



J-30
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
OPERADO CON ENERGIA SOLAR**

SEMINARIO DE INGENIERIA

MECANICA - ELECTRICA

que para obtener el título de :

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

p r e s e n t a n :

ARTURO CARDENAS YAÑEZ

FRANCISCO CRUZ SOTO

ISMAEL EGUIARTE MONROY

ROBERTO FABRE ARANA

JORGE SALCEDO HERNANDEZ

Ciudad Universitaria, D. F.

1979



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

	Pág.
I N T R O D U C C I O N	1
CAPITULO I	
GENERALIDADES SOBRE REFRIGERACION POR ABSORCION	
1. Principios de Operación.....	4
2. Sistema de Absorción Intermitentes. Sistema de Absorción Continuos.....	8
3. La Refrigeración y el Aire -- Acondicionado con Energía Solar.....	15
4. Importancia del Aire Acondicionado en la Ciudad de Mexicali, México.....	18
CAPITULO II	
BASES DE DISEÑO	
1. Condiciones de Diseño.....	22
2. Cálculo de la Carga Térmica..	45

	Pág.
3. Consideraciones Psicométricas.	78
4. Efectos de las Temperaturas - de Operación sobre el Coefi- ciente de Rendimiento.....	89
 CAPITULO III	
DISEÑO DE SISTEMA COLECTOR - GENE RADOR Y RECTIFICADOR	
1. Colectores Solares.....	103
2. Diseño del Colector - Genera- dor.....	110
3. Diseño del Rectificador.....	127
 CAPITULO IV	
DISEÑO DE CONDENSADOR	
	141
 CAPITULO V	
DISEÑO DEL EVAPORADOR Y CAMBIADOR DE CALOR DE GAS - GAS	
1. Consideraciones Generales....	160
2. Diseño del Evaporador.....	163
3. Diseño del Cambiador de Calor Gas - Gas	207

	Pág.
CAPITULO VI	
DISEÑO DEL ABSORBEDOR Y DEL CAMBIADOR DE CALOR LIQUIDO - LIQUIDO	
1. Consideraciones Generales....	220
2. Diseño del Absorbedor.....	229
3. Diseño del Cambiador de Calor Líquido - Líquido.....	280
CAPITULO VII	
RESULTADOS GENERALES	345
CAPITULO VIII	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	353

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

En los últimos años se han visto reducidas las reservas de energéticos fósiles, lo cual ha originado que además de que su precio vaya en aumento, en zonas poco accesibles sea aún más difícil su abastecimiento.

Por tal motivo se está desarrollando la investigación y aplicación de nuevas formas de energía.

Una de ellas es la energía solar, la cual tiene las ventajas de su nulo costo de adquisición y de no producir la más mínima contaminación ambiental.

Uno de los principales obstáculos para el uso de la energía solar es la baja eficiencia de transformación y utilización en los sistemas termodinámicos.

Sin embargo, el auge que ha tenido la investigación de la aplicación de la energía solar para sustituir otras fuentes de energía da idea de la forma en que se po

drán solucionar diversos problemas.

Uno de los posibles usos de la energía solar, - el enfriamiento, ha sido desarrollado con mucho entusiasmo.

En zonas de altas temperaturas existe gran interés en unidades de enfriamiento cuyo costo de operación sea bajo, ya que los equipos disponibles actualmente son caros y el costo de la energía para operarlos es alto.

El objetivo de este trabajo es desarrollar el diseño de un sistema de aire acondicionado solar doméstico para operar en la ciudad de Mexicali, B.C., que es una de las más calurosas de la República Mexicana y uno de los lugares donde más energía eléctrica se consume para fines de acondicionamiento térmico.

Este sistema tiene la particularidad de no tener partes móviles como bombas o válvulas, ya que el flujo refrigerante circula por gravedad y por diferencia de densidades. Únicamente se cuenta con un pequeño ventilador para hacer circular el aire frío en el espacio acondicionado.

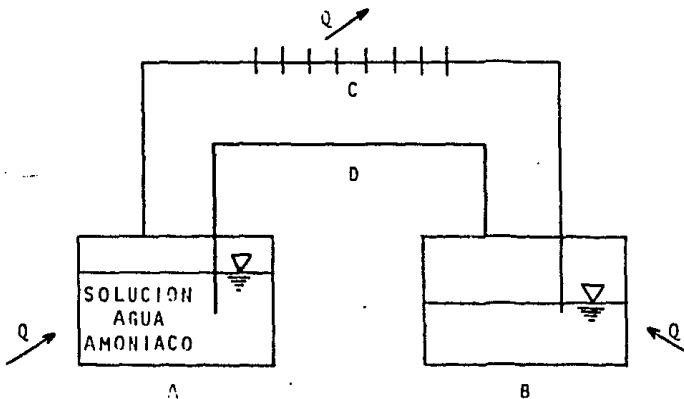
Como consecuencia de esto, se tiene un bajo costo de mantenimiento.

Se presenta el diseño inicial pasando por alta optimización y construcción del equipo por quedar fuera de los objetivos de este seminario, considerando que pueda ser de utilidad para estudios posteriores.

CAPITULO I
GENERALIDADES SOBRE REFRIGERACION
POR ABSORCION

1. PRINCIPIOS DE OPERACION

Máquina simple de Absorción. Consideremos una máquina sencilla de absorción como la que se ilustra a -- continuación.



Este aparato consta de dos recipientes A y B conectados por dos tubos C y D. El tubo C tiene una serie de aletas entre las cuales circula aire. El recipiente A

está parcialmente lleno de agua pura destilada, que es en friada y puede absorber el amoniaco de una fuente exterior. Después de esta carga, el sistema es cerrado herméticamente respecto al exterior.

Si se aplica calor al recipiente A, la temperatura de la solución de amoniaco en agua aumentará. Este incremento de temperatura disminuye la capacidad del agua para retener el amoniaco y, en consecuencia, el vapor de amoniaco se desprenderá y pasará a través del tubo C. Alrededor de este tubo se hace pasar una corriente de aire que extrae el calor del amoniaco, por lo que este se licúa, éste amoniaco líquido pasa entonces al interior del recipiente B. Después de haber aumentado suficientemente la temperatura del recipiente A, se habrá recogido en el recipiente B una cantidad de amoniaco líquido igual a la cantidad que ha salido del recipiente A. Esta cantidad puede ser una parte, o todo el amoniaco absorbido por el agua en el recipiente A. Luego se retira la fuente de ca lor del recipiente A y se deja que este se enfrie. Al en friarse el agua, su aptitud para absorber amoniaco aumenta y absorberá el vapor del recipiente B, a través del tubo B. Como este proceso continua, el amoniaco líquido del recipiente B se evapora y al hacerlo, naturalmente absorbe calor primero absorbe su propio calor, rebajando por consiguiente su temperatura hasta que esta sea inferior -

a la temperatura ambiente, luego absorbe calor del espacio circundante.

Durante el proceso de absorción, el agua del recipiente A, que absorbe el vapor de amoníaco, experimenta un aumento de temperatura debido a lo que se conoce como calor de absorción. Si no se extrae este calor, la temperatura del agua aumentará hasta que no pueda producirse más absorción y entonces cesará toda la evaporación del amoníaco, en el recipiente B. Por consiguiente, se debe enfriar el absorbedor A durante el proceso de absorción. Esto se puede hacer dirigiendo una corriente de aire hasta el recipiente, cuando se haya evaporado todo el amoníaco líquido del recipiente B, el agua del recipiente A estará cargada con su contenido original de amoníaco. Entonces este sistema está en condiciones de repetir el proceso.

La figura I.1 muestra un sistema básico de absorción, el cual difiere de un sistema de refrigeración por compresión en que el compresor es substituído por el conjunto generador absorbedor, el cual comprime el vapor-refrigerante desde la presión, del evaporador a la del condensador.

De acuerdo a la variación de presión del refrigerante pueden considerarse dos secciones en el sistema: una de alta presión en el generador y el condensador y otra de baja presión en el evaporador y el absorbedor.

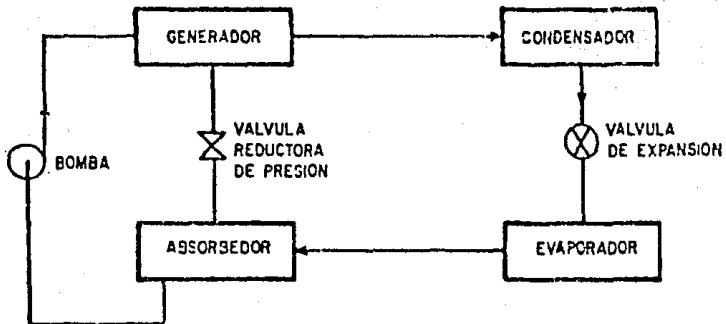


FIG. 1. SISTEMA BASICO DE ABSORCION

2. SISTEMA DE ABSORCION CONTINUOS E INTERMITENTES

Existen dos tipos principales de sistemas de refrigeración por absorción; uno utilizando material absorbente sólido y el otro usando un absorbente líquido. El primero, puede ejemplificarse con el de Faraday el cual usa absorbente sólido, el segundo con el electrolux el cual usa absorbente líquido.

Otra clasificación para los sistemas de absorción es:

1. Sistemas continuos
2. Sistemas Intermitentes

Las aplicaciones de un sistema de refrigeración por absorción, pueden ser domésticas, industriales y en unidades de aire acondicionado.

También pueden ser identificados por el tipo de fuente para generar la energía calorífica: gasolina, diesel, petróleo, gas natural, energía eléctrica o energía solar.

SISTEMA DE ABSORCION INTERMITENTE:

En este tipo de sistemas la mezcla del absorbente

te y el refrigerante está contenida en el generador, al cual se le aplica una fuente de calor, induciendo al refrigerante en forma de vapor fuera de la mezcla. Este vapor circula a través de un tubo y continúa hasta un serpentín enfriado por agua, en donde se condensa el refrigerante; éste líquido, pasa a un receptor de líquido y de aquí pasa al evaporador.

Este proceso continúa por un tiempo relativamente corto, hasta que el refrigerante asido ligeramente completamente del absorbente y la fuente de calor a sido suprimida.

Cuando el absorbente se ha enfriado a la temperatura ambiente, tiende a reabsorber el vapor de refrigerante contenido en el evaporador.

En otras palabras, el calor aplicado al generador induce al refrigerante contenido en el, a pasar al evaporador. El refrigerante vaporiza en el evaporador y regresa al generador lentamente. La tabla I.1 muestra las tres etapas de operación de un sistema de absorción intermitente.

TABLA I.1.

Las tres etapas de operación de un sistema intermitente pueden representarse de la siguiente forma.

ETAPA	FUNCION	NIVEL DE PRESION	ASPECTOS TERMICOS	VALVULA
1	Generación Condensación y almacenaje del refrigerante.	Alta en todo el sistema.	Suministro de calor en el generador y disipación del calor de condensación.	Abierta
2	Enfriamiento de la solución débil	Decreciente en el generador; alta en el depósito de ref. líquido.	Disipación del calor sensible de la solución débil.	Cerrada
3	Evaporación y absorción del refrigerante.	Baja en todo el sistema	Efecto refrigerante en el evaporador y disipación del calor de absorción.	Abierta

SISTEMAS DE ABSORCION CONTINUOS

A diferencia del sistema intermitente, el cual opera durante intervalos dependiendo de la duración de cada etapa, el sistema continuo puede operar durante un período definido de tiempo ya que cuenta con un conjunto generador - absorbedor interconectados por medio de un intercambiador de calor, así como de un sistema para mantener los niveles de presión adecuados en cada etapa.

Es conveniente hacer notar que el sistema de -- aire acondicionado diseñado en este seminario, trabajará como un sistema continuo durante el tiempo en el cual la energía solar radie calor sobre el generador diseñado como colector de radiación solar.

Cuando la radiación solar deja de actuar sobre el generador, el sistema dejará de funcionar debido a que la temperatura disminuirá y el refrigerante no se generará, en otras palabras, será un sistema continuo operando durante el período de tiempo que actúa la insolación sobre el generador.

A continuación se hará la descripción de un sistema continuo utilizando amoniaco como refrigerante y -- agua como absorbente.

La descripción se hará fundamentada en el principio de las presiones parciales (Ley de Dalton) utilizado por la Compañía Servel en el diseño de sus refrigeradores domésticos.

La figura No. 1.2 muestra el sistema de refrigeración por absorción continuo usando amoníaco, agua e hidrógeno, diseñado por la Compañía Servel.

Cuando el calor se aplica al generador, el vapor de amoníaco se eleva desde la solución fuerte a través de un tubo hacia el rectificador el cual removerá los residuos de agua contenidos en el vapor de amoníaco.

El vapor de amoníaco caliente pasa entonces del rectificador al condensador, en donde se condensa por enfriamiento.

El amoníaco líquido mantiene un nivel en el condensador, produciendo un flujo de el mismo hacia el compartimiento evaporador; el hidrógeno es alimentado entonces al evaporador, permitiendo al amoníaco líquido evaporarse, (Principio de Dalton) a una baja presión y temperatura. Durante el proceso de evaporación, el amoníaco absorberá calor del medio, produciendo el efecto de refrigeración.

La mezcla del vapor de amoníaco e hidrógeno al-

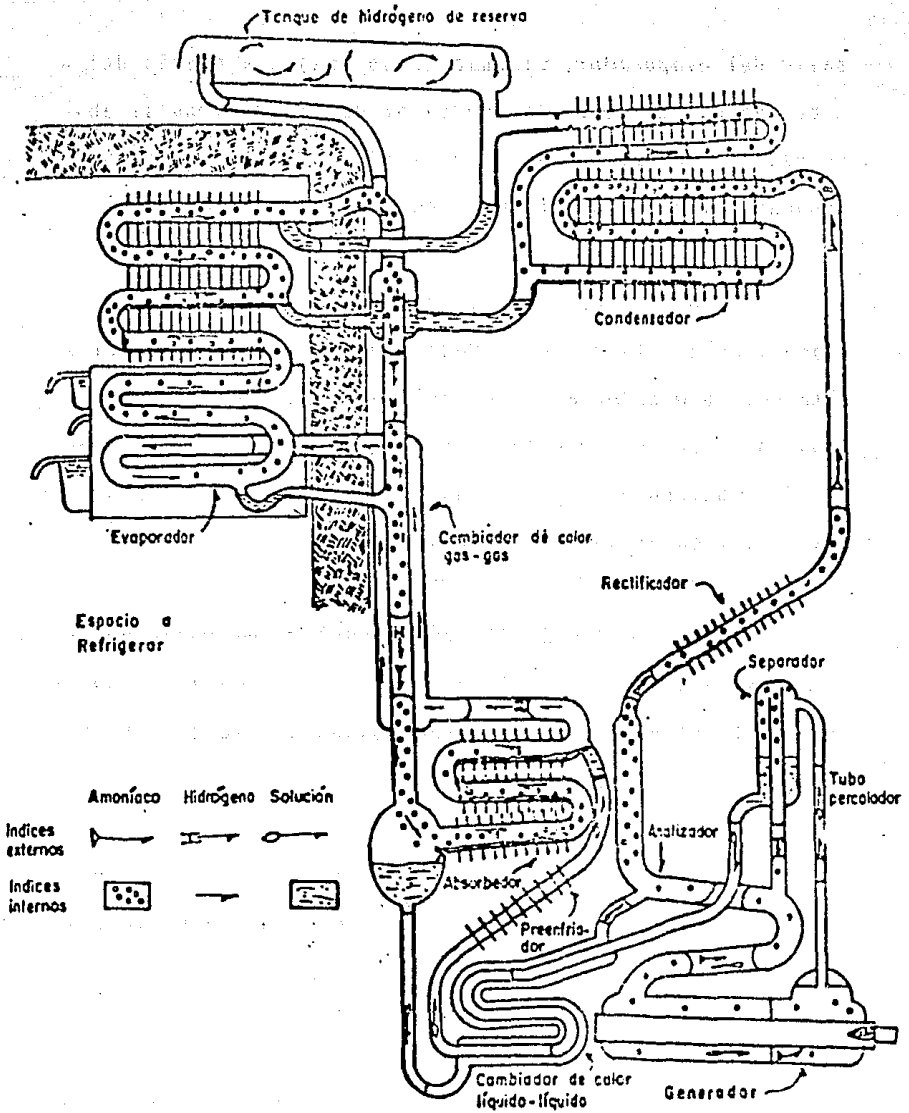


Figura I. 2

SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION SERVEL

salir del evaporador, circula hacia abajo, a través del tubo central de cambiador de calor de gases rumbo al absorbedor, produciendo un intercambio de calor con el hidrógeno caliente que circula hacia el evaporador.

Durante este tiempo una solución débil de amoníaco y agua, fluye por gravedad del generador a la parte alta del absorbedor a través del cambiador de calor del líquido. Aquí se pone en contacto con la mezcla del vapor de amoníaco e hidrógeno que viene del evaporador a través del cambiador de calor de gases.

La solución débil fría absorberá el vapor de amoníaco quedando el hidrógeno en libertad, debido a que éste es insoluble en el agua regresando al evaporador por el cambiador de calor de gases.

La solución fuerte regresa al generador, a través del cambiador de calor del líquido en donde se inicia el ciclo.

3. LA REFRIGERACION Y EL AIRE ACONDICIONADO CON ENERGIA-SOLAR:

El hecho de que el proceso de refrigeración por absorción requiere para su operación únicamente de una -- fuente térmica, ha sido la razón para estudiar la aplicación de la energía solar en ese proceso. Se han hecho varios esfuerzos en ese sentido; entre los trabajos más importantes se encuentran los siguientes:

Trombe y Foex (1) desarrollaron un equipo de refrigeración intermitente operando con un captador solar - de 1.5 m^2 , obteniendo 6 kgs. de hielo. El carácter intermitente del sistema y problemas de almacenamiento no permiten una escalación industrial.

Chinnappa (2) ha estudiado los parámetros de diseño de equipo de absorción, así como el funcionamiento - de un prototipo intermitente. El colector que empleó es - de 2 m^2 y el condensador y absorbedor son enfriados con - agua a 28°C . Sus eficiencias (COP) fueron del orden de - 0.25.

Sargent y Beckman (3) han estudiado la influen - cia de los niveles térmico y de las cargas térmicas sobre el COP de este tipo de sistemas, analizando la eficiencia que tienen las propiedades termodinámicas de diversas mez

clas absorbente - refrigerante, es especial, el efecto de la entalpia de soluciones durante la absorción.

Swartman (4) ha comparado las características - termodinámicas de equipos de refrigeración por absorción-intermitentes utilizando mezclas de amoniaco-agua y de -- amoniaco-tiocianato de sodio, así como la alternativa de contar con un generador integrado al captado solar o a la separación de estos equipos.

Satcunanathan (5) ha desarrollado un modelo matemático simplificado que describe la operación de un refrigerador continuo operando con bombas y válvulas de expansión. Mediante su modelo puede predecirse el efecto - de los niveles térmicos sobre el COP del sistema y sobre los niveles de concentración.

La aplicación de la energía solar en procesos - de aire acondicionado presenta la gran ventaja de que la potencia frigorífica entregada por un equipo de este tipo es máxima, cuando los requerimientos son máximos. Es decir, a máxima insolación corresponde la máxima potencia - frigorífica. En esta área de trabajo existen pocas referencias bibliográficas.

Dao (6) ha estudiado el proceso de absorción --

aplicado al aire acondicionado utilizando un equipo continuo, operado con bombas de circulación y válvulas de expansión. Sus resultados demuestran la factibilidad técnica de estos equipos.

En general puede decirse que el enfoque de los trabajos realizados ha sido hacia los siguientes puntos:

Análisis termodinámico del proceso.

Análisis de la influencia de los niveles térmicos de operación sobre el COP.

Desarrollo de captadores solares planos.

Investigación de nuevas mezclas.

Análisis comparativo de equipos continuos e intermitentes.

Transferencia de calor con cambios de fase.

Flujo en dos fases.

4. IMPORTANCIA DEL AIRE ACONDICIONADO SOLAR EN LA CIUDAD DE MEXICALI, MEXICO

Debido a que el costo principal en una unidad - de absorción es la energía térmica consumida en el generador, la idea de aplicar la energía solar a estos sistemas ha sido acogida con gran entusiasmo, sobre todo en ciudades en donde las tarifas de la energía eléctrica son elevadas y la insolación es adecuada.

La insolación promedio anual que se percibe en la ciudad de Mexicali, es de $577.25 \text{ cal/cm}^2 \text{ día. ref. -- (9)}$.

La tabla No. 1.2 muestra la tarifa de energía eléctrica para uso doméstico en la República Mexicana -- (C.F.E. dic. 76). Durante la estación de verano, en la ciudad de Mexicali, la tarifa de energía eléctrica permanece constante, para cualquier uso y consumo, en un valor de 0.4 pesos Kw.- Hr, es decir durante esta época existe subsidio Federal.

Si tomamos en cuenta que durante esta época, el consumo de energía eléctrica es muy elevado debido a que las unidades de aire acondicionado permanecen la mayor -- parte del día funcionando, el uso de energía solar, sería

de gran ayuda, ya que el costo de ésta es nulo, así como también se reduciría el costo de Mantenimiento debido a que estas unidades pueden diseñarse sin partes móviles.

La utilización de la energía solar en el proceso de aire acondicionado presenta interés tanto para la C.F.E. como para el usuario particular, por lo que el objetivo de este trabajo es el diseño de una unidad compatible con las restricciones y necesidades antes mencionadas.

Costo por Kw - Hr	Consumo Kw - Hr
\$ 0.484	1 a 50
\$ 0.824	51 a 100
\$ 1.485	100 ó más

TABLA I. 2*

Tabla I.2 - tarifa de energía eléctrica

*/ Diciembre 1976 C.F.E.

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

1. Trombe, F., Foex, M.
The Production of cold by means of solar radiation
The Journal of solar energy science and engineering
Vol. I, Jun. 1957
2. Chinnappa I.C.V.
Performance of an Intermittent Refrigerator operated
by a flat plate collector.
Solar Energy, 8, (3) 83-90, 1964
3. Sargent, S.L., Beekman, W.A.
Theoretical performance of an Ammonia - Sodium Thio--
cyanate intermittent absorption Refrigeration cycle.
Solar Energy. 12,137-146. 1968
4. Swartman, R.K., Alward, R.
Evaluation of an Experimental Intermittent absorption
Refrigerator incorporating the generator with the --
Flat Plate Collector.

Solar Energy Society Annual meeting. Palo Alto, California 21-23 oct. 1968.

5. Satcunanatham, S.
International solar Energy Congress and Exposition.
Los Angeles, California. Ag. 1975.
6. Dao, K, Simmons, M., Wolgast, R., Walilig, M.
Performance of an air - Cooled Ammonia water absorption air conditioner at Low Generator Temperatures.
ISES Conference. Winnipeg, Canadá. Ag. 1976.
7. Danigls, F.
Direct use of sun's Energy.
Ballantine Books, 1975.
8. Bessler, U., Books., Shen, C.N.
Study on parameter variations for solar power.
Rensselaer Polytechnic Institute Troy, New York.
9. Hernández, Everardo
Distribución anual de la marcha de la insolación en Mexicali sobre planos verticales y orientados hacia los cuatro ejes Cardinales.
Centro de Investigación de Materiales. UNAM. 1976.

C A P I T U L O I I

BASES DE DISEÑO

1. CONDICIONES
DE DISEÑO

i. DIAGRAMA DE FLUJO

ii. OBJETIVO

iii. IDENTIFICACION DE LAS "CONDICIONES
LIMITANTES O TEMPERATURAS BASICAS"

iv. "BASES INVARIABLES DEL DISEÑO"

v. CALCULO DE LAS CONDICIONES DE OPERACION

vi. DIAGRAMA DE FLUJO DEL CALCULO NUMERICO

vii. PRESENTACION DE LAS TABLAS

viii. NOMENCLATURA

BIBLIOGRAFIA

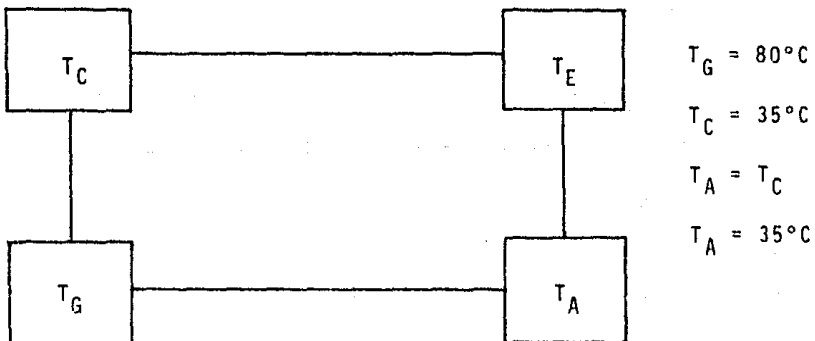
ii. OBJETIVO

Para el diseño de las diferentes partes del aparato será necesario identificar las condiciones limitantes así como fijar otras de acuerdo a lo que es conveniente. Estas condiciones serán el punto de partida para llevar a cabo el diseño.

El objetivo de esta primera parte consiste en la identificación, selección y cálculo de las condiciones básicas de operación del aparato.

iii. IDENTIFICACION DE LAS "CONDICIONES LIMITANTES O TEMPERATURAS BASICAS".

Por medio de la siguiente figura, se identificarán las condiciones limitantes e invariables que existen en cada uno de los componentes del sistema de aire acondicionado:



Las temperaturas mostradas en la fig. , son las condiciones limitantes e invariables bajo las cuales el diseño se adaptará, éstos se llamarán "Temperaturas - Básicas".

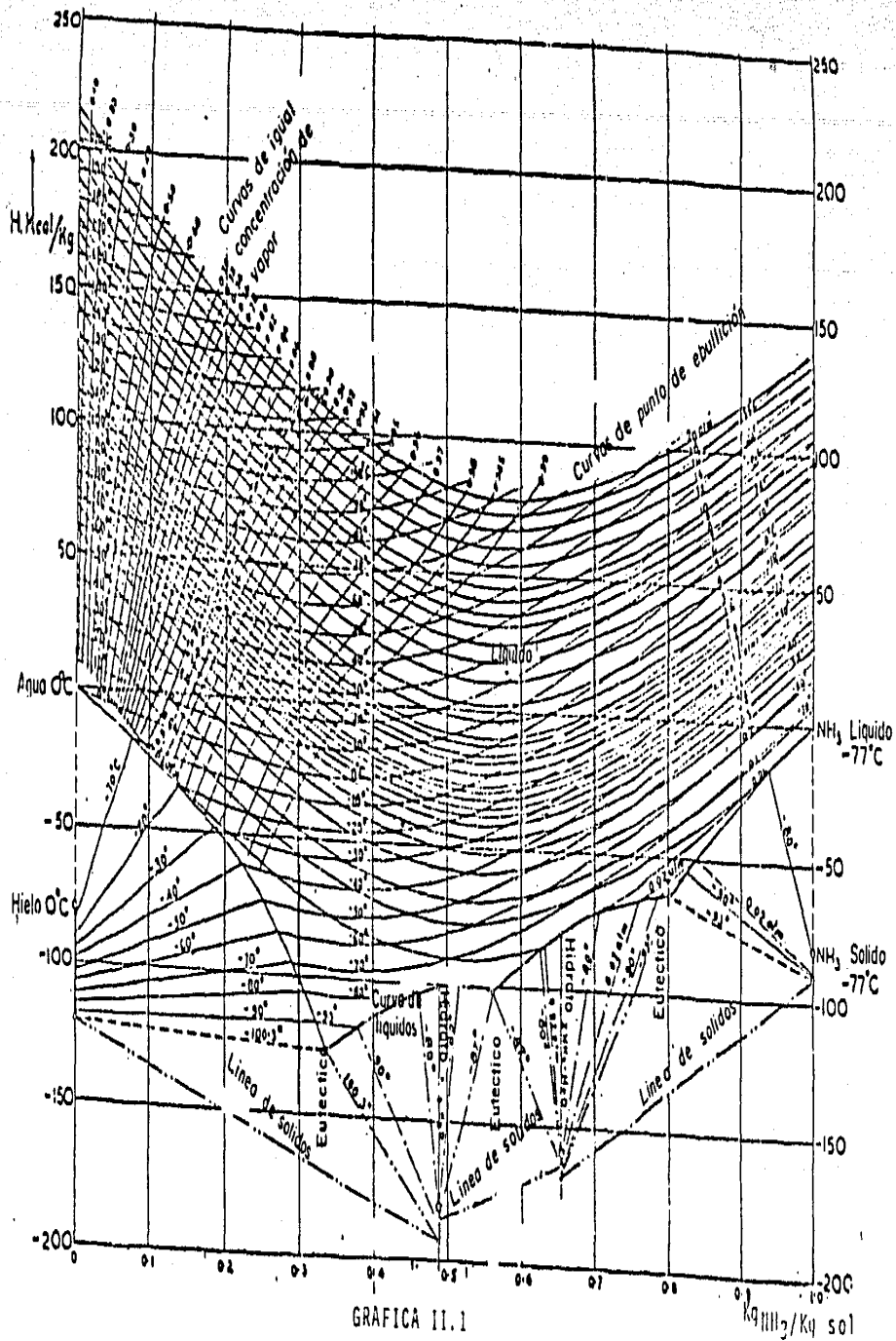
IV. "BASES INVARIABLES DEL DISEÑO"

En función de la temperatura ambiente, la cual corresponde a la de condensación ($T_{\infty} = 35^{\circ}\text{C}$) se obtendrá la presión total dentro del sistema, entrando a la Tabla II.1 con la temperatura de 35°C , se tiene una presión de 13.32 ATM.

Por los principios de funcionamiento del aparato se conoce que éste trabaja a presión constante en cualquier punto, deduciendo que el generador solar trabaja a igual presión, por lo tanto $P_G = P_C = 13.32$ -- ATM. También se conoce la temperatura que alcanza el generador solar, $T_G = 80^{\circ}\text{C}$, con estos datos y utilizando la gráfica de solución amoniaco - agua Grafica II.1. se determina la concentración de la solución débil $x_d = 0.456$ que es el punto de equilibrio a una temperatura de 80°C - en el generador. Los valores de T_G , P_G y x_d determinan el estado de la solución débil, que identifica un punto de equilibrio en la gráfica amoniaco-agua (Gráfica II.1).

Todos los datos anteriormente mencionados, forman las "Bases invariables de diseño" mismas que se presentan en la siguiente Tabla:

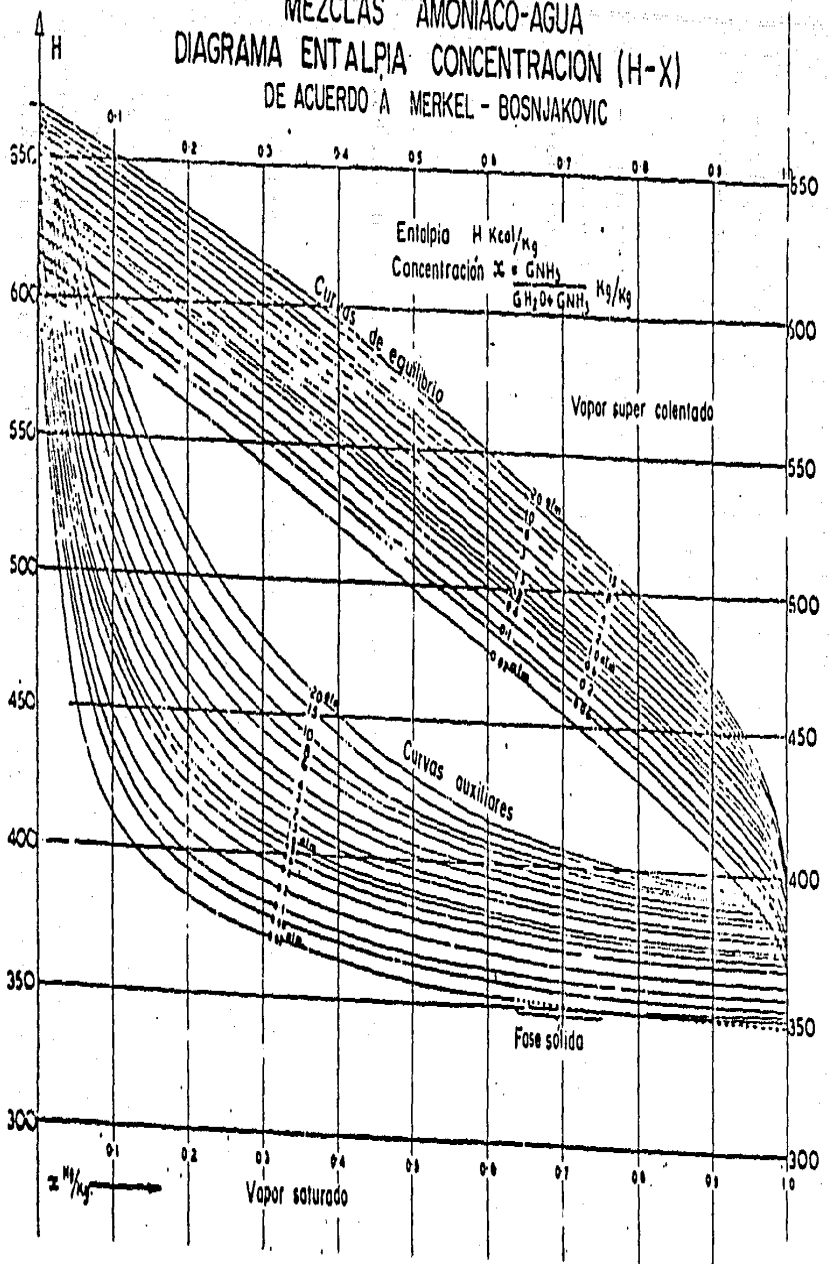
Temperatura de Condensación	$(T_C) = 35^\circ\text{C}$
Temperatura en el Absorbedor	$(T_A) = 35^\circ\text{C}$
Temperatura en el Generador	$(T_G) = 80^\circ\text{C}$
Presión en el Generador	$(P_G) = 13.32 \text{ atm}$
Concentración Sol. debil	$(X_d) = 0.456 \frac{\text{kg } \text{NH}_3}{\text{kg sol.}}$



GRAFICA II.1

kg NH₃/kg sol

MEZCLAS AMONIACO-AGUA
 DIAGRAMA ENTALPIA CONCENTRACION (H-X)
 DE ACUERDO A MERKEL - BOSNJAKOVIC



GRAFICA 11.2

V. CALCULO DE LAS CONDICIONES DE OPERACION

Con objeto de facilitar la distribución de los resultados de acuerdo a los datos que se tengan se construirán tablas para cada uno de estos.

En la parte superior de las tablas se presentarán las "bases invariables del diseño", ya que estos, no cambian siempre y cuando no cambie la temperatura de condensación que en este caso particular es $T_c = 35^\circ\text{C}$.

En la parte inferior de las tablas se tienen -- las columnas que se irán formando de izquierda a derecha, como se indica:

En la primera columna se supondrán diferentes - concentraciones de la solución fuerte χ_f .

La segunda columna, estará formada por la diferencia (ΔX) entre la concentración de la solución fuerte y la débil ya conocida, la concentración fuerte χ_f variará en cada caso, mientras la concentración débil χ_d permanecerá constante, ya que forma parte de las bases invariables.

Tercera. Esta columna está formada por la presión de absorción P_A dentro del absorbedor, la cual se obtiene de la forma siguiente:

Con la concentración fuerte supuesta x_f , con la temperatura de absorción T_A y con la gráfica de solución de amoníaco-agua (II.1) ésta presión P_A será la que comprende al punto de intersección entre la línea de T_A y la línea de concentración x_f que existen en la gráfica.

La cuarta columna se formará por las presiones de evaporación del amoníaco P_E dentro del separador. Esta presión será igual a la presión de absorción, ya que ambas partes del aparato trabajan a igual presión, por lo tanto: $P_E = P_A$

Las presiones del absorbedor y evaporador son menores a las presiones del generador, y condensador; de aquí que las presiones del absorbedor y evaporador se complementan con la presión parcial del hidrógeno P_p^H , hasta alcanzar la presión total del aparato. Esta presión parcial del hidrógeno (P_p^H), formará la quinta columna de las tablas.

Conociendo la presión de evaporación del amonia

co en el evaporador P_E y con tablas de vapor de amoniaco se obtendrá la temperatura de evaporación del amoniaco T_E , formando la sexta columna.

Septima columna de las tablas. Se forma con el calor latente del amoniaco hfg , obteniendose en las tablas de vapor de amoniaco y con la temperatura o presión de evaporación que ya conocemos (T_E ó P_E).

Octava columna. Estará formada por el flujo másico de amoniaco \dot{m}_{NH_3} , necesario para disipar la carga de calor Q_E del cuarto para el cual se diseña el aparato (Ver cálculo de la carga termica).

Novena y Decima columna. La primera, se formará con el flujo másico de solución fuerte necesaria \dot{m}_{sf} para que se desprenda del generador el flujo másico de amoniaco que se necesita \dot{m}_{NH_3}

La segunda se formará con el flujo másico de solución débil resultante \dot{m}_{sd}

Para el cálculo de la novena y decima columna se hacen los siguientes balances dentro del generador:

BALANCE DE MASA TOTAL EN EL GENERADOR

$$\dot{m}_{sf} = \dot{m}_{sd} + \dot{m}_{NH_3} \quad - \text{Ec. 1}$$

BALANCE DE AMONIACO EN EL GENERADOR

$$\dot{m}_{sf} X_f = \dot{m}_{sd} X_d + \dot{m}_{NH_3} X_{NH_3} \quad - \text{Ec. 2}$$

De las dos ecuaciones anteriores se calculan -- las 2 incognitas que son \dot{m}_{sf} y \dot{m}_{sd} ; todas las demas componentes son conocidos, teniendo así un sistema de 2 ecuaciones con 2 incognitas.

Con la décima columna quedará formada una de -- las tablas aplicable solamente para un valor de la temperatura de condensación T_c , pues si toma otro valor, se formará otra tabla con sus exclusivas bases invariables, siguiendo la misma secuencia presentada. Así formaremos tantas tablas como valores diferentes se le dan a T_c , en este caso formaremos una tabla para cada uno de los valores siguientes de T_∞ :

43°C, 40°C, 35°C, 30°C y 25°C.

De estas cinco temperaturas se tomó a 35°C como temperatura de diseño para el aparato de refrigeración.

Las razones fundamentales de haber seleccionado

a esta temperatura son los siguientes:

1º. Un estudio de las temperaturas que se han obtenido diariamente durante varios años en la ciudad de Mexicali, B.C., seleccionando a la temperatura media predominante durante el verano como temperatura de diseño -- del aparato. En esta ciudad, en la temporada de calor -- hay días en que la temperatura máxima sobrepasa los 45°C, pero solo son unas cuantas horas al día y el mínimo de es tos días al año es mínimo, así fué tomado el criterio de tener a la temperatura media predominante durante el vera no como temperatura de diseño.

2º. Un análisis del comportamiento que tiene - el aparato en cada una de las tablas formadas páginas ade lante, haciendolo en la forma siguiente:

En la parte superior de cada una de las tablas- formadas se encuentran "las bases invariables del diseño".

Los valores de estas bases invariables son función directa de la temperatura de condensación T_c , a -- excepción de T_G . Por lo tanto estas variables permane rán fijas mientras no cambie el valor de T_{∞} , motivo por el cual sus valores son diferentes en cada una de las tablas, ya que se toma como base diferentes temperaturas T_{∞} .

Como se mencionó anteriormente, la temperatura T_G es la excepción ya que ésta no puede cambiar por la limitación que presenta el tipo de captador solar, por lo que esta temperatura permanecerá CTE. en todas las tablas.

Así, en la parte superior de la tabla No. 1 tendremos unos valores fijos para las variables que forman las "bases invariables del diseño".

Además, en la parte inferior de las tablas existen diez columnas, en cada columna se encuentran de izquierda a derecha las siguientes variables:

$$x_f, \Delta X, P_A, P_E, P_P^H, T_E, h_{fg},$$

$$m_{NH_3}, m_{sf} \text{ y } m_{sd}$$

Para la primera variable x_f (en la 1ª columna), se dan arbitrariamente diferentes valores para observar el comportamiento de los otros variables. Por ejemplo: si analizamos la tabla No. 1 se tiene que:

En el primer renglón, se dá un valor a $x_f = 0.4$ con lo cual es imposible que trabaje la máquina ya que la concentración de la solución débil es más alta que la fuerte ($X_d = 0.51$, ver "bases invariables del diseño" de la -

tabla No. 1), esto explica que $\Delta\chi$ tenga un valor negativo, rechazando de inmediato esta situación.

El segundo valor para $\chi_f = 0.5$ (segundo renglón), se mantiene la misma situación del primer valor asignado a $\chi_f = 0.4$.

Para el tercer valor de $\chi_f = 0.6$ (tercer renglón), ya se obtiene un valor positivo para $\Delta\chi$; esto implica que la concentración de la solución fuerte χ_f es mayor que la concentración de la solución débil χ_d . Una vez obtenido un valor positivo para $\Delta\chi$ se analizarán los siguientes valores de las columnas en este renglón que son: P_A , P_E , P_P^H , T_E , h_{fg} , m_{NH_3} , m_{sf} y m_{sd}

Según la formación de la tabla, los valores de estas variables son adecuadas para el funcionamiento del aparato de refrigeración, pero deben hacerse algunas aclaraciones:

En el valor de $T_E = 20.89^\circ\text{C}$ es una temperatura muy alta para nuestra finalidad; además el valor de $m_{sf} = 128.2 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ también se considera un flujo muy alto, pero aún con estos valores puede funcionar el aparato de refrigeración.

Para el cuarto y quinto valor de $\chi_f = 0.7$ y 0.8 (1ª columna), aún cuando se tiene una $\Delta\chi$ positivo, los valores de T_E se elevan demasiado, inutilizando estas - cálculos.

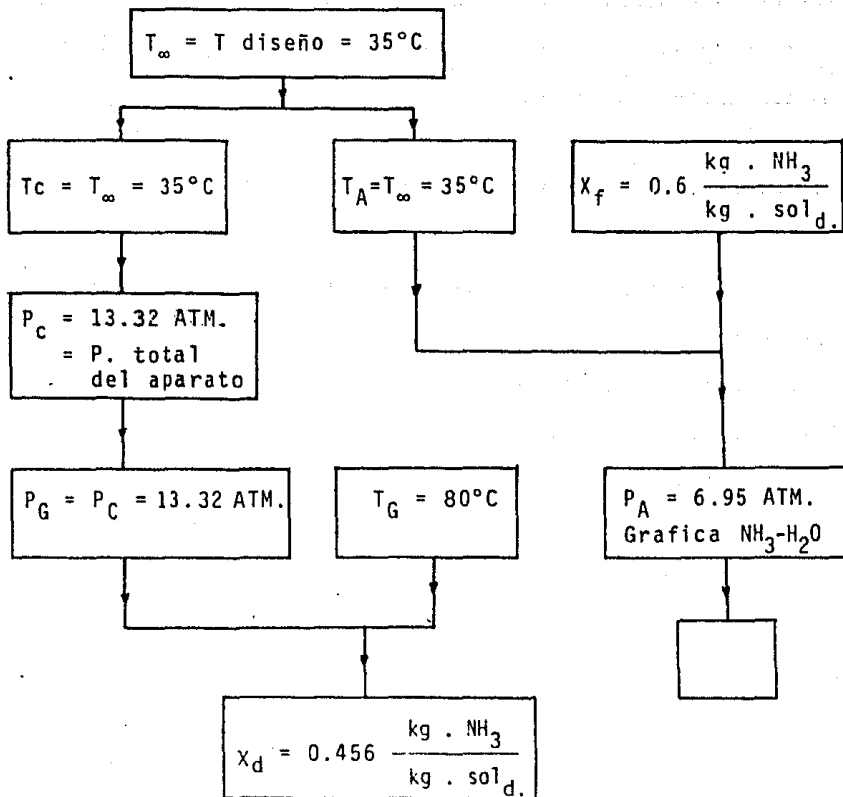
En igual forma se van analizando las otras 4 ta-
blas y haciendo una evaluación de todas ellas, se conclu-
ye que el renglón de $\chi_f = 0.6$ de la tabla No. 3, corres-
pondiente a la temperatura $T_c = 35^\circ\text{C}$, resultan los valo-
res más adecuados para las bases fundamentales del diseño,
obteniendo así la segunda razón de tener a $T_c = 35^\circ\text{C}$ co-
mo temperatura de diseño.

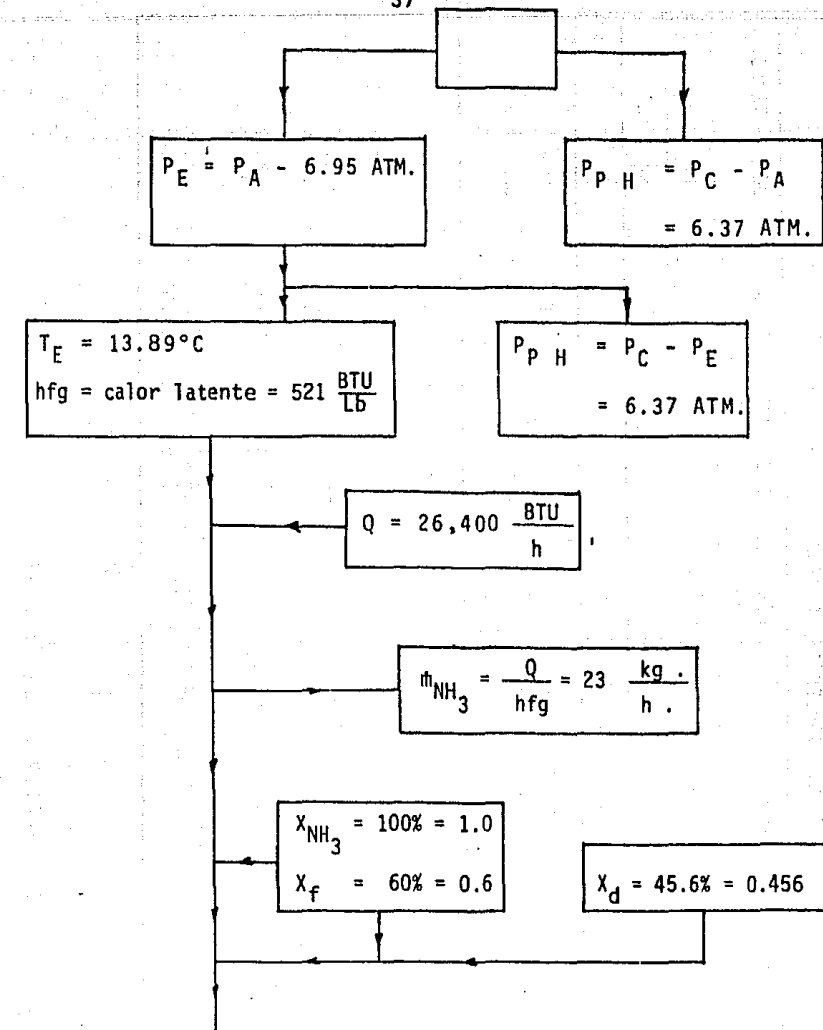
DINAMICA DEL APARATO Y CONDICIONES DE OPERACION

Es importante señalar que las bases de diseño -
que se seleccionaron son unicamente las condiciones de --
funcionamiento cuando se conjuntan cierta temperatura am-
biente y nivel de insolación es decir son las condiciones
de operación para un caso individual. El sistema de tres
componentes ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O} - \text{H}_2$) tiene la característica de-
comportarse dinamicamente al ocurrir un cambio en las va-
riables ambiente (T_{amb} y nivel de insolación). Las ta-
blas presentadas demuestra a que nivel de operación se --
ajusta el aparato al ocurrir un cambio en la temperatura-
ambiente. Es necesario llevar a cabo un análisis más pro

fundo del comportamiento dinámico del sistema, tomando en cuenta el efecto del ambiente sobre la T_G , así como el efecto sobre la carga de refrigeración QE. La construcción y pruebas de un sistema como el diseñado permitiría el análisis necesario.

VI. DIAGRAMA DE FLUJO DEL CALCULO NUMERICO PARA LA FORMACION DE LAS TABLAS.





SIST. DE 2 ECS. CON 2 INCOGNITAS

$$\dot{m}_{sf} = \dot{m}_{sd} + \dot{m}_{NH_3} \quad \text{--- Ec. 1}$$

$$\dot{m}_{sf} X_f = \dot{m}_{sd} X_d + \dot{m}_{NH_3} X_{NH_3} \quad \text{--- Ec. 2}$$

RESOLVIENDO:

$$\dot{m}_{sf} = 86.8888 \frac{\text{kg} \cdot \text{sol}_f}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{sd} = 63.8888 \frac{\text{kg} \cdot \text{sol}_d}{\text{h}}$$

TABLA No. 1

$T_{\infty} = 43^{\circ}\text{C}$

BASES INVARIABLES DEL DISEÑO									
CONDICIONES LIMITANTES O TEMPERATURAS BASICAS					CONDICIONES QUE SON FUNCIONES DIRECTAS DE LAS TEMPS. BASICAS				
$T_{\infty} = \text{TEMP. DISEÑO} = 43^{\circ}\text{C}$		$T_A = T_{\infty} = 43^{\circ}\text{C}$		$P_C = 15.3 \text{ ATM}$		$x_d = 0.51 \frac{\text{kg. NH}_3}{\text{kg. sol.}}$			
$T_{\text{CONON}} = T_{\infty} = 43^{\circ}\text{C}$		$T_G = 80^{\circ}\text{C}$		$P_G = 16.67 \text{ ATM}$					
FORMACION DE COLUMNAS									
X_f $\frac{\text{kg. NH}_3}{\text{kg. sol.}}$	kg. NH_3	P_A ATM	P_E ATM	P_{PH} ATM	T_E $^{\circ}\text{C}$	$h_{fg}^{\text{NH}_3}$ $\frac{\text{BTU}}{\text{Lb}}$	\dot{m}_{NH_3} $\frac{\text{kg. g.}}{\text{h s.}}$	\dot{m}_{sf} $\frac{\text{kg. g.}}{\text{h s.}}$	\dot{m}_{sd} $\frac{\text{kg. g.}}{\text{h s.}}$
0.4	- 0.11	3.5	3.5	13.17	- 5.0	X	X	X	X
0.5	- 0.01	5.0	5.0	11.67	4.5	X	X	X	X
0.6	0.09	8.7	8.7	7.97	20.89	509	23.55 6.54	128.20 35.61	104.65 29.07
0.7	0.19	11.2	11.2	5.47	29.10	495	24.21 6.73	62.43 17.34	38.22 10.62
0.8	0.29	13.5	13.5	3.17	35.50	483	24.81 6.89	41.92 11.64	17.10 4.75

38

TABLA No. 2

$T_{\infty} = 40^{\circ}\text{C}$

BASES INVARIABLES DEL DISEÑO									
CONDICIONES LIMITANTES O TEMPERATURAS BASICAS					CONDICIONES QUE SON FUNCIONES DIRECTAS DE LAS TEMPS. BASICAS				
$T_{\infty} = \text{TEMP. DISEÑO} = 40^{\circ}\text{C}$		$T_A = T_{\infty} = 40^{\circ}\text{C}$		$P_C = 15.3 \text{ ATM}$		$x_d = 0.478 \frac{\text{kg. NH}_3}{\text{kg. sol.}}$			
$T_{\text{CONON}} = T_{\infty} = 40^{\circ}\text{C}$		$T_G = 80^{\circ}\text{C}$							
FORMACION DE COLUMNAS									
X_f kg. NH_3 kg. sol.	Δx kg. NH_3	P_A ATM	P_E ATM	P_{PH} ATM	T_E $^{\circ}\text{C}$	h_{fg} BTU Lb	\dot{m}_{NH_3} kg. g. h s	\dot{m}_{sf} kg. g. h. s	\dot{m}_{sd} kg. g. h. s.
0.4	- 0.087	3.0	3.0	12.3	- 8.9	X	X	X	X
0.5	0.013	5.4	5.4	9.8	6.7	532.0	22.53 6.26	889.11 246.97	886.57 246.27
0.6	0.113	8.0	8.0	7.3	18.3	513.5	23.34 6.48	105.95 29.43	82.61 22.95
0.7	0.213	10.2	10.2	5.1	26.0	499.9	23.98 6.66	57.725 16.03	33.78 9.38
0.8	0.313	12.6	12.6	2.7	33.0	487.0	24.61 6.84	40.34 11.20	15.73 4.37

TABLA No. 3

$T_{\infty} = 35^{\circ}\text{C}$

BASES INVARIABLES DEL DISEÑO									
CONDICIONES LIMITANTES O TEMPERATURAS BASICAS					CONDICIONES QUE SON FUNCIONES DIRECTAS DE LAS TEMPS. BASICAS				
$T_{\infty} = \text{TEMP. DISEÑO} = 35^{\circ}\text{C}$		$T_A = T_{\infty} = 35^{\circ}\text{C}$			$P_C = 13.32 \text{ ATM}$		$x_d = 0.456 \frac{\text{kg. NH}_3}{\text{kg. sol.}}$		
$T_{\text{CONON}} = T_{\infty} = 35^{\circ}\text{C}$		$T_G = 80^{\circ}\text{C}$			$P_G = 13.32 \text{ ATM}$				
FORMACION DE COLUMNAS									
X_f kg. NH ₃ kg. sol.	Δx kg. NH ₃	P_A ATM	P_E ATM	P_{H_2} ATM	T_E °C	h_{fg} BTU Lb	m_{NH_3} kg. g. h s.	m_{SF} kg. g. h s.	m_{sd} kg. g. h s.
0.4	- 0.056	2.50	2.50	10.82	-13.20	562.6	X	X	X
0.5	0.044	4.60	4.60	8.72	2.22	539.7	22.21 6.17	274.54 76.22	252.33 70.09
0.6	0.144	6.95	6.95	6.38	13.89	521.0	23.00 6.40	86.89 24.14	63.89 17.75
0.7	0.244	9.00	9.00	4.32	21.95	507.1	23.64 6.57	52.71 14.64	29.06 8.07
0.8	0.344	10.40	10.40	2.90	26.67	498.7	24.00 6.67	37.95 10.54	13.95 3.87

TABLA DE LA TEMPERATURA DE DISEÑO

TABLA No. 4

$T_{\infty} = 30^{\circ}\text{C}$

BASES INVARIABLES DEL DISERO									
CONDICIONES LIMITANTES O TEMPERATURAS BASICAS					CONDICIONES QUE SON FUNCIONES DIRECTAS DE LAS TEMPS. BASICAS				
$T = \text{TEMP. DISERO} = 30^{\circ}\text{C}$		$T_A = T = 30^{\circ}\text{C}$			$P_C = 11.5 \text{ ATM}$		$X_d = 0.433 \frac{\text{kg. NH}_3}{\text{kg. sol.}}$		
$T_{\text{CONON}} = T = 30^{\circ}\text{C}$		$T_G = 80^{\circ}\text{C}$			$P_G = 11.5 \text{ ATM}$				
FORMACION DE COLUMNAS									
$\frac{X_f}{\text{kg. NH}_3}$ kg. sol.	Δx kg. NH ₃	P_A ATM	P_E ATM	P_{PH_2} ATM	T_E °C	h_{fg} BTU Lb	\dot{m}_{NH_3} kg. g. h. s.	\dot{m}_{sf} kg. g. h. s.	\dot{m}_{sd} kg. g. h. s.
0.4	- 0.033	2.2	2.2	9.3	-16.40	X	X	X	X
0.5	0.067	4.0	4.0	7.5	- 1.56	545.0	22.0 6.1	186.12 51.70	164.13 45.59
0.6	0.167	6.0	6.0	5.5	9.67	528.0	22.7 6.3	77.08 21.41	54.37 15.10
0.7	0.267	8.0	8.0	3.5	18.30	513.5	23.4 6.5	49.69 13.80	26.30 7.30
0.8	0.367	9.4	9.4	2.1	23.30	505.0	23.7 6.6	36.61 10.17	12.91 3.59

41

TABLA No. 5

$T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$

BASES INVARIABLES DEL DISERO									
CONDICIONES LIMITANTES O TEMPERATURAS BASICAS					CONDICIONES QUE SON FUNCIONES DIRECTAS DE LAS TEMPS. BASICAS				
$T_{\infty} = \text{TEMP. DISERO} = 25^{\circ}\text{C}$		$T_A = T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$		$P_C = 9.9 \text{ ATM}$		$X_d = 0.402 \frac{\text{kg. NH}_3}{\text{kg. sol.}}$			
$T_{\text{CONON}} = T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$		$T_G = 80^{\circ}\text{C}$		$P_G = 9.9 \text{ ATM}$					
FORMACION DE COLUMNAS									
X_f $\frac{\text{kg. NH}_3}{\text{kg. sol.}}$	Δx kg. NH_3	P_A ATM	P_E ATM	P_{H_2} ATM	T_E $^{\circ}\text{C}$	h_{fg} $\frac{\text{BTU}}{\text{Lb}}$	\dot{m}_{NH_3} $\frac{\text{kg. g.}}{\text{h. s.}}$	\dot{m}_{sf} $\frac{\text{kg. g.}}{\text{h. s.}}$	\dot{m}_{sd} $\frac{\text{kg. g.}}{\text{h.}}$
0.4	- 0.002	1.8	1.8	8.1	- 20.9	X	X	X	X
0.5	0.098	3.4	3.4	6.5	- 5.7	551.7	21.72 6.03	132.52 36.81	110.8 30.78
0.6	0.198	5.4	5.4	4.5	6.67	532.8	22.49 6.25	67.92 18.87	45.43 12.62
0.7	0.298	6.7	6.7	3.2	12.89	522.5	22.94 6.37	46.04 12.79	23.09 6.41
0.8	0.398	8.1	8.1	1.8	18.6	512.8	23.37 6.49	35.11 9.75	11.74 3.26

Viii. NOMENCLATURA

- T_{∞} = Temperatura del Medio Ambiente.
 T_G = Temperatura de Operación del Generador
 T_C = Temperatura de Operación del Condensador
 T_A = Temperatura de Operación del Absorbedor
 T_E = Temperatura de Operación del Evaporador
 P_{PH_2} = Presión Parcial del Hidrógeno en el Evaporador y-
 Absorbedor
 $P_C=P_G$ = Presión de Operación del aparato
 $P_E=P_A$ = Presión de Evaporación en el evaporador (Parcial)
 X_d = Concentración de amoniaco en la solución débil
 X_f = Concentración de la solución fuerte
 ΔX = Diferencia entre concentraciones de solución fuer-
 te y débil.
 h_{fg} = Calor latente del amoniaco
 \dot{m}_{NH_3} = Masas de amoniaco necesaria para disipar la carga
 de calor Q_E .
 \dot{m}_{sf} = Masa de solución fuerte necesaria para desprender
 la masa de amoniaco \dot{m}_{NH_3} necesaria .
 \dot{m}_{sd} = Masa de solución débil que se desprende.

