

**"ESTUDIO ECONOMICO COMPARATIVO DEL  
USO DEL VAPOR Y DEL DOWTHERM  
EN UNA RAMA TEXTIL"**

JOSE ALLUSTIZA ADALID

1964.



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.

UNIVERSIDAD IBERO AMERICANA  
Incorporada a la Universidad Nacional Autónoma de México  
FACULTAD DE QUIMICA

"ESTUDIO ECONOMICO COMPARATIVO DEL USO DEL VAPOR Y DEL DOWTHERM  
EN UNA RAMA TEXTIL"

TESIS QUE PARA OPTAR AL TITULO  
DE INGENIERO QUIMICO PRESENTA

José Albetiza Adalid

A mi querida madrecita,  
y al inolvidable  
recuerdo de mi padre.

Con todo cariño a  
mi abuelito y her-  
mano

Al Sr. Ing. Alberto Muzas  
por la ayuda prestada a la  
realización de este trabajo.

**Desco expresar el reconocimiento por la ayuda prestada en la realización de este trabajo, a Geigy Mexicana S.A. de C.V. y a todas aquellas personas que gentilmente me facilitaron la elaboración del mismo**

**"ESTUDIO ECONOMICO COMPARATIVO DEL USO DEL VAPOR Y DEL  
DOWTHERM EN UNA RAMA TEXTIL"**

**INDICE**

- I.- INTRODUCCION**
- II.- GENERALIDADES**
- III.- CALCULO DE EQUIPO**
- IV.- ESTUDIO ECONOMICO**
- V.- CONCLUSIONES**
- VI.- BIBLIOGRAFIA**

## I. INTRODUCCION

Entre los sistemas que han predominado para transferencia de calor, indudablemente está en primer plano el vapor de agua que ha sido y sigue siendo el medio de transmisión de calor de mayor uso.

Sin embargo, se han comercializado otros sistemas diferentes entre los que se encuentra el uso del Dowtherm. Debido a sus ventajas sobre el vapor, en lo que respecta a su mayor punto de ebullición (475.5°F en vez de los 212°F del vapor) y a que cuando se trata de trabajar a elevadas temperaturas la presión del Dowtherm es mínima en relación a la que se necesitaría usar para el vapor, se pensó que sería conveniente hacer un estudio comparativo (incluyendo el aspecto económico) del vapor y el Dowtherm en su uso para los cambiadores de calor a utilizar en una rama textil; ya que con el desarrollo textil actual frecuentemente se necesitan altas temperaturas en las ramas, ya sea para el secado o aún para fijar las resinas usadas en la industria textil para los diferentes tipos de acabados.

De esta manera se trata de saber si sería conveniente el cambiar o colocar desde un principio un sistema para Dowtherm en una rama textil en vez de utilizar el sistema de vapor de agua.

Este estudio se basó en datos reales de ramas textiles en servicio activo en la Ciudad de México.



## II. GENERALIDADES:

La rama textil es un equipo extensamente usado en la actualidad, a tal punto que se puede decir que no hay fábrica de acabado textil que no tenga por lo menos una rama.

Las necesidades que cubre la rama textil son variadas y entre ellas se encuentran principalmente la del secado de las telas, sin que exista contacto con superficies calientes y por otra parte darle el ancho requerido a la tela al mismo tiempo que compactar la misma.

La rama en sí consta de los siguientes pasos:

A) La entrega de la tela que llega generalmente de un foulard y a través de cilindros guías y que mediante un palpador de orillas se logra que las cadenas que contienen ya sea las pinzas o las agujas, según el método que se esté usando, toman a la tela exactamente de la orilla.

B) El secado, la tela una vez sujeta por las pinzas o tomada por las agujas sigue su curso mediante las cadenas y pasa a través de las secciones secadoras.

Estas secciones consisten de un ventilador que está - tomando aire del exterior y que lo pasa a través de un - cambiador de calor por medio de un ducto, el cual continúa y se divide en pequeños tubos o "narices" por las cuales sale a mayor velocidad y a unos 2 cm. de distancia de la tela que va pasando en las cadenas.

Estos pequeños tubos o "narices" se encuentran tanto por la parte superior como por la parte inferior de la tela y a todo lo largo de las secciones secadoras.

Habrán tantos ventiladores y cambiadores de calor como - secciones de secado haya en la rama, pues cada sección - tiene el suyo propio. Estos generalmente están colocados en los costados de la rama, aunque en algunas ocasiones se encuentran en la parte superior de la misma.

c) La salida es un departamento en donde la cadena -  
regresa y en ese preciso instante las pinzas se abren  
y permiten continuar a la tela ya sea para que se en-  
rolle o se plegue para los pasos subsiguientes.

d) Enfriamiento. En algunos casos existe antes de la  
salida una sección de enfriamiento en forma similar a  
la sección de calentamiento pero naturalmente a la -  
inversa y que consta únicamente de una sección.

## A) DOWTHERM

Dowtherm es la marca registrada para productos de transferencia de calor, fabricados por la Dow Chemical Company y en la actualidad se pueden encontrar 4 tipos diferentes a saber:

Dowtherm A  
Dowtherm E  
Dowtherm SR-1  
Dowtherm 209

Como en la presente Testa se utilizará únicamente Dowtherm A, - será de este producto del que se hablará en adelante sin profundizar en los otros tres tipos.

El Dowtherm A se puede utilizar en fase líquida o en fase vapor. En fase vapor al condensarse éste, todo el calor se transfiere a la temperatura de saturación del vapor y toda la superficie - calentada está expuesta entonces a la misma temperatura. En el calentamiento en que se usa la fase líquida el calor transferido es calor sensible y no calor latente y la uniformidad del calentamiento depende de la cantidad de líquido bombeado. En general en la fase vapor se obtienen coeficientes de película más altos.

En fase líquida la temperatura varía en toda la línea no siendo así en la fase vapor por lo que se ha recomendado esta última para cuando no se pueda llevar un control efectivo de la temperatura.

En los sistemas de fase líquida el coeficiente de película aumenta con la velocidad del líquido. En los sistemas de fase vapor el coeficiente de película está fijado por la diferencia de temperatura, el tamaño del tubo, y la forma con está colocado.

En el caso de que se utilice fase líquida se necesitará una - bomba es decir circulación forzada. En el caso de que se utilice la fase vapor sólo se utilizará una bomba para recoger el - condensado.

En el sistema de fase líquida la bomba debe ser suficiente para el sistema completo. Si se usa circulación forzada para el sistema de vapor se requerirá una bomba para regresar el condensado. Dependiendo de la instalación de los tubos frecuentemente se puede usar la misma bomba de calentamiento para el regreso del condensado.

### B. Características del Dowtherm A.

El Dowtherm A es una mezcla eutéctica con un contenido de 26.4% de difenilo y 73.6% de óxido de difenilo en peso.

Al término de su fabricación el Dowtherm A es un líquido transparente, muy ligeramente coloreado y que oscurece rápidamente con el uso.

Antes de concentrarse el Dowtherm A, sus dos componentes se usaban independientemente como medios de transmisión de calor, pero con estos productos había dificultades con sus puntos de solidificación pues eran altos y se necesitaba usar junto a ellos una línea de vapor para mantenerlos en condiciones de uso. El Dowtherm A tiene un punto de solidificación de 31.6°F (11.9°C) y se puede usar sin línea de vapor en instalaciones protegidas del tiempo intemperie. Las curvas de presión de vapor están tan cercanas una de otra, de tal manera que no se separan a la ebullición, que se puede entonces considerar el Dowtherm A para todos los propósitos de transferencia de calor como un compuesto simple.

El Dowtherm A tiene un punto de ebullición de 493.8°F (267.6°C) y sus propiedades físicas se encuentran en las tablas I y II y en la fig. 1.

El Dowtherm A ha sido usado satisfactoriamente en sistemas ya sea de fase líquida o de fase vapor entre temperatura ambiente y 751°F. (400°C.).

### C. Transferencia de calor.

El vapor es el medio más versátil para transferencia de calor y el más ampliamente usado. El agua hierve (en México) a 212°F. (100°C.) y el vapor saturado se usa generalmente alrededor de 150-200 lb. (68-93°C.). A 212°C., el vapor saturado tiene una presión de 14.7 libras por pulgada cuadrada manométrica.

T A B L A I

PROPIEDADES FISICAS DEL DOWTHERM	
Propiedades	Dowtherm A
Punto de Ebullición Atmosférico	495.80°F 100°C
Punto de Congelación	53.60°F 10°C
Punto de Inflamación c.o.c.	255°F 120°C
Punto de Autoignición c.o.c.	275°F 130°C
Temp. de Autoignición A.S.T.M.	1150°F 600°C
Densidad a 60°F	66.7lb./ft. <sup>3</sup> 1567 gr./lt.
Calor de Fusión	42.2 B.t.u./lb. 21.2 cal./gr.
Libras por Galón 70°C.	8.62
Resistividad Específica	32°F. $1.2 \times 10^{12}$ ohm cm. 68°F. $6.4 \times 10^{11}$ ohm cm. 104°F. $3.9 \times 10^{11}$ ohm cm.
Tensión Superficial en Aire	68°F. 40.1 Dinae/cm. 104°F. 37.6 Dinae/cm. 140°F. 35.7 Dinae/cm.
Temperatura Crítica	927°F 500°C
Presión Crítica	31.05 Atm.
Volumen Crítico	20.2 lb./ft. <sup>3</sup> 457 gr./lt.

FIGURA 1  
 VISCOSIDAD CALCULADA PARA VAPOR DOWTHERM

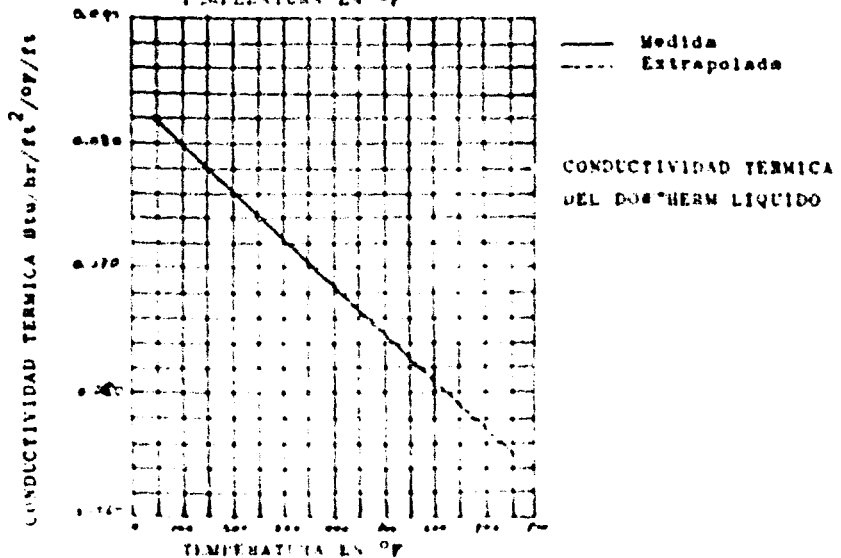
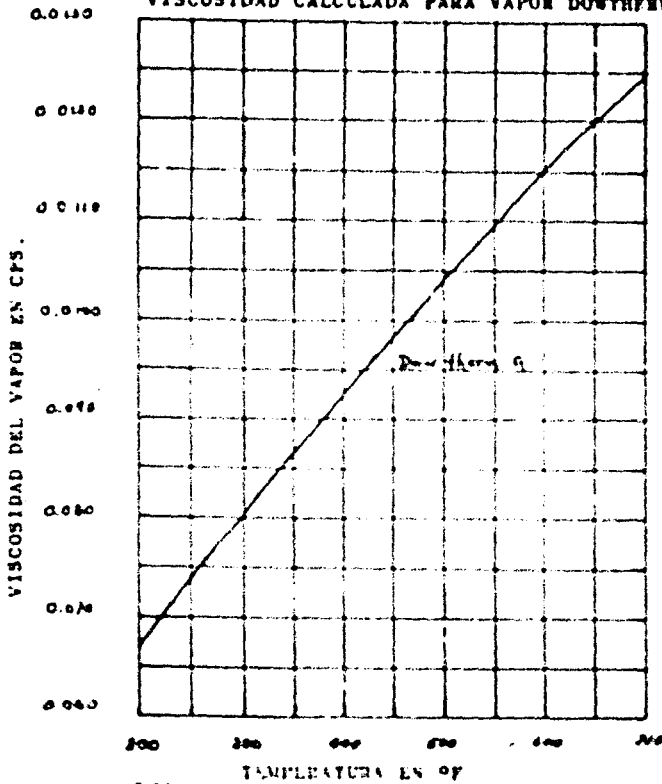
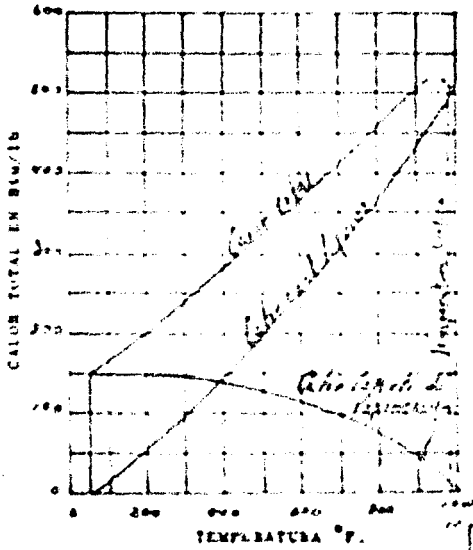
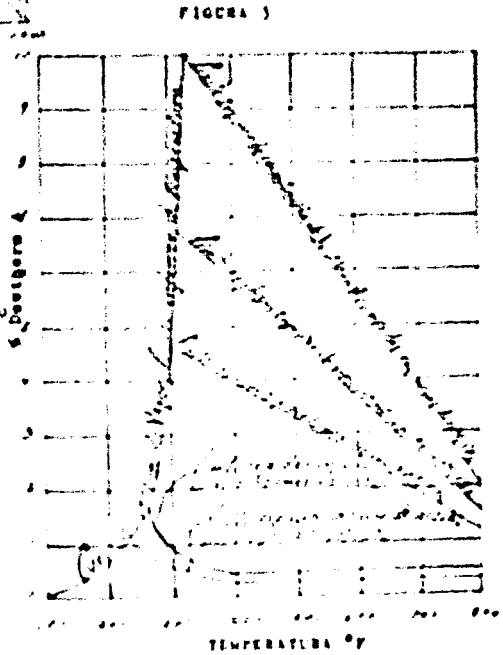


FIGURA 2



CONTENIDO DE CALOR DEL DOWTHERM A

LIMITES EXPLOSIVOS DE LAS MEZCLAS DE DOWTHERM A Y DIOXIDO DE CARBONO



Por encima de esta temperatura, la presión de vapor aumenta rápidamente al aumentar la temperatura, haciendo cada vez menos atractivo el uso del vapor sucediendo lo contrario con el Dowtherm.

