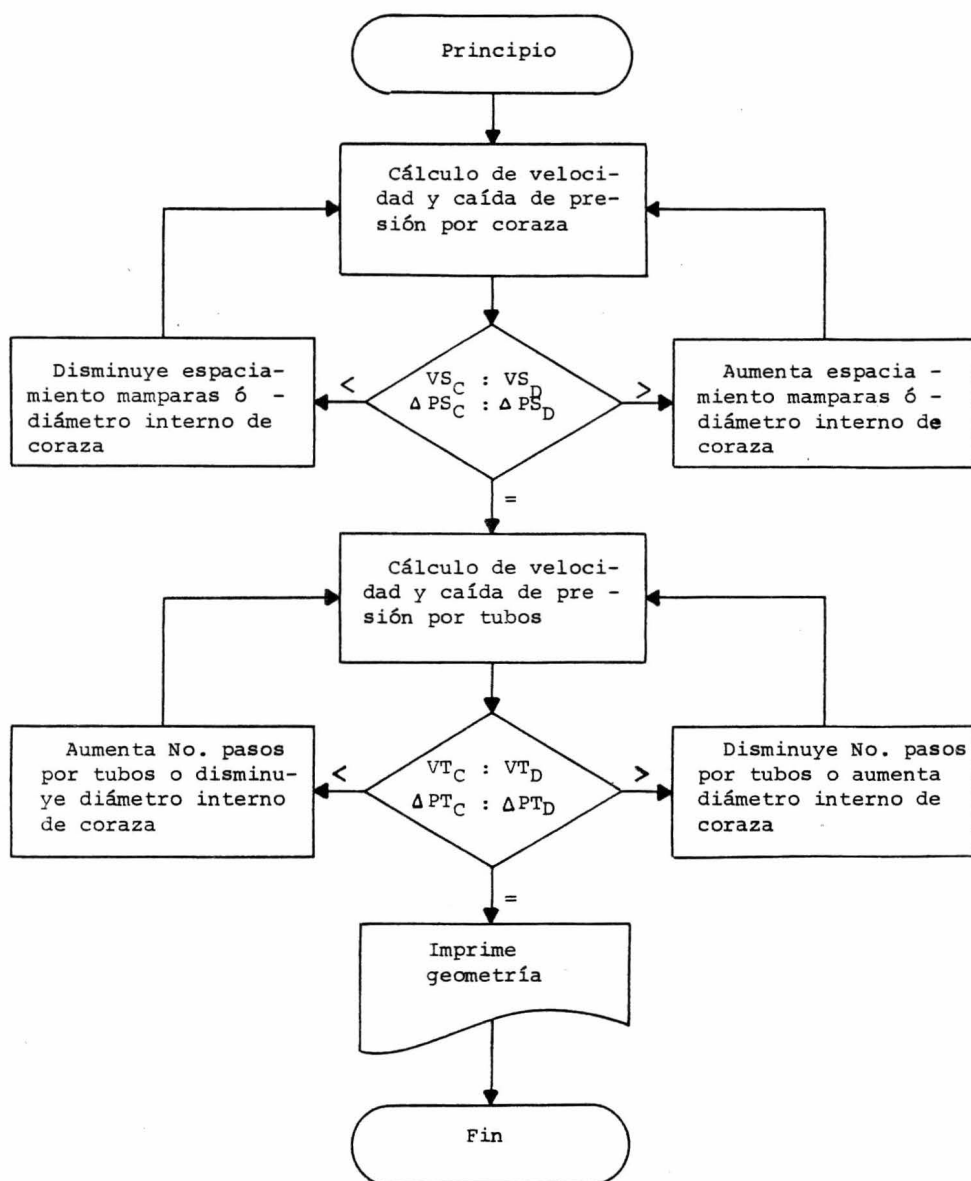


Fig. 7. DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA SUBROUTINA DELTAP.

cambios anteriores no sean suficientes el programa propone dos condensadores en paralelo con la mitad de los flujos para ambas corrientes.

Si ocurriera que la cantidad de calor transferido es excesiva, se disminuirá el coeficiente y el área de transferencia de calor.

En la figura (8) se muestra un diagrama de bloques de la subrutina DELTAT.