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

1. **Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración. --**
Hernández Goríbar. Ed. LIMUSA, México 1975.

2. **Hernández, Everardo. Distribución anual de la marcha**
de la insolación en Mexicali sobre planos verticales,
y orientados hacia los cuatro ejes cardinales.
Centro de Investigación de Materiales.
U.N.A.M. 1976.

II.2 CALCULO DE LA CARGA TERMICA

DIAGRAMA DE FLUJO

- a) Cálculo de la carga térmica que entra al es
pacio por acondicionar.
- b) Estudio del Comportamiento del aire.
- c) Cálculo y diseño del nucleo evaporador.

a

CALCULO DE
LA CARGA -
TERMICA.

b

ESTUDIO DEL
COMPORTAMIENT
O DEL AIRE.

DESGLOCE DEL
DIAGRAMA DE-
FLUJO DE CA-
DA PAQUETE -
a,b,c.

c

CALCULO Y DI-
SEÑO DEL NU--
CLEO EVAPORA-
DOR.

a) Diagrama de flujo de la carga térmica del espacio por acondicionar.

- | | | | |
|---|--|---|---|
| 1 | DATOS GEOGRAFICOS DEL LUGAR DONDE SE PRETENDE ACONDICIONAR EL ESPACIO. | 2 | DIMENSIONES O ESPECIFICACIONES DEL CUARTO O ESPACIO POR ACONDICIONAR. |
| 3 | CALCULO DE LAS GANANCIAS DE CALOR QUE ENTRAN AL ESPACIO POR ACONDICIONAR | 4 | SUMA DE LAS GANANCIAS DE CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE. |
| 5 | CALCULO DEL FACTOR DE CALOR SENSIBLE F.C.S. | 6 | SUMA DE LAS CARGAS DE CALOR TOMANDO EN CUENTA LOS DISPOSITIVOS C.D.S. Y S.D.S. |
| 7 | CONSIDERACIONES PARA: TECHO EXPUESTO AL SOL Y TECHO NO EXPUESTO AL SOL. | 8 | EN BASE A LAS ALTERNATIVAS ANTERIORES SE CALCULA UNA GANANCIA DE CALOR PROMEDIO. G.C.P. |

CALCULO DE LA CARGA TERMICA DE UN APARATO DE AIRE ACONDICIONADO SOLAR PARA TRABAJAR EN MEXICALI, B.C.

Datos Geográficos de Mexicali, B.C.

Localización: 32° 29' latitud norte

Paralelo: 115° 30' longitud oeste

Condiciones Exteriores de Diseño

Altura sobre el Nivel del Mar: 1 mt. (3.27 ft.)

Presión Barométrica: 1 ATM. (760 mm Hg) (29.9 in. Hg.)

Datos de verano e invierno según Ref. (1)

DATOS DE VERANO

DATOS DE INVIERNO

TEMP. MAX. EXT.	TEMPS. DE CALCULO	GRADOS DIA ANUALES	TEMP. MIN. EXT.	TEMP. DE CALCULO	GRADOS DIA ANUALES
B.S.	B.S.	B.H.			
47.8°C	43°C	28°C	-3.7°C	-2.7°C	188.8°C
118.04°F	109.4°F	82.4°F	25.34°C	27.14°F	372°F

El cuarto por acondicionar tiene las siguientes dimensiones.

Espacio: $(4 \times 3.5 \times 2.3) = 32.2 \text{ m}^3 = 1137.13 \text{ ft}^3$

Ventana: $(2.5 \times 1.5) = 3.75 \text{ m}^2 = 40.32 \text{ ft}^2$

Puerta: $(0.75 \times 2.10) = 1.638 \text{ m}^2 = 17.61 \text{ ft}^2$

Orientación de la ventana: Oeste

Orientación de la puerta: Este

Ventana normal: 6.35 mm. (1/4 in.)

Construcción Media

Humedad relativa interior: $\phi_i = 55\%$

Temperatura interior de bulbo seco: 26.6°C (80°F)

Humedad relativa exterior aprox.: 32% (varia según la hora).

Temperatura exterior de bulbo seco: 43°C (109.4°F)

Temperatura interior contigua al espacio acondicionado pa
red este y pared norte: 34.8°C (94.6°F)

Todos los cálculos son hechos para una misma hora base --
que es las 4.00 p.m.

Carga de refrigeración Ref. (2)

Carga de refrigeración tratandose de aire acondicionado para comodidad.

En un espacio a refrigerar, la cantidad de calor que debe de removerse con el equipo de refrigeración, se llama carga de refrigeración, y se debe principalmente a las siguientes ganancias de calor:

- 1) Ganancia de calor debida a la transmisión a traves de las barreras que pueda haber, tales como paredes, ven
tananas, puertas, techos, particiones y pisos, y que es

ocasionada por la diferencia de temperatura entre los dos lados de la barrera.

2. Ganancia de calor debida al efecto solar.

- a) El calor transmitido por radiación a través de -- cristales, absorbido en el interior del espacio.
- b) El calor absorbido por las paredes o techos ex-- puestos a los rayos solares y posteriormente transferidos al interior.

3. Ganancia de calor debida al aire de infiltración

4. Ganancia de calor debido a los ocupantes

5. Ganancia de calor debido a máquinas, alumbrado o cual quier otro equipo que genere calor.

6. Ganancia de calor debida al aire de ventilación.

Desglosando cada uno de los puntos mencionados- anteriormente se tiene:

1. Ganancia de calor debida a la transmisión a través de barreras esta carga se calcula con la siguiente fórmu la.

$$Q = UA (T_e - T_i)$$

donde:

$$Q = \text{BTU/h}$$

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

$$T_e, T_i = \text{°F}$$

Por lo general, la temperatura interior de diseño se considera entre 70°F y 80°F (21.1°C y 26.6°C) en el aire acondicionado y la temperatura exterior de diseño se selecciona de tablas ref. (1) dependiendo del lugar. La temperatura de bulbo seco (B.S.) exterior de diseño tiene, por lo general, su máximo a las 16:00 horas.

2. Ganancia de calor debida al efecto solar.

a) Generalidades

El calor del sol, que recibe la tierra, varía entre 415 BTU/h-ft² y 445 BTU/h-ft² (1.2 y 1.3 -- kw/m²).

La cantidad que llega a la superficie terrestre se reduce considerablemente por dispersión o reflexión del espacio y por absorción de la atmósfera.

b) Calor ganado a través de los cristales.

El calor que se gana en un espacio a través de los cristales depende de lo siguiente:

- A) Latitud del Lugar
- B) Claridad de la atmósfera
- C) Dispositivo para sombrear
- D) Tipo del cristal usado

Un cristal ordinario absorbe alrededor del 6% de-

la energía solar y refleja o transmite el resto.

La relación de la energía transmitida con la --
energía reflejada depende del ángulo de incidencia.

La ganancia total de calor sería la siguiente:

$$Q = q \times f_1 \times A \text{ (cuando no existe dispositivo sombreador)}$$

$$Q = q \times f_2 \times A \text{ (cuando si existe dispositivo sombreador)}$$

Donde:

Q = ganancia total de calor BTU/h

q = Ganancia máxima de calor en una ventana debido al --
efecto solar Tabla IX-1 ref. (2), en BTU/h - ft².

f_1 = Factor de corrección cuando no existe dispositivo --
sombreador (Tabla IX-2) ref. (2).

f_2 = Factor de corrección cuando si existe dispositivo --
sombreador (Tabla IX-2) ref. (2).

A = Area del cristal en pies cuadrados.

c) Calor ganado a través de muros y techos.

Este tipo de cálculo es más complejo, ya que cuando
el sol calienta la superficie exterior se ini-
cia un flujo de calor por conducción - convección
hacia el interior del espacio a acondicionar, --
hasta llegar a un máximo: después, el flujo dis-
minuye poco a poco durante la noche y vuelve a --

aumentar cuando el sol calienta de nuevo la pared. Para resolver este problema, existen tablas las cuales indican la temperatura equivalente que se debe usar en paredes o en techos.

Las Tablas IX-4 y IX-5 tomadas de la referencia-
(2)

Estan basadas en 15°F diferenciales entre la temperatura exterior y la temperatura interior (95°F - 80°F) ambas de diseño; en caso de que la diferencia sea otra de 15°F debe corregirse agregando o disminuyendo a la temperatura equivalente la diferencia entre 15°F y la diferencia del lugar.

3. Ganancia de calor debida a la infiltración de aire. -

Para determinar el volumen de aire y sus ganancias de calor latente y sensible, se deben considerar las pérdidas por infiltración debidas a:

- a) Las ranuras en puertas y ventanas que se pueden calcular por el método de las ranuras, (cuando los espacios por acondicionar no están en edificios de gran altura, se suele despreciar esta carga.)
- b) La abertura más o menos constante de puertas. Por esto se supone, que de acuerdo con el tipo de aplicación y la clase de puerta hay una cantidad de -

aire que penetra por cada persona que lo ocupa.

4. Ganancia de calor debida a personas.

La ganancia de calor producida por los ocupantes del espacio por acondicionar esta tabulada, y depende de la propia actividad que las personas desarrollen y la temperatura de ese ambiente.

También existen tablas que nos proporcionan el calor generado por personas ya sea para calor latente o sensible.

5. ganancia de calor debida al equipo misceláneo.

Para obtener la ganancia de calor debida al equipo -- que se tenga instalado en el espacio por acondicionar se recurre a tablas experimentales.

Siempre se debe considerar esta parte de la ganancia total, que en ocasiones puede ser muy importante; a veces, se acostumbra incrementar esta ganancia un 10% por alguna contingencia imprevista que pudiera ocurrir.

6. Ganancia de calor debida al aire para ventilación.

El aire que se requiere para ventilación se debe suministrar en cantidad suficiente para cumplir con ciertos códigos, reglamentos o recomendaciones de la ref. (1).

Es evidente que para mantener un nivel bajo de olor -

se requiere cierta cantidad mínima de aire.

Por lo general, se debe considerar un mínimo de 7.5 - ft^3/min . por persona o un 10% del aire requerido para remover la carga de diseño total, (calor sensible) -- cuando no se considera, humo de cigarro; si se considera, se deben tomar de 25 a 40 ft^3/min . por persona- que fuma.

Existen algunas otras consideraciones para el cálculo de las cargas de calor, pero que en este caso no se considerarán debido a que no se requieren para nuestro propósito.

Cantidad de aire necesaria para manejar una determinada carga de refrigeración.

La cantidad de aire debe ser adecuada para manejar la carga de refrigeración, enfriando el aire desde la temperatura de entrada a la temperatura del espacio por - condicionar. Mientras la temperatura de entrada sea me-- nor, menos cantidad de aire se requerirá, pero es lógico- que esta temperatura no puede ser menor de ciertos lími-- tes. (está en función de la temperatura de evaporación - del aparato acondicionador).

La temperatura del aire de entrada varía en ge- neral, de 5°F a 20°F por debajo de la temperatura deseada.

Una vez obtenida la carga de refrigeración de -
diseño del espacio por acondicionar, la cantidad de aire-
se calcula tomando en cuenta la carga de calor sensible.

$$Q_s = Ma C_p (T_i - T_d)$$

donde:

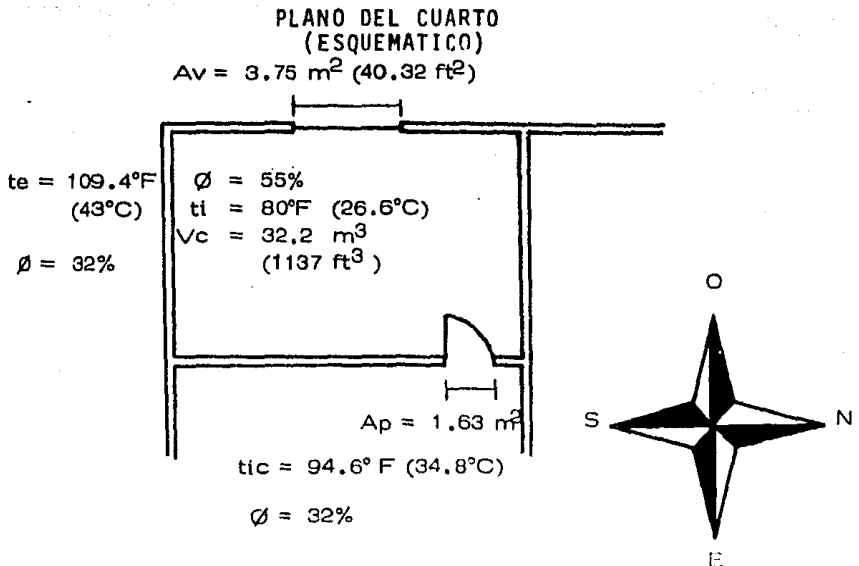
Q_s = Ganancia de calor sensible en BTU/h

Ma = Masa del aire suministrado en lb/h

T_i = Temperatura del espacio por acondicionar en °F (B.S.)

T_d = Temperatura de entrada al espacio por acondicionar

En °F (B.S.) (esta temperatura es la de salida-
en los difusores).



donde:

t_e = Temperatura exterior o del medio ambiente-

t_i = Temperatura interior de bulbo seco o de di
seño.

t_{ic} = Temperatura interior contigua de bulbo se-
co.

A_v = Area de la ventana

A_p = Area de la puerta

NOTA: La temperatura t_{ic} se determino sumando la t_e y la
 t_i y dividiendolas entre dos ref. (2).

CALCULO DE LA CARGA DE CALOR

En base a los puntos expuestos anteriormente.

1. Calor ganado en los cristales por transmisión por di-
ferencia de temperaturas.

$$q_1 = AU (t_e - t_i) \text{ de Tablas ref. (1) } U = 1.13 \text{ BTU/h-ft}^2\text{°F}$$

$$\text{Area } A = 40.32 \text{ ft}^2$$

$$q_1 = 40.32 (1.13) (109.4-80) = 1339.51 \text{ BTU/h. (337.57 --}$$

$$\text{kcal/h)}.$$

2. Calor ganado por efecto solar

$$q_2' = 165 \text{ BTU/h-ft}^2 \text{ Tablas IX - 1 ref. (2) para } 30^\circ \text{ lati-}$$

$$\text{tud norte y orientación oeste a las 4:00 hrs. p.m.-}$$

(de agosto 24 a abril 20.

S.D.S. = Sin Dispositivo Sobreador

C.D.S. = Con Dispositivo Sobreador

$f_1 = 0.96$ (factor para cristal sin sombra)

$f_2 = 0.65$ (factor para persiana abierta a 45° color medio).

$$q_2 = q_2' \times f_1 \times A = (165) (0.96) (40.32) = 6386.6$$

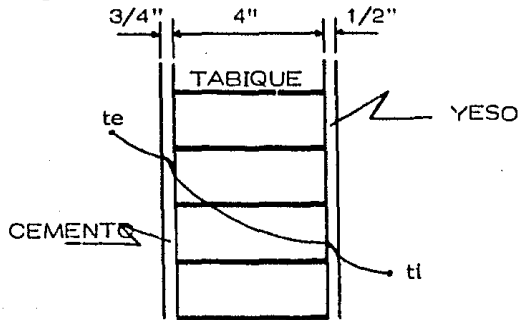
$$\text{BTU/h } \left(1609.5 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) \text{ S.D.S.}$$

$$q_2 = q_2' \times f_2 \times A = (165) (0.65) (40.32) = 4324.3$$

$$\text{BTU/h } \left(1089.7 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) \text{ C.D.S.}$$

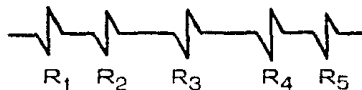
3. Ganancia de calor a través de la paredes (en este inciso se toma en cuenta la ganancia de calor debido al efecto solar y por transmisión por diferencia de temperaturas).

CALCULO DE LAS RESISTENCIAS TERMICAS DE LA "U"



$$R_1 = f_e$$

$$R_5 = f_i$$



Factores de conductividad Térmica Ref. (1)

$$K_L = 5 \text{ BTU in/h - ft}^2 \text{ }^\circ\text{F (ladrillo común)}$$

$$k_c = 8 \text{ BTU in/h - ft}^2 \text{ }^\circ\text{F (cemento)}$$

$$k_y = 1.2 \text{ BTU in/h - ft}^2 \text{ }^\circ\text{F (yeso)}$$

f_e, f_i = Coeficientes de película exterior e interior BTU/h
ft² °F

= Coeficiente global de transmisión de calor

X = Espesor del material de construcción (ladrillo, cemento, yeso).

CALCULO DE LA RESISTENCIA TOTAL

$$R = \frac{1}{f_e} + \frac{X_n}{k_n} + \frac{1}{f_i} = \frac{1}{1.65} + \frac{0.75}{3} + \frac{4}{5} + \frac{0.5}{1.2}$$

$$+ \frac{1}{6} = 2.08 \text{ h - ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/BTU}$$

$$= \frac{1}{R} = 0.48 \text{ BTU/h - ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Para la pared oeste la temperatura diferencial es igual a 26°F (de Tablas IX-4, IX-5 para las 4:00 hrs.-p.m.) y la diferencia de temperatura exterior e interior-
 $\Delta t = t_e - t_i = 109.4 - 80 = 29.4 \text{ }^\circ\text{F}$ por lo tanto estamos
 $29.4 - 15 = 14.4 \text{ }^\circ\text{F}$ arriba de la temperatura diferencial-
que dan las tablas ya que están hechas para 15°F diferen-

ciales, entonces aumentaremos 14.4°F a la temperatura diferencial de 26°F.

donde:

t_d = Temperatura diferencial;

$$t_d = 14.4 + 26 = 40.4^\circ\text{F}$$

A_o = Area de la pared oeste = área de la pared-
área de la ventana

$$A_o = 58.6 \text{ ft}^2 (5.44 \text{ m}^2)$$

$$q_3 = UA_o t_d = 0.48 (58.6)(40.4) = 1136.37 \text{ BTU/h-}$$

$$(286.38 \frac{\text{kcal}}{\text{h}})$$

para la pared sur tenemos la misma temperatura diferencial igual a:

$$t_d = 14.4 + 26 = 40.4^\circ\text{F} \text{ (misma ref. que la pared oeste).}$$

A_s = área de la pared sur

$$A_s = 86.55 \text{ ft}^2 (8.05 \text{ m}^2)$$

$$q_3 = UA_s t_d = 0.98 (86.55)(40.4) = 1678.3 \text{ BTU/h}$$

$$(422.9 \frac{\text{kcal}}{\text{h}})$$

para la pared este se tiene calor ganado por transmisión por diferencia de temperaturas.

A_E = Area de la pared Este

NOTA: No se le resta el área de la puerta por considerar se demasiado pequeña.

$$A_E = 86.55 \text{ ft}^2 (8.05 \text{ m}^2)$$

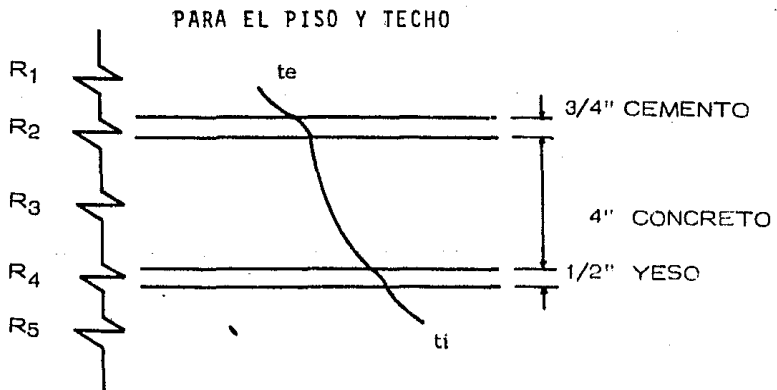
$$\begin{aligned} q_3 &= UA_E (t_e - t_i) = 0.48 (86.55) (94.6 - 80) = \\ &= 606.1 \text{ BTU/h} (152.7 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}) \end{aligned}$$

para la pared norte se tiene calor ganado por transmisión por diferencia de temperaturas.

A_N = Area de la pared Norte

$$A_N = 86.55 \text{ ft}^2 (8.05 \text{ m}^2)$$

$$\begin{aligned} q_3 &= A_N (t_e - t_i) = 0.48 (86.55) (94.6 - 80) = \\ &= 606.1 \text{ BTU/h} (152.7 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}) \end{aligned}$$



$$f_e = R_1$$

$$f_i = R_5$$

CALCULO DE RESITENCIA TOTAL Y EL COEFICIENTE

TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR "U"

Factor de Conductancia del Concreto

$$k_{cto} = 12 \text{ BTU in/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \text{ (concreto)}$$

$$R = \frac{1}{1.65} + \frac{0.75}{8} + \frac{4}{12} + \frac{0.5}{1.2} + \frac{1}{6} = 1.64 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

$$= \frac{1}{R} = \frac{1}{1.64} = 0.61 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Si se considera que el techo está expuesto al sol.

De la Tabla IX-5 Ref. (2) techos expuestos al sol construcción media concreto 4 in.

$$t_d = 52^\circ\text{F} + 14.4^\circ\text{F} = 66.4^\circ\text{F}$$

A_T = área del techo

$$A_T = 150.5 \text{ ft}^2 \text{ (14 m}^2\text{)}$$

$$q_3 = (0.61)(150.5)(66.4) = 6097.3 \text{ BTU/h} \text{ (1536.6 } \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \text{)}$$

Si se considera que el techo no está expuesto al sol.

$$q_3 = (0.61)(150.5)(94.6 - 80) = 1340.3 \text{ BTU/h} \text{ (337.7 } \frac{\text{kcal}}{\text{h}}\text{)}$$

Si el techo está expuesto al sol y en el segun-

do nivel entonces hay una ganancia de calor que entra por el piso.

$$q_3 = (0.61)(150.5)(94.6 - 80) = 1340.3 \text{ BTU/h } (337.3 \frac{\text{kcal}}{\text{h}})$$

Si el espacio por acondicionar esta en el primer nivel entonces hay una ganancia de calor que entra por el piso.

NOTA: La temperatura del subsuelo se toma como la temperatura de un espacio contiguo $t_{ic} = 94.6^\circ\text{F}$.

CALCULO DE LA RESISTENCIA TOTAL Y DE LA "U"

$$R = \frac{1}{1.65} = \frac{6}{12} + \frac{1}{8} = 1.23$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{1.23} = 0.81 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$q_3 = 0.81 (150.5)(94.6 - 80) = 1779.8 \text{ BTU/h } (448.53 \text{ kcal/h})$$

Ganancia de calor debido al equipo miscelaneo se supone una instalación de 380 W de Tabla IX-8 Ref. (2)

Ganancia de calor sensible por kw instalado

$$1 \text{ kw} = 3.413 \text{ BTU/h}$$

$$380 \text{ w} = 1296.9 \text{ BTU/h } (326.8 \text{ kcal/h})$$

Ganancia de calor debido a la infiltración de -
aire.

a). Abertura de puertas. Tabla IX-6 Ref. (2)-
para puerta oscilatoria 30 plgs. se tiene 4.5 ft³/min.-
por persona.

CALOR LATENTE GANADO

$$Q_L = M (w_e - w_i) \times 1050 \text{ (BTU/h)}$$

donde:

M = Gasto de aire de infiltración en lb/h

w_e = Humedad específica exterior en lbv /lba

w_i = Humedad específica interior en lbv /lba

Volumen V; V = 4.5 x 2 personas = 9 ft³/min. = 38.34 lb/h
de carta psicométrica.

$$w_e = 0.0175 \text{ lb /lba } (\phi \quad 32\%, 109.4^\circ\text{F})$$

$$w_i = 0.0120 \text{ lb /lba } (\phi \quad 55\%, 80^\circ\text{F})$$

$$Q_L = 38.34 (0.0175 - 0.0120)(1050) = 221.41 \text{ BTU/h}$$

$$(55.7 \frac{\text{kcal}}{\text{h}})$$

CALOR SENSIBLE GANADO

$$Q_s = 0.24 M (t_e - t_i) \text{ BTU/h}$$

M = Gasto aire de infiltración lb/h

$$Q_s = 0.24 (38.34) (94.6 - 80) = 134.2 \text{ BTU/h}$$

$$(33.82 \text{ kcal/h})$$

b). Ganancia de calor debida a las personas Tabla IX-34 Ref. (2) para la curva "D" (hombre sentado y descansado) calor sensible.

$$Q_s = 220 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \frac{1}{\text{persona}} \times 2 \text{ personas} = 440 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$(110.8 \frac{\text{kcal}}{\text{h}})$$

calor latente Tabla IX-35 Ref. (2) misma curva "D"

$$Q_L = 130 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \frac{1}{\text{persona}} \times 2 \text{ personas} = 260 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$(65.5 \frac{\text{kcal}}{\text{h}})$$

c). Para ventilación se toma un 10% de aire -- del exterior y el restante se recircula.

El aire de ventilación se considera independiente de la propia carga de calor del espacio por acondicionar, ya que este pasa antes por el aparato acondicionador.

TABLE REF. (1)

**TRANSMISSION COEFFICIENT U—WINDOWS, SKYLIGHTS,
DOORS & GLASS BLOCK WALLS**

Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)

GLASS												
Air Space Thickness (in.)	Vertical Glass						Horizontal Glass					
	Single	Double			Triple			Single		Double (1/4")		
		1/4	1/2	3/4-4	1/4	1/2	3/4-4	Summer	Winter	Summer	Winter	
Without Storm Windows	1.13	0.61	0.53	0.53	0.41	0.36	0.34	0.86	1.40	0.50	0.70	
With Storm Windows	0.54							0.43	0.64			

DOORS			
Nominal Thickness of Wood (Inches)	U		U
	Exposed Door		With Storm Door
1	0.69		0.35
1 1/4	0.59		0.32
1 1/2	0.52		0.30
1 3/4	0.51		0.30
2	0.46		0.28
2 1/2	0.38		0.25
3	0.33		0.23
Glass (3/4" Herculite)	1.05		0.43

HOLLOW GLASS BLOCK WALLS	
Description*	U
3 1/2 x 3 1/2 x 3 1/2" Thick—Nominal Size 6x6x4 (14)	0.60
7 1/2 x 7 1/2 x 3 1/2" Thick—Nominal Size 8x8x4 (14)	0.56
11 1/2 x 11 1/2 x 3 1/2" Thick—Nominal Size 12x12x4 (16)	0.52
7 1/2 x 7 1/2 x 3 1/2" Thick with glass fiber screen dividing the cavity (14)	0.48
11 1/2 x 11 1/2 x 3 1/2" Thick with glass fiber screen dividing the cavity (16)	0.44

Equation: Heat Gain or Loss, Btu/hr = (Area, sq ft) × (U value) × (outdoor temp — inside temp)

*Ratified numbers in parentheses indicate weight in lb per sq ft.

1958 ASHRAE Guide

A PARTIR DE

ESTA PAGINA

**FALLA
DE
ORIGEN**

TABLA IX-2 REF. (2)

Factores de corrección para diferentes tipos de dispositivos protectores contra la luz solar.

Clases de vidrio	Factor para cristal sin sombra f_1	Persiana abierta a 45° (interior) f_2			Persiana abierta a 45° (exterior) f_3	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Claro afuera, adentro oscuro
Vidrio común	1.00	.56	.65	.75	.15	.13
Placa regular de vidrio (1/4 de pulgada)	0.94	.56	.65	.74	.14	.12
Vidrio que absorbe color:						
40% a 48% de absorción	.80	.56	.62	.72	.16	.11
48% a 56% de absorción	.73	.53	.59	.63	.11	.10
56% a 70% de absorción	.62	.51	.54	.56	.10	.10
Vidrio doble:						
vidrio común	.90	.51	.61	.67	.14	.12
placa regular de vidrio	.80	.53	.59	.65	.12	.11
vidrio común adentro, 48 a 56% absorción exterior	.52	.36	.39	.43	.10	.10
placa regular interior	.50	.39	.39	.43	.10	.10
Vidrio triple:						
vidrio común	.83	.48	.56	.64	.12	.11
placa regular	.69	.47	.52	.57	.10	.10
Vidrio pintado:						
color claro	.28					
color medio	.39					
color oscuro	.50					
Vidrio pulvizado:						
color ámbar	.70					
rojo oscuro	.56					
azul oscuro	.60					
verde oscuro	.32					
verde grisáceo	.46					
opalescente claro	.43					
opalescente oscuro	.37					

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

TABLA IX-4 REF. (2)

Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes

Latitud Norte	TIEMPO SOLAR																Latitud sur	
	A.M.								P.M.									
	8	10	12							2	4	6	8	10	12			
	Cote exterior de la pared (O=obscura, C=clara)																	
Pared hacia el:	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	Pared hacia el:	
Partición																		
NE	22	10	24	12	14	10	12	10	14	14	14	14	10	10	6	4	2	SE
E	30	14	36	18	32	16	12	12	14	14	14	14	10	10	6	6	2	E
SE	13	6	26	16	23	15	21	16	16	14	14	14	10	10	6	4	2	NE
S	-4	-4	4	0	22	12	30	20	20	20	16	14	10	10	6	6	2	N
SO	-4	-4	0	-2	6	4	23	22	40	23	42	25	24	20	6	4	2	NO
O	-4	-4	0	0	6	6	20	12	40	24	49	34	22	22	6	6	2	O
NO	-4	-4	0	-2	6	4	12	10	23	20	40	26	24	24	6	4	2	SO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	4	4	10	10	14	14	12	12	8	8	4	4	0	S (sombra)
Tabique de 4 plg ó piedra																		
NE	-2	-4	24	12	20	10	10	6	12	10	14	14	12	12	10	10	6	SE
E	2	0	30	14	31	17	14	14	12	12	16	14	12	12	10	8	6	E
SE	2	-2	20	10	23	16	26	16	18	14	14	14	12	12	10	8	6	NE
S	-4	-4	-2	-2	12	6	24	18	24	15	20	16	12	12	8	6	4	N
SO	0	-2	0	-2	2	2	12	8	32	22	36	25	24	24	10	8	6	NO
O	0	-2	0	0	6	2	10	8	25	15	40	25	42	29	16	14	6	O
NO	-4	-4	-2	-2	2	2	8	6	12	12	30	22	24	24	12	10	6	SO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	0	0	6	6	10	10	12	12	12	12	8	4	4	S (sombra)
Ladrillo hueco de 4 plg																		
NE	0	0	0	0	20	10	16	10	10	6	12	10	14	12	12	10	8	SE
E	4	2	12	4	24	12	26	14	22	12	12	10	14	12	14	10	8	E
SE	2	0	2	0	16	8	20	12	20	14	14	12	14	12	10	8	6	NE
S	0	0	0	0	2	0	12	6	24	14	20	16	20	14	12	10	8	N
SO	2	0	2	0	2	0	6	4	12	10	26	18	30	20	26	18	8	NO
O	4	2	4	2	4	2	6	4	10	8	18	14	30	22	32	22	14	O
NO	0	0	0	0	2	0	4	2	8	6	12	10	22	18	30	22	10	SO
N (sombra)	-2	-2	-2	-2	-2	0	0	0	6	8	10	10	10	10	10	6	6	S (sombra)
Tabique de 8 plg - Ladrillo hueco de 12 plg																		
NE	2	2	2	2	10	2	16	8	14	8	10	6	10	8	10	10	8	SE
E	8	8	8	6	14	8	18	10	18	10	14	8	14	10	14	10	12	E
SE	8	4	8	4	6	4	14	10	18	12	16	12	12	10	12	10	10	NE
S	4	2	4	2	6	2	4	2	10	6	16	10	16	12	12	10	8	N
SO	8	4	6	4	6	4	8	4	10	6	12	8	20	12	24	16	20	NO
O	8	4	6	4	6	6	8	6	10	6	14	8	20	16	24	16	24	O
NO	2	2	2	2	2	2	4	2	6	4	8	6	10	8	16	14	16	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	6	6	8	8	8	6	6	S (sombra)
Tabique de 12 plg																		
NE	8	6	8	6	8	4	8	4	10	4	12	6	12	6	10	6	10	SE
E	12	8	12	8	12	8	10	6	12	8	14	10	14	10	14	8	14	E
SE	10	6	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	14	10	14	10	12	NE
S	8	6	8	6	6	4	6	4	6	4	8	4	10	6	12	8	12	N
SO	10	8	10	6	10	6	10	6	10	6	10	8	10	8	12	8	14	NO
O	12	8	12	8	12	8	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	10	O
NO	8	6	8	6	8	4	8	4	8	4	8	4	8	4	8	6	10	SO
N (sombra)	4	4	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	S (sombra)

TABLA IX-5 R.E.F. (2)

Temperatura diferencial total equivalente para calcular la ganancia de calor a través de techos

Descripción de los materiales del techo	Tiempo solar									
	A.M.					P.M.				
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	
Techos expuestos al sol. Construcción ligera										
Madera de 1 plg										
Madera de 1 plg y aislamiento de 2 plg	12	38	54	62	50	26	10	4	0	
Techos expuestos al sol. Construcción media										
Concreto de 2 plg										
Concreto de 2 plg y aislamiento de 2 plg	6	30	48	58	50	32	14	6	2	
Madera de 2 plg										
Concreto de 4 plg	0	20	38	50	52	40	22	12	6	
Concreto de 4 plg y aislamiento de 2 plg										
Techos expuestos al sol. Construcción pesada										
Concreto de 6 plg	4	6	24	38	46	44	32	18	12	
Concreto de 6 plg y aislamiento de 2 plg	6	6	20	34	42	44	34	20	14	
Techos en la sombra										
Construcción ligera	-4	0	6	12	14	12	8	2	0	
Construcción media	-4	-2	2	8	12	12	10	6	2	
Construcción pesada	-2	-2	0	4	8	10	10	8	4	

Tomado de *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

NOTAS:

1. Calculada con el método de Mackey y Wright.
2. Para techos que no sean planos, considérese el área proyectada.
3. Cuando el color del techo es claro como el blanco o el aluminio, añada a la temperatura equivalente diferencial en techos a la sombra el 55% de la diferencia entre el techo a la sombra y el techo expuesto al sol. Cuando el color es gris claro, azul claro, gris claro o rojo brillante añada el 80%.

TABLA IX-8 REF. (2) Ganancia de calor debida al equipo misceláneo

Dispositivo	Calor disipado durante el funcionamiento (Btu/h)	
	Calor sensible	Calor latente
Luz eléctrica y aparatos eléctricos, por kw instalado	3,413
Motores con la carga aplicada en el mismo cuarto, por HP*		
De 1/8 - 1/4 HP	4,250
De 1/4 - 3 HP	3,700
De 3 - 20 HP	2,950
Cafetera eléctrica (3 galones)	2,200	1,500
Cafetera eléctrica (5 galones)	3,400	2,300
Estufa de gas	3,100	1,700
Calentador de agua	3,150	3,850
Horno doméstico de gas	8,100	4,000
Cafetera de gas (3 galones)	2,500	2,500
Cafetera de gas (5 galones)	3,900	3,900
Equipo calentado por vapor, por pie cuadrado**		
Superficies calentadas por vapor:		
Pulida	130
Sin pullr	330
Superficie aislada	80
Secadores de pelo para sala de belleza:		
Tipo soplador	2,300	400
Tipo casco	1,870	330
Restaurantes, por comida servida	30 (Btu)

* Con carga conectada fuera del cuarto, reste 2,544 Btu/h.

** Para equipo cubierto, reduzca los valores un 50%.

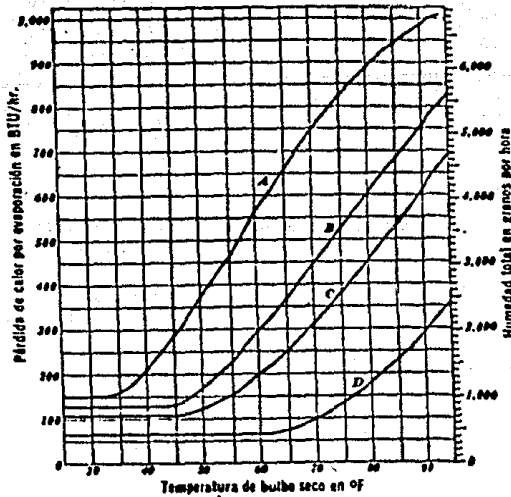
De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

TABLA IX-6 REF. (2) Infiltración en verano, debido a las aperturas de puertas para locales comerciales

Aplicaciones	Infiltración por personas en un cuarto (pies ³ /min)		Promedio de permanencia (min)
	Puerta giratoria (72 plg)	Puerta oscilatoria (36 plg)	
Banco	7.5	10	20
Peluquería	3.5	4.5	45
Oficina del cajero	5.0	6.5	30
Fuente de sodas	5.0	6.5	30
Tabaquería	15.0	20.0	10
Tienda de ropa (tienda chica) ..	5.0	6.5	30
Tienda de vestidos	2.0	2.5	75
Farmacia	10.0	13.0	15
Peletería	2.0	2.0	30
Comedor	5.0	6.5	30
Tienda de ropa para hombre	3.5	4.5	45
Despacho	2.5	3.0	60
Restaurante	2.0	2.5	75
Zapatería	3.5	4.5	45

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

TABLA IX-35
REF. (2)

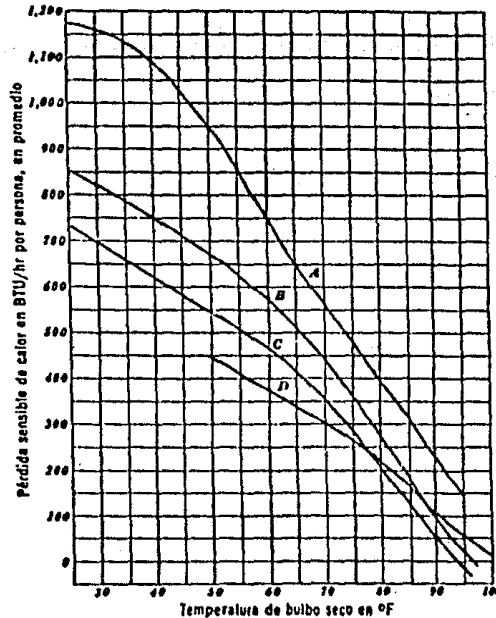


.. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.

TABLA IX-34
REF. (- 2)



.. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.

RESUMEN DE GANANCIAS DE CALOR

	CALOR SENSIBLE	CALOR LATENTE
Transmisión y Efecto Solar	9,690.68	---
Equipo Miscelaneo	1,296.9	---
Ocupantes	440.0	260
Infiltración	<u>234.2</u>	<u>221.4</u>
SUB-TOTAL	11,561.78	481.4
Techo no exp. al sol	<u>3,120.1</u>	
TOTAL	14,681.88 BTU/h	481.4 BTU/h

Relación de calor sensible a latente o factor -
de calor sensible (F.C.S.)

Q_S = Calor sensible

Q_L = Calor latente

$$F.C.S. = \frac{Q_S}{Q_S + Q_L} = \frac{14,681.88}{14,681.88 + 481.4} = 0.96$$

NOTA: F.C.S. Considerando dispositivos sombreadores y te-
cho no expuesto al sol.

SUMA DE LAS CARGAS DE CALOR TOMANDO EN CUENTA LOS DISPOSITIVOS SOMBREADORES.

	S.D.S.	C.D.S.	
	1,339.51	1,339.51	Una tonelada de -
	6,386.60	4,324.30	Refrigeración --
	1,136.37	1,136.37	Igual a:
	1,678.30	1,678.30	12,000 BTU/h.
	606.10	606.10	
	606.10	606.10	
	1,296.90	1,296.90	
	134.20	134.20	
	<u>440.00</u>	<u>440.00</u>	
SUBTOTAL	13,624.08	11,561.78	(BTU/h)
	3,433.48	2,913.75	(Kcal/h)

	TECHO EXPUESTO AL SOL	TECHO NO EXPUESTO AL SOL
	6,097.3	1,340.3
	<u>1,340.3</u>	<u>1,779.8</u>
SUBTOTAL	7,437.6 (BTU/h)	3,120.1 (BTU/h)
	1,874.3 (Kcal/h)	786.3 (Kcal/h)

	S.D.S. TECHO EXP. AL SOL	S.D.S. TECHO NO EXP. AL SOL.
	13,624.08	13,624.08
	<u>7,437.60</u>	<u>3,120.10</u>
TOTAL	21,061.68 (BTU/h)	16,744.18 (BTU/h)
	5,307.88 (Kcal/h)	4,219.80 (Kcal/h)

SUMA DE LAS CARGAS DE CALOR TOMANDO EN CUENTA LOS DISPOSITIVOS SOMBREADORES.

	S.D.S.	C.D.S.	
	1,339.51	1,339.51	Una tonelada de -
	6,386.60	4,324.30	Refrigeración --
	1,136.37	1,136.37	igual a:
	1,678.30	1,678.30	12,000 BTU/h.
	606.10	606.10	
	606.10	606.10	
	1,296.90	1,296.90	
	134.20	134.20	
	<u>440.00</u>	<u>440.00</u>	
SUBTOTAL	13,624.08	11,561.78	(BTU/h)
	3,433.48	2,913.75	(Kcal/h)

	TECHO EXPUESTO AL SOL	TECHO NO EXPUESTO AL SOL
	6,097.3	1,340.3
	<u>1,340.3</u>	<u>1,779.8</u>
SUBTOTAL	7,437.6 (BTU/h)	3,120.1 (BTU/h)
	1,874.3 (Kcal/h)	786.3 (Kcal/h)

	S.D.S. TECHO EXP. AL SOL	S.D.S. TECHO NO EXP. AL SOL.
	13,624.08	13,624.08
	<u>7,437.60</u>	<u>3,120.10</u>
TOTAL	21,061.68 (BTU/h)	16,744.18 (BTU/h)
	5,307.88 (Kcal/h)	4,219.80 (Kcal/h)

	C.D.S. TECHO EXP. AL SOL		C.D.S. TECHO NO EXP. AL SOL..
	11,561.78		11,561.78
	<u>7,437.60</u>		<u>3,120.10</u>
TOTAL	18,999.38 (BTU/h)		14,681.88 (BTU/h)
	4,788.15 (Kcal/h)		3,700.07 (Kcal/h)

Las sumas de las ganancias de calor representan algunas de las condiciones que se pueden presentar.

Promedio de las ganancias de calor anteriormente calculadas.

SUMA	
21,061.68	S.D.S.
16,744.18	S.D.S.
18,999.38	C.D.S.
<u>14,681.88</u>	C.D.S.
TOTAL	71,487.12 (BTU/h)
	18,015.90 (Kcal/h)

$$\text{G.C.P.} = \frac{71,487.12}{4} = 17,871.78 \text{ BTU/h (4503.9 Kcal/h)}$$

Toneladas de Refrigeración promedio.

$$\text{TNP} \approx 1.49$$

NOMENCLATURA

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
A	Area de Transferencia de Calor.	ft^2
B.S.	Bulbo Seco	$^{\circ}F$
B.H.	Bulbo Húmedo	$^{\circ}F$
C.D.S.	Con Dispositivo Sombreador	—
C_p	Calor Específico a Presión CTE.	$BTU lbm^{-1} ^{\circ}F^{-1}$
f_1	Factor de Corrección S.D.S.	—
f_2	Factor de Corrección C.D.S.	—
F.C.S.	Factor de Calor Sensible	—
f_e	Coefficiente de Película Interior.	$BTU h^{-1} ft^{-2} ^{\circ}F^{-1}$
f_i	Coefficiente de Película Exterior	$BTU h^{-1} ft^{-2} ^{\circ}F^{-1}$
G.C.P.	Ganancia de Calor Promedio	$BTU h^{-1}$
Kc	Conductividad Térmica del-Cemento	$BTU in h^{-1} ft^{-2} ^{\circ}F^{-1}$
KL	Conductividad Térmica del-Ladrillo.	$BTU in h^{-1} ft^{-2} ^{\circ}F^{-1}$
KY	Conductividad Térmica del-Yeso.	$BTU in h^{-1} ft^{-2} ^{\circ}F^{-1}$
Ma = M	Gasto de Aire de Infiltración.	$lb h^{-1}$
Q	Ganancia de Calor	$BTU h^{-1}$
QL	Ganancia de Calor Latente	$BTU h^{-1}$

SIMBOLO		UNIDADES
Q_S	Ganancia de Calor Sensible	BTU h ⁻¹
q	Ganancia Max. de Calor debido al efecto solar	BTU h ⁻¹ ft ⁻²
$R_1, R_2 \dots R_5$	Resistencias Térmicas	h ft ² °F BTU ⁻¹
S.D.S.	Sin Dispositivo Sombreador	—
t_e	Temperatura Ambiente Exterior.	°F
t_d	Temperatura del Aire a la salida de los difusores.	°F
t_i	Temperatura Ambiente Interior.	°F
t_{ic}	Temperatura Contigua del Ambiente interior.	°F
T.N.P.	Toneladas Refrigeración -- Promedio	—
U	Coficiente Global de Transmisión de Calor	BTU h ⁻¹ ft ⁻² °F ⁻¹
V	Volumen de infiltración de aire.	lb h ⁻¹
W_e	Humedad Específica Exterior	lbv lba ⁻¹
W_i	Humedad Específica Interior	lbv lba ⁻¹
X	Espesor del Material de Construcción.	in.
ϕ_e	Humedad Relativa Exterior	%
ϕ_i	Humedad Relativa Interior	%

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- (1) Carrier Corporation. Carrier air Conditioning, Co. Hand Book of air conditioning system desing copy - right 1965 N.Y. Mc Graw Hill.
- (2) E. Hdz. Goribar. Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. Limusa Reimpresión 1975.
- (5) F. Kreith. Principios de transferencia de calor -- Herrero Hnos. 1968.

II.3 CONSIDERACIONES PSICROMETRICAS

DIAGRAMA DE FLUJO DEL COMPORTAMIENTO DEL AIRE

1 DESCRIPCION DE ALTERNATIVAS Y CON-
DICIONES ACONSEJABLES PARA DETERMI-
NAR EL PUNTO DE CONFORT (COMODIDAD)
EN BASE A LA HUMEDAD RELATIVA, TEM-
PERATURA DE BULBO SECO TEMPERATURA
DIFERENCIAL, ETC.

2 ANALISIS Y VISUALIZACION EN LA CAR-
TA PSICROMETRICA DE LO ESCRITO AN-
TERIORMENTE, PARA LA ELECCION DEL-
PUNTO DE COMODIDAD.

3 CALCULO DE LAS PROPIEDADES DEL --
AIRE DE MEZCLA. DESCRIPCION Y ANA-
LISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL AIRE-
EN LA CARTA PSICROMETRICA.

4 CALCULO DE LA CANTIDAD DE VAPOR DE
AGUA OBTENIDO EN LA DESHUMIDIFICA-
CION.

Estudio de las condiciones del aire exterior e interior que imperarán en el diseño, del aparato acondicionador y de las condiciones de confort del espacio por acondicionar.

Factor de calor sensible (F.C.S.)

El Factor de calor sensible relaciona la ganancia de calor sensible con la de calor latente.

$$\text{F.C.S.} = \frac{QS}{Qs + QL} = \frac{QS}{QT} \quad \text{Ref. (2)}$$

El F.C.S. varía por lo tanto de cero a uno.

En la práctica, cuando se trata de acondicionar el aire en lugares pequeños tales como residencias, pequeños comercios, etc. se supone que la ganancia de calor latente es la tercera parte del calor sensible, o sea que el F.C.S. es igual a 0.75, éste valor es razonable para usarlo en los casos en que se mencionaron, sin embargo, hay ocasiones que el F.C.S. varía desde 0.6 a 0.95, dependiendo de las condiciones de humedad. En realidad, el F.C.S. varía hora a hora, dependiendo entre otras cosas, de la cantidad de personas que pueda haber en el espacio acondicionado en un momento dado, de la humedad del ambiente etc.

Cuando se trata de instalaciones industriales - o bien instalaciones de mayor importancia y capacidad, como sería comercios, hoteles, hospitales etc. la ganancia de calor latente debe calcularse separadamente y así obtener el F.C.S.

Los valores obtenidos de factor de calor sensible, son de gran importancia para la selección del equipo acondicionador y como se vera, son de gran ayuda para determinar las características del aire de suministro.

Con base en lo anteriormente mencionado se analizarán todas las variantes para determinar las condiciones que más convengan, sin embargo no hay que olvidar las características intrínsecas del diseño del equipo de aire acondicionado solar como son temperatura de evaporación, temperatura de condensación, equilibrio de la mezcla de amoníaco-agua etc. factores críticos y mandatorios en el diseño del equipo.

También es aconsejable tener una $\Delta T = 10^{\circ}\text{F}$ entre la temperatura de evaporación y la temperatura media del aire al pasar por el enfriador (nucleo evaporador).

Las condiciones de Comfort Ref. (1) son-
80°F de temp. de bulbo seco y 50% de humedad relativa.

Entre otras de las condiciones, se encuentra involucrada también la temperatura diferencial que se tratará en la parte correspondiente al diseño y cálculo del evaporador.

En el cálculo de la carga térmica se obtuvo un F.C.S. = 0.96, el cual se comparará con el de F.C.S. = 0.75 descrito anteriormente, en conjunto con la humedad relativa ϕ , ya que ambos factores nos determinan las condiciones del aire de suministro. Este concepto se visualizará en la carta psicrométrica Fig. 1, FIG.2

Y dependiendo de las relaciones (combinaciones de F.C.S. y ϕ) que se tengan se escogieran las que más convengan, tanto para confort como para restricciones de diseño.

Como primera suposición diremos que el aire que sale del núcleo evaporador alcanza una humedad relativa de $\phi = 90\%$ y en segundo lugar las combinaciones ya citadas. Para una $\phi = 50\%$ y un F.C.S. = 0.75 tenemos una temp. del aire de suministro de 59°F la cual no es conveniente ya que la ΔT es igual a 3°F , ahora si tomamos la misma humedad pero a diferente F.C.S. = 0.96 tenemos una $\Delta T = 6.5^{\circ}\text{F}$, veamos que relación hay si se cambia la hume

dad relativa a 55% y combinandola con los siguientes factores de calor sensible, F.C.S. = 0.75 y F.C.S. = 0.96 en el primer caso se tiene una $\Delta T = 7.5^{\circ}F$ y en el segundo una $\Delta T = 9.5^{\circ}F$, lo anterior es para dos situaciones primero para el F.C.S. = 0.75 recomendado y el otro para el F.C.S. = 0.96 que es el calculado, si escoge un F.C.S. = 0.80 para no irse a los extremos, se ve que para una humedad relativa de $\phi = 50\%$ se tiene una $\Delta T = 4^{\circ}F$ que también se desecha; para $\phi = 55\%$ $\Delta T = 8^{\circ}F$ que es la que se utilizará para los cálculos posteriores, ya que se considera, se apeg a al F.C.S. recomendado para espacios por acondicionar y con las cualidades del que se pretende diseñar.

Las condiciones que se escogieron caen dentro de los rangos de confort que recomienda la ASHRAE. De 40% a 60% de humedad relativa como máximo.

Cálculo de las propiedades del aire de mezcla.

hm = Entalpia del aire de mezcla.