El calor latente del Dowtherm A sobre peso es aproximadamente el 1% que el del vapor. A presiones iguales sin embargo, los calores latentes por unidad de volúmenes del vapor de Dowtherm y del vapor de agua son aproximadamente los mismos. Siendo así que en instalaciones semejantes ambos requeriran aproximadamente el mismo espacio de volumen en el cambiador de calor. La figura 5 muestra los coeficientes de transferencia de calor para la condensación del Dowtherm fase vapor. En general los coeficientes de película de condensación del vapor de Dowtherm son aproximadamente el 1/3 de los coeficientes de película de vapor a 212°F. (100°C). Hay dos factores que tienden a balancear los bajos valores del Dowtherm.

1o. El aumento de la temperatura del Dowtherm da por resultado un aumento ligero y relativo de la presión.

2o. La mayor parte de la resistencia al flujo de calor, normalmente ocurre en el lado del producto o sustancia que está en el cambiador de calor, en mayor grado que en el lado del Dowtherm y la resistencia total al flujo de calor depende muy poco del coeficiente medio de calentamiento. Normalmente si el coeficiente total con el vapor de agua es menor que 50 BTU/hr<sup>2</sup>F ft<sup>2</sup> se puede suponer un coeficiente semejante o aproximado para el Dowtherm. Para muchos tipos de equipos y productos los coeficientes totales pueden ser estimados únicamente sobre las bases de experiencias anteriores y se pueden encontrar en cualquier punto entre 5 y 500 BTU/hr<sup>2</sup>.°F ft<sup>2</sup>.

La tabla III enumera algunos coeficientes totales disponibles para cálculos preliminares de diseño.

#### D) Riesgos o Peligros.

A pesar de ser un material inflamable, el Dowtherm A no puede ser considerado particularmente peligroso, ya que la posibilidad de una explosión del líquido o del vapor es nula. El líquido tiene un punto de inflamación alrededor de 150°F (65°C) y un punto de autoignición de 275°F (135°C) como se muestra en la fig. 5 que define los límites explosivos de las mezclas de Dowtherm A, dióxido de carbono y aire.



Un goteo o escape del sistema de vapor dentro del compartimento de calentamiento (horno o vaporizador) sólo dará como resultado que se quemen los vapores, ya que el porcentaje normal del bióxido de carbono en la cámara de combustión no permitiría la formación de una mezcla explosiva. Arriba de  $600^{\circ}\text{F}$ . ( $315.5^{\circ}\text{C}$ ) es imposible que exploten los vapores de Bosthern A ya que ésta - temperatura es el límite para explosión. Las temperaturas de los gases en las unidades de calentamiento son en general bastante superiores a este límite.

El goteo dentro del horno por el escape de Bosthern A resulta de la carbonización y ruptura de los tubos. La carbonización y ruptura es el cambio de aspecto debido al Bosthern contaminado y al sobrecalentamiento local debido a la falta de pulverización de la flama en un tubo del calentador o a la circulación impropia u obstrucción del Bosthern A. Resquebrajando las líneas en los vaporizadores se inutilizan agua y cantidad suficiente para extinguir las fugas resultantes de las fallas de los tubos.

El vapor de baja presión enfriará el Bosthern A por debajo de su punto de autoignición y no repetirá sobre el horno.

A veces también se encuentran escapes de vapor de Bosthern a la atmósfera. Dichos escapes aunque sean pequeños no deben tolerarse debido al costo de reemplazo del Bosthern perdido. La inflamabilidad no es un peligro serio, la concentración de saturación del Bosthern A en el aire a temperatura ambiente, está por debajo de sus límites explosivos inferiores, de tal manera que no puede ocurrir una explosión. Las mezclas explosivas sin embargo, son posibles bajo circunstancias extraordinariamente raras.

Los escapes de la tubería al aislamiento son también potencialmente peligrosos. Dichos escapes pueden ser de consecuencia - un incendio si hay saturación del aislante. Se ha encontrado por ejemplo que el escape de un material orgánico dentro de un aislante absorbente a elevadas temperaturas, puede dar como resultado una ignición espontánea del material aún cuando la temperatura no alcance su punto de autoignición. Según esto los escapes son altamente indeseables por dos razones: constituyen un peligro de incendio y aumentan los gastos de operación de la unidad. Todos los escapes deben ser entonces reparados inmediatamente.

En caso de incendio fuera del vaporizador se deben utilizar los extinguidores de bióxido de carbono o de polvo seco.

El agua se puede aplicar utilizando una salida ó chiflón de niebla. Los extinguidores de espuma son útiles en los grandes incendios.

Cuando una unidad ha sido desconectada y sujeta a temperaturas inferiores a 53°F (11.67°C) el vaporizador y sus líneas deben ser verificados por la posibilidad de solidificación. Si existe ésta el arranque debe ser muy lento ya que la presencia de Dowtherm en estado sólido impediría la circulación.

Con un uso apropiado y razonable y con ciertos cuidados a las instalaciones, el Dowtherm puede permanecer en servicio por 10 años, sin presentar graves dificultades.

### E) Toxicidad

El Dowtherm no presenta peligro apreciable a la salud bajo condiciones de uso como agente de transferencia de calor y no hay necesidad de tomar medidas especiales de precaución.

La administración oral de Dowtherm A a animales de laboratorio, ha revelado un nivel bajo de toxicidad sistémica. Dosis individuales de 2.0 gr/Kg. fueron bien soportadas por todas las ratas, mientras que las dosis de 5.0 gr/Kg. o mayores probaron ser fatales. Las dosis de 5.0 gr/Kg. dadas diariamente 7 días a la semana durante seis semanas no produjeron un daño específico.

En experimentos con los vapores los animales fueron expuestos 7 horas al día, 5 días a la semana a concentraciones de vapor de 7-10 p.p.m. que es la mayor concentración obtenible sin condensado y niebla. Esta exposición fué tolerada sin efecto detectable por muchas especies de animales. El Dowtherm A tiene un olor característico que se convierte completamente desagradable aún a concentraciones mucho menores de 7-10 p.p.m. Esta propiedad sirve para prevenir una exposición excesiva a los vapores y humos.

El Dowtherm A líquido tiene solo un ligero efecto irritante sobre la piel, de tal manera que, para que existan resultados en la epidermis, se necesitan exposiciones severas y repetidas. In cuidado razonable y las líneas limpias prevendrán cualquier dificultad de la piel.

### F) Estabilidad

Aunque el Dowtherm A es muy estable existe la posibilidad de descomposición cuando se opera en condiciones severas.

Se pueden distinguir tres tipos de descomposición: El primero - aparece tan pronto como el Dowtherm se calienta. El líquido original que era claro se vuelve obscuro y opaco como resultado de la formación de un exceso de partículas finas que permanecen suspendidas en el líquido. Estas partículas son una mezcla de las incrustaciones de las paredes del tubo, el aceite descompuesto y desprendido de las uniones de los tubos y partículas de carbón probablemente resultantes de la descomposición de una impureza ligera en el Dowtherm A. Este tipo de descomposición no tiene efecto en la operación del sistema.

El segundo tipo de descomposición ocurrirá a temperaturas de operación normales y es en realidad una polimerización del Dowtherm a materiales de mayor peso molecular que permanecen en solución en el líquido. Esto no afecta la operación del vaporizador, la concentración y las condiciones de operación son de tal forma - que el tercer tipo de descomposición, que es la completa disociación, no llega a ocurrir.

La formación de carbón puede resultar cuando una circulación - inadecuada permite la acumulación de material y mantiene al Dowtherm estancado. En este momento se destilan las fracciones ligeras, dejando atrás las fracciones de alto punto de ebullición que entonces carbonizan.

Una causa importante de la mala circulación es la descomposición de un contaminante en el Dowtherm, otra causa puede ser calentar el vaporizador sobre su capacidad nominal. La formación de una capa blanca de carbón causará un incremento en la temperatura de la pared y acelerará la descomposición del Dowtherm. A temperaturas menores de  $600^{\circ}\text{F}$  ( $315^{\circ}\text{C}$ ) no ocurrirá una descomposición apreciable del Dowtherm A en un equipo bien diseñado y operado.

Ya que la descomposición es el resultado de una circulación impropia, entonces la carbonización no ocurrirá si la circulación es suficientemente vigorosa para mantener cubiertas con líquido todas las superficies calentadas, y todos los residuos en solución o en suspensión.

Las unidades pueden ser diseñadas para trabajar a mayores temperaturas que las que se recomiendan y en donde los mayores costos de reemplazamiento del Dowtherm pueden ser económicamente justificados.

## G) Contaminación

### 1.- Tipos de Contaminación

La contaminación con el material que está siendo procesado es - probablemente la mayor fuente de dificultades en las instalaciones que emplean Dowtherm. Ya que la experiencia indica que probablemente el 75% de las fallas en éste tipo de sistema, al menos en parte, se ha debido a la contaminación.

Casi sin excepción los materiales procesados en sistemas que - utilizan Dowtherm tienen una estabilidad térmica menor que éste producto. En general son materiales orgánicos que se descomponen dejando depósitos de carbón en las superficies de calentamiento. Estos depósitos de carbón causan un sobrecalentamiento y pueden comenzar una descomposición local del Dowtherm.

El Dowtherm generalmente no reacciona, pero bajo ciertas condiciones especiales reaccionará con el material que se está tratando.

El agua puede significar bastante peligro en un sistema conteniendo Dowtherm, debido a la presión de vapor extremadamente - alta a la temperatura normal de operación del sistema. El agua se puede eliminar fácilmente a temperatura ambiente ya que es inmiscible con el Dowtherm aún en poca cantidad y puede ser decantada.

A pesar de esto se han operado satisfactoriamente sistemas que utilizan indiferentemente Dowtherm y vapor. Pero después de cada uso del vapor se calienta a alta temperatura para poder eliminar toda el agua residual y después se evacua soplando aire.

### 2.- Cuanteo de la Contaminación

Existen varios métodos para el cuanteo de los productos contaminadores del Dowtherm y de Dowtherm en materiales que están - siendo procesados. La pureza del Dowtherm A puede ser determinada fácilmente por su punto de congelación. Cuando se sospecha - de un contaminante específico se debe hacer un análisis de dicho producto.

El cuanteo del Dowtherm A en otros materiales puede ser llevado a cabo colorimétricamente o por espectroscopio ultravioleta. - Los métodos colorimétricos hacen uso del color café formado por el Dowtherm con formaldehído en ácido sulfúrico concentrado. El método colorimétrico es útil cuando el material tiene una presión de vapor mayor que el Dowtherm A.

El método espectrofotométrico ultravioleta es útil cuando el producto que se está procesando no es absorbible o cuando el Dowtherm A puede ser extraído de la muestra. El método usa para la absorción una longitud de onda de 278 m $\mu$ .

## H) Congelación

El punto de congelación del Dowtherm A (31.6°F o sea 11.9°C) está por debajo de la temperatura ambiente normal pero es suficientemente alto para causar dificultades ocasionales. Estas dificultades se presentan especialmente en los lugares en donde normalmente no hace frío, en donde una baja poco usual en la temperatura causa el congelamiento en tubos y equipo con protección inadecuada contra el frío.

El Dowtherm A en contacto con el agua se contrae al congelarse y no existe el peligro de rupturas de tubos o equipo.

Todas las líneas de bombas así como las terminaciones de líneas muestras, el equipo aislante y controladores de presión, de nivel, válvulas y bombas que se pueda congelar se debe de proveer con líneas de vapor, drenaje o aislamiento adecuado.

Cuando se arranca un vaporizador que pueda contener Dowtherm A congelado, la unidad se debe de operar con una flama muy baja hasta que el Dowtherm se haya fundido. Este procedimiento prevendrá de una mala circulación y de sus dificultades subsecuentes.

## I) Operación a Alta Temperatura.

En general el Dowtherm A no se recomienda para uso a temperaturas que sobrepasen los 750°F (399.9°C). Sin embargo, se han operado unidades experimentales a temperaturas de 800°F (426.6°C) sin ninguna dificultad por formación de carbón en el vaporizador. Todas estas unidades experimentales han utilizado una circulación positiva para asegurar un flujo adecuado y uniforme sobre toda la superficie de calentamiento. En unidades que operan arriba de 700°F (371.1°C) se ha encontrado frecuentemente ventajoso el emplear purificación semi-continua del Dowtherm A, debido al incremento en la descomposición, que existe a estas elevadas temperaturas.

## J) Limpieza de los Sistemas

El Dowtherm no es corrosivo y a menos que esté contaminado no produce incrustaciones en el equipo. Consecuentemente no son necesarios procedimientos complicados de limpieza. Cuando se pone en operación un nuevo equipo, generalmente es necesario el remover de los tubos, el aceite, la grasa, etc.

Los materiales de limpieza normalmente recomendados son: la sosa cáustica y el carbonato de sodio que se usan frecuentemente junto con el cloruro de sodio.

Si se usan ésteres compuestos se debe tener mucho cuidado de removerlos completamente del sistema, ya que los compuestos inorgánicos como éstos son insolubles en Dowtherm y si se dejan en el sistema flotarán en el Dowtherm hasta que encuentren un lugar donde protegerse. En contacto posterior con humedad puede dar como resultado el establecimiento de una celda electrofítica y por lo tanto corrosión.

Un método que ha probado ser muy satisfactorio para limpiar de incrustaciones es circular Dowtherm en el sistema.

El Dowtherm se pasa entonces al drenaje y se introduce una nueva provisión de Dowtherm al sistema. El Dowtherm usado para limpiar es factible de ser enviado a reproceso para su purificación.

Con lo que se ha dicho del Dowtherm A se piensa que se puede tener una idea bastante aproximada de éste producto antes de pasar al capítulo del diseño de los cambiadores de calor.

