



Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Química

"MÉTODOS DE CÁLCULO DE
CONDENSADORES"

T E S I S

Que para obtener el título de:

INGENIERO QUIMICO

p r e s e n t a :

DANIEL ANTONIO GARCIA GUTIERREZ



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.

221507
TESIS 1979
N.º U.T. 133-128
ABS _____
FECHA _____
PROG _____



Jurado asignado originalmente según el tema:

Presidente: Ing. ADALBERTO TIRADO ARROYAVE.

Vocal: Ing. GUILLERMO ALCAYDE LACORTE.

Secretario: Ing. ENRIQUE BRAVO MEDINA.

1er Suplente: Ing. CLAUDIO AGUILAR MARTINEZ.

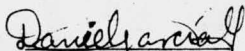
2do Suplente: Ing. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ.

Sitio donde se desarrolló el tema:

Biblioteca de la Facultad de Química.

Sustentante:

García Gutiérrez Daniel Antonio.


Firma.

Asesor del tema:

Ing. Enrique Bravo Medina.


Firma.

Con mi cariño a mis padres
Daniel García Blanco y
Graciela Gutiérrez de García
por su apoyo, confianza y paciencia.

A mis hermanos
Gustavo y Armando,
cuyo talento y capacidad
les guíen al éxito.

Al Ing. Enrique Bravo Medina
mi gratitud por aceptar la
dirección de esta tesis.

Al Ing. José Antonio Ortiz Ramírez
por su oportuna, valiosa y desinteresada
ayuda en la elaboración de este trabajo.

Al Ing. Roberto Mendoza Pérez
por el favor de su amistad.

A mis buenos amigos.

A todos mis maestros.

A la U.N.A.M.

INDICE:

I.	INTRODUCCION	-----	1
II.	GENERALIDADES		
II.1	ACERCA DE LA CONDENSACION	-----	3
II.2	ACERCA DE LOS CONDENSADORES	-----	10
III.	MÉTODOS DE CÁLCULO		
III.1	CONDENSACION DE VAPORES DE UN COMPONENTE PURO	-----	19
a.	Ecuación de Nusselt	-----	43
b.	Corrección de Henderson y Marcello	-----	44
c.	Corrección de Peck y Reddie	-----	44
d.	Método de Gilmour	-----	45
e.	Método de Lord, Minton y Sleusser	-----	48
f.	Método de Abe Devore	-----	50
III.2	CONDENSACION DE UNA MEZCLA DE VAPORES CUYO CONDENSADO ES MISCIBLE (MULTICOMPONENTES)-	-----	53
a.	Método de Kern	-----	62
b.	Método de Gilmour	-----	64
c.	Método de Lord, Minton y Sleusser	-----	67
d.	Método de Gloyer	-----	68
III.3	CONDENSACION DE UN VAPOR MEZCLADO CON UN GAS NO CONDENSABLE	-----	77
a.	Método de Colburn-Hougen	-----	84
b.	Método de Gloyer	-----	91
c.	Método de Gilmour	-----	97
III.4	CONDENSACION DE UN PAR DE VAPORES CUYO CONDENSADO ES INMISCIBLE	-----	103
a.	Ecuación de la compañía Kellogg	-----	117

b. Ecuación de Bernhardt y Westwater	117
c. Ecuación de Baker y Tsao	118
d. Ecuación de Kirkbride	118
e. Ec. de Sykes y Marcello (Doble película)	119
f. Ec. de Sykes y Marcello (Nucleación controlante)	119
g. Método de Gilmour	121
IV. CONCLUSIONES	123
V. BIBLIOGRAFIA	126

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

* En la mayoría de las industrias, el manejo del calor constituye un aspecto muy importante, ya que la generación de este tipo de energía es cada vez más compleja. Una transferencia de calor eficiente y costeable requiere el cálculo de una área que, - siendo lo menor posible, sea a la vez suficiente para efectuar - la operación. Este tipo de cálculos concierne directamente tanto a los ingenieros químicos como a los ingenieros mecánicos. Por - lo tanto, dentro de la etapa de aprendizaje de la Ingeniería Quí - mica, se estudian las facetas más comunes de la transferencia de calor. Una de ellas es la que se refiere a la condensación de va - pores.

La condensación de vapores es una operación muy habitual en casi todo tipo de industrias debido a que, generalmente, las sus - tancias en fase líquida presentan mayores ventajas para manio - - - brarlas y almacenarlas que en fase vapor. La versatilidad de ca - racterísticas de los vapores condensantes provoca que su respec - tiva condensación se lleve a cabo con rasgos muy propios. Toman - do en cuenta su frecuencia, se pueden considerar como los aspec - tos más importantes de la condensación de vapores a los siguien - tes: condensación de un vapor simple, condensación de una mezcla multicomponente de vapores, condensación de un vapor en presen - - - cia de un gas no condensable y condensación de una mezcla de dos vapores cuyos líquidos son inmiscibles.

* El presente trabajo tiene como objetivo compendiar y exami - nar a los métodos de cálculo del área de condensadores de tipo - coraza y tubos, correspondientes a los aspectos mencionados y -- comparar los resultados obtenidos por cada método con las dimen -

siones de aparatos reales, en funcionamiento y diseñados por la -
ingeniería más actualizada dentro del medio nacional.

Este estudio consta de tres capítulos principales: el capítu-
lo de "Generalidades", en el que se trata a los tipos de condensa
ción desde el punto de vista teórico, así como a los condensado--
res y sus características más importantes de su construcción y --
funcionamiento. En el capítulo tercero o "Métodos de cálculo" se-
pretende realizar el objetivo propuesto anteriormente. En el últi-
mo capítulo se presentan las conclusiones, que son, esencialmente
análisis de los resultados obtenidos, destacando a el o los méto-
dos que mejor reditúen para cada caso.

I I . G E N E R A L I D A D E S .

* II.1).- ACERCA DE LA CONDENSACION.

La condensación es el cambio físico que experimenta un vapor saturado al convertirse en líquido saturado. Este cambio puede ser provocado poniendo en contacto al vapor con una superficie o un medio más fríos que su temperatura de saturación o su punto de rocío.

Cuando el medio más frío es una superficie metálica, la condensación puede efectuarse por dos mecanismos: en forma de gota o en forma de película.

La condensación en forma de gota se produce cuando entre la superficie metálica y el condensado no existe afinidad, es decir, que la energía de cohesión del líquido formado es mayor que la energía de adhesión entre éste y la superficie, formándose gotas que, al alcanzar un cierto tamaño y peso, resbalan y caen de la superficie, dejando el sitio libre y seco para que el mecanismo se repita.

Se supone que este mecanismo es frecuente en el caso de condensación de vapores cuyos condensados son líquidos no miscibles. En este caso se ha propuesto que el líquido que muestra mayor afinidad con la superficie metálica formará sobre ella una película, encima de la cual, a su vez, condensará en forma de gotas el otro componente.

La condensación en forma de gota puede ser estimulada si se cubre a la superficie metálica con sustancias atractivas al metal y repelentes al condensado, llamadas 'promotores', los cuales, sin embargo, tienen sus inconvenientes; por ejemplo: sulfuros alifáti-

cos y ácidos grasos, que no resisten condiciones arduas de operación y contaminan al condensado; polímeros fluorados, cuya conductividad térmica es muy baja; y metales nobles, que son muy caros.

La razón por la cual se ha intentado provocar la condensación en forma de gota es que produce coeficientes de transferencia de calor entre 4 a 18 veces mayores que los que se obtienen en la condensación en forma de película. Pero las dificultades para obtener la condensación en forma de gota, así como para su control, hacen que se prefiera considerar que, en general, toda la condensación se lleva a cabo por formación de película.

La condensación en forma de película se caracteriza porque el líquido condensado forma una película continua sobre la superficie metálica fría. Cuando la condensación se efectúa por este mecanismo los coeficientes de transferencia de calor son notablemente menores que los que se obtienen con el mecanismo anterior. Este hecho se debe a que la película de condensado constituye una resistencia adicional por la cual el calor se transmite generalmente por conducción. No obstante, este mecanismo tiene como ventajas que su comportamiento y características son más fáciles de estudiar y predecir mediante ecuaciones; además, todos los vapores condensan por este mecanismo espontáneamente.

Nusselt fue quien estudió primero el fenómeno de la condensación y, suponiendo constantes las condiciones que eran más habitualmente observadas, encontró expresiones con las que se pueden calcular los coeficientes de condensación de película en función de propiedades físicas del condensado, posición de la superficie condensadora y el gradiente de temperatura a través de la película.

Posteriormente, Baer y Mc Kelvey (7) hicieron otros estudios cuyo resultado fue dividir la región entre el cuerpo principal del vapor y la pared metálica. Propusieron la existencia de tres zonas a través de las cuales el calor fluye como sigue:

- 1.) Por convección en la difusión del vapor hacia la interfase vapor-película de condensado.
- 2.) Condensación en la interfase vapor-película de condensado.
- 3.) Conducción y, eventualmente, convección a través de la película de condensado.

Colburn y Hougen (9) encontraron que la conducción a través de la película de condensado es el paso que controla al fenómeno de condensación, es decir, que la película de condensado constituye la mayor resistencia al flujo de calor.

A pesar de que las ecuaciones de Nusselt son aceptables para el caso de vapores de componentes puros o simples, existen algunos aspectos dentro de la condensación que se efectúan en condiciones diferentes a las supuestas por Nusselt y, por lo tanto, han debido desarrollarse teorías y métodos adecuados para calcular el coeficiente de condensación para cada caso. A continuación se mencionarán las características de mayor relevancia correspondientes a cada uno de estos casos.

a.) Mezcla de vapores multicomponentes.

Generalmente se trata de series homólogas de hidrocarburos. En este caso la temperatura no es constante ya que cuando se opera con una mezcla de esta naturaleza, ocurre que se condensan preferentemente los componentes pesados, es decir, aquellos cuyo punto de ebullición es mayor. Esto ocasiona que la mezcla de vapor remanente cambie constantemente su composición y, por lo tanto, su pun

to de rocío, que va disminuyendo durante el desarrollo de la condensación. La variación de temperatura y composición no sólo se efectúa a lo largo del condensador, sino también en las secciones transversales del mismo, debido a que la composición y temperatura de los cuerpos principales del líquido y del vapor difieren de las que, en un supuesto equilibrio, guardan el vapor y el líquido en la interfase donde se realiza la condensación. Todas estas variaciones traen como consecuencias, primero, la aparición de efectos debidos a los calores sensibles de ambas fases, siendo el de la fase vapor el que puede ser más importante por su mayor resistencia al flujo de calor; además, se producen resistencias difusionales en ambas fases, principalmente en el vapor; y, por último, se manifiesta la dificultad de evaluar las propiedades físicas de ambas fases en cada punto, aunque este problema disminuye en el caso de series homólogas de hidrocarburos.

Venturosamente, estudios hechos por Minkowycz y Sparrow (6) revelan que los cambios de propiedades físicas de los fluidos -- tienen un efecto escaso en la condensación. Por lo que respecta a la evaluación de la temperatura de la película de condensado, experimentos realizados por Pressburg y Todd, Mirkovich y Missen Sparrow y Marschall (6) han concluido que es correcto suponerla igual a la temperatura de burbuja de la mezcla.

b.) Mezcla de vapores de condensado inmiscible.

Las mezclas binarias de este tipo condensan isotéricamente. Esto se debe a que cuando dos líquidos mutuamente insolubles se hierven, cada uno de ellos ejerce su propia presión de vapor, --

que no es función de la composición de la mezcla líquida, de tal modo que la suma de las presiones de vapor será igual a la presión total. Así es que si se trabaja a una presión total fija, - las presiones de vapor y la temperatura de ebullición se mantendrán constantes. Al fijarse las presiones de vapor también se establece la relación molar de los componentes en el vapor. Y es - con esta composición con la que una mezcla de vapores de esta naturaleza puede condensar isotermicamente a presión constante. A este conjunto de condiciones se les conoce con el nombre de 'eutectoides' por su similitud con el punto eutéctico de algunos sistemas líquido-sólido. El punto eutectoide es muy estable termodinamicamente, a tal grado, que si una mezcla de estos vapores entra a un condensador con una composición distinta a la eutectoide, se condensa primero el componente en exceso, actuando el otro como incondensable, hasta llegar a la composición eutectoide correspondiente, con la cual condensan ambos componentes completa e isotermicamente.

Para tratar de explicar el tipo de flujo del condensado que ocurre durante la operación se han propuesto las siguientes alternativas (considerando el caso más frecuente que es el de una mezcla hidrocarburo-agua):

1. El líquido orgánico moja completamente a la superficie metálica formando una película continua que desplaza al agua impidiendo cualquier contacto entre ésta y la superficie del tubo. El hidrocarburo continúa condensándose y fluyendo en forma de película. El agua se condensa en forma de gotas sobre la película orgánica y fluye goteando hacia el fondo del condensador.

2. El líquido orgánico condensa en forma de película y el agua condensa sobre ella pero, debido a su mayor densidad, las gotas de agua se sumergen en la película orgánica hasta quedar adheridas a la superficie metálica mientras que el hidrocarburo fluye encima de ellas hasta que, por unión de varias gotas de agua vecinas, adquieren el tamaño suficiente para fluir sobre la superficie condensadora.

3. El líquido orgánico se condensa formando una película continua sobre la superficie condensadora y el agua lo hace formando gotas sobre la película, pero debido a la relación entre el tamaño de la gota y el espesor de la película, algunos puntos de la superficie metálica son mojados por gotas aisladas de agua que llegan a adherirse a ella en tanto que el líquido orgánico fluye por encima de ellas. Estas gotas finalmente pueden desprenderse y unirse con otras sobre la película orgánica, o también, pueden adquirir un tamaño suficientemente grande como para ser arrastradas por la película orgánica.

c.) Presencia de gas no condensable.

Cuando el vapor que se requiere condensar se encuentra mezclado con un gas no condensable, se advierte que el flujo de calor disminuye en forma desmedida. Esto ocurre aunque la cantidad del gas sea muy pequeña, como lo han podido comprobar Sparrow y Eckert (19), quienes calcularon que un 2% de aire mezclado con vapor de agua disminuía al flujo de calor hasta un valor igual a $1/46$ parte del obtenido con el vapor puro. Anteriormente, Othmer (11) había recabado resultados que, aunque menos drásticos, ponían en relieve la magnitud de la resistencia al flujo de calor que opone la presencia de un gas no condensable.

Al entrar una mezcla gas-vapor en contacto con una superficie más fría que el punto de rocío de la mezcla, el vapor comienza a condensarse formando una película líquida sobre la superficie condensadora y encima de esta película líquida se forma a su vez una película gaseosa cuyas propiedades son intermedias a las de la película de condensado frío y las de la mezcla gas-vapor.- La transferencia de masa a través de la película gaseosa se efectúa debido a la diferencia entre la presión de vapor del condensado frío y la presión parcial del vapor en la mezcla que, por estar saturada, es igual a la presión de vapor del líquido correspondiente a la temperatura de la mezcla gaseosa.

A medida que avanza la condensación del vapor, la mezcla remanente disminuye su temperatura de rocío en mayor proporción - que lo hace la temperatura del líquido condensado. Como consecuencia, los gradientes de temperatura y de presión decrecen y, con ellos, los coeficientes de transferencia térmica y transferencia de masa.

* II.2).- ACERCA DE LOS CONDENSADORES.

Los condensadores son cambiadores de calor en los que los vapores de proceso son condensados total o parcialmente, en presencia o no de gases incondensables, usando como medio enfriante a otro fluido gaseoso o líquido, generalmente agua.

La descripción de un condensador es semejante a la de un cambiador de calor de tubos y coraza ordinario. A grandes rasgos, se puede decir que consiste de una coraza que es un cilindro metálico a través del cual se introduce el haz de tubos. Este se asegura en los extremos mediante espejos o carretes, que son unos discos metálicos con orificios donde los tubos se afianzan herméticamente utilizando varios recursos: con soldadura, con casquillos, rolados, etc. Los espejos comunican a los tubos con los cabezales que son unos compartimientos situados en los extremos del condensador por los cuales el fluido de dentro de los tubos puede entrar, salir o retornar si hay 2 o más pasos de tubos. Los cabezales pueden estar ensamblados o fijos a la coraza; o pueden ser de tipo flotante, cuando uno de ellos, generalmente el cabezal de retorno, no tiene contacto con la coraza y puede desplazarse longitudinalmente a través de ella. Si el cabezal es fijo, se presenta el problema de diferentes expansiones térmicas entre la coraza y los tubos, por lo que es necesario equipar a la coraza con juntas de expansión. En cambio, si el cabezal es de tipo flotante se requiere que exista una zona libre adicional entre la coraza y los tubos, correspondiente al perímetro del cabezal, provocando que el fluido de la coraza tienda a estancarse en sitios fuera de la zona de transferencia térmica. En vista de lo anterior, se ha propuesto el uso de un cambiador que combine las ventajas de ambos,-

o sea, que la coraza tenga un perímetro más cercano al del haz de tubos y que el desplazamiento del cabezal flotante se realice en un extremo donde la coraza aumente su diámetro en la magnitud que lo requieran las dimensiones del cabezal. Los cabezales que funcionan con este recurso son conocidos en la nomenclatura del código T.E.M.A. como cabezales de tipo S.

A determinados intervalos entre los espejos y paralelos a ellos, suelen colocarse otros discos metálicos similares, pero éstos segmentados, llamados deflectores o mamparas. La misión principal de las mamparas es conducir el fluido de la coraza cruzando varias ocasiones al banco de tubos, provocando un flujo turbulento conveniente para la transferencia de calor. Como tareas secundarias, las mamparas sostienen a los tubos, que tienden a flexionarse en los condensadores largos. Se sugiere como espaciado máximo entre dos mamparas una distancia equivalente al diámetro interno de la coraza. Los deflectores, además, desprenden el condensado de los tubos, evitando que se subenfrie o que su espesor aumente demasiado.

El segmento que le falta al disco deflector recibe el nombre de ventana de la mampara, y a la altura de esta ventana se le relaciona con el diámetro de la coraza resultando un porcentaje llamado corte de la mampara. Este corte debe ser menor a 50% para -- que el deflector cumpla su función principal; en caso contrario, -- el deflector sólo sirve para sostener a los tubos y se considera -- que el fluido en la coraza corre paralelamente a los tubos.

La colocación de las mamparas en un condensador horizontal -- se hace con las ventanas laterales y alternadas de modo que el --

fluido de la coraza sea conducido de lado a lado a través del -- banco de tubos. Esta situación permite al condensado fluir más -- libremente por el fondo del condensador hacia la boquilla de salida.

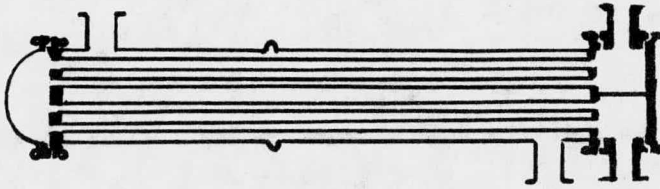
En el funcionamiento de un cambiador de calor tiene mayor -- importancia el espaciado entre los deflectores que el corte de -- los mismos.

Para sostener en su sitio a los deflectores se utilizan varillas que se colocan longitudinalmente dentro de la coraza, paralelas a los tubos y ensambladas a los espejos. La distancia en -- entre los deflectores se fija mediante pedazos de tubo llamados es -- pacidores, que se intercalan entre las mamparas. Las varillas -- atraviesan a las mamparas y a los espaciadores y, al tensarse y -- afianzarse, ocasionan que las mamparas queden prensadas entre -- los espaciadores, cuya longitud equivale entonces al espaciado -- entre deflectores.

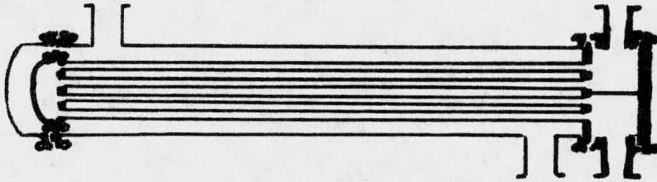
Las cintas de sello son unas tiras que se colocan distribuí -- das alrededor del perímetro interno de la coraza, longitudinal-- mente al condensador y, generalmente, aseguradas entre los de--- -- flectores. Su función es inducir la turbulencia en la región ubi -- cada entre la coraza y los tubos, especialmente cuando se usa un tipo de cabezal flotante. El número de cintas de sello necesario para un cambiador de calor depende del diámetro interno de la co -- raza.

Los condensadores se pueden clasificar según su posición: -- vertical u horizontal; o según la parte del condensador en que -- fluye el vapor condensante: dentro de tubos o fuera de ellos en -- la coraza. De la combinación de las variaciones anteriores resul --

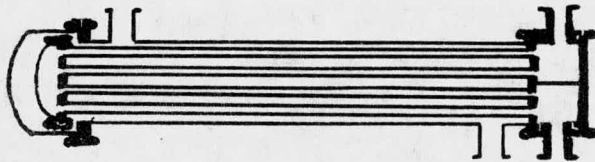
TIPOS DE CABEZALES.



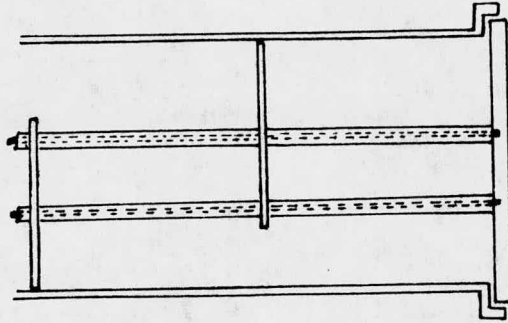
Cabezal fijo, coraza con junta de expansión.



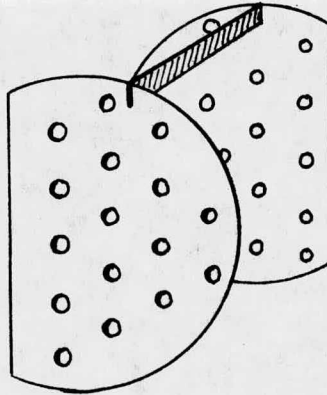
Cabezal flotante.



Cabezal de tipo "G".



Detalle de la colocación de las varillas
y los espaciadores.



Deflectores con segmento vertical, con una tira
de sello. Arreglados para flujo de lado a lado.

tan cuatro tipos de condensadores, cuyos rasgos principales son los siguientes:

1.) Condensador horizontal, vapor en la coraza.

Son los que se usan más frecuentemente en la mayoría de las industrias. En este tipo de condensadores el contacto entre el condensado y los tubos es muy breve debido a que los deflectores desprenden al condensado limitando su espesor. En consecuencia, el coeficiente de condensación resulta ser mayor que el calculado por Nusselt. Cuando la longitud del condensador es muy grande con respecto a su diámetro, tiene problemas con los gases incondensables que tienden a acumularse en la zona superior de la coraza. Cuando esto acontece es necesario inducir una mayor turbulencia disminuyendo el espaciado entre los deflectores e instalando cintas de sello. La purga de los gases incondensables de este tipo de condensadores se efectúa a expensas de una cantidad considerable de vapor de proceso no condensado.

Si se requiere subenfriar al condensado, se deben instalar deflectores con represas o sellos de vapor para aumentar el contacto entre el condensado y los tubos cercanos al fondo del condensador.

2.) Condensador vertical, vapor en la coraza.

Los condensadores de este tipo son ordinariamente usados como rehervidores o calentadores.

Estos condensadores también tienen problemas con la acumulación de gases no condensables y el recurso con el que se intenta resolver la cuestión es igualmente el uso de deflectores para conducir a la mezcla de vapor y gas hacia el fondo del condensador -

de donde pueden ser removidos junto con el condensado o a través de una válvula de purga.

Aún adoptando estas medidas, la extracción de los gases in--condensables se hace a costa de perder una notable cantidad de va por de proceso.

Se recomienda usar sólo un paso en los tubos, especialmente si el medio enfriante es un líquido volátil; por lo tanto, aunque no se consiga un buen coeficiente de película en el fluido dentro de tubos, se economiza en cambio material de construcción y se ob tiene una mayor diferencia de temperatura promedio.

El líquido condensado no fluye libremente hacia el fondo del condensador, sino que tiene que pasar los obstáculos que constitu yen los soportes de los tubos y los deflectores, sobre los que se desprende y distribuye casi todo el líquido, evitándose un mayor contacto entre éste y la superficie fría y, por lo tanto, un subenfriamiento adecuado. Esta situación, sin embargo, es deseable para los casos en que sea importante sostener el equilibrio entre las fases líquida y vapor mediante un contacto íntimo entre ellas, como es el caso de la condensación de mezclas multicomponentes. En este caso, si no hubieran deflectores, aparecería el problema de fraccionamiento de la mezcla dentro del condensador, que haría insuficiente al área de condensación calculada. En consecuencia, el uso de los deflectores depende de cuál situación es más importante: mantener en contacto a las fases líquida y vapor, o el subenfriamiento del condensado.

3.) Condensador horizontal, vapor dentro de los tubos.