Tm = Temperatura del aire de mezcla.

he = Entalpia del aire exterior = 45.9 BTU/lb

hi = Entalpia del aire interior = 32.5 BTU/lb

Te = Temperatura exterior del aire = 109.4°F (43°C)

Ti = Temperatura interior del aire = 80°F (26.6°C)

Con objeto de evitar malos olores y reducir la carga térmica del aparato acondicionador se recirculará - un 90% del aire interior el otro 10% se tomará del exterior. Esto fué tratado en el cálculo de la carga térmica de diseño inciso 6; ganancia de calor debida al aire para ventilación.

$$\therefore hm = 0.1 h_e + 0.9 h_i \text{ ----- (1)}$$

$$t_m = 0.1 t_e + 0.9 t_i \text{ ----- (2)}$$

$$\text{de (2) } t_m = 0.1 (109.4) + 0.9 (80)$$

$$t_m = 82.94^\circ\text{F} \text{ ----- (3) ; } t_m = 28.3^\circ\text{C}$$

$$\text{de (1) } hm = 0.1 (45.9) + 0.9 (32.5)$$

$$hm = 33.84 \text{ BTU/lb} \text{ ----- (4)}$$

Con (3) y (4) se entra a la carta psicrometrica Y se obtiene una humedad relativa de $\phi \approx 52\%$.

Visualizando el concepto en la carta psicrometrica desde las condiciones del aire exterior hasta su salida en los difusores.

Quando se usa un serpentín de enfriamiento (nuestro caso), el ciclo completo se lleva a cabo según la Fig. 2 como sigue: las condiciones interiores están representadas por el punto 1. el aire de retorno (punto 1) se mezcla con el aire de entrada, representado en el punto 2. y

la mezcla tendrá las características del punto 3.

La mezcla entra al acondicionador donde se enfría y deshumidifica según la curva 3-4 y sale del acondicionador con las características representadas en el punto 4, desde donde se envía al espacio por acondicionar. - El aire en el espacio se calentará de 4 a 5 según la línea de F.C.S.

De la misma Fig. 1 se calculará la cantidad de vapor de agua obtenido en la deshumidificación. Para lo cual se tomarán dos condiciones.

1. Condiciones del aire de mezcla y
2. Condiciones del aire de suministro al espacio por acondicionar; de lo anterior se obtienen las libras de agua por libra de aire, seco, de los puntos considerados.

Punto 1. $0.0127 \text{ lbH}_2\text{O}/\text{lb a.s.}$

Punto 2. 0.0115

la diferencia es de $0.0012 \text{ lbH}_2\text{O}/\text{lb a.s.}$

si $m_a = 4,654.1 \text{ lba/h}$

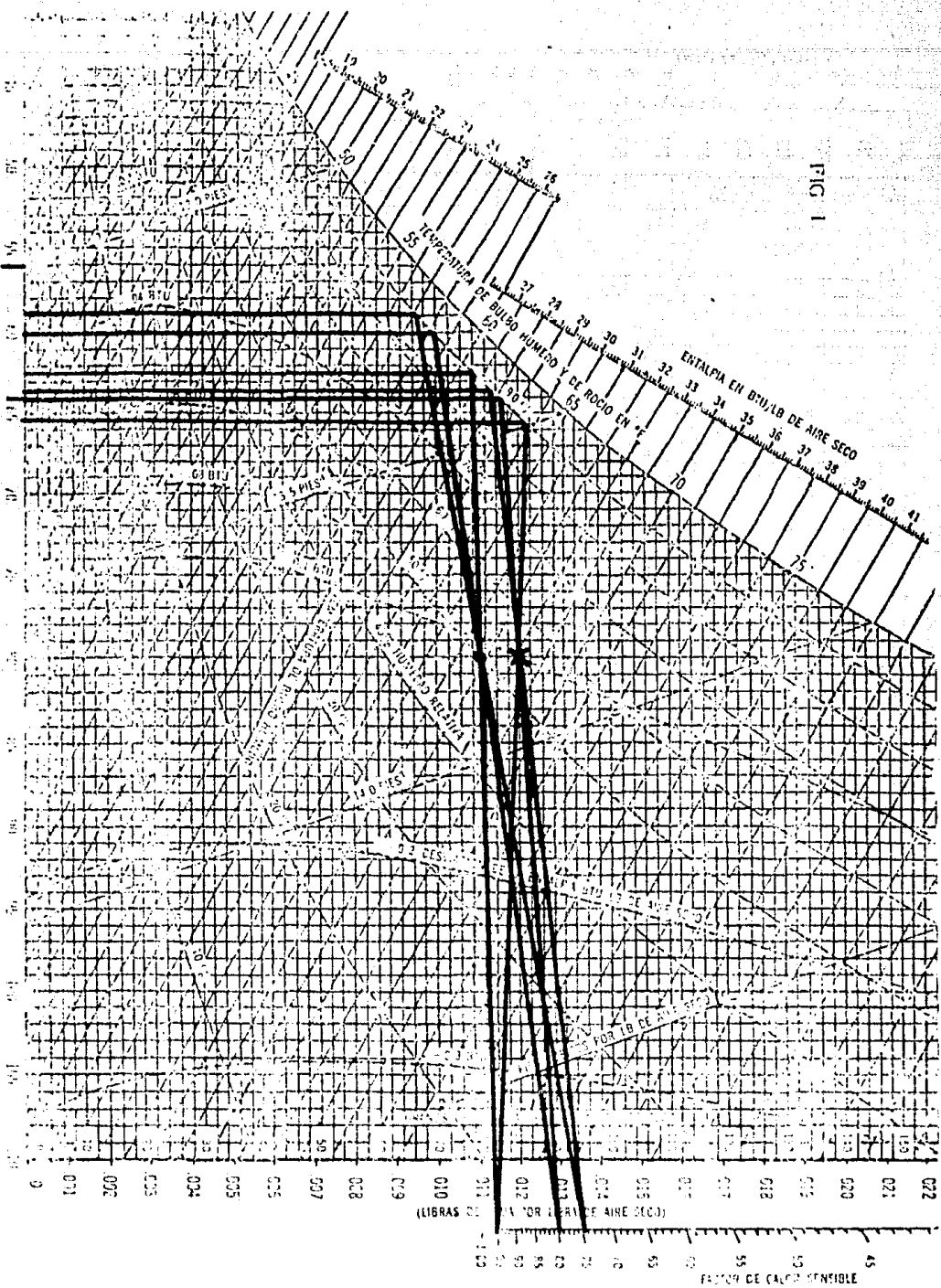
Las libras de agua removida serán

$4,654.1 (0.0012) (\text{lb a.s./h } \text{lbH}_2\text{O}/\text{lb a.s.}) = 5.58 \text{ lbH}_2\text{O/h}$

volumen específico $v = 0.016 \text{ pie}^3/\text{lbH}_2\text{O}$

agua removida = $5.58 (0.016) = 0.089 \text{ ft}^3/\text{h}$ ($0.0025 \text{ m}^3/\text{h}$)

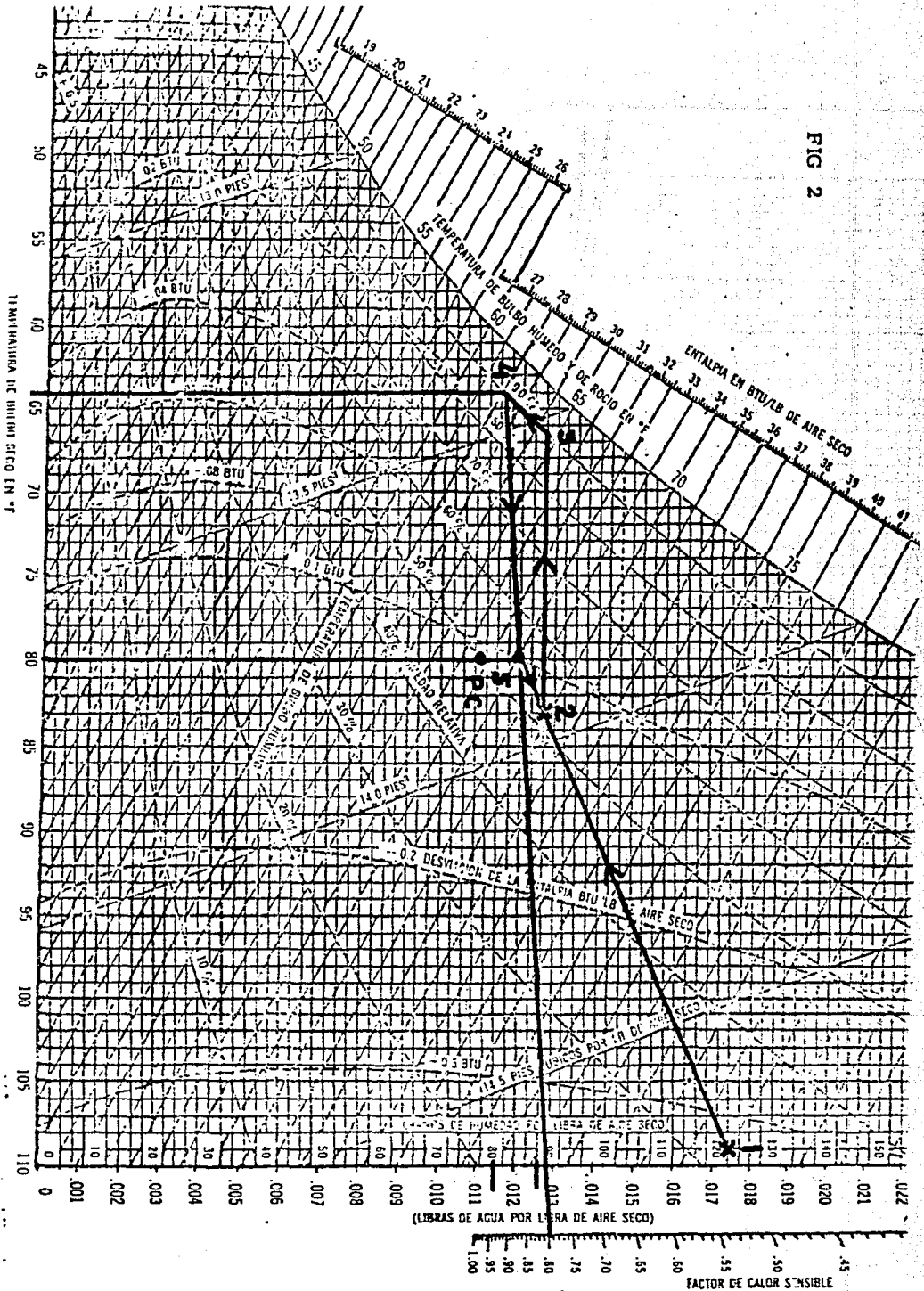
FIG. 1



(LIBRAS POR LIBRA DE AIRE SECO)

FACTOR DE CALOR SENSIBLE

FIG 2



2.5 litros/h de agua. En régimen permanente.

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

SIMBOLO

F.C.S.	Factor de calor sensible	
he	Entalpia del aire exterior	BTU lb ⁻¹
hi	Entalpia del aire interior	BTU lb ⁻¹
hm	Entalpia del aire de mezcla	BTU lb ⁻¹
ma	masa del aire movido por el ventilador	lb h ⁻¹
Te	Temperatura ambiente exterior	°F
Ti	Temperatura Ambiente interior	°F
Tm	Temperatura del aire de mezcla	°F
v	volúmen específico del aire	ft ³ lb ⁻¹
ΔT	Diferencia de temperatura	°F
øe	Humedad relativa exterior	%
øi	Humedad relativa interior	%

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- (1) Carrier Corporation. Carrier air Conditioning, Co. Hand Book of air conditioning sistem design copy -- right 1965 N.Y. Mc. Graw Hill.
- (2) E. Hdz. Goribar. Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. Limusa Reimpresión 1975.
- (5) F. Kreith. Principios de transferencia de calor. Herrero Hnos. 1968.

II.4 EFECTOS DE LAS TEMPERATURAS DE OPERACION SOBRE EL - COEFICIENTE DE RENDIMIENTO.

1. Definición de COP
2. COP teórico y COP de diseño
3. Efecto de las temperaturas sobre el COP teórico
4. Cálculo de los COP para el equipo

1. DEFINICIONES DE COP:

Se define como el coeficiente de rendimiento de un sistema de refrigeración y es la relación que existe entre el efecto de refrigeración y la energía requerida para producir la refrigeración

$$\text{COP} = \frac{\text{Efecto de refrigeración}}{\text{Energía requerida para lograr la refrigeración.}}$$

El COP de cualquier equipo de refrigeración, es un importante indicador de los costos de operación, aún cuando esto no quiere decir que al obtener un COP muy alto se tenga una economía óptima. Además, el COP indica la influencia del cambio en cada °C de las temperaturas de operación en un sistema de absorción, por lo que puede decidirse sobre que variable (temperatura) modificar, con objeto de alcanzar un máximo beneficio a un menor costo.

Un ciclo de refrigeración por compresión cuyo COP se aproxima a 4, utiliza energía eléctrica para su operación mientras que en un ciclo por absorción se usa energía en forma de calor y su COP es del orden de 0.5

El tipo de energía suministrada para cada uno de estos ciclos no permite una comparación directa de los COP.

2. DEFINICION DE COP TEORICO Y DE COP DE OPERACION

El manual ASHRAE señala que los sistemas por absorción, pueden considerarse como una combinación de un ciclo de refrigeración por compresión y un ciclo térmico, conclusión fundamentada en la consideración de que el proceso por compresión del vapor a baja presión que sale del evaporador y el proceso a alta presión a la salida del generador son de entropía constante. Esto significa que si los procesos en el condensador y evaporador son termodinámicamente reversibles, entonces la disminución en entropía Δs en el condensador, es igual a la ganancia de entropía en el evaporador.

$$\Delta s = \frac{Q_c/W}{T_c} = \frac{Q_e/W}{T_e} \quad (1)$$

W = flujo másico de refrigerante

siguiendo el mismo razonamiento.

$$\frac{Q_g/W}{T_g} = \frac{Q_a/W}{T_a} \quad (2)$$

Combinando las ecuaciones 1 y 2 con la ecuación de la conservación de la energía,

$$Q_e + Q_g = Q_c + Q_a \quad (3)$$

y resolviendo para Q_e/Q_g que es el COP de operación

$$\text{COP}_{\text{Teórico}} = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_c}{T_c - T_e} \right) \quad (4)$$

Para el cálculo de el COP teórico, las temperaturas de operación deben ser absolutas.

El primer grupo de la ecuación, es la eficiencia de una máquina térmica que recibe calor (T_g) y lo elimina (T_a). El segundo grupo representa el COP de un ciclo de refrigeración por compresión termodinámico reversible.

3. EFECTO DE LAS TEMPERATURAS DE OPERACION SOBRE COP:

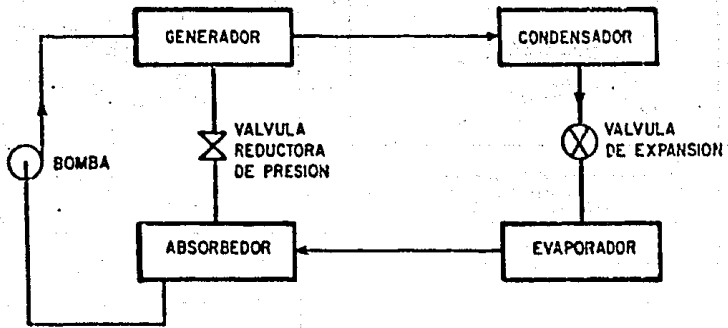
Se analizarán el ciclo de Carnot, el ciclo básico de absorción y el ciclo refinado.

En el ciclo ideal de Carnot el incremento en la temperatura de generación, causa incremento casi lineal del COP (Fig. II 4.2).

La fig. II 4.3 muestra el incremento del COP conforme aumenta la temperatura de evaporación como sucede en el ciclo por compresión.

Las Fig. II 4.4 y 5 muestran los efectos de las temperaturas de condensación y absorción sobre el COP para un ciclo básico de absorción (amoníaco - agua) (fig. II. 4.1) el efecto de las temperaturas de operación sobre el COP puede observarse en las Fig. (II.4, 2, 3, 4, 5).

La gráfica de la Fig. II.4, 2 muestra que el COP alcanza un valor máximo a una T_g aproximadamente de 110°C y disminuye abajo y arriba de 110°C , para T_c , T_E y T_A . La explicación física de las dos regiones de bajo COP del sistema agua-amoníaco, es como sigue: a una T_g baja, el vapor sale del generador rico en amoníaco, el cual para una T_c dada requiere un lado de alta presión. Esta combinación de baja temperatura y alta presión en el generador, conduce a tener un líquido rico en amoníaco que sale del generador hacia el absorbedor. En efecto, aproximadamente a 93°C , el líquido del absorbedor tiene la misma concentración de amoníaco que el líquido que sa-



Sistema básico de absorción

FIG. II. 4. 1.

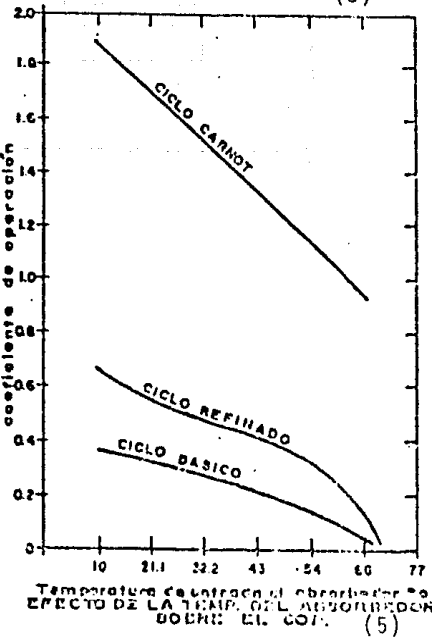
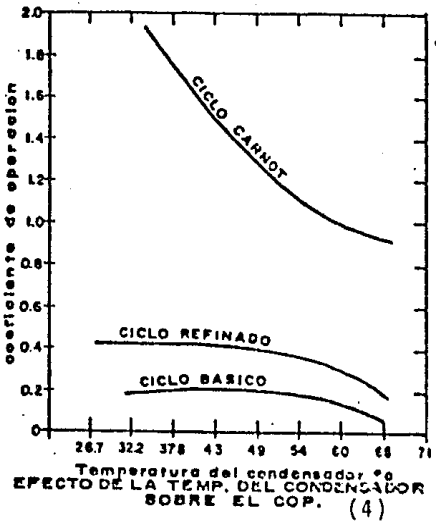
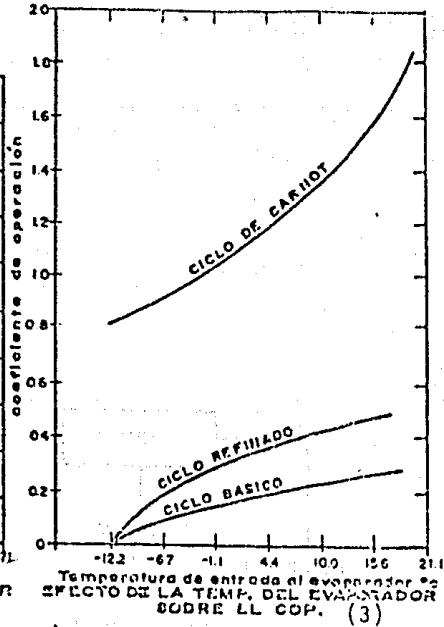
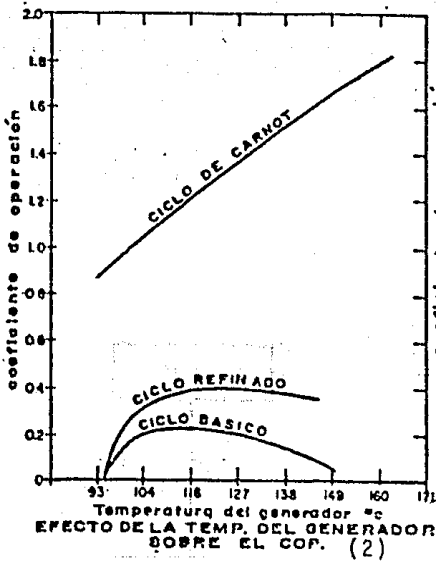
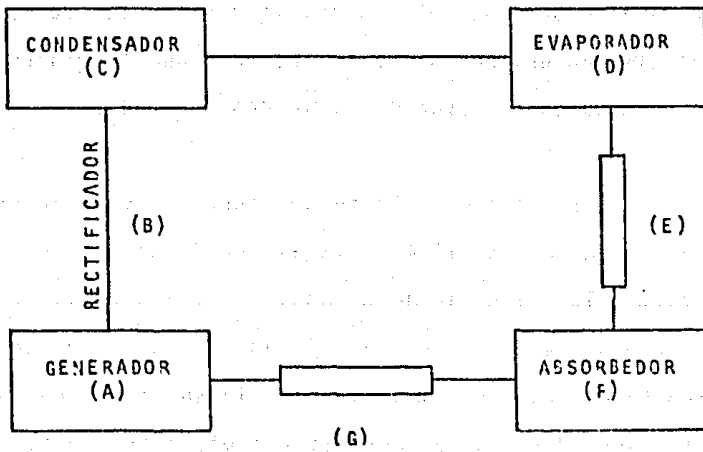


FIG. 11. 4. 2 a 5



CICLO REFINADO

FIG. II.4.6

(E) y (F) CAMBIADORES DE CALOR

le del generador, lo cual ocasiona que no salga vapor del generador. Este proceso resulta ser de circulación de un líquido entre el generador y el absorbedor, añadiéndose calor en el generador, y extrayéndolo en el absorbedor, - no hay refrigeración y consecuentemente el COP es cero. - En el lado derecho del máximo, la explicación de la caída del COP con un incremento en T_g , se debe al gran contenido de agua en el vapor que sale del generador.

El efecto de la temperatura de evaporación, se muestra en la Fig. II.4.3 la dirección de la curva es parecida a la del ciclo de Carnot. La reacción física del sistema a T_e bajas es que el lado de baja presión también baja. Con una T_a constante, la solución que sale del absorbedor, es progresivamente más pobre en amoniacotal que su concentración se aproxima a aquella del líquido que regresa del generador. Cuando estas dos concentraciones del líquido son iguales, esto ocurre en $T_e = -12.2^\circ\text{C}$ no puede salir vapor del generador y la refrigeración cesa.

La influencia de la T_c se representa en la - en la Fig. 4.2.4; el COP disminuye cuando T_c se incrementa. Realmente esta tendencia ocurre para temperaturas de condensación mayores a 43°C , sin embargo para T_c menores de 43°C , el COP también disminuye. La explicación de es-

ta discrepancia a T_c bajas es que el lado de alta presión cae, lo cual para una T_g dada, nos conduce a tener un vapor que sale del generador con alto contenido de agua, y por lo tanto una reducción de capacidad en el evaporador. La caída del COP a T_c altas se manifiesta por si mismo en el funcionamiento del ciclo al tener una elevada presión en el lado de alta presión, lo cual nos obliga a tener un líquido con una alta concentración de amoníaco que sale del generador. Así la diferencia en concentración del líquido que entra y sale del absorbedor disminuye, permitiendo un menor flujo de vapor hacia el condensador y evaporador.

Cuando la T_a se incrementa, el COP baja (Fig. - 4.2.5), a una T_a de 69.50°C , al COP baja a cero. A esta condición de operación, la concentración de amoníaco del líquido que sale del absorbedor, es la misma concentración que tiene el líquido que regresa del generador, por lo -- que el absorbedor no es capaz de absorber vapor de amoníaco procedente del evaporador.

CICLO REFINADO DE ABSORCIÓN Y COP

Generalmente el ciclo refinado, incluye como -- equipo auxiliar un cambiador de calor y un rectificador - Fig. II. 4.6. La introducción del cambiador de calor, co

mo se mencionó anteriormente, enfría el líquido que va del generador al absorbedor, donde es necesario eliminar calor y calentar el líquido que fluye del absorbedor al generador, donde debe suministrarse calor. El efecto inmediato del cambiador de calor, es reducir el calentamiento requerido en el generador, lo cual mejora el COP, y también reduce los requerimientos de enfriamiento en el absorbedor.

La ventaja principal que se tiene al usar un rectificador, es eliminar agua del vapor de amoníaco que sale del generador. Cualquier cantidad de agua llevada al evaporador dificulta el funcionamiento y abate la eficiencia global.

Observando la curva del ciclo refinado de la Fig. II.2.2. la misma T_g mínima aplicable al ciclo simple, se aplica al ciclo refinado, pero el COP se incrementa más rápidamente cuando T_g se incrementa. Debido a que el rectificador elimina agua del vapor de amoníaco que sale del generador, el COP no está sujeto a una caída pronunciada a T_g elevadas.

Como se mencionó para el ciclo básico, el COP del ciclo refinado en la Fig. II.4.3., disminuye, cuando la T_e de entrada baja. El COP también cae a cero con una

Te de -12.2°C .

El COP como una función de la T_c de la Fig. II. 4.4. muestra poca variación al incrementar la T_c hasta - que la temperatura es mayor de 54°C ó 60°C .

Se elimina calor del ciclo a través de dos componentes: el absorbedor y el condensador. La comparación de las Fig. II.2.4 y 5, muestra que el COP es mucho más sensible a T_a que a T_c . Es recomendable entonces, -- que si el aire o agua de enfriamiento circula en serie a través de estos dos componentes, primeramente se haga pasar por el absorbedor.

4. CALCULO DEL COP:

Las temperaturas de operación que rigen el diseño de la unidad desarrollada en este seminario son:

- Temperatura del generador, $T_g = 80^{\circ}\text{C} = 353^{\circ}\text{K} = 176^{\circ}\text{F}$
- Temperatura del condensador, $T_c = 35^{\circ}\text{C} = 308^{\circ}\text{K} = 95^{\circ}\text{F}$
- Temperatura del evaporador, $T_e = 13.9^{\circ}\text{C} = 287^{\circ}\text{K} = 57^{\circ}\text{F}$
- Temperatura del absorbedor, $T_a = 35^{\circ}\text{C} = 308^{\circ}\text{K} = 95^{\circ}\text{F}$

$$\text{C O P}_{\text{Teórico}} = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \cdot \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right)$$

$$\text{C O P Teórico} = \left(\frac{353 - 308}{353} \right) \left(\frac{287}{308 - 287} \right)$$

$$\text{C O P Teórico} = 1.64$$

Para el COP de operación se tiene:

Carga de calor que absorbe el evaporador,

$$Q_e = 2.15 \text{ Ton} = 25\,800 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Carga de calor que capta el generador,

$$Q_g = 42\,330 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$\text{C O P de operación} = \frac{Q_e}{Q_g}$$

$$\text{C O P de operación} = \frac{25\,800}{42\,330}$$

$$\text{C O P de operación} = 0.61$$

Como puede observarse, la diferencia entre el valor del COP Teórico y el de operación es muy grande, debido a que en el COP de operación se suman todas las pér-

... didas termodinamicas que existen en cada uno de los compo
nentes del sistema de refrigeración.

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

1. W.F. Stoecker, L.D. Redd
"Effect of operating temperatures on the Coefficient -
of performance of Aqua - Ammonia Refrigerating System"
No. 2183 ASHARE.

2. M. Ruhemann
"The Ammonia absorption Machine"
deal from transactions of the Institution of Chemical
Engineers, Vol. 25, 1947.

C A P I T U L O I I I

DISEÑO DEL SISTEMA COLECTOR
GENERADOR-RECTIFICADOR

1. COLECTORES SOLARES

Cuando un objeto es expuesto a la radiación solar, aumentará su temperatura, esto sucederá hasta que la ganancia de calor sea equivalente a las pérdidas, las cuales dependerán de la emisión de radiación que tenga el material calentado, de la velocidad del viento alrededor -- del colector y de la conductividad térmica del material -- en contacto con éste.

La ganancia depende de la intensidad de la radiación solar y de la absorción de radiación solar que -- tenga la superficie receptora.

La radiación solar puede ser colectada en dos -- formas generales: Una cubriendo la superficie receptora con una placa transparente de vidrio o plástico, otra enfocando la radiación solar de una superficie grande a una

superficie receptora pequeña.

La clasificación de los colectores está en función de la forma de colección:

- a). Colectores de placa plana
- b). Colectores de enfoque

Los colectores de P.P. usualmente son estacionarios ya que únicamente se mueven en los días de cambio de estación, son compactos y usan tanto el calor producido por la radiación difusa como el producido por la radiación directa, lo cual hace que pueda trabajar en días claros - que estén nublados.

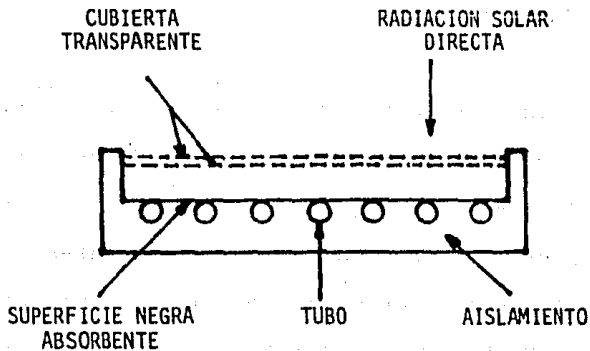
Los colectores de enfoque únicamente trabajan con la radiación directa produciendo muy altas temperaturas.

En ambos casos la superficie receptora tendrá - que ser tan negra como sea posible, teniendo una absorbencia de radiación mayor a un 95% y reflejando solo una cantidad despreciable.

COLECTORES DE PLACA PLANA

Las partes de un colecto solar de placa plana, - como lo muestra la figura son: La superficie negra, la -

cual absorbe la energía solar transfiriendo la energía generalmente a un fluido, una cubierta transparente sobre la superficie de absorción la cual reduce las pérdidas -- por convección y radiación a la atmósfera y un aislante -- que reduce las pérdidas por conducción.



La superficie receptora generalmente está hecha de metal; usualmente acero, cobre o aluminio, los cuales son buenos conductores de calor. A temperaturas comprendidas entre 100 y 300 °C. La máxima emisión de radiación ocurre a la longitud de onda entre 8 y 10 μ en el infrarrojo.

Las pérdidas de calor se reducen grandemente y la temperatura de operación del colector aumenta si colocamos 1 o más cubiertas transparentes sobre la superficie receptora.

La luz solar con longitud de onda de 2.5 cm. pasa a través de la cubierta transparente pero la longitud-

de onda larga de la radiación emitida por la superficie absorbente, no se pierde debido a que la cubierta de vidrio o plástico la absorbe. El aire que queda atrapado entre la cubierta y la superficie receptora, evita que las pérdidas de calor sean mayores ya que resulta ser un buen aislante térmico.

Las pérdidas de calor por convección hacia la atmósfera aumentan notablemente cuando la velocidad del viento se eleva y cuando la diferencia de temperaturas entre la superficie receptora y el aire aumentan. Las pérdidas de calor por radiación son mayores conforme la temperatura aumenta, ocasionando que la eficiencia del colector se reduzca.

CONSTRUCCION

La placa absorbente negra, generalmente se coloca en un marco de madera; los tubos por donde circulará el fluido que se va a calentar se sujetan de tal manera que exista un buen contacto térmico.

La cubierta transparente se coloca sobre la placa absorbente dejando una cámara de aire entre una y otra.

El cuerpo del colector generalmente hecho con -

madera o lámina metálica muy delgada, esta revestido con material aislante con el objeto de minimizar las pérdidas de calor por conducción. Este tipo de material puede ser fibra de vidrio o espuma plástica.

El número de cubiertas transparentes puede determinarse en función de las pérdidas por convección y radiación.

Las cubiertas transparentes se colocan a una separación aproximada de 2.54 cms. con el objeto de reducir la circulación de aire entre las placas y de este modo disminuir las pérdidas de calor por convección.

La cantidad de radiación solar absorbida depende del espesor del vidrio y tanto para la transmisión alta de radiación solar como para el bajo costo del vidrio este debe ser tan delgado como sea compatible con la fuerza mecánica.

ORIENTACION

La orientación de un colector solar está en función del tamaño y peso de la unidad, del costo, de la latitud y de la estación del año. Pueden ser verticales, horizontales o inclinados.

Los Colectores horizontales son los más fáciles de construir e instalar pero los colectores inclinados hacia el Ecuador recolectan una fracción más grande de energía solar.

En el Hemisferio Norte los colectores inclinados dan la cara al sur formando un ángulo con la horizontal igual al de la latitud del lugar en donde se localice. Dicha inclinación se recomienda ajustar dependiendo de la época del año que se tenga. En el invierno se recomienda agregar 15 grados al ángulo de la latitud y en el verano reducir 15 grados, los colectores verticales que dan la cara al ecuador son más eficientes en invierno que los colectores horizontales pero no tan buenos como los colectores inclinados en un ángulo apropiado.

Con los colectores de placa plana inclinados, con cubierta transparente, se logran temperaturas hasta de 100 °c en el agua. La figura III. 1. 1 muestra el rango de temperaturas a que puede llegarse, manteniendo una elevada eficiencia del colector.

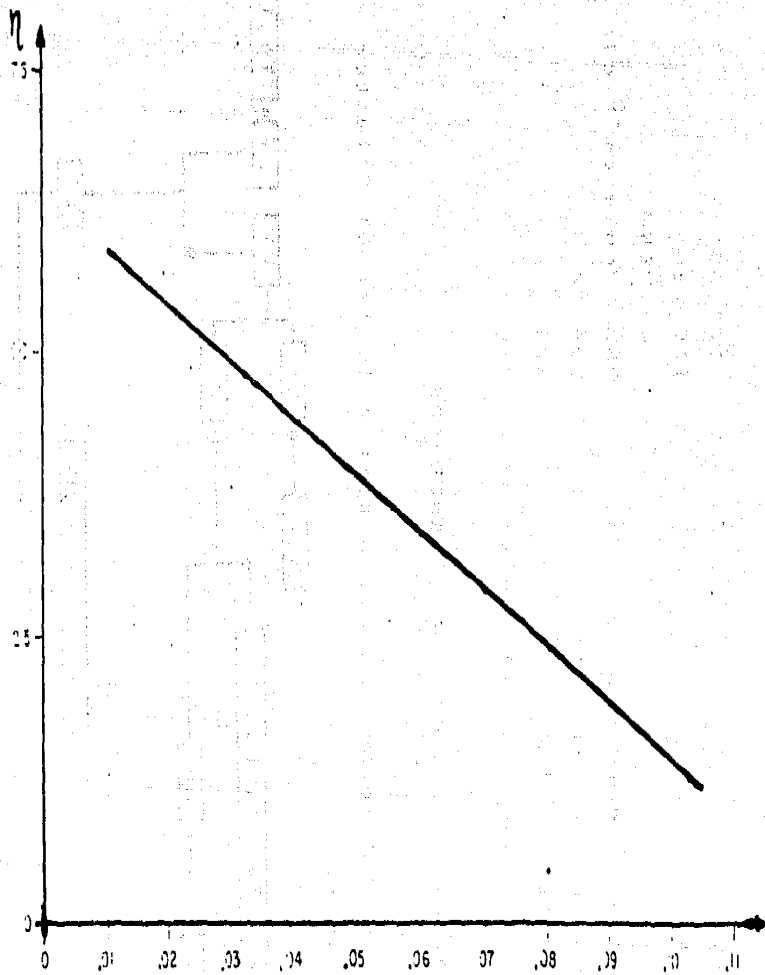


Fig. III.1.1

Curva de eficiencia

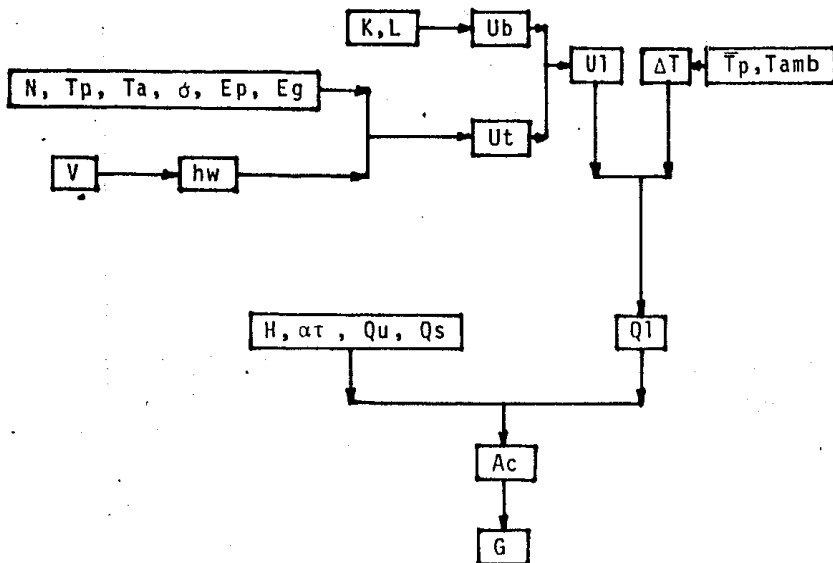
$$\frac{p_0 - p_1}{p_0 - p_1} \left[\frac{\rho \cdot m^2}{A} \right]$$

DATOS GEOGRAFICOS Y DE INSOLACION
DE MEXICALI, B.C.N.

Latitud	32° 39'
Longitud	115° 30'
Altitud	4 MSNM
Radiación promedio anual	2093 Joule cm^{-2} dfa^{-1}
Temperatura anual media	295 °K
Temperatura máxima	321 °K
Promedio anual de días soleados	272

2. DISEÑO DEL COLECTOR - GENERADOR

Diagrama de Flujo para calcular el Colector - -
Generador.



DISEÑO DEL COLECTOR - GENERADOR

Ecuación básica de balance de energía para un colector de placa plana.

$$A_c \left[(HR (\tau\alpha))_d + (HR (\tau\alpha))_b \right] = Q_u + Q_l + Q_s \quad \text{Ref(1)}$$

donde:

H = cantidad de radiación incidente (directa y difusa) por unidad de superficie en un plano horizontal.

R = Factor para convertir radiación incidente sobre un plano horizontal al plano inclinado del colector.

$\tau\alpha$ = Producto de transmitancia - absortancia de la cubierta del colector.

A_c = Area del Colector

Q_u = Cantidad de calor transferido al fluido

Q_l = Pérdidas de energía del colector hacia el rededor por radiación, convección y conducción.

Las pérdidas debidas a la reflexión de la cubierta están incluidas en $(\tau\alpha)$

Q_s = Energía almacenada en el colector

a). H

Promedio anual diario de insolación recibida en

Mexicali.

577.25 $\frac{\text{CAL}}{\text{cm}^2 \text{ día}}$

REF (2)

Considerando 5 horas diarias (11 a.m. a 4 p.m.) efectivas de máxima radiación solar se obtiene un promedio anual de insolación recibida por unidad de tiempo y de área.

$$\frac{577.25}{5} = 115.45 = \frac{\text{CAL}}{\text{cm}^2 \text{ h}} = 1154.5 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}}$$

$$H = 1154.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}} = 1.340 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2}$$

b). $R = 1.0$

La insolación se considera en el plano del colector,

c). $(\tau\alpha)$

Transmitancia del vidrio de sílice $\tau = 0.92$ -
El material de los tubos y placa colectora será acero. --
Pintado de color negro mate cuya absorbencia $\alpha = 0.9$

$$\tau\alpha = 0.828$$

d). Q_u .

$$Q_u = h_{sd} \times \dot{m}_{sd} + h_{n h_3} \times \dot{m}_{n h_3} - h_{sf} \dot{m}_{sf}$$

$$\dot{m}_{\text{débil}} = \frac{64 \text{ kg.}}{h}$$

$$h_{\text{débil}} = \frac{65 \text{ kcal.}}{\text{Kg.}}$$

$$mnh_3 = \frac{23 \text{ kg.}}{h}$$

$$hnh_3 = \frac{400 \text{ kcal}}{\text{kg}}$$

$$m \text{ fuerte} = \frac{87 \text{ kg.}}{h}$$

$$h \text{ fuerte} = \frac{31 \text{ Kcal}}{\text{kg.}}$$

$$Q_u = 65 (64) + 400 (23) - 31(87) = 10663 \frac{\text{Kcal}}{h} = 12.39 \text{ k.w.}$$

$$Q_u = 12.39 \text{ KW.}$$

e). Q1

$$Q1 = U1 A \Delta t.$$

$$U1 = U_b + U_t$$

$$U_b = \frac{k}{L} = \frac{0.04}{0.25} = 0.16 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

donde

U1 = Coeficiente total de pérdidas

U_b = Coeficiente total de pérdidas hacia abajo

U_t = Coeficiente total de pérdidas hacia arriba.

K = Conductividad térmica del aislante (fibra-de vidrio) = $0.04 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$

L = Espesor del aislante = 0.25 m.

$$U_t = \frac{N}{(344/tp) \left[(T_p - T_a) / (N + f) \right] 0.31} + \frac{1}{hw} - 1$$

$$+ \frac{\sigma (\bar{\epsilon}_p T_a) (\bar{\epsilon}_p 2 + ta 2)}{(E_p + 0.0425 N(1-E_p))^{-1} + \left[(2n + f - 1) / E_g \right] - N}$$

donde

N = Número de cubiertas de vidrio = 1

hw = coeficiente de transferencia de calor por convección al aire

$$hw = 5.7 + 3.8 V \quad \text{Ref (1)}$$

V = Vel del aire = 1 m/seg.

$$hw = 5.7 + 3.8 (1) = 9.5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$f = (1 - 0.04 hw + 5 \times 10^{-4} hw^2)(1 + 0.058N) = 0.70370225$$

E_g = Emitancia del vidrio = 0.95

E_p = Emitancia de la placa = 0.9

T_a = Temperatura ambiente En $^\circ K$ = 308

\bar{T}_p = Temperatura promedio de la placa En $^\circ K$

T_p = se considerará la temperatura promedio de la placa colectora; para este caso se considerará igual a la temperatura promedio del fluido.

$$T_p = \frac{T_{\text{entrada}} + T_{\text{salida}}}{2} = \frac{50 + 80}{2} = 65^\circ C$$

σ = constante de Stefan - Boltzmann = 5.66×10^{-8}

$$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K^4}$$

$$U_t = \left[\frac{1}{\frac{(344)}{338} \left[\frac{338 - 308}{1.70370225} \right] 0.31 + \frac{1}{9.5}} \right]^{-1} + \frac{5.6697 \times 10^{-8} (338 + 308)(114244 + 94864)}{\left[(0.9 + 0.0425(0.1))^{-1} + \left[\frac{(1.70370225)}{0.95} \right]^{-1} \right]}$$

$$U_t = 5.99708938$$

$$U_l = U_t + U_b = 5.99708938 + 0.16$$

$$U_l = 6.157$$

$$Q_l = U_l A_c \Delta t \quad \Delta t \approx T_p - T_{amb.}$$

Por unidad de área se tiene

$$Q_l = 6.157 \times 1(65-35) = 184.71$$

$$Q_l = 184.71 \text{ KW}$$

$$f) = Q_s$$

$$Q_s = 0$$

por considerarse operación estacionaria

$$g). \quad A_c$$

$$A_c = \frac{Q_u + Q_l + Q_s}{HR (\tau \alpha)}$$

$$A_c = \frac{12.39 + 0.18471 + 0}{1.34 \times 1.0 \times 0.828} = \frac{12.574}{1.1095} = 11.33 \text{ m}^2$$

$$A_c = 11.33 \text{ m}^2$$

h). En este momento es necesario suponer una eficiencia de transmisión de calor hacia el fluido la cual dependerá del diseño final, ya que de este dependerá el coeficiente de transferencia entre el fluido, los tubos y la placa. Para el nivel térmico que se está analizando puede suponerse una eficiencia de 85% lo cual resulta en:

$$\text{Aceptación} = \frac{Ac}{\text{Eficiencia de transf. al fluido}}$$

$$\frac{11.33}{0.85} = 13.33 \text{ m}^2.$$

Area del colector solar $13.33 \text{ m}^2 \approx 14 \text{ m}^2$

Bajo esta suposición el colector operaría con una eficiencia η que puede calcularse de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{\text{área teórica requerida}}{\text{área calculada}} = \frac{Q \text{ útil}}{H} \times \frac{1}{\text{área calculada}}$$

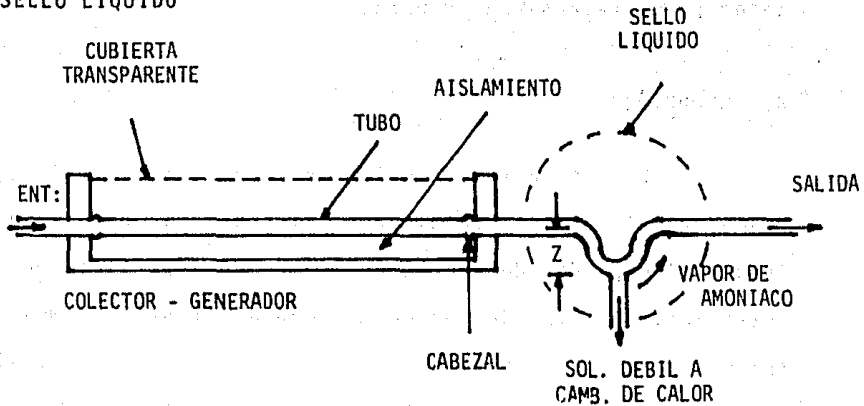
$$\eta = \frac{(12.39)}{1.34} \times \frac{1}{13.22} = \frac{9.24}{13.22} = 0.69$$

$$\eta = 0.69$$

Esta eficiencia es la esperada para un colector con una $\bar{T}_p = 65^\circ\text{C}$ una vez seleccionado el diseño final del colector se podrá recalcular el coeficiente total de operación y así afinar el área necesaria de colección y

la eficiencia térmica global.

SELLO LIQUIDO



FUNCIONAMIENTO DEL SELLO LIQUIDO

Tiene como objeto garantizar que hacia el condensador solo fluyan los vapores del NH_3 y H_2O generados en el colector y que la solución débil fluya hacia el cambiador de calor.

Esto se logra con el Dispositivo mostrado en la figura. Al llegar al fondo del sello tanto el vapor como la solución líquida se efectúa una separación. El vapor sube debido a su menor densidad y continúa su trayectoria hacia el condensador mientras que la parte líquida cae hacia el cambiador de calor.

La columna de solución (Z) formada entre la sa-

lida del generador y el punto de separación de fases forma un sello, el cuál impide que la solución en forma de vapor pueda regresar al generador.

4. GEOMETRIA

En base a los cálculos térmicos anteriores se procederá al análisis de diversas alternativas de diseño. Aunque el captador deberá tener 14 m². de superficie de colección, éstos pueden obtenerse con diferentes geometrías. Se analizan tres configuraciones así como tres diferentes tuberías para el flujo de solución fuerte.

A continuación se presentan las especificaciones de cada uno de los nueve captadores solares que podrían ser usados en el equipo de aire acondicionado diseñado.

Se están llevando a cabo estudios experimentales de simulación matemática de captadores solares lo cual -- permitirá una selección del diseño adecuado.

ESPECIFICACIONES DE LOS POSIBLES CAPTADORES SOLARES

$$\frac{U_l}{k\delta}^{1/2} (W-D)/2 = 0.725 \dots (1) \text{ REF (1)}$$

$$U_l = 6.157 ; K = 44.98 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

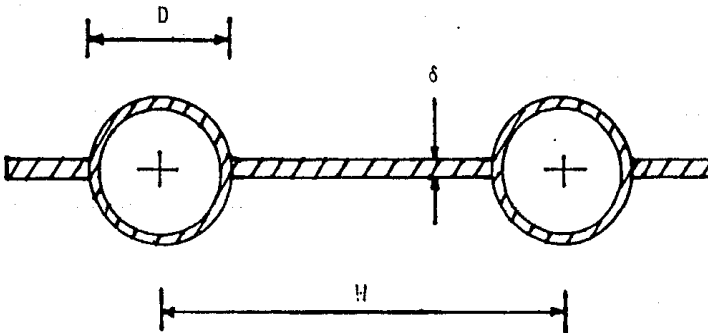
$$\delta' = 0.003175 \text{ m.}$$

Sustituyendo en (1)

$$\left(\frac{6.157}{44.98 \times 0.00317} \right)^{1/2} \times (W - D)/2 = 0.725$$

$$W = 0.22083353 + D$$

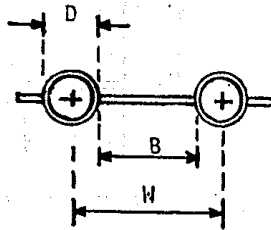
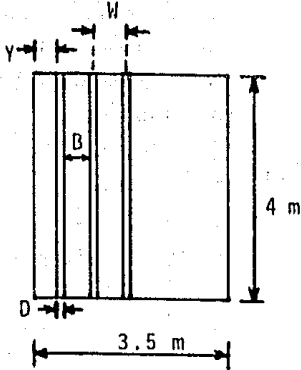
De esta ecuación se puede determinar W sustituyendo el valor del diámetro de los tubos.



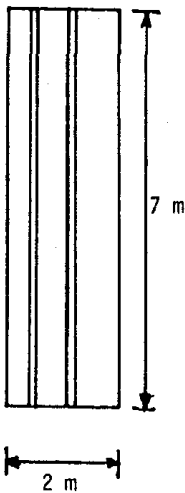
ESPECIFICACIONES COMUNES PARA TODAS LAS GEOMETRIAS PROPUESTAS.

Espesor de la placa	0.00317 m.
Emisividad de la placa	0.9
Conductividad térmica de la placa	44.98 watt/m ^o c
Distancia entre placa y vidrio	0.025 m.
Transmitancia del vidrio	0.96
Cond. Térmica del aire entre la placa y el vidrio	0.027 watt/m ^o c
Viscosidad cinemática del aire	1.65 x 10 ⁻⁵ m ² /s
velocidad del viento	1.0 m/s
Espesor del aislante	0.25 m.
Conductividad Térmica del aislante	0.04 watt/m ^o c
h de fluido	850 watt/m ² °c
Calor específico del fluido	4.92 Joule/g°c
Temperatura de entrada del fluido	35°c = 308°K
Temperatura de salida del fluido	80°c = 353°K
Gasto en masa total	3390 g/m ² s
Temperatura ambiente	35°c = 308°K
Inclinación del colector	33°
Area del colector	14 m ²

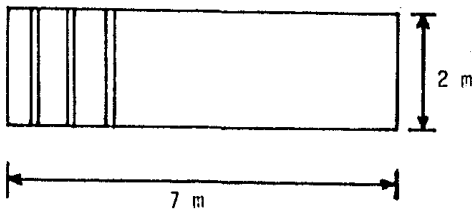
GEOMETRIAS PROPUESTAS PARA TUBERIA DE 1/4" ϕ



No. de tubos = 15
 long. de tubos = 4 m.
 $D = 0.013$ m.
 $W = 0.234$ m.
 $B = 0.220$ m.
 $Y = 0.101$ m.
 ϕ HID = 0.009 m.

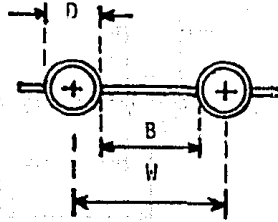
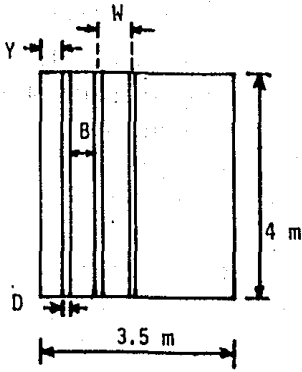


No. de tubos = 9
 long. de tubos = 7 m.
 $D = 0.013$ m.
 $W = 0.234$ m.
 $B = 0.220$ m.
 $Y = 0.054$ m.
 ϕ HID = 0.009 m.

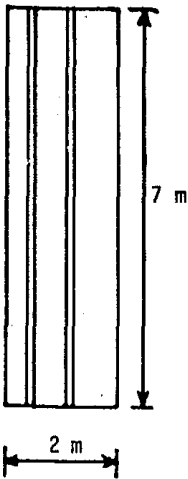


No. de tubos = 30
 long. de tubos = 2 m.
 $D = 0.013$ m.
 $W = 0.234$ m.
 $B = 0.220$ m.
 $Y = 0.092$
 ϕ HID = 0.009 m.

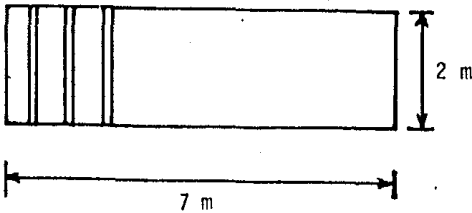
GEOMETRIAS PROPUESTAS PARA TUBERIA DE 1/2" ϕ



No. de tubos = 15
 long. de tubos = 4 m.
 D = 0.021 m.
 W = 0.242 m.
 B = 0.220 m.
 Y = 0.044 m.
 ϕ HID = 0.0158 m.

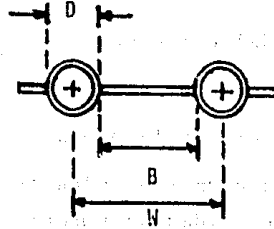
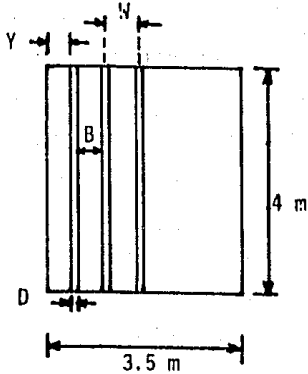


No. de tubos = 9
 long. de tubos = 7 m.
 D = 0.021 m.
 W = 0.242 m.
 B = 0.220 m.
 Y = 0.020 m.
 ϕ HID = 0.0158 m.

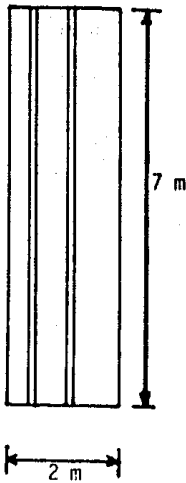


No. de tubos = 29
 long. de tubos = 2 m.
 D = 0.021 m.
 W = 0.242 m.
 B = 0.220 m.
 Y = 0.100 m.
 ϕ HID = 0.0158 m.

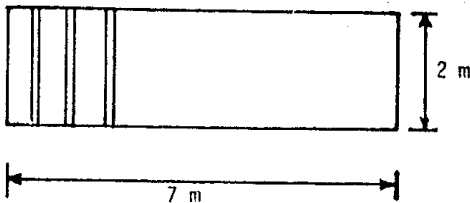
GEOMETRIAS PROPUESTAS PARA TUBERIA DE 3/4" ϕ



No. de tubos = 15
 long. de tubos = 4 m.
 $D = 0.026$ m.
 $W = 0.247$ m.
 $B = 0.220$ m.
 $Y = 0.004$ m.
 ϕ HID = 0.021 m.



No. de tubos = 8
 long. de tubos = 7 m.
 $D = 0.026$ m.
 $W = 0.247$ m.
 $B = 0.220$ m.
 $Y = 0.120$ m.
 ϕ HID = 0.021 m.



No. de tubos = 28
 long. de tubos = 2 m.
 $D = 0.026$ m.
 $W = 0.247$ m.
 $B = 0.220$ m.
 $Y = 0.145$ m.
 ϕ HID = 0.021 m.