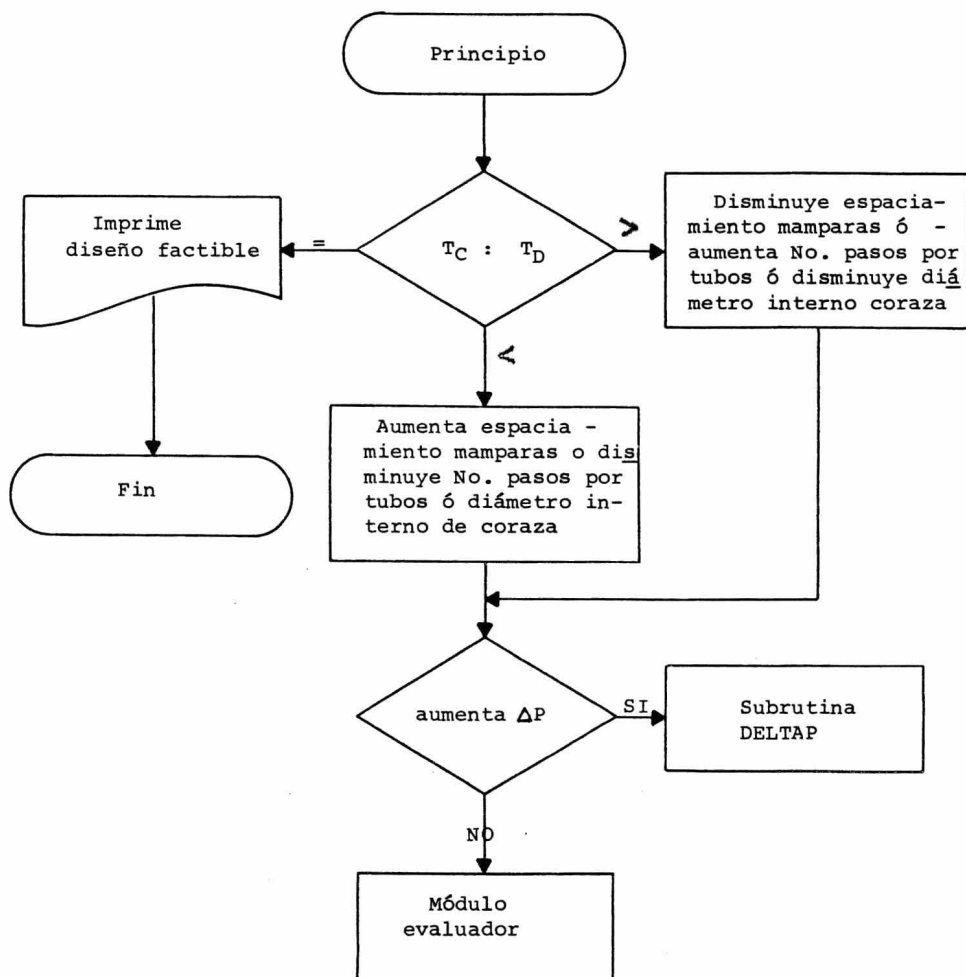


Fig. 8. DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA SUBROUTINA DELTAT.

C A P I T U L O 7

RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Como resultado de este estudio se elaboró un programa de computadora que efectúa el diseño térmico de condensadores en presencia de gases incondensables en toda la variedad que presentan estos equipos; con el cual se cuenta con un medio adecuado para el dimensionamiento rápido y preciso de tales sistemas.

Los resultados que se presentan en las siguientes figuras se obtuvieron a partir de datos de operación de una planta típica.

El equipo que se diseña es un enfriador de gas ácido saturado con agua. El objeto del condensador es la recuperación del gas ácido, mediante la condensación del agua.

Como se mencionó en la estructura del método de diseño -- (Cap. 3), el primer paso para el dimensionamiento consiste en preparar un programa alimentador (fig. 9) que contiene los parámetros del equipo preliminar, así como las condiciones del proceso.

Calculadas las propiedades termofísicas, el diseño entra al ajuste de la caída de presión, en este paso la subrutina DELTAP compara la pérdida de presión calculada contra la permisible; para el fluido que va por tubos se encontró esta pérdida dentro del rango aceptable, por lo cual no se modificó la geometría en esta etapa, no así con la coraza, cuya caída estaba excedida, por lo que DELTAP procedió a modificar el área de flujo mediante el aumento del diámetro interno de la coraza y el espaciamiento entre mamparas, cuya funcionalidad con la caída de presión (ecs. 4.40, 4.41) -

hacen que esta última disminuya (fig. 10).