T A B L A III

COEFICIENTES TOTALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR					
Medio de Calentamiento	Equipo	Materiales Tratados	Agitación	Superficie de Calentamiento	Coef. Total B t.u. Hft <sup>2</sup> oy
Vapor	Modillon Secado	Papel		Hierro Fundido	20 - 50
Vapor	Recipiente con Chaqueta	Papel		Acero	27.4
Vapor	Recipiente con Chaqueta	Parafina	Ninguna	Acero	27.4
Vapor	Recipiente con Chaqueta	Agua hirviendo	Ninguna	Acero	187.0
Dowtherm A Vapor	Recipiente con Chaqueta	Barniz	Ninguna	Acero	20 - 50
Dowtherm A Vapor	Cambiador de calor	Acido	Forzada	Acero	24 - 150
Dowtherm A Vapor	Cambiador de calor	Grasa de Coco	Forzada	Acero	70 - 75
Dowtherm Vapor	Cambiador de calor	Acidos Grasos	Forzada	Acero	45 - 50
Dowtherm Vapor	Cambiador de calor	Asfalto	Forzada	Acero	25 - 50
Dowtherm Vapor	Recipiente con Chaqueta	Asfalto	Ninguna	Acero	0 - 20

### III. CALCULO DE EQUIPO.

#### A) Generalidades

Para poder calcular los cambiadores de calor se necesita saber varios datos relacionados entre sí, entre los que se encuentran: la cantidad de vapor o de Dowtherm A que se va a utilizar y por supuesto para este dato se necesita antes conocer la cantidad de aire que se tiene que calentar. Pero no se pueden saber las necesidades de aire si antes no sabemos la cantidad de agua que debe evaporar ese aire de la tela que se está tratando en la rama.

Por esta razón es necesario establecer ciertos datos iniciales sobre los cuales se seguirán los cálculos para los cambiadores de calor.

Los datos siguientes son completamente aplicables a la gran mayoría de ramas que se encuentran en uso actual.

Rango de evaporación del agua: 200 Kg. hora de agua  
 Velocidad de la tela en la rama: 1.52 m seg; 5 ft seg; 91.5m/min.  
 Presión del vapor de agua usado en el cambiador: 6 atm.; 88 psf absoluto  
 Temperatura de entrada del vapor: (P.E. a 6 atm) 318.7°F ó 159°C.

#### Condiciones de Trabajo del Aire:

Temperatura Inicial: 77°F ó 25°C.  
 Humedad relativa Inicial: 40%.  
 Temperatura a la salida del cambiador: 260°F ó 126.7°C.  
 Temperatura a la salida de la rama: 139°F ó 59.5°C.  
 Humedad relativa a la salida de la rama: 30%

1. La humedad perdida por la tela es de: 200 Kg./hora.

200 Kg. hora = 3.33 Kg./min.

3.33 Kg./min = 7.33 lb./min.



Aquí es conveniente indicar que debido a que la mayor parte, sino es que todos los datos disponibles se encontraban referidos al sistema inglés, será este sistema el que se utilice en la presente Tesis y únicamente en el caso de las temperaturas se hará mención del sistema decimal.

#### 2. Humedad del Aire a la Entrada.

Los datos que se tienen son:

Temperatura = 77°F ó 25°C.

Humedad Relativa = 40%

Mediante el uso de la tabla psicrométrica (Fig. No. 4) para la ciudad de México (ya que los cálculos se suponen para una raza que trabaja en México, D.F.) se puede encontrar la humedad del aire a la entrada.

Humedad<sub>1</sub> = 0.012 lb vapor agua/lb de aire

#### 3. Humedad del aire a la Salida:

Los datos que se tienen son:

Temperatura = 139°F ó 59.5°C

Humedad relativa = 30%

También mediante el uso de la tabla psicrométrica Fig. No. 4 se puede obtener este dato.

Humedad<sub>2</sub> = 0.047 lb vapor agua/lb de aire

## 4. Cantidad de humedad que gana el Aire.

Humedad a la salida - Humedad Inicial = Humedad Ganada

$$0.047 - 0.012 = 0.035 \text{ lb de agua/lb de aire}$$

Con estos datos anteriores ya se puede pasar a calcular el equipo.

B) Cálculo del Cambiador de Calor que Trabaja con Vapor.

## 1. Cantidad de Aire Necesario.

1 lb de aire gana 0.035 lb de vapor agua

$$x \quad \text{-----} \quad 7.11 \text{ lb de agua (vapor)/min.}$$

$$x = 214.2 \text{ lb de aire/min.}$$

Para obtener el gasto de aire hacemos el volumen que corresponde a la cantidad anterior y para esto hacemos uso nuevamente de la gráfica psicrométrica.

Volumen Seco: 17.5 ft<sup>3</sup>/lb

Volumen Húmedo: 18.4 ft<sup>3</sup>/lb.

La diferencia entre los dos volúmenes es de:

$$18.4 - 17.5 = 0.9 \text{ ft}^3/\text{lb.}$$

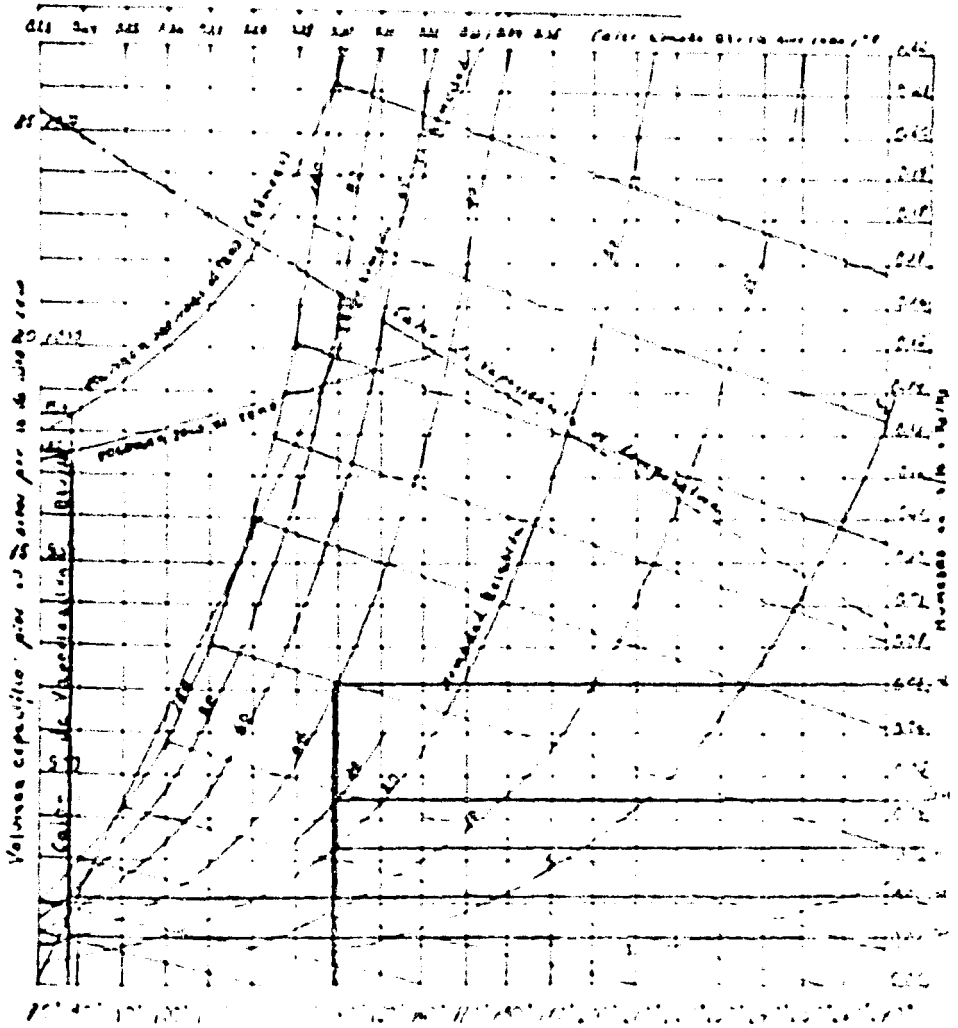
Pero como se tiene una humedad relativa del 40% queda:

$$0.9 \times 0.4 = 0.36 \text{ ft}^3/\text{lb} \text{ lo que sustra en volumen cada libra}$$

$$\text{Si el volumen inicial era de } 17.5 \text{ ft}^3/\text{lb} \text{ quedará } 17.5 - 0.36 = 17.14 \text{ ft}^3/\text{lb.}$$

FIGURA 4

GRÁFICA PSICROMÉTRICA P = 505 mm Hg (Ciudad de México)



Cada libra ocupa un volumen de  $17.06 \text{ ft}^3$  las 209.5 lb. min. ocuparán:  $3741.6 \text{ ft}^3/\text{min.}$  gasto de aire =  $3741.6 \text{ ft}^3/\text{min.}$  que en números redondos para el ventilador se puede suponer  $5000 \text{ ft}^3/\text{min.}$

Ya supuesto el gasto de  $5000 \text{ ft}^3/\text{min.}$ , se dirá que entonces el peso equivalente de aire para este volumen es de  $274.22 = 1 \text{ lb. min.}$   $275 \text{ lb. min.}$

## 2. Cantidad de Vapor Necesario.

Para encontrar esta cantidad es necesario conocer el calor latente y como no se tiene el dato se calcula.

a. CÁLCULO del calor latente de vaporización del agua a 6 atm.

Punto de Ebullición del agua a 6 atm.  $4 \text{ lb./in}^2 = 118.7^\circ\text{F}$   
 $(15.4^\circ\text{C.} = 452.5^\circ\text{K}$

En la tabla de "Constantes de Presión de Vapor" encontramos la temperatura crítica.

$$T_c = 647.3^\circ\text{K}$$

En la misma tabla se encuentra la presión crítica.

$$P_c = 165,800 \text{ mm Hg.}$$

$$\frac{165,800 \text{ mm Hg } 1 \text{ atm.}}{760 \text{ mm Hg.}} = 218.15 \text{ atm.}$$

Se busca ahora la temperatura reducida  $T_r$ .

$$T_r = \frac{\text{Temperatura del Punto de Ebullición } ^\circ\text{K}}{\text{Temperatura Crítica } ^\circ\text{K}}$$

$$T_{r \text{ H}_2\text{O}(6 \text{ atm})} = \frac{452.5^\circ\text{K}}{647.3^\circ\text{K}} = 0.668$$

Después se obtiene la presión reducida.

$$P_{r \text{ H}_2\text{O}(6 \text{ atm})} = \frac{6 \text{ atm.}}{218.15 \text{ atm.}} = 0.0274$$

De la tabla "Valores de  $Z_G - Z_L$  como una función de presión reducida" tenemos:

$$\text{Con } Pr = 0.02 \quad Z_G - Z_L = 0.968$$

$$\text{Con } Pr = 0.03 \quad Z_G - Z_L = 0.954$$

$$\text{Con } Pr = 0.02074 \quad Z_G - Z_L = 0.9601$$

De la tabla de "Constantes de Presión de Vapor" se encuentran las constantes A y b.

$$A = 3.1423 \quad b = 0.163$$

Para el cálculo del calor latente de vaporización existen 2 fórmulas en las que se pueden usar estos datos anteriores, una reducida y la otra exacta.

Se hará el cálculo por las dos como simple vía de comparación aunque naturalmente se tomará el dato obtenido con la fórmula exacta.

**Fórmula disminuida o reducida:**

$$\lambda = 2.303 (Z_G - Z_L) RT_c A \quad R = 1.987 \text{ cal/g.mol}^\circ\text{K}$$

$$\lambda = 2.303 (0.9601) (1.987) (647.3) (3.1423)$$

$$\lambda = 9010.55 \text{ cal/g. mol.}$$

**Fórmula Exacta:**

$$\lambda = 2.303 (Z_G - Z_L) RT_c A + 40 Pr^2 (Pr - b) e^{-20(Pr - b)^2}$$

$$\lambda = \frac{9010.55}{3.1423} + 3.1423 + 40(0.688)^2(0.688 - 0.163) e^{-20(0.525)^2}$$

$$\lambda = 2867.5 + 3.1423 + 40(0.473) (0.525) e^{-20(0.275)^2}$$

$$\lambda = 2867.5 + 3.1423 + 3.93 \left( \frac{1}{5.5} \right)$$

$$\frac{1}{5.5} = \frac{1}{5.5 \log 2.7} = \frac{1}{5.5 \times 0.435} = \frac{1}{\text{ant } \log 2.7} = 0.0040$$

$$\dot{Q} = 2867.5 \left[ 3.1423 \cdot 9.93(0.0040) \right]$$

$$\dot{Q} = 2867.5 \left[ 3.1423 \cdot 0.03972 \right]$$

$$\dot{Q} = 9010.55 \cdot 133.9 = 9124.45 \text{ cal/gr. mol.}$$

Pero como antes se dijo se usa el sistema inglés por lo que este resultado se tiene que convertir al sistema inglés.

$$\dot{Q} = 9124.45 \text{ cal/gr. mol.}$$

$$\dot{Q} = 9124.45 \times 1.8 = 16,424.1 \text{ BTU/lb mol. } 1.0 \text{ cal/gr.} = 1.8 \text{ BTU/lb}$$

$$= \frac{16,424.1}{18} = 912.45 \text{ BTU/lb.}$$

$$\dot{Q} = \frac{1624.1 \text{ BTU}}{18 \text{ mol}} \cdot \frac{18 \text{ mol}}{18 \text{ lb.}} = 912.45 \text{ BTU/lb.}$$

b) Consumo Teórico de Vapor Necesario para Calentar el Aire.

Se necesita buscar la cantidad de calor necesaria:

$$q = w \cdot c_p \cdot (34)$$

$$q = \frac{275 \text{ lb} \times 0.25 \text{ BTU} (260-77)^{\circ}\text{F}}{\text{min.}} \cdot \frac{1 \text{ lb}^{\circ}\text{F}}{1 \text{ BTU}} = 12501.25 \frac{\text{BTU}}{\text{min}} = 12550 \text{ BTU/min.}$$

$$q = 753,000 \text{ BTU/hora}$$

La cantidad de vapor que se necesita es:

$$\frac{12550 \text{ BTU}}{\text{min.}} \cdot \frac{1 \text{ lb vapor}}{912.45 \text{ BTU}} = 13.75 \frac{\text{lb de vapor}}{\text{min.}}$$

$$\text{gasto de vapor} = 825 \frac{\text{lb vapor}}{\text{hora}}$$

Esto es si tuviera una eficiencia del 100% pero como esto no se consigue, se puede considerar que la eficiencia es del 64% normal para este tipo de cambiador de calor.

El consumo real por hora será:

$$\frac{825 \text{ lb vapor} \times 100}{85} = 1269.25 \frac{\text{lb vapor}}{\text{hora}} = 1270 \frac{\text{lb vapor}}{\text{hora}}$$

Entonces los gastos de vapor y de aire quedan como sigue:

$$\text{Aire} = 16500 \frac{\text{lb}}{\text{hora}}$$

$$\text{Vapor} = 1270 \frac{\text{lb}}{\text{hora}}$$

La temperatura de entrada del aire es:  $77^{\circ}\text{F} = 25^{\circ}\text{C}$ .