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

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
Ac	Area del colector	m^2
Eg	Emitancia del vidrio	—
Ep	Emitancia de la placa	—
H	Cantidad de radiación incidente por unidad de superficie en un plano horizontal	$W m^{-2}$
hw	Coefficiente de transferencia de calor por convección al aire	$W m^{-2} C^{-1}$
K	Conductividad térmica	$W m^{-1} C^{-1}$
L	Espesor	m
N	Número de cubiertas de vidrio	—
Ql	Pérdidas de energía del colector hacia el rededor por radiación, convección y conducción.	Kw
Qs	Energía almacenada en el colector	Kw
Qu	Cantidad de calor transferido al fluido	Kw
R	Factor para convertir la radiación incidente sobre un plano horizontal al plano inclinado del colector	—
Ta	Temperatura ambiente	K
\bar{T}_p	Temperatura promedio de la placa	K

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
Ub	Coefficiente total de pérdidas hacia abajo	$W m^{-2} C^{-1}$
Ut	Coefficiente total de pérdidas hacia arriba	$W m^{-2} C^{-1}$
U1	Coefficiente total de pérdidas	$W m^{-2} C^{-1}$
(τ_a)	Producto de transmitancia - absorptancia de la cubierta del-colector	_____
η	Eficiencia del colector	_____
σ	Constante de Stefan - Boltzmann	$W m^{-2} K^{-4}$
V	Velocidad del aire	ms^{-1}
ΔT	Diferencia de Temperaturas	C
G	Geometría del Colector - Generador	_____

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

- 1). John A. Duffie E William A. Beckman
"Solar Energy Thermal Processes"
Wiley Interscience. 1974
- 2). Everardo Hernández
"Distribución anual de la marcha de la insolación
en México sobre planos verticales orientados hacia
los cuatro puntos cardinales".
- 3) Crane
"Flow of fluids Through valves fittings and pipes"
Crane Co., New York, USA. 1973.
- 4) Kreith Frank
"Principios de transferencia de calor"
Herrero hermanos, S.A. México. 1970.

3. DISEÑO DEL RECTIFICADOR

CONDICIONES DE DISEÑO

1. El ducto por donde circulará el vapor de amoníaco, -- procedente del generador, será tubería de Fe. negro - cd 40 diámetro nominal 0.019 m.
2. Siendo la temperatura del vapor de amoníaco al salir del generador de 80°C, la temperatura ambiente T_{∞} - se considera de 35°C.
3. Se utilizaron aletas anulares transversales de aluminio, cuya conductividad térmica (k) es de 120 kcal/h m°C, con la siguiente geometría: 0.001 m. espesor, - 0.03 de alto y espaciadas 0.005 m. Fig. III.1
4. Se encontró la carga de calor total (Q_t) a disipar, - en función de las condiciones del amoníaco (temperatura y concentración) la carga que se disipa en cada - aleta, en función de lo cual se obtuvo el número total de aletas y la longitud del intercambiador.
5. El coeficiente de transferencia de calor (h_o) bajo -- condiciones de convección libre entre las aletas y el aire exterior se considero de 10 kcal/h m²°C.

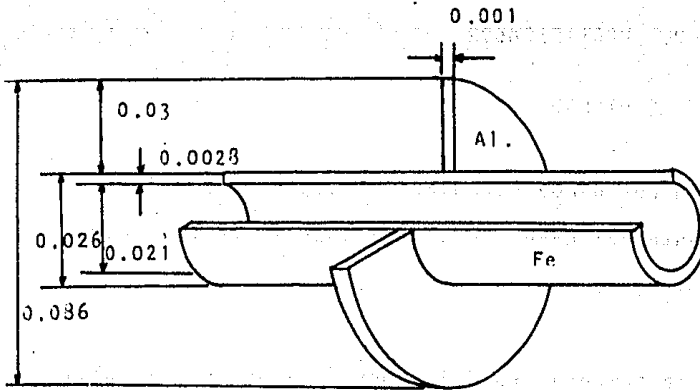


FIG. III.1

DATOS DEL VAPOR DE AMONIACO

Al salir del Generador

Al entrar al Condensador

$T_1 = 80^\circ\text{C}$

$T_2 = 65^\circ\text{C}$

$y = 0.975$

$y_2 = 0.99$

$m_1 = 23 \text{ kg/h}$

$m_2 = 23 \text{ hg/h}$

$h_1 = 66.7 \text{ kcal/kg (Gráfica III.1)}$

$h_2 = 58 \text{ kcal/kg}$

DATOS DE LOS COMPONENTES

Tubería (F_e)

Aletas (Al)

$D_i = 0.021 \text{ m.}$

$D_i = 0.026 \text{ m.}$

$D_e = 0.026 \text{ m.}$

$D_e = 0.086 \text{ m.}$

$e = 0.0028 \text{ m.}$

$e = 0.001 \text{ m.}$

$k = 32 \text{ BTU/h } m^\circ\text{C}$

$k = 120 \text{ BTU/h } m^\circ\text{C}$

Se considera la temperatura T_s de la pared -- del tubo, como la temperatura a la cual circula el amoníaco y que es de 80°C .

CALCULOS DE DISEÑO

Datos de las aletas

$$L = 0.03 \text{ m. (altura de la aleta)}$$

$$e = 0.001 \text{ m. (espesor de la aleta)}$$

$$r_e = 0.0133 \text{ m. (radio exterior de la aleta)}$$

1. Cálculo de la eficiencia:

$$L_c = L \left/ \frac{e}{2} \right. \quad \text{Ref. (IV)}$$

$$L_c = 0.0305 \text{ m.}$$

$$Z = L_c^{3/2} \left(\frac{2h}{keL} \right)^{1/2}$$

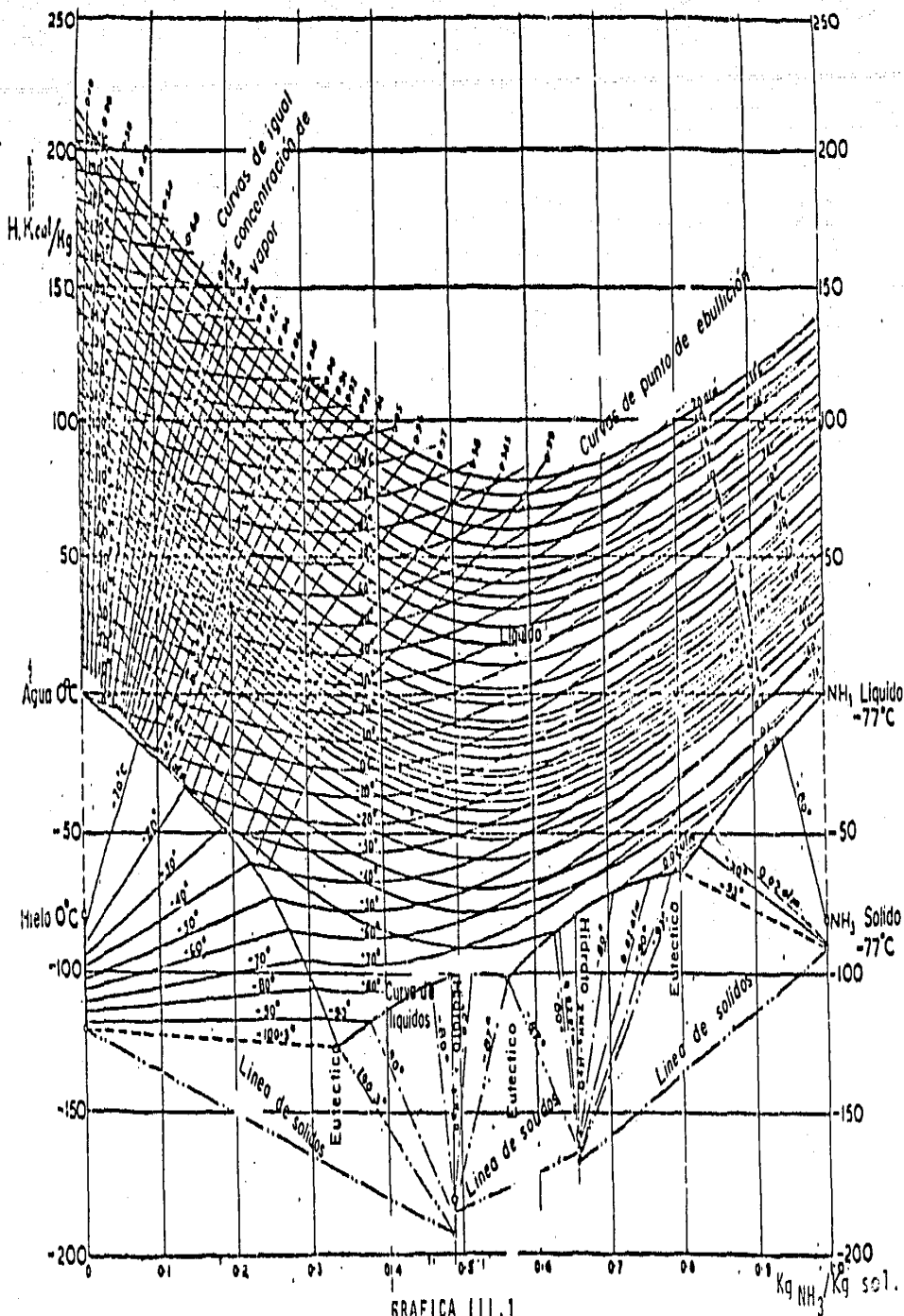
$h = 10 \text{ kcal h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ Coef. de calor por convección del aire exterior.

$k = 175 \text{ kcal h}^{-1} \text{ m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ Coef. de calor por conducción del aluminio.

$$Z = (0.0305)^{3/2} \left(\frac{20}{175 (0.001) 0.03} \right)^{1/2}$$

$$Z = (0.00532) (61.72)$$

$$Z = 0.329$$



GRAFICA III.1

Entrando a la (Gráfica III.2)(Ref. IV) obtendremos la eficiencia.

$$\eta = 95\%$$

2. Cálculo de la carga de calor disipada en cada aleta - (QA).

$$QA = 2\pi (r_c^2 - r_e^2) h (T_s - T_\infty) \quad (\text{Ref. VII})$$

$$QA = 2 (0.04382^2 - 0.0133^2) 10 (80 - 35)$$

$$QA = 5 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$QA_{\text{real}} = QA \eta$$

$$QA_{\text{R}} = 4.75$$

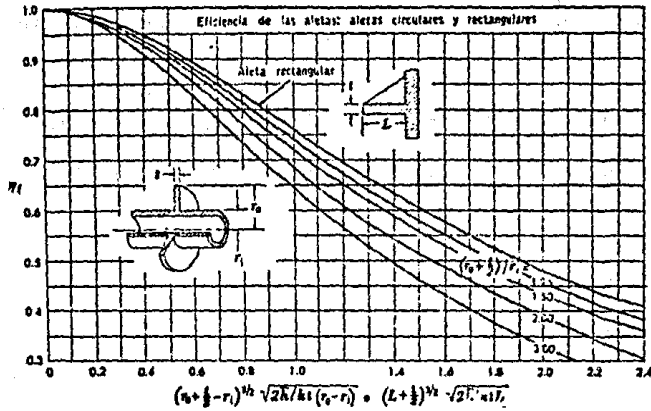
3. Cálculo del número de aletas (N)

$$N^{\circ} = \frac{QT}{QA_{\text{R}}} = \frac{200}{4.75}$$

$$N^{\circ} = 42$$

Debido a que la carga de calor que se tiene que abatir es pequeña, (200 kcal/h), se considera el área de la tubería por donde circulará el vapor de amoniaco -- agua, como el área de transferencia de calor, para lo cual se diseñará la longitud de dicha tubería, fijando un diámetro nominal de 0.019 m. tubería cd. 40 de fierro negro.

EFICIENCIA DE ALETAS CIRCULARES Y RECTANGULARES

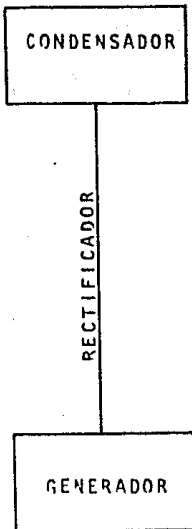


GRAFICA III.2

La carga de calor total (Q_T) a disipar, será la diferencia que existe entre la obtenida a la salida del - Generador (Q_1 y la obtenida a la llegada del condensador (Q_2) ambas obtenidas en función de la temperatura y la - concentración de la mezcla (Gráfica III.1).

El coeficiente de transferencia de calor (h_o) - bajo condiciones de convección libre, entre la superficie del tubo y el aire ambiente se consideró de $10 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$
 $1 \text{ BTU/h ft}^2\text{°F} = 4.88 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$

DISEÑO



DATOS DEL VAPOR DE AMONIACO - AGUA

Al Salir del Generador

$$T_1 = 80^\circ\text{C}$$

$$y = 0.975$$

$$m. = 23 \text{ kg/h}$$

$$h_1 = 66.7 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_1 = 1534 \text{ kcal/h}$$

$$\mu = 8.63 \times 10^{-6} \text{ kg/m. seg.}$$

$$\rho = 5.3 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 0.5 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$K_f = 0.0253 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C}$$

$$P_r = 0.61$$

Al Entrar al Condensador

$$T_2 = 65^\circ\text{C}$$

$$y_2 = 0.005$$

$$m_2 = 23 \text{ kg/h}$$

$$h_2 = 58 \text{ Kcal/kg}$$

$$Q_2 = 1334 \text{ Kcal/h}$$

Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor (U)

a) Velocidad

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

$$D = 0.021 \text{ m} \quad r = 0.01 \text{ m}$$

$$A = \pi r^2 = 0.00011 (\pi)$$

$$A = 0.000346$$

$$V = \frac{23 \text{ kg/h}}{5.3 \text{ kg/m}^3 \cdot 3.46 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 1.254 \times 10^4 \text{ m/h}$$

$$V = 3.48 \text{ m/s}$$

b) Número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{VD\rho}{\mu} = \frac{3.48 \text{ m}^2/\text{s} \cdot (0.021) \cdot 5.3 \text{ kg/m}^3}{8.63 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}}$$

$$\text{Re} = 44924$$

c) Número de Nusselt

$$u = 0.023 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{1/3} \quad (\text{Ref. IV})$$

$$u = 0.023 (44924)^{0.8} (0.61)^{1/3} = 0.034(5272)(0.84)$$

$$u = 102$$

d) Coeficiente de Transf. de calor

$$\text{Nu} = \frac{h_i D}{k_f} \quad \text{REF. (IV)}$$

$$h_i = \frac{k_f \text{Nu}}{D}$$

$$h_i = \frac{0.0253 (102)}{0.021}$$

$$h_i = 123 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

e) Coeficiente total de transferencia de calor

$$Q = UA\Delta T$$

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

$$U = \left(\sum_{i=1}^n R_i \right)^{-1}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_o}$$

Conductividad tubería

$$R_2 = \left(\frac{e}{k} \right)^{-1}$$

$$K = 32 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie °F}}$$

$$R_3 = \frac{1}{h_i} = 1 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie } ^\circ\text{F}} = 1.49 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^\circ\text{C}}$$

$$K = 47.68 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^\circ\text{C}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{e_1}{k} + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{0.0029}{47.68} + \frac{1}{10} + \frac{1}{123}} = \frac{1}{6 \times 10^{-5} + 0.1 + 0.0081} = \frac{1}{0.108}$$

$$U = 9.24 \frac{\text{kcal}}{\text{kg m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

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

$$A = 1.44 \text{ m}^2$$

f) Longitud de la tuberfa

$$A = \pi d L$$

$$L = \frac{A}{\pi d}$$

$$L = \frac{1.44}{\pi(0.026)} = \frac{1.44}{0.081}$$

$$L = 17.78 \text{ m.}$$

Para el caso en el que el tubo se considere ale-
tado se tendrá una longitud de:

Necesitamos 41 aletas

Espaciadas 0.005 m.

∴ Tendremos $(41 - 1) 0.005 \text{ m.} = 0.20$

$L = 0.20 \text{ m.}$

NOMENCLATURA

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
A	Area	m^2
Cp	Calor Específico	Kcal - kg ⁻¹
D	Diámetro	m
e	Espesor	m
fr	Fracción volumétrica	—
h _o	Coefficiente de transferencia de calor por convección	Kcal - h ⁻¹ - m ⁻² - C ⁻¹
h	Entalpia	Kcal - kg ⁻¹
k	Coefficiente de transferencia de calor por conducción	Kcal - h ⁻¹ - m ⁻¹ - C ⁻¹
L	Longitud	m
m	Flujo masico	kg - h ⁻¹
Nu	Número de Nusselt	—
P _t	Presión total	kg - cm ⁻²
PA	Presión parcial	kg - cm ⁻²
Pr	Número de prandtl	kg - cm ⁻²
Pm	Peso Molecular	—
Q	Carga de calor	Kcal - h ⁻¹
Re	Número de Reynolds	—
V	Volumen	m ³
V	Velocidad	m - S ⁻¹
U	Coefficiente total de transferencia de calor	Kcal - h ⁻¹ m ⁻² - C ⁻¹

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
Z	Fracción Mol	—
X	Concentración	—
ρ	Densidad	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
μ	Viscosidad	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
η	Eficiencia	—

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

- I. J.H. Perry, "Chemical Engineer Handbook". 4 th --
Mc Graw Hill (1063)
- II. Crane Co Chicago, Flow of Fluids Through Valves, --
fittings and pipes". N.Y. USA, Crane Co. 1973.
- III. R. de Bengoechea, Tesis de refrigeración por ener--
gía solar. Facultad de Ingeniería UNAM. Marzo 1976.
- IV. Frank, Kreith, principios de transferencia de calor
1968 por International Text Book Company.
Herrera Hermanos, S.A.
- V. Carrier Corporation, Carrier Air Conditionig Co. -
Hand Book of air Conditioning Sistem Design Copy -
Right 1965 N.Y. Mc. Graw Hill.
- VI. M. Jakob and G.A. Hawkins "Elements of Heat trans-
fer". Wiley International Edition. Third Edition-
Copyright 1957
- VII. J.P. Hollman "Heat Transfer". Mc. Graw Hill, Méxi
co.

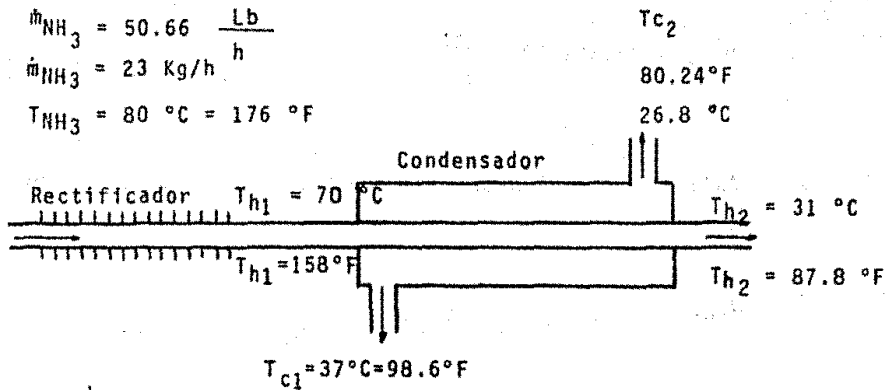
C A P I T U L O I V

DISEÑO DEL CONDENSADOR

DIAGRAMA DEL FLUJO PARA EL DISEÑO DEL CONDENSADOR

1. CALCULO DE CALOR TOTAL A DISIPAR
2. CANTIDAD DE AGUA NECESARIA PARA-DISIPAR AL CALOR TOTAL Y CANTI--DAD DE AGUA DISPONIBLE.
3. CALCULO DEL AREA NECESARIA PARA-DISIPAR ESTE CALOR.
4. CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANS-FERENCIA DE CALOR POR CONVECCION h_i y h_{io} DEL TUBO INTERIOR (NH_3 -CONDENSANDOSE).
5. CALCULO DE h_o EN EL ANULO DE LOS TUBOS CONCENTRICOS.
6. CALCULO DE U_c , R_d , U_t y AREA TO-TAL NECESARIA (COMPROBACION) PA-RA DISIPAR EL CALOR TOTAL
7. CALCULO DE LA LONGITUD TOTAL DE-TUBO CONCENTRICO NECESARIO.

ESQUEMA DEL CONDENSADOR



$$\dot{m}_{H_2O} = 1,493.46 \text{ Lb/h . necesaria.}$$

$$2,595.9 \text{ Lb/h . disponible.}$$

1. CALCULO DEL CALOR A DISIPAR

Suponiendo que la entrada del amoniaco gaseoso-
entra al condensador a una temperatura de 75°C:

$$T_{h1} = 75 \text{ }^\circ\text{C} (167 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$p = 13.32 \text{ ATMS. } (195.8 \frac{Lb}{in^2}) \Rightarrow H_1 = 680.9 \frac{BTU}{Lb}$$

$$T = 31 \text{ }^\circ\text{C} (87.8 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$p = 13.32 \text{ ATMS } (195.8 \frac{Lb}{in^2}) \Rightarrow H_2 = 141.0 \frac{BTU}{Lb}$$

$$\dot{m}_{NH_3} = 50.66 \frac{Lb}{h}$$

$$\therefore Q_{\text{tot}} = \dot{m}_{\text{NH}_3} \times \Delta H = 50.66 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times \left(680.9 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} - 141.0 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} \right)$$

$$Q_{\text{tot}} = 27,351.33 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

2. CANTIDAD DE AGUA NECESARIA PARA DISIPAR ESTE FLUJO DE CALOR.

$$Q_{\text{tot}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} C_{p\text{H}_2\text{O}} \Delta T_{\text{H}_2\text{O}} \quad Q_{\text{tot}} = \text{conocida}$$

despejando tenemos:

$$\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} = 98.6 - 80.24 = 18.36^\circ\text{F}$$

Cálculo de $C_{p\text{H}_2\text{O}}$ Ref.. (2)

$$80.24^\circ\text{F} \Rightarrow C_p = .998$$

$$48.60^\circ\text{F} \Rightarrow C_p = \underline{.997}$$

$$\frac{1.995}{.9975}$$

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{Q_{\text{tot}}}{C_{p\text{H}_2\text{O}} \Delta T_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{27,351.33 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{.9975 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb-}^\circ\text{F}} \times 18.36^\circ\text{F}}$$

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 1,493.46 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \quad \therefore C_{p\text{H}_2\text{O}} = .9975 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb-}^\circ\text{F}}$$

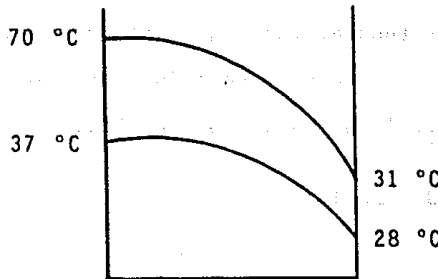
Cantidad de agua disponible a la temperatura de entrada y salida que muestra el croquis del condensador -

$$\dot{m}_{H_2O} = 2,596.9 \frac{\text{Lbs}}{\text{h}}$$

Disp.

según cálculo del absorbedor.

3. CALCULO DE AREA NECESARIA PARA DISIPAR AL CALOR



Temperaturas en el Condensador

$T_{h1} = 70^{\circ}\text{C}$ (158°F) Temp. de entrada del Vapor de NH_3

$T_{h2} = 31^{\circ}\text{C}$ (87.8°F) Temp. Salida de liq. condensado de NH_3 .

$T_{c1} = 37^{\circ}\text{C}$ (98.6°F) Temp. de salida del H_2O de enfriamiento.

$T_{c2} = 28^{\circ}\text{C}$ (82.4°F) Temp. de entrada del H_2O de enfriamiento.

Primeramente se calcula la temperatura media logaritmica del condensador cuya formula es:

$$LMTD = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right]} \quad ; \text{ Sustituyendo valores:}$$

$$LMTD = 22.457^\circ\text{F} \quad (12.476^\circ\text{C})$$

Posteriormente se calculará el área necesaria - para disipar todo el calor que anteriormente se calculó:-

De esta ecuación conocemos a la cantidad

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta T} \quad ; \quad \text{de calor } Q = 27,351.33 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$\Delta T = LMTD = 22.457^\circ\text{F}$$

Por último el factor que se desconoce es U_D y - de acuerdo a la tabla IV 3. 1. el valor de

$$U_D = 500 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \quad \text{por lo tanto sustituyendo valores-}$$

tenemos que:

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta T} = \frac{27,351.33}{500 \times 22.457} = 2.436 \text{ ft}^2$$

Enseguida se calculará el valor de G_t :

$$G_t = 3600 \rho V_{H_2O} \quad ; \quad \rho_{H_2O} \text{ se sacará de tablas-}$$

en función de la temperatura $T_m = \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} = 32.5^\circ\text{C}$

$$T_m = 32.5^\circ\text{C} \quad (90.5^\circ\text{F})$$

$$\rho = 62.1 \text{ lb/pie}^3 \quad \text{Ref. (2)}$$

el valor de V_{H_2O} se supone como 4.5 pie/s

VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. LOS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB./PIG.² EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE

Enfriadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500 *
Metanol	Agua	250-500 *
Amoniaco	Agua	250-500 *
Soluciones acuosas	Agua	250-500 *
Sustancias orgánicas ligeras ¹	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias ²	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas ³	Agua	5-75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100

Calentadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Vapor de agua	Agua	200-700 *
Vapor de agua	Metanol	200-700 *
Vapor de agua	Amoniaco	200-700 *
Vapor de agua	Soluciones acuosas:	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500 *
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6-60
Vapor de agua	Gases	5-50 *

Intercambiadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500 *
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500 *
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	20-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

¹ Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosen y nafta.

² Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 10 centipoises e incluyen kerosén, strawall, gasoil caliente, aceite de absorbidor caliente y algunos crudos.

³ Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 10 centipoises e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, breas y asfaltos.

* Factor de obstrucción 0.001.

* Caída de presión de 20 a 30 lb./pie².

* Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

TABLA IV. 3. 1.

$$\therefore Gt = 3,600 \rho v_{H_2O} = 1,006,182 \frac{\text{Lb}}{\text{ft}^2 \text{h}}$$

$$a_t = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{Gt} ; \dot{m}_{H_2O} = 2,596.9 \frac{\text{Lb}}{\text{h}}$$

$$a_t = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{Gt} = .002581 \text{ ft}^2$$

Tubería Interior de 1/2" ϕ nom Ced. 40

$$DI_1 = .622 \text{ in}$$

$$DE_1 = .840 \text{ in}$$

Tubería Exterior de 1" ϕ nom Ced. 40

$$DI_2 = 1.049 \text{ in}$$

$$DE_2 = 1.315 \text{ in}$$

$$a_t = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{Gt} = \frac{2,596.9 \frac{\text{Lb}}{\text{h}}}{1,006,182 \frac{\text{Lb}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2}} = .002581 \text{ ft}^2$$

$$S_e = \frac{\pi (DE_1)^2}{12} \times 1 \text{ ft} = .22 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

$$L = \frac{A}{S_e} = \frac{2.436 \text{ ft}^2}{.22 \text{ ft}^2/\text{ft}} = 11.07 \text{ ft} \quad (3.38 \text{ m})$$

Conociendo esta longitud se elige una más adecuada y se considerará como 4 m. (13.1 ft), se realizarán las correcciones necesarias:

$$A_{\text{CORR}} = Se \times 13.1 = 2.882 \text{ ft}^2$$

$$U_{\text{D CORR}} = \frac{Q}{A_{\text{CORR}} \times \text{LMTD}} = \frac{27,351.33 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{2.882 \text{ ft}^2 \times 22.451^\circ\text{F}} = 422.6 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$VH_{2O \text{ CORR}} = \frac{Q}{a \cdot t} = \frac{2,596.9 \frac{\text{lb}}{\text{h}}}{.002581 \text{ ft}^2} = \frac{41.554 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}}}{.002581 \text{ ft}^2} =$$

$$V = \frac{.0115428 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}}{.002581 \text{ ft}^2} = 4.472 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

4. CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION h_i y h_{io} TUBO INTERIOR.

$t_u = 35^\circ\text{C} (95^\circ\text{F})$ = temperatura de saturación del vapor de amoníaco.

T_s = Temperatura de la pared interior del tubo; ésta temperatura se supondrá hasta comprobar que efectivamente es la temperatura buscada.

$$\therefore t_f = t_u - .75 (t_u - t_s)$$

ahora suponiendo que $t_s = 91.26^\circ\text{F}$

$$t_f = 95 - 0.75 (95 - 91.26) = 92.195^\circ\text{F}$$

$$t_f = 92.195^\circ\text{F}$$

De tablas NH_3 y con valor de t_f : Ref. (2)

$$k_f = .290 \frac{\text{BTU}}{\text{h} - \text{ft} - ^\circ\text{F}}$$

$$\rho_f = 36.9 \text{ lb/ft}^3$$

$$\mu_f = .4949 \frac{\text{Lb}}{\text{ft} - \text{h}}$$

$$\Delta T = t_u - t_s = 3.74^\circ\text{F}$$

Factores que permanecen constantes:

$$g = 4.14 \times 10^8 \text{ ft/h}^2$$

$$\lambda = 483.2 \text{ BTU/Lb}$$

$$DI_1 = .622 \text{ in } (.0518 \text{ ft})$$

Con estos datos y con la correlación siguiente se calculará el valor de hi :

$$hi = .725 \left(\frac{k_f^3 \lambda \rho_f^2 g}{DI_1 \mu_f \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}} = 2,091.712 \frac{\text{BTU}}{\text{h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{F}}$$

De la correlación siguiente se despejará t_s :

$$Q = hi A (t_u - t_s)$$

$$\therefore t_s = t_u - \frac{Q}{hi A} = 95 - \frac{27,351.33}{2,091.712 \times 2.882} = 90.46 ;$$

que será el nuevo valor para hacer nuevos cálculos ya que éste valor fué diferente al supuesto inicialmente para t_s :

$$\therefore t_f = t_u - .75 (t_u - t_s) = 91.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Nuevamente con tablas, al nuevo valor de t_f :

$$k_f = .2905 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F} \quad \Delta T = t_u - t_s = 95 - 90.46 = 4.54^\circ\text{F}$$

$$\rho_f = 36.931 \text{ Lb/ft}^3 \quad \Delta T = 4.54$$

$$\mu_f = .49572 \frac{\text{Lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}}; \quad g, \lambda \text{ y } DI_1 \text{ permanecen constantes:}$$

$$\therefore h_i = .725 \left(\frac{k_f^3 \lambda \rho_f g}{DI_1 \mu_f \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}} = 2,144.14 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\therefore t_s = t_u - \frac{Q}{h_i A} = 95 - \frac{27,351.33}{2,144.14 \times 2.882} = 90.57$$

$t_s = 90.57 \text{ } ^\circ\text{F}$; como esta temperatura es igual a lo anterior, por lo tanto los últimos valores calculados serán los correctos y el valor de h_i será:

$$h_i = 2,144.14 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\therefore h_{i0} = h_i \frac{DI_1}{DE_1} = \frac{.622}{.840} = 1,587.68 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$h_{i0} = 1,587.68$$

ANULO

5. CALCULO DE h_o EN EL ANULO (COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION).

$$Gt = 1,006,160.4 \frac{\text{Lb}}{\text{h ft}^2} \quad \text{calculado anteriormente.}$$

$$De = \frac{(DI_2)^2 - (DE_1)^2}{DE_1} = .47 \text{ in}$$

Con las temperaturas conocidas T_{c1} y T_{c2} --
(98.6°F y 8Q24°F respectivamente)

$$\mu \text{ prom} = 1.87 \frac{\text{Lb}}{\text{ft-h}}$$

$$Cp \text{ prom} = .9925 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb-}^\circ\text{F}}$$

$$k \text{ prom} = .360 \frac{\text{BTU}}{\text{h-ft-}^\circ\text{F}}$$

$$Pr \text{ prom} = 5.172$$

$\phi_1 = 1$ (Factor de corrección para soluciones acuosas).

Cálculo del Reynolds:

$$Re = \frac{De Gt}{\mu \text{ prom}} = 21,073.77$$

Con este valor y usando la tabla IV. 5.2 encontramos el valor para JH: \therefore JH = 70

Ahora usando la siguiente correlación encontramos h_o :

$$h_o = JH \frac{K_{prom}}{De} (Pr)^{\frac{1}{3}} = 70 \frac{.36}{.47} (5.172)^{\frac{1}{3}} = 1,113.0 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F}$$

6. CON LOS VALORES DE h_{io} y h_o SE CALCULARA U_c (COEFICIENTE LIMPIO):

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1587.68 \times 1,113.0}{1587.68 + 1,113.0} = 654.35$$

Calculando el factor de obstrucción R_d :

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c U_d} = \frac{654.35 - 422.6}{654.35 \times 422.6} = .0008381$$

El coeficiente de Transferencia de calor total será:

$$\frac{1}{U_t} = \frac{1}{U_c} + R_d = \frac{1}{654.35} + .0008381 = .00236$$

$$\therefore U_t = 422.6 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F}$$

Properties of Aqua-ammonia Solutions*
Liquid concentration, weight per cent ammonia

$h = \text{enthalpy of liquid (heat content)}$; $A = \text{enthalpy of vapor}$; $x = \text{vapor concentration (weight per cent ammonia)}$

Pressure, lb. sq. in.	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
h_f	101.3	99.6	17.4	-56.3	-65.3	-64.0	-63.4	-65.1	-69.6	-102.6	-105.0
h_g	69.7	-81.7	-152.8	-211.8	-252.8	-289.6	-319.8	-347.6	-372.9	-406.7	-429.7
A	1105.0	673.0	546.2	531.0	523.0	522.0	510.9	501.5	501.2	476.7	450.7
x	0.00	43.00	96.00	99.50	99.99	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
h_f	193.2	137.9	99.1	65.3	34.9	2.8	-13.3	-25.8	-35.4	-38.7	-41.3
h_g	161.1	73.2	3.3	-58.1	-101.2	-134.5	-149.2	-148.0	-110.0	-105.0	-79.3
A	1143.0	743.3	630.2	583.9	536.9	545.5	534.2	527.5	523.5	520.6	519.2
x	0.00	74.18	92.49	98.15	99.75	99.99	99.99	100.00	100.00	100.00	100.00
h_f	275.0	173.2	132.0	97.2	65.0	36.5	14.5	1.4	-7.3	-13.2	-16.6
h_g	196.0	109.1	37.4	-24.8	-73.8	-104.6	-129.2	-117.4	-102.9	-80.5	-52.9
A	1156.0	781.4	656.0	602.5	573.1	557.3	545.8	535.1	533.6	530.9	528.3
x	0.00	44.99	90.52	97.39	99.64	99.37	99.96	99.99	99.99	100.00	100.00
h_f	250.1	195.3	153.3	117.3	84.4	54.9	32.5	18.7	9.3	3.4	-0.4
h_g	218.7	131.8	59.6	-3.3	-53.0	-85.1	-101.3	-99.0	-85.1	-62.8	-35.4
A	1163.7	805.1	674.4	615.3	555.0	565.7	553.0	543.0	539.5	536.0	533.7
x	0.00	67.35	83.50	94.70	99.17	99.84	99.93	99.97	99.99	99.99	100.00
h_f	261.1	226.1	182.5	145.5	111.3	80.6	57.8	43.0	33.1	26.2	21.7
h_g	319.9	160.5	58.4	-27.3	-74.1	-107.7	-124.2	-117.6	-99.4	-78.7	-50.9
A	1173.5	816.8	699.7	634.0	576.9	576.4	562.6	547.5	543.6	541.6	540.0
x	0.00	63.20	86.60	95.52	98.69	99.75	99.89	99.95	99.99	99.99	100.00
h_f	292.7	237.7	193.7	156.2	121.4	90.6	67.6	52.3	42.2	34.8	30.2
h_g	262.0	175.5	102.0	39.1	-12.9	-47.0	-82.6	-97.8	-87.5	-62.3	-36.2
A	1177.0	851.6	709.6	641.1	604.2	570.6	566.3	554.7	550.3	545.6	542.5
x	0.00	61.98	85.03	95.07	98.43	99.68	99.87	99.93	99.98	99.99	100.00
h_f	312.0	257.9	212.5	176.0	138.6	107.7	83.2	62.7	57.2	49.2	44.4
h_g	318.9	195.8	122.3	50.7	2.2	-25.4	-46.6	-66.1	-72.9	-72.8	-61.8
A	1182.6	873.7	727.2	653.3	613.7	563.1	571.7	561.6	554.7	549.4	546.1
x	0.00	59.34	83.94	94.20	97.96	99.45	99.83	99.93	99.97	99.99	100.00
h_f	327.4	273.7	228.0	188.7	152.7	121.0	96.3	80.5	69.5	61.4	56.0
h_g	299.3	212.7	138.6	75.2	22.0	-13.5	-32.0	-51.7	-61.0	0.5	26.8
A	1186.6	872.8	742.2	663.9	621.0	591.4	576.2	561.4	558.0	552.5	548.6
x	0.00	56.97	82.37	93.23	97.49	99.19	99.50	99.93	99.96	99.98	100.00
h_f	341.3	297.5	241.5	201.4	164.9	132.5	107.6	91.4	80.0	71.6	66.0
h_g	312.1	227.1	153.1	89.6	36.0	-0.6	-19.2	-38.6	-57.2	11.6	30.5
A	1197.8	908.9	754.4	673.4	628.8	599.7	580.5	568.4	560.8	554.7	550.1
x	0.00	54.91	81.11	92.44	97.08	98.93	99.70	99.89	99.94	99.98	100.00
h_f	353.0	299.5	253.4	212.4	175.8	142.7	117.4	101.2	89.4	80.8	74.8
h_g	319.7	230.0	158.1	102.2	48.6	10.9	-8.0	-24.6	3.5	27.3	48.1
A	1192.4	921.5	765.9	682.2	635.4	604.5	584.2	571.0	563.1	558.7	552.0
x	0.00	53.18	79.92	91.78	96.66	98.72	99.54	99.79	99.89	99.96	100.00
h_f	363.6	319.2	264.0	222.5	185.4	151.0	126.2	109.8	97.9	89.0	82.6
h_g	315.9	251.2	177.5	113.7	59.9	21.2	-1.3	-13.3	13.3	31.9	57.1
A	1194.5	933.0	776.0	690.1	641.2	605.4	587.5	574.6	565.2	558.3	553.2
x	0.00	51.70	78.05	91.12	96.26	98.31	99.40	99.71	99.87	99.95	100.00
h_f	373.0	319.9	273.2	231.6	193.8	160.2	134.4	117.7	105.5	96.5	89.8
h_g	346.0	261.6	187.5	124.0	69.9	31.0	11.3	10.5	22.2	40.4	65.4
A	1196.3	943.0	793.2	707.9	646.6	612.6	590.5	576.8	566.9	559.6	554.1
x	0.00	50.41	77.93	90.49	95.37	98.30	99.28	99.66	99.86	99.94	100.00
h_f	381.8	328.6	281.7	239.8	202.0	167.7	142.2	124.9	112.6	101.2	96.3
h_g	353.3	271.4	196.8	133.5	79.7	39.8	20.3	13.8	30.4	48.2	73.0
A	1197.0	952.0	793.7	701.7	631.5	616.0	593.1	578.8	568.4	560.6	554.8
x	0.00	49.25	76.66	89.48	93.52	98.09	99.20	99.63	99.84	99.94	100.00
h_f	401.0	348.2	309.8	257.7	219.2	184.5	158.4	140.6	127.6	118.2	110.8
h_g	376.0	293.0	217.5	152.5	100.7	59.5	39.6	37.5	48.2	65.5	90.1
A	1203.5	970.1	812.9	717.3	661.8	623.6	598.4	582.4	570.9	562.5	555.9
x	0.00	46.94	74.70	88.64	94.75	97.67	98.62	99.58	99.81	99.93	100.00
h_f	417.3	365.3	316.9	273.2	234.6	195.9	172.4	154.4	141.6	130.1	123.2
h_g	393.6	311.7	235.3	172.4	119.8	77.1	56.1	53.4	64.6	81.0	104.1
A	1202.4	984.5	823.3	731.3	671.2	629.6	604.9	581.2	571.6	564.6	556.1
x	0.00	45.17	72.70	87.44	94.00	97.11	98.84	99.52	99.75	99.92	100.00

* Services and Statistics, Lehigh University Studies, Science and Technology Series 1, 1938. Data obtained through courtesy of Prof. Fennell. Original paper contains much more complete data.

TABLE IV 5.2

Finalmente el área total necesaria será:

$$A = \frac{Q}{U_t \times \text{LMTD}} = \frac{27,351.33}{422.6 \times 22.457} = 2.882 \text{ ft}^2$$

7. LONGITUD NECESARIA DE TUBO INTERIOR, TOMANDO COMO BASE EL DIAMETRO INTERIOR.

$$A = \pi(DI_1) \times L \Rightarrow L = \frac{A}{\pi(DI_1)} = \frac{2.882 \text{ ft}^2}{\pi \left(\frac{.622}{12}\right) \text{ ft}} = 17.7 \text{ ft}$$

$$L = 17.7 \text{ ft} = 5.4 \text{ m}$$

∴ El arreglo del condensador dependerá de la longitud que se desee en cada tramo del condensador, - por ejemplo:

$$N_t = \frac{5.4 \text{ m}}{.9 \text{ m}} = 6 \text{ que será el No. de tubos de .9 m.}$$

$$N_t = \frac{5.4 \text{ m}}{.6 \text{ m}} = 9 \text{ tubos de .6 m}$$

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

- t_u = Temperatura de saturación del vapor.
 t_s = Temperatura de la pared interior del tubo interior.
 t_f = Temperatura de película.
 k_f = Conductividad térmica del amoniaco a la temperatura de película.
 ρ_f = Densidad del amoniaco a la Temperatura de película.
 μ_f = Viscosidad dinámica del amoniaco a la temperatura de película.
 g = Gravedad
 λ = Calor latente del amoniaco a la presión p y temperatura t_v
 p = Presión de operación del aparato (13.32 ATMS.)
 h_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo interior.
 h_{i0} = Valor de h_i cuando se refiere al diámetro interior.
 D_e = Diámetro equivalente en el anulo.
 ϕ = Factor de corrección
 Re = No. de Reynolds
 h_o = Coeficiente de transferencia de calor por convección para el flujo exterior.

- U_c = Coeficiente de transferencia de calor por convección limpio.
- R_d = Factor de obstrucción.
- U_t = Coeficiente de transferencia de calor por convección total.
- L = Longitud necesaria de tubos concéntricos para el cambiador de calor.
- N_t = No. de tubos o pasos necesarios en el condensador.
- T_{h1} = Temperatura de entrada del amoníaco al condensador.
- T_{h2} = Temperatura de salida del amoníaco al condensador
- T_{ci} = Temperatura de salida del agua en el condensador
- T_{c2} = Temperatura de entrada del agua en el condensador
- p = Presión de condensación del amoníaco a la cual se encuentra todo el sistema.
- Q_{TOT} = Carga de calor total a disipar en el condensador.
- $C_{p_{H_2O}}$ = Calor específico del agua.
- m_{H_2O} = Cantidad de agua necesaria para eliminar la carga de calor Q_{TOT} .
- $LMTD$ = Temperatura media logarítmica.
- A = Área necesaria para disipar la carga de calor.
- U_D = Coeficiente de diseño.
- G_t = Velocidad masica

- ρ = Densidad.
 U = Velocidad.
 T_m = Temperatura media aritmética.
 a_t = Area transversal necesaria de la tubería.
 DI_1 = Diámetro interior de la tubería interior.
 DE_1 = Diámetro exterior de la tubería interior.
 DI_2 = Diámetro interior de la tubería exterior.
 DE_2 = Diámetro exterior de la tubería exterior.
 S_e = Area por ft de tubería.
 L = Longitud de tubería necesaria.
 A_{corr} = Area necesaria corregida
 U_{Dcorr} = Coeficiente de diseño corregido
 u_{corr} = Velocidad corregida

- P = Densidad.
 U = Velocidad.
 T_m = Temperatura media aritmética.
 a_t = Area transversal necesaria de la tubería.
 DI_1 = Diámetro interior de la tubería interior.
 DE_1 = Diámetro exterior de la tubería interior.
 DI_2 = Diámetro interior de la tubería exterior.
 DE_2 = Diámetro exterior de la tubería exterior.
 S_e = Area por ft de tubería.
 L = Longitud de tubería necesaria.
 A_{corr} = Area necesaria corregida
 U_{Dcorr} = Coeficiente de diseño corregido
 u_{corr} = Velocidad corregida

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

- 1- HEAT TRANSFER. J. P. HOLMAN 3- edicion
Mc GRAW HILL BOOK COMPANY
- 2- MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO TOMO I
JOHN H. PERRY UTEHA 1976
- 3- OPERACIONES BASICAS DE INGENIERIA QUIMICA
Mc CABE - SMITH Ed. Reverte S.A. 1968
- 4- FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION
EDUARDO HERNANDEZ GORIBAR Ed. LIMUSA S.A. 1973

C A P I T U L O V

DISEÑO DEL EVAPORADOR Y
CAMBIADOR DE CALOR GAS - GAS

1. CONSIDERACIONES GENERALES

La operación de este equipo de refrigeración depende de la ley de Dalton de las presiones aditivas, que establece que la presión total de la mezcla es igual a la suma de las presiones parciales de los constituyentes individuales.

$$\text{LEY DE DALTON} \quad P = \sum_{i=1}^n P_i \quad \text{ó} \quad P = P_a + P_b + \dots$$

donde cada presión parcial está valuada a la temperatura y al volumen de la mezcla. (Esto es para gases ideales). El evaporador E se encuentra localizado inmediatamente -- después del condensador C, del cual llega el amoniaco que ha sido condensado. Después del evaporador se encuentra un intercambiador de calor entre los flujos de la mezcla-

gaseosa de amoniaco e hidrógeno proveniente del evaporador y el flujo de hidrógeno proveniente del absorbedor.

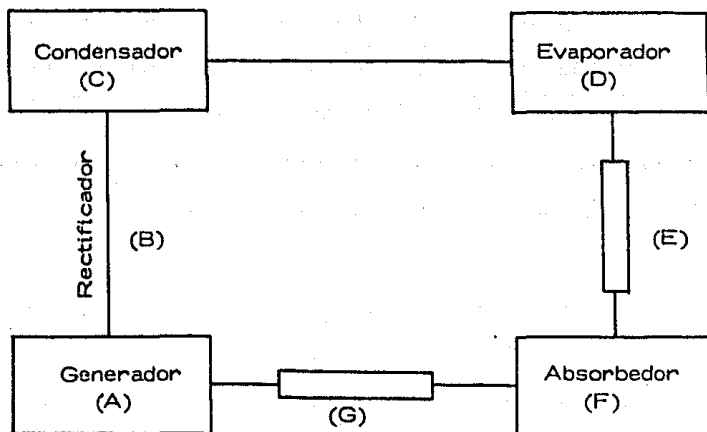
También se menciona anteriormente que el evaporador y parte del absorbedor contienen hidrógeno, la presión en el sistema es de aproximadamente 13 atms. y según la ley de Dalton, el amoniaco en las áreas donde se incluye hidrógeno, se evaporará y ejercerá una presión de vapor de amoniaco de aproximadamente 7 atms. Cuando el hidrógeno no representa una gran parte de gas en el área, - el amoniaco continua en ebullición o vaporizandose a una presión baja y absorbiendo calor. El amoniaco evaporado y el hidrógeno a la salida del evaporador fluyen por densidad através del cambiador de calor hacia el absorbedor, el cual actúa como un sistema de succión.

En el absorbedor la solución débil (agua-amoniaco) esta relativamente fria y absorbe el vapor de amoniaco procedente del evaporador, regresando la solución fuerte (amoniaco agua) al generador.

El hidrógeno que fluye hacia el absorbedor junto con el amoniaco no es absorbido por la solución débil (cabe decir que la que absorbe el amoniaco es el agua en sí y no la solución débil ya que el absorber el amoniaco es -- una de las propiedades del agua) y regresa a través del -

cambiador de calor al evaporador; todo esto se comprende mejor con el dibujo que se muestra a continuación, que -- describe el funcionamiento del equipo.

En el exterior del evaporador se hace pasar una corriente de aire por entre sus placas, que al ser enfriada servirá para acondicionar el espacio especificado.



2. DISEÑO DEL EVAPORADOR

Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor interior y exterior.

DIAGRAMA DE FLUJO DEL CALCULO

- | | | | |
|---|--|----|---|
| 1 | LLEGA NH_3 LIQUIDO
AL EVAPORADOR
TEMP. = 95°F (35°C) | 2 | ELECCION DE LA CO-
RRELACION PARA EL-
CALCULO DEL COEF.-
DE TRANSF. DE CALOR
CON CAMBIO DE FASE
h_{int} |
| 3 | EVALUACION DE LAS PRO-
PIEDADES DEL FLUIDO -
REFRIGERANTE. | 4 | CALCULO DE LA CALI-
DAD DEL VAPOR DE -
NH_3 |
| 5 | ELECCION DEL TUBO Y -
MATERIAL DEL SERPEN--
TIN DE EVAPORADOR. | 6 | CALCULO DEL DIAME-
TRO HIDRAULICO. |
| 7 | CALCULO DEL GASTO DE-
NH_3 | 8 | CALCULO DE LOS NUMS.
DE REYNOLDS Y PRANDTL |
| 9 | EN BASE A LO ANTERIOR
SE EVALUA LA h_{int} | 10 | SE VUELVE A CALCULAR
LA h_{int} TOMANDO EN -
CUENTA LOS EFECTOS -
DEL HIDROGENO PARA -
VER QUE TANTO AFECTA
A EL CALCULO |

PARA EL CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXTERIOR (h_{ext}), SE HACEN LAS SIGUIENTES CONSIDERACIONES:

CONSIDERACIONES.

- | | | | |
|---|--|---|---|
| a | SE PROPONE UNA GEOMETRIA DEL EVAPORADOR. | b | SUPOSICION DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE-DEL EVAPORADOR. |
| c | CALCULO DE LA MASA DE AIRE QUE PASA POR EL EVAPORADOR. | d | CALCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA. |

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor exterior (h_{ext})

- | | | | |
|---|---|---|---|
| 1 | PROCEDIMIENTO DE CALCULO, MEDIANTE PRUEBA Y ERROR | 2 | SE PROPONE UNA h_{ext} PARA REALIZAR LA PRUEBA |
| 3 | CALCULO DEL COEF. GLOBAL DE TRANS. DE CALOR "U"
$U = h_i \cdot h_e / h_i + h_e$
SE DESPRECIA LA RESISTENCIA DE LA PARED | 4 | EN BASE A LO ANTERIOR - Y CON LA SIGUIENTE ECUACION:
$Q = UA \Delta t_{log}$
SE CALCULA LA SUPERFICIE EXTENDIDA |

5 SE PROPONE UNA GEOMETRIA DEL EVAPORADOR (DIMENSION Y SEPARACION ENTRE ALETAS)

7 EVALUACION DE LAS PROPIEDADES DEL FLUIDO (AIRE) A LA TEMPERATURA DE PELICULA t_f

$$t_f = (t_s + t_b)/2$$

9 CALCULO DE LOS NUMEROS DE REYNOLDS Y PRANDTL

11 SI LA h_{ext} CALCULADA SE ACERCA BASTANTE A LA PROPUESTA SE TOMA VALIDA LA CALCULADA, DE NO SER ASI SE VUELVE A PROPONER OTRA h_e Y SE SIGUE LA MISMA SECUENCIA.

6 ELECCION DE LA CORRELACION PARA CALCULAR LA h_{ext} QUE EN ESTE CASO ES LA SIGUIENTE:

$$\frac{Rd \cdot Pr \cdot DH}{L} \times 10^{-2} \text{ SE}$$

ENTRA A LA TABLA 8-13 Ref. (5)

8 CALCULO DEL DIAMETRO HIDRAULICO.

$$D_{ha} = 4 A_p/P_m$$

10 EN BASE A LO ANTERIOR SE SUSTITUYEN TODOS LOS VALORES Y PROPIEDADES EN LA CORRELACION Y SE COMPARA CON LA h_{ext} PROPUESTA PARA VER SI EL METODO CONVERGE.

DIAGRAMA DE FLUJO
(CONSIDERACIONES DEL APARATO ACONDICIONADOR)

- | | |
|---|---|
| <p>1 CHEQUEO DE LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL AIRE EN LOS DIFUSORES.</p> | <p>2 CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION (AIRE) A TRAVES DE LAS ALAS DEL EVAPORADOR.</p> |
| <p>3 CALCULO DE LA POTENCIA DEL VENTILADOR</p> | <p>4 INFLUENCIA TERMICA DE LOS TUBOS (SERPENTIN) DEL EVAPORADOR.</p> |
| <p>5 SE ESTABLECE EL RANGO PARA EL CUAL TUBO Y ALETA TRABAJAN EN CONDICIONES OPTIMAS MEDIANTE LA SIGUIENTE ECUACION: Ref. (3,5, 6)</p> $e^{-m x} = (T_{\infty} - T) / (T_{\infty} - T_0)$ | <p>EN BASE A LO ANTERIOR SE CONOCE EL LARGO DEL TUBO DEL SERPENTIN.</p> |
| <p>7 CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN EL TUBO DEL SERPENTIN.</p> | <p>8 CALCULO DE LA POTENCIA DEL VENTILADOR.</p> |

CALCULO DEL EVAPORADOR

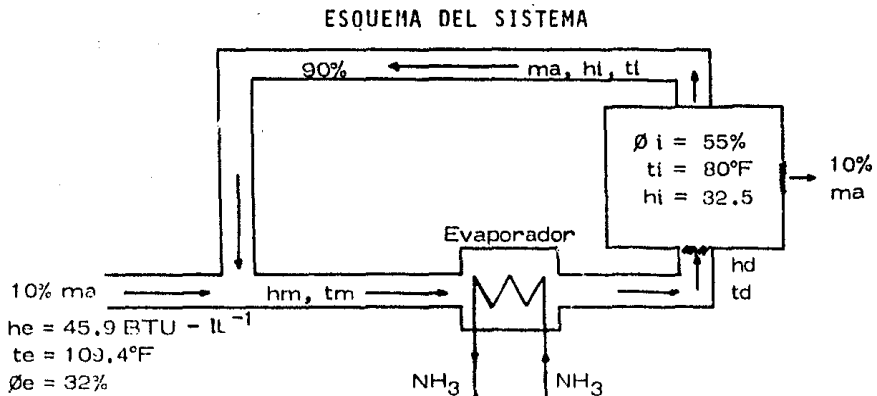
Datos: Del condensador llega el amoniaco NH_3 liquido a -
una temperatura de $t_c = 95^\circ\text{F}$ (35°C)

La temperatura de evaporación en el serpentín es-
igual a $t_{ev} = 56^\circ\text{F}$ (13.33°C)

Condiciones y consideraciones de diseño Ref. (2)

Se pasa por el exterior del núcleo evaporador -
una cierta cantidad (masa de aire) aire la cuál a la sali-
da se requiere tenga una temperatura de 64°F (17.77°C), -
que da una diferencia de temperatura Δt de 8°F entre la
temperatura de evaporación y la temperatura de salida del
aire.