A continuación entró al módulo evaluador, donde obtuvo el perfil de temperaturas que se generaría con la geometría propuesta hasta ese momento (fig. 11). A estas alturas la temperatura de diseño no se ha alcanzado ya que está por debajo de la calculada, -- esto obliga a la intervención de la subrutina DELTAT. El intercambio térmico requerido se puede lograr mediante el aumento del área o del coeficiente de transferencia de calor, este último es función de Re , que a su vez es función directa de la velocidad del fluido (ecs. 4.31 a 4.33); por tal motivo DELTAT aumentó el número de pasos por tubos, con la consiguiente disminución del área de flujo y el incremento de la velocidad, (fig. 12).

A pesar del cambio realizado aún no se obtuvo el intercambio térmico deseado (fig. 13). Debido a la restricción de la caída de presión por tubos no es aconsejable seguir modificando el coeficiente de transferencia de calor, por lo que el número de pasos por tubos permanece inalterable en los subsiguientes cambios, -- DELTAT opta por aumentar el área de transferencia de calor por el incremento del diámetro interno de la coraza, y por tanto el número de tubos y el espaciamiento entre mamparas (fig. 14), posteriormente se procede a la evaluación del equipo modificado (fig. 15); este proceso se repite dos veces más (figs. 16 a 19) hasta alcanzar el intercambio térmico requerido.

Como resultado final se detalla el diseño factible obtenido (fig. 20) que además de cumplir con el servicio, está dentro de los límites de caídas de presión del proceso.

La experiencia lograda en la realización de este trabajo nos lleva a establecer las siguientes conclusiones:

- 1.- Se obtuvo un gran beneficio al separar en dos partes la modificación del diseño, con lo cual se logró una discriminación racional y adecuada de las alternativas posibles en el dimensionamiento, así también tal división acelera la convergencia del programa y asegura el ajuste del equipo diseñado dentro de los parámetros especificados.
- 2.- Por otro lado, se observó que la consecución del diseño depende básicamente de las caídas de presión y velocidades predeterminadas, ya que la dificultad encontrada está en relación inversa con el criterio y experiencia del diseñador para fijar estos parámetros, es decir, una pequeña alteración en las pérdidas de presión y velocidades permitidas, genera una geometría totalmente diferente que al final también cumple con el servicio térmico, con lo cual tales variables se convierten en factores económicos viables de ser manejados.
- 3.- Se puede considerar que el resultado obtenido constituye un diseño confiable para posteriores implementaciones

en su adaptación al proceso. Además el programa desarrollado permite orientar el tiempo de ingeniería en seleccionar de entre las alternativas propuestas por el método de dimensionamiento, aquella que optimize la síntesis del proceso.

DIMENSIONAMIENTO DE CONDENSADORES EN PRESENCIA DE GASES
INCONDENSABLES

DISEÑO PRELIMINAR PROPUESTO

PARAMETROS DEL EQUIPO		INFORMACION PARA EL DISEÑO TERMICO	
CONDENSADOR HORIZONTAL		LA MEZCLA VAPOR-GAS CIRCULA POR CORAZA	
NUMERO DE TUBOS	432	LA MEZCLA SE ALIMENTA EN SU PUNTO DE ROCIO	
NUMERO DE PASOS POR TUBOS	2		
DIAMETRO INTERIOR DE LOS TUBOS	.620 PLG		
PITCH CUADRANGULAR DE	1.000 PLG		
ESPESOR DE LOS TUBOS	.065 PLG		
LONGITUD DE LOS TUROS	16.00 PIES		
DIAMETRO INTERIOR DE LA CORAZA	27.000 PLG		
DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	25.375 PLG		
ESPACIAMIENTO ENTRE MAMPARAS	14.750 PLG		
FRACCION DE CORTE DE MAMPARAS	.30		
FACTOR DE INCRUSTACION PARA TUBOS	.003		
FACTOR DE INCRUSTACION PARA CORAZA	.003		
		MEZCLA VAPOR-GAS	METO DE ENFRIAMIENTO
		COMPONENTE, FRACCION MOL	AGUA 1.000
		AGUA .871	
		AC.S .083	
		BIOX .047	
		FLUJO, LB/HR	17353.3 553100.0
		TEMPERATURA INICIAL, (F)	235.0 90.0
		TEMPERATURA DE DISEÑO, (F)	120.0 115.0
		PRESION INICIAL, LB/PLG ² ABS	26.70 74.70
		CAIDA PRESION DISP. LB/PLG ²	1.0 7.0
		VELOCIDAD PERMISIBLE PIE/SEG	45.0 5.0