Este tipo de condensadores puede obtener altos coeficientes de película tanto en el vapor condensante como en el medio enfri-

ante. Prácticamente no tiene problemas con los gases incondensables.

El condensado fluye a lo largo de una pequeña sección al fondo del tubo por lo que la superficie de subenfriamiento es relativamente pequeña; pero como generalmente se necesitan dos o más pasos en los tubos, ocurre que el líquido condensado formado en pasos previos tiende a segregarse del vapor y llena parcial o totalmente una considerable cantidad de tubos, reduciéndose el área de transferencia para la condensación. El diseño óptimo busca, en consecuencia, que la velocidad del vapor sea alta, disminuyendo al número de tubos por paso. Con este procedimiento se contribuye también a que los gases incondensables sean conducidos hacia la salida. Otra forma de evitar la inundación de los tubos es dimensionar adecuadamente la boquilla de salida del condensado. Lord, Minton y Sleusser (14) sugieren el uso de la siguiente expresión para calcular el diámetro interno de la boquilla citada:

$$d_i = 0.92 Q^{0.4}$$

$$[d_i] = [\text{plg.}]$$

$$[Q] = [\text{galones/minuto}]$$

4.) Condensador vertical, vapor en los tubos.

Son los que tienen más ventajas para un mayor rango de aplicaciones.

El condensado puede subenfriarse más eficientemente debido a la transferencia térmica de la película descendente que fluye sin obstáculos hacia la salida. Los vapores pueden entrar a los tubos a una velocidad elevada favoreciendo una mayor turbulencia y reduciendo el espesor de la película de condensado, por lo que se pueden obtener mayores coeficientes de condensación y se facilita la

conducción de los gases incondensables hacia la salida. Simultáneamente, el contacto entre las fases líquida y vapor es continuo, lo que favorece el equilibrio termodinámico entre ellas.

Se recomienda que el flujo del vapor sea hacia abajo y que no se use más de un paso en los tubos debido a que no es aconsejable que el vapor y el condensado fluyan en sentidos opuestos en un momento dado. Además, de esta manera se puede obtener un flujo de contracorriente verdadera con lo que se produce una temperatura potencial mínima a la salida del condensado y, por lo tanto, un mínimo escape de vapor de proceso al purgar a los gases no condensables. Se sugiere usar deflectores en la coraza para conseguir altos coeficientes de película del medio enfriante.

Aunque es conocido el hecho de que en los tubos horizontales se obtienen coeficientes de condensación hasta dos veces mayores que en las superficies verticales, es muy raro que este criterio sea el que norme la selección del tipo de condensador, ya que intervienen otros factores como: limitación de espacio, materiales de construcción disponibles, condiciones del vapor de proceso, -- etc.

I I I . M E T O D O S D E C A L C U L O .

III.1) CONDENSACION DE VAPORES DE UN COMPONENTE PURO.

Este es el caso más sencillo que se encuentra dentro de las operaciones de condensación. Durante el transcurso de la condensación, esta clase de vapores tiene un comportamiento congruente -- con los postulados de Nusselt. Es decir, el calor desprendido en la condensación es latente, éste se transmite por conducción a -- través de la película de condensado, el cual fluye laminarmente.-- El espesor de la película está en función de la velocidad y la -- cantidad de condensado en cada punto. La velocidad individual de las capas del condensado depende tanto de la viscosidad como del peso del mismo. La cantidad de condensado está en proporción di-- recta al calor latente cedido. El espesor de la película líquida es suficientemente pequeño como para suponer un gradiente lineal de temperatura a través de ella, las propiedades físicas del condensado se calculan a la temperatura media de la película, la curvatura de la misma es despreciable. La superficie condensadora se supone limpia y lisa, y a su temperatura, constante.

Basándose en estos postulados, Nusselt derivó las siguientes ecuaciones para calcular los coeficientes de película de condensación:

Superficies verticales:

$$h \left[\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right]^{1/3} = 1.47 \left[\frac{4 G_o}{\mu_f} \right]^{-1/3} ; \quad G_o = \frac{W}{\pi D_o N_t}$$

Superficies horizontales:

$$h \left[\frac{\mu_f^2}{k_f \rho_f^2 g} \right]^{1/3} = 1.51 \left[\frac{4 G_o}{\mu_f} \right]^{-1/3} ; G_o = \frac{W}{L_t N_t}$$

donde:

h = Coef. de condensación; BTU/h pie² · F

μ_f = lb/pie h

k_f = BTU/h pie · F

g = 4.17 x 10⁸ pie/h²

W = lb. condensado/h

G_o = lb/pie h

D_o = diámetro ext. del tubo; pie.

L_t = long. del tubo; pie.

N_t = núm. de tubos.

Sin embargo, en la práctica se ha podido comprobar que los coeficientes calculados con estas expresiones no eran suficientemente precisos.

En las superficies verticales, tiende a irse acumulando según avanza en su trayectoria hacia abajo, de modo que llega un momento en que el flujo laminar que guardaba inicialmente cambia a flujo turbulento, variando igualmente el coeficiente de condensación de película a partir de este punto.

Mientras tanto, en los haces de tubos horizontales sucede -- que el condensado de los tubos superiores cae y salpica a los tubos inferiores, disminuyendo la eficiencia de éstos para condensar.

Se han hecho varios trabajos tendientes a corregir el coeficiente de Nusselt, los principales de ellos se mencionarán a con-

tinuación:

Kern (11) recomienda, para los tubos horizontales, el uso de la ecuación de Nusselt, calculando la carga de condensado con la siguiente expresión:

$$G_o = \frac{W}{L_t N_t^{2/3}}$$

Mientras que, para los tubos verticales, observa que la expresión de Nusselt produce resultados aceptables si se calcula la carga de condensado así:

$$G_o = \frac{W}{\pi D_o N_t}$$

Mc Adams (15) sugiere, a partir de las cargas de condensado calculadas por Kern, el uso de las siguientes ecuaciones para distintos grados de turbulencia:

$$Re = \frac{4 G_o}{\mu_f} < 1800$$

Tubos verticales:

$$h \left[\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right]^{1/3} = (1.2)(1.47) \left[\frac{4 G_o}{\mu_f} \right]^{-1/3} = 1.764 \left[\frac{4 G_o}{\mu_f} \right]^{-1/3}$$

Tubos horizontales:

$$h \left[\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right]^{1/3} = 1.51 \left[\frac{4 G_o}{\mu_f} \right]^{-1/3}$$

y para

$$Re = \frac{4 G_o}{\mu_f} > 1800$$

Tubos verticales u horizontales:

$$h \left[\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f \epsilon} \right]^{1/3} = 0.0077 \left[\frac{4 G_0}{\mu_f} \right]^{0.4}$$

Peck y Reddie (17) comprobaron que la suposición de un gradiente lineal de temperatura a través de la película de condensado es válida. No obstante, encuentran que la aceleración de la gravedad tiene mayor influencia que la supuesta por Nusselt. Introduciendo a la aceleración gravitatoria como variable importante en la base de sus razonamientos desarrollan una correlación para calcular con mayor precisión al coeficiente de condensación. Esta correlación incluye propiedades físicas del condensado y el gradiente de temperatura a través del mismo. Su aplicación se limita a la condensación sobre tubos horizontales:

$$h = h_{\text{Nuss}} \left[0.0206 \left[\frac{\lambda \mu_f}{k_f \Delta T_f} \right]^{1/2} + 0.79 \right]$$

Henderson y Marcello (10) fundan su trabajo en la observación de que, en la condensación sobre tubos horizontales, el líquido condensado tiende a acumularse suspendido de la parte inferior del tubo antes de caer al fondo del condensador. Suponen que esta situación puede ocasionar irregularidades en el coeficiente de condensación real debido a la marcada diferencia entre los espesores de la película en la parte alta y la parte baja del tubo.

Consideran que la tensión superficial del condensado es una variable que interviene de manera importante en este paso y, después de un análisis dimensional, encuentran un número adimensional, conocido como número de Ohnesorge, que agrupa a la tensión superficial con otras propiedades físicas del condensado y con el diámetro externo del tubo. A partir de datos experimentales, ob-

tiene una correlación para corregir al coeficiente de condensación de Nusselt en función del número de Ohnesorge:

$$N_{Oh} = \frac{\mu}{(D_o \epsilon_c \rho \sigma)^{1/2}}$$

$$h = h_{Nuss} (0.057) N_{Oh}^{-0.373}$$

donde:

$$\epsilon_c = 4.18 \times 10^3 \text{ (pie)(lb)/(h}^2\text{)(lb}_f\text{)}$$

σ = tensión superficial; lb_f/pie.

y las demás variables con las unidades especificadas anteriormente.

Condensación dentro de los tubos.

Si en el caso de la condensación fuera de los tubos la acumulación del condensado en ellos puede detenerse con el uso de mamparas, en la condensación dentro de los tubos esta aglomeración es constante y el problema de inundación es frecuente. Es por esto que la turbulencia del líquido condensado es un factor importante en el cálculo del coeficiente de condensación. Los métodos de cálculo más importantes y aceptados en este sentido son los siguientes:

Tubos verticales:

$$\text{Flujo laminar, } Re = \frac{4 G_i}{\mu} < 1800; G_i = \frac{W}{D_i N_t}$$

Usar la curva semiempírica de Colburn.

$$\text{Flujo turbulento, } Re = \frac{4 G_i}{\mu} > 1800$$

a. Usar la curva de Colburn.

b. Ecuación de Colburn y Carpenter (15):

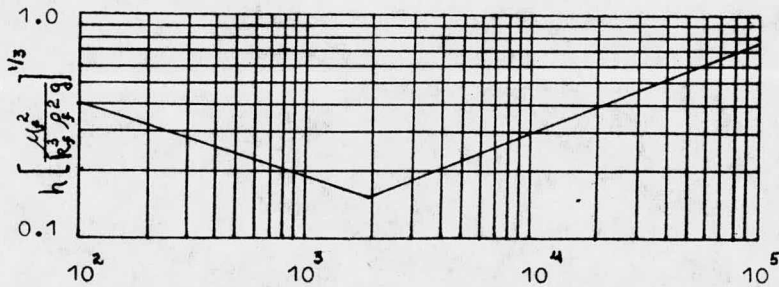
$$\frac{h}{C_{pL} G_{vm}} (Pr)^{1/2} = 0.065 \sqrt{\frac{\rho_L f}{\rho_v 2}}$$

$$G_{vm} = \left[\frac{Gv_1^2 + Gv_1 Gv_2 + Gv_2^2}{3} \right]^{1/2}$$

f = factor de fricción del tubo, en función de Re:

$$Re = \frac{G_{vm} D_i}{\mu_v}$$

Gv = masa velocidad del vapor; G_{vm} : masa velocidad promedio; -
 Gv_1 : masa velocidad a la entrada; Gv_2 : masa velocidad a la salida.



$$Re = \frac{4 G_o}{\mu_f}$$

Curva semiempírica de Colburn para la condensación dentro de tubos verticales. (Ref. 11)

Tubos horizontales.

El estudio más amplio y relativamente reciente para este caso de la condensación es el que realizaron Bell, Fenoglio y Taborek (3). Ellos establecen que el flujo del condensado puede presentar diversos perfiles en función del grado de turbulencia quequiera. Basándose en un trabajo similar de Baker, elaboran un mapa dividido en regiones que representan a los diversos flujos del condensado. El flujo de operación puede entonces ubicarse en el mapa calculando las coordenadas siguientes:

$$\text{Ordenada} = \frac{G_v}{\Lambda} \qquad \text{Abscisa} = G_L \psi$$

G_v, G_L = masa vel. del vapor y del condensado; lb/h(pie)²

Λ = densidad media geométrica = $(\rho_L \rho_v)^{1/2}$ = lb/pie³

$$\psi = \frac{\mu_L^{1/3}}{\sigma' \rho_L^{2/3}} = \frac{(\text{cm})(\text{pie})^{5/3}}{(\text{dina})(h)^{1/3} (\text{lb})^{1/3}}$$

σ' = tensión superficial; dina/cm

ρ_L, ρ_v = lb/pie³

μ_L = lb/(h)(pie)

Se ha observado que las condiciones de operación más comunes comprenden una cierta zona del mapa que corresponde a tres regiones o tipos de flujo: laminar, rizado por efecto de arrastre del vapor, y anular. Las correlaciones cuyo uso es el más recomendado para cada uno de estos flujos se mencionan a continuación:

1. Laminar.

a. Kern:

$$h \left[\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right]^{1/3} = 1.51 \left[\frac{4 G_i}{\mu_f} \right]^{-1/3}; \quad G_i = \frac{W}{0.5 L_t N_t}$$

b. Chaddock:

$$h = \frac{\psi_m J \rho_l \lambda \beta}{\pi (D \Delta T)^{1/4}}$$

ψ_m = Valor promedio del ángulo efectivo de la zona del interior del tubo en la que se produce la condensación laminar según Nusselt.

$$\psi_m = \pi - \left[5.06 \times 10^{-4} \frac{J L (\Delta T)^{3/4}}{D^{2.75}} \right]^{0.142}$$

J = grupo de propiedades físicas y gravedad.

$$J = \left[\frac{k_l^3 (\rho_l - \rho_v) g}{\mu_l \rho_l^3 \lambda^3} \right]^{1/4}$$

β = parámetro geométrico = $f(\psi_m)$

2. Rizado por el efecto de arrastre del vapor.

Rosson y Myers:

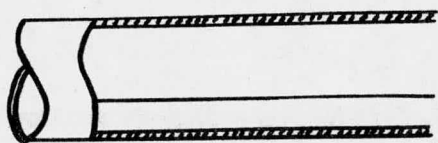
$$h_m = h_{\pi} + (h_o - h_{\pi}) \frac{\Theta_m}{\pi}$$

h_o = Coeficiente para la zona superior del tubo.

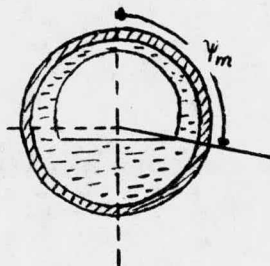
$$h_o = 0.31 \text{Re}_v^{0.12} \left[\frac{k_l^3 \lambda \rho_l (\rho_l - \rho_v) g}{\mu_l D \Delta T} \right]^{1/4}$$

h_{π} = Coeficiente para la zona inferior del tubo.

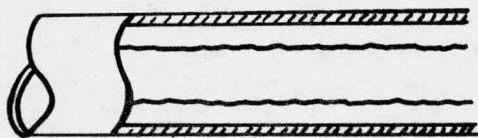
$$h_{\pi} = \frac{\Phi (k_l/D) \sqrt{8 \text{Re}_l}}{5 + \frac{5}{\text{Pr}_l} (\ln 5\text{Pr}_l + 1)}$$



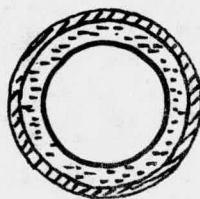
Flujo Laminar.

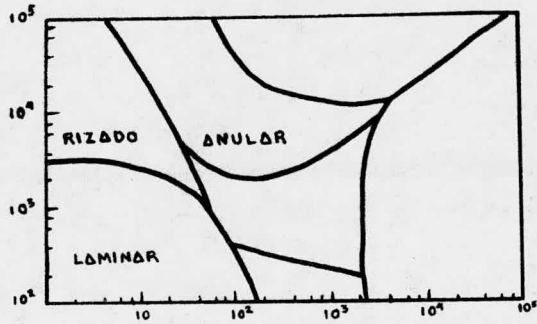


Flujo rizado u ondulado por el efecto de arrastre del vapor.

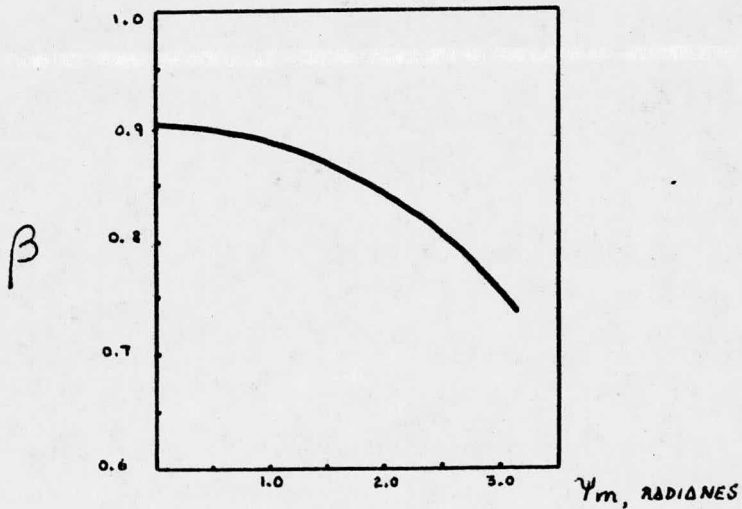


Flujo Anular.





Mapa de los tipos de flujo que pueden existir en la condensación dentro de tubos.



Factor β en función de ψ_m , para el método de Chaddock.

$$\Phi = \left[\frac{\Delta P_{\text{flujo dos fases}}}{\Delta P_{\text{liquido}}} \right]^{1/2} = \text{Parámetro de caída de presión de un flujo a dos fases.}$$

(Lockhart-Martinelli)

Θ_m = ángulo, medido desde el punto superior del perímetro interno del tubo, en el cual el coeficiente de condensación es igual al promedio aritmético de h_o y h_w .

$$\Theta_m = 0.27 \pi \text{Re}_v^{0.1} \quad \text{si} \quad \frac{\text{Re}_v^{0.4} \text{Re}_l^{0.5}}{N_{Ga}} < 6.4 \times 10^{-5}$$

$$\Theta_m = \frac{1.74 \times 10^{-5} \pi N_{Ga}}{(\text{Re}_v \text{Re}_l)^{1/2}} \quad \text{si} \quad \frac{\text{Re}_v^{0.4} \text{Re}_l^{0.5}}{N_{Ga}} > 6.4 \times 10^{-5}$$

$$N_{Ga} = \text{Número de Galileo} = \frac{D^3 g \rho_L (\rho_L - \rho_v)}{\mu_L^2}$$

3. Flujo anular.

Akers, Deans y Crosser.

$$\frac{hD}{k} = 0.0265 \text{Pr}_L \text{Re} \quad \text{para} \quad \text{Re} > 5 \times 10^4$$

$$\frac{hD}{k} = 5.03 \text{Pr}_L \text{Re} \quad \text{para} \quad \text{Re} < 5 \times 10^4$$

$$\text{Re} = \frac{G_e D}{\mu_L}$$

$$G_e = G_L + G_v \left[\frac{\rho_L}{\rho_v} \right]^{1/2}$$

A lo largo de este capítulo se mencionarán las características más notables de los métodos de diseño propuestos para cada caso de la condensación, y para comparar su precisión se desarrollarán usando datos de aparatos reales como punto de referencia. Si no se trata de un método de diseño sino de una correlación para calcular o corregir al coeficiente de condensación, se usará el método de cálculo ordinario que se describe más adelante. Por último, en caso de haber más operaciones además de la condensación, como sobrecalentamiento o subenfriamiento, se calcularán separadamente las áreas respectivas, usando el método de Bell para evaluar al coeficiente de película del fluido de la coraza.

1.) Método de cálculo ordinario.

- a. Datos de condiciones de operación necesarios: gastos, temperaturas de entrada y de salida, propiedades físicas de los fluidos, presión de operación, caída de presión permisible y factores de ensuciamiento permisibles.
- b. Cálculo de la carga térmica Q , por balance de calor.
- c. Cálculo de la diferencia de temperatura verdadera o balanceada ΔT .
- d. A partir del tipo de fluidos que intervienen y mediante datos de la literatura, suponer un coeficiente global de transferencia de calor, U_d^* .
- e. Cálculo del área supuesta inicial, A^* :

$$A^* = \frac{Q}{U_d^* \Delta T}$$

- f. Selección de las dimensiones de la tubería:

L_t = Longitud del tubo.

do, d_i = Diámetros externo e interno del tubo.

P_t = Espaciado entre los tubos.

C' = Claro entre los tubos.

a' = Area del tubo/longitud de tubo.

a_f = Area de flujo por tubo.

Arreglo de los tubos.

g. Cálculo del número aproximado de tubos, N_t^* :

$$N_t^* = \frac{A^*}{a' L_t}$$

h. Selección de: diámetro interno de la coraza (D_{is}), número real de tubos (N_t), número de pasos de tubos (N_p), espaciado (B)-y corte (l_c/D_{is}) de los deflectores.

i. Cálculo del área de transferencia real, A.

$$A = N_t L_t a'$$

j. Cálculo del coeficiente global de transferencia térmica real

$$U_d = \frac{Q}{A \Delta T}$$

k. Cálculo de los coeficientes térmicos de película de ambos - fluidos (h_o, h_{io}), usando las correlaciones adecuadas.

l. Cálculo del coeficiente global limpio de transferencia térmica, U_c :

$$U_c = \frac{(h_o)(h_{io})}{h_o + h_{io}}$$

m. Cálculo del factor de obstrucción o ensuciamiento, R_d :

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{(U_c)(U_d)}$$

n. Si el factor R_d calculado es mayor o igual que el permisible,

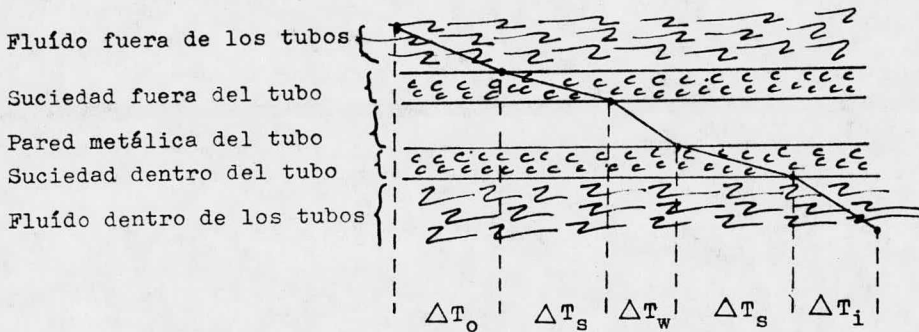
significa que el cambiador de calor es térmicamente aceptable en su funcionamiento. En caso contrario, se debe aumentar el área o la turbulencia de los fluidos.

2.) Método de diseño de Gilmour (8).

Establece que el calor que se intercambia durante la operación debe transmitirse a través de diversas resistencias que son representadas por las siguientes zonas o capas: la película del fluido de la coraza, las capas de suciedad que existen dentro y fuera de la pared del tubo, la pared metálica del tubo, y la película del fluido dentro de los tubos. Cada una de estas resistencias térmicas puede ser evaluada en forma de recíproco del coeficiente de película de cada capa, o también como fracción de la diferencia media de temperatura entre los dos fluidos. Si la suma de las resistencias es mayor que la diferencia media de temperatura, es indicio de que el cambiador de calor tiene una área demasiado pequeña para transferir la carga térmica. En cambio, si la suma de las resistencias fuese menor que la diferencia verdadera de temperatura, significaría que el cambiador de calor tiene área de sobra para efectuar la operación. De lo anterior se induce que el diseño óptimo debe pugnar por obtener una suma de resistencias igual o muy ligeramente menor que la diferencia media de temperatura.

Sobre esta base, Gilmour ideó un método en el cual evalúa separadamente la resistencia de cada película o capa antes mencionadas. El cálculo de cada resistencia se hace con el producto de los siguientes factores: F_p (factor de propiedades físicas correspondientes a cada capa), F_w (factor de trabajo, en función de las condiciones de operación a la entrada y a la salida: gastos, tempera-

Base del razonamiento del método de Gilmour.



La carga térmica:

$$Q = U_d A \Delta T$$

se transmite a través de:

$$Q = h_o A \Delta T_o = h_s A \Delta T_s = h_w A \Delta T_w = h_i A \Delta T_i$$

Película de fluido fuera de los tubos.	Capa de suciedad dentro y fuera de los tubos.	Pared metálica del tubo.	Película del fluido dentro de los tubos.
----------------------------------------	-----------------------------------------------	--------------------------	------------------------------------------

$$\Delta T = \frac{1}{U_d} \frac{Q}{A} = \frac{Q}{A} \left[\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_s} \right]$$

$$\Delta T = \Delta T_o + \Delta T_i + \Delta T_w + \Delta T_s$$

por lo tanto, las resistencias (recíprocos de los coeficientes de película) son proporcionales o equivalentes a las caídas de temperatura. Se pueden estimar en forma fraccionada:

$$1 = (\Delta T_o / \Delta T) + (\Delta T_i / \Delta T) + (\Delta T_w / \Delta T) + (\Delta T_s / \Delta T)$$

turas y calor latente, si hay cambio de fase), F_m (factor mecánico que depende de variables y dimensiones del cambiador de calor) y F_n , el factor numérico, que es una constante convencional según se trate de fluidos líquidos o gaseosos, o según el arreglo de los tubos.

Los productos de estos factores equivalen, en forma fraccionaria, a la magnitud de la resistencia de cada región o capa. Al estar representadas como fracciones, se infiere que la suma de los cuatro productos (P.F.) resultantes debe ser igual o ligeramente menor que 1.0 para que un cambiador de calor se considere bien diseñado.