La temperatura de salida del aire (del cambiador) es:  $260^{\circ}\text{F} = 126.7^{\circ}\text{C}$ .

La temperatura de entrada del vapor es:  $318.7^{\circ}\text{F} = 159^{\circ}\text{C}$ .

La temperatura de salida del vapor será la misma ya que como unicamente cede su calor latente, tendrá un cambio de estado es decir se condensará casi toda pero como en un cambio de estado no hay cambio de temperatura ésta seguirá siendo la misma a la salida es decir  $318.7^{\circ}\text{F} = 159^{\circ}\text{C}$ .

Y como antes se dijo, el vapor calienta el aire mediante su calor latente y será éste el que se utilice para el cálculo de calor transmitido desde el punto de vista del vapor y que es el siguiente:

$$q = w \cdot i$$

$$q = 825 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times 912.45 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$q = 752.771 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \approx 753,000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$q = 753,000 \text{ BTU/hr.}$$

Hasta aquí se ha calculado de una vez para toda la rama pero en estas ramas no existe solamente un cambiador de calor y un ventilador sino que está dividida en varias secciones teniendo cada sección su propio cambiador y por supuesto su propio ventilador.

La rama que nosotros estamos considerando es del tipo que está dividida en 8 secciones, por lo tanto desde este momento consideraremos los cálculos unicamente por una sección y se considerará porque así es, que todas las secciones son idénticas y que el resultado de los cálculos para una de ellas servirá exactamente para las restantes.

Si tenemos que el calor total transmitido para las 8 secciones es de:

$$753,000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}, \text{ para una sección será de } 94,125 \frac{\text{BTU}}{\text{hr sección}}$$

c) Cálculo de los Datos Necesarios para el Reynoldo.

Cálculo de la Densidad del Vapor

$$\rho \text{ del vapor} = \frac{\text{Peso molecular (18)}}{359 \text{ ft}^3/\text{lb-mol.}} \times \frac{1 \text{ lb}}{1 \text{ lb-mol}} \times \frac{P_1}{P_2} \times \frac{P_2}{P_1}$$

1 lb de gas ideal a 0°C. y 760 mm Hg = 359 ft<sup>3</sup>

$$\rho = \frac{18}{359} \times \frac{273}{457.4} \times \frac{6}{1}$$

$$\rho = 0.0561 \times 0.597 \times 6$$

$$\rho = 0.1997 \text{ lb/ft}^3$$

Cálculo de la Velocidad

gasto = velocidad x Área

$$\text{ft}^3/\text{seg.} = \text{ft/seg} \times \text{ft}^2 \quad \text{gasto de vapor/sección} = 0.045 \frac{\text{lb}}{\text{seg.}}$$

$$1 \text{ ft}^3 \text{ --- } 0.1997 \text{ lb.}$$

$$x = 0.237 \text{ ft}^3/\text{seg.sección}$$

$$x \text{ --- } 0.045 \text{ lb/seg.}$$

Considerando que se vayan a utilizar tubos de 7/8" y BWG = 9

$$1 \text{ Tubo} = 0.001828 \text{ ft}^2$$

considerando 100 tubos = 0.1828 ft<sup>2</sup>

$$\text{Velocidad} = \frac{0.237 \text{ ft}^3}{\text{seg. } 0.001828 \text{ ft}^2 \times 100} = 1.3 \text{ ft/seg.}$$

Cálculo de la Viscosidad del Vapor de Agua.

vapor de agua --- 0.000122



$\mu_r$  = viscosidad reducida

$\mu_c$  = viscosidad en el punto crítico.

Para obtener  $\mu_r$  se necesitan los datos de  $Tr$  y  $Pr$  ya obtenidos.

$$Tr = 0.668$$

$$Pr = 0.02074$$

$$\mu_r = 0.31$$

$$\mu_c = 495$$

$$= \mu_c \mu_r$$

$$= 495 \times 0.31$$

$$= 153.45 \text{ micro poises}$$

$$= 0.00015345 \text{ poises}$$

$$= 0.015345 \text{ cps.}$$

$$= 0.015345 \times 0.00067 = 0.00001028 \text{ lb/ft seg.}$$

El Reynolds es:  $\frac{Dv\rho}{\mu}$

$$D = \text{diámetro en ft} = 0.04825 \text{ ft}$$

$$v = \text{velocidad en ft. seg.} = 1.3 \text{ ft/seg.}$$

$$\rho = \text{densidad en lb/ft}^3 = 0.1877 \text{ lb/ft}^3$$

$$= \text{viscosidad en lb. ft-sec} = 0.00001028 \text{ lb/ft-sec.}$$

$$Re = \frac{0.04825 \times 1.3 \times 0.1877}{0.00001028} = 1160$$

d) Cálculo del coeficiente de película para el vapor. A partir del caso para vapores puros saturados que se están condensando en tubos verticales.

Este coeficiente depende del producto de  $W \times N$ .

Siendo  $W$  el rango de condensación por  $ft^2$  de superficie de transmisión de calor en  $lb/ft^2 \cdot hr$  y  $N$  es la altura de la superficie de transmisión (de los tubos) en  $ft$ .

Gasto de vapor por sección =  $0.237 \text{ ft}^3/\text{seg. sección } \delta$  -  
 $158.75 \text{ lb/hr sección.}$

Como antes se dijo se va a escoger tubo de  $7/8"$  con  $HTG = 9$  y se van a considerar 100 tubos.

$r_{\text{interior}} = 0.324125 \text{ ft}$

$\Omega r^2 = 0.031628 \text{ ft}^2$  Área de flujo por tubo.

El Área lateral o de transmisión de calor por tubo es de:

$$A = 2\Omega r h$$

$h = 3 \text{ ft}$  de longitud

$$2\Omega r h = 0.45 \text{ ft}^2$$

$$W = \frac{158.75 \text{ lb}}{\text{hr } 0.45 \text{ ft}^2 \times 100} = 3.528 \text{ lb/ft}^2 \text{ hr.}$$

$$N = 3 \text{ ft.}$$

$W \times N = 10.584$  menor de 150 que es el valor crítico.

Como el valor de  $W \times N$  es menor que el valor crítico, el cálculo de  $h_o$  o sea el valor base del coeficiente de película se hará tomando como base la gráfica para el caso de condensados de vapores puros saturados en tubos horizontales.

En este caso:

$$h = 0.29 \times h_o \times F_t \times F_N^0$$

En donde:

$h$  = el coeficiente de película  $BTU \text{ ft}^2 \cdot hr \cdot ^\circ F$ .

$h_o$  = valor base del coeficiente de película fig. No. 6

$F_t$  = el factor de corrección de temperatura fig. No. 6

$F_N^0$  = el factor de corrección por la altura de tubos fig. No. 6.

$$h_0 = 1500 \text{ BTU/(ft}^2\text{hr}^\circ\text{F)}$$

$$F_t = 1.91 \text{ (300}^\circ\text{F)}$$

$$F_N = 1.535 \text{ (1 ft)}$$

$$h = 0.09 \times 1500 \times 1.91 \times 1.535 = 2974$$

$$h_1 = 2974 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

el Cálculo del coeficiente de película para el Aire. A partir del caso de gases calentados o enfriados fuera de tubos sencillos (por un factor para varios tubos en hilera) con dirección del flujo normal al tubo.

gasto del aire = 10,000 lb hora = 4.18 lb seg. para toda la rama.

1.5725 lb seg. sección.

El Área de flujo es la siguiente:

Los tubos son de 3 ft de altura y el aire pasa por un conducto cuyas dimensiones son los 3 ft y 1 ft de anchura que nos dá un Área de 3 ft<sup>2</sup> pero de aquí hay que restarle el Área ocupada por los tubos que son 10 en línea.

Cada tubo tiene 0.3125 ft de anchura y 3 ft de longitud o sea un Área de 0.9375 ft<sup>2</sup>, como se tienen 10 tubos queda entonces 3.107 ft<sup>2</sup> que disminuidos del Área inicial de 3ft<sup>2</sup> nos dá el Área real de flujo del aire que es 0.817 ft<sup>2</sup>.

Según este caso:

$$h = h_0 \times F_t \times F_d \times \text{factor}$$

$$h = \text{coeficiente de película BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$h_0$  = valor base del coeficiente de película a partir del gasto y el Área fig. No. 5

$F_t$  = factor de corrección de temperatura fig. No. 5

$F_d$  = factor de corrección del diámetro fig. No. 5

$$C = \frac{\text{gasto}}{\text{Area seccional}} = \frac{0.5725 \text{ lb.}}{\text{seg } 0.013 \text{ ft}^2} = 0.704 \frac{\text{lb}}{\text{seg. ft}^2}$$

$$h_o = 6.9 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F.}$$

$F_1$  de acuerdo con la fig. No. 5 y teniendo en cuenta el promedio de la temperatura de película mediante el promedio aritmético de la temperatura de pared del tubo (318°F) y la temperatura del aire al entrar (77°F). El promedio es 197.5°F que se puede considerar como 200°F.

$$F_1 \text{ de } 197.5 = 1.07$$

$F_d$  = mediante la fig. No. 5 y tomando en consideración el diámetro exterior del tubo en pulgadas.

$$7.18" = 0.875 \text{ in}$$

$$F_d \text{ de } 0.875 = 1.07$$

$$h_{TS} = 6.9 \times 1.07 \times 1.07$$

$$h_{TS} = 7.9 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$h_{TS}$  = coeficiente de película para tubo sencillo.

Pero como no es un tubo sencillo si no que pasa a través de un conjunto o núcleo de tubos, entonces es necesario multiplicarlo por un factor que para el caso de tubos en hileras es de  $f = 1.2$ .

Entonces nos queda:

$$h_2 = 1.2 \times h_{TS}$$

$$h_2 = 9.48 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

f. Cálculo del Coeficiente Total de Transmisión de Calor (U).

Para este cálculo de U se utilizan los valores obtenidos para  $h_1$  y  $h_2$  usando la siguiente ecuación.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{D_1}{h_2 D_2}$$

$U$  = coeficiente total de película basado en el Área interna del tubo BTU ft<sup>2</sup>hr°F.

$h_1$  = coeficiente de película para la superficie interna del tubo BTU ft<sup>2</sup>hr°F.

$h_2$  = coeficiente de película para la superficie externa del tubo BTU ft<sup>2</sup>hr°F.

$D_1$  = Diámetro interior del tubo ft o in.

$D_2$  = Diámetro exterior del tubo ft o in.

$L$  = espesor de la pared del tubo en ft.

$k$  = la conductividad térmica de la pared del tubo o sea del bronce, cobre, aluminio o cualquier otro material con el que están constituidos los tubos, en BTU ft<sup>2</sup>hr°F.

$$h_1 = 2974 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$h_2 = 9.48 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$D_1 = 0.577 \text{ in}$$

$$D_2 = 0.675 \text{ in}$$

$$L = 0.148 \text{ in} = 0.0123 \text{ ft}$$

$$k = 46.6 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^\circ\text{F} \text{ (extrapolado a } 118^\circ\text{F)}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{2974} + \frac{0.0123}{46.6} + \frac{0.577}{9.48 \times 0.675}$$

$$\frac{1}{U} = 0.0003362 + 0.0002633 + 0.00638$$

$$\frac{1}{U} = 0.0070001$$

$$U = \frac{1}{0.00704}$$

$$U = 14.20 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

g) Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de Temperaturas  $\Delta t_m$ :

Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta t_{\text{mlog}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{2.3 \log_{10} \left( \frac{\Delta t'}{\Delta t''} \right)}$$

$\Delta t_{\text{mlog}}$  = media logarítmica de  $\Delta t$

$\Delta t'$  = la mayor diferencia terminal de la temperatura

$\Delta t''$  = la menor diferencia terminal de la temperatura

$$T_1 \text{ del vapor} = 318^{\circ}\text{F} \quad 159^{\circ}\text{C.}$$

$$T_2 \text{ del vapor} = 318^{\circ}\text{F} \quad 159^{\circ}\text{C.}$$

$$T_1 \text{ del aire} = 77^{\circ}\text{F} \quad 25^{\circ}\text{C.}$$

$$T_2 \text{ del aire} = 260^{\circ}\text{F} \quad 126.7^{\circ}\text{C.}$$

$$318^{\circ}\text{F} - 77^{\circ}\text{F} = 241^{\circ}\text{F}$$

$$318^{\circ}\text{F} - 260^{\circ}\text{F} = 58^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta t' = 241^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta t'' = 58^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta t_{\text{mlog}} = \frac{241 - 58}{2.3 \log_{10} \left( \frac{241}{58} \right)} = \frac{183}{2.3 \log_{10} 4.155}$$

$$\log_{10} 4.155 = 0.61857$$

$$\Delta t_{\text{mlog}} = \frac{183}{1.422} = 128.7$$

$$\Delta t_{\text{mlog}} = 128.7^{\circ}\text{F} = \Delta t$$

b) Cálculo del Área necesaria para la Transmisión de Calor.

Esto se puede lograr mediante la ecuación:

$$q = UA (\Delta t)$$

ya que conocemos tres de los cuatro miembros de la ecuación y el otro precisamente es el Área que es el dato que deseamos obtener.

$$Q = 34.125 \text{ BTU/hr sección}$$

$$U = 14.20 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^{-1}\text{F}^{-1}$$

$$\Delta T = 128.7^\circ\text{F}$$

$$A = \text{---}$$

$$\frac{34.125 \text{ BTU}}{\text{hr sección}} = \frac{14.20 \text{ BTU} \times 128.7^\circ\text{F} \times A \text{ ft}^2}{\text{ft}^2\text{hr}^{-1}\text{F}^{-1}}$$

de donde:

$$A = \frac{34.125 \text{ BTU}}{\text{hr sección}} \frac{\text{ft}^2\text{hr}^{-1}\text{F}^{-1}}{14.20 \text{ BTU} \times 128.7^\circ\text{F}}$$

$$A = \frac{34.125}{1828.54} \text{ ft}^2$$

$$A = 0.0186 \text{ ft}^2$$

1) Cálculo del número de tubos.

Como se conoce el área de transmisión de calor de cada tubo que es de  $0.0186 \text{ ft}^2$ , por lo tanto el número de tubos que se necesitan es de

$$\frac{34.125}{0.0186} = 1834 \text{ tubos por sección}$$

Como se había calculado que se necesitarían 114 tubos y este valor no coincide con el obtenido, se consideraran para el próximo cálculo 114 tubos.

C) No. fustes para el cálculo del equipo de vapor.

a. Cálculo del revólver.

La densidad del Vapor es  $\rho = 0.1897 \text{ lb/ft}^3$ .