FIG. 9. DATOS DE ALIMENTACION

MODIFICACION A LA GEOMETRIA POR EL EFECTO
DE CAIDA DE PRESION

NUMERO DE TUBOS	542	VELOCIDAD POR TUBOS	4.36 PIE/SEG
NUMERO DE PASOS POR TUBOS	2	CAIDA DE PRESION POR TUBOS	1.05 LB/PLG ²
DIAMETRO INTERIOR DE LA CORAZA	29.00 PLG	VELOCIDAD POR CORAZA	30.6 PIE/SEG
DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	27.375 PLG	CAIDA DE PRESION POR CORAZA	.76 LB/PLG ²
ESPACIAMIENTO ENTRE MAMPARAS	29.000 PLG		
FRACCION DE CORTE DE MAMPARAS	.46		

FIG. 10

RESULTADOS

PERFIL DE TEMPERATURAS(F)

LONG PIE	CORAZA	PASO 1	PASO 2
.00	239.49	90.00	115.07
.80	237.35	90.80	114.32
1.60	236.19	91.62	113.61
2.40	235.22	92.43	112.91
3.20	234.36	93.23	112.22
4.00	233.55	94.01	111.52
4.80	232.79	94.79	110.83
5.60	232.05	95.55	110.15
6.40	231.33	96.28	109.48
7.20	230.62	97.00	108.82
8.00	229.84	97.71	108.17
8.80	228.16	98.41	107.52
9.60	225.80	99.09	106.88
10.40	222.09	99.75	106.25
11.20	217.50	100.39	105.64
12.00	211.71	100.99	105.06
12.80	204.35	101.54	104.53
13.60	195.31	102.04	104.04
14.40	184.85	102.46	103.62
15.20	173.90	102.81	103.28
16.00	163.55	103.08	103.01

FIG. 11

MODIFICACION A LA GEOMETRIA POR EL EFECTO DE
LA TEMPERATURA DE DISENO

NUMERO DE TUBOS	525	CAIDA DE PRESION POR TUBOS	8.92 LB/PLG2
NUMERO DE PASOS POR TUBOS	4		
DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA	29.000 PLG		
DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	27.375 PLG	CAIDA DE PRESION POR CORAZA	.74 LB/PL32
ESPACIAMIENTO ENTRE MAMPARAS	29.000 PL3		
FRACCION DE CORTE DE MAMPARAS	.45		



FIG. 12

RESULTADOS

PERFIL DE TEMPERATURAS(F)

LONG PIE	CORAZA	PASO 1	PASO 2	PASO 3	PASO 4
.00	239.49	90.00	103.18	103.18	115.12
.80	237.17	90.45	102.76	103.59	114.74
1.60	236.02	90.87	102.37	103.97	114.38
2.40	235.05	91.29	101.98	104.36	114.03
3.20	234.18	91.70	101.60	104.74	113.67
4.00	233.37	92.11	101.21	105.11	113.32
4.80	232.59	92.52	100.84	105.48	112.98
5.60	231.84	92.91	100.46	105.84	112.64
6.40	231.11	93.29	100.10	106.19	112.30
7.20	230.38	93.66	99.74	106.53	111.98
8.00	229.37	94.04	99.38	106.86	111.65
8.80	227.41	94.40	99.03	107.20	111.33
9.60	224.64	94.76	98.68	107.52	111.02
10.40	220.20	95.10	98.35	107.83	110.71
11.20	215.16	95.43	98.03	108.13	110.43
12.00	208.38	95.74	97.72	108.41	110.15
12.80	200.07	96.02	97.45	108.66	109.91
13.60	190.18	96.27	97.21	108.87	109.69
14.40	179.41	96.47	97.00	109.05	109.52
15.20	168.85	96.63	96.84	109.19	109.38
16.00	159.39	96.75	96.72	109.30	109.27

FIG. 13

MODIFICACION A LA GEOMETRIA POR EL EFECTO DE
LA TEMPERATURA DE DISENO

NUMERO DE TUBOS	590	CAIDA DE PRESION POR TUBOS	7.06 LB/PLG ²
NUMERO DE PASOS POR TUBOS	4		
DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA	31.000 PLG	CAIDA DE PRESION POR CORAZA	.56 LB/PLG ²
DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	29.375 PLG		
ESPACIAMIENTO ENTRE MAMPARAS	31.000 PLG		
FRACCION DE CORTE DE MAMPARAS	.46		

FIG. 14

RESUMEN

PERFIL DE TEMPERATURAS(F)