La temperatura de entrada del aire al evapora--
dor es de 109.4°F (43°C).



h_e, h_i = entalpías exterior e interior del aire

t_d = Temperatura del aire en los difusores

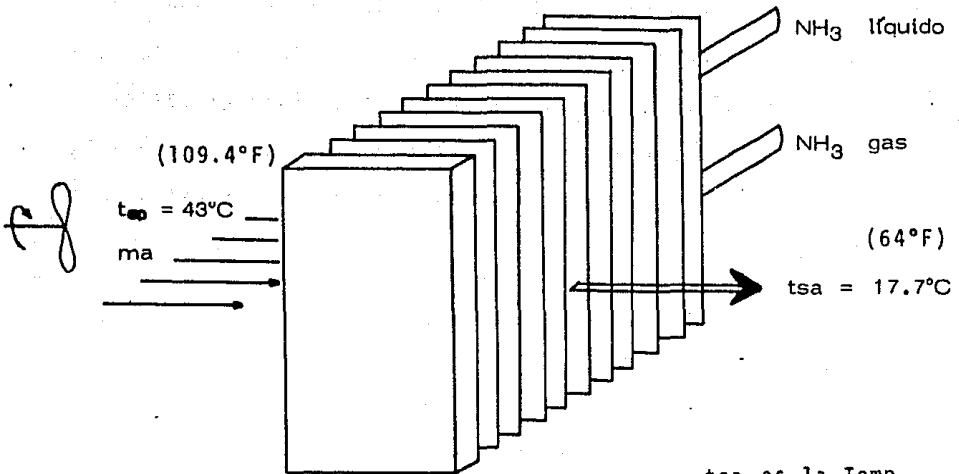
t_{sA} = temperatura del aire de salida

$t_d = t_{sA}$ = Temperatura del aire de salida

h_m, t_m = Propiedades del aire de mezcla

ϕ = Humedad relativa del aire

GEOMETRIA DEL NUCLEO EVAPORADOR
(ESQUEMATICO)



t_{sA} es la Temp.
del aire en los difusores.

Con el fin de evitar malos olores se toma un --
10% de aire para ventilación del exterior y un 90% se re-
circula.

Cálculo de la masa de aire en base a la siguien

te fórmula Ref (2)

$$m_a = \frac{Q_s}{C_p (t_i - t_d)}$$

; Q_s = G.C.P. (Calor sensible)

; C_p = Calor específico a presión constante.

$$m_a = \frac{17,871.78}{0.24 (80 - 64)} = 4,654.1 \frac{\text{lbs}}{\text{h}} \left(2112.9 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

Cálculo de la capacidad del aparato acondiciona

dor QA

$$QA = m_a (h_m - h_d) \quad \text{Ref. (2)}$$

$$h_m = 0.1 h_e + 0.9 h_i$$

$$h_m = 0.1 (45.9) + 0.9 (32.5) = 33.84 \text{ BTU/lb}$$

$$h_d = 28.3 \text{ BTU/lb}$$

$$QA = 4654.1 (33.8 - 28.3) = 25,597.5 \text{ BTU/h} \left(6450.9 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right)$$

$$\approx 2.15 \text{ toneladas de refrigeración}$$

GASTO DE AMONIACO GNH_3

$$\text{entalpia del gas a } 56^\circ\text{F} \quad h_g = 626.5 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{entalpia del fluido a } 95^\circ\text{F} \quad h_f = 149.4 \text{ BTU/lb}$$

EFFECTO DE REFRIGERACION E.R.

$$E.R. = h_g - h_f ; \quad E.R. = 626.5 - 149.4 = 477.1 \text{ BTU/lb}$$

E.R. entalpia de evaporación

$$\text{CAPACIDAD} = E.R. \times \text{GNH}_3$$

$$GNH_3 = \frac{\text{CAPACIDAD}}{\text{E.R.}}$$

$$GNH_3 = \frac{2.15 \times 12.000}{477.1} = 54.07 \text{ lbm/h (24.5 kg m/h)}$$

(V) Volumen suministrado por el ventilador Ref. (2)

$$V = \frac{m \bar{u}}{60} \quad ; \quad \bar{u} = \text{volumen específico}$$

\bar{p} = densidad específica promedio

$$\bar{u} = 1/\bar{p} \quad \bar{p} = 0.07 \text{ lb/ft}^3 \quad ; \quad \bar{u} = 14.28 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$V = \frac{4654.1 \times 14.28}{60} = 1107.6 \text{ ft}^3/\text{min. (C.f.m.)}$$

$$V = 31.54 \text{ m}^3/\text{min.}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor con cambio de fase h_i (interior)

La correlación que se usa para el cálculo del coeficiente de calor interior h_i con cambio de fase es la siguiente:

$$\bar{h}_i = (0.06 (\bar{\rho}_e / \bar{\rho}_v))^{0.28} (D_h GNH_3 \times \bar{\mu}_l)^{0.87}$$

$$\bar{Pr}_e^{0.4} \bar{k}_e / D_h \quad \text{Ref. (5)}$$

donde:

\bar{h}_i = Coef. Transf. de calor interior promedio (BTU/lb)

$\bar{\rho}_e$ = Densidad del líquido refrigerante (NH_3) promedio
(lb/ft³)

$\bar{\rho}_v$ = Densidad del vapor refrigerante (NH_3) promedio
(lb/ft³)

D_h = Diámetro hidráulico (ft)

G_{NH_3} = Gasto de líquido refrigerante (NH_3) (lb/h ft²)

$\bar{\mu}_l$ = Viscosidad absoluta (lbm/ft h)

Pr = Número de Prandtl para propiedades en estado líquido.

x = calidad del vapor refrigerante (NH_3)

\bar{k}_l = Conductividad del líquido refrigerante (NH_3) --
(BTU/h - ft°F)

Todas las propiedades se evalúan a la temperatura de película t_f Ref. (6)

Es práctica general evaluar las propiedades físicas a la temperatura media de película t_f definida como $t_f = (t_s + t_b)/2$. Este procedimiento es puramente empírico, pero se ha encontrado satisfactorio para dominios moderados de temperatura.

donde:

t_s = Temperatura de la superficie en contacto con el fluido

t_b = Temperatura de la masa del fluido

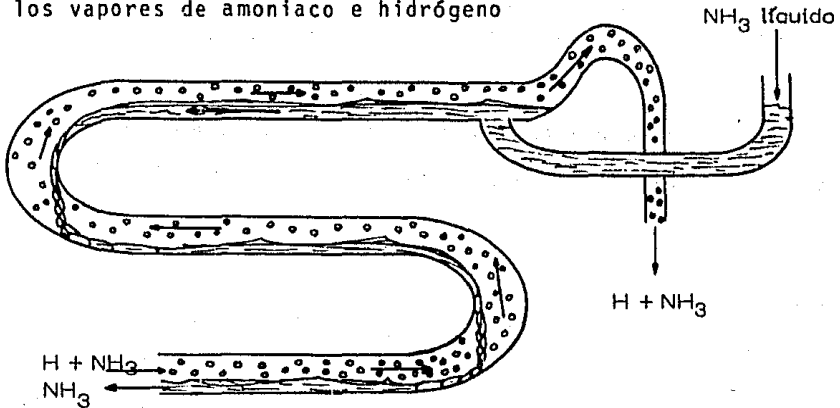
Es conveniente hacer notar que conforme el amoníaco circula a través del serpentín, va adquiriendo características de vapor saturado, y que al llegar a este punto se consideraría otro tipo de correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor h_i .

Ya que este sería un caso particular de convección sin cambio de fase, para obtener un resultado más exacto, se tendría que aplicar la correlación punto por punto a lo largo de serpentín lo cual resultaría muy laborioso.

Para este caso se ha considerado la situación - en la que existe una calidad media que se considera en un 50%, por otra parte el coef. \bar{h}_i es en sí bastante grande y poco afectará al cálculo del coeficiente total de -- transferencia de calor U , ya que el dominante será el -- coef. de trans de calor exterior \bar{h}_e .

También se considerará para cálculos subsecuentes que el tubo del serpentín evaporador será mojado parcialmente (50%); tanto por el líquido refrigerante como

por el gas resultante de la evaporación, ya que las características de diseño son las de un tubo de doble flujo en el que por la misma sección, fluye por gravedad el amoníaco líquido y regresan por densidad hacia el absorbedor -- los vapores de amoníaco e hidrógeno



Las áreas de paso del vapor de amoníaco y del amoníaco líquido se consideran 50% para cada fluido.

EVALUACION DE LAS PROPIEDADES FISICAS A LA TEMPERATURA DE PELICULA.

datos:

$$t_s = 56^\circ\text{F} \quad ; \quad t_f = \frac{56 + 95}{2} = 75.5^\circ\text{F}$$

$$t_b = 95^\circ\text{F}$$

PROPIEDAD	LIQUIDO	VAPOR	$t = 75.5^{\circ}\text{F}$
ρ_{NH_3}	29 lb/ft ³	0.33 lb/ft ³	
$\bar{c}_{p\text{NH}_3}$	1.17 BTU/lbm ^o F	0.51 BTU/lbm ^o F	
μ_{NH_3}	0.242 lbm/ft h	0.0242 lbm/ft.h	
k_{NH_3}	0.29 BTU/h ft ² °F	0.0176 BTU/h ft ² °F	

Si se usa tubo nominal de 1 in. CD 40 para el serpentín del núcleo evaporador.

$$\text{Diámetro interior } D_i = 1.04 \text{ in.} = 0.086 \text{ ft.}$$

$$\text{Diámetro hidráulico } D_h \quad \text{Ref. (5)}$$

$$D_{h\text{NH}_3} = \frac{4 A_p}{P_m/2} \quad \text{Donde: } A_p = \text{Area de paso del fluido entre dos.}$$

$$P_m = \text{Perímetro mojado por el fluido, que en este caso también será la mitad.}$$

$$A_p = \frac{\pi r^2}{2} = \frac{\pi(0.043)^2}{2} = 0.0029 \text{ ft}^2$$

$$P_m = 2\pi r = 2\pi(0.043) = 0.270 \text{ ft}$$

$$D_h = 4(0.0029 / (0.270)) / 2 = 0.085 \text{ ft}$$

Gasto de amoníaco por unidad de área GNH_3/A

datos:

$$A = 0.0029 \text{ ft}^2$$

$$GNH_3 = 54.07 \text{ lbm/h}$$

$$GNH_3/A = \frac{54.07}{0.0024} = 18,616.5 \text{ lb/h ft}^2$$

Cálculo del número de Prandtl Pr_e (líquido) Ref. (5)

$$\bar{Pr} = \frac{\bar{c}_p \bar{\mu}_e}{k_l} = \frac{1.17 \times 0.242}{0.29} = 0.97$$

Como primer caso se evalúa el coef. de transf. de calor interior \bar{h}_i no considerando los efectos del hidrógeno; en el segundo caso sí se considera el efecto -- del hidrógeno presente en la evaporación, con objeto de -- comparar la variación del coeficiente de transferencia de calor \bar{h}_i .

La ecuación de correlación con cambio de fase -- dada anteriormente, solo se ve afectada por la densidad -- de la mezcla de amoníaco - hidrógeno

1er. caso

$$\bar{h}_i = (0.06(39/0.33))^{0.28} ((0.085 \times 18,616.5 \times 0.5)/0.242)^{0.97} (0.97)^{0.4} (.29)/0.085$$

$$\bar{h}_i = 878.5 \text{ BTU/lb}$$

2do. caso

Cálculo de la densidad de mezcla $\bar{\rho}_M$ Ref (8)

$$\bar{\rho}_M = \bar{\rho}_{NH_3} X + \bar{\rho}_{H_2} X_{H_2}$$

$$X_i = \frac{P_{pi}}{P_T}$$

X_i = Fracción molar

P_{pi} = Presión parcial del compuesto

P_T = Presión total de mezcla

datos:

$$P_{NH_3} = 6.95 \text{ ATM}; \quad P_{pH_2} = 6.38 \text{ ATM}; \quad P_T = 13.3 \text{ ATM}$$

$$\bar{\rho}_{NH_3} \quad 75.5^\circ F = 0.3017 \text{ lbm/ft}^3 \\ 6.95 \text{ ATM.}$$

$$\bar{\rho}_{H_2} \quad 15.5^\circ F = 0.0320 \text{ lbm/ft}^3 \\ 6.38 \text{ ATM}$$

$$X_{NH_3} = \frac{P_{pNH_3}}{P_T} = \frac{6.95}{13.3} = 0.52$$

$$X_{H_2} = \frac{P_{pH_2}}{P_T} = \frac{6.38}{13.3} = 0.48$$

$$\bar{\rho}_M = \rho_{NH_3} \cdot X_{NH_3} + \rho_{H_2} \cdot X_{H_2}$$

$$\bar{\rho}_M = 0.3017 (0.52) + 0.0320(0.48)$$

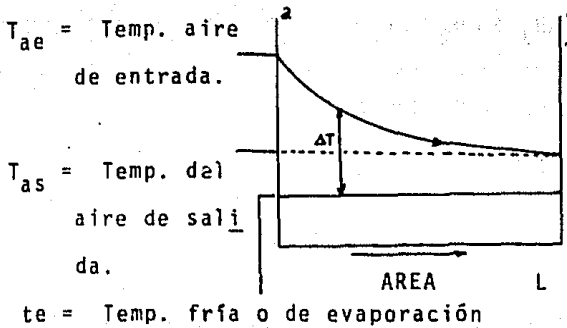
$$\bar{\rho}_M = 0.172 \text{ lbm/ft}^3$$

$$\bar{h}_M = h_i \left(\frac{\rho}{\rho_M} \right)^{0.28} = 878.5 \left(\frac{0.33}{0.172} \right)^{0.28}$$

$\bar{h}_M = 1057.7 \text{ BTU/lb}$; $\bar{h}_M =$ Coef. de Trans. de calor-interior de la mezcla.

CALCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA Ref. (5)

Generalmente las temperaturas de los fluidos en un cambiador de calor no son constantes, sino que varían de un punto a otro a medida que el calor pasa del fluido más caliente al más frío. Aún para una resistencia térmica constante, la velocidad del flujo de calor variará a lo largo de la trayectoria de los cambiadores, porque su valor depende de la diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío en la sección que se trate. La figura que se ilustra a continuación representa el caso de un líquido que se está evaporando a temperatura constante, mientras el calor fluye de un fluido más caliente cuya temperatura decrece conforme éste pasa a través del cambiador de calor. Para ambos casos, no importa la dirección del flujo de cualquiera de los fluidos, y el medio a temperatura constante también puede estar en reposo.



Distribución de Temp. en un evaporador de un solo paso.

En la práctica, es conveniente usar una diferencia-promedio de temperatura efectiva $\bar{\Delta T}$ para todo cambiador de calor; el uso de ésta temperatura es solo una aproximación, ya que por lo general U no es constante pero en el trabajo de diseño, la conductancia total suele evaluarse en una sección media, generalmente en el punto medio entre los extremos, y se maneja como una constante.

$$\Delta t_{log} = \frac{\Delta t_a - \Delta t_b}{\ln \frac{\Delta t_a}{\Delta t_b}}$$

Cálculo de la temperatura del aire de entrada Ref. (2)

$$t_{ae} = \frac{m_a(0.10)t_e + m_a(0.9)t_i}{m_a} = 0.10(109.4) + 0.9(80) = 82.94^\circ\text{F}$$

$$t_{ae} = 82.94^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_a = 82.94 - 56 = 26.94^\circ\text{F}$$

$$T_{as} = 64^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_b = 64 - 56 = 8^\circ\text{F}$$

$$T_e = 56^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_{\log} = \frac{26.94 - 8}{\ln \frac{26.94}{8}} = 15.6^{\circ}\text{F}$$

Temperatura diferencial Ref. (2)

La temperatura diferencial es una de las características más importantes de un evaporador.

La temperatura diferencial se define como la diferencia de temperatura del medio que entra al evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión del refrigerante que sale del evaporador.

La capacidad del evaporador varía directamente con la temperatura diferencial. Es evidente que un evaporador con pequeña área y con gran temperatura diferencial puede tener la misma capacidad de otro que tenga gran área y pequeña temperatura diferencial.



Efecto de la temperatura diferencial en la humedad del aire a enfriar. Ref. (2)

La humedad es de capital importancia en el aire

acondicionado, ya que bajas humedades nos producen excesiva deshidratación y las altas humedades producen el crecimiento de hongos y esto a su vez produce mal olor.

La humedad depende del movimiento del aire, del tipo de control, de las personas, de las condiciones exteriores del aire, de la infiltración y entre otras del equipo miscelaneo.

A menores temperaturas diferenciales, hay mayor humedad, y a mayores temperaturas diferenciales menor humedad, ya que se produce mayor condensación mientras menor sea la temperatura de saturación, cuando el control de humedad es importante, la temperatura diferencial es un factor determinante para seleccionar el evaporador.

Temperatura diferencial en el equipo:

$$\text{temp. dif.} = t_{ae} - t_e = 82.94 - 56 \approx 27^\circ\text{F} = t_D$$

La siguiente tabla Ref. (2)

Da una idea de cual debe ser el valor de la temperatura Dif. para obter una humedad relativa determinada-
H.R.

H. R.	TEMP. DIF. CONVECCION NATURAL (°F)	TEMP. DIF. CONVECCION FORZADA (°F)
95 - 91	12 - 14	8 - 10
90 - 86	14 - 16	10 - 12
85 - 81	16 - 18	12 - 14
80 - 76	18 - 20	14 - 16
75 - 71	20 - 22	16 - 18
70 - 66		18 - 20
65 - 61		20 - 22
60 - 56		22 - 24
55 - 51		24 - 26
50 - 46	EQUIPO	26 - 28

Cálculo del coeficiente de transmisión de calor exterior \bar{h}_e Ref. (2, 5, 6,)

El cálculo de este coeficiente se realiza mediante el procedimiento de prueba y error.

Se supone como primera prueba una

$$\bar{h}_e = 6 \text{ BTU/hr} - \text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor " U ". basado en el área total de la superficie-

exterior, para transferencia de calor entre dos fluidos - separados por una pared con aletas, puede expresarse como:

$$\frac{1}{U} = \frac{R}{f_i} + \frac{X}{K} + \frac{1}{f_e}$$

U — BTU/h - ft²°F

f_i — Factor de conductancia de la película interior
en $\frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2\text{°F}}$

f_e — Factor de conductancia de la película exterior-
en $\frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2\text{°F}}$

X — Espesor del tubo en pies

K — Conductividad térmica del tubo BTU/h ft°F

R — Relación de la superficie exterior con la interior.

f_e = \bar{h}_e

f_i = \bar{h}_i

Por lo general, se requiere un metal con un factor "U" muy alto, pero también se debe escoger un metal que no sea atacado por el refrigerante.

Tubo nominal de 1 plg. (acero) cédula 40

De = 1.315" Espesor e_t = 0.133" = 0.011"

$$D_i = 1.049''$$

k — conductividad del tubo s.s. 304 = 9.4 BTU/h - ft°F

R = se supone alrededor de 30

$$\frac{1}{U} = \frac{30}{1057.7} + \frac{0.011}{9.4} + \frac{1}{6} = 0.19$$

$$U = 5.26 \text{ BTU/h} - \text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Cálculo de la superficie extendida "A" Ref.(2,5)

$$Q_A = U A_a \Delta t_{\log} \quad ; \quad Q_A \approx 2.15 \text{ T.R.} = 25800 \text{ BTU/h}$$

$$\Delta t_{\log} = 15.59^\circ\text{F}$$

$$U = 5.34 \text{ BTU/h}$$

$$A_a = \frac{25800}{5.26(15.60)} \approx 314 \text{ ft}^2 \text{ (29.28 m}^2\text{)}$$

En base a estos cálculos se supone una geometría del evaporador:

Se supone cada aleta de:

Altura: 1.66' (ft)

Ancho: 0.375' (ft)

Espesor: 3/4 mm. = 0.002' (ft)

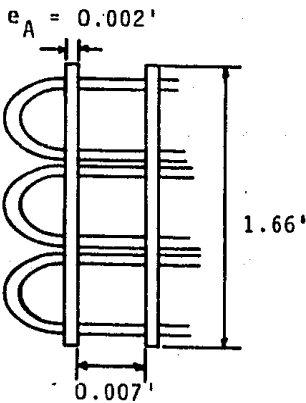
Superficie extendida para disipar el calor en cada aleta.

$$2(1.66 \times 0.375) = 1.25 \text{ ft}^2 = a$$

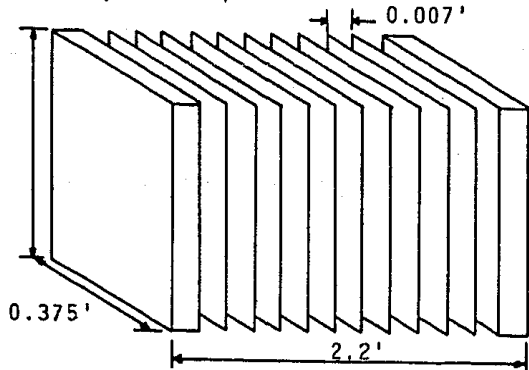
Número de aletas N_A

$$N_A = \frac{A_a}{a} = \frac{314}{1.25} = 251 \text{ aletas}$$

Si se escoge una separación de 2.25 mm. (0.007') entre aleta y aleta y aproximadamente 0.75 mm. (0.002') de espesor de la aleta tendremos aproximadamente 9 aletas por pulgada.



La geometría del evaporador - quedaría como sigue (modelo - esquemático).



Ahora el procedimiento a seguir es checar si la \bar{h}_e propuesta se aproxima a la \bar{h}_e que se va a calcular.

Para el cálculo de la \bar{h}_e se emplea la siguiente ecuación:

Ref. (5) $\frac{\bar{Re} \bar{Pr} DH}{L} \times 10^{-2}$ con este resultado se en-

tra a la tabla 8.13 Ref (5) temperatura constante de la pared - velocidad de Langhaar (para perfiles reales de velocidad). FIG. V.1

Propiedad del aire a la temperatura media de película Ref. (6)

$$ts = 64^{\circ}\text{F} \quad tf = \frac{ts + tb}{2} = \frac{64 + 82.9}{2} = 74^{\circ}\text{F}$$

$$tb = 82.9^{\circ}\text{F}$$

$$\bar{\rho}_{\text{aire}} = 0.0752 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$\bar{c}_{\text{paire}} = 0.241 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}^{\circ}\text{F}}$$

$$\bar{\mu}_{\text{aire}} = 0.043 \frac{\text{lbm}}{\text{hft}}$$

$$\bar{k}_{\text{aire}} = 0.0145 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}}$$

$$\text{Ref. (5)} \quad \text{Rd}_A = \frac{(\dot{m}_a/\text{Apa}) \text{DH}_a}{a} \quad ; \quad \text{DH}_a = \frac{4(A \text{ pa})}{\text{pm}}$$

$$\text{Apa} = \text{Area de paso del aire} = 0.0122' \text{ (ft)}$$

$$\text{Pm} = \text{perímetro mojado} = 3.33' \text{ (ft)}$$

$$\text{ma} = \text{Gasto de aire} = 4654.1 \text{ lb/h}$$

$$(\dot{m}_a/\text{Apa}) = (\text{ma}/\text{N}^2 \text{ de pasos del aire} \times \text{Apa}) = 4654.1/250 \times 0.0122$$

$$(\dot{m}_a/\text{Apa}) = 1525.9 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2}$$

$$DH_a = \frac{4(0.0122)}{3.33} = 0.014 \text{ ft}$$

$$\bar{R}da = \frac{1525.9 (0.014)}{0.043} = 534$$

$$\text{Ref(5)} \bar{P}ra = \frac{C \bar{p}_a \bar{\mu}_a}{k_a} = \frac{0.241(0.043)}{0.0145} = 0.71$$

$$\frac{Rda \text{ Pra } DH_a}{L} \times 10^{-2} = \frac{534 (0.71)(0.014)}{0.375} \times 10^{-2} = 0.141$$

Con el valor de 0.141 la tabla 8.13 Ref. (5) --
nos da un $\bar{N}u = 4.3$ FIG. V.1

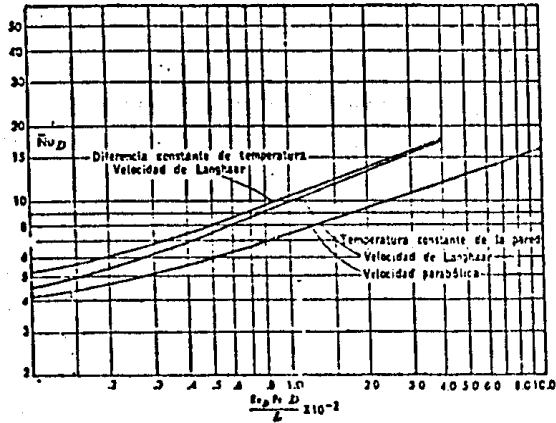
$\bar{N}u$ = Número de Nusselt promedio

$$\bar{N}u = \frac{h\bar{e} DH}{\bar{k}} ; h\bar{e} = \frac{\bar{N}u \bar{k}}{DH}$$

$$h\bar{e} = \frac{4.3 (0.0145)}{0.014} = 4.45 \frac{\text{BTU}}{\text{h-ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

En el calculo de este coeficiente de transferencia de calor, no se tomo en cuenta el area de los tubos del serpentín como la de paso del aire, ya que de ser así, se reduciría el area de paso del aire, se incrementaría la velocidad de este, aumentaría el valor del numero de Reynolds y el del coeficiente de convección h_e

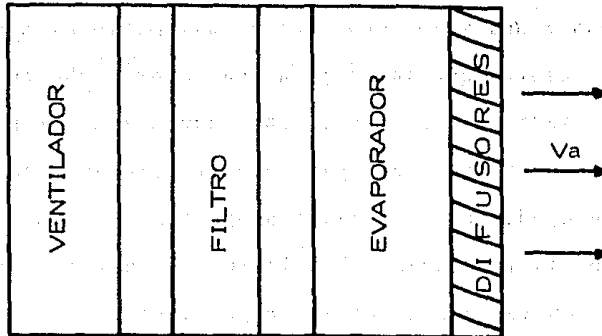
También el arreglo de los tubos del serpentín - ayudan a una mejor convección, así mismo el diseño adecuado de aletas que induzcan a una mayor turbulencia. Todos estos factores se piensa contribuyen a mejorar el coeficiente de convección, para nuestro fin este coeficiente - puede quedar como se había propuesto $h_e = 6 \text{ BTU/ft}^2\text{°F}$, - ya que la finalidad del cálculo fué analizar la discrepancia o convergencia del valor propuesto.



Número medio de Nusselt con respecto a la longitud del tubo, para gases en flujo laminar. (Extractado de "Numerical Solutions for Laminar Flow Heat Transfer in Circular Tubes", por W. M. Kaye, publicado en *Trans. ASME*, Vol. 77, 1955, con permiso de los editores, The American Society of Mechanical Engineers.)

Fig. V.1

VELOCIDAD DEL AIRE A LA SALIDA DEL APARATO ACONDICIONADOR



V_a , Velocidad del aire a la salida del aparato acondicionador

Considerando el área de salida del aire en aprox. 3.6 ft^2 y para un gasto de aire de $G_a = 1107.6 \text{ ft}^3/\text{min}$. - c.f.m.

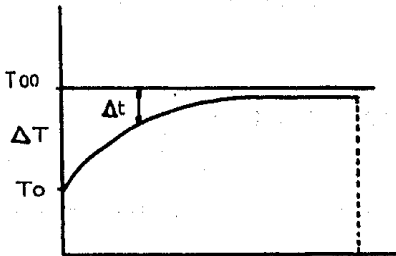
$$G_a = V_a A_{sa} ; V_a = \frac{G_a}{A_{sa}} = \frac{1107.6}{3.6} = 307.6 \text{ ft/min. (5.62 km/h)}$$

La velocidad de salida del aire esta dentro del rango apropiado, que el máximo es de 1200 ft/min . Ref. (1,2)

Influencia de la temperatura de los tubos en -- las aletas del evaporador Ref. (3,5,6).

Se trata ahora de establecer el rango para el --

cual tubo y aleta del evaporador trabajan en condiciones-
 optimas. 0 sea la distancia en la superficie aletada a-
 la cual temperatura de evaporación y ambiente se vuelven-
 iguales (la temperatura de evaporación se vuelve asintota
 de temp. ambiente) se parte de la siguiente condición:



$T_o =$ temp. de evap.

$t_{\infty} =$ temp. ambiente

se supone se opera con un -
 rango del 60%

$$\therefore \Delta t = 0.6 \Delta T$$

$$\frac{t_{\infty} - t}{t_{\infty} - t_o} = e^{-mx} ; e^{-mx} = 0.60$$

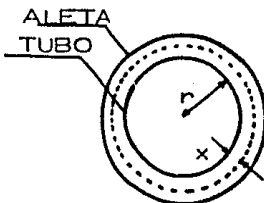
$$m = (\bar{h} P/kA)^{1/2}$$

surge del balance de la --

ecuación de calor.

$$- mx = \ln 0.60 ; - mx = -0.51 ; x = \frac{0.51}{m}$$

para un tubo del serpentín de una pulgada.



ALETA: para fines de cálculo
 se considera circular

$$\text{perímetro } P = 2\pi (r + x)$$

Como primer cálculo se supone una $x = 2''$

$$P = 2\pi (1/2 + 2) / 12 = 1.30 \text{ ft.}$$

para el área:

$$A_m = 2\pi (r + x) e \quad ; \quad e_A = \text{espesor de la aleta} = \\ = 0.002'$$

$$A_m = 2\pi (2.5) (0.002) / 12 = 0.0026 \text{ ft}^2$$

El coeficiente de transferencia de calor exterior es $\bar{h}_e = 6 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}$.

La conductividad del aluminio de las aletas es igual a $k_{AL} = 94.2 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft} \cdot \text{°F}$

$$m = (\bar{h}_e P / kA)^{1/2} = (6(1.3) / 94.2 (0.0026))^{1/2} = \\ = 5.64 \text{ ft}^{-1}$$

$$x = \frac{0.51}{5.62} = 0.09 \text{ ft} = 1.08 \text{ in.}$$

Se había propuesto 2 in., por lo tanto haremos otro cálculo.

Ahora se supone $x = 1 \text{ in.}$

$$P = 2\pi (1.5) / 12 = 0.78 \text{ ft.}$$

$$A = 2\pi (1.5) (0.002) / 12 = 0.0015 \text{ ft}^2$$

$$m = (6(0.078)/94.2 (0.0015))^{1/2} = 5.64 \text{ ft}^{-1}$$

Como se ve m es una constante que sólo variará si se alteran los valores de \bar{h}_e , K ó e_A .

Por lo tanto la X puede quedar en aprox. $X \approx 1$ plg. Y dependiendo de las dimensiones de la aleta 1.66×0.375 .

Se puede esperar que con un número alrededor de 10 tubos se obtendrá un funcionamiento adecuado, además del de lograr que todo el líquido refrigerante se evapore.

Los 10 tubos multiplicados por la longitud de cada tubo (2.2 ft). Del diseño del evaporador nos da una longitud total de $L = 22$ ft.

CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN EL INTERIOR DEL SERPENTIN EVAPORADOR:

Para el calculo de la caída de presión dentro del evaporador, debe tomarse como un caso particular, va que se tienen dos fluidos en contra corriente, uno gas de amoníaco y el otro amoníaco líquido. Esto significa que una parte del tubo alojara líquido y la otra gas.

Para efectos de calculo solo se tomara en cuenta la caida de presion del gas.

Se considerará como superficie de fricción, la del gas con la superficie interior del tubo, no la del gas, con el tubo y el líquido, que nos complicaría el cálculo.

De cálculos anteriores se tiene:

D_i = Diámetro interior del tubo; $D_i = 1.049'' = 0.087'$

A_{pg} = Area de paso del gas ; $A_{pg} = 0.0029 \text{ ft}^2$

DH = Diámetro hidráulico; $DH = 0.085 \text{ ft.}$

L = Longitud total del serpentín $L = 22 \text{ ft.}$

Fórmula caida de presión

$$P = f \frac{L}{DH} \frac{Vg^2}{2g} \quad \text{Ref. (7)}$$

Para tubo 1" nominal ϵ = Rugosidad = 0.006 cm.

$\epsilon = 0.00019 \text{ ft}$

$$\frac{\epsilon}{DH} = \frac{0.00019}{0.085} \quad (\text{rugosidad relativa}) = 0.0022$$

Número de Reynolds.

$$R_d = \frac{VgDH\bar{\rho}}{\bar{\mu}} \quad \text{Ref. (5)}$$

Para efectos de calculo solo se tomara en cuenta la caida de presion del gas.

Se considerará como superficie de fricción, la del gas con la superficie interior del tubo, no la del gas, con el tubo y el líquido, que nos complicaría el cálculo.

De cálculos anteriores se tiene:

D_i = Diámetro interior del tubo; $D_i = 1.049'' = 0.087'$

A_{pg} = Area de paso del gas ; $A_{pg} = 0.0029 \text{ ft}^2$

DH = Diámetro hidráulico; $DH = 0.085 \text{ ft.}$

L = Longitud total del serpentín $L = 22 \text{ ft.}$

Fórmula caida de presión

$$P = f \frac{L}{DH} \frac{Vg^2}{2g} \quad \text{Ref. (7)}$$

Para tubo 1" nominal ϵ = Rugosidad = 0.006 cm.

$$\epsilon = 0.00019 \text{ ft}$$

$$\frac{\epsilon}{DH} = \frac{0.00019}{0.085} \quad (\text{rugosidad relativa}) = 0.0022$$

Número de Reynolds.

$$Rd = \frac{VgDH\bar{\rho}}{\mu} \quad \text{Ref. (5)}$$

$$\bar{\mu}_{\text{gNH}_3} = 0.0242 \text{ lbm/ft h}$$

$$\bar{\rho}_{\text{gNH}_3} = 0.33 \text{ lb/ft}^3 ; \quad \bar{v} = \frac{1}{\bar{\rho}} = 2.95 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

V_g = Velocidad del gas

$$V_g = \frac{\text{gasto}}{\text{área}} = \frac{G_{\text{gNH}_3}}{A_{\text{pg}}}$$

$$G_{\text{gNH}_3} = 54.07 \frac{\text{lb}}{\text{h}} = X \text{ ft}^3/\text{S}$$

$$54.07 \times 2.95 \left(\frac{\text{lb ft}^3}{\text{hr lb}} \right) = 159.7 \text{ ft}^3/\text{h} = 0.044 \text{ ft}^3/\text{S}$$

$$V_g = \frac{0.044 \text{ (ft}^3/\text{sg)}}{0.0029 \text{ ft}^2} = 15.3 \text{ ft/S}$$

$$R_d = \frac{15.3 \times 0.087 \times 0.33}{0.0242/3600} = 63,842$$

Con este valor se entra a la gráfica de Moody - para calcular la f (fricción). FIG. V.2

$$\therefore f \approx 0.026$$

$$\Delta P = 0.026 \frac{22}{0.085} \frac{(15.3)^2}{2(32.2)} = 24.4 \text{ ft de gas de - NH}_3$$

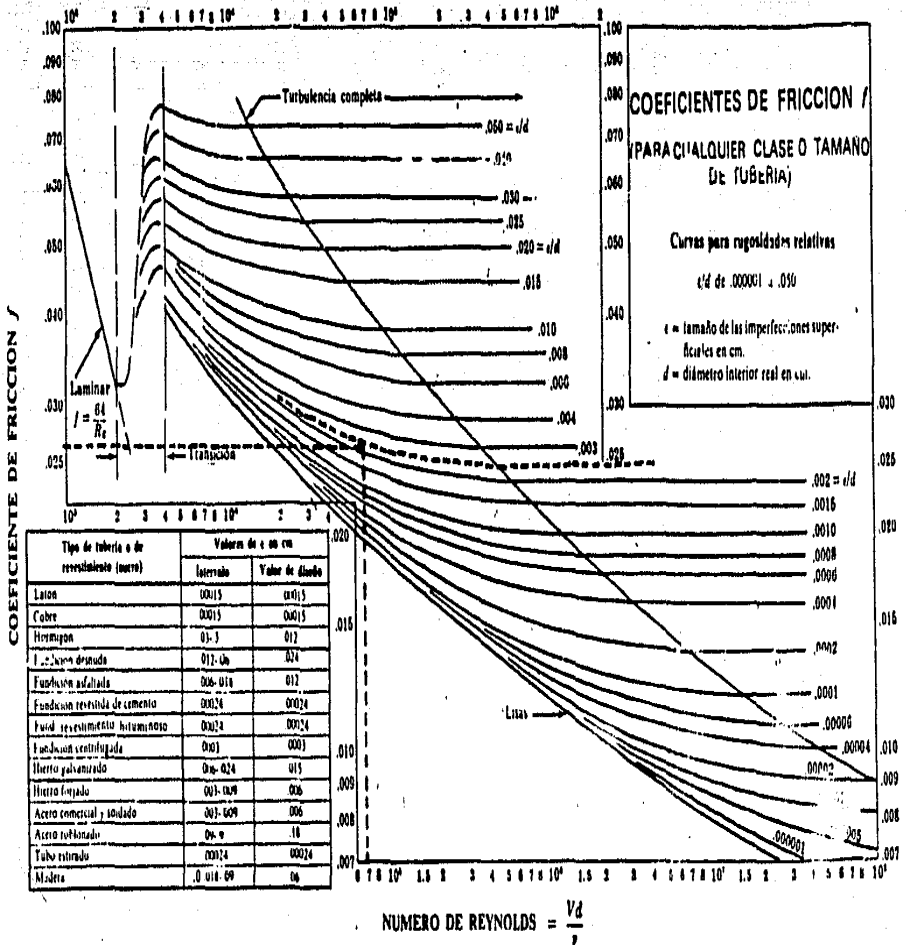


FIG. V.2

$$\Delta P = 24.4 (0.33) \left(\text{ft} \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right) = 8.072 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} = 0.056 \frac{\text{lb}}{\text{m}^2} =$$

$$= (0.0039 \text{ Kg/cm}^2)$$

Caída de presión del aire a través de las aletas del evaporador Ref. (4).

Usando la siguiente fórmula: Ref. (4)

$$\Delta P = \frac{f G_s^2 LP}{5.22 \times 10^{10} \times D_{ev} S \phi_s} \left(\frac{P_{ev}}{ST} \right)^{0.4} \left(\frac{SL}{ST} \right)^{0.6}$$

SIMBOLOGIA:

f = Factor de fricción

Dev = Diámetro volumétrico equivalente para flujo cruzado (ft)

LP = Longitud de la trayectoria (ft)

S = Gravedad específica adimensional

ϕ_s = Cociente de viscosidades $(\mu/\mu_{fw})^{0.14}$ adimensional.

Gs = Masa aire velocidad (lb/h ft²)

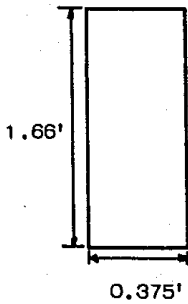
ΔP = Caída de presión (lb/in²)

ST = Distancia entre centros de tubos perpendicular al flujo.

SL = Distancia entre centros de tubos oblicua al flujo.

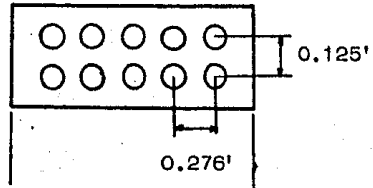
- $\bar{\mu}$ = Viscosidad del aire a la Temp. calorica (lb/ft h).
- $\bar{\mu}_{fw}$ = Viscosidad del aire a la Temp. de la pared (lb/ft h).
- $\bar{\rho}$ = Densidad promedio del aire (dato anterior)

MEDIDAS DE ALETA, TUBO, Y SU ARREGLO

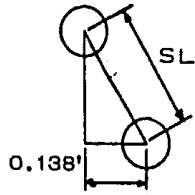
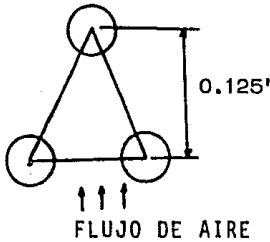


TUBO NOMINAL
de 1" CD 40-
Di = 0.087'
De = 0.109'

ARREGLO TUBOS Y ALETA



ARREGLO DE TUBOS



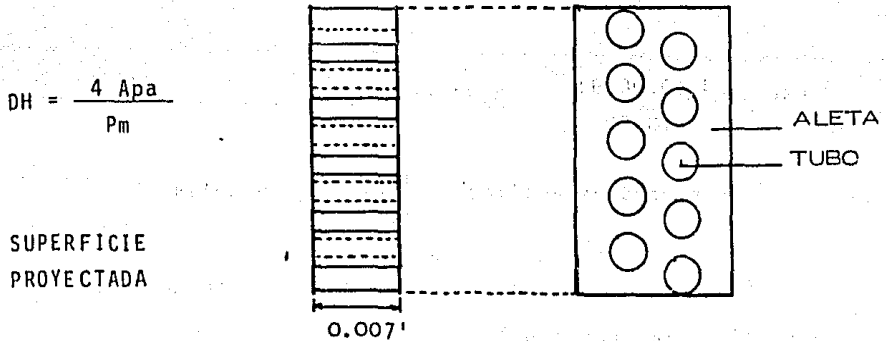
$$SL = \sqrt{0.125^2 + 0.138^2} = 0.186'$$

de datos anteriores:

Rda = 534

Gs = 1525.9 lb/h ft²

Øs = se considerará igual a 1 para facilidad de cálculos.



$$\text{área sup. proy.} = 10(0.109 \times 0.007) = 0.00763 \text{ ft}^2$$

$$\text{área de paso del aire} = (0.007 \times 1.66) - 0.00763$$

$$A_{pa} = 0.00399 \text{ ft}^2$$

P_m = Perímetro mojado, suponiendo se moja un 75% del tubo.

$$P_m = 10(2\pi \times 0.0547) (0.75) = 2.57 \text{ ft.}$$

$$DH = \frac{4 (0.00399)}{2.57} = 0.00619$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{0.00019}{0.00619} = \frac{\epsilon}{DH} = 0.0306$$

$$Dév = \frac{4 \times \text{volumen libre neto}}{\text{Superficie Fricción}}$$

$$\text{Superficie friccional} = P_m \times 0.007$$

$$S.F. = 2.57 \times 0.007 = 0.0179 \text{ ft}^2$$

$$\text{Volumen libre neto (V.L.N.)} = 0.007 (1.66)(0.375)$$

$$= \frac{\pi(0.087)^2}{4} 10(0.007); \text{ V.L.N.} = 0.0039 \text{ ft}^3$$

$$\text{Dév} = \frac{4 (0.0039)}{0.0179} = 0.87 \text{ ft}$$

$$S = \text{gravedad específica} = \frac{0.071}{62.5} = 0.00114$$

Con $R_{da} = 534$; se tiene un coeficiente de fricción para flujo laminar igual a:

$$f = \frac{64}{R_{da}} = \frac{64}{534} = 0.11$$

$$\Delta P = \frac{0.11(1525.9)^2 (0.375)}{5.22 \times 10^{10} (0.87)(0.00114)(1)} \left(\frac{0.87}{0.276} \right)^{0.4} \left(\frac{0.186}{0.276} \right)^{0.6}$$

$$\Delta P = 2.106 \times 10^{-3} \text{ lb/in}^2 = 0.002106 \text{ lb/in}^2 \quad (0.00072 \text{ kg/cm}^2)$$

potencia del ventilador Ref. (2)

$$\text{caballos de aire} \quad A_{hp} = \frac{G_a \text{ Pt}}{6,350}$$

G_a = Gasto de aire en ft^3/min C.F.M.

P_t = Caída de presión en el evaporador (calculada)

+ caída de presión para hacer circular el aire en el cuarto acondicionado.

$$\Delta P = 0.002106 \text{ lb/in}^2 \quad (\text{convertir a pulgs. de agua})$$

La presión de circulación se estima en 2" H₂O -

Ref. (2)

$$P = 0.002106 \text{ lb/in}^2 = 0.303 \text{ lb/ft}^2 \text{ a pulgadas de agua.}$$

$$\text{in. H}_2\text{O} = \frac{0.303}{62.2} \frac{\text{lb/ft}^2}{\text{lb/ft}^3} = 0.0048 \text{ ft H}_2\text{O} = 0.0004 \text{ in H}_2\text{O}$$

$$P_t = 0.0004 + 2.0 = 2.0004 \text{ in H}_2\text{O} \quad (63.5 \text{ mm. H}_2\text{O})$$

$$A_{hp} = \frac{G_a P_t}{6,350}$$

$$G_a = 4654.1 \text{ lb/h} = 77.56 \text{ lb/min} \quad (\text{convertir a ft}^3/\text{min.})$$

$$\bar{\rho} = \text{Densidad del aire } 0.075 \text{ lb/ft}^3 \quad @ \quad 74^\circ\text{F}$$

$$\text{ft}^3/\text{min} = \frac{77.56}{0.075} \frac{\text{lb/min}}{\text{lb/ft}^3} = 1034.2 \text{ ft}^3/\text{min.}$$

$$A_{hp} = \frac{1034.2 \times 2.5004}{6350} = 0.407 \text{ hp.}$$

Un motor de 1/2 H.P. nos proporciona la potencia requerida.

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

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
a	Area de una aleta	ft ²
Aa	Superficie aletada	ft ²
Ahp	Caballos de aire del ventilador	H.P.
Am	Area media de una aleta (tubo aletado)	ft ²
Ap	Area de paso del fluido	ft ²
Apg	Area de paso del gas NH ₃	ft ²
Asa	Area de salida del aire	ft ²
Cp	Calor específico (aire, amoniaco, hidrógeno)	BTU lbm ⁻¹ °F ⁻¹
De	Diámetro exterior del tubo serpentin	ft
Dh = DH	Diámetro Hidráulico	ft
Di	Diámetro interior del tubo serpentin	ft
Dev	Diámetro volumétrico equivalente-flujo cruzado	ft
e	Logaritmo Neperiano	Base 2.8182...
eA	Espesor de una aleta	ft
et	Espesor de la pared del tubo	ft
E.R.	Efecto de refrigeración	BTU lbm ⁻¹
f	Coefficiente de fricción	Adimensional
fe = he	Factor de conductancia de la película exterior	BTU h ⁻¹ ft ⁻² °F ⁻¹

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
$f_i = \bar{h}_i$	Factor de conductancia de la película interior	$\text{BTU h}^{-1} \text{ft}^2 \text{oF}^{-1}$
Ga	Gasto de aire (ventilador)	$\text{ft}^3 \text{min}^{-2}$
g	aceleración de la gravedad	ft s^{-2}
GNH_3	Gasto de amoniaco	lb h^{-1}
S	Velocidad de la masa de aire	$\text{lb h}^{-1} \text{ft}^{-2}$
he	Entalpia del aire exterior	BTU lbm^{-1}
hf	Entalpia del fluido (NH_3)	BTU lb m^{-1}
hg	Entalpia del Gas (NH_3)	BTU lbm^{-1}
hd	Entalpia del aire a la salida de los difusores	BTU lbm^{-1}
hi	Entalpia del aire interior	BTU lbm^{-1}
\bar{h}_e	Coef. de transf. decalor exterior por convección	$\text{BTU h}^{-1} \text{ft}^{-2} \text{oF}^{-1}$
\bar{h}_i	Coef. de transf. de calor interior por convección	$\text{BTU h}^{-1} \text{ft}^{-2} \text{oF}^{-1}$
hm	Entalpia del aire de la mezcla	BTU lbm^{-1}
K	Conductividad térmica del fluido	$\text{BTU h}^{-1} \text{ft}^{-2} \text{oF}^{-1}$
kt	Conductividad térmica de la pared del tubo	$\text{BTU h}^{-1} \text{ft}^{-1} \text{oF}^{-1}$
$L = L_p$	Longitud de la trayectoria del nucleador evaporador a través de la cual pasa el aire.	ft
ln	Logaritmo natural	

SÍMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
ma	Masa de aire movida por el ventilador.	lba h ⁻¹
NA	Número de aletas del evaporador	—
Nū	Número de Nusselt	Adimensional
P	Perímetro	ft
Pm	Perímetro mojado	ft
P \bar{r}	Número de prandtl	Adimensional
Pt	Caida de presión exterior	lb in ⁻²
Ppi	Presión parcial del compuesto	ATM. lb/in ²
Pt	Presión total de la mezcla	ATM. lb/in ²
QA	Capacidad del aparato acondicionador.	BTU/h
R	Relación de la superficie exterior - interior	—
Rd	Número de Reynolds	Adimensional
S	Gravedad específica adimensional	Adimensional
S.F.	Superficie friccional	ft ²
SL	Distancia entre centros de tubo oblicua al flujo	ft
ST	Distancia entre centros de tubos perpendicular al flujo.	ft
tc	Temperatura del fluido condensado (NH ₃)	°F

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
Tae	Temperatura del aire entrada al evaporador	°F
Tas = Tsa = Td	Temperatura del aire de salida del evaporador	°F
te = T∞	Temperatura ambiente exterior	°F
tev = To	Temperatura de evaporación del NH ₃	°F
Tb	Temperatura de la masa principal del fluido	°F
tf	Temperatura de película	°F
ti	Temperatura ambiente interior	°F
tm	Temperatura de la mezcla de aire	°F
tD	Temperatura diferencial	°F
ts	Temperatura de la superficie que toca el fluido	°F
T.N.P.	Toneladas refrigeración promedio	
U	Coefficiente global de transmisión de calor	BTU h ⁻¹ ft ⁻² °F ⁻¹
v	Volumen específico	ft ³ lb ⁻¹
V	Volumen suministrado por el ventilador.	ft ² min ⁻¹
Vg	Velocidad del gas (NH ₃) en el interior del tubo del serpentín.	ft S ⁻¹

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
X	Calidad del gas (NH_3)	%
X	Distancia radial media de la aleta	ft
X_m	Area media de la aleta	ft^2
ΔP	Caida de presión exterior del evaporador	lb in^{-2}
e	Rugosidad	ft
μ	Viscosidad absoluta	$\text{lbm ft}^{-1} \text{s}^{-1}$
ρ	Densidad de masa promedio	lbm ft^{-3}
ϕ_e	Humedad relativa exterior	%
ϕ_i	Humedad relativa interior	%
ϕ_s	Cociente de viscosidades	Adimensional
X	Calidad del gas (NH_3)	%
X_i	Fracción molar	Adimensional

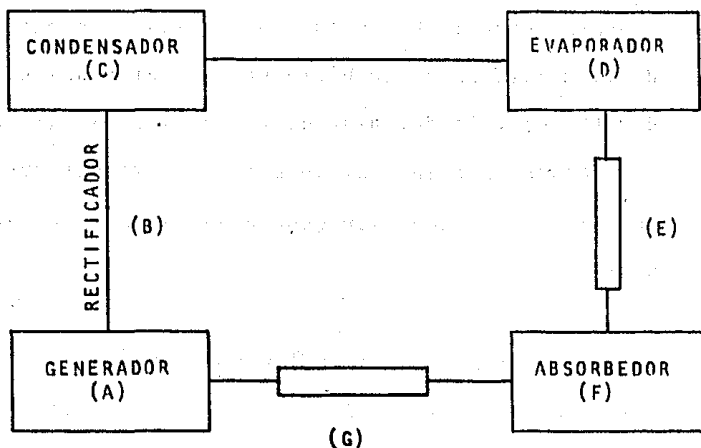
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- (1). Carrier Corporatio. Carrier Air conditioning Co. --
Hand Book of air Conditioning sistem design copy --
Right 1965 N.Y. ma. Graw Hill.
- (2) E. Hdz. Goribar. Fundamentos de aire acondicionado
y refrigeración. Limusa Reimpresión 1965.
- (3) J.P. Holman Heat transfer 2da. edición. 1963.
- (4) D.Q. Kern. Procesos de transferencia de calor, 5ta.
imp. 1972. Editorial CECSA.
- (5) F. Kreith. Principios de transferencia de calor He-
rrero Hnos. 1968.
- (6) W.H. Mc. Adams. Heat transmission 3ra Edición 1954
Mc. Graw Hill.
- (7) R.V. Giles. Mecanica de los flufdos e Hidráulica -
2da. Edición 1969.. Mc. Graw - Hill.

- (8) W.C. Reynolds. Termodinámica Copyright 1967 Mc. --
Graw - Hill.
- (9) G. Van Wylen fundamentos de Termodinámica 2da. Reim
presión 1972. LIMUSA.

3. DISEÑO DEL CAMBIADOR DE CALOR GAS - GAS

Cambiador de calor de tubos concéntricos hidrógeno-amoniaco hidrógeno.



Como se muestra en la figura, el Intercambiador de calor de tubos concéntricos (E) se encuentra entre el evaporador (D) del cual fluye una mezcla gaseosa de amoniaco e hidrógeno, y el absorbedor (F) del cual regresa el hidrógeno hacia el evaporador.

La presencia del hidrógeno en el sistema, se debe a la necesidad de mantener la presión del sistema en equilibrio, es decir, que la presión total del sistema -- (13 kg/cm^2), Se mantendrá constante durante el proceso. La presión parcial del hidrógeno (6 kg/cm^2) compensará -

la del amoniaco (7 kg/cm^2)

CONDICIONES DE DISEÑO

- a). Se fijó la temperatura del hidrógeno al llegar al -- evaporador de 18°C , en función de las temperaturas -- de la mezcla amoniaco hidrógeno al salir del evapora-- dor (24°C) y la del hidrógeno (35°C) a la salida del absorbedor, con lo cual se obtuvo la temperatura de la mezcla amoniaco hidrógeno a la llegada del absor-- bedor.
- b). La masa de hidrógeno se calculó en función de las -- presiones parciales y de la masa del amoniaco (23 -- kg/h).
- c). Se consideró la mezcla gaseosa amoniaco hidrógeno -- fluyendo por la sección anular del cambiador y al hi-- drógeno dentro del tubo central.

DISEÑO

1. Cálculo de la masa de hidrógeno.

$$P_{pH} = 6 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{pNH_3} = 7 \text{ kg/cm}^2$$

$$PT = .13$$

$$P_p = f_v PT \dots\dots\dots 1 \quad \text{Ref. (V)}$$

$$f_v = \frac{V_H}{V_{NH_3}}$$

$$\dot{m}_{NH_3} = 23 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m} = \rho v$$

$$V_{NH_3} = \left(\frac{\dot{m}}{\rho}\right)_{NH_3}$$

$$T_{NH_3} = 24^\circ\text{C}$$

$$\rho_{NH_3} = 5.3 \text{ kg/m}^3$$

$$V_{NH_3} = 4.35 \text{ m}^3$$

$$P_{pH} = f_v P_T$$

$$\therefore f_v = \frac{P_{pH}}{P_T}$$

$$f_v = 0.46$$

$$0.46 = \frac{V_H}{V_{NH_3}}$$

$$\therefore V_H = 0.46 V_{NH_3}$$

$$V_H = 2 \text{ m}^3$$

$$\dot{m}_H = (\rho V)_H$$

$$T_H = 18^\circ\text{C}$$

$$\therefore \rho_H = 0.08 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_H = 0.16 \text{ kg/h}$$

2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor para el hidrógeno.