El gasto del vapor por sección es =  $0.237 \text{ ft}^3/\text{seg. sección}$ .

$$\text{Velocidad} = \frac{0.237 \text{ ft}^3/\text{seg.}}{0.214 \text{ ft}^2 \times 114} = \frac{0.237 \text{ ft}^3/\text{seg.}}{0.208 \text{ ft}^2}$$

Velocidad =  $1.13 \text{ ft/seg.}$

Se eligen considerando tubos de 7" y  $n_{\text{tubo}} = 9$

1 Tubo tiene un área de flujo de  $0.001828 \text{ ft}^2$

Se consideran 114 Tubos.

Viscosidad del Vapor de Agua:

$\mu = 0.00018 \text{ lb ft/seg.}$

$$Re = \frac{Dv\rho}{\mu}$$

$$Re = \frac{0.04075 \times 1.13 \times 0.1897}{0.00018} = 1005$$

b) Cálculo del Coeficiente de Película para el Vapor.

Depende de  $h$  y  $N$

$h$  = rango de condensación por  $\text{ft}^2$  de superficie de transmisión de calor en  $\text{lb ft}^2/\text{hr}$ .

$N$  = altura de la superficie de transmisión en ft.

Gasto del vapor por sección =  $0.237 \text{ ft}^3/\text{seg. sección}$  o =  $155.75 \text{ lb hr. sección}$ .

$$r_{\text{interior}} = 0.374175 \text{ ft}$$

$\Omega r^2 = 0.001828 \text{ ft}^2$  Área de flujo por tubo.

El Área lateral o de transmisión de calor por tubo es de:



$$A = 2 \pi r b$$

$$b = 3 \text{ ft.}$$

$$2 \pi r b = 0.45 \text{ ft}^2$$

$$u = \frac{149.74 \text{ lb.}}{\text{hr} \cdot 0.45 \text{ ft}^2 \cdot 112} = 3.09 \text{ lb/ft}^2\text{hr}$$

$$u = 3 \text{ ft}$$

$Re \times N = 9.27$  que es menor que el valor crítico 150.

Para este caso:

$$h = 0.725 \times h_0 \times F_1 \times F_2^*$$

$$h_0 = 3600 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^*F$$

$$F_1 = 1.91 (1.10)^*F$$

$$F_2^* = 1.535 (1.3)^*F$$

$$h_1 = 0.725 \times 3600 \times 1.91 \times 1.535 = 3110$$

$$h_1 = 3110 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^*F$$

c. Cálculo del Coeficiente de Película para el Aire.

$$\text{Gasto del aire por sección} = 0.5725 \frac{\text{lb}}{\text{seg. sección}}$$

El Área de flujo es de 0.613 ft<sup>2</sup> por la misma razón que - en el caso anterior pues aunque aumentó el número de tubos, las hileras siguen siendo de 10 tubos cada una aumentando - tan solo el número de filas.

Según este caso:

$$h = h_0 \times F_1 \times F_2$$

$$h_0 \text{ está basado en } G$$

$$G = \frac{\text{GASTO}}{\text{Área seccional}} = \frac{0.5725 \text{ lb.}}{\text{seg. } 0.613 \text{ ft}^2} = 0.934 \frac{\text{lb}}{\text{seg. ft}^2}$$

$$h_0 = 0.9 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^*F$$

$F_c$  = (Con las mismas consideraciones que en el caso anterior)

$$F_{c_{700^{\circ}\text{F}}} = 1.07$$

$F_d$  = (Con las mismas consideraciones que en el caso anterior)

$$F_{d_{0.875}} = 1.07$$

$$h = 0.7 \times 1.07 \times 1.07$$

$$h_{75} = 0.5 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F}$$

Este valor es también para un tubo sencillo por lo que se deberá multiplicar por el mismo factor 1.2.

Por lo que tenemos:

$$h_2 = h_{75} \times 1.2$$

$$h_2 = 0.6 \times 1.2$$

$$h_2 = 0.48 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F.}$$

d) Cálculo del Coeficiente Total de Transmisión de Calor (U).

Con la misma ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{k} + \frac{D_1}{h_2 D_2}$$

$$h_1 = 3110 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F}$$

$$h_2 = 0.48 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F}$$

$$D_1 = 0.574 \text{ in}$$

$$D_2 = 0.875 \text{ in}$$

$$L = 0.146 \text{ in} = 0.0122 \text{ ft}$$

$$k = 45.6 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{3110} + \frac{0.0122}{45.6} + \frac{0.574}{0.48 \times 0.875}$$

$$\frac{1}{U} = 0.0003215 + 0.0002639 + 0.0698$$

$$\frac{1}{U} = 0.0703$$

$$U = \frac{1}{0.0703}$$

$$U = 14.22 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

e) Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de Temperaturas  $\Delta t$ .

Mediante la fórmula siguiente:

$$\Delta t_{ml} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2.3 \log_{10} \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$T_1 \text{ del vapor} = 318^\circ\text{F} \quad 159^\circ\text{C.}$$

$$T_2 \text{ del vapor} = 318^\circ\text{F} \quad 159^\circ\text{C.}$$

$$T_1 \text{ del aire} = 77^\circ\text{F} \quad 25^\circ\text{C.}$$

$$T_2 \text{ del aire} = 260^\circ\text{F} \quad 126.7^\circ\text{C.}$$

$$318 - 77 = 241^\circ\text{F}$$

$$318 - 260 = 58^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_1 = 241^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_2 = 58^\circ\text{F.}$$

$$\Delta t_{ml} = \frac{241 - 58}{2.3 \log_{10} \frac{241}{58}} = \frac{183}{2.3 \log_{10} 4.155}$$

$$\Delta t_{ml} = 126.7^\circ\text{F}$$

f) Cálculo del Área necesaria para la Transmisión del Calor.

Se puede lograr mediante la ecuación:

$$q = UA\Delta t$$

$$q = 94.125 \text{ BTU hr sección}$$

$$U = 14.22 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = 115.7^\circ\text{F}$$

$$A = \text{---}$$

$$A = \frac{94.125 \text{ BTU}}{\text{hr}} \frac{\text{ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}}{14.22 \text{ BTU} \times 115.7^\circ\text{F}}$$

$$A = \frac{94.125}{1630.11} \text{ ft}^2$$

$$A = 51.43 \text{ ft}^2$$

g) Cálculo del número de Tubos.

Como el área de transmisión de calor por tubo es de  $0.45 \text{ ft}^2$  el número de tubos que necesita será de:

$$\frac{51.43}{0.45} = 114.2 \text{ Tubos}$$

Como se había calculado todo para 114 tubos se puede considerar que ya éste valor es el correcto y el que se puede y debe utilizar.

Con este número de tubos el cambiador quedaría con 11 hileras de 12 tubos y una hilera final de solamente 2 tubos.

Con este cambiador las medidas totales serían:

$$\text{frente} = 1 \text{ ft.}$$

$$\text{longitud} = 1. \text{ ft.}$$

$$\text{altura} = 1 \text{ ft.}$$

Ocupando un volumen total de  $1.0 \text{ ft}^3$ , pero como no es conveniente dejar una hilera incompleta en el cambiador, se hará el cálculo para saber si no hay variación al poner 12 hileras de 12 tubos cada una que hacen un total de 144 tubos en vez de los 114 antes obtenidos.

D) Ver. tanteo para el Cálculo del Equipo de Vapor.

a) Cálculo del Reynolde.

La densidad del vapor es de:  $\rho = 0.1897 \text{ lb/ft}^3$

Gasto del vapor =  $158.75 \text{ ft}^3 \text{ seg. sección}$

$$\text{Velocidad} = \frac{158.75 \text{ ft}^3}{\text{seg.} \cdot 1.132 \text{ ft}^2 \cdot 1.71} = 1.08 \text{ ft/seg.}$$

Se supone utilizando tubos de  $7/8"$  y  $400 = L$

$$A_{\text{Tubo}} = 0.0142 \text{ ft}^2$$

Se consideran 100 tubos.

Viscosidad del Vapor de Agua.

$$\mu = 0.0001028 \text{ lb ft seg.}$$

$$\text{Re} = \frac{Dv\rho}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{0.1406 \times 1.08 \times 0.1897}{0.0001028} = 460$$

b) Cálculo del Coeficiente de Película para el Vapor.

Depende de  $W$  y  $N$

$J$  = rango de condensación por  $\text{ft}^2$  de superficie de transmisión de calor  $\text{lb ft}^2/\text{hr.}$

$N$  = altura de la superficie de transmisión de calor en ft.

Gasto de vapor por sección =  $158.75 \text{ ft}^3 \text{ seg. sección}$  o  $158.75 \text{ lb h. sección.}$

$$r_{\text{interior}} = 0.4125 \text{ ft}$$

$$A_{\text{int}} = 0.5342 \text{ ft}^2 \text{ Área de flujo por tubo}$$

El Área lateral o de transmisión de calor por tubo es de:

$$A = 2\pi rh \quad h = 3 \text{ ft.}$$

$$A = 0.45 \text{ ft}^2$$

$$w = \frac{158.75 \text{ lb.}}{h \cdot 0.45 \text{ ft.} \cdot 120} = 2.94 \text{ lb./ft}^2\text{hr}$$

$$w = 3 \text{ ft.}$$

$w$  y  $h$  = 4.92 menor del valor crítico 150

Para este caso  $h = 0.29 \times h_0 \times F_t \times F_N$

$$h_0 = 3750 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$F_t = 1.91 \text{ (100}^\circ\text{F)}$$

$$F_N = 1.535 \text{ (3 ft.)}$$

$$h_1 = 0.29 \times 3750 \times 1.91 \times 1.535 = 3168 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F.}$$

$$h_1 = 3168 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

c) Cálculo del Coeficiente de Película para el Aire.

$$h_{TS} = h_0 \times F_t \times F_d$$

$h_0$  está basado en  $G$

$$G = \frac{0.5125 \text{ lb}}{\text{seg.} \cdot 0.913 \text{ ft}^2} = 0.562 \frac{\text{lb}}{\text{seg.} \cdot \text{ft}^2}$$

$$h_0 = 619 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$F_t = 1.07 \quad F_d = 1.07$$

$$h_{TS} = 619 \times 1.07 \times 1.07$$

$$h_{TS} = 717 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

Este valor es también para un tubo sencillo por lo que se deberá multiplicar por el factor 1.5.

Por lo que tenemos:

$$h_2 = 1.2 \times h_{T3}$$

$$h_2 = 7.9 \times 1.2$$

$$h_2 = 9.48 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

d. Cálculo del Coeficiente Total de Transmisión de Calor (U).

Con la ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{D_1}{h_2 D_2}$$

$$h_1 = 3188 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F} \quad h_2 = 9.48 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$D_1 = 0.579 \text{ in} \quad D_2 = 0.575 \text{ in}$$

$$L = 0.148 \text{ in} = 0.0123 \text{ ft} \quad k = 46.6 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{3188} + \frac{0.0123}{46.6} + \frac{0.579}{9.48 \times 0.575}$$

$$\frac{1}{U} = 0.0003136 + 0.0002639 + 0.06688$$

$$\frac{1}{U} = 0.0674574$$

$$U = \frac{1}{0.0674574}$$

$$U = 14.84 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

e. Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura  $\Delta t_m$ .

$$\Delta t_m = \frac{31^\circ - 4^\circ}{2.3 \log_{10} \left( \frac{31^\circ}{4^\circ} \right)}$$

$T_1$ del vapor = $318^\circ F$	$159^\circ C.$
$T_2$ del vapor = $318^\circ F$	$159^\circ C.$
$T_1$ del aire = $77^\circ F$	$25^\circ C.$
$T_2$ del aire = $260^\circ F$	$126.7^\circ C.$

$$318 - 260 = 58^\circ F \quad 11^\circ = 20^\circ C. \text{ a } 50^\circ F$$

$$\Delta t^\circ = 58^\circ F \quad \Delta t^\circ = 20^\circ C$$

$$\Delta t_{\text{ml}} = \frac{241.5 \cdot 58}{2.3 \log_{10} \frac{241.5}{58}} + \frac{12^\circ}{2.3 \log_{10} 4.155}$$

$$\Delta t_{\text{ml}} = 126.7^\circ F$$

f) Cálculo del Área necesaria para la Transmisión de Calor.

Se puede lograr mediante la ecuación:

$$q = U A \Delta t$$

$$q = 94,125 \text{ BTU/hr sección}$$

$$U = 14.32 \text{ BTU/hr}$$

$$\Delta t = 126.7^\circ F$$

$$A = \frac{q}{U \Delta t}$$

$$A = \frac{94,125 \text{ BTU/hr}}{14.32 \text{ BTU/hr} \times 126.7^\circ F}$$

$$A = 51.43 \text{ ft}^2$$

g) Cálculo del número de Tubos.

Como el área de transmisión de calor por tubo es de 0.45  $\text{ft}^2$  el número de tubos que necesita será de

$$\frac{21.43}{0.45} = 114.7 \text{ Tubos}$$



Como se puede ver el hecho de haber completado el número de tubos del cambiador a 12 no influyó en el resultado obtenido pues se siguen obteniendo 114.7 tubos. Visto lo cual se puede hacer esto.

El cambiador queda de la siguiente manera:

12 hileras de 12 tubos cada una lo que hacen un total de 144 tubos de 1.0" y 2.0" = 1.

La separación que hay entre tubo y tubo es de:

Diámetro exterior = 1.0" in = 2.5400 ft

12 tubos ocupan = 3.048 ft.

Como el espacio total o sea la anchura total del conducto es de 1 ft, por lo tanto queda libre 0.271 ft.

Y como los espacios que quedan son nueve cada espacio será de:

$$\frac{0.271}{9} = 0.0301 \text{ ft.}$$

$$0.0301 \text{ ft} \times 12 = 0.36 \text{ in} = 0.9 \text{ cm.}$$

De profundidad con 12 hileras.

Cada tubo tiene un diámetro de 0.0729 ft. los doce tubos tendrán:

$$0.0729 \times 12 = 0.8748 \text{ ft.}$$

Dejando el mismo espacio entre tubo y tubo que el dejado al frente (0.0301 ft) y como son 11 espacios queda una longitud de 0.3311 ft.