LONG. (M)	TEMP. (F)	PASO 1	PASO 2	PASO 3	PASO 4
.00	234.49	90.00	103.47	103.47	115.64
.30	235.97	90.50	103.01	103.93	115.22
1.60	235.74	90.97	102.58	104.36	114.82
2.40	234.71	91.44	102.15	104.79	114.43
3.20	233.77	91.89	101.72	105.21	114.04
4.00	232.89	92.34	101.30	105.62	113.65
4.80	232.05	92.79	100.88	106.02	113.27
5.60	231.24	93.21	100.47	106.41	112.90
6.40	230.43	93.63	100.07	106.79	112.54
7.20	229.28	94.05	99.68	107.17	112.18
8.00	227.00	94.45	99.29	107.54	111.82
8.80	223.57	94.85	98.90	107.89	111.47
9.60	217.73	95.23	98.53	108.24	111.14
10.40	211.15	95.58	98.19	108.56	110.83
11.20	202.53	95.90	97.87	108.85	110.54
12.00	191.92	96.18	97.59	109.09	110.30
12.80	180.11	96.41	97.37	109.30	110.10
13.60	168.57	96.59	97.19	109.45	109.94
14.40	158.39	96.73	97.06	109.56	109.83
15.20	149.90	96.83	96.96	109.65	109.75
16.00	142.94	96.90	96.88	109.71	109.69

FIG. 15

MODIFICACION A LA GEOMETRIA POR EL EFECTO DE
LA TEMPERATURA DE DISENO

NUMERO DE TUBOS	687	CAIDA DE PRESION POR TUBOS	5.21 LB/PLG ²
NUMERO DE PASOS POR TUBOS	4		
DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA	33.000 PLG	CAIDA DE PRESION POR CORAZA	.41 LB/PLG ²
DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	31.375 PLG		
ESPACIAMIENTO ENTRE MAMPARAS	33.000 PLG		
FRACCION DE CORTE DE MAMPARAS	.46		

FIG. 16

RESULTADOS

PERFIL DE TEMPERATURAS(F)

LONG PIE	CORAZA	PASO 1	PASO 2	PASO 3	PASO 4
.00	239.49	90.00	103.79	103.79	116.18
.80	236.68	90.58	103.27	104.32	115.70
1.60	235.35	91.11	102.77	104.81	115.25
2.40	234.22	91.65	102.27	105.30	114.79
3.20	233.19	92.17	101.78	105.78	114.35
4.00	232.21	92.68	101.30	106.24	113.91
4.80	231.27	93.18	100.83	106.69	113.48
5.60	230.34	93.66	100.37	107.13	113.07
6.40	228.85	94.13	99.92	107.56	112.66
7.20	225.96	94.60	99.47	107.98	112.25
8.00	220.74	95.05	99.04	108.39	111.86
8.80	213.82	95.47	98.63	108.77	111.49
9.60	204.88	95.85	98.25	109.11	111.15
10.40	193.21	96.19	97.92	109.41	110.86
11.20	179.81	96.46	97.66	109.64	110.63
12.00	166.83	96.65	97.46	109.81	110.45
12.80	155.81	96.80	97.32	109.94	110.33
13.60	146.92	96.90	97.21	110.02	110.25
14.40	139.83	96.98	97.14	110.08	110.19
15.20	134.14	97.04	97.07	110.13	110.14
16.00	129.51	97.09	97.02	110.16	110.11

FIG. 17

MODIFICACION A LA GEOMETRIA POR EL EFECTO DE
LA TEMPERATURA DE DISENO

NUMERO DE TUBOS	773	CAIDA DE PRESION POR TUROS	4.12 LB/PLG ²
NUMERO DE PASOS POR TUBOS	4		
DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA	35.000 PLG	CAIDA DE PRESION POR CORAZA	.29 LB/PLG ²
DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	33.375 PLG		
ESPACIAMIENTO ENTRE MAMPARAS	35.000 PLG		
FRACCION DE CORTE DE MAMPARAS	.46		

FIG. 18

RESULTADOS

PERFIL DE TEMPERATURAS(F)

LONG PIE	CORAZA	PASO 1	PASO 2	PASO 3	PASO 4
.00	239.49	90.00	103.92	103.92	116.38
.80	236.44	90.64	103.33	104.51	115.84
1.60	235.02	91.24	102.78	105.05	115.34
2.40	233.80	91.83	102.23	105.59	114.84
3.20	232.69	92.41	101.69	106.12	114.34
4.00	231.62	92.97	101.16	106.63	113.86
4.80	230.59	93.51	100.65	107.12	113.40
5.60	229.14	94.04	100.14	107.60	112.94
6.40	226.00	94.56	99.64	108.07	112.48
7.20	220.42	95.05	99.16	108.52	112.05
8.00	212.59	95.52	98.70	108.94	111.64
8.80	201.86	95.94	98.30	109.32	111.27
9.60	187.98	96.29	97.95	109.62	110.97
10.40	173.18	96.55	97.69	109.85	110.74
11.20	160.02	96.74	97.51	110.01	110.58
12.00	149.51	96.86	97.38	110.12	110.48
12.80	141.33	96.96	97.29	110.19	110.40
13.60	134.91	97.03	97.22	110.24	110.35
14.40	129.80	97.08	97.17	110.28	110.31
15.20	125.68	97.13	97.12	110.31	110.28
16.00	122.31	97.16	97.08	110.33	110.26