Datos y Propiedades del Hidrógeno (Ref. V)

$$T_1 = 18^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 35^\circ\text{C}$$

$$\rho = 0.08 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0 \times 10^{-6} \text{ kg/s -m.}$$

$$k_f = 0.11 \text{ kcal/h } m^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0.695$$

$$\dot{m} = 0.16 \text{ kg/h}$$

$$C_p = 3.42 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

Si consideramos que el tubo por donde fluirá el hidrógeno tiene un diámetro nominal de 1.27 cm. (1/2") -- tendremos los siguientes datos para este tipo de tubería.

Diámetro exterior	2.13	cm. = 0.0213 m.
-------------------	------	-----------------

Diámetro interior	1.579	cm. = 0.0157 m.
-------------------	-------	-----------------

Espesor de Pared	0.277	cm. = 0.0277 m.
------------------	-------	-----------------

Area de la sección	1.99	cm ² = 1.99 x 10 ⁻⁴ m ²
--------------------	------	--

a). Cálculo de las velocidades

$$\dot{m} = \rho V A$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

$$v = 10\ 000\ \text{m/h}$$

$$V = 2.77\ \text{m/s}$$

b). Número de Reynolds.

$$Re = \frac{v D \rho}{\mu}$$

$$Re = \frac{2.77 (0.0151) (0.08)}{9 \times 10^{-6}} = \frac{3346 \times 10^{-6}}{9 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 387$$

c). Número de Nusselt

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad \text{Referencia (IV)}$$

$$Nu = 0.023 (387)^{0.8} (0.695)^{1/3}$$

$$Nu = 2.395$$

d). Cálculo del coeficiente de transferencia de calor.

$$Nu = \frac{h f D}{k_f}$$

$$h = \frac{Nu k_f}{D}$$

$$h = \frac{2.395 (0.11)}{0.0157}$$

$$h = 16.78 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor para la mezcla $\text{NH}_3 - \text{H}_2$

Si se considera que la cantidad de amoniaco nos representa solo el 0.7% del total de la mezcla, para efectos del cálculo, solo se tomarán en cuenta las propiedades del amoniaco.

DATOS DEL AMONIACO

$\mu = 8.63 \times 10^{-6} \text{ kg/m s}$
 $C_p = 0.5 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$
 $P_m = 17$
 $X_{\text{NH}_3} = 0.993$
 $\dot{m} = 23 \text{ kg/h}$

DATOS DEL HIDROGENO

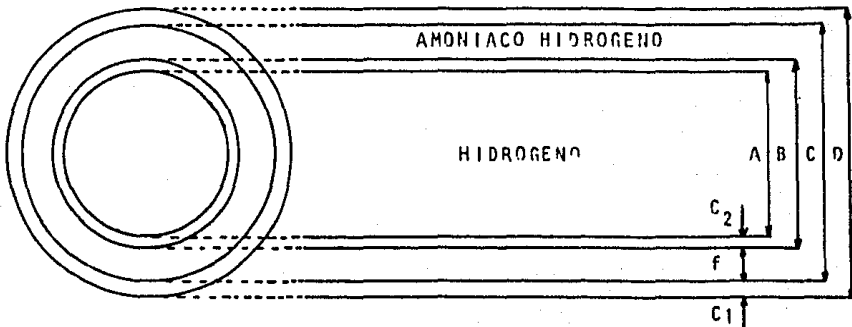
$\mu = 9 \times 10^{-6} \text{ kg/m s}$
 $C_p = 3.42 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C}$
 $P_m = 28$
 $X_{\text{H}_2} = 0.007$
 $\dot{m} = 0.16 \text{ kg/h}$

DATOS Y PROPIEDADES DEL AMONIACO

$T_1 = 24^\circ\text{C}$
 $C_p = 0.51 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$
 $\rho = 5.3 \text{ kg/m}^3$
 $\mu = 9.94 \times 10^{-6} \text{ kg/m s}$
 $k_f = 0.0253 \text{ Kcal/h } \cdot \text{m}^\circ\text{C}$
 $\dot{m} = 23 \text{ kg/h}$

Como lo muestra la figura, la mezcla amoniaco -

hidrógeno, fluir^á a través de la sección anular del cam--
 biador por lo cual se considera el área formada entre el--
 tubo de 1.27 cm. y el de 2.54 cm.



DIMENSIONES

$$a = 1.57 \text{ cm.}$$

$$e_1 = 0.277 \text{ cm.}$$

$$b = 2.13 \text{ cm.}$$

$$e_2 = 0.338 \text{ cm.}$$

$$c = 2.66 \text{ cm.}$$

$$f = c - b/2$$

$$d = 3.34 \text{ cm.}$$

$$f = 0.265 \text{ cm.}$$

El área de la sección anular será.

$$A = A_c - A_b = \pi(1.33)^2 + \pi(1.065)^2$$

$$A = 1.91 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

a) Cálculo de la velocidad.

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

$$V = \frac{23}{5.3 (1.91) \times 10^{-4}} = 2.272 \times 10^{-4} \text{ m/h}$$

$$V = 6.31 \text{ m/s}$$

b). Número de Reynolds

$$Re = \frac{v D \rho}{\mu}$$

$$Re = \frac{6.31 (0.00265) 53}{9.94 \times 10^{-6}} = 8916$$

$$Re = 8916$$

c). Número de Nusselt

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0.023 (8916)^{0.8} (0.00028)^{1/3} = 0.023 (1446) (0.065)$$

$$Nu = 2.16$$

d). Cálculo del coeficiente de transferencia de calor.

$$h = \frac{k_f Nu}{D}$$

$$h = \frac{0.0253 (2.16)}{0.01}$$

$$h = 5.47 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

4. Cálculo de la temperatura del amoniaco al entrar al -
absorbedor.

$$0 = (\dot{m} C_p \Delta T)_{NH_3} = (\dot{m} C_p \Delta T)_{NH_3}$$

$$23 \text{ kg/h} \left(0.5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right) (T - 24) = 0.16 \text{ kg/h}$$

$$\left(3.42 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right) (35 - 18)$$

$$11.5 T - 276 = 9.3$$

$$T = 24.8^\circ\text{C}$$

5. Cálculo de la carga de calor

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T)H$$

$$Q = 9.3 \text{ kcal/h}$$

6. Cálculo del coeficiente total de transferencia de ca-
lor.

$$U = \sum_{i=1}^n R_i$$

$$U = \frac{1}{\frac{e_1}{k_1} + \frac{1}{hH} + \frac{1}{h_{NH_3}} + \frac{e_2}{k_2}}$$

$$K = 71.5 \text{ Kcal/h } m^\circ\text{C para tubería de fe negro}$$

$$U = \frac{1}{\frac{0.00276}{71.15} + \frac{1}{16.78} + \frac{1}{5.47} + \frac{0.00338}{71.5}}$$

$$= \frac{1}{0.000038 + 0.06 + 0.18 + 0.0000472}$$

$$U = \frac{1}{0.24} = 4.16$$

$$U = 4.16 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

7. Cálculo del área y la longitud total

$$Q = U A_T \Delta T_{\log}$$

$$A_T = \frac{Q}{U \Delta T_{\log}}$$

$$\Delta T_{\log} = \frac{(24.8 - 24) - (35 - 18)}{\ln \frac{0.8}{17}} = \frac{0.8 - 17}{\ln 0.047} = \frac{-16.2}{-3.057}$$

$$\Delta T_{\log} = 5.3$$

$$A_T = \frac{9.3}{4.16(5.3)} = \frac{9.3}{22}$$

$$A_T = 0.42 \text{ m}^2$$

$$L_T = \frac{A}{\pi D}$$

$$L_T = \frac{0.42}{\pi (0.0266)}$$

$$L_T = 5.025 \text{ m.}$$

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

SÍMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
A	Area	m^2
Cp	Calor específico	$Kcal - kg^{-1}$
D	Diámetro	m
e	Espesor de Pared	m
fr	Fracción volumétrica	
hf	Coefficiente de transferencia de calor por convección	$Kcal - h^{-1} - m^{-2} - C^{-1}$
h	Entalpia	$Kcal - kg^{-1}$
k	Coefficiente de transferencia de calor por convección.	$kcal - h^{-1} - m^{-1} - C^{-1}$
L	Longitud del intercambiador	m
m	Flujo masico	$kg - S^{-1}$
Nu	Número de Nusselt	_____
Pm	Peso molecular	
Pr	Número de Prandt	_____
P _T	Presión Total	$kg - cm^{-2}$
Pp	Presión parcial	$kg - cm^{-2}$
Q	Carga de calor	$kcal - hr^{-1}$
Re	Número de Reynolds	_____
U	Coefficiente total de transferencia de calor	$kcal - h^{-1} - m^{-2} - C^{-1}$
V	Velocidad promedio	$m - S^{-1}$

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
V	Volumen	m^3
Z	Fracción Mol	
X	Concentración	
ρ	Densidad	$kg - m^{-3}$
μ	Viscosidad	$kg - m^{-1} - s^{-1}$
T	Temperatura	$^{\circ}C$

Los subíndices H (Hidrógeno) y NH_3 (amoníaco) -
indicarán propiedades de cada uno de estos elementos.

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

- I. Crane Co. Chicago, "Flow of Fluids through valves-Fitting and pipes" N.Y. USA, Crane Co. 1973.
- II. R. de Bengoechea, tesis de refrigeración por energía solar Facultad de Ingeniería UNAM. Marzo 1976
- III. Frank Kreith, "Principio de Transferencia de Calor" International Testbook Company, 1968.
- IV. Donald Kern "Procesos de transferencia de Calor, -- CECSA. México, Marzo 1973.
- V. Fundamentos de Química una moderna Introducción -- F. Brescia, J. Arents., H. Meislich, A. Turk Compañía Ed. Continental, S.A. 2a. Imp. México 1970.
- VI. W.C. Reynolds "Termodinámica" Mc.Graw - Hill Book Company. México 1965.

C A P I T U L O V I

DISEÑO DEL ABSORBEDOR Y DEL CAMBIADOR
DE CALOR LIQUIDO - LIQUIDO

1. CONSIDERACIONES GENERALES.

La absorción es el paso de una sustancia de una mezcla gaseosa a una solución líquida.

El equipo empleado para este fin se llama usualmente ABSORBEDOR.

La absorción tiene en si, dos fines: primero, - recoger cantidades pequeñas de un componente valioso que no podría ser separado eficazmente por otro método, y segundo, eliminar cantidades pequeñas de sustancias perjudiciales o por alguna otra razón inconvenientes de una corriente de gases de chimenea.

El absorbedor del presente equipo de aire acon-

dicionado tiene las siguientes finalidades:

- 1) Recoger el gas amoníaco que se ha evaporado precisamente en el evaporador.
- 2) Aumentar la concentración en amoníaco de la solución débil para formar nuevamente la solución fuerte.
- 3) Disipar el calor de absorción.

Existen industrialmente tres tipos de absorbedores. Todos ellos se basan en procurar un mayor contacto íntimo entre las fases gaseosa y líquida:

1. Columnas de Platos. Constan de una serie de bandejas o platos que se acomodan unos encima de otros dentro de un casco. Cada plato contiene cierto número de campanas de burbujeo, según se ve en la figura 1. El gas al pasar por las ranuras de la campana, se rompe en burbujas pequeñas, que dan mayor superficie de contacto. El líquido fluye a través del primer plato y cae al inmediato inferior, por el cual corre en dirección contraria para caer en el plato siguiente.

La columna de absorción con platos, generalmente se prefiere en las grandes instalaciones, por razón de que la eficiencia de los platos es casi independiente del

diámetro de estos y aún es posible que aumente con el mayor diámetro.

2. Columnas empacadas. Contiene cuerpos sólidos que tienen diversas formas, que se colocan al azar en la columna o se distribuyen de manera ordenada. Estos cuerpos interceptan y retardan las corrientes del gas y del líquido que pasan por la torre, dándoles un curso tortuoso a través del relleno. Así se acrecenta la superficie de contacto entre las corrientes y también aumenta la turbulencia de las corrientes parciales.

El primer requisito de un buen empaque es que suministre gran superficie efectiva de contacto entre las fases gaseosa y líquida. Los demás requisitos del empaque de la columna son: que deje gran volumen libre, para que la caída de presión sea moderada, y que tenga poco peso por unidad de volumen, lo que es importante al calcular el cimiento de la torre y a veces también el espesor de la pared de la columna que debe resistir el empuje del empaque. En algunos casos en que se regula la absorción por medio de una reacción química en la fase líquida, es conveniente el estancamiento de gran cantidad de líquido en el empaque, pero en general conviene que la retención sea pequeña, pues esto significa menor contrapresión.

Se han propuesto multitud de formas para el material de empaque, como puede verse en la fig. 2.

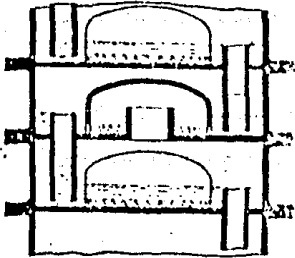


Fig. 1. Columna de platos con campana única.

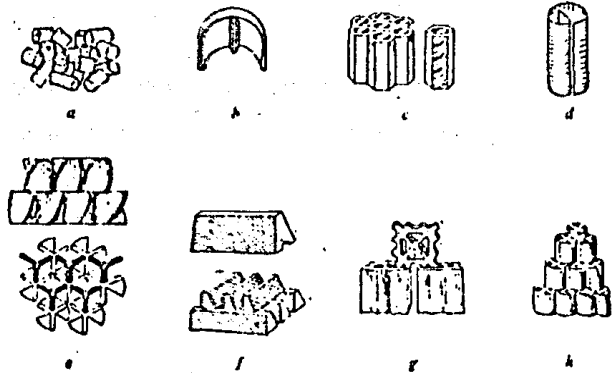


Fig. 2. Tipos de relleno de columnas.

a) anillos de Raschig; b) albardillas de Berl; c) prismas hexahelicoidales; d) anillos de Leasing; e) hélices de Nicholson; f) prismas conifórmicos; g) bloques de Hechobliktner; h) anillos tabicados (17).

3. Tubería Corrugada en formas diferentes. Cumpliendo con el requisito de lograr una superficie grande de contacto entre el gas y la fase líquida, se han ideado absorbedores que son simples bancos de tubos que tienen -

deformaciones en su sección para provocar cierta turbulencia y un buen contacto entre fases.

Tomando en cuenta que se ha pensado en un equipo lo más económico posible, y que el proceso de absorción que es exotérmico, genera gran cantidad de calor y por tanto requiere de bastante superficie de disipación, se ha elegido el último de los equipos.

El absorbedor constará entonces de una serie de tubos con aletas (superficie extendida) unidos entre sí, a manera de un banco de tubos.

El absorbedor constará de dos partes: la primera enfriada por aire, y la segunda, en un tubo concéntrico, enfriada por agua.

El motivo de este tipo de diseño es que se desea obtener una solución fuerte con una concentración de 0.6-kg. SF/kg. sol. A la presión parcial de trabajo de 6.93-Atm., se requiere de una temperatura de 35°C. Debido a que el ambiente está a 35°C (Prom.), sólo se podrá efectuar la disipación térmica total mediante agua de enfriamiento.

Esquema gráfico del absorbedor:

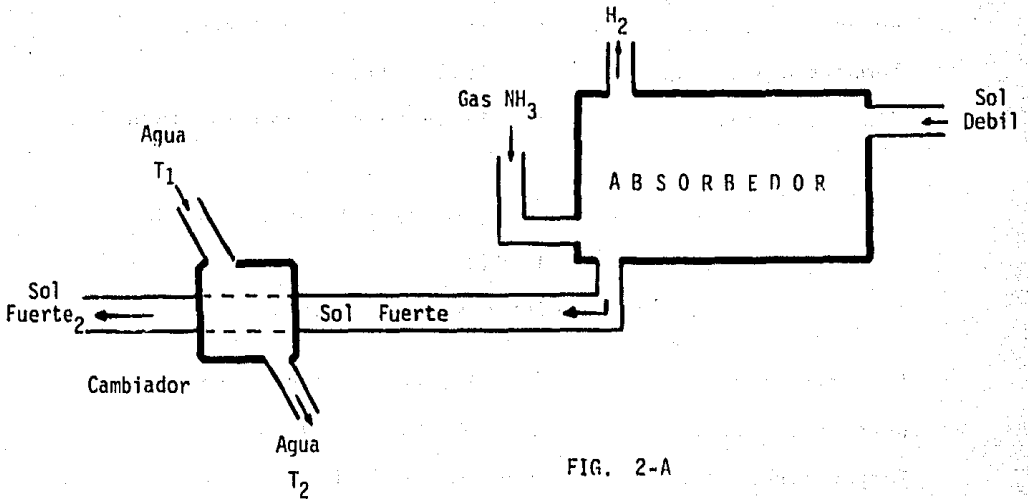


FIG. 2-A

Se ha pensado que, siendo la temperatura promedio del ambiente $35^\circ C$, con la sección aletada del absorbedor se logrará una temperatura aproximada de $38^\circ C$, y para lograr el abatimiento a $35^\circ C$ es conveniente la segunda -- sección, es decir, un tubo concéntrico por el cual circulan a contracorriente Solución Fuerte de un lado, y agua por el otro.

Las partes a trabajar dentro del Absorbedor son:

- 1) Solución Débil. Compuesta de un 45.6% de NH_3 y un 54.4 de H_2O -

Sus características son: Líquido:

concentración $X = 0.456 \text{ kg. NH}_3/\text{kg. de sol.}$
 presión a la salida del-
 generador..... $P = 195.8 \text{ Psia} = 13.3 \text{ Atm.}$
 Temperatura..... $T = 45^\circ\text{C} = 113^\circ\text{F}$
 flujo de masa..... $\dot{m} = 63.89 \text{ kg/h} = 140.558 \text{ lb/h}$

2) Solución Fuerte. Formada de un 60% de NH_3 -
 y de un 40% de H_2O .

Sus características son: líquido:

Concentración..... $X = 0.6 \text{ kg. NH}_3/\text{kg de sol.}$
 presión..... $P = 102 \text{ Psia} = 6.93 \text{ ATM.}$
 Temperatura..... $T = 35^\circ\text{C} = 95^\circ\text{F}$
 flujo de masa..... $\dot{m} = 86.89 \text{ kg/h} = 191.158 \text{ lb/h}$

3) Gas Amoniacado Sobrecalentado. Procedente --
 del evaporador. Se trata de un gas sobrecal-
 entado cuyas características son:

presión..... $P = 102 \text{ Psia} = 6.93 \text{ Atm}$
 Temperatura..... $T = 25^\circ\text{C} = 77^\circ\text{F}$
 flujo de masa..... $\dot{m} = 23 \text{ kg/h} = 54.45 \text{ lb/h}$

4) Gas Hidrógeno. Este gas estará presente --
 dentro del absorbedor, ya que el objetivo es mantener la-
 presión parcial del NH_3 en su nivel bajo, tal y como se -
 ha explicado en capítulos anteriores.

El funcionamiento del absorbedor será el siguiente:

Por la parte superior se introduce la solución débil de amoniaco. Por gravedad irá descendiendo esta solución mientras que por la parte inferior, como se indica en la Fig. (3), se lleva el gas sobrecalentado proveniente del evaporador, para que siga un recorrido contrario - al de la solución débil, es decir que se eleva, y de esta forma en contracorriente y a través de toda la tubería la solución débil se va enriqueciendo con amoniaco.

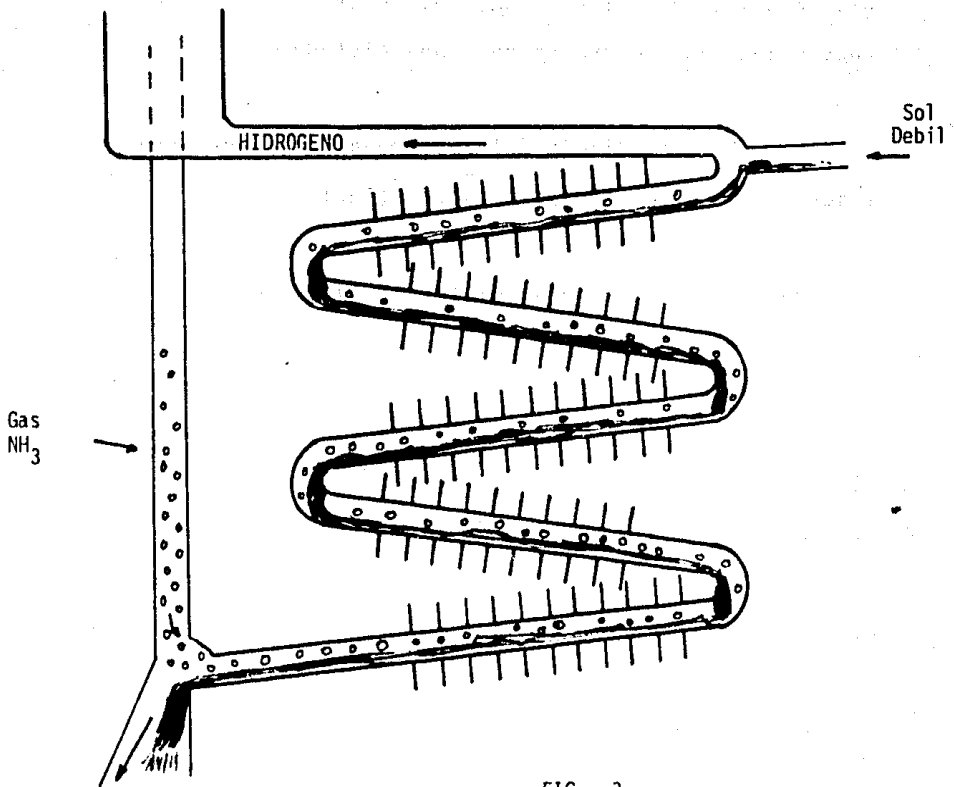


FIG. 3

Entonces el descenso de la solución débil es -- realmente la formación de una solución fuerte que a través de su recorrido por el absorbedor, ha ido adquiriendo o absorbiendo amoniaco hasta cambiar su concentración, de un 45.6% a un 60%.

Por el mismo sitio por el cual se alimenta el gas amoniaco, cae la solución fuerte ya formada.

Durante todo el proceso de absorción se genera gran cantidad de calor, mismo que se trata de retirar por convección libre a través del tubo aletado.

Para el diseño del absorbedor debe pensarse entonces en 4 características esenciales:

- 1). Una buena forma de desalojar el calor generado durante la absorción.
- 2). Un buen diseño de tubos que permita el flujo por gravedad de la solución débil y de la solución fuerte.
- 3). Procurar que el diseño cumpla con el cometido de lograr el mayor contacto posible entre las superficies del líquido y del gas amoniaco.
- 4). Garantizar el regreso del Hidrógeno hacia el evaporador evitando, mediante un sello líquido, su paso hacia el generador.

2. DISEÑO DEL ABSORBEDOR

Cálculo de la Carga de Calor total en el absorbedor.

Se iniciará el diseño teórico del absorbedor -- con el cálculo de la carga de calor que hay que disipar. -- Como se mencionó anteriormente, la absorción de gas amoníaco por la solución débil, para formar la solución fuerte, genera gran cantidad de calor. El valor de ese calor se encontrará mediante las entalpías de cada uno de los componentes que funcionan en el absorbedor. Este valor de entalpia multiplicado por el flujo de masa nos proporciona la cantidad de calor de dicho componente. De ésta manera se puede hacer un balance de calor que resolverá -- cuál es la cantidad de calor que se disipa durante la absorción.

El siguiente paso será el cálculo de la carga -- de calor en el tubo aletado y la carga de calor en el tubo concéntrico, para que en base a estos valores, los coeficientes de transferencia de calor y el incremento de -- temperaturas se obtenga el área de disipación de calor, -- tanto en el tubo con aletas como en el tubo concéntrico -- que emplea agua. Una vez caculado este valor sólo nos restará decidir el diseño mecánico del absorbedor.

Por tanto, procederemos al cálculo de la carga total del absorbedor:

a) Entalpia de la Solución Débil:

Para: $X = 0.456$, $P = 195.8 \text{ Psia} = 13.3 \text{ ATM}$.

De la Fig. VI.1 Ref. (1)

$T = 80^\circ\text{C}$

sería la temperatura de equilibrio, pero como la solución débil se hace pasar por un cambiador de calor que abate su temperatura hasta $T = 45^\circ\text{C} = 113^\circ\text{F}$ el valor de la entalpia es por lo tanto:

$X = 0.456 \quad 45^\circ\text{C}$

$h_{sd} = 27.5 \text{ kcal/kg.} = 49.5 \text{ BTU/lb}$

$p = 13.3 \text{ atm}$

Para obtener la carga de calor total de la solución débil sustituimos valores en:

$$Q_{sd} = \dot{m}_{sd} \times h_{sd}$$

$$Q_{sd} = 140.558 \text{ lb/h} \times 49.5 \text{ BTU/lb}$$

$$Q_{sd} = 6957.6 \text{ BTU/h}$$

b) Entalpia de la solución fuerte:

Para $X = 0.6$, $P = 102 \text{ Psia} = 6.93 \text{ Atm}$ y

$T = 35^\circ\text{C} = 95^\circ\text{F}$

Se toman 35°C como la temperatura de salida de la solución fuerte, ya que se considerará enfriamiento hacia el ambiente. Este punto se discutirá más adelante.

De la misma Fig. VI.1

$X = 0.6$ 35°C

$h_{sf} = 31.25 \text{ kcal/kg} = 56.25 \text{ BTU/lb}$

$P = 6.93 \text{ Atm}$

Y como en el caso anterior la entalpia total de la solución fuerte es:

$$Q_{sf} = \dot{m}_{sf} \times h_{sf}$$

$$Q_{sf} = 191.158 \text{ lb/h} \times 56.25 \text{ BTU/lb}$$

$$Q_{sf} = 10752.637 \text{ BTU/h}$$

c) Calor del NH_3 Sobrecalentado

Al absorbedor entran gas de NH_3 sobrecalentado junto con H_2 . Durante la absorción el gas NH_3 es absorbido por la solución débil, generándose calor. El hidrógeno queda libre y regresa hacia el evaporador. Para es-

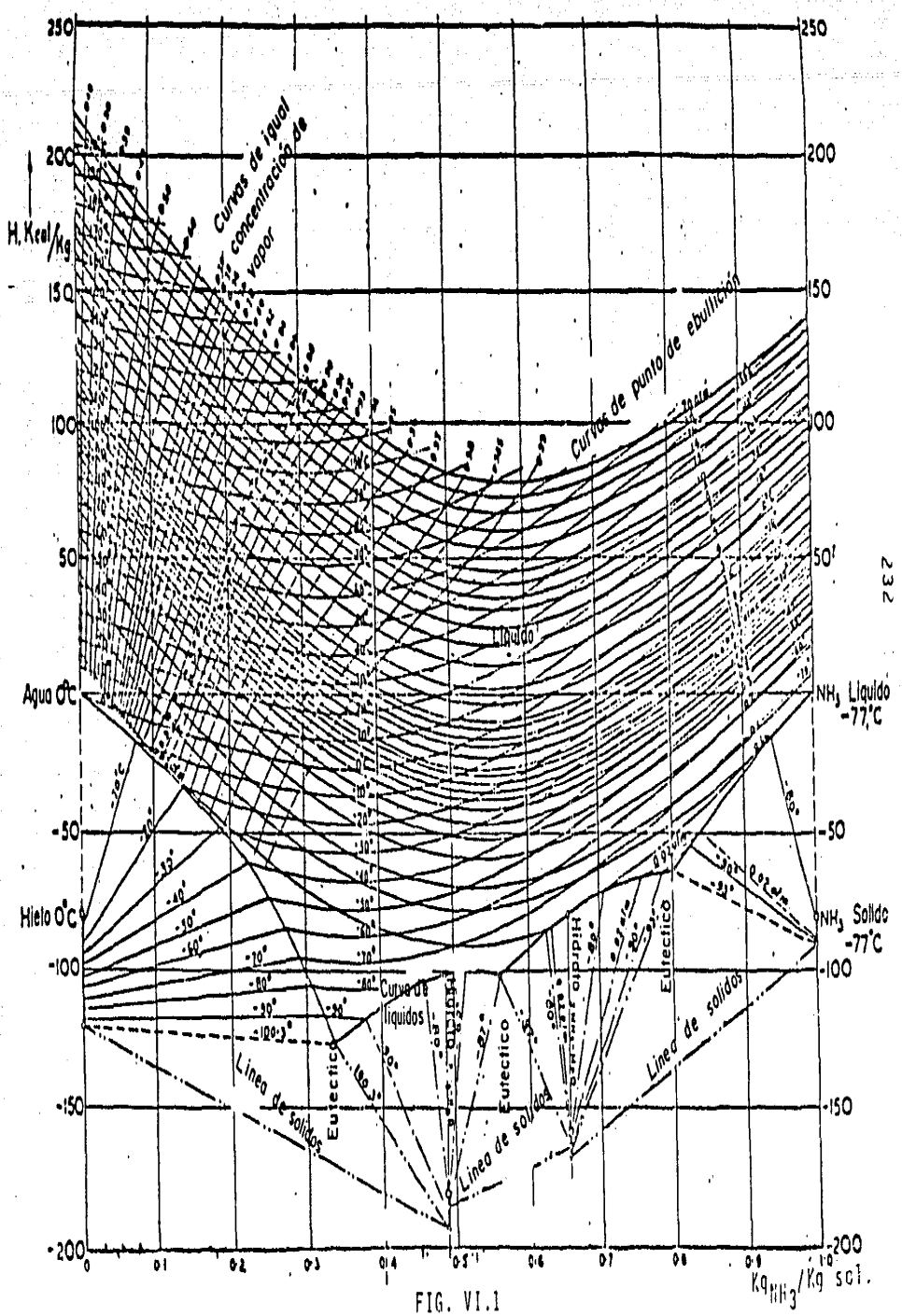


FIG. VI.1

te caso se considerará únicamente el calor del NH_3 sobrecalentado por ser muy superior en valor al del Hidrógeno-que es despreciable.

Para: $T = 25^\circ\text{C} = 77^\circ\text{F}$ y $\bar{P}_{\text{NH}_3} = 102 \text{ Psia} = 6.93 \text{ Atm}$

De tablas de NH_3 sobrecalentado Ref. (1)

$$h = 704.4 \text{ BTU/lb}$$

y como en casos anteriores:

$$Q_{\text{NH}_3} = \dot{m}_{\text{NH}_3} \times h_{\text{NH}_3}$$

$$Q_{\text{NH}_3} = 54.45 \text{ lb/h} \times 704.4 \text{ BTU/lb}$$

$$Q_{\text{NH}_3} = 38\,354.58 \text{ BTU/h}$$

Con estos datos se procede al balance de calor-para obtener el calor que se genera durante el proceso de absorción y que va a determinar el diseño del absorbedor.

Balance de calor

$$Q_{\text{sd}} + Q_{\text{NH}_3} = Q_A + Q_{\text{sf}} \quad \text{de donde:}$$

$$Q_A = Q_{\text{sd}} + Q_{\text{NH}_3} - Q_{\text{sf}}$$

Sustituyendo valores:

$$Q_A = 6\,957.621 + 38\,354.58 - 10\,752.63 \quad (\text{BTU/h})$$

$$Q_A = \text{Calor generado en el absorbedor} = 34\,559.564 \text{ BTU/h}$$

$$Q_A = 8705.1798 \text{ Kcal/h}$$

Con el balance de calor anterior se determinó - la carga de calor total que se libera durante la absorción del gas amoníaco. Sin embargo, para el diseño de los cambiadores de calor de tubo aletado y tubo concéntrico es - necesaria la carga de calor que se libera en cada uno de - estos cambiadores.

De esta manera, el siguiente paso será la obtención, a través de los datos conocidos, de las cargas de - calor de ambas secciones.

Ayudados de los esquemas gráficos de cada cambiador se pueden plantear cada uno de los elementos, conocidos o no que intervienen durante la absorción, así, - en la sección de tubo aletados tenemos las siguientes entradas y salidas

ENTRA SOL DEBIL	SALE SOL FUERTE
P = 13 ATM	T = 38°C
T = 45°C	P = 6.93 ATM
X = 0.456	m
mSD	h SF ₁
hSD	X SF ₁

ABSORBEDOR
PRIMERA SECCION
TUBO ALETADO

Entra Sol Debil
(Características)

$P = 13 \text{ ATM}$

$T = 45^\circ \text{C}$

$X = 0.456$

msd

hsd

Se libera una
Carga de Calor

Q_{R1}

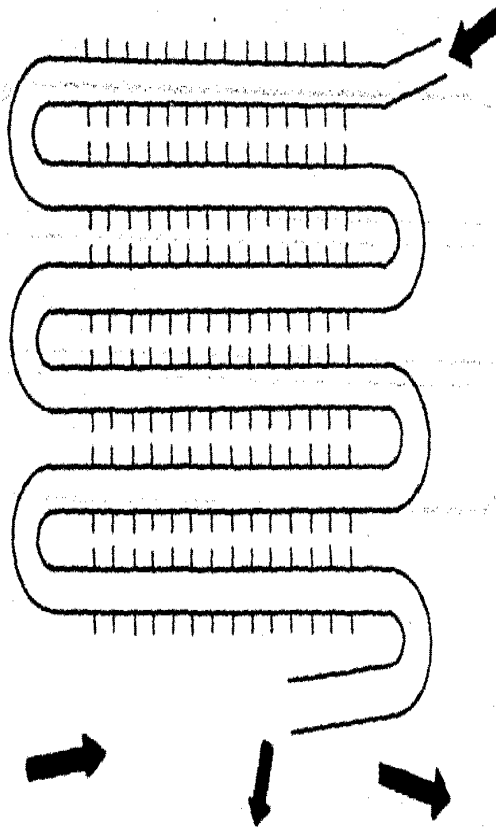


FIG. 3 - B

Entra Gas Amoniaco
(Características)

$T = 25 \text{ C}$

$P = 6.93 \text{ ATM}$

m_{NH_3}

n_{NH_3}

Salen Gas Amoniaco
(Características)

m_{NH_3}

n_{NH_3}

$T = 38 \text{ C}$

$P = 6.93 \text{ ATM}$

Salen Sol Fuerte

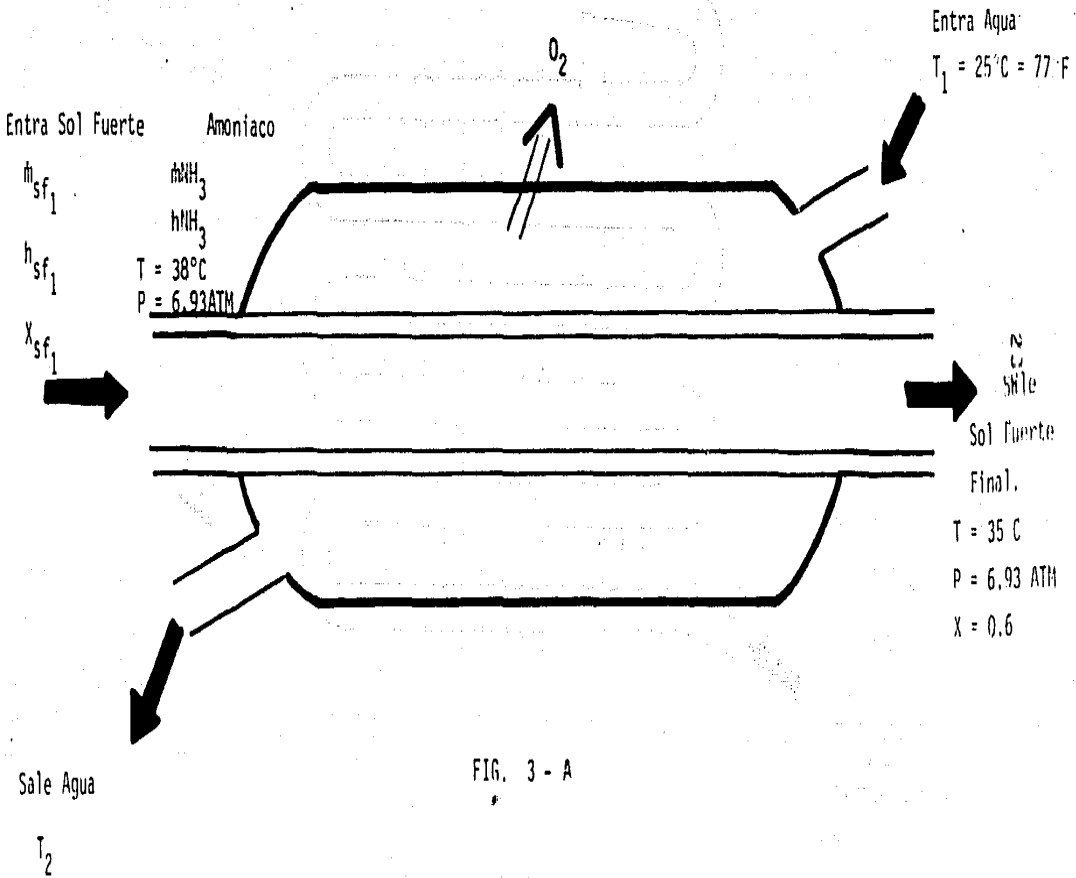
(Características)

$T = 38^\circ \text{C}$

$P = 6.93 \text{ ATM}$

hf_1, xf_1, msf_1

ABSORBEDOR SEGUNDA SECCION
 TUBO CONCENTRICO ENFRIADO POR AGUA



ENTRA GAS NH_3

$$T = 25^\circ\text{C}$$

$$P = 6.93 \text{ ATM}$$

$$h_{\text{NH}_3} = 704.4 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} = 23 \text{ kg/h}$$

SALE SOL FUERTE

$$T = 38^\circ\text{C}$$

$$P = 6.93 \text{ ATM}$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3}$$

$$h_{\text{NH}_3}$$

De donde obtendremos Q_{A_1}

En la sección de tubos concéntricos las entra--
das y salidas son:

ENTRA

SALE

AGUA $T_1 = 25^\circ\text{C}$

AGUA T_2

$$\text{SF}_1 \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{\text{SF}_1} \\ h_{\text{SF}_1} \\ X_{\text{SF}_1} \end{array} \right.$$

$$\text{SF} \left\{ \begin{array}{l} T = 35^\circ\text{C} \\ P = 6.93 \text{ ATM} \\ X = 0.6 \end{array} \right.$$

$$\text{NH}_3 \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{\text{NH}_3} \\ h_{\text{NH}_3} \\ T = 38^\circ\text{C} \\ P = 6.93 \text{ ATM} \end{array} \right.$$

En seguida aplicaremos un balance de masa total a nuestros sistemas por lo tanto:

De estos sistemas se conocen:

\dot{m}_{SD} También se conocen la T y la P a la salida del tubo aletado, con lo cual
 \dot{h}_{SD} T
P
 \dot{X}_{SD} y en tablas se tiene:

\dot{m}_{NH_3} $X_{SF_1} = 0.57$ $h_{SF_1} = 35 \text{ Kcal/kg.}$
T $= 63 \text{ BTU/lb}$
 \dot{h}_{NH_3} P $\dot{h}_{NH_3(1)} = 550.2 \text{ BTU/lb}$

\dot{m}_{SF} Por consiguiente se desconocen:
 \dot{h}_{SF} T
P \dot{m}_{SF_1} y $\dot{m}_{NH_3(1)}$
 \dot{X}_{SF}

Para llevar a cabo el diseño es necesario conocer las incógnitas y tener los elementos de diseño de ambas secciones.

Procederemos a hacer los balances de masa - energía:

Balances en el cambiador aletado:

Balance de masa total:

$$\dot{m}_{SD} + \dot{m}_{NH_3} = \dot{m}_{SF_1} + \dot{m}_{NH_3(1)} \quad \text{----- (1)}$$

Balace de masa de NH_3

$$\dot{m}_{\text{SD}} \cdot X_{\text{SD}} + \dot{m}_{\text{NH}_3} = \dot{m}_{\text{SF}_1} \cdot X_{\text{SF}_1} + \dot{m}_{\text{NH}_3(1)} \quad \text{-----} \quad (2)$$

Se tienen por lo tanto 2 ecuaciones con dos incógnitas (\dot{m}_{SF_1} y $\dot{m}_{\text{NH}_3(1)}$)

Resolviendo el sistema por el método de sustitución:

$$\dot{m}_{\text{SF}_1} = \dot{m}_{\text{SD}} + \dot{m}_{\text{NH}_3} - \dot{m}_{\text{NH}_3(1)} \quad \text{-----} \quad (3)$$

sustituyendo (3) en (2):

$$\dot{m}_{\text{SD}} X_{\text{SD}} + \dot{m}_{\text{NH}_3} = (\dot{m}_{\text{SD}} + \dot{m}_{\text{NH}_3} - \dot{m}_{\text{NH}_3(1)}) X_{\text{SF}_1} + \dot{m}_{\text{NH}_3(1)}$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3(1)} (1 - X_{\text{SF}_1}) = \dot{m}_{\text{SD}} X_{\text{SD}} + \dot{m}_{\text{NH}_3} - X_{\text{SF}_1} (\dot{m}_{\text{SD}} + \dot{m}_{\text{NH}_3})$$

Aplicando los valores conocidos.

$$\dot{m}_{\text{NH}_3(1)} = \frac{63.89 \times 0.456 + 23 - 0.57 (63.89 + 23)}{1 - 0.57}$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3(1)} = 6.06 \quad \text{kg/h}$$

Por tanto

$$\dot{m}_{\text{NH}_3(1)} = 6.06 \text{ kg/h} = 13.31 \text{ lb/h}$$

$$\dot{m}_{\text{SF}_1} = 80.84 \text{ kg/h} = 177.84 \text{ lb/h}$$

$$\text{ya que: } \dot{m}_{SF_1} = 63.89 + 23 - 6.06 = 80.84 \text{ kg/h}$$

Una vez conocidas todas las masas, composiciones y entalpías de todas las corrientes, es posible llevar a cabo, balances de calor en cada sección del absorbedor para así saber, la carga térmica a disipar en cada sección y estar en condiciones de llevar a cabo los diseños. Por consiguiente:

Balance de Calor en el tubo Aletado:

$$\dot{m}_{SD} \cdot h_{SD} + \dot{m}_{NH_3} \cdot h_{NH_3} = \dot{m}_{SF_1} \cdot h_{SF_1} + \dot{m}_{NH_3(1)} \cdot h_{NH_3(1)} + Q_{A_1} \quad (4)$$

Donde:

Q_{A_1} = Calor a disipar en el tubo aletado.

Balance de calor en el tubo enfriado por agua:

$$\dot{m}_{SF_1} \cdot h_{SF_1} + \dot{m}_{NH_3(1)} \cdot h_{NH_3(1)} = \dot{m}_{SF} \cdot h_{SF} + Q_{A(2)} \quad (5)$$

donde:

$Q_{A(2)}$ = Calor a disipar con agua.

Entonces si despejamos $Q_{A(1)}$ de la ecuación -- (4) y sustituimos valores obtenemos:

$$\begin{aligned} Q_{A(1)} &= 140.55 \text{ lb/h} \cdot 49.5 \text{ BTU/lb} + 54.45 \text{ lb/h} \cdot 704.4 \text{ BTU/lb} \\ &- 177.84 \text{ lb/h} \cdot 63 \text{ BTU/lb} - 13.31 \text{ lb/h} \cdot 550.2 \text{ BTU/lb} \end{aligned}$$

$$Q_{A(1)} = 69.57 \cdot 62 + 38354.58 - 11204.42 - 7323.16$$

$$\underline{Q_{A(1)} = 26\,748.61 \text{ BTU/h}}$$

Haremos lo mismo en la ecuación (5) en la cual se despejará el valor de $Q_{A(2)}$

$$Q_{A(2)} = 177.84 \text{ lb/h} \cdot 63 \text{ BTU/lb} + 13.31 \text{ lb/h} \cdot 550.2 \text{ BTU/lb} \\ - 191.15 \text{ lb/h} \cdot 56.25 \text{ BTU/lb}$$

$$Q_{A(2)} = 11204.42 \text{ BTU/h} + 7323.16 \text{ BTU/h} - 10752.63 \text{ BTU/h}$$

$$\underline{Q_{A(2)} = 7774.949 \text{ BTU/h}}$$

Como verificación sumaremos $Q_{A(1)}$ y $Q_{A(2)}$

$$Q_{A(1)} + Q_{A(2)} = Q_A$$

$$26\,748.61 \text{ BTU/h} + 7774.94 \text{ BTU/h} = 34\,523.55 \text{ BTU/h}$$

En la siguiente sección se centrarán los cálculos al diseño del equipo por tanto tenemos que para el tubo aletado corresponde lo siguiente:

CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR U

Coefficiente de transferencia de calor por convección (interior) h_1

El siguiente paso es el cálculo de la superficie requerida para que el absorbedor retire la cantidad de calor Q_A que se calculó en la sección anterior.

Para encontrar el valor de este coeficiente se seguirá la teoría de convección para un fluido dentro de un cilindro hueco.

Se determinará el Número o Módulo de Reynolds para saber si el fluido interior es turbulento o laminar. Como por una misma sección del tubo puede estar fluyendo solución débil o solución fuerte, se efectuará el cálculo para cada caso, habiendo de decidir para el número de Reynolds mayor. En ambos casos se supondrá una geometría del tubo de:

Tubo 3/4 Ø Nominal	$D_i = 0.824 \text{ pulg.} = 0.0687 \text{ pies}$
Cédula 40	$D_e = 1.05 \text{ pulg.} = 0.0875 \text{ pies}$

Ahora bien, se sabe que:

$$Re = \frac{G D}{\mu}$$

Ref. (1)

Para la solución débil y la solución fuerte se está trabajando con mezclas, por tanto el valor de μ tendrá que ser calculado de diferente forma, y para ello se empleará las siguientes fórmulas. Ref. (1)

$$\mu^{1/3}_{\text{mezcla}} = \bar{x}_{\text{NH}_3}^{1/3} \mu_{\text{NH}_3}^{1/3} + \bar{x}_{\text{H}_2\text{O}}^{1/3} \mu_{\text{H}_2\text{O}}^{1/3}$$

$$\bar{x}_{\text{NH}_3} = \frac{n_{\text{NH}_3}}{n_{\text{mezcla}}} \quad \text{Fracción mol de NH}_3$$

$$\bar{x}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{mezcla}}} \quad \text{Fracción mol de H}_2\text{O}$$

$$n = \frac{\text{concentración}}{\text{Peso Molecular}}$$

Obtención de la viscosidad μ para la Solución -

Débil:

$$n_{\text{NH}_3} = \frac{x}{\text{Peso Mol.}} = \frac{0.456}{17} = 0.0268$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{x}{\text{Peso Mol.}} = \frac{0.544}{18} = 0.0302$$

$$n_{\text{sd}} = 0.0268 + 0.0302 = 0.057$$

$$\bar{x}_{\text{NH}_3} = \frac{n_{\text{NH}_3}}{n_{\text{mezcla}}} = \frac{0.0268}{0.057} = 0.47$$

$$\bar{x}_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{mezcla}} = \frac{0.0302}{0.057} = 0.52$$

Para: $T = 45 + 273 = 318^\circ\text{K}$

$$\mu_{NH_3} = 10.8667 \times 10^{-6} \text{ kg/m s} \quad \text{Ref. (3)}$$

$$= 7.280 \times 10^{-6} \text{ lb/pie s} = 0.018 \text{ cp}$$

para: $T = 45^\circ\text{C} = 113^\circ\text{F}$

$$\mu_{H_2O} = 5.96 \times 10^{-4} \text{ kg/m s}$$

$$= 3.99 \times 10^{-4} \text{ lb/pie s} = 0.55 \text{ cp}$$

y con estos valores finalmente se obtiene:

$$\mu_{sd} = 0.47 \left(7.280 \times 10^{-6} \right)^{1/3}$$

$$+ 0.52 \left(3.993 \times 10^{-4} \right)^{1/3}$$

$1/3$

$$\mu_{sd} = 0.0091 + 0.038$$

$1/3$

$$\mu_{sd} = 0.048$$

por tanto:

$$\mu_{sd} = 1.111 \times 10^{-4} \text{ lb/pie s}$$

Obtención de la viscosidad para la solución fuerte.

$$n_{\text{NH}_3} = \frac{X}{\text{Peso Molecular}} = \frac{0.6}{17} = 0.03$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{X}{\text{Peso Molecular}} = \frac{0.4}{18} = 0.02$$

$$n_{sf} = n_{\text{NH}_3} + n_{\text{H}_2\text{O}} = 0.03 + 0.02$$

$$n_{sf} = 0.057$$

$$\bar{x}_{\text{NH}_3} = \frac{n_{\text{NH}_3}}{n_{\text{mezcla}}} = \frac{0.03}{0.057} = 0.61$$

$$\bar{x}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{mezcla}}} = \frac{0.02}{0.057} = 0.38$$

Para: $T = 38 + 273 = 311^\circ\text{K}$

$$\mu_{\text{NH}_3} = 10.53 \times 10^{-6} \text{ kg/m s} \quad \text{Ref. (3)}$$

$$\mu_{\text{NH}_3} = 7.05 \times 10^{-6} \text{ lb/pie s}$$

Para: $T = 38^{\circ}\text{C} = 100.4^{\circ}\text{F}$

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}} = 7.23 \times 10^{-4} \text{ kg/m s}$$

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}} = 4.84 \times 10^{-4} \text{ lb/pie s}$$

y finalmente:

$$\mu_{\text{sf}} = 0.6139 (7.055)^{1/3} + 0.386 (4.84 \times 10^{-4})^{1/3}$$

$$1/3$$

$$\mu_{\text{sf}} = 0.0421142 \quad \text{Por tanto:}$$

$$\mu_{\text{sf}} = 7.46 \times 10^{-5} \text{ lb/pie s}$$

Ya contando con estos datos, se puede pasar al cálculo de los Números de Reynolds. Para la solución débil:

$$\text{Re} = \frac{G D}{\mu}, \quad G = \frac{\dot{m}}{A}$$

$$\text{Area} = A = \pi r^2 = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

$$\text{Area} = \frac{3.1416 (0.824)^2}{4} = 0.533 \text{ pulg.}^2$$

$$G_{\text{sd}} = \frac{0.039 \text{ lb/s}}{0.533 \text{ pulg.}^2}$$

G_{sd} = Rapidez de masa o rapidez de flujo de la solución débil por unidad de área.

$$G_{sd} = 0.07317 \text{ lb/pulg.}^2 \text{ s}$$

Y por tanto los números de Reynolds son los siguientes:

Para la Solución Débil:

$$Re_{sd} = \frac{0.073 \text{ lb/pulg}^2 \text{ s} \times 0.824 \text{ pulg.}}{\left(\frac{1}{12}\right) 1.11 \times 10^{-4} \text{ lb/pulg. s}}$$

$$Re_{sd} = 6512.1$$

Este valor se encuentra comprendido en el dominio de los flujos de régimen de transición.

Para la Solución Fuerte:

$$Re_{sf} = \frac{0.099 \text{ lb/s} \text{ pulg.}^2 \times 0.824 \text{ pulg.}}{\left(\frac{1}{12}\right) 7.46 \times 10^{-5} \text{ lb/pulg. s}}$$

puesto que para este caso el valor de G_{sf} resultó ser:

$$G_{sf} = \frac{0.053 \text{ lb/s}}{0.533 \text{ pulg}^2}$$

$$G_{sf} = 0.099 \text{ lb/s} \text{ pulg}^2$$

Finalmente, el Reynolds de la solución fuerte es:

$$Re_{sf} = 13\ 180.05$$

cae dentro de los flujos con régimen Turbulento. De esta forma, casi resulta obvia la decisión del Número de Reynolds a emplear. Por tanto, y puesto que se carecen de fuentes para el cálculo más exacto de esta dimensión, será el Reynolds de la Solución Fuerte el que se emplee para proseguir con el diseño.

Una vez tomada esta decisión, el siguiente paso es encontrar el Coeficiente de Transferencia de Calor, -- que se ha llamado h_1 :

Se usará la siguiente Correlación, tomada de la Referencia (3).

$$Nu = \frac{h_1 D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

donde: Nu = Número o Módulo de Nusselt.