Por lo tanto la profundidad del cambiador será de:

$$0.8748 + 0.3311 = 1.2 \text{ ft.}$$

Con estos datos las dimensiones de los tubos del cambiador y los espacios indicados quedan de la siguiente manera:

frente = 1 ft  
 longitud = 1.2 ft.  
 altura = 1 ft

COEFICIENTES DE CONVECCION PARA EL AIRE

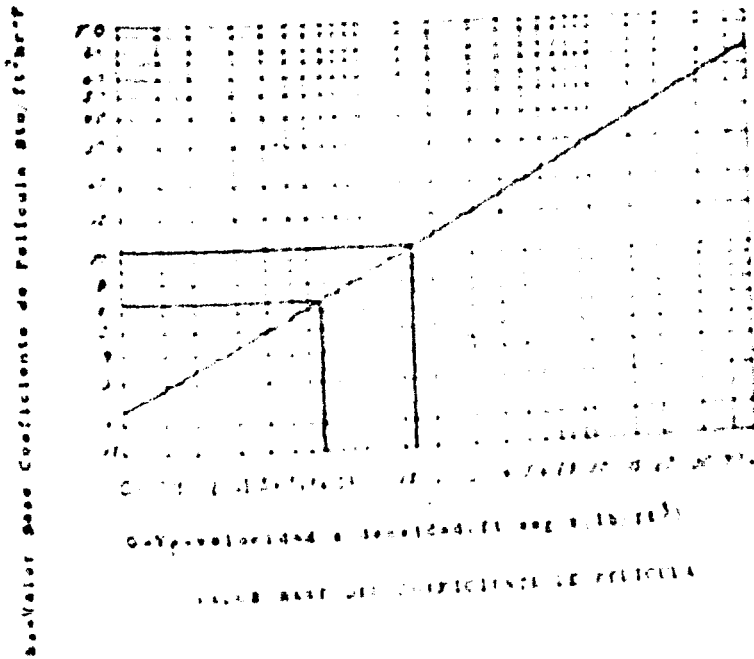
FACTOR DE CORRECCION DE TEMPERATURA

	Temperatura de la Película						
	-100°F	0°F	100°F	200°F	300°F	400°F	500°F
	F4						
Aire	0.83	0.92	1.00	1.11	1.15	1.19	1.22

FACTOR DE CORRECCION DE DIAMETRO

Diámetro Exterior del Tubo en in.	F2	Diámetro Exterior del Tubo en in.	F4
0.250	1.84	1.50	0.84
0.375	1.54	2.00	0.74
0.500	1.36	2.50	0.67
0.625	1.23	3.00	0.62
0.750	1.14	3.50	0.58
1.00	1.00	4.00	0.54
1.25	0.91		

FIGURA



Y ocupa un volumen total sin cabezales de  $2.5 \text{ ft}^3$ .

El volumen total del cambiador incluyendo los cabezales es el siguiente:

1.50 ft de frente	estas son las medidas de cada cabezal
1.50 ft de longitud	
1.50 ft de altura	

El volumen por cabezal es de  $3.375 \text{ ft}^3$  lo que más de  $1.33 - \text{ft}^3$  por ambos cabezales que sumados a los  $1.5 \text{ ft}^3$  que ocupan los tubos tendrían un total de  $6.225 \text{ ft}^3$  por cada cambiador de calor, es decir en cada sección  $3.1125 \text{ ft}^3$  van ocupados por el cambiador.

A los cabezales no se les considera para la transmisión de calor ya que se encuentran fuera del túnel por el que circula el aire y por la misma razón se les construye de material diferente (látex resistente) y no de bronce.

#### B. Diseño del Equipo que sea Dowtherm A.

a) Datos Necesarios.

Ya que lo que se quiere es un estudio comparativo, entonces se tienen las mismas condiciones que en el caso anterior - y lo único que varía son naturalmente las condiciones del Dowtherm A ya que éste trabaja en forma y condiciones diferentes al vapor.

Agua que se necesita evaporar =  $7.33 \text{ lb/min}$ , para toda la rana

Temperatura del Dowtherm A a la -  
Entrada = Temp. del P. de E. =  $495.8^\circ\text{F}$

Temperatura del Dowtherm A a la  
Salida =  $495.8^\circ\text{F}$

Condiciones del Aire:

Temperatura del aire a la Entrada  
da =  $77^\circ\text{F}$  ó  $25^\circ\text{C}$ .

Humedad relativa del aire a la -  
Entrada =  $40\%$

Temperatura a la Salida del cambiador	= 260°F o 126.7°C
Temperatura a la Salida de la rana	= 119°F o 59.5°C.
Humedad relativa a la salida de la rana	= 10%

Caudal del Aire: 1741.6 ft<sup>3</sup> min. para las 5 secciones  
 348.3 ft<sup>3</sup> min. por sección.

A la temperatura de 126.7°C (258.1°F) - la presión =  
 = 14.7 lb in<sup>2</sup> abs.

El calor latente de vaporización a 1 atm. = 1075 BTU/lb. agua.

El Consumo Teórico de Gasolina necesario para calentar la totalidad del Aire.

Aquí como en el caso convencional en vez de los 1741.6 ft<sup>3</sup> de Aire necesario, se empleará un ventilador con capacidad para 348.3 ft<sup>3</sup> min. para toda la rana o sea de: 69.7 - ft<sup>3</sup> min. por sección.

El peso del aire que se va a calentar es de:

$$\frac{348.3 \text{ ft}^3}{\text{min.}} \times \frac{\text{lb}}{35.3 \text{ ft}^3} = 9.87 \text{ lb min} = 0.165 \text{ lb seg.}$$

para toda la rana o sean 14.17 lb min por sección ó 0.572 lb seg. por sección.

Se busca ahora la cantidad de calor necesario y para esto se usa la ecuación

$$q = wcp \Delta T = \dot{Q}_1 \text{ para el aire}$$

$$q = \frac{0.165 \text{ lb} \times 0.24 \text{ BTU/lb} \times (260 - 119)^\circ\text{F}}{\text{min.}} = 12501.25 \frac{\text{BTU}}{\text{min.}}$$

$$q = 12501.25 \text{ BTU min.}$$

$$q = 750.075 \text{ BTU hora para toda la rana}$$

$$q = 150.015 \text{ BTU hora sección.}$$

Ahora se puede calcular la cantidad teórica de Dowtherm que se necesita,

$$I = 125 \text{ BTU lb.}$$

$$\frac{12,500 \text{ BTU}}{\text{min.}} \cdot \frac{\text{lb}}{125 \text{ BTU}} = 100.4 \frac{\text{lb}}{\text{min.}} \text{ de Dowtherm A}$$

Para toda la rana,

$$100.4 \frac{\text{lb}}{\text{min.}} \times 60 \frac{\text{min.}}{\text{hora}} = 6024 \text{ lb hora para toda la rana.}$$

$$\frac{6024}{4} = 1506 \text{ lb hora por sección.}$$

Todo esto es la eficiencia fuera del 100 pero como esto no se consigue y según los datos de la Dow-chemical las eficiencias van del 40 - 60% en la conductividad térmica y además agrega que se puede considerar la misma eficiencia que para el vapor, por lo que se escogerá el 50% de eficiencia como se hizo para el cambiador convencional de vapor.

$$\frac{\text{gasto real}}{\text{hora}} = \frac{6024 \times 1}{.50} \frac{\text{lb}}{\text{hr}} = 12048 \text{ lb hr} = 3270 \text{ lb/hr.}$$

Esto para toda la rana, por sección que dará 1120.75 lb/hr. sección.

Consumo por sección:

Consumo de Aire: 2,060.5 lb hora sección.

Consumo de Dowtherm A: 1,130.75 lb hora sección

Como es un vapor saturado lo que cede es su calor latente y por lo tanto no hay variación de su temperatura sino que permanece constante  $T_1 = T_2$ .

El vapor de Dowtherm se condensa todo al calentar el aire, esta es la causa de que ceda su calor latente y de que no varíe su temperatura.

$$q = v \cdot A$$

$$q = 8074 \times 135$$

$$q = \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times \frac{370}{\text{lb}} = \frac{370}{\text{hr}}$$

$$q = 751,10 \text{ BTU/hr para toda la ran}$$

$$q = 24,125 \text{ BTU/hr por sección}$$

c) Cálculo del Reynolds.

La densidad del vapor de Dioxtherm A en estas condiciones es de  $0.0001 \text{ lb/ft}^3$  Tabla II.

El gasto de Dioxtherm es de  $11.55 \text{ lb/min.}$  por sección ó  $0.209 \text{ lb seg.}$  por sección.

$$1 \text{ ft}^3 \text{ pesa } 0.0001 \text{ lb} \quad x = 0.797 \text{ ft}^3/\text{seg. por sección.}$$

$$x \text{ pesan } 0.0001$$

Gasto de Dioxtherm por segundo por sección =  $0.797 \text{ ft}^3/\text{seg.}$

$$\text{gasto} = \text{velocidad} \times \text{Área de flujo}$$

$$\text{ft}^3/\text{seg.} = \text{ft/seg.} \times \text{ft}^2$$

Considerando un tubo de  $5 \text{ } \frac{1}{2} \text{ } \text{in}$  con  $\text{HIG} = 15$  tendremos:

$$D_{\text{interior}} = 0.561 \text{ in} = 0.04675 \text{ ft}$$

$$r_{\text{interior}} = 0.023375 \text{ ft}$$

$$r^2 = 0.0005464 \text{ ft}^2$$

$$\pi r^2 = 0.0017166 \text{ ft}^2$$

$$\text{Velocidad} = \frac{\text{gasto}}{\text{Área}}$$

$$\text{Velocidad por sección} = \frac{0.797 \text{ ft}^3}{1 \text{ seg} \times 0.0017166 \text{ ft}^2} = 4.65 \text{ ft/seg.}$$

Se probará con tubos de 1 1/2" 440 # 19

$$d_{\text{interior}} = 1.316 \text{ in}$$

$$r_{\text{interior}} = 0.508 \text{ in} = 0.0424 \text{ ft}$$

$$r^2 = 0.00179 \text{ ft}^2$$

$$\Omega_1^2 = 0.00119 \text{ ft}^2$$

$$\text{Velocidad por sección} = \frac{0.0017 \text{ ft}^3}{1.5 \text{ tubos seg.} \times 0.00119 \text{ ft}^2} = 1.007 \text{ ft seg.}$$

Considerando 1.50 tubos.

Calculando el Reynolds para tubos de 5/8" y 440 # 19.

$$Re = \frac{Dv}{\nu}$$

$$D = 0.625 \text{ ft}$$

$$v = 4.00 \text{ ft seg.}$$

$$\rho = 0.262 \text{ lb ft}^3$$

$$\mu = 0.0146 \text{ cps.}$$

$$\nu = 0.000056 \text{ pies}^2 \text{ seg.}$$

$$0.000056 \text{ pies}^2 \text{ seg.} \times 0.262 \text{ lb ft}^3 = 0.0000147 \text{ lb ft seg.}$$

$$Re = \frac{0.625 \text{ ft} \times 4.00 \text{ ft seg.} \times 0.262 \text{ lb ft}^3}{0.0000147 \text{ lb ft seg.}} = 453.8$$

Es un Reynolds bastante grande. Se calcula el Re para el caso de usar tubo de 1 1/2" con 440 # 19.

$$D = 0.125 \text{ ft}$$

$$v = 1.00 \text{ ft seg.}$$

$$\rho = 0.262 \text{ lb ft}^3$$

$$\nu = 0.000056 \text{ lb ft. seg.}$$

Re =  $\frac{0.017 \times 1.17 \times 0.250}{0.0001}$  = 1000

Se harán los cálculos con tubos de 1½" y DWG = 19

el Cálculo del Coeficiente de Película para el Vapor de Dowtherm A.

Este caso se hizo determinándolo también a partir del producto  $W \times h$ .

$W$  = rango de condensación por  $ft^2$  de superficie de transmisión de calor lb/ft<sup>2</sup>hr.

$h$  = altura de los tubos en ft.

Consumo de Dowtherm = 1140.77 lb hora por sección.

Utilizando el tubo de 1½" y con DWG = 19 tenemos:

$d_{interior}$  = 1.315 in

$r_{interior}$  = 0.657 in = 0.0548 ft.

El área lateral o de transmisión de calor del tubo es de:

$A$  =  $2\pi rh$

$h$  = 3 ft

$rh$  = 6

$2\pi rh$  = 0.91416 ft<sup>2</sup>

$$W = \frac{1140.77 \text{ lb}}{\text{hr} \times 0.91416 \times 100} = 12.67 \text{ lb/ft}^2\text{hr}$$

Considerando los tubos.

$W \times h$  = 1.17 x 3 = 3.51 menor de 10 valor crítico.

Cuando  $W \times h$  es menor de 10 se toma como valor de  $h_0$  o sea el valor base, el obtenido de la gráfica para tubos horizontales y tenemos que  $h_0$  es proporcional al factor de corrección  $D^2$  (donde  $D$  el diámetro del tubo en pulgadas) a la diferencia de temperaturas entre el Dowtherm y el aire).



Como se ve para encontrar este valor es necesario conocer primero  $f t$  media.

Cálculo de  $\Delta t$  media logarítmica.

Para encontrar este valor usamos la fórmula siguiente:

$$\Delta t_{ml} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{2.3 \log_{10} \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}$$

$\Delta t_{ml}$  = media logarítmica de la diferencia de temperaturas.

$\Delta t'$  = la mayor diferencia terminal de la temperatura.

$\Delta t''$  = la menor diferencia terminal de la temperatura.

$T_1$  del Doutherm = 499.8°F      257.2°C.

$T_2$  del Doutherm = 495.8°F      257.2°C.

$T_1$  del aire = 77°F      25°C

$T_2$  del aire = 260°F      126.7°C.

$$495.8 - 77 = 418.8°F \quad 499.8 - 260 = 235.8°F$$

$$\Delta t' = 418.8°F \quad \Delta t'' = 235.8°F$$

$$\Delta t_{ml} = \frac{418.8 - 235.8}{2.3 \log_{10} \left( \frac{418.8}{235.8} \right)} = \frac{183}{2.3 \log_{10} (1.776)}$$

$$\log_{10} 1.776 = 0.24944$$

$$2.3 \log_{10} 1.776 = 0.5733$$

$$\Delta t_{ml} = \frac{183}{0.5733} = 319.29°F \quad 319°C$$

$$\Delta t = 319°F$$

Entonces el producto  $D \Delta t = 1.166 \times 319 = 371.95$       372

$$D'_{11} = 1.77$$

$$h_0 = 124.1 \text{ DTU ft}^2/\text{hr}^2$$

En este caso ya está considerado el factor del diámetro del tubo pero no se ha considerado el de la altura de los tubos por lo que obtendrá el factor respectivo.

$$F_0^* = 1.12$$

$$h = h_0 \times F_0^*$$

$$h = 124.1 \times 1.12 = 139.0$$

$$h_1 = 139.0 \text{ DTU ft}^2/\text{hr}^2 \text{ sección}$$

e) Cálculo del Coeficiente de película para el aire.

$$\begin{aligned} \text{Peso del aire} &= 12.773 \text{ lb min. sección} \\ &= 0.977 \text{ lb seg. sección} \end{aligned}$$

El Área de flujo es la siguiente:

Aunque es un trabajo comparativo entre los dos sistemas y por eso se está dejando las mismas condiciones en ambos casos, aunf debido a que se están utilizando tubos de diámetro diferente al ser en a varias un poco aunque se detatan las relaciones generales es decir, de frente al cambio se seguirá midiendo 1 ft en los tubos tendrán 1 ft. de altura.