FIG. 19

DIMENSIONAMIENTO DE CONDENSADORES EN PRESENCIA DE GASES
INCONDENSABLES

DISEÑO FACTIBLE

PARAMETROS DEL EQUIPO		INFORMACION PARA EL DISEÑO TERMICO		
CONDENSADOR HORIZONTAL		LA MEZCLA VAPOR-GAS CIRCULA POR CORAZA		
NUMERO DE TUBOS	773	LA MEZCLA SE ALIMENTA EN SU PUNTO DE ROCIO		
NUMERO DE PASOS POR TUBOS	4		MEZCLA VAPOR-GAS	MENTO DE ENFRIAMIENTO
DIAMETRO INTERIOR DE LOS TUBOS	.620 PLG	COMPONENTE FRACCION MOL	AGUA .871	AGUA 1.000
PITCH CUADRANGULAR DE	1.000 PLG		AC.S .083	
ESPESOR DE LOS TUBOS	.065 PLG		BTOX .047	
LONGITUD DE LOS TUBOS	16.00 PIES	FLUJO, LB/HR	17353.3	553100.0
DIAMETRO INTERIOR DE LA CORAZA	35.000 PULG	TEMPERATURA INICIAL, (F)	239.5	90.0
DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	33.375 PLG	TEMPERATURA DE DISEÑO, (F)	120.0	115.0
ESPACIAMIENTO ENTRE MAMPARAS	35.000 PLG	TEMPERATURA FINAL, (F)	122.3	116.4
FRACCION DE CORTE DE MAMPARAS	.46	PRESION INICIAL, LB/PLG ² ABS	26.70	74.70
FACTOR DE INCRUSTACION PARA TUBOS	.003	CAIDA PRESION CALC. LB/PLG ²	.3	4.1
FACTOR DE INCRUSTACION PARA CORAZA	.003	CARGA TERMICA	14567812.7 BTU/HR	
		AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR	2428.5 PIES ²	
		FRACCION MOL DEL VAPOR A LA SALIDA	.068	

N O M E N C L A T U R A

$A_c, S.$	Acido Sulfúrico
A	Área de transferencia de calor, pies .
A'	Constante.
a	Constante.
B'	Constante.
b	Constante.
C	Flujo molar del condensado, Lb mol/h.
C'	Constante.
C _p	Capacidad calorífica a presión constante, cal/g mol °K.
C _v	Capacidad calorífica a volumen constante, cal/g mol °K.
\mathcal{D}	Coefficiente de Difusividad, cm ² /seg.
D _e	Diámetro equivalente, plg.
D _o	Diámetro externo, plg.
D _w	Diámetro equivalente de ventana, plg.
F	Fracciones de líquido o de gas.
f	Factor de fricción.
F _e	Función error.
G	Masa velocidad, Lb/h. pie ² .
g	Aceleración gravitacional local, pie/h. ² .
g _c	Constante gravitacional, 32.174 Lb _m pie/Lb _f seg ² .
h	Coefficiente de transferencia de calor, BTU/h. pie ² °F.
h _c	Coefficiente de condensación, BTU/h. pie ² °F.
lb	Factor de corrección por mamparas.
l _l	Factor de corrección por goteo.

iD	Diámetro interno, pies.
J_k	Factor en ecuación de Gloyer.
J_i	Factores de corrección en el cálculo del coeficiente de -- transferencia de calor por el método de Bell ($i = C, L, B, R$).
K	Constante de equilibrio.
k	Conductividad Térmica, BTU/h. pie ² (°F/pie).
k'	Conductividad Térmica, cal/seg cm ² °K.
k'^*	Conductividad Térmica a presión normal, cal/seg cm ² °K.
kg	Coefficiente de transferencia de masa, Lb mol/h. pie ² .
l_s	Espaciamiento entre mamparas, plg.
M	Peso molecular.
N_b	Número de mamparas.
N_c	Número de hileras de tubos en flujo cruzado.
N_{CW}	Número de hileras de tubos en ventanas.
n	Número de pasos por tubos.
P	Presión, atm.abs.
Pr	Número de Prandtl.
p	Presión, Lb/plg ² abs.
p'	Pitch, plg.
Q	Flujo de calor, BTU/h.
Q_c	Calor que cede el condensado, BTU/h.
Q_f	Calor que recibe el medio de enfriamiento, BTU/h.
Q_g	Calor que cede la fase gaseosa, BTU/h.
Q_s	Calor sensible que cede la fase gaseosa, BTU/h.