D_i = Diámetro Interior

K. = Conductividad Térmica del líquido

Pr = Número o Módulo de Prantl.

n = Constante que adopta los siguientes valores:

$n = 0.4$ Para calentamiento

$n = 0.3$ Para enfriamiento

Para este caso en particular, la fórmula resulta:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

Para la obtención del valor de Pr de la mezcla se procede de la siguiente manera:

$$Pr_{sf} = \bar{x}_{NH_3} Pr_{NH_3} + \bar{x}_{H_2O} Pr_{H_2O}$$

según la Referencia (2)

Como se obtuvo anteriormente para la solución -

Fuerte:

$$\bar{x}_{NH_3} = 0.6139$$

$$\bar{x}_{H_2O} = 0.386$$

Para: $T = 38^\circ C = 38 + 273 = 311^\circ K$

$$Pr_{NH_3} = 0.886$$

Ref. (3)

Para: $T = 45^\circ C = 113^\circ F$

$$Pr_{H_2O} = 3.92$$

Sustituyendo valores:

$$Pr_{sf} = 0.6139 (0.886) + 0.386 (3.92)$$

$$Pr_{sf} = 2.05$$

Con este dato se puede calcular el Número de Nu_{sselt} :

$$Nu = 0.023 (13\ 180.05)^{0.8} \times (2.05)^{0.3}$$

$$Nu = 135.05$$

Entonces si de la ecuación:

$$Nu = \frac{\bar{h}_c D}{K}$$

Despejamos: $\bar{h}_c = h_1$

$$h_1 = \frac{Nu K}{D_i}$$

El valor de k (conductividad térmica del líquido) es un valor representativo de una mezcla y entonces - tendrá que ser calculado mediante la siguiente fórmula, -
Ref. (2)

$$K_{sf} = K_1 W_1 + K_2 W_2 - 0.72 (K_2 - K_1) (W_1 W_2).$$

Donde: W = Fracción Molar

Para el caso de la Solución Fuerte, donde:

$X = 60\%$ tenemos:

$$W_1 = W_{NH_3} = 0.6139$$

$$W_2 = W_{H_2O} = 0.386$$

Para $T = 38^\circ C = 311^\circ K$

Ref. (3)

$$k_1 = K_{NH_3} = 0.0255 \text{ Watts/m } ^\circ C$$

Para: $T = 45^\circ C = 113^\circ F$

$$K_2 = K_{H_2O} = 0.6391 \text{ w/m } ^\circ C$$

Sustituyendo valores:

$$K_{sf} = 0.0255 (0.6139) + 0.6391 (0.386) \\ - 0.72 (0.6391 - 0.0255) (0.6139 \times 0.386)$$

$$K_{sf} = 0.157647 \text{ w/m } ^\circ C \quad \text{o bien:}$$

$$k_{sf} = 0.09 \text{ BTU/h pie } ^\circ F$$

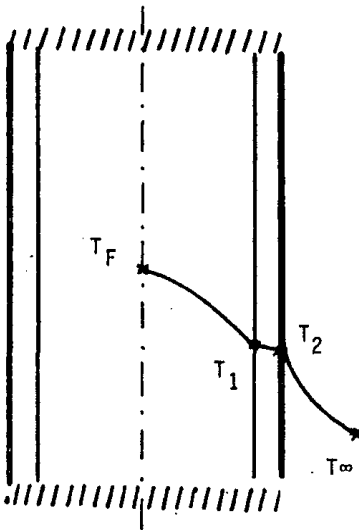
Con este dato se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección: h_1

$$h_1 = 135.056 = \frac{0.09112 \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F}}{0.06867 \text{ pies}}$$

$$h_1 = 179.21 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Ca
lor por Convección (exterior) h_2

Una vez que se ha obtenido el Coeficiente de -
Transferencia de calor h_1 , se pasa al cálculo del coe-
ficiente de transferencia exterior h_2 , para lo cual --
se cuenta con los siguientes datos:



$$T_f = 45^\circ\text{C} = 113^\circ\text{F}$$

$$h_1 = 179.21 \text{ BTU/h } \cdot \text{pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_\infty = 35^\circ\text{C} = 95^\circ\text{F}$$

de la Referen-
cia (3) el valor de k (Con-
ductividad Térmica) para --
hierro al 0.5% de Carbono:

$$K = 31.22 \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F}$$

$$K = 54 \text{ watts/m } ^\circ\text{C}$$

FIG. 4

Con estos valores y con los datos inicialmente
conocidos se aplicará el método de iteraciones para ha-
llar un valor de h_2 . Se presentan a continuación las -

dos últimas iteraciones:

Para un valor de la Temperatura de la pared --
del tubo que se supondrá:

$$T_1 = 44.92765 \text{ } ^\circ\text{C} = 112.869 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Se calcula el calor por unidad de longitud

$$q/L = h_1 \pi D_i (T_f - T_i) \quad \text{Ref. (4)}$$

Sustituyendo Valores:

$$q/L = 179.21 \pi \frac{0.824}{12} (113 - 112.869)$$

$$q/L = 5.034 \text{ BTU/h pie}$$

$$q/L = \frac{2 \pi K (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_o}{r_i}} = \frac{2 \pi K \Delta T}{\ln \frac{D_o}{D_i}} \quad \text{Ref. (4)}$$

de donde:

$$\Delta T = \frac{q/L \cdot \ln \frac{D_o}{D_i}}{2 \pi K}$$

y sustituyendo valores:

$$\Delta T = \frac{5.034 \cdot \ln \frac{1.05}{0.824}}{2(3.1416)(31.228)}$$

$$\Delta T = 0.01241 \text{ } ^\circ\text{F}$$

y como

$$\Delta T = T_1 - T_2$$

es decir:

$$T_2 = T_1 - \Delta T$$

Sustituyendo valores:

$$T_2 = 112.869 - 0.01241$$

$$T_2 = 112.86 \text{ } ^\circ\text{F} = 44.924 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La fórmula de convección libre en la superficie que emplearemos en el cálculo es la siguiente:

$$h_2 = 1.32 \left(\frac{\Delta T}{D_o} \right)^{1/4} \quad \text{Ref. (3)}$$

En este caso:

$$\Delta T = T_2 - T_\infty$$

y dando valores:

$$h_2 = 1.32 \left(\frac{-44.924 - 35}{0.026} \right)^{1/4} \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 5.797 \quad \text{Watts/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{o bien:}$$

$$h_2 = 1.022 \quad \text{BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Para saber si es valedera la suposición que se hizo para la temperatura T_1 y por tanto, el valor de h_2 que se obtuvo a través de ella, se calculará el valor de salida de q/L con el h_2 obtenido, por tanto:

$$q/L = h_2 \pi D_o (T_2 - T_\infty)$$

Sustituyendo valores:

$$q/L = 1.022 \quad \pi \frac{1.05}{12} (112.86 - 95)$$

$$q/L = 5.021 \quad \text{BTU/h pie}$$

La coincidencia de estos valores puede ser -- aceptable, sin embargo, se hará una segunda iteración para lograr una mayor exactitud:

Segunda Iteración:

Si suponemos ahora el valor de la temperatura de la pared como:

$$T_1 = 44.927 \text{ } ^\circ\text{C} = 112.87 \text{ } ^\circ\text{F}$$

y entonces el calor por unidad de longitud será:

$$q/L = h_1 \pi D_i (T_f - T_i)$$

Dando valores a esta expresión:

$$q/L = 179.21 \pi \frac{0.824}{12} (113 - 112.87)$$

$$q/L = 5.018 \text{ BTU/h pie}$$

Para cilindros:

$$\Delta T = \frac{q/L \cdot \ln \frac{D_o}{D_i}}{2 \pi K}$$

$$\Delta T = \frac{5.018 \ln \frac{1.05}{0.824}}{2 \pi \cdot 31.228}$$

$$\Delta T = 0.0061$$

y entonces:

$$T_2 = T_1 - \Delta T = 112.87 - 0.0061$$

$$T_2 = 112.869 \text{ } ^\circ\text{F} = 44.92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 1.32 \left(\frac{T_2 - T_\infty}{D_o} \right)^{1/4}$$

$$h_2 = 1.32 \left(\frac{44.927}{0.026} - 35 \right)^{1/4}$$

$$h_2 = 1.0227 \quad \text{BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \text{o tambi3n:}$$

$$h_2 = 5.797 \quad \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y por tanto para verificar:

$$q/L = h_2 \pi D_o (T_2 - T_\infty)$$

$$q/L = 1.0227 \pi \frac{1.05}{12} (112.86 - 95)$$

$$q/L = 5.023 \quad \text{BTU/h pie}$$

Que ahora resulta ser m3s aproximada.

C3lculo del valor U

De la f3rmula fundamental de los cambiadores de calor: $Q = U A \Delta T$

donde: Q = Cantidad de calor para Transferir.

U = Coeficiente de Transferencia de calor.

ΔT = Diferencia de Temperaturas Medias

A = Area de Transferencia de Calor.

El coeficiente de transferencia de Calor U, de-

pende de los valores de los coeficientes de transferencia de calor por convección obtenidos anteriormente. La fórmula que relaciona estos valores es la siguiente:

$$U = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} = \frac{h_1 \cdot h_2}{h_1 + h_2}$$

que resulta:

$$U = \frac{179.21 \cdot 1.0227}{179.21 + 1.0227}$$

$$U = 1.0169 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Realmente es un valor de transferencia muy pequeño. Esto va a traer consigo que el área de transferencia de calor resulte muy grande.

En la fórmula fundamental del cambiador de calor, falta determinar un valor muy importante, y es el de la ΔT , que también va a limitar el área de transferencia. Este valor se tomará implícito en el cálculo de la superficie aletada, de la siguiente manera:

III. Determinación de la Cantidad de Tubo Aletado.

Se efectuará un cálculo para tubo aletado con las siguientes especificaciones:

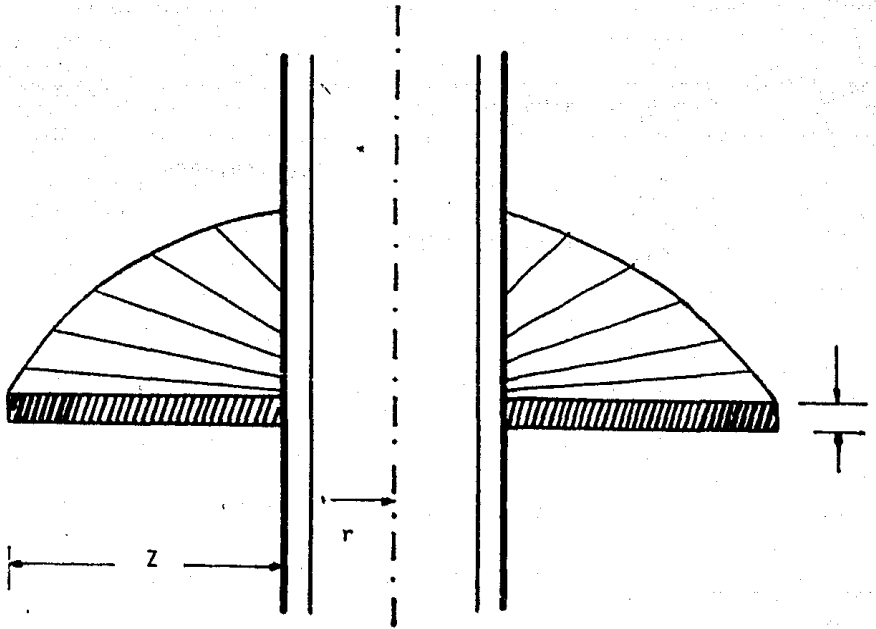


FIG. 5

$$Z = 5 \text{ cm.}$$

$$t = 1 \text{ mm.}$$

$$r_1 = \frac{D_e}{2} = 1.33 \text{ cm.}$$

De esta forma, y siguiendo la secuencia matemática adecuada. Referencia (3)

$$L_c = Z + \frac{t}{2}$$

$$L_c = 5 + \frac{0.1}{2}$$

$$L_c = 5.05 \text{ cm.}$$

$$r_{2c} = r_1 + L_c$$

$$r_{2c} = 1.33 + 5.05$$

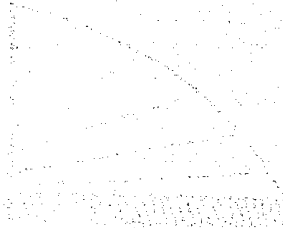
$$r_{2c} = 6.08 \text{ cm.}$$

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = \frac{6.083}{1.33} = 4.562$$

$$A_m = t (r_{2c} - r_1) = 0.1 (6.08 - 1.33)$$

$$A_m = 0.475 \text{ cm}^2 = 4.75 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Sustituyendo:



$$L_c^{3/2} \left(\frac{h_2}{k Am} \right)^{1/2} = (0.0505)^{3/2} \left(\frac{5.797 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{54 \frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{C}} \times 4.75 \times 10^{-5} \text{ m}^2} \right)^{1/2}$$

por tanto:

$$L_c^{3/2} \left(\frac{h_2}{k Am} \right)^{1/2} = 0.5395$$

Gráficamente en la Fig. VI.6 Ref. (3) y entrando con los siguientes datos:

$$\left. \begin{aligned} \frac{r_{2c}}{r_1} &= 4.56 \\ L_c^{3/2} \left(\frac{h_2}{k Am} \right)^{1/2} &= 0.53 \end{aligned} \right\} \eta_f = 67\%$$

$$\eta_f = \text{Eficiencia de la Aleta} = \frac{\text{Calor real que disipa la aleta.}}{\text{Calor que disiparía si toda la aleta estuviera a la temperatura del } t_u \text{ b.}}$$

Si se supone que la superficie exterior de la aleta está a una misma temperatura, se calcula entonces el flujo de calor que se disipa mediante: Referencia (3)

$$q_{\max} = 2 \pi (r_{2c}^2 - r_1^2) h_2 (T_2 - T_\infty)$$

Sustituyendo valores:

GRAFICA DE EFICIENCIA PARA
ALETAS RECTANGULARES Y ALETAS
TRIANGULARES

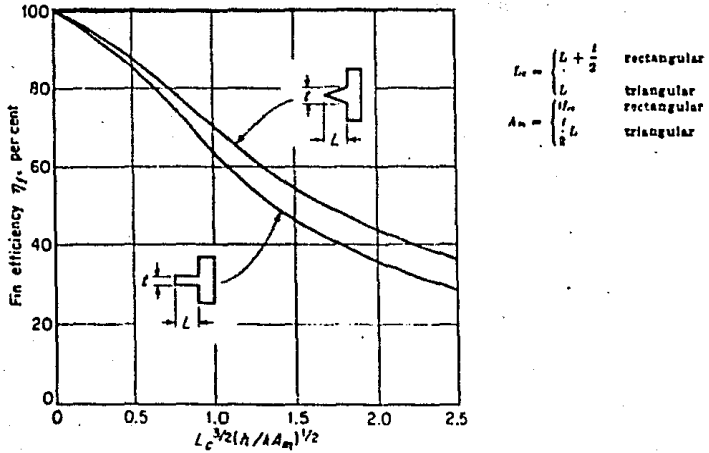


FIG. VI.6

$$q_{\max} = 2 \pi \left((6.08 \times 10^{-2})^2 - (1.33 \times 10^{-2})^2 \right) \\ 5.797 \quad (44.92 - 35)$$

$$q_{\max} = 1.27 \quad \text{watts}$$

$$q_{\max} = 4.34 \quad \text{BTU/h}$$

Por tanto:

$$q_{\text{real}} = \eta_f \times q_{\max}$$

$$q_{\text{real}} = 0.67 \times 4.34$$

$$q_{\text{real}} = 2.91 \quad \text{BTU/h}$$

Este calor es el que se disipa en realidad en cada aleta, y por tanto como se obtuvo anteriormente:

$$q/L = 5.023 \quad \text{BTU/h. pie} \quad y$$

$$q/\text{aleta} = 2.91 \quad \text{BTU/h /aleta}$$

Suponiendo que para un pie de longitud de tubo horizontal, se instalan aletas con una separación de 3mm. y con un espesor de $e = 1 \text{ mm}$. entonces:

$$1 \text{ pie} = 0.305 \text{ m.} = 305 \text{ mm.}$$

$$\text{separación} + \text{espesor} = 3 + 1 = 4 \text{ mm.}$$

Por tanto: $\frac{305}{4} = 76.25$ aletas por pie de tubo

Cantidad de tubo libre = $305 - 76$ (1mm.) = 229 mm.

que significan: $\frac{229}{305} = 0.75$ pies

y entonces $q_1 = \left(\frac{q}{L}\right) \times L = 5.023 \times 0.75$

$$q_1 = 3.77 \quad \text{BTU/h}$$

$$q_2 = q_{\text{aleta}} \times \text{No. de aletas} = 2.91 \times 76$$

$$q_2 = 221.40 \quad \text{BTU/h}$$

El calor total disipado en un pie de tubería es:

$$q_{\text{total}} = q_1 + q_2$$

$$q_{\text{total}} = 3.77 + 221.40$$

$$q_{\text{total}} = 225.17 \quad \text{BTU/h}$$

El valor de $q_{\text{total}} = 225.17$ BTU/h es la cantidad de calor que se puede disipar en un pie de tubería según las especificaciones anteriores.

De la Expresión:

$$Q = A U \Delta T \quad \text{en donde:}$$

$$Q = Q_{A(1)} = 26784.615 \text{ BTU/h}$$

$$U = 1.0169 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = \frac{(113 - 95) - (104 - 95)}{\ln \frac{113 - 95}{104 - 95}}$$

$$\Delta T = \frac{18 - 9}{2.3 \log \frac{18}{9}}$$

$$\Delta T = 12.876^\circ\text{F}$$

$$\therefore A = \frac{Q}{U \Delta T} = \frac{26784.61 \text{ BTU/h}}{1.0169 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \times 12.87^\circ\text{F}}$$

$$A = 2045.62 \text{ pie}^2$$

$$A = 190.044 \text{ m}^2$$

Tenemos entonces que:

$$A \text{ disipación} = 2045.63 \text{ pie}^2 = 190.044 \text{ m}^2$$

$$\text{además: } A \text{ cada Aleta} = 0.012 \text{ m}^2$$

Si en proporción se instalan 7883 aletas el área efectiva de transferencia de calor sería para una aleta:

$$2 \times 0.012 = 0.024 \text{ m}^2$$

y de todas las aletas:

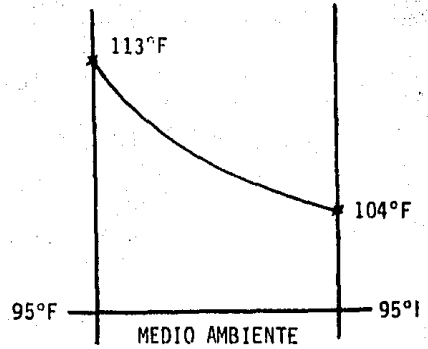


FIG. 6

$$7883 \times 0.024 = 189.192 \text{ m}^2$$

De los cálculos anteriores de tubo aletado sabemos que hay 76.25 aletas por pie de tubo, entonces -

$$\frac{7883}{76.25} \text{ aletas} = 103.38 \text{ pies de tubería aletada.}$$

El área que ocupan 103.3836 pies de tubería es $103.38 \times De = 103.38 \times 0.08$ pies.

$$\text{Area de Tubería sin aletas} = 9.04 \text{ pie}^2 = 0.84 \text{ m}^2$$

Sumando las áreas

$$\text{Area de Aletas} + \text{Area de Tubería} =$$

$$= 189.192 \text{ m}^2 + 0.84 \text{ m}^2 = 190.032 \text{ m}^2$$

El siguiente paso será el diseño del cambiador de calor concéntrico en el cual se reducirá la temperatura de la solución fuerte hasta 35°C empleando para ello agua que tendrá una temperatura de entrada de 25°C y de salida de 26.6°C .

Cambiador de Calor de Tubo concéntrico que emplea agua para enfriamiento, flujo a contracorriente.

El calor que se va a disipar y por tanto el calor que va a ganar el agua es:

$$Q_{A(2)} = Q_{H_2O} = 7774.94 \text{ BTU/h}$$

Por tanto: $Q_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} C_p \Delta T$

de donde: $\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_{H_2O}}{C_p \Delta T}$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{7774.94 \text{ BTU/h}}{0.998 \text{ BTU/lbm } ^\circ\text{F} (80 - 77)}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 2596.84 \text{ lb/h} = 0.72 \text{ lb/s}$$

que es el flujo de agua en el cambiador de calor.

CALCULO DE LA RESISTENCIA TERMICA

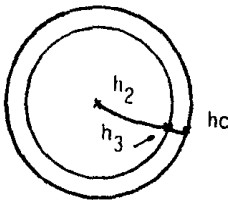


FIG. 9

h_c = Resistencia Térmica por convección en el agua

h_3 = Resistencia Térmica por conducción en la tubería.

h_2 = Resistencia Térmica por convección en la solución fuerte.

Cálculo de h_c

$$R_e = \frac{GD}{\mu}$$

$$\mu_{H_2O} \left| 80^\circ F \right. = 578 \times 10^{-6} \frac{\text{lb}}{\text{pie s}}$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad \text{y} \quad A = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

Se selecciona tubo de acero de $\phi_{\text{NOM}} = 1 \frac{1}{2}$ pulg
Ced. # 40 cuyas dimensiones son:

$$D_i = 1.61 \text{ pulg.} = 0.134 \text{ pies}$$

$$D_e = 1.9 \text{ pulg.} = 0.158 \text{ pies}$$

Entonces el área es:

$$A = \frac{3.1416 (0.134)^2}{4} = 0.014 \text{ pies}^2$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{0.72 \text{ lb/s}}{0.014 \text{ pies}^2} = 51.02 \text{ lb/pie}^2 \text{ s}$$

Entonces el No. de Reynolds es:

$$R_e = \frac{GD}{\mu} = \frac{51.02 \text{ lb/pie}^2 \text{ s} \times 0.134 \text{ pies}}{578 \times 10^{-6} \text{ lb/pie. s}}$$

$$R_e = 11842.88$$

Aplicando la Correlación:

$$Nu = \frac{h D}{K} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

donde n para enfriamiento es: $n = 0.3$

$$y Pr_{H_2O} \Big|_{T = 80^\circ F} = 5.89 \quad \text{sustituyendo:}$$

$$Nu = 0.023 (11\,842.88)^{0.8} (5.89)^{0.3}$$

Resolviendo por logaritmos:

$$\log. Nu = \log. 0.023 + 0.8 \log. (11842.88) + 0.3 \log. (5.89)$$

$$\log. Nu = -1.638 + 0.8(3.073) + 0.3(0.77)$$

$$\log. Nu = -1.63 + 2.45 + 0.23$$

$$\log. Nu = 1.051$$

$$Nu = \text{antilog. } 1.051$$

$$Nu = 112.6$$

Entonces con este dato:

$$Nu = \frac{hcD}{K} \quad \therefore \quad hc = \frac{Nu k}{Di}$$

en donde:

$$K_{H_2O} \Big|_{80^\circ F} = 0.353 \text{ BTU/h pie } ^\circ F$$

$$\therefore h_c = \frac{112.6 \times 0.353 \text{ BTU/h pie } ^\circ F}{0.134 \text{ pie.}}$$

$$h_c = 296.25 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

CALCULO DE LA RESISTENCIA TERMICA

Por conducción h_3

De la expresión

$$h_{\text{cond}} = \frac{2 \pi k}{r_3 \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)}$$

en la cual Kacero $\left| \begin{array}{l} 80^\circ\text{F} \\ = 26 \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F} \end{array} \right.$

Sustituyendo:

$$h_{\text{cond}} = \frac{2 \pi (26) \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F}}{\frac{0.19}{2} \text{ pies } 2.3 \log. \frac{\frac{0.19}{2}}{0.17}}$$

$$h_{\text{cond}} = \frac{163.36 \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F}}{(0.098) 2.3 \log. \left(\frac{0.09}{0.086} \right) \text{ pies}}$$

$$h_{\text{cond}} = \frac{163.36}{0.227 \log. (1.15)}$$

$$h_{\text{cond}} = 11824.631 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

FALTAN

PAGINAS

271 y 272

Entonces:

$$Q = A U \Delta T_w \quad \text{de donde:}$$

$$A = \frac{\Delta Q}{U \Delta T_w} \quad \text{Sustituyendo}$$

$$A = \frac{7774.94 \text{ BTU/h}}{94.642 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F} \times 19.6512^\circ\text{F}}$$

$$A = 4.18 \text{ pie}^2$$

$$A_{\text{cilindro}} = \pi D_e \times L \quad L = \frac{A}{\pi D_e}$$

$$L = \frac{4.18}{3.1416 \times 0.158} = 8.40 \text{ pies} = 2.56 \text{ m}$$

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

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
X	Concentración	$\text{kg NH}_3 \text{ kg sol}^{-1}$
P	Presión	ATM
Pi	Presión para	lb pulg^{-2}
	$i \left\{ \begin{array}{l} \text{NH}_3 \\ \text{H}_2\text{O} \\ S_F \\ S_D \end{array} \right.$	
T _i	Temperatura	°F
	$i \left\{ \begin{array}{l} \text{NH}_3 \\ \text{H}_2\text{O} \\ f - \text{Flujo} \\ \infty \text{ infinito, ambiente} \\ S_F \\ S_D \end{array} \right.$	°C °K
m	Flujo Másico	kg h^{-1} lb h^{-1} lb s^{-1}

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
h_i	Entalpia de i	Kcal kg ⁻¹ M BTU lb ⁻¹ _M
	i { NH ₃ H ₂ O S _D S _F	
Q_i	Carga de Calor para i	BTU h ⁻¹
q_i	i { NH ₃ H ₂ O S _F S _D A	Kcal h ⁻¹
D_i	Diámetro Interior	pulg. pies
D_e D_o	Diámetro Exterior	pulg. pies
U_i	i { NH ₃ Amoniaco H ₂ O Agua S _D Sol. Débil S _F Sol. Fuerte mezcla mezcla	_____

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
\bar{X}_i	Fracción Mol. para:	_____
i	$\left\{ \begin{array}{l} \text{NH}_3 \text{ Amoniaco} \\ \text{H}_2\text{O} \text{ Agua} \end{array} \right.$	
μ_i	Viscosidad para:	lb pie ⁻¹ s ⁻¹
i	$\left\{ \begin{array}{l} \text{NH}_3 \text{ Amoniaco} \\ \text{H}_2\text{O} \text{ Agua} \\ S_D \text{ Sol. Débil} \\ S_F \text{ Sol Fuerte} \end{array} \right.$	kg m ⁻¹ s ⁻¹
R_e	No. de Reynolds	_____
A	Area	pie ² pulg ² cm ² m ²
G_i	Rapidez de masa o rapidez de Flujo por Unidad de -- Area para:	lb pulg ⁻² s ⁻²
i	$\left\{ \begin{array}{l} S_D \text{ Sol Débil} \\ S_F \text{ Sol Fuerte} \end{array} \right.$	
Nu	Número Modulo de Nusselt	_____
k_i	Conductividad Térmica	Watts m ⁻¹ °C ⁻¹
i	$\left\{ \begin{array}{l} S_D \text{ Sol Débil} \\ S_F \text{ Sol Fuerte} \\ \text{NH}_3 \text{ Amoniaco} \\ \text{H}_2\text{O} \text{ Agua} \end{array} \right.$	BTU h ⁻¹ pie ⁻¹ °F ⁻¹

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
Pr	Número o Módulo de Prantl	—
W _i	Fracción Molar	—
i	$\left\{ \begin{array}{l} \text{NH}_3 \text{ amoniaco} \\ \text{H}_2\text{O} \text{ Agua} \end{array} \right.$	
h ₁	Coefficiente de Transferencia de Calor por Convección dentro del Tubo.	BTU h ⁻¹ pie ⁻² °F ⁻¹ Watts m ⁻² °C
L	Longitud de Tubo	pies pulg. m. cm.
r _i	Radio Interior	Pulg. cm.
r _o	Radio Exterior	Pulg. cm.
h ₂	Coefficiente de Transferencia de Calor por Convección exterior	BTU h ⁻¹ pie ⁻² °F ⁻¹ Watts m ⁻² °C ⁻¹
U	Coefficiente Total de Transferencia de Calor	BTU h ⁻¹ pie ⁻² °F ⁻¹ Watts m ⁻² °C ⁻¹
Z	Radio Primario de Aleta	cm.
t	Espesor de Aleta	mm.

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
N_F	Eficiencia de Aleta	-----
q_{max}	Flujo de Calor que disipa una Aleta	Watts BTU h ⁻¹
q_{real}	Flujo de Calor real que disipa una Aleta	BTU h ⁻¹
h_c	Coficiente de Resistencia Térmica por Convección en el agua.	BTU h ⁻¹ pie ⁻² °F ⁻¹ Watts m ⁻² °C ⁻¹
h_3	Coficiente de Resistencia Térmica por Convección en Tuberfa Tubo Concéntrico.	BTU h ⁻¹ pie ⁻² °F ⁻¹ Watts m ⁻² °C ⁻¹
h_{COND}	Coficiente de Resistencia Térmica por Conducción en Tubo Concéntrico.	BTU h ⁻¹ pie ⁻² °F ⁻¹ Watts m ⁻² °C ⁻¹
ΔT_w	Incremento de Temperatura Logaritmico.	°F °C
L	Longitud de Tubo Concéntrico.	pies m.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- (1) Eduardo Hernández Goribar.
Aire Acondicionado y Refrigeración.
Editorial Limusa, 1974. México.
- (2) Tesis U.N.A.M. Rodrigo de Bengoechea
Refrigeración por Energía Solar.
1975.
- (3) J.P. Hollman.
Heat Transfer.
Mc. Graw Hill.
- (4) Frank Kreith
Principios de Transferencia de Calor.
Herrero Hermanos. México.

3. DISEÑO DEL CAMBIADOR DE CALOR LIQUIDO - LIQUIDO.

La posición del cambiador de calor respecto a los demás componentes del aparato se observa en la Fig. VII-1.

Esta, es una parte subsidiaria del aparato de Refrigeración que tiene como función principal enfriar la solución débil caliente que emerge del generador para acercarse a la temperatura del absorbedor, y al mismo tiempo para calentar a la solución fuerte desde la temperatura del absorbedor hasta aproximarla a la del generador, así, el cambiador reduce el incremento de temperatura que el generador debe hacer para lograr los 80°C y disminuye la cantidad de calor o disipar en el absorbedor, elevando la eficiencia del proceso (Ver cálculo del COP). El cambiador de calor se selecciono del tipo de tubos concéntricos y se adapta bien a las condiciones específicas del aparato. La solución débil caliente que sale del generador debe circular por la sección anular entre el tubo exterior y el tubo interior con el objeto de disipar la mayor cantidad posible de calor, hacia el aire ambiente del exterior y hacia la solución fuerte fría que circulará en el tubo interior.

Para ilustrar un poco más al cambiador de ca--

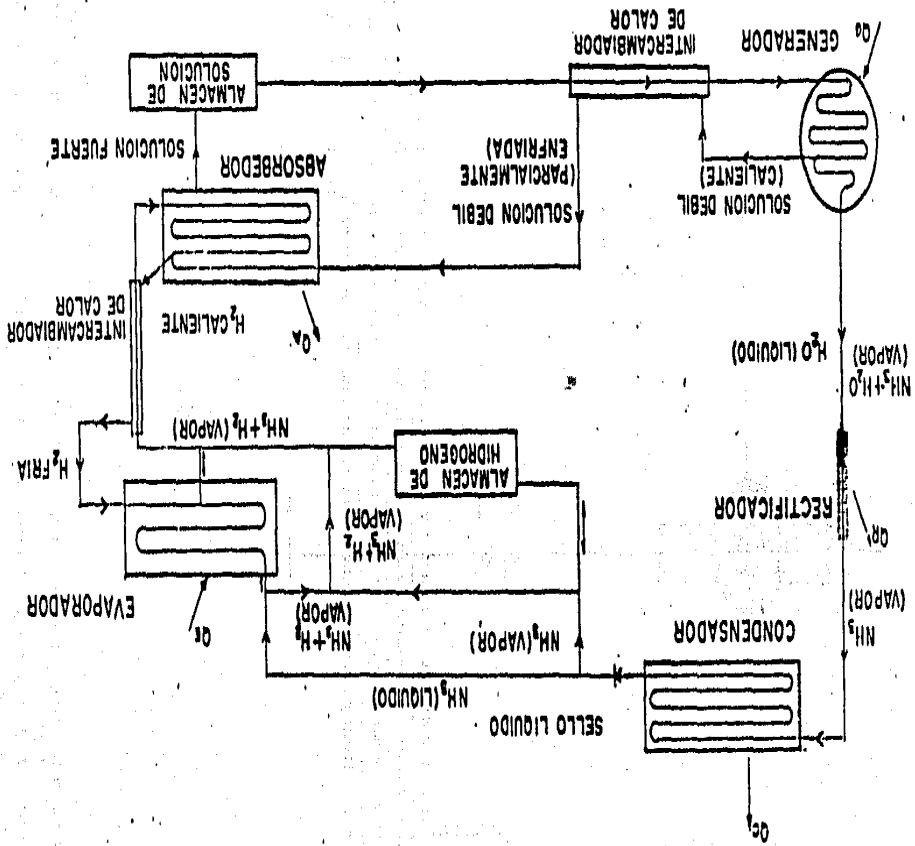


FIG. VII, I DIAGRAMA DE FLUJO

Por se hará uso de la siguiente figura, presentando las condiciones a que está sujeto, como son temperaturas, flujos masicos, etc.

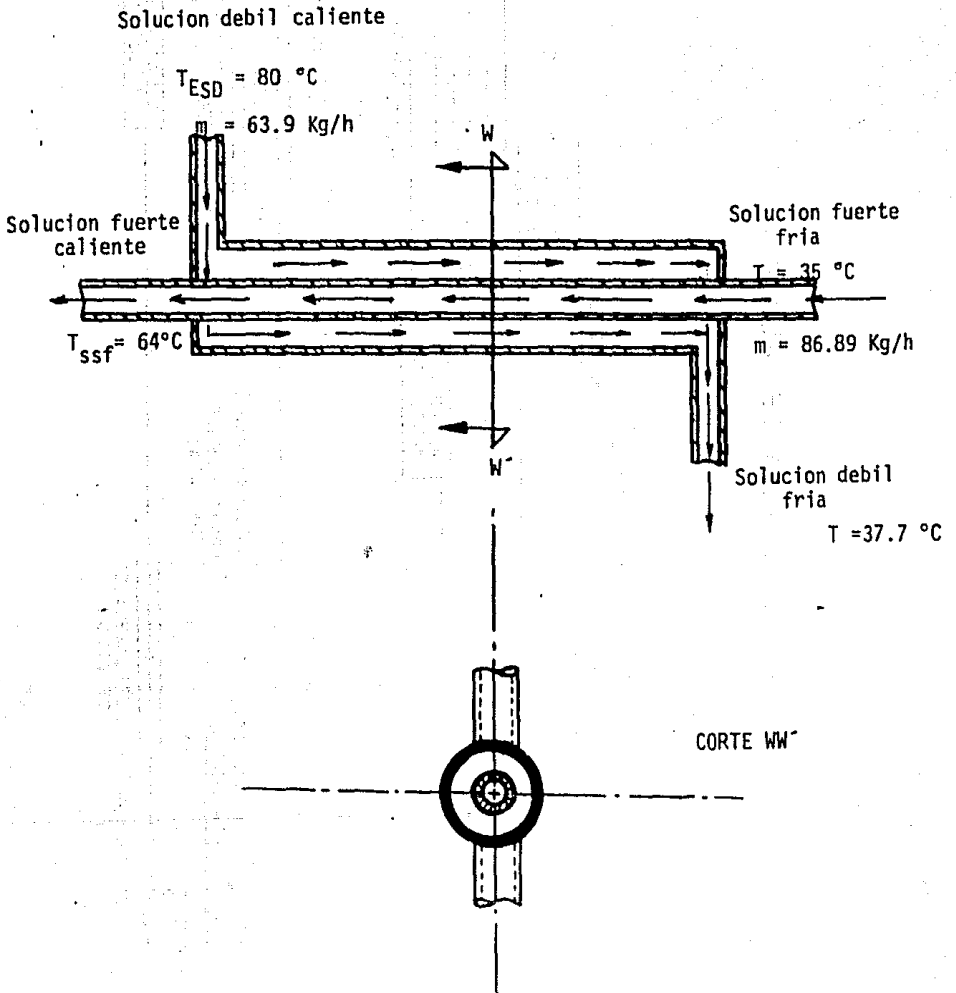


FIGURA CC 1.

CAMBIADOR DE CALOR LIQUIDO -LIQUIDO

II. DIAGRAMA DE BLOQUES DEL DISEÑO.

- a - LA BASE DEL CALCULO:
 ΔT EN EL EXTREMO FRIO
- b - CALOR QUE PIERDE LA SOLUCIÓN DEBIL CALIENTE.
- c - CALCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION DE CALOR " h_e " EN LA SECCION ANULAR DE LAS TUBERIAS.
- d - CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD QUE FLUYE HACIA EL EXTERIOR $(\frac{q}{L})_e$
- e - CALCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA SOLUCION FUERTE T_{sf} DENTRO DEL TUBO INTERIOR.
- f - CALCULO DEL COEFICIENTE DE CALOR POR CONVECCION " h_i " DENTRO DEL TUBO INTERIOR.
- g - CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD QUE FLUYE HACIA LA SOLUCION FUERTE DEL TUBO INTERIOR.

- h - CANTIDAD DE CALOR TOTAL QUE DISIPA PARA EL AIRE AMBIENTE EXTERIOR Y PARA LA SOLUCION FUERTE-DEL INTERIOR.
- i - REPETICION DE TODOS LOS CALCULOS A PARTIR DEL INCISO "e)." PARA EL CALCULO DE LA TEMPERATURA -- $T_{s_{sf}}$ USANDO LOS NUEVOS VALORES DE FLUJO DE CALOR q_i y q_e SIGUIENDO LA MISMA SECUENCIA HAS TA ENCONTRAR UN NUEVO VALOR PARA $(q/L)_i$, Y CALCULO DE TEMP. MED. LOGARITMICA " ΔT_m ".
- j - RESUMEN DE LOS VALORES CALCULADOS PARA LAS VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL CAMBIADOR DE CALOR.
- k - CALCULO DEL AREA NECESARIA PARA DISIPAR EL CALOR HACIA EL INTERIOR Y LA LONGITUD QUE DEBE TENER EL CAMBIADOR DE CALOR.

1 - COMPROBACION DE LA LONGITUD NECESARIA DEL CAMBIADOR DE CALOR Y DE LOS FLUJOS DE CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD HACIA EL EXTERIOR Y HACIA EL INTERIOR.

III. PROCESO DEL CALCULO

a). BASE DEL CALCULO. El cálculo del cambiador de calor está basado en el incremento de Temperatura ΔT , que se desea tener entre la temperatura $T_{E_{sf}}$ de la solución fuerte al entrar el cambiador de calor, y la temperatura $T_{S_{sd}}$ de la solución débil al salir del cambiador de calor (ver fig. CC1). En este caso la diferencia deseada entre ambas temperaturas es $\Delta T = 5^{\circ}F$ ($2.77^{\circ}C$). Dependiendo de este incremento, se podrá calcular la temperatura $T_{S_{sd}}$ de la solución débil al salir del cambiador de calor, la cantidad de calor q_{sd} que pierde la solución débil al pasar de la temperatura $T_{E_{sd}}$ a $T_{S_{sd}}$ y la temperatura $T_{S_{sf}}$ de la solución fuerte, así como todas las características específicas del cambiador de calor de tubos concéntricos. Por lo anterior, se observa que la base de todos los cálculos depende del ΔT_{cc} que el diseñador debe fijar precisamente en esa parte del cambiador de calor.

b). CALOR QUE PIERDE LA SOLUCION DEBIL CALIENTE. Para calcular ésta cantidad de calor es necesario conocer los siguientes variables: m_{sd} , cp, e, ΔT_{sd} . De estas variables solamente es conocida m_{sd} .

Para conocer el ΔT_{sd} se procede una vez que se ha fijado el incremento de temperatura. ΔT_{cc} en extremo del cambiador de calor, calculando primeramente el valor de la temperatura de la solución débil a la salida del cambiador en la forma siguiente: $T_{s_{sd}} = T_{E_{sf}} + \Delta T_{cc}$, donde $T_{E_{sf}}$ se conoce y ΔT_{cc} la fija el diseñador. Una vez calculada la temperatura de la solución débil: $\Delta T_{sd} = T_{E_{sd}} - T_{s_{sd}}$, donde $T_{E_{sd}}$ es conocida.

Para conocer el calor específico de la solución débil Cp_d es necesario conocer las concentraciones y los calores específicos del amoníaco y del agua en la solución débil: X_{NH_3} , X_{H_2O} , Cp_{NH_3} y Cp_{H_2O} . La concentración de la solución débil se conoce (Ver tabla No. 3 Cap. II. 1)

De aquí que sean conocidos los valores de X_{NH_3} y X_{H_2O} :

$$X_d = 0.456 \Rightarrow \begin{aligned} X_{NH_3} &= 0.456 \\ X_{H_2O} &= 0.544 \end{aligned}$$

Los valores de Cp_{NH_3} y Cp_{H_2O} se calculan con la temperatura media de la solución débil, que es:

$$T_{sd \text{ med.}} = \frac{T_{E_{sd}} + T_{s_{sd}}}{2}$$

calculada esta temperatura y entrando a tablas, se obtendrán los valores de $C_{p_{NH_3}}$ y $C_{p_{H_2O}}$.

Una vez conocidos los datos anteriores se aplicará la siguiente ponderación para conocer el calor específico de la solución débil:

$$C_{p_{sd}} = X_{NH_3} C_{p_{NH_3}} + X_{H_2O} C_{p_{H_2O}}$$

Con el valor de esta variable será posible conocer la cantidad de calor que pierde la solución débil:

$$q_{sd} = \dot{m}_{sd} C_{p_{sd}} \Delta T_{sd}.$$

c). CALCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION DE CALOR " h_{e1} " EN LA SECCION ANULAR DE LAS TUBERIAS. Para lograr el objetivo de este inciso fue primeramente necesario conocer los diámetros de las tuberías que formarán al cambiador, de calor concéntrico. La selección de las tuberías se fundó en el tipo de flujo que deben tener las soluciones débil y fuerte dentro, de las tuberías, que en este caso debe ser flujo turbulento, esto es determinado por un valor deseado del número de Reynolds.

Después de haber hecho varios cálculos con diferentes combinaciones de diámetros para los tubos interior y exterior del cambiador, se llegó a la conclusión de que las tuberías adecuadas son las siguientes:

TUBO INTERIOR	$\frac{1}{4}$	DIAMETRO	$d_i = 0.0092456 \text{ m } (.364 \text{ in})$
		NOMINAL	
		CEDULA 40	$d_e = 0.013716 \text{ m } (.540 \text{ in})$
TUBO EXTERIOR	$\frac{1}{2}$	DIAMETRO	$D_i = 0.0157988 \text{ m } (.622 \text{ in})$
		NOMINAL	
		CEDULA 40	$D_e = 0.021336 \text{ m } (.840 \text{ in})$

Para estas tuberías, se calculó el número de Reynolds dentro de la sección anular. Para esto es necesario conocer los siguientes valores: D_{eq} , G y m_{sd} .

Estos valores, se determinan con las siguientes correlaciones:

$$D_{eq} = \frac{D_i^2 - d_e^2}{D_i} \quad \text{Donde } D_i \text{ y } d_e \text{ son conocidas.}$$

$$G = \frac{m_{sd}}{A} \quad ; \quad \text{Donde } A = \frac{\pi(D_i^2 - d_e^2)}{4}$$

m_{sd} = es conocida (ver tabla No. 3, en $X = 0.6$ Cap. II. 1)

μ_{sd} = se obtiene con T_{sd} med. y tablas.

Sustituyendo valores:

$$Re = \frac{D_{eq} G}{\mu_{sd}}$$

Para conocer al número de Nusselt "Nu" primeramente es necesario conocer al Número de Prandtl. "Pr":

Con T_{sd} med. y con tablas se conocen los valores de Pr_{NH_3} y Pr_{H_2O} . Con la siguiente ponderación se conoce Pr.

$$Pr = x_{NH_3} Pr_{NH_3} + x_{H_2O} Pr_{H_2O}; x_{NH_3} \text{ y } x_{H_2O}$$

se conocen:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

$$\text{Finalmente: } h_e = \frac{Nu k_{sd}}{D_{eq}}$$

Donde Nu y D_{eq} son conocidos y:

$$k_{sd} = x_{NH_3} k_{NH_3} + x_{H_2O} k_{H_2O} - 0.72 (k_{H_2O} - k_{NH_3}) x_{NH_3} x_{H_2O}$$

En donde X_{NH_3} y X_{H_2O} son conocidos, K_{NH_3} y K_{H_2O} se obtienen con T_{sd} med. y con tablas.

d). CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD QUE FLUYE HACIA EL EXTERIOR " $(\frac{q}{L})_e$ ".

Para hacer más objetiva la secuencia de este -- cálculo, haremos uso de la siguiente figura:

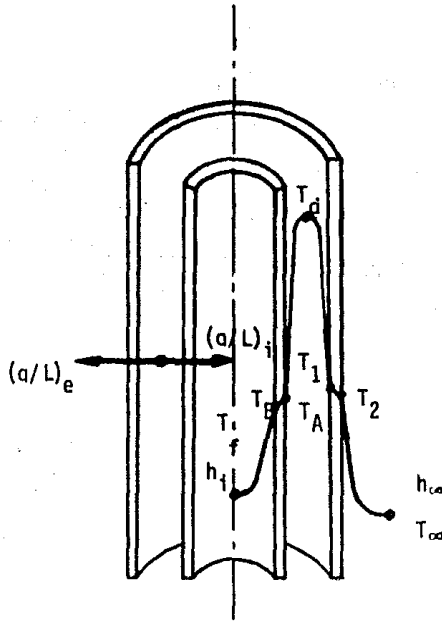


FIGURA C C. 2

PARAMETROS PARA EL CAMBIADOR DE CALOR

Se conoce el coeficiente de transferencia de calor por convección " h_e "; el siguiente paso será conocer el flujo de calor que sale hacia el exterior " $(\frac{q}{L})_e$ ", co

mo se muestra en la figura, esto se logra efectuando varias iteraciones en la forma siguiente:

Tomando en cuenta que " h_e " es muy alto en comparación con " h_∞ " que es muy pequeño (casi aislado), se supondrá una temperatura " T_1 " muy cercana a " T_{sdm} " para comenzar nuestra primera iteración, así se calculará el flujo de calor hacia el exterior por medio de la siguiente expresión:

$$q = h_e A \Delta T = h_e \pi D_i L (T_{sdm} - T_1) \quad \text{---}$$

Despejando:

$$\left(\frac{q}{L}\right)_e = \pi h_e D_i (T_{sdm} - T_1) \quad \text{---} \quad "A"$$

Todos sus componentes son conocidos.

Una vez conocido el resultado "A" de la expresión anterior se podrá calcular el " ΔT " existente entre las temperaturas T_1 y T_2 (ver fig. CC2); aplicando la expresión para conocer el flujo de calor a través de la pared de un tubo:

$$q = \frac{\Delta T}{\frac{\ln \frac{D_e}{D_i}}{2 \pi K L}} \quad ; \quad \text{Despejando:}$$

$$\therefore \Delta T = \frac{\left(\frac{q}{L}\right)_e \ln \frac{D_e}{D_i}}{2 \pi K} \quad ; \quad \left(\frac{q}{L}\right)_e = \text{fue calculado}$$

D_e , D_i y K . son datos -
conocidos.

Con el valor de este incremento podemos conocer la temperatura T_2 de la figura CC2.:

$$\Delta T = T_1 - T_2$$

$$\therefore T_2 = T_1 - \Delta T$$

A continuación se calcula el valor del coeficiente de transferencia de calor " h^∞ " con la siguiente correlación: Ref. (2)

$$h^\infty = 0.27 \left(\frac{\Delta T}{D_e}\right)^{1/4} \quad ; \quad D_e - \text{Es conocido}$$

$$\Delta T = T_2 - T^\infty$$

$$T_2 - \text{Es calculado}$$

$$T^\infty - \text{Es conocido.}$$

Conociendo el valor de " h^∞ " se podrá calcular nuevamente la cantidad de flujo de calor hacia el exterior $\left(\frac{q}{L}\right)_e$ y que tendrá un resultado "B" que debe coincidir con el valor del resultado "A" anterior; en caso contrario, se supondrá un nuevo valor para la temperatura T_1 , de tal forma que los valores de los resultados "A" y "B"-

se acerquen, hasta hacerlos coincidir. Se harán tantas iteraciones como valores diferentes se le asignen a T_1 . El resultado "B" del flujo de calor hacia el exterior se obtiene de la siguiente forma:

$$q = h_{\infty} A \Delta T = h_{\infty} \pi D_e L (T_2 - T_{\infty})$$

$$\therefore \left(\frac{q}{L}\right)_e = \pi h_{\infty} D_e (T_2 - T_{\infty}) \quad \text{--- "B"}$$

Cuando los resultados "A" y "B" coinciden quiere decir que el valor supuesto de T_1 y los valores calculados de T_2 y h_{∞} son correctos.

e). CALCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA SOLUCION FUERTE " T_{5sf} " DENTRO DEL TUBO INTERIOR.

Para iniciar este cálculo, primeramente se supone el flujo de calor que irá hacia la solución fuerte del interior. Como los coeficientes de transferencia de calor h_i y h_o son relativamente muy altos comparados con el coeficiente de transferencia de calor por convección al ambiente h_{∞} , lógicamente el flujo de calor hacia el interior será casi total, por lo tanto se supondrá una cantidad -- muy cercana al calor que pierde la solución débil caliente:

$$\text{Si } q_i = 11,500 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \quad ; \quad \text{Donde } q_i = q_{sd}$$

Una vez que se ha supuesto " q_i ", se podrá conocer el incremento de temperatura " ΔT " con la siguiente expresión:

$$\Delta T = \frac{q_i}{\dot{m}_{sf} C_{p_{sf}}} \quad \dots\dots\dots 7.3.1.$$

donde q_i - se supone, \dot{m}_{sf} - se conoce

$C_{p_{sf}}$ - se calcula de la siguiente forma:

Para conocer el valor del $C_{p_{sf}}$ se supone un valor para la ΔT de la expresión anterior, con esta suposición se calcula el valor de $T_{s_{sf}}$:

$$T_{s_{sf}} = T_{E_{sf}} + \Delta T ; \quad \Delta T = \text{Es supuesto}$$

$$T_{E_{sf}} = \text{Es conocido}$$

En seguida se calcula la temperatura media de la solución fuerte $T_{s_{fm}}$:

$$T_{s_{fm}} = \frac{T_{s_{sf}} + T_{E_{sf}}}{2}$$

Con el valor de esta temperatura y con tablas se conocen los valores de $C_{p_{NH_3}}$ y $C_{p_{H_2O}}$ y con la siguiente correlación se calcula el $C_{p_{sf}}$:

$$C_{p_{sf}} = X_{NH_3} \cdot C_{p_{NH_3}} + X_{H_2O} \cdot C_{p_{H_2O}} \quad \text{--- "C"}$$

donde: $C_{p_{NH_3}}$ y $C_{p_{H_2O}}$ son calculados

$$X_{NH_3} \text{ y } X_{H_2O} \text{ son conocidos: } X_f = \begin{matrix} X_{NH_3} = \% \\ X_{H_2O} = \% \end{matrix}$$

Sustituyendo el resultado "C" en la Ec. 7.3.1. se conocerá un valor más aproximado del ΔT . Con este nuevo valor de ΔT se recalculan los siguientes variables: $T_{s_{sf}}$, $T_{s_{fm}}$, $C_{p_{sf}}$ y ΔT . Esto se vuelve a repetir hasta que el valor calculado de $C_{p_{sf}}$ sea igual a su valor calculado anterior, con lo cual garantizamos que el incremento de temperatura ΔT es el correcto, y una vez conocido este valor se podrá calcular el valor de $T_{s_{sf}}$:

$$T_{s_{sf}} = T_{E_{sf}} + \Delta T$$

Como ahora ya se conoce $T_{E_{sf}}$ y $T_{s_{sf}}$, se podrá conocer la verdadera temperatura media de la solución fuerte:

$$T_{s_{fm}} = \frac{T_{E_{sf}} + T_{s_{sf}}}{2}$$

A esta temperatura se le llama T_f en la fig. - CC2.

$$\therefore T_{s_{fm}} = T_f$$

f). CLACULO DEL COEFICIENTE DE CALOR POR CONVECCION "hi" DENTRO DEL TUBO INTERIOR.

Con los valores calculados de los parámetros anteriores se podrán conocer las siguientes variables:

Re, Pr, Nu, K_{sf} y la "hi".

Para obtener el "Re", es necesario conocer los valores de las siguientes componentes: d_i , G y μ_{sf} .

d_i - se conoce

G - se calcula de la siguiente manera:

$$G = \frac{\dot{m}_{sf}}{A} ; \quad \dot{m}_{sf} - \text{Se calculó en tablas básicas. Cap. II.1}$$

$$A = \frac{\pi d_i^2}{4} ; \quad d_i \text{ se conoce}$$

μ_{sf} - se calcula:

Con la temperatura T_{sfm} y en tablas se conocen los valores de μ_{NH_3} y μ_{H_2O} , también es necesario conocer los parámetros X_{AM} y X_{AG} por medio de las siguientes correlaciones.

$$X_{AM} = \frac{\eta_{NH_3}}{\eta_{NH_3} + \eta_{H_2O}} ; \quad \text{Donde } \eta_{NH_3} = \frac{X_{NH_3}}{\text{Peso Atom del } NH_3}$$

$$X_{AG} = \frac{n_{H_2O}}{n_{H_2O} + n_{NH_3}} ; \text{ donde } n_{H_2O} = \frac{X_{H_2O}}{\text{Peso Atómico del } H_2O}$$

Sustituyendo estos valores en la siguiente correlación:

$$\mu_{sf} = (X_{AM} \mu_{NH_3}^{1/3} + X_{AG} \mu_{H_2O}^{1/3})$$

Con este último valor calculado se podrá conocer el Re de la solución fuerte:

$$Re = \frac{di G}{\mu_{sf}}$$

El número de Prandtl. "Pr" se obtiene con la siguiente ponderación:

$$Pr = X_{NH_3} Pr_{NH_3} + X_{H_2O} Pr_{H_2O} \quad \text{Ref. (2)}$$

En donde X_{NH_3} y X_{H_2O} se conocen por la concentración de

$$X_f = \begin{aligned} X_{NH_3} &= \% \\ X_{H_2O} &= \% \end{aligned}$$

Los números de Prandtl se conocen con la temperatura media T_{sf} med. y con tablas: Pr_{NH_3} y Pr_{H_2O} .

Ahora:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad \text{--- Ref. (2)}$$

Enseguida calcularemos el valor de la conductividad térmica " K_{sf} " de la solución fuerte, que es necesario para conocer hi :

Con T_{sf} med. y con tablas Ref.(2) obtenemos los valores de K_{NH_3} y K_{H_2O} , además con los valores conocidos de x_{NH_3} , x_{H_2O} y con la siguiente correlación se obtendrá el valor de " K_{sf} ":

$$K_{sf} = x_{NH_3} K_{NH_3} + x_{H_2O} K_{H_2O} - 0.27 (K_{H_2O} - K_{NH_3}) x_{NH_3} x_{H_2O}$$

Finalmente se podrá calcular el valor de " hi ":

$$hi = \frac{Nu K_{sf}}{di} \quad \text{--- Ref. (2)}$$

g). CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD QUE FLUYE HACIA LA SOLUCION FUERTE DEL TUBO INTERIOR $(\frac{q}{L})_i$

Para conocer este flujo de calor, se sigue el mismo procedimiento del inciso "d" para calcular el flujo de calor que se disipa al exterior $(\frac{q}{L})_e$, por iteraciones:

Suponiendo un valor a la temperatura " T_A " (ver figura. CC2):

$$\left(\frac{q}{L}\right)_i = h_e \pi d_i (T_{sd}^{med.} - T_A) \quad \text{--- "E" ;}$$

todos los componentes se conocen.

Conocido el resultado "E" anterior, se puede -- calcular el incremento de temperatura ΔT entre T_A y T_B :

$$\Delta T = \frac{\left(\frac{q}{L}\right)_i \ln \frac{d_e}{d_i}}{2 \pi K} ; \quad \text{Todos los variables - conocen:}$$

Con esto el valor de la temperatura T_B se conocerá:

$$T_B = T_A + \Delta T$$

Como la temperatura T_f se conoce al igual que el coeficiente de transferencia de calor por convección -- hi, se podrá calcular el flujo de calor por unidad de -- longitud hacia el interior:

$$\left(\frac{q}{L}\right)_i = h_i \pi d_i (T_B - T_f) \quad \text{--- "F"}$$

Si el resultado "F" de la expresión anterior es igual al resultado "E" querrá decir el valor supuesto de la temperatura, " T_A " es correcto y todos los valores calculados también. En caso contrario se supondrá un --

nuevo valor de la temperatura " T_A " y así sucesivamente - hasta hacer coincidir los resultados "E" y "F", haciendo tantas iteraciones como valores supuestos se le dan a -- " T_A ".

Con el valor del flujo de calor $(\frac{q}{L})_i$ se conocen todos los valores de los parámetros que se presentaron en la fig. CC2, que recordaremos nuevamente:

T_∞	T_f	NOTA. Estos valores aún no pueden considerarse como valores reales, ya que surgieron a partir de un valor supuesto de la cantidad de calor q_i que fluye hacia el interior.
h_∞	h_i	
T_2	T_B	
K	T_A	
T_1	$(\frac{q}{L})_e$	
h_e		
$T_{sd}^{med.}$	$(\frac{q}{L})_i$	

h). CANTIDAD DE CALOR TOTAL QUE SE DISIPA PARA EL AIRE AMBIENTE EXTERIOR " q_e " Y PARA LA SOLUCION FUERTE DEL TUBO INTERIOR " q_i ".