Tenemos que el Área total es de 1 ft<sup>2</sup> como en el caso del vapor de agua, pero el Área ocupada en este caso por los tubos será de

$$\text{cada tubo tiene } 0.113 \text{ ft de diámetro } (1.4 \text{ in})$$

Se van a colocar 7 tubos de frente en cada hilera y las hileras que sean necesarias hasta el fondo.

El Área en corte de cada tubo es del  $0.113 \text{ ft} \times 1 \text{ ft} = 0.113 \text{ ft}^2$

Como tenemos en línea 7 tubos el Área ocupada por todos ellos será del  $0.113 \times 7 = 0.791 \text{ ft}^2$ .

Tenemos que el área total es de  $3 \text{ ft}^2$  a los cuales le restamos los  $1.163 \text{ ft}^2$  ocupados por los tubos y tendremos el área real del flujo del aire.

$$1.837 = 3 - 1.163 = 1.837 \text{ ft}^2$$

Según este caso:

$$h = h_0 \times F_1 \times F_2 \times \text{factor}$$

Para encontrar el valor base  $h_0$  se depende del valor de  $G$

$$G = \frac{0.125 \text{ lb}}{\text{seg} \times 1.837 \text{ ft}^2} = 0.068 \frac{\text{lb}}{\text{seg ft}^2}$$

$$h_0 = 6.66 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$F_1 = 1.121 \quad \text{Determinado a la temperatura del promedio aritmético de la pared del tubo (435.0°F) y la del cuerpo del gas (77°F).$$

$$F_2 = 0.91$$

$$h_{TS} = 6.66 \times 1.121 \times 0.91 = 6.78$$

$$h_{TS} = 6.78 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

Nuevamente aquí se tiene que hacer la aclaración de que este dato es para el caso de un tubo sencillo pero como tenemos un conjunto de tubos en hilera entonces hay la necesidad de multiplicar este resultado por el factor correspondiente que es 1.2.

$$h = h_{TS} \times 1.2$$

$$h = 6.78 \times 1.2 = 8.13$$

$$h = 8.13 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

f) Cálculo del Coeficiente Total de Transmisión de Calor (U).

Se usa la ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{k} + \frac{D_1}{h_2 D_2}$$

$$h_1 = 235.6 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$h_2 = 6.13 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$D_1 = 1.315 \text{ in}$$

$$D_2 = 1.35 \text{ in}$$

$$L = 2.142 \text{ in} = 0.1785 \text{ ft} \quad k = 91.25 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F} \text{ valor del Bronce (cobre estado) extrapolado a } 493^\circ\text{F.}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{235.6} + \frac{0.0015}{91.25} + \frac{1.315}{6.13 \times 1.35}$$

$$\frac{1}{U} = 0.00424 + 0.000027 + 0.1147$$

$$\frac{1}{U} = 0.119$$

$$U = 8.40 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = 119^\circ\text{F}$$

g) Cálculo del Área Necesaria de Transmisión de Calor.

Mediante la ecuación:

$$q = UA\Delta t$$

$$q = 24,120 \text{ BTU/hr} \text{ acción}$$

$$U = 8.40 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = 119^\circ\text{F}$$

$$A = \frac{24,120}{8.40 \times 119} \frac{\text{BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}}{\text{hr BTU}^\circ\text{F}}$$

$$A = 24.1 \text{ ft}^2$$

h) Cálculo del número de Tubos Necesarios.

Conociendo el Área lateral o de transmisión de calor por tubo que es de 0.0141 ft<sup>2</sup> se puede encontrar fácilmente el número de tubos necesarios:

$$\frac{0.17}{0.0141} = 12.5 \text{ Tubos}$$

Como se había hecho el cálculo para 12 tubos se tendrá que hacer un nuevo tanteo.

f) 2o. Tanteo para el Equipo que Usa Dowtherm

a) Cálculo del Reynolds.

Se siguen utilizando tubos de 1 1/2" y HWG = 19. En este caso se considerarán 19 tubos.

$$d_{\text{interior}} = 1.116 \text{ in}$$

$$r_{\text{interior}} = 0.0455 \text{ ft}$$

$$\pi r^2 = 0.007189 \text{ ft}^2$$

$$\text{Velocidad por Sección} = \frac{0.297 \text{ ft}^3/\text{seg}}{0.007189 \text{ ft}^2 \times 19} = 2.76 \text{ ft/seg}$$

Calculado el Re tenemos:  $Re = \frac{Dv}{\nu}$

$$Re = \frac{0.297 \times 2.76 \times 0.262}{0.0000077} = 10,000$$

b) Cálculo del Coeficiente de Película para el Dowtherm.

Utilizando el mismo método que en el caso anterior.

Consumo de Dowtherm = 1140.75 lb hora sección.

$$d_{\text{interior}} = 1.116 \text{ in}$$

$$r_{\text{interior}} = 0.0455 \text{ ft}$$

El Área lateral o de transmisión de calor del tubo es de:

$$A_{\text{Lateral}} = A$$

$$A = 0.91416 \text{ ft}^2$$

$$N = \frac{1150.75 \text{ lb}}{\text{hr} \times 0.91416 \times 37} = 32.53$$

$N \times S = 32.53 \times 3 = 97.59$  que sigue siendo menor de 150 el valor crítico.

Al no haberse obtenido ya como  $21 = 119^\circ\text{F}$ .

Entonces el producto  $D^{0.82} = 1.125 \times 119 = 171.15 \text{ BTU}$

$$D^{0.82} = 171$$

$$h_0 = 154.0 \text{ BTU ft}^{-2}\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$F_N^* = 1.53$$

$$h_1 = h_0 \times F_N^*$$

$$h_1 = 154.0 \times 1.53 = 235.6$$

$$h_1 = 235.6 \text{ BTU hr ft}^{-2}\text{ }^\circ\text{F sección}$$

c) Cálculo del Coeficiente de Película para el Aire.

$$\text{Gasto de Aire} = 12.175 \text{ lb min. sección}$$

$$0.572 \text{ lb seg. sección}$$

El Área de flujo es de  $0.914 \text{ ft}^2$  por las mismas razones que en el caso anterior.

Según este caso:

$$h = h_0 \times F_1 \times F_2 \times \text{factor}$$

El valor  $h_0$  se basa en G

$$h_0 = \frac{0.023 \text{ lb}}{\text{seg.} \times 0.075 \text{ ft}} = 0.307 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \text{ seg.}}$$

$$h_0 = 0.307 \text{ BTU hr ft}^{-2}\text{ }^\circ\text{F}$$

$$F_{t_{286.4^{\circ}}} = 1.121 \quad \text{mismas consideraciones anteriores.}$$

$$F_{d_{1.25 \text{ in}}} = 0.91$$

$$h_{TS} = 6.66 \times 1.121 \times 0.91 = 6.78$$

$$E_{TS} = 6.78 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F}$$

El factor para convertirlo en coeficiente de película para un conjunto de tubos es de 1.1.

$$h_2 = h_{TS} \times 1.1$$

$$h_2 = 6.78 \times 1.1$$

$$h_2 = 8.11 \text{ BTU ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F}$$

d) Cálculo del Coeficiente Total de Transmisión de Calor.

Para este caso se usa la ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{k} + \frac{D_1}{D_2 h_2}$$

$$h_1 = 239.6 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F} \quad h_2 = 8.11 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F}$$

$$D_1 = 1.166 \text{ in} \quad D_2 = 1.25 \text{ in}$$

$$L = 0.042 \text{ in} = 0.0035 \text{ ft} \quad k = 55.85 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{239.6} + \frac{0.0035}{55.85} + \frac{1.166}{8.11 \times 1.25}$$

$$\frac{1}{U} = 0.00414 + 0.000062 + 0.1147$$

$$\frac{1}{U} = 0.119$$

$$U = 8.40 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta t = 31^{\circ}\text{F}$$

e) Cálculo del Área Necesaria para la Transmisión de Calor.

Mediante la fórmula:

$$q = 0.33$$

$$q = 94,125 \text{ BTU/hr sección}$$

$$U = 8.4 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = 31.7^\circ\text{F}$$

$$A = \text{---}$$

$$A = \frac{94,125 \text{ BTU/hr sección}}{8.4 \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F} \times 31.7^\circ\text{F}}$$

$$A = 341.1 \text{ ft}^2$$

El Cálculo del Número de Tubos necesarios para el Cambiador de Calor.

Conociendo el Área lateral por tubo que es de 0.9141 ft<sup>2</sup> se calcula

$$\frac{341.1}{0.9141} = 373 \text{ Tubos.}$$

Como se había supuesto 40 tubos se ve que los resultados coinciden pero para poder 40 tubos se necesitaría dejar una hilera incompleta por lo tanto, se calculará para 40 tubos que sería 4 hileras completas.

El Ser. Tantes y Medidas del Cambiador.

En el procedimiento seguido para el cálculo se nota que no influye el número de tubos que se supongan por lo tanto no hay necesidad de hacer un Ser. Tantes para saber que si las temperaturas con los mismos se si se sigue utilizando el mismo tipo de tubo no habrá variación en el resultado.

Entonces se procede a conocer el tamaño del cambiador de calor, para tener un Ser. Tantes al frente y ver a ser un total de 4 hileras, lo que nos da 40 tubos a utilizar, de 1 1/2" y 246" de largo.



tenemos 7 tubos de 1 1/2" lo que nos dá 11.25 ft por tubo o - un total de 78.75 ft por los 7 tubos y ya que se consideró un total de 1 ft de frente nos queda un espacio de 11.25 ft que dividido entre los 7 secciones que se tienen encontramos que cada espacio resulta de 1.61 ft o sean 16.1 in de distancia entre tubo a tubo 16.1 in.

De longitud se obtienen las siguientes medidas:

6 tubos de 1 1/2" nos dan 11.25 ft más 7 espacios de 1.61 ft o sean 11.27 ft más 16.1 in que son 17.16 ft de espacios que añadidos a los 11.25 ft que ocupan los tubos tenemos 13.8 ft de longitud y como la altura de los tubos es también de 1 ft el cambiador queda:

frente - 1 ft  
 longitud - 13.8 ft  
 altura - 1 ft

Con estos datos obtenemos que el espacio ocupado en cada - sección de la rana por los tubos del cambiador de calor es de 1 ft<sup>3</sup>.

Pero hay que considerar también los cabezales:

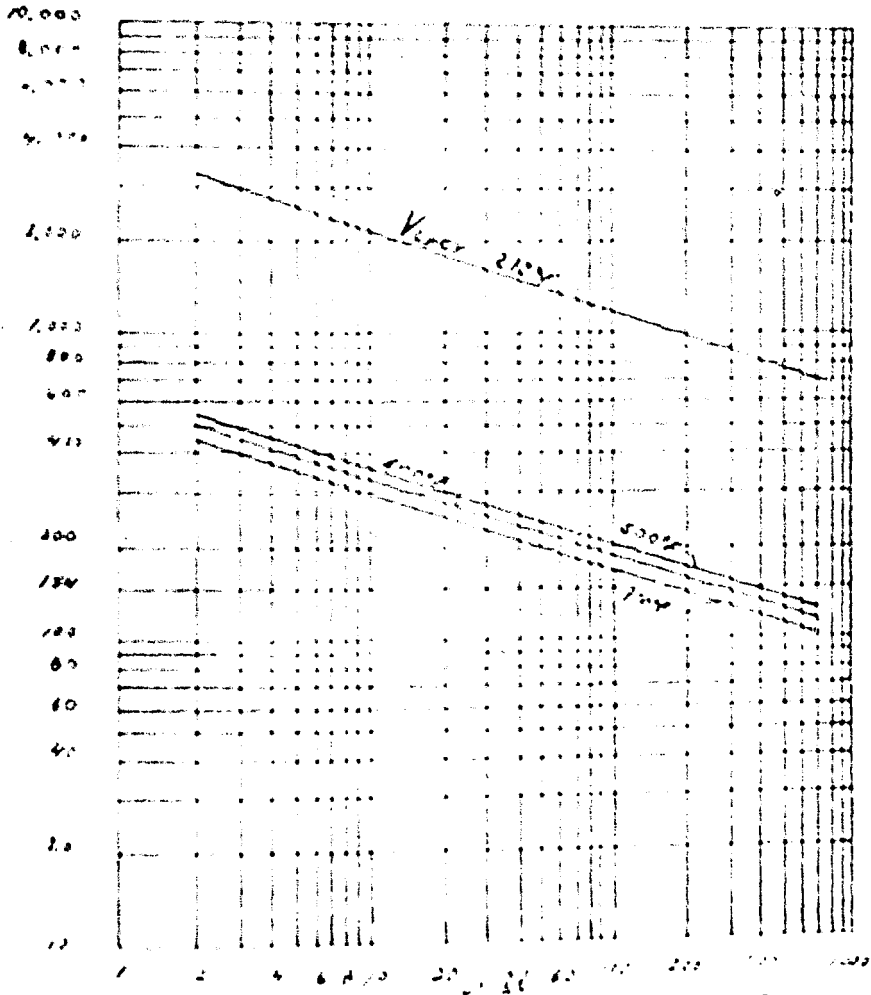
Cada cabezal tiene las siguientes medidas:

1.125 ft de frente  
 1.125 ft de longitud lo que nos dá un volumen de -  
 0.125 ft<sup>3</sup> cada uno.  
 0.125 ft de altura

Los dos cabezales ocuparán 1.125 ft<sup>3</sup> que añadidos a los 1 ft<sup>3</sup> que ocupan los tubos nos dá un total para el cambiador de calor, es decir para cada sección de 1.1 ft<sup>3</sup>.

8 Los cabezales no fueron considerados para la transmisión de calor ya que están colocados fuera del tubo por el - que circula el aire y por la misma razón ya que no van a servir como transmisores de calor, no es necesario construirlos de bronce si no que se les construye de lámina resistente.