Para utilizar este método se suele comenzar suponiendo a un cambiador de calor con sus dimensiones y características ya determinadas y, a partir de ellas, aplicando la metodología de cálculo mencionada antes, verificar si es adecuado para la operación o si debe ser modificado en algunas de sus variables. En caso de que el cambiador sea aceptable, se puede calcular el coeficiente global de transferencia térmica U_d , y también es posible evaluar a los coeficientes de película, dividiendo al coeficiente global U_d entre la fracción (P.F.) de la resistencia del fluido respectivo.

El cómputo correspondiente al fluido condensante se funda en las ecuaciones de Nusselt, calculando las cargas de condensado como sugiere Kern, excepto en el caso de los condensadores horizontales con el vapor en la coraza, para el cual se usa la siguiente carga de condensado:

$$G_o = \frac{W}{2 (N_c)(L_t)}$$

N_c = Número de tubos en la hilera central vertical del banco de tubos.

Arreglo de los tubos:

Cuadrado $N_c = N_{to}$

Triangular $N_c = (N_{to}) / (0.75)^{1/2}$

Cuadrado rotado $N_c = (2)^{1/2} (N_{to})$

N_{to} = Número de tubos en la hilera central horizontal.

$$N_{to} = \frac{(D_{otl}) - 2(P_t - d_o)}{P_t} - 1$$

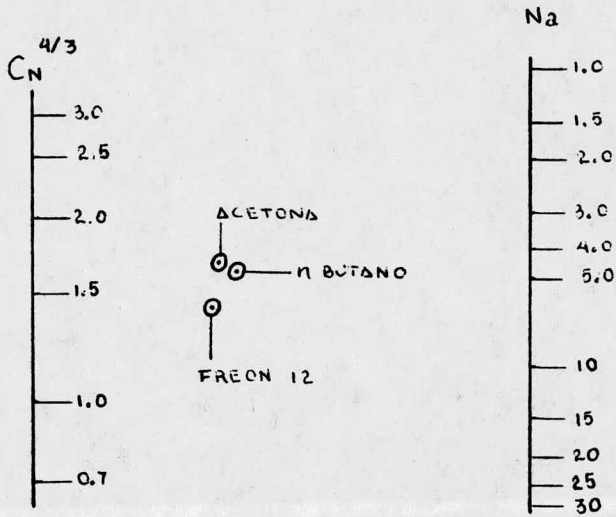
D_{otl} = Diámetro del perímetro límite externo del banco de tubos.

3.) Método de diseño de Lord, Minton y Sleusser (13).

Basado en el mismo principio que el método de Gilmour, tiene algunas diferencias en los factores numéricos y en las unidades de la temperatura (exclusivamente centígrados). Por lo demás, el desarrollo de los cálculos en este método es el mismo que propone Gilmour.

4.) Método de diseño de Abe Devore (7).

Introduce el concepto de 'número de corrientes de condensado' (n_s) que se calcula en función del número y arreglo de los tubos. Este número de corrientes de condensado es utilizado para evaluar la carga de condensado en lugar del número de tubos. También presenta, para banco de tubos horizontal, a un factor de corrección por turbulencia para el coeficiente de condensación, al que computa con las ecuaciones de Nusselt. El factor de corrección se calcula a partir del número de corrientes de condensado, el número de tubos y el tipo de sustancia que se condensa. Incluye algunas gráficas y nomogramas que facilitan los cálculos.



Nomograma para evaluar el factor de corrección por turbulencia en condensación horizontal fuera de un banco de tubos. (Método de Abe Devore).

Cálculo de un condensador de un vapor simple.

En este caso se requiere calcular el área de un condensador para un vapor sobrecalentado de propileno, el cual sale del aparato como líquido saturado.

Condiciones de operación:

Coraza: Propileno	Tubos: Agua.
Entrada	Entrada
Vapor: 813200 lb/h	Líquido: 9183333 lb/h
Temperatura: 189 °F	Temperatura: 90 °F
Presión : 274.7 psia.	
Salida	Salida
Líquido: 813200 lb/h	Líquido: 9183333 lb/h
Temperatura: 110 °F	Temperatura: 105 °F
Presión: 265.7 psia.	
Resistencia de ensuciamiento: 0.001	0.003

Propiedades físicas del propileno (P.M.=42.07)

Vapor a 150 °F.

Viscosidad: $\mu_v = 0.0279$ lb/(h)(pie)
 Calor esp.: $C_{p_v} = 0.566$ BTU/(lb)(°F)
 Cond.térm.: $k_v = 0.0161$ BTU/(pie)(h)(°F)

Líquido a 105 °F

Viscosidad: $\mu_L = 0.2275$ lb/(h)(pie)
 Cond.térm.: $k_L = 0.057$ BTU/(pie)(h)(°F)
 Densidad : $\rho_L = 32.2$ lb/(pie)³
 Calor específico : C_{p_L}
 Tensión superf.: $\sigma = 4.748 \times 10^{-4}$ lbf/pie

Líquido a 110 °F

0.2303
 0.0563
 32.15
 0.6959 BTU/lb °F

Características del condensador.

Posición: Horizontal

Número de corazas: 6

Arreglo de las corazas: 2 serie - 3 paralelo.

Flujo en la coraza: Dividido y de lado a lado.

Diám. interno de la coraza; $D_{is} = 57$ plg.

Diám. del perímetro límite ext. del banco de tubos, $D_{otl} = 56$ plg.

Espaciado entre mamparas, $B = 25$ plg.

Corte de la ventana de la mampara, $l_c/D_{is} = 0.25$

Altura de la ventana de la mampara, $l_c = 14.25$ plg.

Tolerancia entre la mampara y la coraza, $\delta_{sb} = 0.3$ plg.

Número de tubos, $N_t = 1495$

Longitud de tubos, $L_t = 40$ pies.

Diám. ext. del tubo, $d_o = 1$ plg., 14 BWG

Diám. int. del tubo, $d_i = 0.834$ plg.

Area de flujo por tubo, $a_t = 0.546$ plg.²

Area de transf. por pie lineal de tubo, $a' = 0.2618(\text{pie})^2/\text{pie}$

Espaciado entre tubos, $P_t = 1.25$ plg, ▷

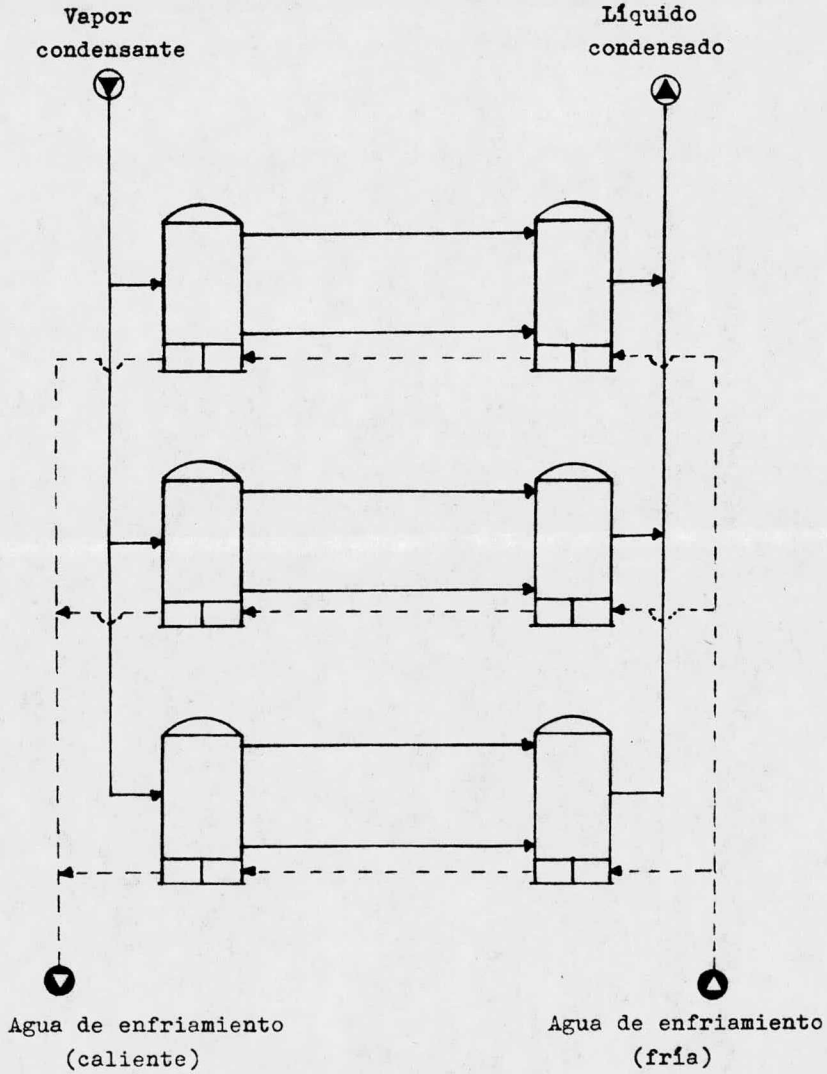
Espaciado entre tubos, paralelo al flujo, $P_p = 1.082$ plg.

Número de pasos en los tubos, $N_p = 2$

Area por coraza: $A' = L_t N_t a' = 15655.6$ pies²

Area real total, $A = 6 A' = 93933.84$ pies²

Diagrama de una unidad de condensadores con arreglo
2 serie - 3 paralelo y con flujo dividido en la coraza.



Cálculo de la carga térmica, Q :

desobrecalentamiento

$$q_d = W C_p \Delta T_v = (813200)(0.566)(189 - 110) = 36368360 \text{ BTU/h}$$

condensación

$$q_c = W \lambda_{\text{vap}} = (813200)(124.67) = 101381640 \text{ BTU/h}$$

$$Q = q_d + q_c = 137750000 \text{ BTU/h}$$

Cálculo de la diferencia balanceada de temperatura, ΔT .

Temperatura del agua de enfriamiento después del desobrecalentamiento, t_2' :

$$t_2' = t_1 + \frac{q_c}{M C_p'} = 90 + \frac{101381640}{(9183333)(1.0)} = 101 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Desobrecalentamiento

$$189 \text{ } ^\circ\text{F} - 105 \text{ } ^\circ\text{F} = 84 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$110 \text{ } ^\circ\text{F} - 101 \text{ } ^\circ\text{F} = 9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Condensación

$$110 \text{ } ^\circ\text{F} - 101 \text{ } ^\circ\text{F} = 9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$110 \text{ } ^\circ\text{F} - 90 \text{ } ^\circ\text{F} = 20 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_d = \frac{84 - 9}{\ln(84/9)} = 33.57 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_c = \frac{20 - 9}{\ln(20/9)} = 13.77 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\frac{q_d}{\Delta T_d} = \frac{36368360}{33.57} = 1083358.9$$

$$\frac{q_c}{\Delta T_c} = \frac{101381640}{13.77} = 7362501$$

$$\Delta T = \frac{Q}{(q_d/\Delta T_d) + (q_c/\Delta T_c)} = \frac{137750000}{1083358.9 + 7362501} = 16.3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Cálculo del coeficiente de película del agua dentro de los tubos, h_{i0} .

Area total de flujo dentro de los tubos, A_t :

$$A_t = \frac{N_t a_t}{144 N_p} = \frac{(1495)(0.546)}{144 (2)} = 2.83 \text{ pies}^2$$

Gasto de agua por coraza (3 corrientes paralelas)

$$M' = \frac{M}{3} = \frac{9183333}{3} = 3061111.0 \text{ lb/h}$$

Masa velocidad del agua dentro de los tubos, G_t :

$$G_t = \frac{M'}{A_t} = \frac{3061111}{2.83} = 1081644.6 \text{ lb/(h)(pie)}^2$$

Velocidad del agua dentro de los tubos, V_t :

$$V_t = \frac{G_t}{3600 \rho_{h_0}} = \frac{1081644.6}{3600 (62.3)} = 4.8 \text{ pie/seg}$$

Temperatura promedio del agua, \bar{t} :

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{90 + 105}{2} = 97.5 \text{ }^\circ\text{F}$$

Coefficiente de película, h_i (Kern, fig. 25):

$$h_i = 1180 (0.94) = 1109.2$$

$$h_{i0} = 1109.2 (d_i/d_o) = 1109.2 (0.834) = 925.0 \text{ BTU/h(}^\circ\text{F)pie}^2$$

Cálculo del coeficiente de película del vapor en la coraza durante el desobrecalentamiento. (Método Bell).

$$N_c = \frac{D_{is} \left[1 - 2(l_c/D_{is}) \right]}{P_p} = \frac{57(1 - 2(0.25))}{1.082} = 26.34$$

$$X = \frac{D_{is} - 2(l_c)}{D_{ot1}} = \frac{57 - 2(14.25)}{56} = 0.5089$$

En radianes

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left[\pi + 2(X) \text{sen}(\cos^{-1} X) - 2 \cos^{-1} X \right] =$$

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left[\pi + 2(0.5089) \text{sen}(\cos^{-1} 0.5089) - 2 \cos^{-1} 0.5089 \right] = 0.618$$

$$N_{cw} = 0.8 (l_c/p_p) = 0.8 (14.25/1.082) = 10.53$$

$$S_m = B \left[D_{is} - D_{otl} + \frac{D_{otl} - d_o}{P_t} (P_t - d_o) \right] =$$

$$S_m = 25 \left[57 - 56 + \frac{56 - 1}{1.25} (1.25 - 1) \right] = 300 \text{ plg.}^2$$

$$F_{bp} = \frac{(D_{is} - D_{otl}) B}{S_m} = \frac{(57 - 56) 25}{300} = 0.0833$$

$$S_{tb} = 0.0245 d_o N_t (1 + F_c) = 0.0245(1.0)(1495)(1 + 0.618) = 59.29 \text{ plg.}^2$$

$$S_{sb} = \frac{D_{is} \delta_{sb}}{2} \left[\pi - \cos^{-1}(1 - 2(l_c/D_{is})) \right] =$$

$$S_{sb} = \frac{57(0.3)}{2} \left[\pi - \cos^{-1}(1 - 2(0.25)) \right] = 17.9 \text{ plg.}^2$$

$$S_{wg} = \frac{D_{is}^2}{4} \left[\cos^{-1}(1 - 2(l_c/D_{is})) - (1 - 2(l_c/D_{is})) \sqrt{1 - (1 - 2(l_c/D_{is}))^2} \right] =$$

$$S_{wg} = \frac{(57)^2}{4} \left[\cos^{-1}(1 - 2(0.25)) - (1 - 2(0.25)) \sqrt{1 - (1 - 2(0.25))^2} \right] = 498.8 \text{ plg.}^2$$

$$S_{wt} = \frac{N_t}{8} (1 - F_c) \pi d_o = \frac{1495}{8} (1 - 0.618) \pi (1.0) = 223.8 \text{ plg.}^2$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} = 498.8 - 223.8 = 275.0 \text{ plg.}^2$$

Gasto de vapor en cada coraza (Arreglo 2 serie- 3 paralelo, flujo dividido)

$$W' = \frac{W}{6} = \frac{813200}{6} = 135533.33 \text{ lb/h}$$

$$Re = \frac{12 W' d_o}{\mu_v S_m} = \frac{12(135533.33)(1.0)}{(0.0279)(300)} = 194313$$

$$J_H = 0.003$$

Fig. 10.19 Perry.

$$h' = \frac{144 J_H C_{p_v} W'}{S_m} \left[\frac{k_v}{C_{p_v} \mu_v} \right]^{2/3} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

$$h' = \frac{144(0.003)(0.566)(135533.3)}{300} \left[\frac{0.016}{(0.566)(0.0279)} \right]^{2/3} (1.0) = 111.4$$

Factores de corrección:

$$J_c = 1.0 \quad \text{Fig. 10.20 Perry}$$

$$J_1 = 0.75 \quad \text{Fig. 10.21 "}$$

$$J_b = 0.96 \quad \text{Fig. 10.22 "}$$

Coefficiente de película corregido para el vapor:

$$h_o = h' J_c J_1 J_b = (111.4)(1.0)(0.75)(0.96) = 80.24 \text{ BTU/h}(\text{°F})\text{pie}^2$$

Area limpia de sobrecalentamiento, A_{des} :

$$U_{c_{des}} = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{925} + \frac{1}{80.24} \right]^{-1} = 73.8$$

$$A_{des} = \frac{q_d}{U_{c_{des}} \Delta T_d} = \frac{36368360}{(73.8)(33.57)} = 14672 \text{ pies}^2$$

Cálculo del coeficiente y el área de condensación.

a.) Nusselt.

$$G_o = \frac{W'}{L_t N_t} = \frac{135533.3}{(40/2) (1495)^{2/3}} = 51.83 \text{ lb/h(pie)}$$

$$\text{Suponer: } h_c = 175$$

Temperatura de la pared, t_w :

$$t_w = t + \frac{h_c}{h_c + h_{io}} (T_v - t) = 98 + \frac{175}{175 + 925} (110 - 98) = 100 \text{ °F}$$

Temperatura de la película de condensado:

$$T_f = \frac{T_v + t_w}{2} = \frac{110 + 100}{2} = 105 \text{ °F}$$

Propiedades físicas del condensado a 105 °F:

$$\mu = 0.2275 \text{ lb/h(pie)}$$

$$k = 0.057 \text{ BTU/pie(h) °F}$$

$$\rho = 32.2 \text{ lb/pie}^3$$

$$g = 4.18 \times 10^8 \text{ pie/(h)}^2$$

$$h_c = 0.945 \left[\frac{k^3 \rho^2 g}{\mu G_o} \right]^{1/5} = 0.945 \left[\frac{(0.057)^3 (32.2)^2 (4.18 \times 10^8)}{(0.2275)(51.83)} \right]^{1/5} = 179.2$$

Area limpia de condensación, A_{cond} :

$$U_{\text{c cond}} = \left[\frac{1}{h_{\text{io}}} + \frac{1}{h_c} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{925} + \frac{1}{179.2} \right]^{-1} = 150.1$$

$$A_{\text{cond}} = \frac{q_c}{U_{\text{c cond}} \Delta T_c} = \frac{101381640}{(150.1)(13.77)} = 49050.6 \text{ pies}^2$$

b.) Nusselt corregido por el número de Ohnesorge (Henderson).

$$N_{\text{Oh}} = \frac{\mu}{(\rho D_o g \sigma)^{1/2}} = \frac{0.227}{[(32.2)(0.083)(4.18 \times 10^8)(4.748 \times 10^{-4})]^{1/2}} =$$

$$N_{\text{Oh}} = 3.113 \times 10^{-4}$$

$$h_{\text{c corr}} = h_{\text{Nuss}} (0.057) N_{\text{Oh}}^{-0.373} = (179.2)(0.057)(3.113 \times 10^{-4})^{-0.373} =$$

$$h_{\text{c corr}} = 207.6$$

Area limpia de condensación, A_{cond} :

$$U_{\text{c cond}} = \left[\frac{1}{925} + \frac{1}{207.6} \right]^{-1} = 169.5$$

$$A_{\text{cond}} = \frac{101381640}{(169.5)(13.77)} = 43424.3 \text{ pies}^2$$

c.) Nusselt corregido por Peck y Reddie.

$$h_c = h_{\text{Nuss}} \left[0.0206 \left(\frac{\lambda \mu}{k \Delta T_f} \right)^{1/2} + 0.79 \right]$$

$$\Delta T_f = T_f - t_w = 105 - 100 = 5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_c = 179.2 \left[0.0206 \left(\frac{(124.67)(0.227)}{(0.057)(5)} \right)^{1/2} + 0.79 \right] = 178.3$$

$$U_{\text{c cond}} = \left[\frac{1}{925} + \frac{1}{178.3} \right]^{-1} = 149.48$$

$$A_{\text{cond}} = \frac{101381640}{(149.48)(13.77)} = 49251.3 \text{ pies}^2$$

d.) Método de Gilmour.

d.1) Ecuaciones para el agua dentro de los tubos:

$$F_n = 2.62$$

$$F_p = \frac{z_i^{0.467} (P.M.)_i^{2/4}}{(SG_o)_i^{3/4}}$$

$$F_w = \frac{W_i^{0.2} \Delta t}{\Delta T}$$

$$F_m = \frac{d_i^{0.8}}{n^{0.2} L}$$

$$z_i = \text{cps.}$$

$$W_i = \frac{M'}{1000} = \frac{\text{miles de lb}}{h}$$

$$\Delta t = t_2' - t_1 = {}^\circ F$$

$$\Delta T = \Delta T_c = {}^\circ F$$

$$L = L_t N_p = \text{pies}$$

$$n = N_t / N_p$$

d.2) Ecuaciones para el condensado en la coraza, posición horizontal.

$$F_n = 4.75$$

$$F_p = \frac{(P.M.)_o^{1/3} (z_o)^{1/3}}{SG_o^2 Cp_o}$$

$$F_w = \frac{W_o^{4/3} \lambda}{\Delta T}$$

$$F_m = \left[\frac{n^{1.156} L^{4/3} d_o}{N_p^{0.177}} \right]^{-1}$$

$$z_o = z_L = \text{cps.}$$

$$Cp_o = Cp_L = \text{BTU/lb} \cdot {}^\circ F$$

$$W_o = \frac{W'}{1000} = \frac{\text{miles de lb}}{h}$$

d.3) Ecuaciones para la pared metálica.

$$F_n = 159$$

$$F_p = Cp_i / k_w$$

$$F_w = \frac{W_i \Delta t}{\Delta T}$$

$$F_m = \frac{d_o - d_i}{n d_o L}$$

$$Cp_i = Cp_{H_2O} = \text{BTU/lb} \cdot {}^\circ F$$

$k_w = \text{Cond. térmica de la pared metálica. (BTU/h} \cdot {}^\circ F \text{ pie)}$

d.4) Ecuaciones para la película de suciedad.

$$F_n = 3820$$

$$F_p = Cp_i (R_d)$$

$$F_w = \frac{W_i \Delta t}{\Delta T}$$

$$F_m = (n d_o L)^{-1}$$

Método de Gilmour (Vapor simple)

	Tubos	Coraza	Pared	Ensuciamiento
F_n	2.62	4.75	159	3820
z_i	0.70	z_o 0.094	k_w 63	R_d 0.004
PM_i	18.0	PM_o 42.07		
SG_i	0.994	SG_o 0.519		
Cp_i	1.00	Cp_o 0.696		
F_p	1.618	8.435	0.0158	0.004
W_i	3061.1	W_o 271.06		
Δt	11	λ 124.67		
ΔT	13.77			
F_w	3.977	15882.3	2445.3	2445.3
d_i	0.834	d_o 1.0		
n	747.5	N_p 2		
L	80			
F_m	2.878×10^{-3}	1.563×10^{-6}	2.776×10^{-6}	1.672×10^{-5}

$$\text{Productos de los factores} = F_n \times F_p \times F_w \times F_m = P.F.$$

$$P.F. \frac{0.0485}{0.994} \frac{0.0170}{0.624}$$

$$\text{Suma de los productos} = 1.683$$

Según las bases de este método, una suma de productos mayor que 1.0 indica que el cambiador de calor propuesto no tiene el área suficiente para efectuar la operación. Con el propósito de evaluar el área mínima que se puede obtener con este método se disminuirá el factor mecánico (F_m), que es el único que varía con el cambio de dimensiones del aparato, aumentando el número de tubos (n), hasta que la suma de los productos sea igual o ligeramente menor que 1.0.

Suponer: $N_t = 2450$

$$n = \frac{2450}{2} = 1225$$

Cálculo del factor mecánico:

	Tubos	Coraza	Pared	Ensuciamiento
d_i	0.834	d_o 1.0		
n	1225	N_p 2		
L	80			
F_m	0.0026	8.829×10^{-7}	1.69×10^{-6}	1.02×10^{-5}
P.F.	$\frac{0.0438}{0.0438}$	$\frac{0.5618}{0.5618}$	$\frac{0.0104}{0.0104}$	$\frac{0.3811}{0.3811}$

Suma de los productos = 0.997

$$\begin{aligned} \text{Area calculada} &= A_{\text{calc}} = 3 N_t L_t a' = 3(2450)(40)(0.2618) = \\ &A_{\text{calc}} = 76969.2 \text{ pies}^2 \end{aligned}$$

Coefficiente global de diseño, U_d :

$$U_d = \frac{q_c}{A_{\text{calc}} \Delta T_c} = \frac{101381640}{(76969.2)(13.77)} = 95.65$$

Coefficientes de película:

$$h_{io} = \frac{U_d d_i}{(\text{P.F.})_{\text{tubos}} d_o} = \frac{(95.65)(0.834)}{(0.0438)(1.0)} = 1821.3 \quad \checkmark$$

$$h_c = \frac{U_d}{(\text{P.F.})_{\text{coraza}}} = \frac{95.65}{0.5618} = 170.25$$

Area limpia de condensación, A_{cond} : ✓

$$U_c = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_c} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{1821.3} + \frac{1}{170.25} \right]^{-1} = 155.7$$

$$A_{\text{cond}} = \frac{101381640}{(155.7)(13.77)} = 47286.45 \text{ pies}^2$$

e.) Método de Lord, Minton y Sleusser.