R	Constante de los gases ideales.
Re	Número de Reynolds.
Re _C	Número de Reynolds de la película de condensado.
Rm	Resistencia de la pared metálica, h. pie ² °F/BTU.
Sc	Número de Schmidt.
Sh	Número de Sherwood.
Sm	Área de flujo cruzado, plg.
Sw	Área de flujo a través de ventana, plg.
s	Densidad Relativa
T	Temperatura, °K.
T'	Temperatura, °R.
t	Temperatura, °F.
t*	Valor supuesto de la temperatura, °F.
U	Coefficiente total de transferencia de calor, BTU/h. pie ² °F.
V	Volumen molar, lt/g mol.
v	Velocidad, pie/seg.
W	Flujo en masa, Lb/h.
X	Fracción mol de líquido.
x	Calidad de flujo a dos fases.
Y	Fracción mol de gas.
Z	Longitud total de los tubos, pies.
z	Factor de compresibilidad.

Letras Griegas

- α Pendiente de la tubería.
- ΔP Caída de presión, Lb/plg².
- Γ Gasto flujo másico de condensado por unidad de perímetro de tubo, Lb/pie h.
- σ_0/k Parámetro de Lennard-Jones, °K.
- λ Calor latente de condensación, BTU/Lb.
- λ' Parámetro de conductividad térmica,
- μ Viscosidad, Lb/pie h.
- μ' Viscosidad, cp.
- μ'^* Viscosidad a presión moderada, cp.
- ξ Parámetro de viscosidad,
- ρ Densidad, Lb/pie³.
- ρ' Densidad, g/cm³.
- σ Diámetro de colisión de Lennard-Jones, A°.
- ∂ Derivada parcial de la presión respecto a Z, de las contribuciones de fricción, (Lb/plg²)/pie.
- ϕ Relación de viscosidades.
- Ω Integral de colisión.
- ω Relación de flujo volumétrico de líquido respecto al gasto volumétrico total.

Subíndices

- c Valor de propiedad crítica.
- D Valor asociado con la difusión.
- df Valor para dos fases.
- f Fluido frío.
- g gas.
- i Valor de componente puro.
- j Valor de componente puro.
- l Líquido.
- m Valor para mezcla.
- R Valor de propiedad reducida.
- t Valor total.
- v Volumen constante.
- v Vapor.

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

- (1) Ackerman, G.; Ver Deutsch Ing.-For., 382,1 (1937).
- (2) Akers, W.W., Deans, H.A. and Crossers, O.K.; Chem. Eng. Prog. Symp. Series, 55(29), 171 (1959).
- (3) Akers, W.W. and Rosson, H.F.; Chem. Eng. Symp. Series, 56(30), 145-49 (1960).
- (4) Altman, M., Staub, F.W. and Norris, R.H.; Chem. Eng. Prog. - Symp. Series, 56(30), 151-59 (1960).
- (5) Bell, K.J.; Taborak, J. and Fenoglio, F.; Chem. Eng. Prog. - Symp. Series, 66(102), 150-63 (1970).
- (6) Boyko, L.D. and Kruzhilin, G.N.; Int. J. Heat Mass Transfer, 10, 361-73 (1967).
- (7) Bras, G.M.; Chem. Eng., 60,223 (abril 1953); 238 (mayo 1953).
- (8) Crains, R.C.; Chem. Eng. Sci., 3, 215 (1954).
- (9) Colburn, A.P.; Trans. A.I.Ch.E., 30, 187 (1934).
- (10) Colburn, A.P. and Drew, T.B.; Trans. A.I.Ch.E.; 33, 197 (1937).
- (11) Colburn, A.P. and Hougen, O.A.; Univ. Wisc. Eng. Exp. Stn. - Bull. 70 (1930).
- (12) Colburn, A.P. and Hougen, O.A.; Ind. Eng. Chem., 26, 1178 -- (1934).
- (13) Chaddock, J.B.; Refrig. Eng., 65, 36-41, 90-94 (abril 1957).
- (14) Chilton, T.H. and Colburn, A.P.; Ind. Eng. Chem., 26, 1183 - (1934).