FIGURA 6  
 COEFICIENTE DE PELICULA PARA CONDENSADO  
 DE DOWTHERM A



$h$  = Coeficiente de película en  $Btu\ hrft^2\ ^\circ F$   
 $D$  = Diámetro del tubo en pulgadas  
 $t$  = diferencia de temperatura en  $^\circ F$

#### IV. ESTUDIO ECONÓMICO.

El presente capítulo es quizá el más importante del tema ya que está destinado a conocer el costo total de las diferentes ramas (Vapor y Southern) incluyendo los aditamentos y accesorios así como su costo de operación durante el año. Existen muchas oportunidades, por consiguiente, de hacer una comparación entre estos resultados con objeto de apreciar el grado de éxito en la más o menos.

#### A) Estudio para la Rama por Trípala con Vapor.

##### CAPITAL DE INVERSIÓN

##### 1.- INVERSIÓN FIAA

##### a) Equipo comprado y entregado:

La rama con el control principal (XV) sección de alimentación con plataforma de operación y rodillo guía, aparato con mástil de alimentación, aparato de control de orillas que para la máquina cuando la tela se sale de la guía con cinta de ajuste, una cámara de pinzas (con 12 disponibles) con discos y platos de bronce articulada en cadena de acero, con ajuste con mando eléctrico, Ajuste sencillo y escala indicadora, el departamento de recado consiste en 8 secciones, incluyendo las cajas de soporte y las matrices o soportes, Alimentación completa con puertos laterales (eléctrica y manual), acción de entrada con estante y conexión de cable al equipo eléctrico con todos los levantes, contactos, fusibles, con interruptores y relés de control, pero sin conexión de cables del motor a los switches aunque incluyendo los motores.

\$ 349,000.00

b) Un par de guías de orillas de tela incluyendo el ajuste de ajuste

\$ 6,448.00

c) Un par de desarrollador de orillas.	\$ 1,502.00
d) 2 Pares de guardas de orillas, uno para la sección de alimentación y otro para la sección de entrega.	\$ 1,626.00
e) Dos cambiadores de calor calculados para la presente para cada una de las ramas cambiadores.	\$ 64,000.00
f) Los ventiladores necesarios para la ramificación de acuerdo a sus necesidades cada una eléctrica y mecánica.	\$ 13,000.00
g) Por ductería y bombas 10% sobre el equipo entregado.	\$ 34,900.00
h) Paralelizador de traza, para traza sin arruga con ajuste de cilindro alimentadora, mecanismos de ajuste y escala indicadora.	\$ 4,265.00
i) Paralelizador para traza enrollada, cilindros, guías, mecanismo de ajuste y escala indicadora.	\$ 10,517.00
j) Clutch para fricción, ajuste para diferentes tamaños de pliegues.	\$ 16,560.00
k) Mecanismo de doble fricción para rodillos superiores de tipo estacionario y regulación estandar de fricción.	\$ 15,275.00
l) Mecanismo de engrane simple con motor especial y unidad de control eléctrico.	\$ 19,290.00
m) Contador eléctrico metros o yardas.	\$ 900.00
n) Caldera considerada únicamente para las necesidades de la rama en estudio.	\$ 40,000.00

o) Instalación del equipo (4% del equipo entregado).	\$ 150,071.00
p) No se considerará cargo por edificio, pues este debe existir ya, pero sí se cargará por las reformas que deban hacerse, específicamente por los cimientos especiales que necesita.	\$ 12,000.00
<b>COSTO FISICO TOTAL</b>	<b>\$ 746,351.00</b>
2) Imprevistos (4% del equipo entregado)	\$ 143,000.00
<b>CAPITAL DE INVERSION</b>	<b>\$ 889,353.00</b>

#### COSTOS DE PRODUCCION

Los costos de producción como antes se indicó se van a calcular para 10 años. La razón principal de esto es que 10 años es el tiempo útil que se le atribuye al Dowtherm.

#### 1) COSTOS DE OPERACION.

##### a) Mano de Obra de Operación:

Un encargado oficial de 1a. por turno \$ 27.00 diarios. Son tres turnos por lo que al año tendremos \$29,565.00 y el total por los 10 años será:

\$ 295,650.00

Un encargado oficial de 2a. por turno \$ 18.00. Son tres turnos por lo que al año tendremos - \$19,710.00 que por el total de 10 años nos dan

\$ 197,100.00

b) Mantenimiento (2% sobre el capital de inversión) anual \$14,725.00. Al cabo de los 10 años se tendrá.

\$ 147,850.00

## c) Electricidad:

## Consumo de energía eléctrica:

8 ventiladores de 3.5 H.P. = 2.5 Kw hora con un total de 20 Kw hora.

El manejo principal de la rana de 4.0 H.P. = 4 Kw hora.

Los motores auxiliares de 1.0 Kw hora.

Por hora tenemos un total de 24 Kw.

Por año son 172,800 Kw.

A los 10 años son 1,728,000 Kw.

Considerando que el Kw sale a \$0.15, el total a pagar al cabo de los 10 años por concepto de gasto de energía eléctrica es de:

\$ 259,200.00

## d) Consumo y Costo del Vapor:

El consumo de vapor encontrado fué de:

1270 lb/hora ó 576.6 Kg./hora

Al año el suministro será de 4,151,400 Kg. de vapor y al término de los 10 años el consumo total de vapor será de 41,514,000 Kg.

Considerando en promedio el precio del vapor a \$0.11 el Kg. tenemos que por costo del vapor se carga

\$ 456,654.00

En el precio del vapor se incluye ya el costo del combustible que utiliza la caldera.

## 2.- GASTOS DE FABRICA.

## a) Seguro Social:

El cargo por Seguro social es de \$ 8.00 por semana hombre. Son 6 los obreros encargados de la rana, por lo tanto por semana serán - \$ 48.00.

Al año \$2,496.00 y al cabo de los 10 años el costo del Seguro Social será de.

\$ 24,960.00

## 3.- CARGAS FIJAS

a) Depreciación (5% sobre capital de inversión) anual \$44,467.00. Al cabo de los 10 años tenemos

\$ 44,676.00

b) Impuestos y Diversos (1.0% sobre el capital de inversión).

Al año \$8,895.50

Al cabo de los 10 años será

\$ 88,935.00

El seguro no se tomará en cuenta ya que es algo general para toda la fábrica y como únicamente se está considerando la rama, sería muy difícil darle un valor que correspondiera únicamente a este punto.

El costo total de producción al cabo de 10 años es de:

Mano de Obra	\$ 492,750.00
Mantenimiento	\$ 147,850.00
Electricidad	\$ 259,200.00
Vapor	\$ 456,654.00
Seguro Social	\$ 24,960.00
Depreciación	\$ 444,676.00
Impuestos, etc.	\$ 88,935.00
<b>TOTAL</b>	<b>\$1,915,025.00</b>

Sumando ahora el capital de inversión y el costo total de producción tendremos el costo real de - la rama que trabaja con vapor al cabo de 10 años de trabajo ininterrumpido.

**TOTAL** \$2,804,375.00

**B) Estudio para la Rama que Trabaja con Dowtherm.****CAPITAL DE INVERSIÓN****1.- INVERSIÓN FIJA****a) Equipo comprado y entregado:**

La rama con el control principal (5 Kw) sección de alimentación con plataforma de operación y - rodillos guía, aparato automático de alimentación, aparato de control de orillas que para la máquina cuando la tela se sale de la guía, - con ejes de manejo, una cadena de pinzas (con 25 disponibles) con discos o platos de bronce - corriendo en cadena de acero con ajuste con mando eléctrico, ajuste sencillo y escala indicadora. El departamento de secado consiste de 8 secciones, incluyendo además las cajas de soplado y las narices o sopladores; aislamiento completo con puertas laterales, termómetro y manómetro, sección de entrega con estante y manejo de cadena. Equipo eléctrico con todos los switches, con tactos, fusibles, tacómetro y lámparas de control, sin la conexión de los cables del motor a los switches, pero incluyendo los motores.

	\$ 349,000.00
b) Un par de guías de orillas de tela, incluyendo el armazón de ajuste	\$ 6,448.00
c) Un par de desarrollador de orillas.	\$ 1,502.00
d) 2 Pares de guardas de orillas. Uno para la p sección de alimentación y otro para la sección de entrega.	\$ 1,628.00
e) Los cambiadores de calor calculados para la presente rama cada una \$7,500.00 los 8 serán	\$ 60,000.00





## COSTOS DE PRODUCCION

Los costos de producción se consideran también por 10 años, primero, porque siendo la vida útil del Dowtherm se ha querido tomar este dato como base y en segundo lugar con objeto de compararlo en igualdad de circunstancias con la tiza de vapor.

### 1) COSTOS DE OPERACION

#### a) Mano de Obra de Operación:

Un encargado oficial de Ia., por turno \$27.00.  
Considerando que se trabajan 3 turnos.

Por año son \$24,555.00.

Al cabo de los 10 años tendremos \$ 245,650.00

Un encargado oficial de Ia., por turno \$18.00.  
Se consideran 3 turnos.

Por año son \$17,710.00

Al terminar los 10 años será \$ 197,100.00

#### b) Mantenimiento.

Se considera para un año el 1% sobre el capital de inversión.

Por año: \$17,167.00

Al cabo de los 10 años tendremos \$ 171,670.00

#### c) Electricidad.

El consumo de energía eléctrica es el siguiente:

8 ventiladores de 1.5 H.P. = 2.5 kw hora.  
Nos dan un total de 1.5 kw hora.

El manejo principal de la raza que es de 4.0 H.P. = 1 kw hora y los motores auxiliares de 1.5 kw hora.

Por hora tenemos un total de 24 kw.

Por año serán 171,360 kw.

Al transcurrir los 11 años serán 1,884,960 kw.  
Considerando que el precio por kw sea de \$2.15,  
el total a pagar al cabo de los 11 años por  
concepto de costo de energía eléctrica es

\$ 259,200.00

#### d) Consumo y Costo del Dowtherm.

La cantidad de Dowtherm que cabe en cada cambiador de calor, considerando los tubos y las cabezales es de 41.11 lt. Por lo tanto en los 2 cambiadores cabrán 82.22 lt. Por otro lado considerando que la tubería entre el calentador de Dowtherm y la raza tenga de longitud - (considerando ambos sentidos en el flujo) un total de 150 m. Para llenar esta tubería se necesitan 11.14 lt. más de Dowtherm, lo que nos da un total de 93.06 lt.

Ahora consideremos que para llenar el calentador de Dowtherm y un pequeño depósito que cubra posibles pérdidas en el transcurso de los 11 años tengamos 140.00 lt. más, lo que nos da un total de 233.06 lt.

Ahora bien la densidad del Dowtherm es de 0.99, por lo tanto los 233.06 lt. son 230.75 Kg. de Dowtherm.

El Kg. de Dowtherm cuesta puesto en Laredo - \$ 1.10 dólares ó 311.12 pesos. Ya que no existe tarifa arancelaria especificada para el diferencial o para el fidejato de diferencial, se tiene que usar la relativa a mezclas de productos orgánicos para uso en la industria textil y que es de 12.5% = 1.10 por Kg.

El flete de Laredo a la Ciudad de México es de \$0.35 por Kg. por lo que el costo es el siguiente:

500 Kg. a \$11.00 el Kg. tenemos \$5,500.00.

Por concepto de impuestos será:

500 Kg. A \$28.00 = 14 Kg. tenemos \$14,000.00  
(29.150)

Por costo de flete será:

500 Kg. a \$1.35 Kg. tenemos \$675.00.

Ya que como antes se dijo el Dowtherm tiene una vida útil de 10 años, los 500 Kg. son suficientes para trabajar este tiempo. El costo total - por concepto de Dowtherm al cabo de los 10 años es de

\$ 20,596.00

e. Costo del Combustible utilizado para Calentar el Dowtherm.

El combustible utilizado es petróleo.

Este tiene un poder calorífico de 18,000 BTU lb. y la eficiencia del calentador se puede considerar como del 75%.

Ya que necesitamos 750,000 BTU. hora tenemos:

$$\frac{750,000 \times 100}{18,000 \times 75} = 57 \text{ lb. de petróleo hora.}$$

El costo total de producción al cabo de 10 años es de:

Mano de Obra	\$ 492,750.00
Mantenimiento	\$ 171,670.00
Electricidad	\$ 259,200.00
Dowtherm	\$ 26,500.00
Combustible	\$ 279,482.00
Seguro Social	\$ 24,960.00
Depreciación	\$ 429,180.00
Impuestos, etc.	\$ 85,350.00
Costo total de producción después de 10 años de trabajo ininterrumpido	\$1,763,662.00

Si sumamos ahora el capital de inversión y el costo total de producción tendremos el costo real de la raza que trabaja a base de Dowtherm al cabo de 10 años de trabajo.

TOTAL \$2,622,015.00

## V. CONCLUSIONES.

Como se puede ver por el estudio económico, existe una diferencia en costos entre ambas ranas; pues - la rana que trabaja con Dowtherm sale \$ 187,361.00 más barata al cabo de los 11 años.

Esta cantidad equivale a \$ 17,000.00 por año que - indica que cada mes se obtiene un ahorro de - - - \$ 1,416.66 que es una cantidad que ya se puede tomar en cuenta al hacer un estudio para ver la conveniencia de usar este tipo de rana en vez de la - rana convencional de vapor.

Existe además otro punto que es el siguiente:

La temperatura de trabajo que se usó en el presente estudio, no es la máxima a la que se trabaja en la actualidad en las fabricas textiles, pues ahora las ranas de vapor en muchas ocasiones van acompañadas de resistencias eléctricas que ayudan a levantar la temperatura hasta los puntos deseados; - por otro lado con el Dowtherm lo único que hay que hacer es calentar a mayor temperatura este producto hasta alcanzar el punto.

En realidad este ya sería tema de otro estudio - aparte, pues hay otros factores que pueden influir. Pero se cree que el estudio presente es el punto - en el que se decide efectivamente si es conveniente o no, el usar este medio de transmisión de calor en una rana.

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

- I. Applied Heat Transmission  
Herman H. Stoever
- II. Chemical Engineering Economics  
Chaplin Tyler
- III. Chemical Engineering Economics  
Vilddbrant
- IV. Conversion Factors and Tables  
Zimmerman and Lavine
- V. Dowtherm A Handbook  
The Dow Chemical Company
- VI. Dowtherm A and E Handbook  
The Dow Chemical Company
- VII. Folleto Sobre las Ramas Textiles "VITS"  
Compañía VITS
- VIII. Handbook of Chemical Engineering  
John H. Perry
- IX. Heat Transmission  
Kern
- X. Principles of Chemical Engineering  
Mc. Cabe and Smith
- XI. Principles of Chemical Engineering  
William Walker
- XII. Principles of Chemical Process  
Hougen and Watson
- XIII. Thermodynamics  
Faires