Se usan las mismas correlaciones que en el método de Gilmour para calcular los factores, con las siguientes variaciones:

Para el lado de los tubos:

$$F_n = 10.43$$

$$[\Delta t] = [^{\circ}\text{C}]$$

$$[\Delta T] = [^{\circ}\text{C}]$$

Para el lado de la coraza:

$$F_n = 2.64$$

$$[\Delta T] = [^{\circ}\text{C}]$$

Para la pared metálica:

$$F_n = 88$$

Para el ensuciamiento:

$$F_n = 2120$$

$$F_w = \frac{W_o \lambda}{\Delta T}$$

$$F_w = \frac{W_o \lambda}{\Delta T}$$

Cálculos:

	Tubos	Coraza	Pared	Ensuciamiento
F_n	10.43	2.64	88	2120
F_p	1.618	8.435	0.0158	0.004
W_i	3061.1	W_o 271.06		
Δt	6.1	λ 124.67		
ΔT	7.65			
F_w	3.977	28588.2	4417.4	4417.4
F_m	2.878×10^{-3}	1.563×10^{-6}	2.776×10^{-6}	1.672×10^{-5}
P.F.	<u>0.1876</u>	<u>0.9950</u>	<u>0.0170</u>	<u>0.626</u>

Suma de los productos = 1.825

Se procede a aumentar el área de transferencia en la misma forma que en el método de Gilmour y por las mismas razones.

Suponer: $N_t = 2750$

$$n = N_t / N_p = (2750) / 2 = 1375$$

Cálculo del factor mecánico:

	Tubos	Coraza	Pared	Ensuciamiento
n	1375	d_o	1.0	
d_i	0.834	N_p	2	
L	80			
F_m	0.0025	7.729×10^{-7}	1.509×10^{-6}	9.09×10^{-6}
P.F.	<u>0.1677</u>	<u>0.4920</u>	<u>0.0092</u>	<u>0.3405</u>

Suma de los productos = 1.00

$$\text{Area calculada} = A_{\text{calc}} = 3 N_t L_t a' = 3(2750)(40)(0.2618) =$$

$$A_{\text{calc}} = 86394.0 \text{ pies}^2$$

Coeficiente global de diseño, U_d :

$$U_d = \frac{q_c}{A_{\text{calc}} \Delta T_c} = \frac{101381640}{(86394.0)(13.77)} = 85.22$$

Coeficientes de película:

$$h_{io} = \frac{U_d d_i}{(P.F.)_{\text{tubos}} d_o} = \frac{(85.22)(0.834)}{(0.1677)(1.0)} = 423.8$$

$$h_c = \frac{U_d}{(P.F.)_{\text{coraza}}} = \frac{85.22}{0.4920} = 173.2$$

Area limpia de condensación, A_{cond} :

$$U_c = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_c} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{423.8} + \frac{1}{173.2} \right]^{-1} = 122.9$$

$$A_{\text{cond}} = \frac{101381640}{(122.9)(13.77)} = 59906.4 \text{ pies}^2$$

f.) Método de Abe Devore.

Número de corrientes de condensado, n_s :

(Arreglo triangular rotado)

$$n_s = 1.022 N_t^{0.519} = 1.022 (1495)^{0.519} = 45.4$$

Carga del condensado:

$$G_o = \frac{W'}{L_t n_s} = \frac{(813200/3)}{(40)(45.4)} = 149.26$$

Coefficiente de condensación (Nusselt):

$$h_c = 0.945 \left[\frac{k^3 \rho^2 g}{\mu G_o} \right]^{1/3} = 0.945 \left[\frac{(0.057)^3 (32.2)^2 (4.18 \times 10^8)}{(0.227)(149.26)} \right]^{1/3} = 125.9$$

Número promedio de tubos, N_a :

$$N_a = \frac{N_t}{n_s} = \frac{1495}{45.4} = 32.9$$

Factor de corrección por turbulencia, C_n :

$$C_n^{4/3} = 3.0 \quad \text{Fig. 6 Artículo de Abe Devore.}$$

$$C_n = 2.279$$

Coefficiente de condensación corregido: ✓

$$h_c' = C_n h_c = (2.279)(125.9) = 287.0$$

Area limpia de condensación, A_{cond} :

$$U_c = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_c'} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{925} + \frac{1}{287} \right]^{-1} = 219.03$$

$$A_{cond} = \frac{101381640}{(219.03)(13.77)} = 33612.7 \text{ pies}^2$$

Para calcular el área total del condensador, integrando las áreas de sobrecalentamiento y de condensación, se usarán las siguientes ecuaciones:

Coefficiente limpio global balanceado, U_c :

$$U_c = \frac{U_{desob} A_{desob} + U_{cond} A_{cond}}{A_{desob} + A_{cond}}$$

Coefficiente global de diseño, U_d :

$$U_d = \left[\frac{1}{U_c} + R_d \text{ (permisible)} \right]^{-1}$$

Area total de transferencia calculada, A :

$$A = \frac{Q}{U_d \Delta T}$$

La precisión de cada método de cálculo se estimará como sigue:

$$\% \text{ precis.} = \frac{(\text{Area calculada}) \times 100.}{\text{Area real}}$$

$$U_{\text{desob}} = 73.8$$

$$\text{Area real total} = 93933.8 \text{ pies}^2$$

$$A_{\text{desob}} = 14672 \text{ pies}^2$$

$$R_d \text{ (permissible)} = 0.004$$

$$Q = 1.3775 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

$$\Delta T = 16.3 \text{ F}$$

Método:	Nusselt	Nusselt corr. Ohnesorge	Nuss. corr. Peck-Reddie	Gilmour	Devore	Lord, Minton Sleusser.
U_{cond}	150.1	169.5	149.5	155.7	219.0	122.9
A_{cond}	49050.6	43424.3	49251.3	47286.4	33612.7	59906.4
U_c	132.5	145.3	132.1	136.3	174.9	113.2
U_d	86.6	91.9	86.4	88.2	102.9	77.9
A_{calc}	97568.7	91953.0	97772.7	95803.4	82122.3	108431.8
%precis.	103.8	97.9	104.0	101.9	87.4	115.4

III.2) CONDENSACION DE UNA MEZCLA DE VAPORES CUYO CONDENSADO ES MISCIBLE (MULTICOMPONENTES).

Se han señalado ya las características que distinguen a este caso de la condensación del tipo de condensación de un vapor simple. En los métodos de cálculo de esta clase de condensadores --- existe la tendencia a simplificar el análisis de la operación, -- tratándola solamente desde el punto de vista térmico, para lo cual se suele sobrevalorar la magnitud de las resistencias térmicas correspondientes al líquido formado y al vapor remanente.

Los métodos que se probarán en el ejemplo numérico de esta - sección son los siguientes:

Kern .- Propone una secuencia de cálculos para construir la curva de condensación (carga térmica vs. temperatura) que sirve para obtener la diferencia de temperatura balanceada. Para compensar a las diversas resistencias que aparecen en este tipo de condensación, calcula una área adicional en función del calor sensible de el líquido condensado. También usa a este calor sensible relacionándolo con la carga térmica total en forma de porcentaje, el --- cual recibe el nombre de 'sumergencia', para conocer al número de tubos sumergidos en el condensado, los que no deben considerarse para calcular la carga de condensado.

El coeficiente de condensación se evalúa con la ecuación de Nusselt, usando las propiedades físicas del componente puro cuyo peso molecular sea el más cercano al peso molecular promedio de - la mezcla.

Gilmour .- Recomienda para esta clase de condensadores el mismo método que utilizó para los condensadores de vapores simples. Su-

giere especialmente la selección del condensador vertical con el vapor dentro de los tubos por sus muchas ventajas de operación ya mencionadas. También basa los cálculos en las propiedades físicas promedio de la mezcla.

Lord, Minton y Sleusser .- Aunque no proponen un procedimiento es pecífico para la condensación de vapores multicomponentes, se pue de probar este método por su analogía con el de Gilmour.

Gloyer .- Desarrolla un método de cálculo cuyo fundamento se asemeja parcialmente al de Gilmour. Es decir, calcula separadamen te un coeficiente efectivo de convección del vapor el cual, en -- forma de resistencia, sirve para corregir a la diferencia de temperatura. El coeficiente de condensación se obtiene gráficamente en función del número de Prandtl y el número de Reynolds del condensado. La construcción de esta gráfica está basada en el trabajo de Duckler que estudió principalmente los esfuerzos interfacia les en un flujo a dos fases en el que el líquido fluya en forma de película y el vapor tenga una velocidad mucho mayor. El cálculo de la carga de condensado está en función del número de tubos en la hilera central vertical.

Existen otros estudios que, aunque están relacionados con el tema, no ha sido posible probarlos con el ejemplo ilustrativo de este trabajo; sin embargo, el prestigio de sus autores en el área de transferencia de calor, hace indispensable mencionarlos; estos estudios son:

Ward .- Para diseño de condensadores parciales de vapores multi componentes. Basándose en los balances del calor que se transfie-

re en el proceso (latente, sensible, total), deriva una correlación para calcular a un coeficiente efectivo de convección del vapor, el cual representa una resistencia térmica adicional en el momento de evaluar al coeficiente global de transferencia de calor. Usa la secuencia de cómputo propuesta por Kern para construir la curva de condensación (en este caso: masa de vapor condensado vs. temperatura), de la cual se obtienen sus pendientes en varios puntos o temperaturas, para corregir al coeficiente de convección calculado ordinariamente. El coeficiente de condensación es evaluado con la ecuación de Nusselt.

Bell y Ghaly .- Se basan en los razonamientos de Ward para encontrar una ecuación de diseño que, aunque diferente a la que derivó Ward, cumple con el mismo propósito de menospreciar a las resistencias de tipo difusional compensándolas con una sobreestimación de las resistencias térmicas. Para lograr lo anterior, derivan una ecuación para integrar el área del condensador, en la que tiene injerencia el coeficiente de convección del vapor y la relación entre el calor sensible que es removido del vapor hacia el medio enfriante y la carga térmica total. Además, incluye variaciones a la ecuación de diseño para el caso en que el medio enfriante fluya en dos o más pasos.

Clement y Colver .- Observan el comportamiento en la condensación de mezclas de hidrocarburos ligeros en un condensador vertical.

Hacen pruebas con varias mezclas y con componentes puros, -- con distintas presiones y composiciones. Concluyen que la presión de operación no tiene un efecto determinante en el desarrollo de la condensación; también aseguran que las mezclas de hidrocarburos

ros tienden a condensarse como lo harían los componentes puros, - sin haber una influencia de la composición. Empíricamente, elaboran una correlación para calcular al coeficiente de condensación sobre tubos verticales, tanto para hidrocarburos ligeros puros, - como para mezclas de ellos. Esta correlación es la siguiente:

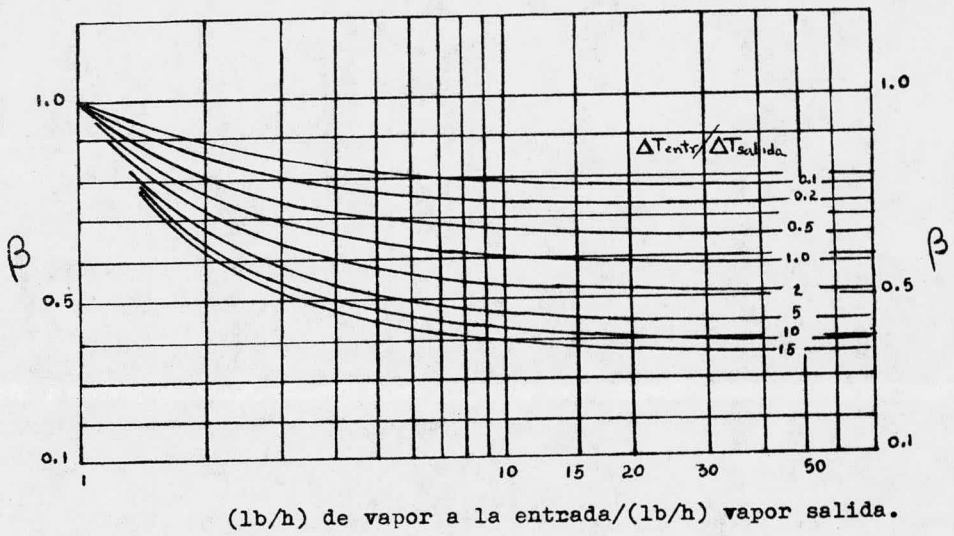
$$\frac{h x}{k} = 1.88 \times 10^{-8} \left[\frac{x g \rho \lambda}{\mu_k \Delta T} \right]^{0.75}$$

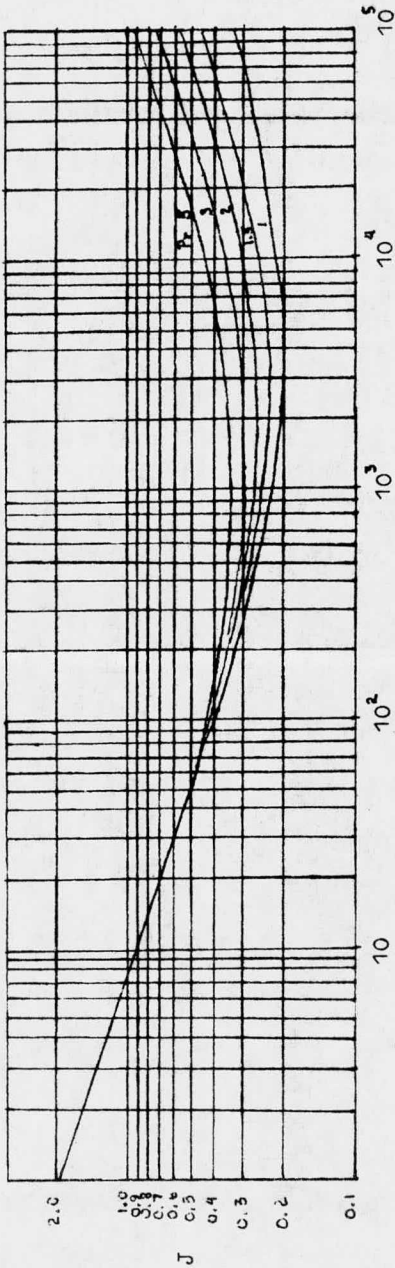
x = distancia vertical que cae la película de condensado.

$$\Delta T = T_{\text{burbuja}} - t_{\text{pared}}$$

Gráfica para localizar al factor β

(Método de Gloyer).





Gráfica para calcular al coeficiente de condensación en función de los números Re y Pr del condensado. (Método de Gloyer)

$$Re = 1.65 \frac{C}{z}$$

Cálculo del área de un condensador de una mezcla de vapores multicomponentes.

En el ejemplo ilustrativo de este caso se requiere condensar totalmente el vapor saturado de una gasolina, la cual debe salir del aparato en forma de líquido saturado.

Condiciones de operación.

Coraza : Gasolina	Tubos : Agua
Entrada	Entrada
Vapor: 1271228 lb/h	Líquido: 7773880 lb/h
Temperatura: 175 ° F	Temperatura: 90 ° F
Presión: 44.7 psia	
Salida	Salida
Líquido: 1271228 lb/h	Líquido: 7773880 lb/h
Temperatura: 148 ° F	Temperatura: 115 ° F
Presión: 37.7 psia	
Resistencia por ensuciamiento: 0.002	0.003

Propiedades físicas de la gasolina. (P.M.=75.12)

Vapor a 162 ° F

Viscosidad, $\mu_v = 0.0084$ cps. = 0.0203 lb/pie(h)
 Calor específico, $C_{p_v} = 0.4704$ BTU/(lb) ° F
 Conductividad térmica, $k_v = 0.0114$ BTU/(h)(pie) ° F

Líquido a 162 F

Viscosidad, $\mu_l = 0.1651$ cps. = 0.3995 lb/pie(h)
 Calor específico, $C_p = 0.6049$ BTU/(lb) ° F
 Conductividad térmica, $k_l = 0.0528$ BTU/(h)(pie) ° F
 Gravedad específica, $S_g = 0.581$
 Calor latente promedio de vaporización, $\lambda_v = 138.3$ BTU/lb

Características del condensador.

Posición: Horizontal.

Número de corazas: Ocho.

Arreglo de las corazas: 2 serie - 4 paralelo.

Flujo en la coraza: De lado a lado.

Diámetro interno de la coraza, $D_{is} = 46$ plg.

Diám. del perímetro límite ext. del banco de tubos, $D_{otl} = 43.75$ plg.

Espaciado entre mamparas, $B = 25$ plg.

Corte de la ventana de la mampara, $l_c/D_{is} = 0.30$

✓ Altura de la ventana de la mampara, $l_c = 13.8$ plg.

Número de tubos, $N_t = 1312$

Longitud de tubos, $L_t = 16$ pies.

Diám. ext. del tubo, $d_o = 0.75$ plg. , 16 BWG

Diám. int. del tubo, $d_i = 0.62$ plg.

Area de flujo por tubo, $a_t = 0.302$ plg.²

Area de transferencia/pie lineal de tubo, $a' = 0.1963(\text{pie})^2/\text{pie}$.

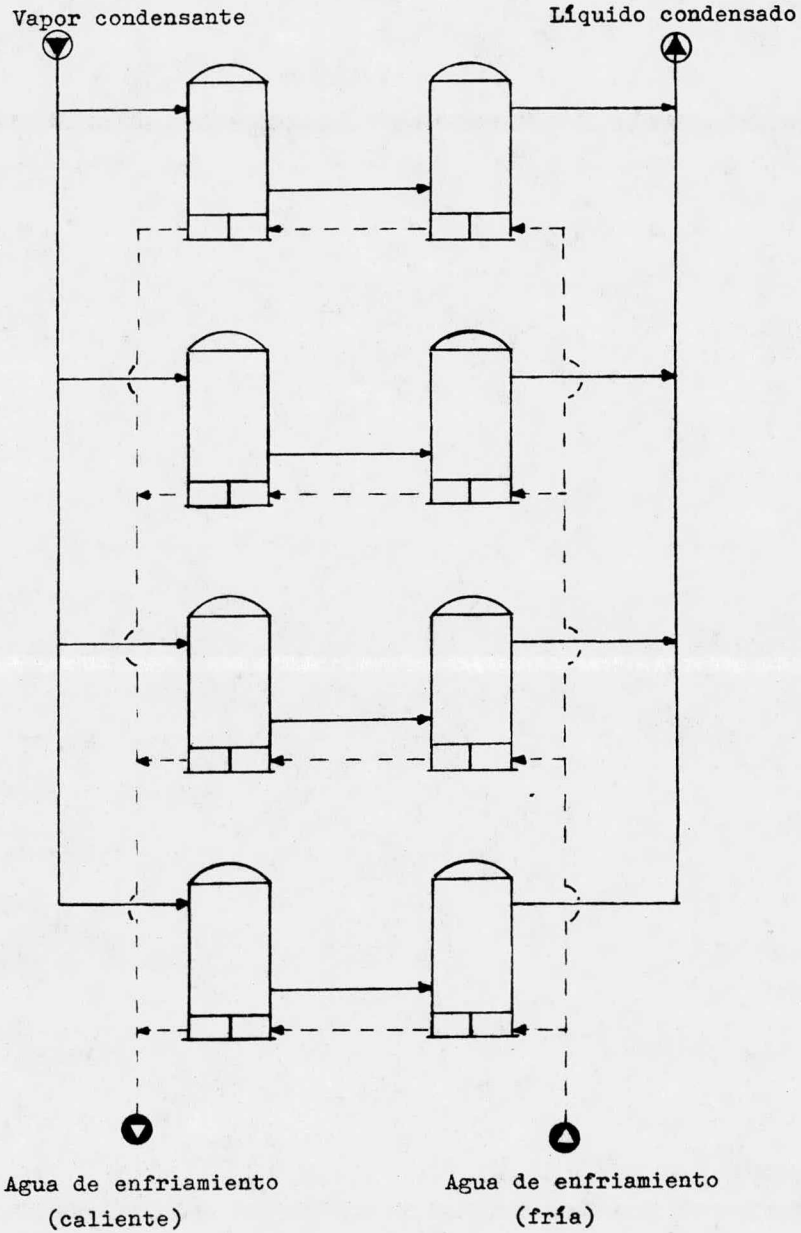
Espaciado entre tubos, $P_t = 1$ plg.

Número de pasos en los tubos, $N_p = 2$

Area por coraza, $A' = L_t N_t a' = 4120.73$ pies²

Area real total de la unidad, $A = 8 A' = 32965.8$ pies²

Diagrama de una unidad de condensadores con arreglo
2 serie - 4 paralelo.



Cálculo de la carga térmica total, Q :

Calor sensible del líquido, q_l :

$$q_l = 0.5 W C_{p_l} \Delta T_{liq}$$

$$q_l = 0.5 (1271228)(0.6049)(27) = 10381038 \text{ BTU/h}$$

Calor sensible del vapor, q_v :

$$q_v = 0.5 W C_{p_v} \Delta T_{vap}$$

$$q_v = 0.5 (1271228)(0.4704)(27) = 8072806.1 \text{ BTU/h}$$

Calor latente de condensación, q_c :

$$q_c = W \lambda$$

$$q_c = 1271228 (138.36) = 175893160 \text{ BTU/h}$$

$$Q = q_l + q_v + q_c = 194347000 \text{ BTU/h}$$

Cálculo del coeficiente de película del agua de enfriamiento dentro de los tubos, h_{i0} .

$$A_t = \frac{N_t a_t}{144 N_p} = \frac{(1312)(0.302)}{144(2)} = 1.375 \text{ pies}^2$$

$$G_t = \frac{M'}{A_t} = \frac{7773880}{1.375} = 1412633.7 \text{ lb/(h)(pie)}^2$$

$$v_t = \frac{G_t}{3600 \rho_{w0}} = \frac{1412633.7}{(3600)(62.3)} = 6.3 \text{ pie/seg}$$

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{90 + 115}{2} = 102.5 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_i = 1480$$

Fig. 25 Kern.

$$h_{i0} = h_i (d_i/d_o) = 1480 (0.62/0.75) = 1223.4 \text{ BTU/h(}^\circ\text{F) pie}^2$$

a.) Método de Kern.

Cálculo de la diferencia de temperatura.

Debido a la carencia de datos acerca de la gasolina, se supondrá que la curva de condensación es una línea recta. Este recurso

es recomendado por Gloyer para el caso de mezcla de hidrocarburos.

Gasolina	Agua
$T_1 = 175 \text{ } ^\circ\text{F}$	$t_1 = 90 \text{ } ^\circ\text{F}$
$T_2 = 148 \text{ } ^\circ\text{F}$	$t_2 = 115 \text{ } ^\circ\text{F}$

$$\text{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{60 - 58}{\ln (60/58)} = 59 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Sumergencia, Smg:

$$\text{Smg} = \frac{q_1}{Q} = \frac{10381038}{1.94347 \times 10^8} = 0.0534$$

Tubos sin sumergir, N_t' :

$$N_t' = N_t (1 - \text{Smg}) = 1312(1 - 0.0534) = 1241.9$$

Gasto de gasolina por coraza, W' :

(Arreglo 4 paralelo)

$$W' = \frac{W}{4} = \frac{1271228}{4} = 317807 \text{ lb/h}$$

Carga de condensado, G_o :

$$G_o = \frac{W'}{L_t (N_t')^{2/3}} = \frac{317807}{(16) (1242)^{2/3}} = 171.9$$

Coefficiente de condensación, h_c :

$$h_c = 0.945 \left[\frac{k_1^3 \rho_1^2 g}{\mu_1 G_o} \right]^{1/3} = 0.945 \left[\frac{(0.0528)^3 (35.55)^2 (4.18 \times 10^8)}{(0.3995)(171.9)} \right]^{1/3} = 98.5$$

Area limpia de condensación, A_{cond}' :

$$U_c = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_c} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{1123.4} + \frac{1}{98.5} \right]^{-1} = 91.16$$

$$A'_{\text{cond}} = \frac{Q}{U_c \Delta T} = \frac{194347000}{(98.5)(59)} = 36134.3 \text{ pies}^2$$

Area adicional por calor sensible del líquido, A'_s :

$$A'_s = A'_{\text{cond}} (\text{Smg}) = 36134.3 (0.0534) = 1929.5 \text{ pies}^2$$

Area limpia total, A' :

$$A' = A'_s + A'_{\text{cond}} = 36134.3 + 1929.5 = 38063.8 \text{ pies}^2$$

Coefficiente global limpio balanceado de transferencia de calor.

$$U_{c_{\text{bal}}} = \frac{Q}{A' \Delta T} = \frac{194347000}{(38063.8)(59)} = 86.5$$

Coefficiente global de diseño de transferencia de calor:

$$U_d = \left[\frac{1}{U_{c_{\text{bal}}}} + R_d \right]^{-1} = \left[\frac{1}{86.5} + 0.005 \right]^{-1} = 60.4$$

Area total calculada:

$$A_{\text{calc}} = \frac{Q}{U_d \Delta T} = \frac{194347000}{(60.4)(59)} = 54534 \text{ pies}^2$$

b.) Método de Gilmour.