- (15) Dailey, C.E.; Ph. D. Thesis, Carnegie Inst. of Tech., Pitts-⁽⁶⁾burgh, Penn. (mayo 1954).
- (16) Dukler, A.E., Wicks, M. and Cleveland, R.G.; A.I.Ch.E. J., - 10 (1), 44-51, (enero 1964).
- (17) Flynn, L.W. and Thodos, G.; J. of Chem. and Eng. Data, 6(3), 457-58 (julio 1961).
- (18) DeGance, A.E. and Atherton, R.W.; Chem. Eng., (desde marzo - de 1970 hasta febrero de 1971).
- (19) Gilmore, C.H.; Chem. Eng., 61, 209 (marzo 1954).
- (20) Gloyer, W.; Hydrocarbon Proc., 6(7), 103-8 (junio 1970), -- 107-10 (julio 1970).
- (21) Grayson, H.G. and Streed, C.W.; Sixth World Petroleum Con-- gress, Frankfort/Main (junio 1963).
- (22) Hirschfelder, J.O.; Bird, R.B. and Spatz, E.L.; J. Chem. -- Phys. 16, 968 (1948):
- (23) Kern, D.Q.; Process Heat Transfer, Mc Graw Hill, N.Y. (1950).
- (24) Kirkbride, C.G.; Ind. Eng. Chem., 25, 1324 (1933).
- (25) Kosky, P.G. and Staub, F.W.; A.I.Ch.E. J. 17(5), (1971).
- (26) Lee, A.L., Starling, K.E., Dolan, J.P. and Ellington, R.T.; - A.I.Ch.E. J. 10(5), 694 (1964).
- (27) Lewis, W.K.; Chem. Met. Eng., 34, 735 (1927).
- (28) Misic, D. and Thodos, G.; A.I.Ch.E. J. 7(2), 264-67 (junio - 1961).
- (29) Nusselt, W.; Z. Ver. Ing., 60, 541-69 (1916).

- (30) Orkiszewski, J.; J. Petrol. Technol., 829-38 (junio 1967).
- (31) Othmer, D.F.; Ind. Eng. Chem., 21,576 (1929).
- (32) Palen, J.W. and Taborek, J.; Chem. Eng. Symp. Series, 65(92), 53-63.
- (33) Perry, H.R. and Chilton, H.C.; Chemical Engineers' Handbook, Mc Graw Hill, 5^a ed. (1973).
- (34) Reynolds, O.; Proc. Roy. Soc. (London), 144(1873).
- (35) Saxena, S.C. and Tanzman, A.; High Temp. Sci., 6, 215-20 -- (1974).
- (36) Schrodtt, J.T.; Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop., 11(1), (1972).
- (37) Schrodtt, J.T. and Gerhard, E.R.; Ind. and Eng. Chem. Fund. - 4(1), 46-9 (febrero 1965).
- (38) Schrodtt, J.T. and Gerhard, E.R.; Ind and Eng. Chem. Fund. - 7(2), 281-5 (mayo 1968).
- (39) Schuler, R.W. and Abell, J.B.; Chem. Eng. Symp. Series, 52 -- (18), 51-9 (1956).
- (40) Sikchi, K.K.G.; Ph. D. Thesis, Carnegie Inst. of Tech. Pitts-
burgh, Penn., (mayo 1954).
- (41) Smith, J.C.; Ind. Eng. Chem., 34, 1248 (1942).
- (42) Soave, G; Chem. Eng. Sci., 27, 1197-1203 (1972).
- (43) Sparrow, E.M. and Lin, S.H.; Trans. A.S.M.E., 430 (1964).
- (44) Stern, F. and Votta, F.; A.I.Ch.E. J., 14(6), 928-33 (noviem-
bre 1968).

- (45) Stiel, L.I. and Thodos, G.; A.I.Ch.E. J., 7(4), 611-15 (diciembre 1961).
- (46) Stiel, L.I. and Thodos, G.; A.I.Ch.E. J., 10(1), 26-30, (enero 1964).
- (47) Treybal, R.E.; Mass Transfer Operations, Mc Graw Hill, 2^a ed. (1968).
- (48) Votta, F. and Walker, C.A.; A.I.Ch.E. J. 4, 413 (1958).
- (49) Yen, L.C. and Woods, S.S.; A.I.Ch.E. J., 12(7), 95-9 (1966).