Las ecuaciones y las dimensiones de las variables para el caso de condensación de mezcla de vapores cuyo condensado es homogéneo son exactamente iguales que en el caso de condensación de un vapor simple.

Método de Gilmour (Multicomponentes)

	Tubos	Coraza	Pared	Ensuciamiento
F_n	2.62	4.75	159	3820
z_i	0.362	z_o 0.1651	k_w 63	R_d 0.005
PM_i	18.0	PM_o 75.12		
SG_i	0.992	SG_o 0.581		
CP_i	1.0	C_{p_o} 0.6049		
F_p	1.191	11.336	0.0158	0.005
w_i	1943.47	w_o 317.8		
Δt	25	λ 138.36		
ΔT	59			
F_w	1.926	5083.65	823.5	823.5
d_i	0.62	d_o 0.75		
n	656	N_p 2		
L	64			
F_m	0.0029	3.263×10^{-6}	4.125×10^{-6}	3.175×10^{-5}
P.F.	0.0174	0.893	0.0085	0.499
Suma de los productos=	1.418		Area insuficiente	

Aumentar: $N_t = 1800$

$$n = N_t / N_p = (1800) / 2 = 900$$

Factor mecánico:

	Tubos	Coraza	Pared	Ensuciamiento
d_i	0.62	d_o 0.75		
n	900	N_p 2		
L	64			
F_m	0.0027	2.26×10^{-6}	3.0×10^{-6}	2.31×10^{-5}
P.F.	0.0162	0.618	0.006	0.363
Suma de los productos =	1.00			

Area calculada por coraza, A'_{calc} :

$$A'_{\text{calc}} = N_t L_t a' = 1800 (16) (0.1963) = 5653.4 \text{ pies}^2$$

Area de transferencia calculada total, A_{calc} :

$$A_{\text{calc}} = 8 A'_{\text{calc}} = 8(5653.4) = 45227.5 \text{ pies}^2$$

Coefficiente global de diseño, U_d :

$$U_d = \frac{Q}{A_{\text{calc}} \Delta T} = \frac{194347000}{(45227.5)(59)} = 72.8$$

Coefficiente de película de condensación, h_c :

$$h_c = \frac{U_d}{(\text{P.F.})_{\text{coraza}}} = \frac{72.8}{0.618} = 117.8$$

c.) Método de Lord, Minton y Sleusser. (Multicomponentes)

Se procede igual que en el caso de vapores simples, por analogía con el método de Gilmour.

	Tubos	Coraza	Pared	Ensuciamiento
F_n	10.43	2.64	88	2120
C_{p_i}	1.0	C_{p_o} 0.6049	k_w 63	R_d 0.005
z_i	0.362	z_o 0.1651		
SG_i	0.992	SG_o 0.581		
PM_i	18	PM_o 75.12		
F_p	1.191	11.336	0.0158	0.005
w_i	1943.47	w_o 317.8		
Δt	13.88	λ 138.36		
ΔT	32.77			
F_w	1.926	9152.74	1341.8	1341.8
d_i	0.62	d_o 0.75		
n	656	N_p 2		
L	64			
F_m	0.0029	3.263×10^{-6}	4.128×10^{-6}	3.175×10^{-5}
P.F.	0.0696	0.8937	0.0077	0.451
Suma de los productos = 1.422				

Aumentar a $N_t = 1850$

$$n = N_t / N_p = (1850 / 2) = 925$$

Factor mecánico:

	Tubos	Coraza	Pared	Ensuciamiento
d_i	0.62	d_o 0.75		
n	925	N_p 2		
L	64			
F_m	0.0027	2.193×10^{-6}	2.927×10^{-6}	2.25×10^{-5}
P.F.	0.0646	0.6006	0.0054	0.3200
Suma de los productos = 0.990				

Area por coraza, A'_{calc} :

$$A'_{\text{calc}} = N_t L_t a' = (1850)(16)(0.1963) = 5810.4 \text{ pies}^2$$

Area total calculada, A_{calc} :

$$A_{\text{calc}} = 8 A'_{\text{calc}} = 8(5810.4) = 46483.8 \text{ pies}^2$$

Coefficiente global de diseño, U_d :

$$U_d = \frac{Q}{A_{\text{calc}} \Delta T} = \frac{194347000}{(46483.8)(59)} = 70.8$$

Coefficientes de película:

$$h_{io} = \frac{U_d d_i}{(\text{P.F.})_{\text{tubos}} d_o} = \frac{70.8 (0.62)}{(0.0646)(0.75)} = 906.0$$

$$h_c = \frac{U_d}{(\text{P.F.})_{\text{coraza}}} = \frac{70.8}{0.6006} = 117.8$$

d.) Método de Gloyer.

1.) Cálculo de la diferencia corregida de temperatura:

$$\text{MTD}_{\text{corr}} = F_t \text{LMTD}$$

$$\text{LMTD} = 59 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Parámetros para localizar a F_t :

$$R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} = \frac{175 - 148}{115 - 90} = 1.08$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{115 - 90}{175 - 90} = 0.294$$

$$F_t = 0.99$$

Fig. 19 Kern

$$\text{MTD}_{\text{corr}} = 0.99 (59) = 58.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

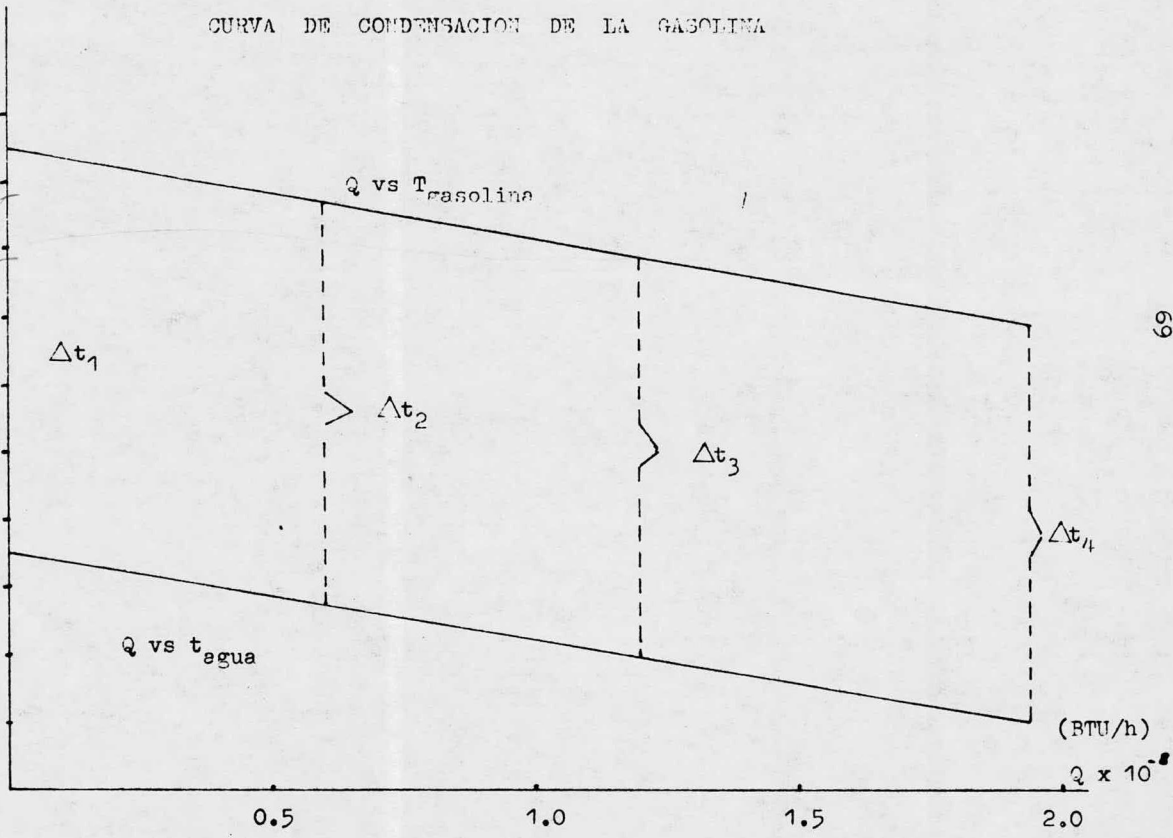
2.) Cálculo de la diferencia balanceada de temperatura:

Se supone a la curva de condensación como una línea recta.

CURVA DE CONDENSACION DE LA GASOLINA

T (°F)

180
170
160
150
140
130
120
110
100
90



Gráficamente, se divide a la carga térmica en tres o más porciones, obteniéndose, para los extremos de cada intervalo, las temperaturas correspondientes de ambos fluidos. Con estos datos se procede como sigue:

Primer intervalo.

$$Q_1 = 0.6 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

$$T_1 = 175 \text{ }^\circ\text{F} \quad T_2' = 167 \text{ }^\circ\text{F} \quad \Delta t_1 = T_1 - t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 115 \text{ }^\circ\text{F} \quad t_1' = 107 \text{ }^\circ\text{F} \quad \Delta t_2 = T_2' - t_1' = 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$MTD_1 = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)} = 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

Segundo intervalo.

$$Q_2 = 0.6 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

$$T_2' = 167 \text{ }^\circ\text{F} \quad T_2'' = 158.5 \text{ }^\circ\text{F} \quad \Delta t_2 = T_2' - t_1' = 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_1' = 107 \text{ }^\circ\text{F} \quad t_1'' = 99.5 \text{ }^\circ\text{F} \quad \Delta t_3 = T_2'' - t_1'' = 59 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$MTD_2 = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_3}{\ln(\Delta t_2 / \Delta t_3)} = 59.49 \text{ }^\circ\text{F}$$

Tercer intervalo.

$$Q_3 = 0.74347 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

$$T_2'' = 158.5 \text{ }^\circ\text{F} \quad T_2 = 148 \text{ }^\circ\text{F} \quad \Delta t_3 = T_2'' - t_1'' = 59 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_1'' = 99.5 \text{ }^\circ\text{F} \quad t_1 = 90 \text{ }^\circ\text{F} \quad \Delta t_4 = T_2 - t_1 = 58 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$MTD_3 = \frac{\Delta t_3 - \Delta t_4}{\ln(\Delta t_3 / \Delta t_4)} = 58.498 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 1.94347 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

$$\text{MTD}_{\text{bal}} = \frac{Q}{(Q_1/\text{MTD}_1) + (Q_2/\text{MTD}_2) + (Q_3/\text{MTD}_3)} =$$

$$= \frac{1.94347 \times 10^5}{(0.6 \times 10^5/60) + (0.6 \times 10^5/59.49) + (0.74347 \times 10^5/58.498)} = 59.26 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3.) Cálculo del factor de corrección, θ :

$$\theta = \frac{\text{MTD}_{\text{bal}}}{\text{LMTD}} = \frac{59.26}{59.0} = 1.004$$

4.) Cálculo de las fracciones del área de flujo que ocupa cada fase, F_v y F_l :

$$\frac{1}{F_l} = \left[\frac{Z_v}{Z_l} \right]^{1/4} \left[\frac{\rho_l}{\rho_v} \right]^{5/4} + 1$$

$$\frac{1}{F_l} = \left[\frac{0.0084}{0.1651} \right]^{1/4} \left[\frac{34.86}{0.5454} \right]^{5/4} + 1 = 8.264$$

$$F_l = 0.121$$

$$F_v = 1 - F_l = 1 - 0.121 = 0.879$$

5.) Área de flujo a través del corte de la mampara, NFA.

Área transversal interna de la coraza, A_s :

$$A_s = \frac{D_{is}^2 \pi}{4} = \frac{(46)^2 \pi}{4} = 1661.9 \text{ plg}^2$$

Área de la sección transversal (proyección) del banco de tubos:

$$A_{bt} = \frac{N_t d_o^2 \pi}{4} = \frac{1312 (0.75)^2 \pi}{4} = 579.6 \text{ plg}^2$$

Área transversal de flujo libre, AFL:

$$\text{AFL} = A_s - A_{bt} = 1661.9 - 579.6 = 1082.3 \text{ plg}^2$$

$$\text{NFA} = \text{AFL} (1_c/D_{is}) = 1082.3(0.30) = 324.7 \text{ plg}^2$$

6.) Area de flujo a través del banco de tubos, XFA:

$$XFA = B \left[D_{is} - D_{otl} + \frac{D_{otl} - d_o}{P_t} (P_t - d_o) \right] =$$

$$XFA = 25 \left[46 - 43.75 + \frac{43.75 - 0.75}{1.0} (1.0 - 0.75) \right] = 325 \text{ plg.}^2$$

7.) Factor para obtener la cantidad promedio de vapor, β :

$$\frac{\Delta T_{\text{entrada}}}{\Delta T_{\text{salida}}} = \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = \frac{175 - 115}{148 - 90} = 1.03$$

$$\beta = 0.58$$

Fig. 8 Artículo de Gloyer.

8.) Cálculo de la masa velocidad del vapor.

8.a) A través del corte de la mampara, V_{vc} :

$$V_{vc} = \frac{W' \beta}{25 \text{ NFA } F_v} = \frac{(317807)(0.58)}{25(324.7)(0.879)} = 25.83 \text{ lb/seg (pie)}^2$$

8.b) A través del haz de tubos, V_{vx} :

$$V_{vx} = \frac{W' \beta}{25 \text{ XFA } F_v} = \frac{(317807)(0.58)}{25(325)(0.879)} = 25.80 \text{ lb/seg (pie)}^2$$

9.) Cálculo de los coeficientes de convección de película del vapor.

9.a) A través del corte de la mampara, h_{vc} :

$$Re_c = \frac{124 V_{vc} d_{eq}}{Z_v}$$

$$d_{eq} = 0.95 \text{ plg.}$$

Fig. 28 Kern

$$Re_c = \frac{124 (25.83) (0.95)}{0.0084} = 362235$$

$$J_H = 0.30 Re^{-0.4} = 0.30 (362235)^{-0.4} = 0.0018$$

$$h_{vc} = \frac{J_H C_p V_{vc}}{0.00028 Pr_v^{2/3}}$$

$$\text{Pr}_v^{2/3} = \left[\frac{C_{p_v} \mu_v}{k_v} \right]^{2/3} = \left[\frac{(0.4704)(0.0203)}{0.0114} \right]^{2/3} = 0.889$$

$$h_{vc} = \frac{(0.0018)(0.4704)(25.83)}{(0.00028)(0.889)} = 87.8$$

9.b) A través del haz de tubos, h_{vx} :

$$\text{Re}_x = \frac{124 V_{vx} d_o}{Z_v} = \frac{124(25.8)(0.75)}{(0.0084)} = 285642$$

$$J_H = 0.30 \text{Re}^{-0.4} = 0.30 (285642)^{-0.4} = 0.0020$$

$$h_{vx} = \frac{J_H C_{p_v} V_{vx}}{0.00028 \text{Pr}_v^{2/3}} = \frac{0.002(0.4704)(25.8)}{0.00028(0.889)} = 97.5$$

9.c) Coeficiente de película del vapor, h_v :

$$h_v = h_{vc}(1.5)(l_c/D_{is}) + h_{vx} [1 - 1.5(l_c/D_{is})] =$$

$$h_v = 87.8(1.5)(0.30) + 97.5 [1 - 1.5(0.30)] = 93.135$$

9.d) Coeficiente efectivo de película del vapor, h_{ef} :

$$h_{ef} = \left[h_v + \frac{q_v}{A \Delta T_{\text{vapor}}} \right] \theta$$

Calor sensible del vapor:

$$q_v = 8072806.1 \text{ BTU/h}$$

$$\Delta T_{\text{vapor}} = T_2 - T_1 = 27 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Area real, } A = 32965.8 \text{ pies}^2$$

$$h_{ef} = \left[93.135 + \frac{8072806.1}{27 (32965.8)} \right] (1.004) = 102.6$$

9.e) Coeficiente balanceado de película del vapor, h_{bal} :

$$h_{bal} = \frac{q_v + q_g}{(q_v/h_{ef}) + (q_g/h_v)}$$

q_g = Calor sensible de gases incondensables o vapores no condensados.

En este caso, $q_g = 0$; por lo tanto:

$$h_{bal} = h_{ef} = 102.6$$

10.) Diferencia de temperatura a través de la película de vapor:

$$\Delta T_v = \frac{q_v + q_g}{A h_{bal}} = \frac{8072806.1}{(32965.8)(102.6)} = 2.38 \text{ } ^\circ\text{F}$$

11.) Coeficiente de condensación, h_c :

Carga de condensado:

$$C = \frac{W'}{N_c L_t} \quad N_c = \text{NTO} \quad \text{arreglo } \square$$

$$\text{NTO} = \frac{D_{ot1} - 2(P_t - d_o)}{P_t} - 1 = \frac{43.75 - 2(1 - 0.75)}{1.0} - 1 = 42.25$$

$$C = \frac{317807}{(42.25)(16)} = 470.12$$

$$\text{Re} = \frac{1.65 C}{Z_1} = \frac{1.65 (470.12)}{0.1651} = 4701$$

$$\text{Pr}_1 = \frac{C p_1 \mu_1}{k_1} = \frac{(0.6049)(0.3995)}{0.0528} = 4.57$$

$$J = 0.35 \quad \text{Fig. 4} \quad \text{Gloyer}$$

$$h_c = 6540 J k_1 \left[\frac{S_g}{Z_1} \right]^{2/3} = 6540(0.35)(0.0528) \left[\frac{0.581}{0.1651} \right]^{2/3} = 279.6$$

12.) Coeficientes globales y área de transferencia de calor.

$$U_c = \left[\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_{io}} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{279.6} + \frac{1}{1223.4} \right]^{-1} = 227.6$$

$$U_d = \left[\frac{1}{U_c} + R_d \right]^{-1} = \left[\frac{1}{227.6} + 0.005 \right]^{-1} = 106.4$$

Diferencia media efectiva de temperatura, MTD_{ef} :

$$MTD_{ef} = MTD_{corr} - \Delta T_v = 58.4 - 2.38 = 56 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Area total calculada, A_{calc} :

$$A_{calc} = \frac{Q}{MTD_{ef} U_d} = \frac{194347000}{(56)(106.4)} = 32617.3 \text{ pies}^2$$

Area real total = 32965.8 pies²

Método	GLOYER	KERN	GILMOUR	LORD, MINTON y SLEUSSER.
h_{cond}	279.6	91.16	117.8	117.8
U_d	106.4	60.4	72.8	70.8
A_{calc}	32617.3	54534	45227.5	46483.8
% precis.	98.9	165.4	137.2	141.0

III.3) CONDENSACION DE UN VAPOR MEZCLADO CON UN GAS

NO CONDENSABLE.

Debido a las condiciones tan peculiares en que transcurre este aspecto de la condensación, se puede afirmar que es en el que la resistencia de tipo difusional en la fase vapor es más evidente e importante. Los principales métodos de cálculo para estos condensadores son:

Colburn y Hougen .- Es el más difundido y el que tiene mayor prestigio en cuanto a su precisión. Se basa en la solución de un balance de calor que consta de tres miembros, los cuales representan:

el primero:

$$h_o (T_g - T_c) + K_g M_m \lambda (p_v - p_c)$$

Calor sensible de la mezcla gas-vapor hacia la película de condensado. + Calor latente del vapor que se ha difundido hacia la película de condensado.

el segundo:

$$h_{io} (T_c - t_w)$$

Calor absorbido por el medio enfriante desde la película de condensado.

y el tercero:

$$U (T_g - t_w)$$

Calor total transferido desde la mezcla gas-vapor hacia el medio enfriante.

siendo:

h_o .- Coeficiente de película de la mezcla gas-vapor.

T_g .- Temperatura de la mezcla gas-vapor.

T_c .- Temperatura de la película de condensado.

K_g .- Coeficiente de transferencia de masa.

M_m .- Peso molecular promedio de la mezcla gas-vapor.

λ .- Calor latente de condensación.

p_v .- Presión de vapor del componente condensable a T_g .

p_c .- Presión de vapor del componente condensable a T_c .

h_{io} .- Coeficiente de película del medio enfriante.

t_w .- Temperatura del medio enfriante.

U .- Coeficiente global de transferencia de calor.

El balance de calor se hace como sigue:

$$h_o(T_g - T_c) + K_g M_m (p_v - p_c) = h_{io}(T_c - t_w) = U (T_g - t_w)$$

Como ya es sabido, el proceso no se lleva a cabo isotérmicamente, por lo tanto, es necesario realizar este balance para varias temperaturas de la mezcla gas-vapor comprendidas en el rango de condensación.

Y es en este punto donde radica la desventaja de este método ya que para cada temperatura de la mezcla gas-vapor (T_g), se debe suponer una temperatura correspondiente a la película de condensado (T_c) y calcular la respectiva presión de vapor de la misma -- (p_c) de la cual depende también el coeficiente de transferencia de masa (K_g).

Trabajando sólo con los dos primeros miembros, el logro de la igualdad del balance supone varios intentos o estimaciones de la temperatura de condensado. Considerando que en ocasiones es difícil obtener datos de difusividad de algunos compuestos y que --

puede tratarse de mezclas de varios vapores y gases, se comprende hasta que punto puede ser laborioso usar este método.

Gilmour .- No considera al proceso desde el punto de vista de --- transferencia de masa. En cambio, calcula tres resistencias co--- rrespondientes al lado del aparato en el que se lleva a cabo la - condensación: resistencia de la película de condensado, resistencia de la mezcla gaseosa en las condiciones de entrada y la resistencia de la mezcla gaseosa en las condiciones de la salida. Con esta sobreestimación de las resistencias térmicas del condensante se pretende compensar a las resistencias difusionales que no son tomadas en cuenta.

Gloyer .- Aplica el mismo método que en los vapores multicomponentes, pero en este caso adquiere valor e importancia el calor sensible del gas no condensado. La secuencia de cálculos también excluye las resistencias difusionales a la transferencia de masa.

Ha habido varios intentos por simplificar al método de Colburn-Hougen tratando de disminuir, principalmente, a los cálculos de prueba y error. De estos ensayos, los más persistentes han sido los de G.H.P. Brass (5), quien ha ideado métodos algebraicos y gráficos para su propósito. Sin embargo, no se ha logrado el objetivo de acelerar efectivamente el cómputo propuesto por Colburn y Hougen.



Cálculo del área de un condensador de un vapor mezclado con un gas incondensable.

En este ejemplo ilustrativo se condensará parcialmente un vapor, constituido esencialmente por ciclohexano, que se encuentra saturado en una mezcla con hidrógeno.

Condiciones de operación.

Coraza: Ciclohexano + H₂

Tubos: Agua

Entrada

Entrada

Vapor: 719000 lb/h

Líquido: 4620000 lb/h

Temperatura: 273 °F

Temperatura: 90 °F

Presión: 174.7 psia

Salida

Salida

Vapor: 368612 lb/h

Líquido: 350388 lb/h

Temperatura: 115 °F

Líquido: 4620000 lb/h

Temperatura: 115 °F

Presión: 171.7 psia

Resistencia por

ensuciamiento: 0.001

0.003

Información adicional de la corriente ciclohexano + H₂

Entrada

Salida

Ciclohex.(vapor)= 679836 lb/h

Ciclohex.(vapor)= 329448 lb/h

Hidrógeno (gas) = 39164 lb/h

Hidrógeno (gas) = 39164 lb/h

Ciclohex.(liq.) = 350388 lb/h

719000 lb/h

719000 lb/h

Propiedades físicas de la mezcla gas - vapor.

Temperatura	Calor específico.	Conductividad térmica.	Viscosidad	Peso molecular.	Calor lat. de cond.	Presión de vapor	Difusividad
T	C_{p_v}	k_v	z_v	M_m	λ_v	P_v	D
°F	BTU/lb°F	BTU/h pie°F	cps.	lb/lb mol	BTU/lb	atm.	pie ² /h
273	0.603	0.0450	0.013	25.973	124.3	3.47	0.1747
265	0.603	0.0455	0.013	25.393	125.9	3.392	0.1726
255	0.604	0.0461	0.013	24.852	127.8	3.296	0.1692
245	0.606	0.0468	0.013	24.210	129.7	3.199	0.1659
235	0.608	0.0475	0.013	23.560	131.5	3.102	0.1626
225	0.611	0.0482	0.013	22.928	133.3	3.006	0.1593
215	0.615	0.0488	0.013	22.258	135.1	2.908	0.1559
205	0.619	0.0495	0.0125	21.609	136.8	2.812	0.1526
195	0.623	0.0501	0.0125	20.946	138.5	2.714	0.1493
185	0.628	0.0509	0.0125	20.304	140.2	2.619	0.1461
175	0.634	0.0516	0.0125	19.638	141.8	2.521	0.1428
165	0.641	0.0523	0.0125	18.978	143.4	2.424	0.1396
155	0.648	0.0530	0.012	18.330	145.0	2.329	0.1364
145	0.657	0.0537	0.012	17.668	146.6	2.232	0.1333
135	0.666	0.0544	0.012	17.025	148.1	2.138	0.1301
125	0.677	0.0551	0.012	16.366	149.6	2.042	0.1270
115	0.689	0.0560	0.012	15.681	151.1	1.950	0.1239

Propiedades físicas del líquido condensado:

Gravedad específica, $S_g = 0.661$

Conductividad térmica, $k_L = 0.046 \text{ BTU/h pie}^\circ\text{F}$

Calor específico, $C_{p_L} = 0.463 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$

Viscosidad, $Z_L = 0.282 \text{ cps.}$

Peso molecular, P.M. = 83.934

Características del condensador.

Posición: Horizontal.

Número de corazas: Ocho.

Arreglo de las corazas: Dividido y de lado a lado.

Diám. int. de la coraza, $D_{is} = 49 \text{ plg.}$

Diám. del perímetro lím. ext. del haz de tubos, $D_{otl} = 46.75 \text{ plg.}$

Espaciado entre mamparas, $B = 32 \text{ plg.}$

Corte de la ventana de la mampara, $(l_c/D_{is}) = 0.34$

Altura de la ventana de la mampara, $l_c = 16.66 \text{ plg.}$

Número de tubos, $N_t = 1131$

Longitud de los tubos, $L_t = 16 \text{ pies}$

Diám. ext. del tubo, $d_o = 1 \text{ plg., 14 BWG}$

Diám. int. del tubo, $d_i = 0.834 \text{ plg.}$

Area de flujo por tubo, $a_t = 0.546 \text{ plg.}^2$

Area de transf./pie lineal de tubo, $a' = 0.2618 \text{ pie}^2/\text{pie}$

Espaciado entre tubos, $P_t = 1.25 \text{ plg. } \Delta$

Número de pasos en los tubos, $N_p = 4$

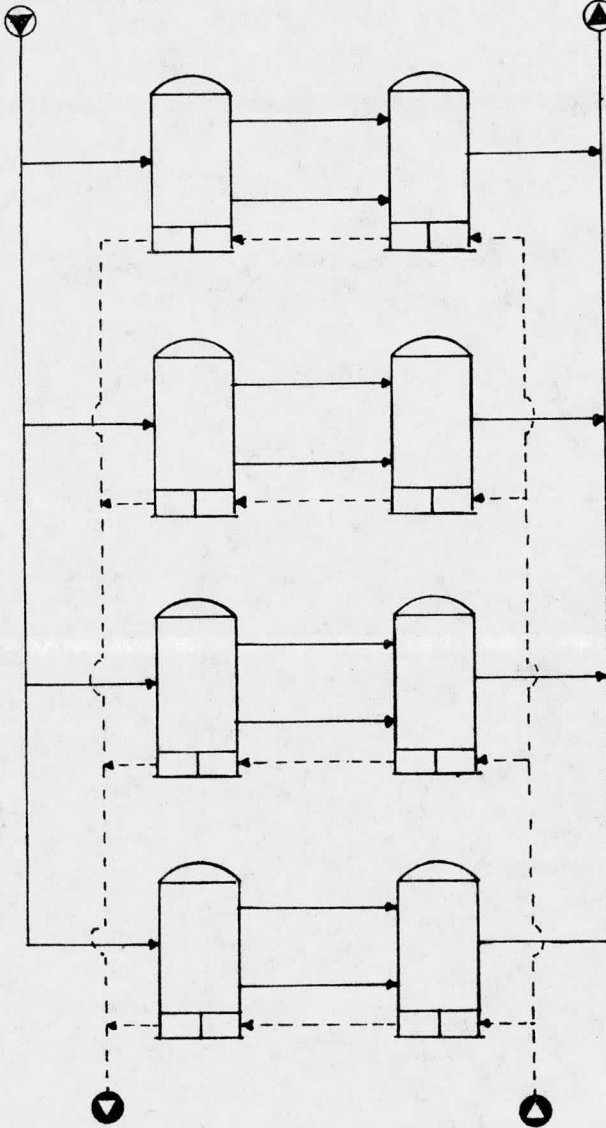
Area por coraza, $A' = L_t N_t a' = 4737.5 \text{ pies}^2$

Area real total de la unidad, $A = 8 A' = 37900.26 \text{ pies}^2$

Diagrama de una unidad de condensadores con arreglo
2 serie - 4 paralelo y con flujo dividido en la coraza.

Fluido condensante

Fluido condensado



Agua de enfriamiento
(caliente)

Agua de enfriamiento
(fría)

a.) Método de diseño de Colburn - Hougen.

1.) Cálculo de la carga térmica, Q.

Se realiza en forma diferencial dividiendo al rango de temperatura de condensación en varios intervalos, para cada uno de los cuales se calcula la correspondiente carga térmica parcial, según la secuencia de cómputo ilustrada detalladamente por Kern. El resumen de los resultados obtenidos para este ejemplo es el siguiente:

T_g	t_w	q
F	F	BTU/h
273	115	-
265	113.6	6194325.0
255	112.1	6905580.6
245	110.5	7310775.6
235	108.9	7356181.2
225	107.3	7258101.2
215	105.7	7431767.4
205	104.1	7317092.9
195	102.5	7372661.3
185	100.9	7267882.3
175	99.3	7362087.8
165	97.7	7321178.6
155	96.1	7249911.6
145	94.5	7306689.9
135	92.9	7205545.7
125	91.3	7260505.4
115	90	7379723.2

$$Q = 115500000.0$$

2.) Ecuación de diseño.

$$dQ = U (T_g - t_w) dA$$

$$dQ = h_o(T_g - T_c) dA + K_g \lambda M_m (p_v - p_c) dA = h_{io}(T_c - t_w) dA$$

De donde:

h_o .- Se calculará con el método de Bell, cuyos parámetros evaluados para este caso se extractan a continuación:

$$N_c = 14.49$$

$$S_{tb} = 39.27 \text{ plg.}^2$$

$$F_c = 0.418$$

$$S_{sb} = 2.9 \text{ plg.}^2$$

$$N_{cw} = 12.32$$

$$S_{wg} = 520.25 \text{ plg.}^2$$

$$S_m = 364.8 \text{ plg.}^2$$

$$S_{wt} = 258.35 \text{ plg.}^2$$

$$F_{bp} = 0.1973$$

$$S_w = 261.89 \text{ plg.}^2$$

$$J_c = 0.88$$

$$J_l = 0.85$$

$$J_b = 0.94$$

$$h_o = J_c J_l J_b h'_o = 0.703 h'_o$$

Coefficiente de transferencia de masa, K_g :

$$K_g = \frac{h_o \text{ Pr}_v^{2/3}}{C_{p_v} M_m p_{gf} \left[\frac{M_v D}{R D} \right]^{2/3}}$$

de donde:

$$p_{gf} = \frac{p'_g - p_g}{\ln(p'_g/p_g)}$$

$$p_g = \pi - p_v$$

$$p'_g = \pi - p_c$$

π = Presión total de operación.

T_c y p_c se estiman con el método de prueba y error, resolviendo la ecuación de diseño.

h_{io} .- Se calcula un valor promedio entre las condiciones de entrada y salida y a esta magnitud se le considera constante durante la operación:

Gasto de agua por coraza, (arreglo 2serie-4paralelo) M' :

$$M' = \frac{M}{4} = \frac{4620000}{4} = 1155000 \text{ lb/h}$$

$$A_t = \frac{N_t a_t}{144 N_p} = \frac{1131 (0.546)}{144 (4)} = 1.072 \text{ pies}^2$$

$$G_t = \frac{M'}{A_t} = \frac{1155000}{1.072} = 1077425.3 \text{ lb/h (pie)}^2$$

$$V_t = \frac{G_t}{3600 \rho_{ho}} = \frac{1077425.3}{3600 (62.3)} = 4.8 \text{ pies/seg}$$

$$t = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{90 + 115}{2} = 102.5 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_i = 0.94(1300) = 1222 \quad \text{Fig. 25 Kern}$$

$$h_{io} = h_i (d_i/d_o) = 1222(0.834/1.0) = 1019$$

Los valores calculados de las variables restantes se presentan, dimensionalmente homogéneos, en la siguiente tabla:

T_g	T_c	p_c	π	p_g	p'_g	p_{gf}	K_g	h_o
273	125.9	2.050	11.880	8.410	9.827	9.100	0.514	59.315
265	123.9	2.033	11.827	8.430	9.794	9.094	0.502	58.799
255	121.7	2.012	11.813	8.518	9.801	9.144	0.492	58.391
245	119.4	1.990	11.800	8.601	9.810	9.192	0.483	58.070
235	117.2	1.970	11.780	8.685	9.810	9.236	0.474	57.740
225	115.0	1.949	11.768	8.762	9.819	9.280	0.468	57.460
215	112.7	1.928	11.761	8.853	9.833	9.334	0.458	57.030
205	110.5	1.907	11.748	8.936	9.841	9.381	0.445	55.990
195	108.2	1.886	11.736	9.022	9.850	9.429	0.436	55.520
185	106.1	1.866	11.723	9.104	9.857	9.475	0.428	55.240
175	103.9	1.845	11.710	9.189	9.865	9.523	0.422	54.940
165	101.8	1.826	11.697	9.273	9.870	9.568	0.413	54.610
155	99.6	1.806	11.684	9.355	9.878	9.614	0.402	53.540
145	97.4	1.785	11.671	9.439	9.886	9.660	0.395	53.183
135	95.3	1.766	11.658	9.520	9.892	9.704	0.387	52.830
125	93.2	1.747	11.645	9.603	9.898	9.749	0.381	52.520
115	91.4	1.730	11.632	9.682	9.902	9.791	0.370	51.160

Se trabaja con la siguiente ecuación:

$$\frac{q'}{a} = h_o (T_g - T_c) + K_g \lambda M_m (p_v - p_c) = h_{io} (T_c - t_w) = U_c (T_g - t_w)$$

$$(I) = h_o (T_g - T_c) + K_g \lambda M_m (p_v - p_c)$$

$$(II) = h_{i0} (T_c - t_w)$$

$$(III) = \frac{(I) + (II)}{2}$$

$$(IV) = \frac{(III)_i + (III)_{i+1}}{2}$$

$$(V) = q' = \frac{q}{4} \quad *(\text{Debido al arreglo 4 paralelo})$$

$$Q' = \sum (V) = Q/4$$

$$(VI) = a = \frac{(V)}{(IV)} = \text{Area parcial}$$

$$A_c = 4[\sum (VI)] = \text{Area limpia total}$$

$$(VII) = \Delta T = T_g - t_w$$

$$(VIII) = \Delta T_{\text{prom}} = \frac{(VII)_i + (VII)_{i+1}}{2}$$

$$(IX) = \frac{(V)}{(VIII)} = \frac{q'}{\Delta T_{\text{prom}}}$$

$$\Delta T_{\text{bal}} = \frac{Q'}{\sum \frac{q'}{\Delta T_{\text{prom}}}}$$

$$U_c = \frac{Q}{A_c \Delta T_{\text{bal}}}$$

$$U_d = \left[\frac{1}{U_c} + R_d \right]^{-1}$$

Area total calculada, A_{calc} :

$$A_{\text{calc}} = \frac{Q}{U_d \Delta T_{\text{bal}}}$$

T_E	(I)	(II)	(III)	(IV)	(V)	(VI)	(VII)	(VIII)	(IX)
273	11082.4	11107.1	11094.7				158.0		
265	10478.9	10495.7	10487.3	10791.0	1548581.2	143.5	151.4	154.7	10010.2
255	9788.4	9782.4	9785.4	10136.3	1726395.1	170.3	142.9	147.2	11732.2
245	9129.8	9069.1	9099.4	9442.4	1827693.9	193.6	134.5	138.7	13177.3
235	8466.7	8457.7	8462.2	8780.8	1839045.3	209.4	126.1	130.3	14113.9
225	7835.2	7846.3	7840.7	8151.4	1814525.3	222.6	117.7	121.9	14885.3
215	7183.5	7133.0	7158.2	7499.4	1857941.8	247.7	109.3	113.5	16369.5
205	6481.8	6521.6	6501.7	6829.9	1829273.2	267.8	100.9	105.1	17405.1
195	5868.2	5808.3	5838.2	6169.9	1843165.3	298.7	92.5	96.7	19060.6
185	5276.4	5298.8	5287.6	5562.9	1816970.5	326.6	84.1	88.3	20577.2
175	4701.4	4687.4	4694.4	4991.0	1840521.9	368.8	75.7	79.9	23035.3
165	4125.0	4177.9	4151.4	4422.9	1830294.6	413.8	67.3	71.5	25598.5
155	3525.1	3566.5	3545.7	3848.5	1812477.9	471.0	58.9	63.1	28723.9
145	2989.1	2955.1	2972.1	3258.9	1826672.4	560.5	50.5	54.7	33394.3
135	2460.8	2445.6	2453.2	2712.6	1801386.4	664.1	42.1	46.3	38906.8
125	1945.4	1936.1	1940.7	2196.9	1815126.3	826.2	33.7	37.9	47892.5
115	1400.2	1426.6	1413.4	1677.0	<u>1844930.7</u>	<u>1100.1</u>	25.0	29.4	<u>62752.7</u>
					28875000.0	6484.7			397635.3

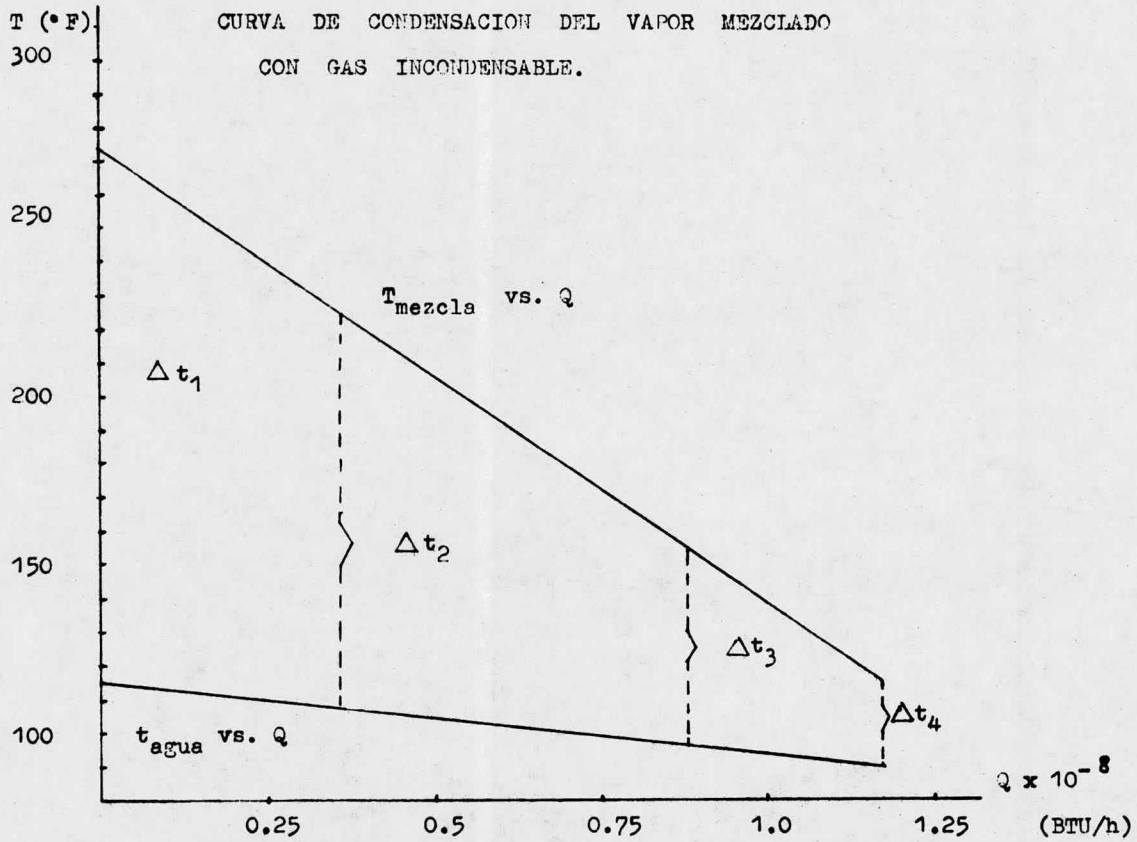
$$\Delta T_{\text{bal}} = \frac{Q'}{\sum \frac{q'}{\Delta T_{\text{prom}}}} = \frac{28875000}{397635.3} = 72.6 \text{ F}$$

$$U_c = \frac{Q}{A_c \Delta T_{\text{bal}}} = \frac{115500000}{(4)(6434.7)(72.6)} = 61.33$$

$$U_d = \left[\frac{1}{U_c} + R_d \right]^{-1} = \left[\frac{1}{61.33} + 0.004 \right]^{-1} = 49.25$$

$$A_{\text{calc}} = \frac{Q}{U_d \Delta T_{\text{bal}}} = \frac{115500000}{(49.25)(72.6)} = 32302.4 \text{ pies}^2$$

CURVA DE CONDENSACION DEL VAPOR MEZCLADO
CON GAS INCONDENSABLE.



b.) Método de Gloyer.

1.) Cálculo de la diferencia corregida de temperatura.

$$MTD_{\text{corr}} = F_t \text{ LMTD}$$

$$\text{LMTD} = \frac{158 - 25}{\ln(158/25)} = 72.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Parámetros para calcular F_t :

$$R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} = \frac{273 - 115}{115 - 90} = 6.32$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{115 - 90}{273 - 90} = 0.1366$$

$$F_t = 0.99 \quad \text{Fig. 19 Kern}$$

$$MTD_{\text{corr}} = 0.99(72.1) = 71.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

2.) Cálculo de la diferencia balanceada de temperatura. (Usando el procedimiento ya explicado en el caso de multicomponentes).

$$Q_1 = 0.35 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

$$T_1 = 273 \text{ } ^\circ\text{F} \quad T_2' = 225 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \Delta t_1 = T_1 - t_2 = 158 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 115 \text{ } ^\circ\text{F} \quad t_1' = 108 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \Delta t_2 = T_2' - t_1' = 117 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$MTD_1 = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)} = 136.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q_2 = 0.513 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

$$T_2' = 225 \text{ } ^\circ\text{F} \quad T_2'' = 155 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \Delta t_2 = T_2' - t_1' = 117 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_1' = 108 \text{ } ^\circ\text{F} \quad t_1'' = 96 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \Delta t_3 = T_2'' - t_1'' = 59 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$MTD_2 = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_3}{\ln(\Delta t_2 / \Delta t_3)} = 84.7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q_3 = 0.292 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

$$T_2' = 155^\circ\text{F} \quad T_2 = 115^\circ\text{F} \quad \Delta t_3 = T_2' - t_1' = 59^\circ\text{F}$$

$$t_1' = 96^\circ\text{F} \quad t_1 = 90^\circ\text{F} \quad \Delta t_4 = T_2 - t_1 = 25^\circ\text{F}$$

$$\text{MTD}_3 = \frac{\Delta t_3 - \Delta t_4}{\ln(\Delta t_3 / \Delta t_4)} = 39.6^\circ\text{F}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 1.155 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

$$\text{MTD}_{\text{bal}} = \frac{Q}{(Q_1/\text{MTD}_1) + (Q_2/\text{MTD}_2) + (Q_3/\text{MTD}_3)} = 72.2^\circ\text{F}$$

3.) Cálculo del factor de corrección, θ :

$$\theta = \frac{\text{MTD}_{\text{bal}}}{\text{LMTD}} = \frac{72.2}{72.1} = 1.001$$

4.) Cálculo de las fracciones de área de flujo que ocupa cada fase,

F_v y F_l :

Gasto promedio de la fase vapor, W_v :

$$W_v = 0.5 W_{\text{condensable}} + W_{\text{no condensable}}$$

$$W_v = 0.5 (350388) + 368612 = 543806 \text{ lb/h}$$

Gasto promedio de la fase líquida, W_l :

$$W_l = 0.5 W_{\text{condensable}} = 0.5 (350388) = 175194 \text{ lb/h}$$

$$\frac{1}{F_l} = \frac{W_v}{W_l} \left[\frac{z_v}{z_l} \right]^{1/4} \left[\frac{\rho_l}{\rho_v} \right]^{5/4} + 1$$

$$\frac{1}{F_l} = \frac{543806}{175194} \left[\frac{0.0125}{0.282} \right]^{1/4} \left[\frac{41.2}{0.512} \right]^{5/4} + 1 = 26.13$$

$$F_l = 0.0382$$

$$F_v = 1 - F_l = 1 - 0.0382 = 0.961$$

5.) Area de flujo a través del corte de la mampara, NFA:

Area transversal interna de la coraza, A_s :

$$A_s = \frac{D_{is}^2 \pi}{4} = \frac{(49)^2 \pi}{4} = 1885.7 \text{ plg}^2$$

Area de la sección transversal del banco de tubos, A_{bt} :

$$A_{bt} = \frac{N_t d_o^2 \pi}{4} = \frac{1131 (1 \text{ plg.})^2 \pi}{4} = 887.3 \text{ plg.}^2$$

Area transversal de flujo libre en la coraza, AFL:

$$AFL = A_s - A_{bt} = 1885.7 - 887.3 = 998.3 \text{ plg.}^2$$

$$NFA = AFL (l_c / D_{is}) = 998.3 (0.34) = 339.3 \text{ plg.}^2$$

6.) Area de flujo a través del banco de tubos, XFA:

$$XFA = B \left[D_{is} - D_{ot1} + \frac{D_{ot1} - d_o}{P_t} (P_t - d_o) \right]$$

$$XFA = 32 \left[49 - 46.75 + \frac{46.75-1}{1.25} (1.25-1) \right] = 364.8 \text{ plg.}^2$$

7.) Factor para obtener la cantidad promedio de vapor, β :

$$\frac{\Delta T_{\text{entrada}}}{\Delta T_{\text{salida}}} = \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = \frac{273 - 115}{115 - 90} = 6.32$$

$$\frac{W_{v \text{ entrada}}}{W_{v \text{ salida}}} = \frac{719000}{368612} = 1.95$$

$$\beta = 0.67$$

Fig. 8 Art. Gloyer

8.) Cálculo de la masa velocidad del vapor.

8.a) A través del corte de la mampara, V_{vc} :

$$V_{vc} = \frac{W' \beta}{25 NFA F_v} = \frac{(719000/8)(0.67)}{25(339.3)(0.961)} = 7.38 \text{ lb/seg(pie)}^2$$

8.b) A través del haz de tubos, V_{vx} :

$$V_{vx} = \frac{W' \beta}{25 XFA F_v} = \frac{(719000)(0.67)}{25(364.8)(0.961)} = 6.87 \text{ lb/seg (pie)}^2$$

9.) Cálculo de los coeficientes de convección de película del vapor.

9.a) A través del corte de la mampara, h_{vc} :

$$Re_c = \frac{124 V_{vc} d_{eq}}{Z_v}$$

$$d_{eq} = 0.72 \text{ plg.}$$

Fig. 28 Kern

$$Re_c = \frac{124(7.38)(0.72)}{(0.0125)} = 52711$$

$$J_H = 0.33 Re^{-0.4} = 0.33(52711)^{-0.4} = 0.0042$$

$$h_{vc} = \frac{J_H C_{p_v} V_{vc}}{0.00028 Pr_v^{2/3}}$$

$$Pr_v^{2/3} = \left[\frac{C_{p_v} \mu_v}{k_v} \right]^{2/3} = \left[\frac{(0.646)(0.0302)}{(0.0505)} \right]^{2/3} = 0.530$$

$$h_{vc} = \frac{0.0042(0.646)(7.38)}{0.00028(0.530)} = 134.9$$

9.b) A través del haz de tubos, h_{vx} :

$$Re_x = \frac{124 V_{vx} d_o}{Z_v} = \frac{124(6.87)(1.0)}{0.0125} = 68150.4$$

$$J_H = 0.33 Re^{-0.4} = 0.33(68150.4)^{-0.4} = 0.0038$$

$$h_{vx} = \frac{J_H C_{p_v} V_{vx}}{0.00028 Pr_v^{2/3}} = \frac{(0.0038)(0.646)(6.87)}{0.00028(0.530)} = 113.6$$

9.c) Coeficiente de película del vapor, h_v :

$$h_v = h_{vc}(1.5)(l_c/D_{is}) + h_{vx} [1 - 1.5(l_c/D_{is})]$$

$$h_v = 134.9(1.5)(0.34) + 113.6[1 - 1.5(0.34)] = 124.4$$

9.d) Coeficiente efectivo de película de vapor, h_{ef} :

$$h_{ef} = \left[h_v + \frac{q_v}{\Delta T_{vapor} A} \right] \theta$$

$$q_v = 0.5 W_{\text{condensable}} C_{p_v} \Delta T_{\text{vapor}}$$

$$q_v = 0.5 (350388)(0.646)(273-115) = 17881701 \text{ BTU/h}$$

$$A = 37900.26 \text{ pies}^2$$

$$h_{\text{ef}} = \left[124.4 + \frac{17881701}{(273-115)(37900.26)} \right] (1.001) = 127.51$$

9.e) Coeficiente balanceado de película de vapor, h_{bal} :

$$h_{\text{bal}} = \frac{q_v + q_g}{\left(\frac{q_v}{h_{\text{ef}}} \right) + \left(\frac{q_g}{h_v} \right)}$$

$$q_g = (W_{\text{no condensado}} + W_{\text{no condensable}}) C_{p_{\text{mezcla}}} (T_2 - T_1)$$

$$q_g = 368612 (0.689)(273 - 115) = 40127838 \text{ BTU/h}$$

$$h_{\text{bal}} = \frac{(17881701) + (40127838)}{\frac{17881701}{127.51} + \frac{40127838}{124.4}} = 125.34$$

10.) Diferencia de temperatura a través de la película de vapor:

$$\Delta T_v = \frac{q_v + q_g}{A h_{\text{bal}}} = \frac{58009539}{(37900.26)(125.34)} = 12.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

11.) Coeficiente de condensación.

Carga de condensado:

$$C = \frac{W'}{N_c L_t}$$

$$NTO = \frac{D_{\text{otl}} - 2(F_t - d_o)}{P_t} - 1 = \frac{46.75 - 2(1.25-1)}{1.25} - 1 = 36$$

Para arreglo :

$$N_c = \frac{NTO}{(0.75)^{1/2}} = \frac{36}{(0.75)^{1/2}} = 41.57$$

$$C = \frac{(350388/4)}{41.57(16)} = 131.7$$

$$Pr_1 = \frac{C_{p_1} \mu_1}{k_1} = \frac{0.463(0.682)}{0.046} = 6.8$$

$$Re = \frac{1.65 C}{Z_1} = \frac{1.65 (131.7)}{0.282} = 770.6$$

$$J = 0.35$$

Fig. 4 (Art. Gloyer)

$$h_{cond} = 6540 J k_1 \left[\frac{S_E}{Z_1} \right]^{2/3} = 6540 (0.35) (0.046) \left[\frac{0.661}{0.282} \right]^{2/3} = 185.8$$

12.) Coeficientes globales y área de transferencia de calor.

$$U_c = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_{cond}} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{1019} + \frac{1}{185.8} \right]^{-1} = 157.1$$

$$U_d = \left[\frac{1}{U_c} + R_d \right]^{-1} = \left[\frac{1}{157.1} + 0.004 \right]^{-1} = 96.5$$

Diferencia efectiva de temperatura, MTD_{ef} :

$$MTD_{ef} = MTD_{corr} - \Delta T_v = 71.4 - 12.2 = 59.2 \text{ } ^\circ F$$

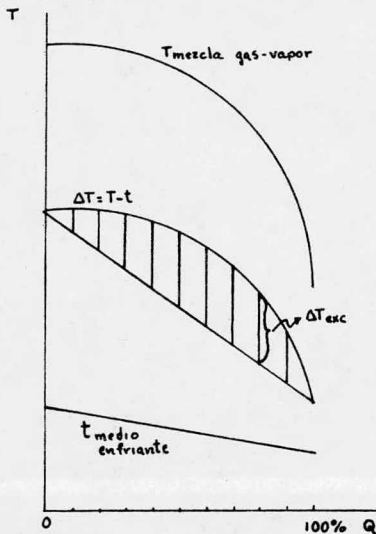
Area total calculada, A_{calc} :

$$A_{calc} = \frac{Q}{U_d MTD_{ef}} = \frac{1.155 \times 10^8}{(96.5) (59.2)} = 20217.7 \text{ pies.}^2$$

c.) Método de Gilmour.

Cálculo de la ΔT :

Se construye una gráfica de temperatura contra carga térmica - en forma de porcentaje. Luego se trazan las curvas de condensación del vapor, la de temperatura del medio enfriante y la correspondiente a la diferencia de temperaturas de ambos fluidos.



Se traza una recta uniendo los extremos de la curva que indica las diferencias de temperaturas. Se obtienen, a cada 10% de carga térmica, los valores del exceso de diferencia de temperatura (distancia entre la curva y la recta). Se calcula el promedio aritmético de las cantidades obtenidas y se evalúa la ΔT como sigue:

$$\Delta T = \text{LMTD} + (\Delta T_{\text{exc}})_{\text{prom.}}$$

Como ya se ha comentado, el método de Gilmour para este caso calcula 3 resistencias correspondientes al fluido condensante, que son: resistencia de la mezcla gas-vapor antes de la condensación, resistencia de la mezcla gas-vapor remanente después de la condensación y la resistencia del condensado. Por lo tanto, es necesario conocer una temperatura, dentro del rango de condensación, que sirva de referencia y en la cual se supone que ocurre la condensación. Para obtener esta temperatura ficticia de condensación se divide a la curva de condensación en porciones regulares de carga térmica (se sugiere cada 10%) recabando las correspondientes temperaturas de la mezcla gaseosa, incluso -

las temperaturas de entrada y de salida. La temperatura ficticia de condensación (T_m) es igual al promedio aritmético de los valores así obtenidos.

1.) Ecuaciones para el vapor condensante. (Condensador horizontal, condensación fuera de los tubos).

1.a) Enfriamiento de la mezcla gaseosa antes de la condensación.

(Sin cambio de fase).

$$F_n = 0.475$$

$$F_p = 1.0$$

$$F_w = \frac{W_1^{0.4} \Delta T'}{\Delta T}$$

$$\Delta T' = T_1 - T_m$$

$$F_m = \frac{N^{0.282} B^{0.6}}{n^{0.718} L}$$

W_1 = Gasto de la mezcla gas-vapor a la entrada (miles de lb/h)

B = Espaciado entre mamparas (plg)

1.b) Enfriamiento de la mezcla gaseosa después de la condensación.

$$F_n = 0.475$$

$$F_p = 1.0$$

$$F_w = \frac{W_2^{0.4} \Delta T''}{T}$$

$$\Delta T'' = T_m - T_2$$

$$F_m = \frac{N^{0.282} B}{n^{0.718} L}$$

W_2 = Gasto de la mezcla gas-vapor a la salida (miles de lb/h).

$$W_2 = W_1 - W_{\text{cond}}$$

1.c) Condensación.

$$F_n = 4.75$$

$$F_p = \frac{(PM)_0^{1/3} (Z_0)^{1/3}}{Sg_0^2 Cp_0}$$

W_c = Gasto del condensado = miles de lb/h

W_i = Gasto del agua dentro de los tubos = miles de lb/h

$$F_w = W_c \left[\frac{W_i \Delta t}{\Delta T} \right]$$

$$\Delta t = t_2 - t_1$$

$$F_m = \frac{N P^{0.177}}{n^{1.156} L^{4/3} d_o}$$

2.) Ecuaciones para el medio enfriante (agua) dentro de los tubos.

$$F_n = 2.62 \qquad F_m = \frac{d_i^{0.8}}{n^{0.2} L}$$

$$F_p = \frac{Z_i^{0.466} PM_i^{0.22}}{SG_i^{0.88}}$$

$$F_w = \frac{W_i^{0.2} \Delta t}{\Delta T}$$

3.) Ecuaciones para la pared metálica del tubo.

$$F_n = 159 \qquad F_w = \frac{W_i \Delta t}{\Delta T}$$

$$F_p = \frac{Cp_i}{k_w} \qquad F_m = \frac{d_o - d_i}{n L d_o}$$

4.) Ecuaciones para la capa de ensuciamiento.

$$F_n = 3820$$

$$F_p = Cp_i (R_d)$$

$$F_w = \frac{\dot{w}_i \Delta t}{\Delta T}$$

$$F_m = \frac{1}{n L d_o}$$

Método de Gilmour (Presencia de incondensable)

	TUBOS		CORAZA		PARED	ENSUCIAMIENTO
	Pre-condensación	Condensación	Post-condensación			
F_n	2.62	0.475	4.75	0.475	159	3820
z_i	0.36		z_o 0.282		k_w 63	R_d 0.004
Se_i	0.994		Se_o 0.661			
PM_i	18		PM_o 83.934			
Cp_i	1.0		Cp_o 0.463			
F_p	1.186	1.0	14.19	1.0	0.0158	0.004
W_i	1155	W_1 179.75	$W_c^{1/3}$ 4.441	W_2 92.153		
Δt	25	$\Delta T'.$ 79		$\Delta T''.$ 79		
$\Delta T.$	72.1	ΔT 72.1		ΔT 72.1		
F_w	1.420	8.74	1778.55	6.69	400.4	400.4
d_i	0.834	N_p 4				
n	282.75	B 32				
L	64					
F_m	0.00437	0.00321	7.319×10^{-6}	0.00321	9.17×10^{-6}	5.52×10^{-5}
P.F.	<u>0.0193</u>	<u>0.0133</u>	<u>0.8775</u>	<u>0.0102</u>	<u>0.0092</u>	<u>0.3377</u>

100

Suma de los productos = 1.267

*Nota: Debido a que en este caso la curva de condensación resultó prácticamente una línea recta, se puede considerar:

$$\Delta T = \text{LMTD}$$

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Aumentar $N_t = 1400$

$$n = (N_t / N_p) = (1400 / 4) = 350$$

Cálculo del factor mecánico:

	F_m	P.F.
TUBOS	0.0041	0.0180
Pre-condens.	0.0027	0.0112
CORAZA		
Condensación	5.719×10^{-6}	0.6855
Post-cond.	0.0027	0.0085
PARED	7.41×10^{-6}	0.0074
ENSUCIAMIENTO	4.46×10^{-5}	0.2728
Suma de los productos		<u>1.000</u>

Area calculada por coraza, A'_{calc} :

$$A'_{\text{calc}} = N_t L_t a' = 1400(16)(0.2618) = 5864.3 \text{ pies}^2$$

Area calculada total, A_{calc} :

$$A_{\text{calc}} = 8 A'_{\text{calc}} = 8 (5864.3) = 46914.56 \text{ pies}^2$$

Coefficiente global de diseño, U_d :

$$U_d = \frac{Q}{A \Delta T} = \frac{1.155 \times 10^8}{(46914.56)(72.1)} = 34.14 \text{ BTU/h(pie)}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Area real total : 37900.26 pies²

Método :	COLBURN y HOUGEN	GLOYER	GILMOUR
U _d	49.25	96.5	34.14
A _{calc.}	32302.4	20217.7	46914.56
%precis.	85.2	53.3	123.7

III.4) CONDENSACION DE UN PAR DE VAPORES CUYO CONDENSADO ES INMISCIBLE.

Esta faceta de la condensación ha suscitado diversos estudios que conducen a una ecuación del coeficiente de condensación; sin embargo, son pocos los autores que han desarrollado un análisis teórico profundo del fenómeno. La mayoría de ellos se ha basado en un hecho frecuente y de consecuencias muy importantes en este tipo de condensación: uno de los componentes de la mezcla es, generalmente, agua. El agua se condensa en forma de gotas sobre la película de condensado orgánico y le otorga a ésta su conductividad térmica (relativamente alta) en forma proporcional a la concentración del agua en la película de condensado. Todo esto ocasiona que el coeficiente de condensación sea bastante grande.

Entre los estudios que se han hecho considerando estas características, se debe mencionar a los siguientes:

Kirkbride (12).

$$h = \frac{\alpha l}{1 + \alpha l} h_1 + \frac{1}{1 + \alpha l} h_2$$

α = masa de hidrocarburo/masa de agua

l = entalpia de evap. hidrocarburo/entalpia evap. agua

h_1 = coeficiente de condensación del hidrocarburo.

h_2 = coeficiente de condensación del agua.

Baker y Tsao (1).

$$h = \frac{366 (1/D_0)^{1/4} (1 - 0.0284/D_0)}{1 - 0.0085(\% \text{vol. H}_2\text{O})} + \frac{1.67}{D_0}$$

D_0 = diám. externo del tubo, (pie).

Bernhardt y Westwater (16).

$$h = h_1 V_1 + h_2 V_2$$

$$V_2 = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\delta}}$$

V_1, V_2 = fracción volumen del hidrocarburo y el agua, respectivamente, en el condensado.

δ = densidad hidrocarburo/densidad agua, (Liq.)

Compañía M.V. Kellogg (16).

$$h = \begin{cases} h_1 + 0.7 W^{1.5} & \text{para } 0 < W < 30 \\ h_1 + 115 & \text{" } 30 < W < 80 \\ \frac{2000 h_1}{2000 + h_1} & \text{" } 80 < W \end{cases}$$

W = % peso del agua.

En cambio, existen algunos trabajos basados en modelos hidrodinámicos del condensado, por ejemplo:

Sykes y Marcello (20, 21) .- Suponen que la condensación se puede efectuar de dos maneras:

a. Modelo de doble película .- Sugiere que las dos fases líquidas del condensado forman dos películas: la primera moja a la pared metálica del tubo y la segunda película se distribuye sobre la primera. La condensación se llevaría a cabo en la interfase vapor-líquido y el condensado se separaría instantáneamente en dos fases líquidas, que se integran a la película correspondiente. El -

calor latente desprendido en la condensación se transmitiría por conducciones en serie a través de las películas líquidas hacia la superficie metálica.

b. Modelo de nucleación controlante .- Uno de los componentes con densa sobre la superficie metálica formando una película delgada y continua. El otro componente se condensa en forma de gotas minúsculas que constituyen núcleos inmersos en la película de la otra fase líquida. Estos núcleos aumentan su tamaño al desarrollarse la condensación uniéndose con otros núcleos adyacentes, hasta que su magnitud les permite fluir en forma de gotas. La tersura de la película que moja al tubo, produce una escasez de sitios propicios para la formación de núcleos, por lo que se supone que la nucleación es el paso controlante del proceso.

Las correlaciones que obtuvieron son las siguientes:

Modelo de doble película.

$$h = h_1 \left[\frac{G_1 \phi^3 + G_2 (m/l \gamma)}{(\phi + k)^3} \right]^{1/4}$$

$$G_1 = 1 + \frac{3}{2 \gamma \phi}$$

$$G_2 = 1 + \frac{3 \phi}{m} + \frac{3 \gamma \phi^2}{2 m}$$

ϕ = relación de los espesores de las películas, $f(\gamma)$.

m = viscosidad del hidrocarburo/viscosidad del agua.

k = cond. térmica hidrocarburo/cond. térmica del agua.

Modelo de nucleación controlante.

$$h = h_1 \left[\frac{1}{H_\infty} + \frac{1}{H_{20} (1 + \alpha l) e^{B \Delta T_f}} \right]^{-1}$$

$$H_\infty = 7.6 - 1.8 (Pr_1 - Pr_2)$$

$$H_{20} = \frac{17.30 \times 10^{-10} Pr_1}{\left[N_{Oh_1} \left[\frac{\Delta \sigma}{\sigma_1} \right]^{1/2} m (M_2/M_1) \right]^2}$$

$$B = \text{constante} = 0.35 F^{-1}$$

ΔT_f = diferencia de temperatura a través del condensado. F.

Pr_1, Pr_2 = Números de Prandtl del hidrocarburo y el agua, respectivamente, en el condensado.

N_{Oh_1} = Número de Ohnesorge del hidrocarburo.

σ = Tensión superficial.

M = Peso molecular.

Stepanek y Standart .- Su desarrollo teórico se basa en un tipo de flujo en el cual la fase orgánica condensa mojando completamente a la superficie metálica, mientras que el agua lo hace en forma de gotas sobre la película orgánica. Encontraron una correlación (4) que se ajusta a los resultados obtenidos en sus experimentos, no obstante, su validez no fue comprobada con datos obtenidos por otros autores, en condiciones diferentes. Por lo tanto, no se le puede considerar como una ecuación general adecuada para calcular al coeficiente de condensación.

Gilmour .- Sus fundamentos teóricos son muy similares a los del-

modelo de doble película de Sykes y Marcello. Gilmour considera a cada película de manera separada, estimando para ellas sendas resistencias al flujo de calor. El cálculo de la resistencia de cada película es casi el mismo que el usado para el caso de condensación de un vapor sencillo (basado en Nusselt), excepto en la evaluación del factor de trabajo, el cual es corregido como sigue, siendo X e Y los componentes inmiscibles:

$$F_{w_x} = \frac{w_x^{4/3} \lambda_x}{\Delta T} \left[1 + \Phi_x \right] \quad F_{w_y} = \frac{w_y^{4/3} \lambda_y}{\Delta T} \left[1 + \Phi_y \right]$$

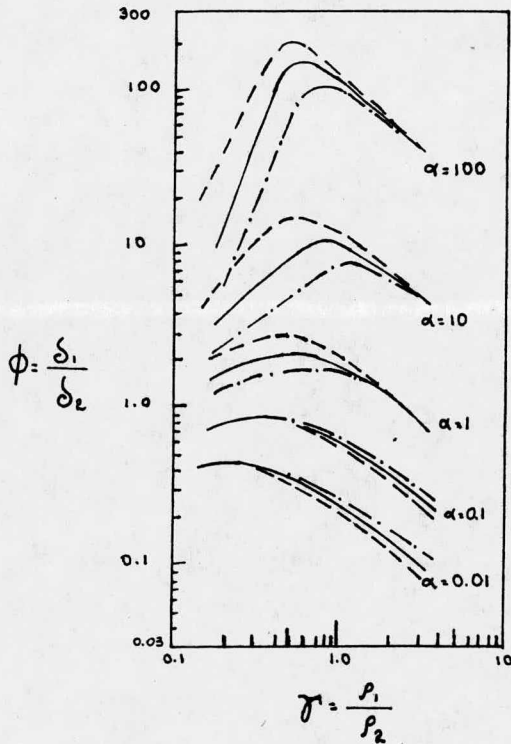
$$\Phi_x = \frac{w_y \lambda_y}{w_x \lambda_x}$$

$$\Phi_y = \frac{1}{\Phi_x}$$

Gráfica para encontrar el valor de la relación de espesores de las películas de condensado, ϕ .

Sykes y Marcello, (Referencia 20)

Ecuación correspondiente al tratamiento teórico de "Doble película".



Cálculo del área de un condensador de una mezcla binaria de vapores cuyo condensado es inmisible.

El vapor que se debe condensar en este ejemplo consiste en una mezcla de agua y un hidrocarburo. La mezcla entra al aparato como vapor saturado, aunque no en condiciones eutécticas debido al exceso de hidrocarburo, el cual se condensa aisladamente al principio, actuando el agua como incondensable. Luego se condensan por completo los dos componentes en forma eutéctica para, finalmente, ser subenfriados hasta las condiciones de salida.

La unidad de condensadores es igual en su arreglo a la que se usó en el caso de multicomponentes.

Condiciones de operación.

Coraza: Hidrocarburo + H_2O

Tubos: Agua.

Entrada

Entrada

Vapor: 753086 lb/h

Líquido: 9341067 lb/h

Temperatura: 307 F

Temperatura: 90 F

Presión: 22.7 psia

Salida

Salida

Líquido: 753086 lb/h

Líquido: 9341067 lb/h

Temperatura: 100 F

Temperatura: 115 F

Presión: 19.7 psia

Resistencia por

ensuciamiento: 0.0013

0.003

Información adicional de la corriente condensante:

Entrada (307 F)

Punto eutéctico (190 F)

Hidroc.(vap.) 693083 lb/h

Hidroc.(vap.) 178137 lb/h

Agua (vapor) 60003 lb/h

Agua (vapor) 60003 lb/h

Hidroc.(liq.) 514946 lb/h

Propiedades físicas de la corriente condensante:

Zona de condensación aislada del hidrocarburo. (P.M. = 125.2)

Hidrocarburo líquido:

$$C_p = 0.615 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$k = 0.0855 \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F}$$

$$z = 0.24 \text{ cps.}$$

$$S_g = 0.65$$

Zona de condensación eutéctica.

Hidrocarburo líquido

$$C_{p1} = 0.579 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$k_1 = 0.0872 \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F}$$

$$z_1 = 0.32 \text{ cps.}$$

$$S_{g1} = 0.675$$

$$\lambda_1 = 201.8 \text{ BTU/lb}$$

$$\sigma_1 = 0.0008 \text{ lb}_f/\text{pie}$$

Agua

$$C_{p2} = 1.0 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$k_2 = 0.40 \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F}$$

$$z_2 = 0.35 \text{ cps.}$$

$$S_{g2} = 0.99$$

$$\lambda_2 = 984.1 \text{ BTU/lb}$$

$$\sigma_2 = 0.0052 \text{ lb}_f/\text{pie}$$

Zona de subenfriamiento.

Mezcla líquida:

$$C_p = 0.55 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

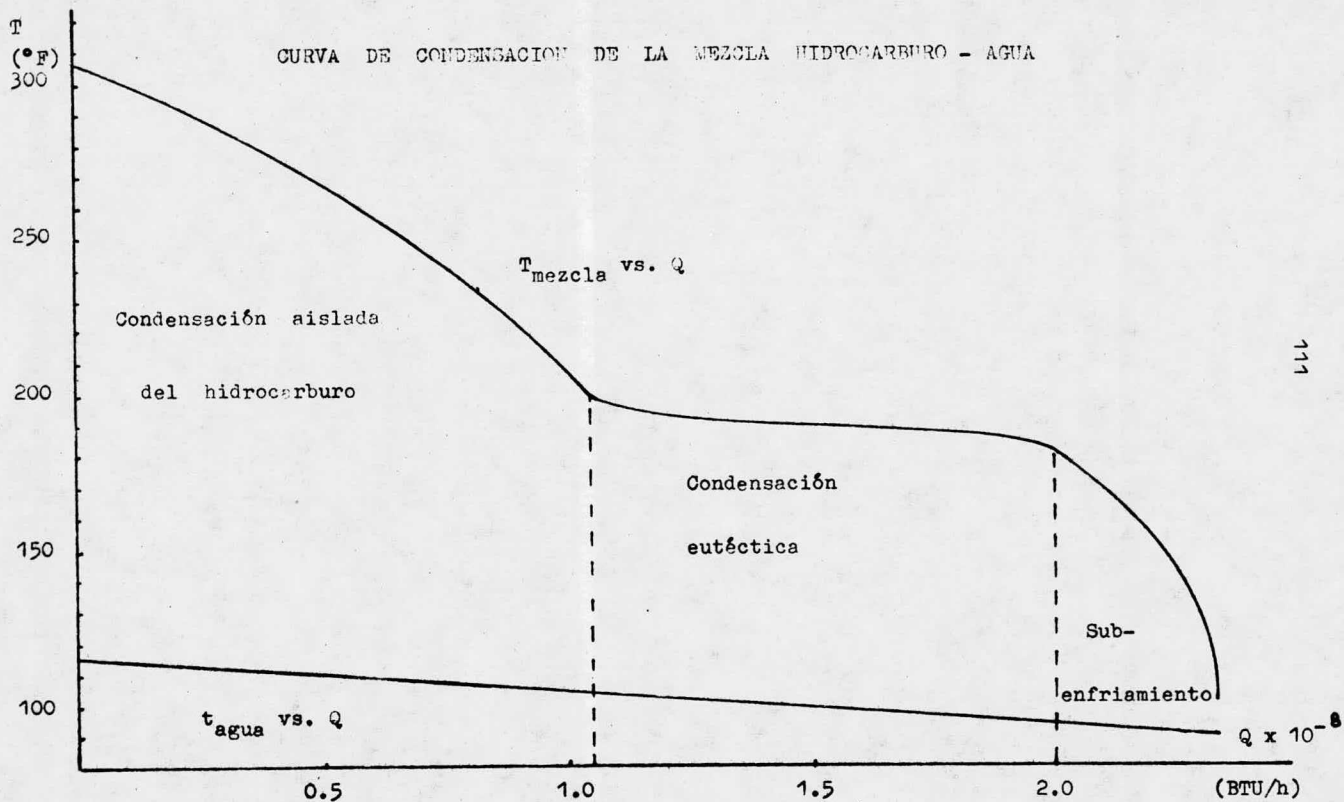
$$k = 0.0885 \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F}$$

$$z = 0.41 \text{ cps.}$$

$$S_g = 0.70$$

Curva de condensación.

Temperatura ° F	Carga térmica BTU/h
307	0
298	0.116×10^8
276	0.361×10^8
247	0.661×10^8
200	1.05×10^8
192	1.709×10^8
180	2.009×10^8
100	2.335×10^8



Características del condensador.

Posición : Horizontal

Número de corazas: Ocho

Arreglo de las corazas: 2 serie - 4 paralelo.

Flujo en la coraza: Lado a lado.

Diámetro interno de la coraza, $D_{is} = 54$ plg.

Diámetro del perímetro externo del haz de tubos, $D_{otl} = 50.125$ plg.

Espaciado entre mamparas, $B = 50$ plg.

Corte de la mampara, $l_c/D_{is} = 0.46$

Altura de la ventana de la mampara, $l_c = 24.84$ plg.

Número de tubos, $N_t = 1820$

Longitud de los tubos, $L_t = 20$ pies.

Diámetro externo del tubo, $d_o = 0.75$ plg., 16 BWG

Diámetro interno del tubo, $d_i = 0.62$ plg.

Area de flujo por tubo, $a_t = 0.302$ plg²

Area de transferencia por pie lineal de tubo, $a' = 0.1963$ pie²/pie

Espaciado entre tubos, $P_t = 1$ plg. □

Número de pasos en los tubos, $N_p = 2$

Area por coraza, $A' = N_t L_t a' = 7145.3$ pies²

Area real total de la unidad, $A = 8 A' = 57162.5$ pies².

a.) Cálculo del área en la que condensa aisladamente el hidrocarburo.

Se utilizará el método de Gilmour propuesto para el caso de condensación de un vapor en presencia de un incondensable. Los datos y los cálculos se presentan en forma abreviada.

$$\text{Agua de enfriamiento (dentro de los tubos)} \left\{ \begin{array}{l} z_i = 0.36 \text{ cps.} \\ PM_i = 18 \text{ lb/lb mol} \\ SG_i = 0.994 \\ CP_i = 1.0 \text{ BTU/lb} \cdot \text{F} \end{array} \right.$$

Gastos de los fluidos (correspondientes a un arreglo de corzas 4 paralelo)

Agua de enfriamiento	$W_i = 2335.26$ miles de lb/h	
Vapor antes de condens.	$W_1 = 188.27$	"
Vapor después de cond.	$W_2 = 59.54$	"
Condensado	$W_c = 128.73$	"

Diferencias de temperatura (Utilizando la zona correspondiente en la curva de condensación)

$$\begin{aligned} \Delta t &= 11 \text{ }^\circ\text{F} \\ \Delta T' &= 53.5 \text{ }^\circ\text{F} \\ \Delta T'' &= 53.5 \text{ }^\circ\text{F} \\ \Delta T &= 138.5 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Variables del factor mecánico.

$$n = N_t^* / N_p = (1200/2) = 600$$

$$N_p = 2$$

$$L = 40 \text{ pies}$$

$$d_i = 0.62 \text{ plg}$$

$$d_o = 0.75 \text{ plg}$$

$$B = 50 \text{ plg}$$

N_t^* = número de tubos supuesto para esta parte de la operación. = 1200

	F_n	F_p	F_w	F_m	P.F.
Agua enfriamiento	2.62	1.186	0.3746	0.00474	0.0055
Vapor entrada	0.475	1.0	3.14	0.00321	0.00478
Vapor salida	0.475	1.0	1.98	0.00321	0.00301
Condensado	4.75	11.964	2128.4	6.7×10^{-6}	0.81886
Pared del tubo	159	0.0158	185.47	7.2×10^{-6}	0.00336
Ensuciamiento	3820	0.0043	185.47	5.5×10^{-5}	0.15744
Suma de los productos					<u>0.993</u>

Area total calculada para la condensación aislada del hidrocarburo (vapor de agua actuando como incondensable):

$$A = 4 N_t^* L_t a' = 4 (1200)(20)(0.1963) = 18844.8 \text{ pies}^2$$

Cálculo del coeficiente de película del agua dentro de los tubos, h_{io} :

$$A_t = \frac{a_t N_t}{144 N_p} = \frac{0.302 (1820)}{144 (2)} = 1.908 \text{ pies}^2$$

$$G_t = \frac{M'}{A_t} = \frac{(9341067/4)}{1.908} = 1223934.3 \text{ lb/h (pie)}^2$$

$$V_t = \frac{G_t}{3600} = \frac{1223934.3}{3600 (62.3)} = 5.45 \text{ pie/seg}$$

$$t = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{115 + 90}{2} = 102.5 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_i = 1350$$

Fig. 25 Kern

$$h_{io} = h_i (d_i/d_o) = 1350(0.62/0.75) = 1116 \text{ BTU/h (pie)}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

b.) Cálculo del área de subenfriamiento de la mezcla de dos fases líquidas.

Se utilizará el método de Bell para calcular el coeficiente de película de la mezcla líquida fuera de los tubos. Los parámetros calculados para este caso se resumen como sigue:

$$N_c = 4.32$$

$$F_c = 0.109$$

$$N_{cw} = 19.872$$

$$S_m = 810.8 \text{ plg.}^2$$

$$F_{bp} = 0.143$$

$$S_{tb} = 37.08 \text{ plg.}^2$$

$$S_{sb} = 1.393 \text{ plg.}^2$$

$$J_c = 0.62$$

$$J_1 = 0.86$$

$$J_b = 1.0$$

$$S_{wg} = 1028.6 \text{ plg.}^2$$

$$S_{wt} = 358.2 \text{ plg.}^2$$

$$S_w = 670.43 \text{ plg.}^2$$

$$Re_s = 2106$$

$$J_H = 0.015$$

$$h' = 81.93 \text{ BTU/h (pie)}^2 \cdot \text{F}$$

$$h_o = J_c J_1 J_b h' = (0.62)(0.86)(1.0)(81.93) = 43.68$$

Coefficiente global de diseño, U_d :

$$U_d = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_d \right]^{-1} = \left[\frac{1}{1116} + \frac{1}{43.68} + 0.0043 \right]^{-1} = 35.59$$

$\Delta T_{\text{subenfriamiento}}$ (Utilizando la zona correspondiente en la curva de condensación).

$$T_1 = 180 \text{ }^\circ\text{F} \quad t_1 = 90 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 100 \text{ }^\circ\text{F} \quad t_2 = 94 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{subenfr}} = \frac{(180-94) - (100-90)}{\ln((180-94)/(100-90))} = 35.3 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{subenfr}} = 0.326 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

$$A_{\text{subenfr}} = \frac{Q_{\text{subenfr}}}{U_d \Delta T_{\text{subenfr}}}$$

$$A_{\text{subenfr}} = \frac{0.326 \times 10^8}{(35.59)(35.3)} = 26686.3 \text{ pies}^2$$

c.) Cálculo del área de condensación eutéctica.

Gasto del hidrocarburo (Arreglo 4 paralelo), W_1' :

$$W_1' = \frac{W_1}{4} = \frac{178137}{4} = 44534.25 \text{ lb/h}$$

Gasto del agua, W_2' :

$$W_2' = \frac{W_2}{4} = \frac{60003}{4} = 15000.75 \text{ lb/h}$$

Carga térmica durante la condensación eutéctica, $Q_{c.e.}$:

$$Q_{c.e.} = 0.95 \times 10^8 \text{ BTU/h}$$

Diferencia de temperatura en la condensación eutéctica.

$$T_1 = 200 \text{ }^\circ\text{F} \quad t_1 = 94 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 180 \text{ }^\circ\text{F} \quad t_2 = 104 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{c.e.} = \frac{(200-104) - (180-94)}{\ln(96/86)} = 90.9 \text{ }^\circ\text{F}$$

Relaciones importantes para el cálculo del coeficiente de condensación eutéctica:

$$\gamma = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{0.675}{0.990} = 0.682$$

$$\alpha = \frac{W_1}{W_2} = \frac{178137}{60003} = 2.968$$

$$\beta = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{201.8}{984.1} = 0.205$$

$$m = \frac{\mu_1}{\mu_2} = \frac{0.32}{0.35} = 0.914$$

$$k = \frac{k_1}{k_2} = \frac{0.0872}{0.40} = 0.218$$

Coefficientes de condensación del hidrocarburo y el agua separados.

Hidrocarburo:

$$G_1 = \frac{W_1'}{L_t N_t^{2/3}} = \frac{44534.25}{20 (1820)^{2/3}} = 14.93 \text{ lb/h pie}$$

$$h_1 = 0.945 \left[\frac{(0.0872)^3 (39.15)^2 (4.17 \times 10^8)}{(0.7744)(14.93)} \right]^{1/3} = 313.9 \text{ BTU/h(pie)}^2 \cdot \text{F}$$

Agua:

$$G_2 = \frac{W_2'}{L_t N_t^{2/3}} = \frac{15000.75}{20 (1820)^{2/3}} = 5.05 \text{ lb/h pie}$$

$$h_2 = 0.945 \left[\frac{(0.40)^3 (58.0)^2 (4.17 \times 10^8)}{(0.847)(5.05)} \right]^{1/3} = 2606.7 \text{ BTU/h(pie)}^2 \cdot \text{F}$$

1.) Ecuación de la compañía Kellogg.

Porcentaje en peso de agua:

$$W = \frac{15000.75}{44534.25 + 15000.75} = 25.19\%$$

$$h_{c.e.} = h_1 + 0.7 W^{1.5} = 313.9 + 0.7(25.19)^{1.5} = 402.43 \text{ BTU/h(pie)}^2 \cdot \text{F}$$

Coefficiente global de diseño, U_d :

$$U_d = \left[\frac{1}{1116} + \frac{1}{402.43} + 0.0043 \right]^{-1} = 132.8$$

Area de condensación eutéctica, $A_{c.e.}$:

$$A_{c.e.} = \frac{Q_{c.e.}}{\Delta T_{c.e.} U_d} = \frac{0.95 \times 10^8}{(90.9)(132.8)} = 7867.2 \text{ pies}^2$$

2.) Ecuación de Bernhardt.

Fracción volumen de agua:

$$V_2 = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\gamma}} = \frac{1}{1 + (2.968/0.682)} = 0.18684$$

Fracción volumen de hidrocarburo, V_1 :

$$V_1 = 1 - V_2 = 1 - 0.18684 = 0.81316$$

$$h_{c.e.} = h_1 V_1 + h_2 V_2 = 313.9(0.81316) + 2606.7(0.18684) =$$

$$h_{c.e.} = 742.0 \text{ BTU/h (pie)}^2 \cdot \text{F}$$

$$U_d = \left[\frac{1}{1116} + \frac{1}{742} + 0.0043 \right]^{-1} = 152.8 \text{ BTU/h (pie)}^2 \cdot \text{F}$$

$$A_{c.e.} = \frac{0.95 \times 10^8}{(90.9)(152.8)} = 6838.8 \text{ pies}^2$$

3.) Ecuación de Baker y Tsao.

$$h_{c.e.} = \frac{366(1/D_0)^{1/4} (1 - 0.0284/D_0)}{1 - 0.0085(\%_{\text{vol.H O}})} + \frac{1.67}{D_0}$$

$$\%_{\text{vol.H O}} = 100 V_2 = 100(0.18684) = 18.684$$

$$D_0 = (0.75/12) = 0.0625 \text{ pies}$$

$$h_{c.e.} = \frac{366(1/0.0625)^{1/4} (1 - 0.0284/0.0625)}{1 - 0.0085(18.684)} + \frac{1.67}{0.0625} = 501.5$$

$$U_d = \left[\frac{1}{501.5} + \frac{1}{1116} + 0.0043 \right]^{-1} = 139.0$$

$$A_{c.e.} = \frac{0.95 \times 10^8}{(90.9)(139.0)} = 7517.9 \text{ pies}^2$$

4.) Ecuación de Kirkbride.

$$h_{c.e.} = \frac{\alpha l}{1 + \alpha l} h_1 + \frac{1}{1 + \alpha l} h_2$$

$$h_{c.e.} = \frac{2.968(0.205)}{1 + 2.968(0.205)} (313.9) + \frac{1}{1 + 2.968(0.205)} (2606.7) =$$

$$h_{c.e.} = 1739.2 \text{ BTU/h (pie)}^2 \cdot \text{F}$$

$$U_d = \left[\frac{1}{1739.2} + \frac{1}{1116} + 0.0043 \right]^{-1} = 173.3 \text{ BTU/h (pie)}^2 \cdot \text{F}$$

$$A_{c.e.} = \frac{0.95 \times 10^8}{(90.9)(173.3)} = 6031.3 \text{ pies}^2$$

5.) Sykes y Marcello (Doble película).

Relación de espesores de las películas, :

$$\phi = 3.0 \quad (\text{Fig.1, Sykes y Marcello; A.I.Ch.E. Journal marzo 1969, pag.306})$$

$$G_1 = 1 + \frac{3}{2 \times \phi} = 1 + \frac{3}{2(0.682)(3.0)} = 1.733$$

$$G_2 = 1 + \frac{3\phi}{m} + \frac{3\phi^2 \gamma}{2m} = 1 + \frac{3(3.0)}{(0.914)} + \frac{3(3.0)(0.682)}{2(0.914)} = 20.92$$

$$h_{c.e.} = h_1 \left[\frac{G_1 \phi^3 + G_2(m/\lambda \gamma)}{(\phi + k)} \right]^{1/4}$$

$$h_{c.e.} = 313.9 \left[\frac{1.733(3.0) + 20.92(0.914/0.205(0.682))}{(3.0 + 0.218)} \right]^{1/4} = 480.8$$

$$U_d = \left[\frac{1}{1116} + \frac{1}{480.8} + 0.0043 \right]^{-1} = 137.44$$

$$A_{c.e.} = \frac{0.95 \times 10^6}{(90.9)(137.44)} = 7603.7 \text{ pies.}^2$$

6.) Sykes y Marcello (Nudeación controlante).

$$Pr_1 = \frac{Cp_1 \mu_1}{k_1} = \frac{0.579(0.774)}{0.0872} = 5.139$$

$$Pr_2 = \frac{Cp_2 \mu_2}{k_2} = \frac{1.0(0.847)}{0.40} = 2.117$$

$$H_{\infty} = 7.6 - 1.8(Pr_1 - Pr_2) = 7.6 - 1.8(5.139 - 2.117) = 2.16$$

$$N_{On_1} = \frac{\mu_1}{[\rho D_0 \sigma_1 \epsilon_c]^{1/2}}$$

$$N_{On_1} = \frac{0.774}{[39.15(0.0625)(0.0008)(4.17 \times 10^3)]^{1/2}} = 8.563 \times 10^{-4}$$

$$\Delta \sigma = \sigma_2 - \sigma_1 = 0.0052 - 0.0008 = 0.0044$$

$$H_{20} = \frac{17.30 \times 10^{-10} \text{ Pr}_1}{\left[N_{Oh_1} \left(\frac{\Delta T}{\sigma_1} \right)^{1/2} m (M_2/M_1) \right]^2}$$

$$H_{20} = \frac{17.30 \times 10^{-10} (5.139)}{\left[8.563 \times 10^{-4} \left(\frac{0.0044}{0.0008} \right)^{1/2} (0.914) \frac{18}{125.2} \right]^2} = 0.1276$$

$$h_{c.e.} = h_1 \left[\frac{1}{H_{\infty}} + \frac{1}{H_{20} (1 + \alpha \lambda) e^{B \Delta T_f}} \right]^{-1}$$

$$\Delta T_f = T_{eut} - t_w$$

$$t_m = \frac{t_1' + t_2'}{2} = \frac{94 + 104}{2} = 99 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_w = t_m + \frac{h_{c.e.}}{h_{c.e.} + h_{io}} (T_{eut} - t_m)$$

Suponer: $h_{c.e.} = 677.0$

$$t_w = 99 + \frac{677}{677 + 1116} (190 - 99) = 133.3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_f = 190 - 133.3 = 56.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_{c.e.} = 313.9 \left[\frac{1}{2.16} + \frac{1}{0.1276 (1 + 0.205(2.963)) e^{0.35(56.6)}} \right]^{-1} = 678.1$$

$$U_d = \left[\frac{1}{678.1} + \frac{1}{1116} + 0.0043 \right]^{-1} = 149.9$$

$$A_{c.e.} = \frac{0.95 \times 10^4}{(90.9) (149.9)} = 6971.6 \text{ pies}^2$$

Método de Gilmour (Inmiscibles).

	TUBOS	CORAZA		PARED	ENSUCIAMIENTO	
		Hidrocarburo Agua			k _w	R _d
		x	y			
F _n	2.62	4.75	4.75	159		3820
Cp _i	1.0	Cp _x 0.579	Cp _y 1.0	63		0.0043
Z _i	0.36	Z _x 0.32	Z _y 0.35			
PM _i	18	PM _x 125.2	PM _y 18			
SG _i	0.994	SG _x 0.675	SG _y 0.99			
F _p	1.186	12.97	1.884	0.0158		0.0043
W _i	2335.26	W _x 44.534	W _y 15.0			
Δt	10	λ _x 201.8	λ _y 984.1			
ΔT	90.9	φ _x 1.6425	φ _y 0.6088			
F _w	0.519	926.03	644.31	256.9		256.9
n	415	d _i 0.62				
N _p	2	d _o 0.75				
L	40					
F _m	0.0051	1.0367x10 ⁻⁵	1.0367x10 ⁻⁵	1.044x10 ⁻⁵		8.032x10 ⁻⁵
P.F.	0.0082	0.59147	0.05977	0.00673		0.33893

Suma de los productos = 1.00

$$N_t = n N_p = 415 (2) = 830$$

Area de condensación eutéctica:

$$A_{c.e.} = 4 N_t L_t a' = 4(830)(20)(0.1963) = 13034.3 \text{ pies}^2$$

Resumen de resultados.

Area de condensación aislada del hidrocarburo. = 18844.8 pies²
 Area de subenfriamiento de la mezcla líquida. = 26686.3 pies²
 Area real total del aparato. A = 57162.5 pies²

Método	Area condens. eutéctica	Area total	Precisión %
Cia. Kellog	7867.21	53398.3	93.4
Baker-Tsao	6031.3	53049.1	92.8
Bernhardt	6838.8	52369.9	91.6
Kirkbride	6031.3	51562.4	90.2
Sykes-Marcello			
(Doble pelic.)	7603.7	53134.8	93.0
(Nucleac. contr)	6971.6	52502.7	91.8
Gilmour	13034.3	58565.4	102.4

I V . C O N C L U S I O N E S .

Basándose en los resúmenes de resultados obtenidos en este -
trabajo se puede inferir lo siguiente:

CONDENSACION DE VAPOR SIMPLE .- La ecuación propuesta por Nusselt modificando la carga de condensado como lo sugiere Kern, produjo un resultado muy aceptable. En cuanto a las correcciones, la que aconsejan Peck y Reddie tiene una magnitud muy poco considerable; en cambio, la que plantean Henderson y Marcello, mediante el número de Ohnesorge, es más apreciable y su resultado entra en un rango de precisión admisible; en el caso de que una o más variables de las que intervienen en el número de Ohnesorge (diámetro del tubo, viscosidad, tensión superficial, densidad) tuvieran una magnitud poco común, ésta podría ser una corrección más importante y necesaria. Con respecto a los métodos de diseño, el de Gilmour resultó ser el más exacto, además de permitir mayor orden y rapidez en los cálculos; el método de Abe Devore proporcionó una área de transferencia pequeña en relación con la real, pero puede suponerse que, si el fluido condensante correspondiera más fielmente a los que especifica en sus nomogramas, lograría un resultado más acertado. Por su parte, el método de Lord, Minton y Bleusser, pese a su similitud con el de Gilmour y no obstante ser más reciente, no mostró ser más preciso en este caso. Se puede concluir que en la condensación de un vapor simple es conveniente y suficiente el uso de la ecuación de Nusselt o el del método corto de Gilmour para calcular el área de transferencia.

CONDENSACION DE MEZCLA MULTICOMPONENTE DE VAPORES .- Tanto el método propuesto por Kern, como los de Gilmour y Lord, Minton y ---

Sleusser proporcionaron resultados muy conservadores, produciendo áreas de transferencia excesivamente grandes. Por el contrario, - el método de Gloyer muestra que las resistencias supuestas y evaluadas por él son las más acertadas y su precisión la más destacada, por lo que es este método el que indiscutiblemente se recomienda para este aspecto de la condensación.

CONDENSACION DE UN VAPOR MEZCLADO CON GAS INCONDENSABLE.- Este -- fue el capítulo que produjo los resultados más diversos entre sí y poco precisos todos ellos. Esta situación se puede explicar si se considera que en esta faceta de la condensación toman parte un mayor número de variables, ya que se incluye al fenómeno de difusión de masa; y que, además, fue difícil conocer con exactitud el comportamiento de las propiedades del fluido condensante.

El método de diseño de Colburn-Hougen, aún siendo el más antiguo de los que se probaron, consiguió el resultado más certero. El método de Gilmour, que no toma en cuenta al fenómeno de transferencia de masa, obtuvo también efectos que se pueden considerar como aceptables. En cambio, las resistencias al flujo de calor supuestas por Gloyer no fueron lo suficientemente grandes que el caso requería y el resultado fue una área demasiado pequeña.

Lo aconsejable en este caso es el uso del método de Colburn-Hougen; pero si no se dispone de mucho tiempo para hacer los cálculos ni de suficientes datos de difusividad del fluido condensante, se recomienda utilizar el método corto de Gilmour.

CONDENSACION DE VAPORES CUYO CONDENSADO ES INMISCIBLE.- Los estudios hechos en este caso produjeron ecuaciones que, en general, - cumplen su cometido de generar coeficientes de condensación rela-

tivamente altos, apoyándose para esto en distintas bases teóricas. Esta situación ocasiona que las áreas calculadas para la condensación eutéctica sean muy similares y proporcionalmente reducidas.

Fundándose en el hecho de que su desarrollo teórico es el más completo y, por lo tanto, su uso puede generalizarse más, se recomiendan las ecuaciones encontradas en los trabajos de Sykes y Marcello. Sin embargo, por su mayor sencillez y celeridad en los cálculos, además de que reditúa resultados altamente aceptables, también se sugiere la utilización del método de Gilmour.

Se considera que el objetivo de la tesis se ha cumplido más plenamente en los casos de condensación de un vapor simple y condensación de una mezcla multicomponente de vapores, ya que en éstos se encontró cuando menos un método con precisión sobresaliente. En el caso de condensación de mezcla de dos vapores cuyo condensado es inmiscible, aunque se lograron resultados uniformes y precisiones altas, no se puede ser muy rotundo en las conclusiones, debido a que hubo otras operaciones en el ejemplo ilustrativo (condensación de hidrocarburo solo, subenfriamiento del condensado) -- que dominaron a la condensación eutéctica y obtuvieron la mayor -- parte del área total. Por su parte, el hecho de que ningún método haya logrado una precisión especialmente elevada en el caso de condensación de un vapor en presencia de un gas incondensable ocasiona que, en este aspecto, el objetivo se haya realizado de modo menos contundente.

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

- 1.) Baker E. y Tsao U..- Industrial Engineering Chemistry; Vol. 32 pag. 115, (1940).
- 2.) Bell K.J., Ghaly M.A..- A.I.Ch.E. Sy. Ser. Vol. 69, No. 131, - pag. 72.
- 3.) Bell K.J., Taborek J. y Fenoglio F..- Chem. Eng. Progress Sy.- Ser., Vol. 66, No. 102, pag. 150.
- 4.) Boyes A.P. y Ponter A.B..- Chemical Process Engineering "Heat Transfer Survey", pag. 26, (1972).
- 5.) Brass G.H.P..- Petroleum Refiner, Vol. 35, No. 6, pag. 177; -- Petroleum Refiner, Vol. 36, No. 2, pag. 149.
- 6.) Clement D. y Colver P.- A.I.Ch.E. Sy. Ser. Vol. 69, No. 131, - pag. 18.
- 7.) Devore A. .- Petroleum Refiner, Vol. 38, No. 6, pag. 205.
- 8.) Gilmour C.H.- Chem. Eng. abril 1953, pag. 214, (vap. simple);- Chem. Eng. octubre 1953, pag. 203, (multicomponentes); Chem. - Eng. febrero 1954, pag. 190, (inmiscibles); Chem. Eng. marzo - 1954, (presencia de no condensable).
- 9.) Gloyer W. .- Hydrocarbon Processing, junio 1970, pag. 103; julio 1970, pag. 107.
- 10.) Henderson C.L. y Marcello J.M..- A.I.Ch.E. Journal, Vol. 13,- No. 3, pag. 613, (1967).
- 11.) Kern D.Q. .- "Procesos de transferencia de calor", 1a. Ed.
- 12.) Kirkbride C.G..- Ind. Eng. Chem., Vol. 25, pag. 1324.
- 13.) Lord R.C., Minton P.E. y Sleusser R.P..- Chem. Eng. enero 26- de 1970; pag. 96.
- 14.) Lord, Minton y Sleusser .- Chem. Eng. marzo 23 de 1970; -- pag. 127.

- 15.) Mc Adams W.H.-- "Heat Transmission". 3a. Ed.
- 16.) Ortiz Peña Juan.- Tesis profesional: "Método de cálculo para el diseño de condensadores de mezclas inmiscibles". U.N.A.M. (1977).
- 17.) Peck R. y Reddie W.A.-- Ind. Eng. Chem. Vol. 43, No. 12, --- pag. 2926; (1951).
- 18.) Perry J.-- "Chemical Engineer's Handbook"; 5a. Ed.
- 19.) Sparrow E.M. y Eckert R.G.-- A.I.Ch.E. Journal, Vol. 7, No. 3 pag. 473; (1961).
- 20.) Sykes J.A. y Marcello J.M.-- A.I.Ch.E. Journal, Vol. 15, --- No. 2, pag. 307; (1969).
- 21.) Sykes y Marcello.-- Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev. Vol. 9 -- No. 1, pag. 69; (1970).
- 22.) Ward D. -- Petro/Chem Engineer, octubre 1960, pag. C-42.



TESIS "CLASICAS"

PASEO DE LAS FACULTADES 32-0
FRACC. COPILCO UNIVERSIDAD
CIUDAD UNIVERSITARIA 20. D. F.