Conocidos los flujos de calor por unidad de longitud que van hacia el interior y hacia el exterior del cambiador de calor $(\frac{q}{L})_i$, $(\frac{q}{L})_e$, se calculará el porcentaje hacia el interior y al exterior:

$$X_{qi} = \frac{\left(\frac{q}{L}\right)_i}{\left(\frac{q}{L}\right)_e + \left(\frac{q}{L}\right)_i} \quad ; \quad X_{qe} = \frac{\left(\frac{q}{L}\right)_e}{\left(\frac{q}{L}\right)_e + \left(\frac{q}{L}\right)_i}$$

La cantidad de calor total que pierde la solución débil "q_{sd}", al pasar por el cambiador de calor, ya es conocida, y conociendo los porcentajes anteriores, se podrá calcular la cantidad total de calor -- que se disipa para el aire ambiente exterior y para la solución fuerte del interior:

$$q_i = q_{sd} \times X_{qi}$$

$$q_e = q_{sd} \times X_{qe}$$

i). REPETICION DE LOS CALCULOS A PARTIR DEL INCISO "e)." PARA EL CALCULO DE LA TEMPERATURA $T_{s_{sf}}$, -- USANDO LOS NUEVOS VALORES DEL FLUJO DE CALOR q_i y q_e , -- SIGUIENDO LA MISMA SECUENCIA HASTA ENCONTRAR UN NUEVO VALOR PARA $\left(\frac{q}{L}\right)_i$; DESPUES DE CONOCER EL NUEVO VALOR DE $T_{s_{sf}}$ SE CALCULA LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA "ΔTM".

En la forma que se menciona, estos cálculos se repiten exactamente en igual forma, aquí ya no repetiremos toda la secuencia completa, solamente se ordenarán -- las variables en la forma en que se van calculando:

q_i - Conocido, calculado en el inciso anterior. Y que en el primer cálculo fue su puesto.

ΔT

T_{sf}

ΔT_m

$T_{sf}^{med.} = T_f$

d_i

G

μ_{sf}

Re

Pr

Nu

K_{sf}

h_i

$\left(\frac{q}{L}\right)_i$

NOTA: Los valores calculados para estos parámetros se podrán considerar fieles para continuar con el diseño del cambiador de calor.

k). RESUMEN DE LOS VALORES CALCULADOS PARA LAS VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL CAMBIADOR DE CALOR.

En este resumen usaremos nuevamente la fig. CC2 y los valores de los parámetros que se presentan serán los calculados en el inciso c). , d). , e i).

FIGURA CC2.

VALORES DEL
INCISO c). y d).VALORES DEL
INCISO i).

$$T_{sdm} = T_d$$

$$T_{sfm} = T_f$$

he

hi

T₁T_A

K

K

T₂T_Bh[∞]

$$\left(\frac{q}{L}\right)_i$$

T[∞]

$$\left(\frac{q}{L}\right)_e$$

L). CALCULO DEL AREA NECESARIA "Ac" PARA DISIPAR EL CALOR HACIA EL INTERIOR Y LA LONGITUD "L_c" QUE DEBE TENER EL CAMBIADOR DE CALOR.

En el inciso anterior k). se tiene el resulmen de todos los parámetros totalmente calculados mediante -- los cuales se podrá obtener el área necesaria "A_c" del - cambiador:

$$q_i = U_i A_i \Delta T \quad ; \quad \text{despejando:}$$

$$A_i = \frac{q_i}{U_i \Delta T} \quad \text{---} \quad E_c K 1 \quad \text{---}$$

Donde $\Delta T = T_d - T_f$

$q_i =$ Es conocida

y $U_i =$ Se calcula de la siguiente forma:

$$U_i = \frac{1}{\frac{i}{h_i} + \frac{A_i \ln d_e/d_i}{2 \pi k L_c} + \frac{A_i}{A_e} \frac{1}{h_e}} \quad ; \text{ Donde}$$

$$A_i = \pi d_i L_c$$

$$A_e = \pi d_e L_c$$

Sustituyendo las áreas A_i y A_e :

$$U_i = \frac{1}{\frac{i}{h_i} + \frac{d_i \ln d_e/d_i}{2 K} + \frac{d_i}{d_e} \frac{1}{h_e}}$$

Conocidos estos valores se sustituyen en la Ec. K 1 anterior y se obtiene el valor del área " A_i " = " A_c " - posteriormente se calcula la longitud " L_c " que debe tener el cambiador de calor por medio de la siguiente expresión:

$$A_i = \pi d_i L_c \quad ; \text{ Despejando:}$$

$$L_c = \frac{A_i}{\pi d_i}$$

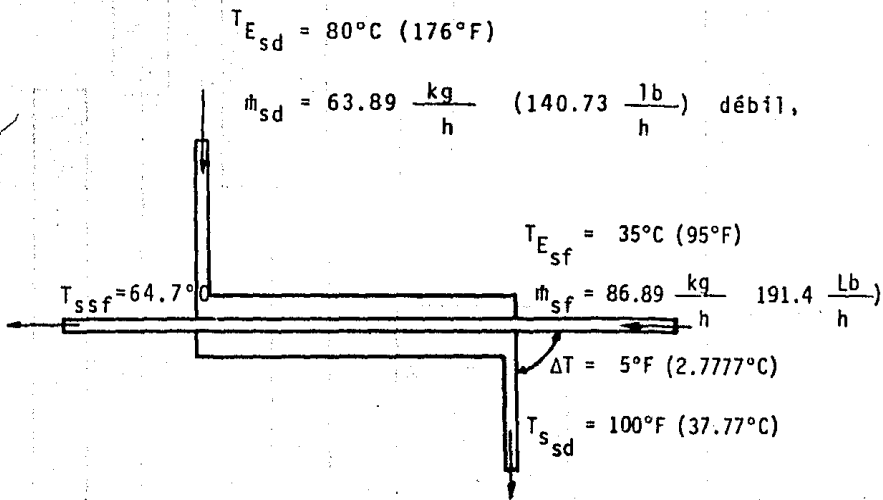
Esta misma longitud se obtiene con los datos --
del flujo de calor q_e hacia el exterior.

m). COMPROBACION DE LA LONGITUD NECESARIA --
"L_c" DEL CAMBIADOR DE CALOR Y DE LOS FLUJOS DE CALOR POR
UNIDAD DE LONGITUD HACIA EL EXTERIOR $(\frac{q}{L})_e$ Y HACIA EL-
INTERIOR $(\frac{q}{L})_i$:

Esta comprobación se efectúa multiplicando cada
uno de estos flujos de calor por la longitud "L_c" calcu-
lada en el inciso anterior, la suma de ambas multiplica-
ciones será el calor total "q_{sd}" que pierde la solución -
débil al pasar por el cambiador de calor:

$$\therefore q_{sd} = (\frac{q}{L})_i \times L_c + (\frac{q}{L})_e \times L_c$$

DIAGRAMA DE FLUJO DEL
CAMBIADOR DE CALOR DE
TUBOS CONCENTRICOS --
"ABSORBEDOR - GENERADOR"



a). BASE DEL CALCULO: ΔT EN EL EXTREMO FRIO.

$$\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$$

b). CALOR QUE PIERDE LA SOLUCION DEBIL CALIENTE.

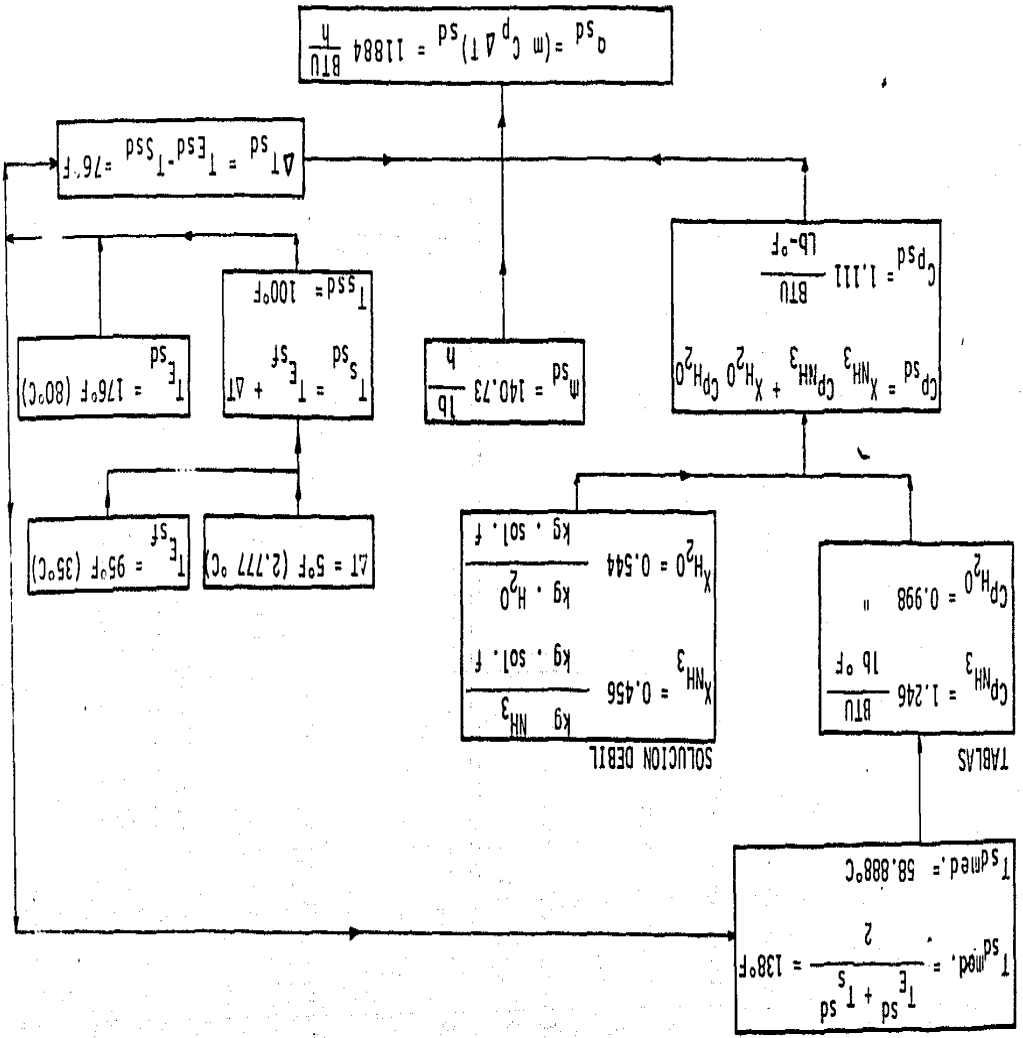
Si $\Delta T = 5^{\circ}\text{F}$ entre T_{f1} y T_{c2} tendremos que

$$T_{c2} = 100^{\circ}\text{F} (37.77^{\circ}\text{C}) \therefore$$

$$q_{sd} = \dot{m}_{sd} C_{p_{sd}} \Delta T_{sd}; \quad \dot{m}_{sd} = 140.75 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$\Delta T = T_{c1} - T_{c2} = 176 - 100 = 76^{\circ}\text{F}$$

$$C_{p_{sd}} = 1.11 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$



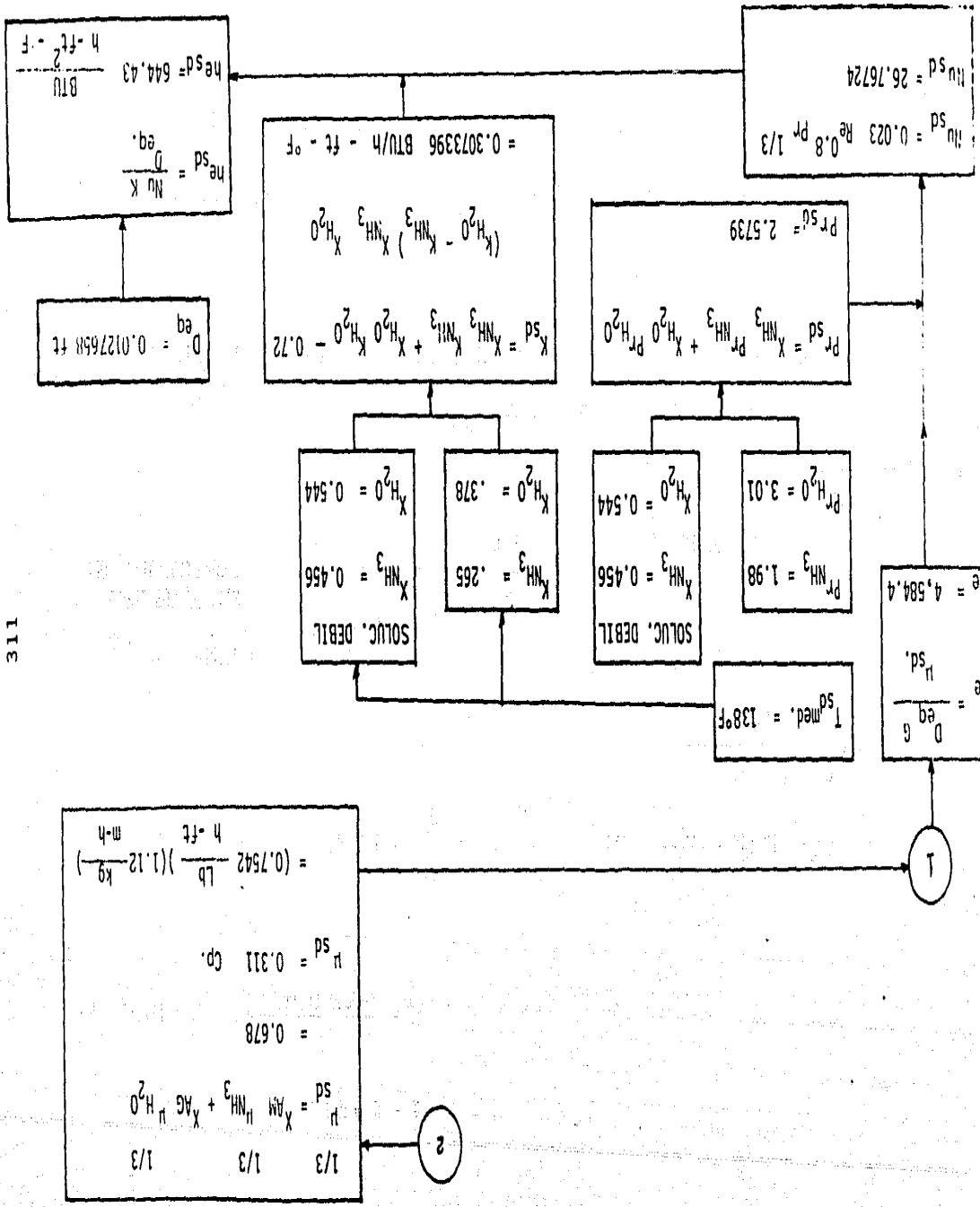
$$Q_{sd} = 140.75 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times 1.111 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times 76^\circ\text{F}$$

$$Q_{sd} = 11,884 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

TUBERIA USADA

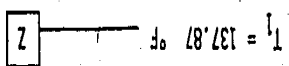
$\emptyset_{\text{tub int.}} = 1/4"$	Cd. 40	$D_i = 0.364 \text{ pul.}$
		$D_e = 0.540 \text{ pul.}$
$\emptyset_{\text{tub ext.}} = 1/2"$	Cd. 40	$D_i = 0.622 \text{ pul.}$
		$D_e = 0.840 \text{ pul.}$

El valor de los diámetros correspondientes al tubo interior, y al tubo exterior es el nominal, los valores reales de los diámetros correspondientes a cada tubo se indican en la columna del lado derecho.



d) Calor por unidad de longitud que fluye hacia el exterior (q/L) e

$$St \quad T_1^D = T_{med}^{sd} = \frac{T_{Esd} + T_{Ssd}}{2} = \frac{276}{2} = 138 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \therefore T_D = T_1^D = 138 \text{ } ^\circ\text{F}$$



$T_D = 138^\circ\text{F}$ $D_1 = \text{DIAM. INT. TUBO EXT.}$ $L = \text{LONG. DEL TUBO EXT.}$

$$D_1 = \frac{12}{0.622} \text{ pte}$$

$$he = 644.43 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \text{ of } h} \quad \Delta T = T_{sd}^{med} - T_1$$

$$\Delta T = 0.120 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$A = \frac{12}{\pi D_1 L}$$

$$D_e = 0.84 \text{ in.}$$

$$D_1 = 0.622 \text{ in.}$$

$$K = \text{CONDUCTIV. TERM. DEL MAT. DE LOS TUBOS.}$$

$$K = 31.228 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$\therefore \left(\frac{q}{L}\right) e = \frac{he \pi D_1 \Delta T}{12}$$

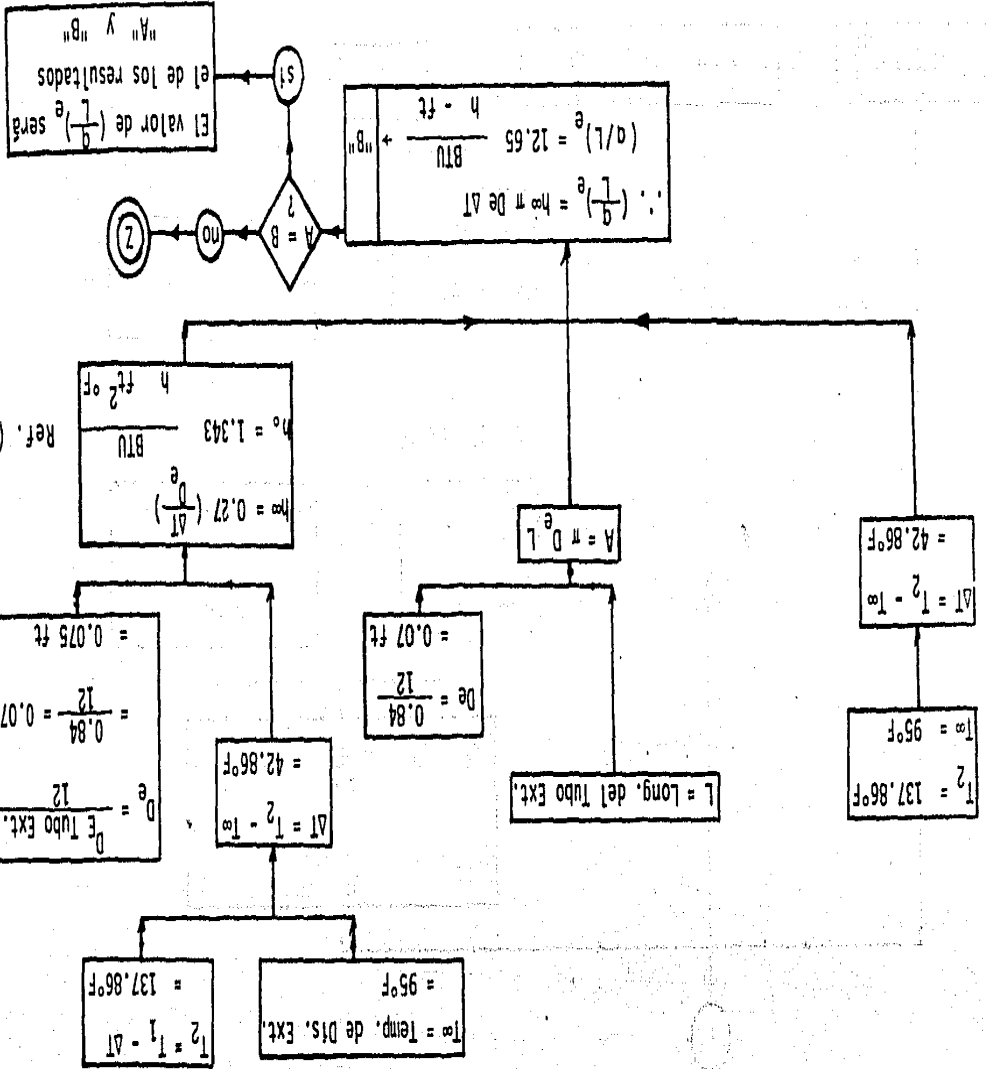
$$\left(\frac{q}{L}\right) e = 12.645 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}} + "A"$$

$$\ln \frac{D_e}{D_1} = 0.30046$$

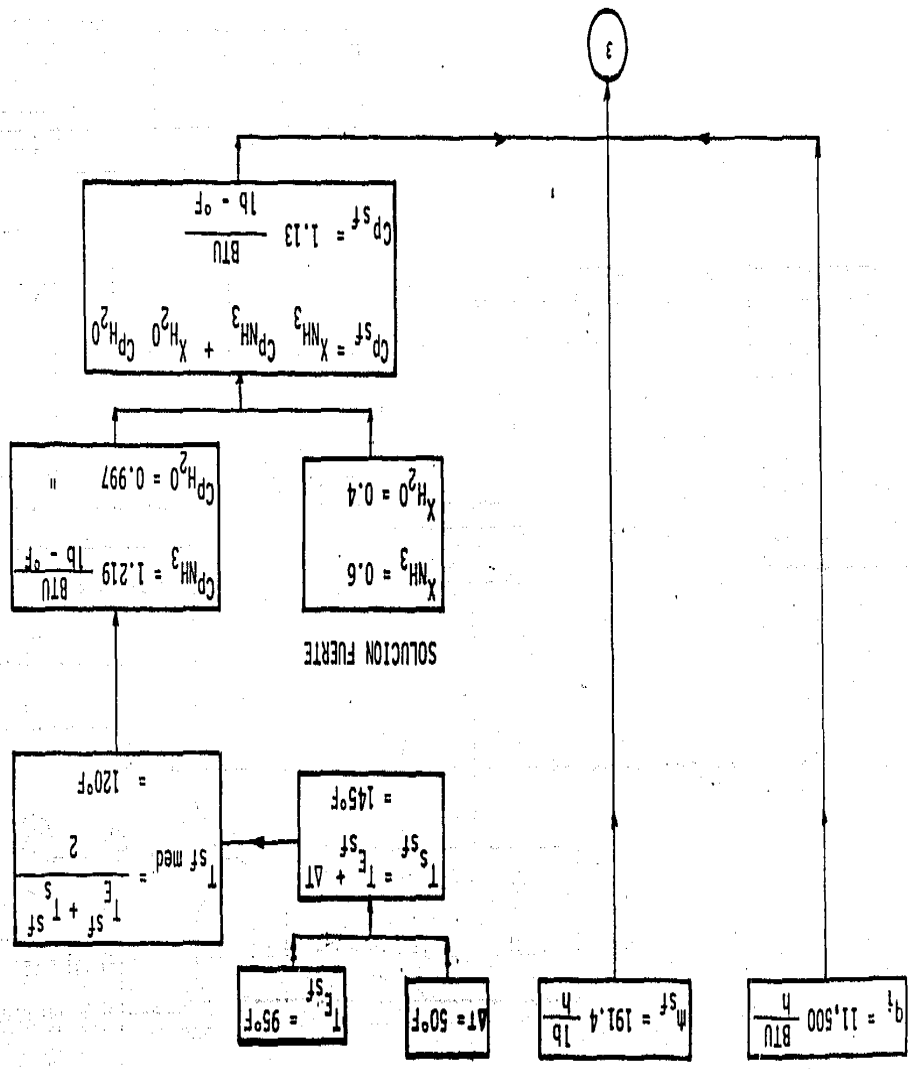
$$\Delta T = \frac{2 \pi K}{(q/L) e \ln D_e/D_1}$$

$$T_1 = 137.87 \text{ } ^\circ\text{F}$$

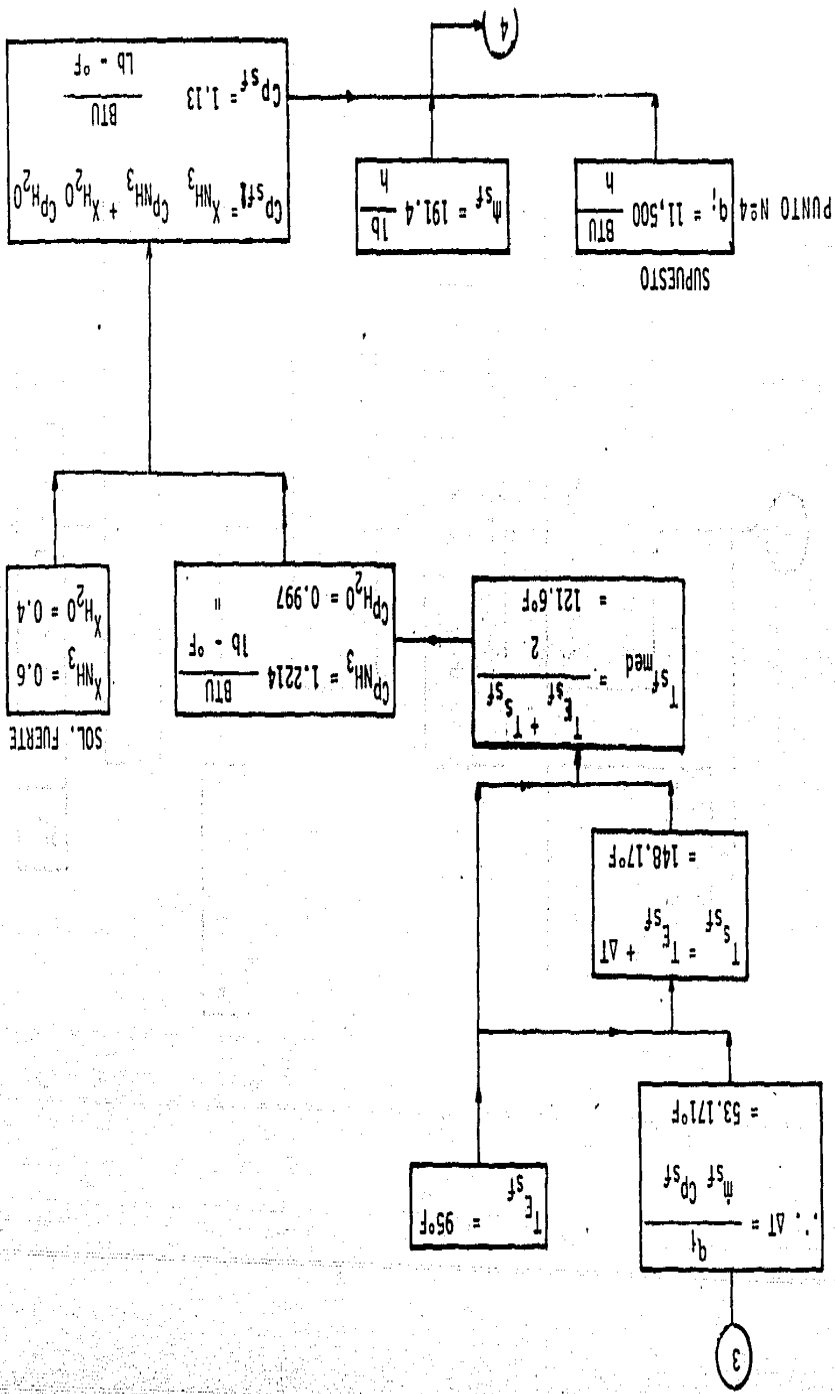
$$T = 0.0193 \text{ } ^\circ\text{F}$$

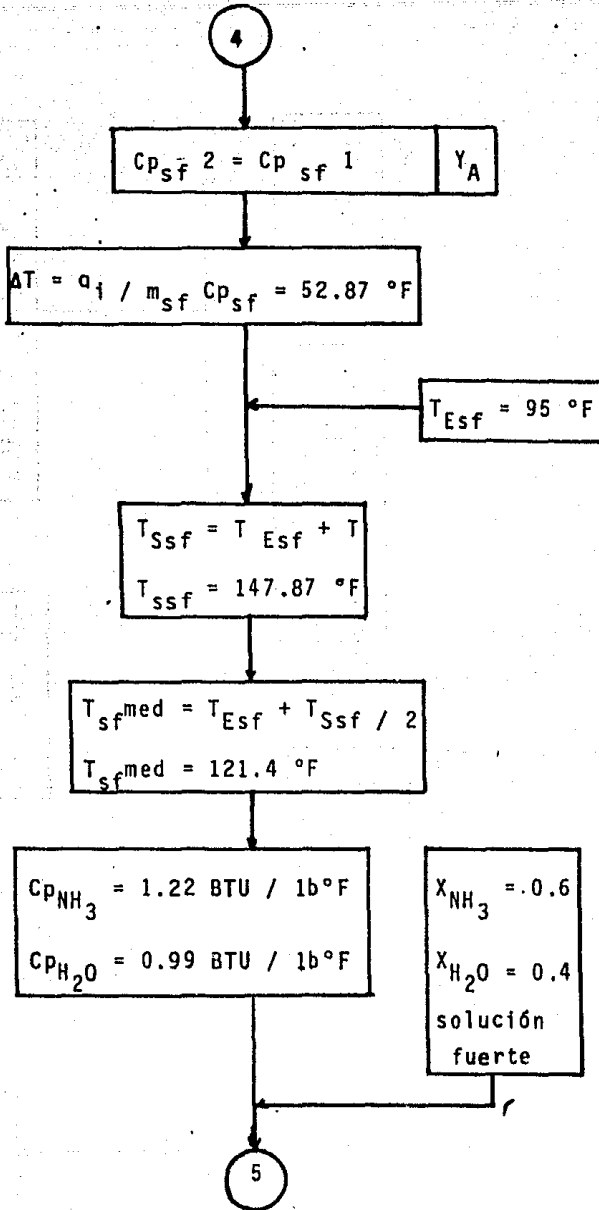


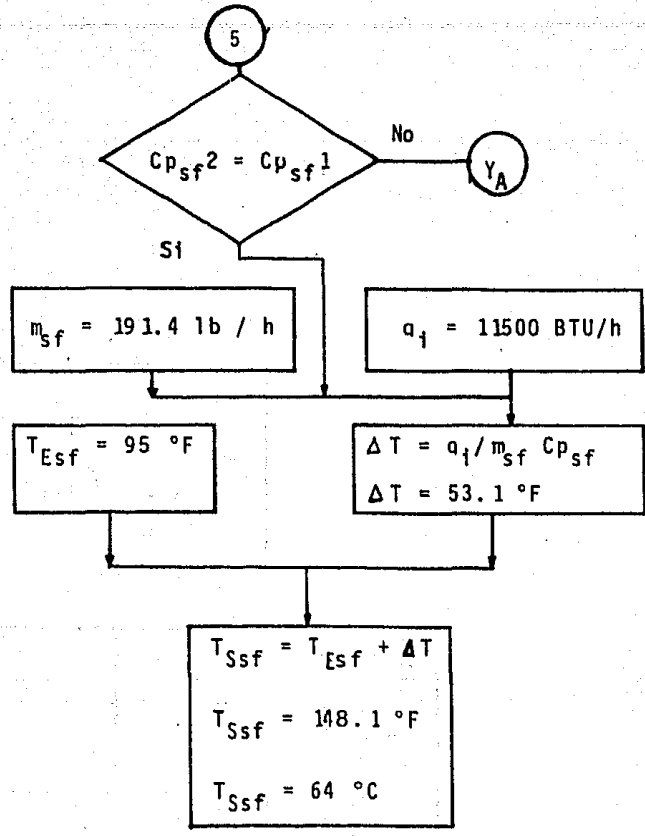
Ref. (1)



e) CALCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA SOLUCION FUERTE "T_S^{sf}" DENTRO DEL TUBO INTERIOR.

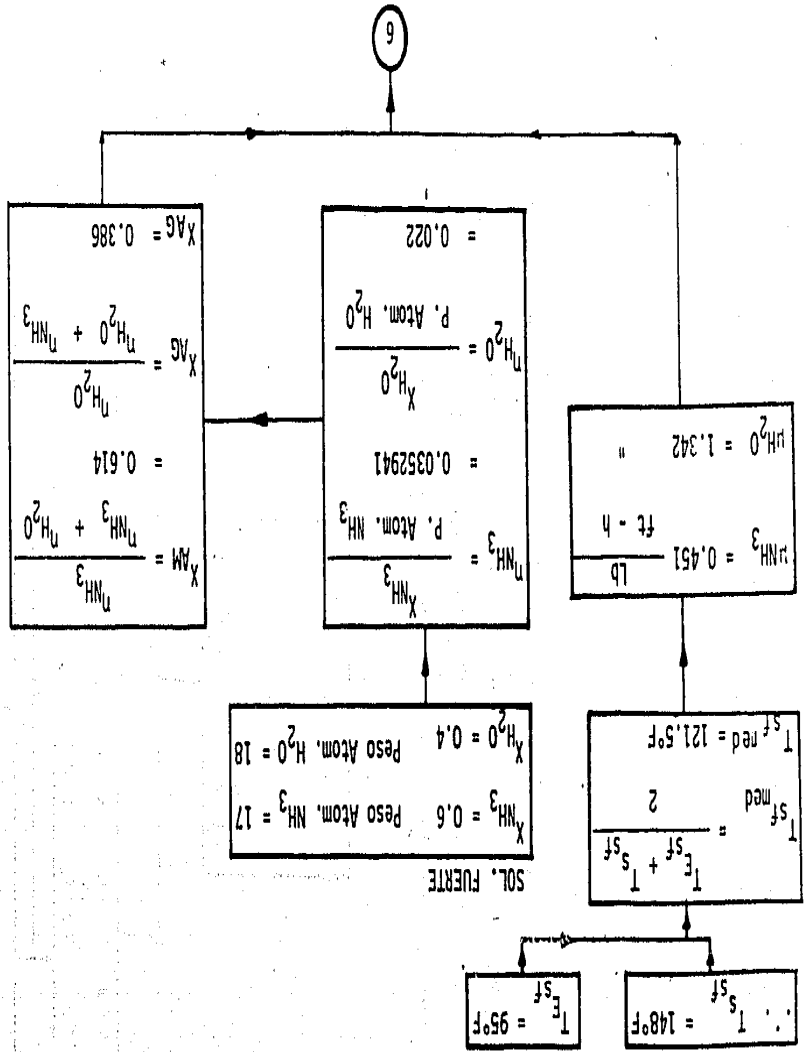


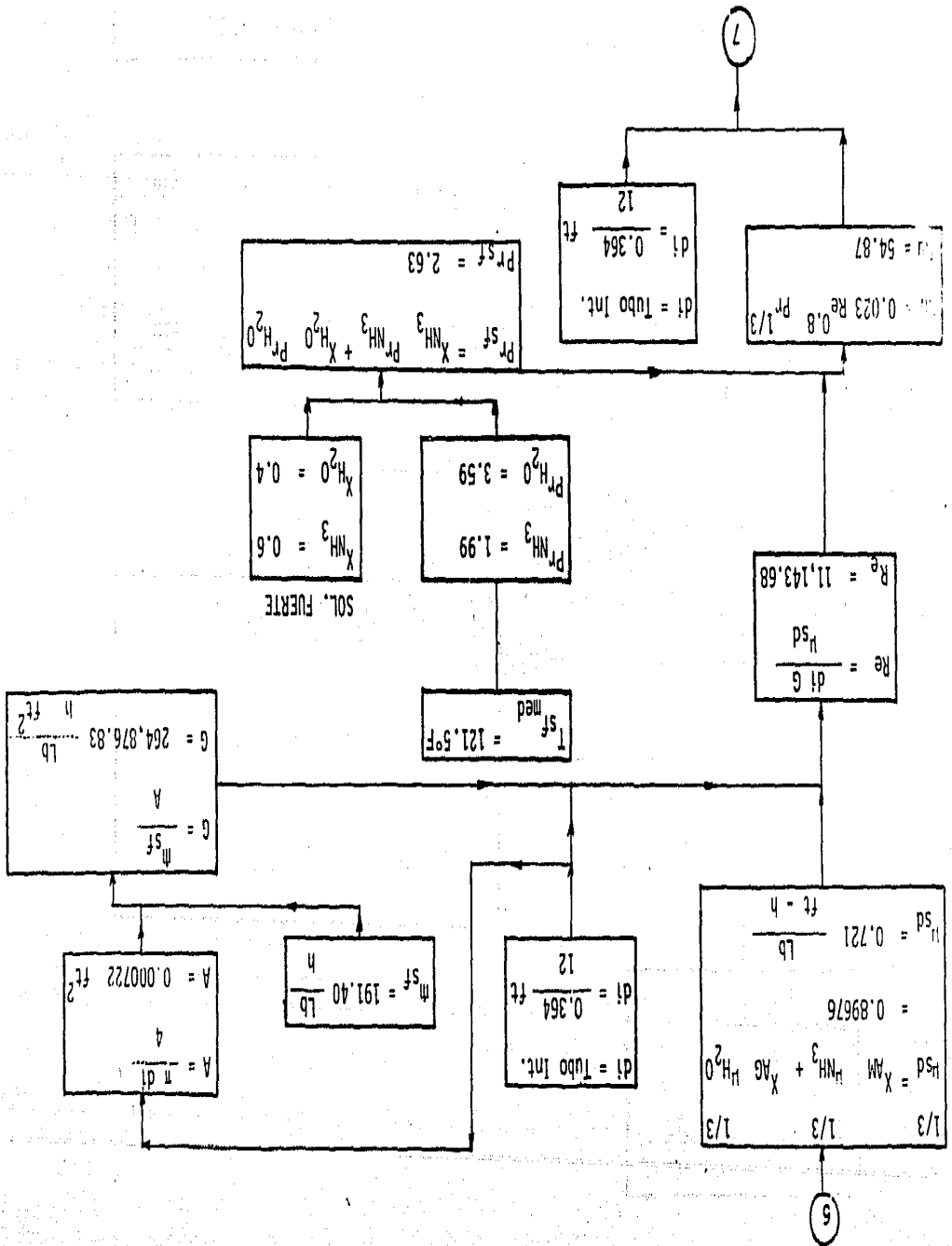


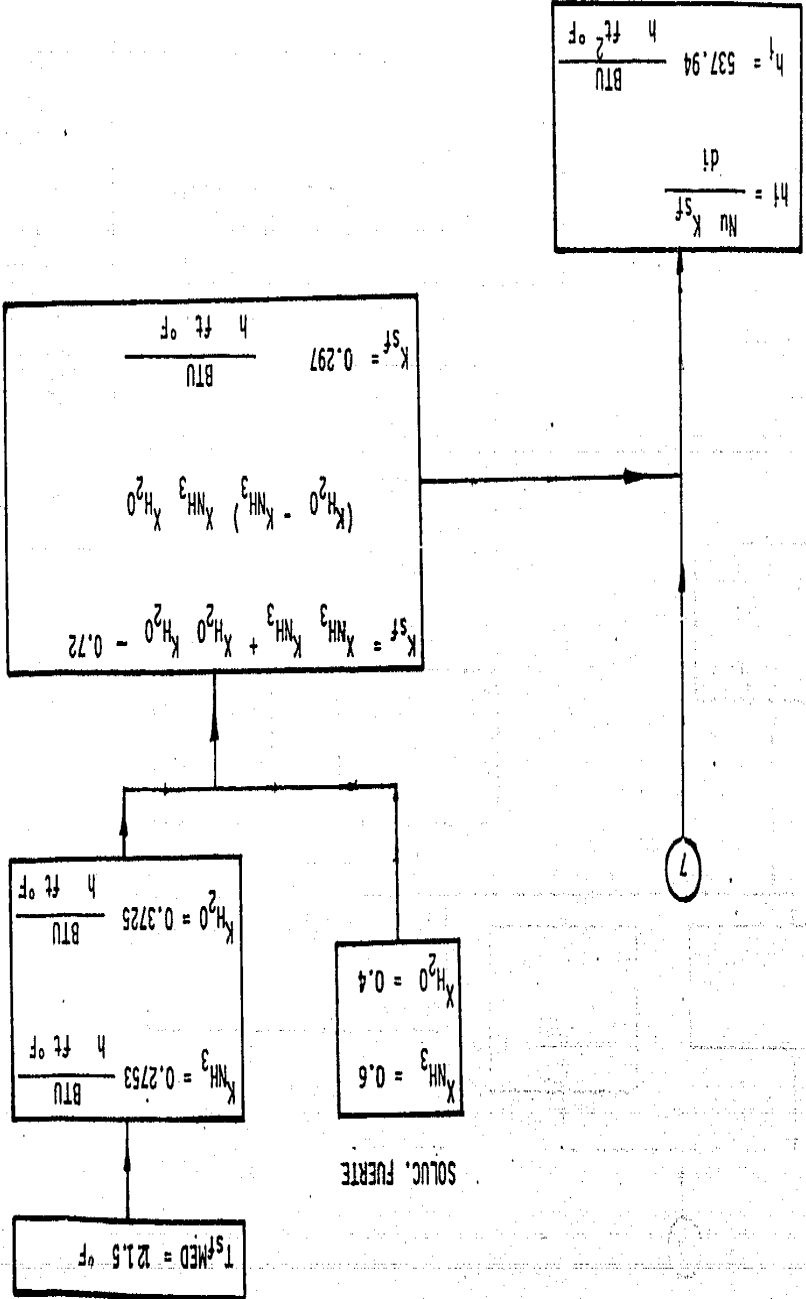


Finalmente, se observa que las temperaturas medias aritmeticas de la solucion fuerte, son iguales, por lo tanto se toma este ultimo resultado como la temperatura de salida de la solucion fuerte.

f). CALCULO DEL COEFICIENTE DE CALOR POR CONVECCION "HT" DENTRO DEL TUBO INTERIOR.

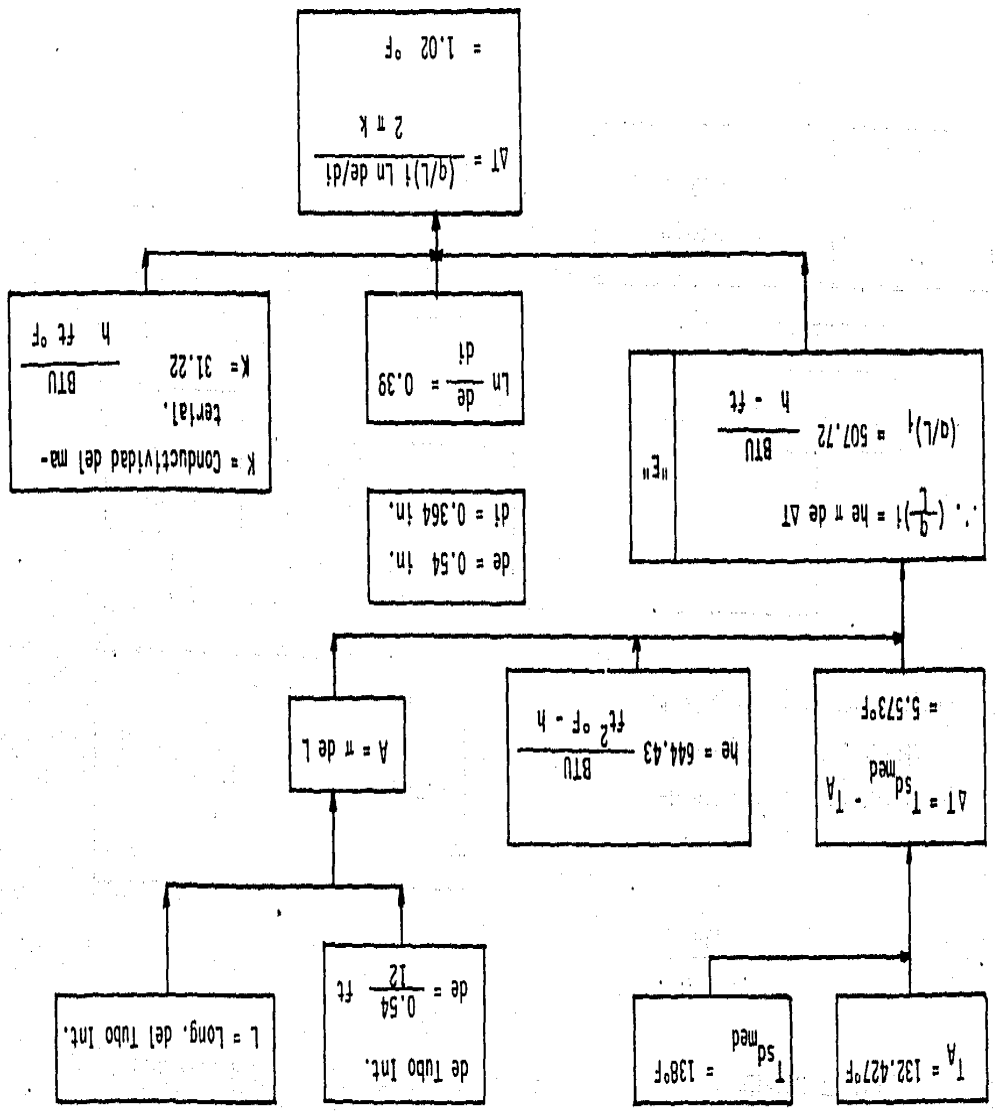


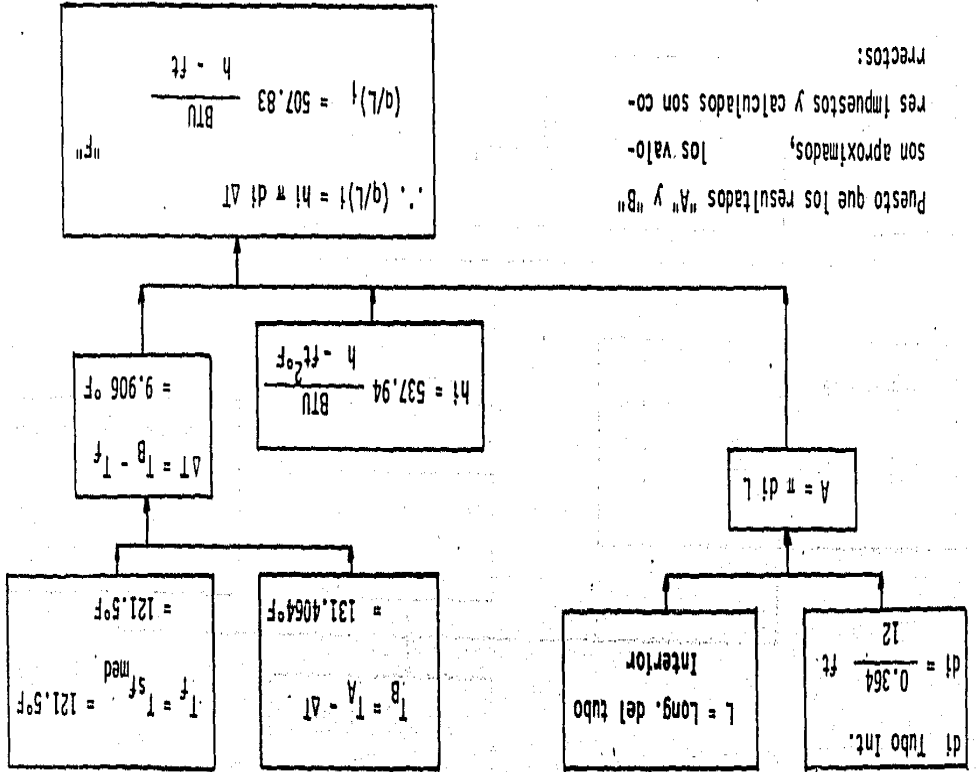




SOLUC. FUERTE

g). CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD QUE FLUYE HACIA LA SOLUCION FUERTE DEL TUBO INTERIOR (q/L)1.





Puesto que los resultados "A" y "B" son aproximados, los valores impuestos y calculados son correctos:

HACIA EL INTERIOR

$$q/L = 507.77 \text{ BTU} / (h - ft.)$$

HACIA EL EXTERIOR

$$q/L = 12.652 \text{ BTU} / (h - ft.)$$

Sacando los porcentajes:

		520.42	
		<hr/>	
		507.77	
	$X_1 =$	$\frac{507.77}{520.42}$	$= 0.975$
	$X_e =$	$\frac{12.65}{520.42}$	$= 0.024$

∴ Si el calor total que sede el fluido débil caliente es:

$$q_{tot.} = 11,884 \frac{h}{BTU}$$

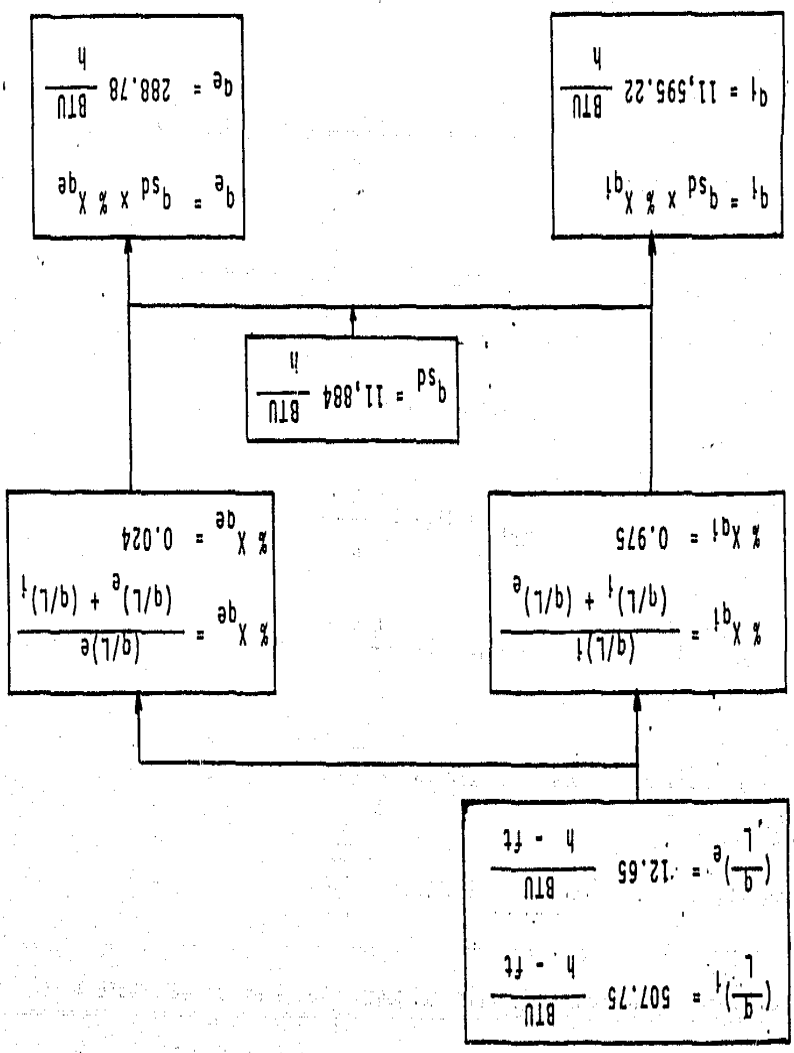
$$q_1 = 11,884 \times 0.975 = 11,595.22 \frac{h}{BTU}$$

$$q_e = 11,884 \times 0.024 = 288.78 \frac{h}{BTU}$$

$$\text{Recalculando } T_{f2} \text{ para } q = 11,595.22 \frac{h}{BTU}$$

Comenzaremos nuevamente a partir del punto No. 4 en 'q' se supuso a $q_1 = 11,500$ para obtener una nueva T_{f2} y recalculiar hasta h_1 .

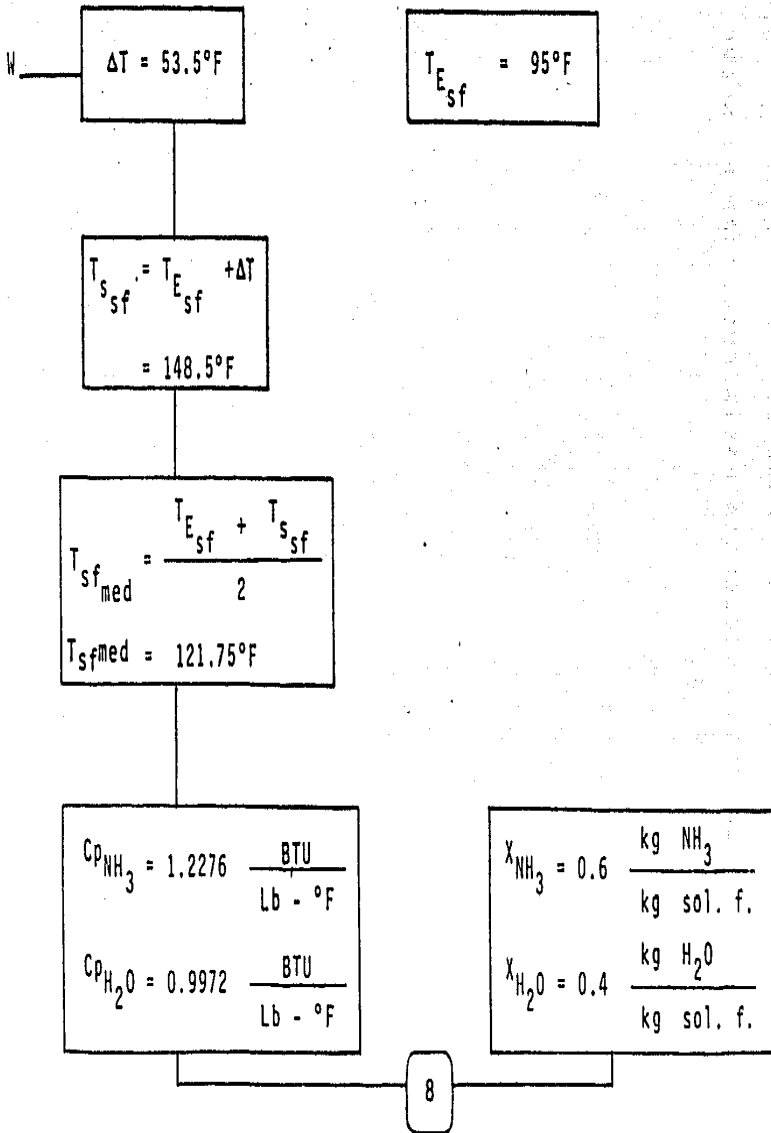
h) CANTIDAD DE CALOR TOTAL QUE SE DISIPA PARA EL AIRE AMBIENTE EXTERIOR "q_e" Y PARA LA SOLUCION FUERTE DEL TUBO INTERIOR "q_i"



- i). REPETICION DE LOS CALCULOS A PARTIR DEL INCISO "e)".
PARA EL CALCULO DE LA TEMPERATURA $T_{s_{sf}}$ USANDO LOS-
NUEVOS VALORES DEL FLUJO DE CALOR q_i y q_e , SIGUIEN-
DO LA MISMA SECUENCIA HASTA ENCONTRAR UN NUEVO VALOR
PARA $(\frac{q}{L})_i$.

e'). CALCULO DE " T_{sf} " DENTRO DEL TUBO INTERIOR Y DE LA TEMPERATURA

MEDIA LOGARITMICA " ΔT_m ".



8

$$C_{p_{sf}} = X_{NH_3} C_{p_{NH_3}} + X_{H_2O} C_{p_{H_2O}}$$

$$C_{p_{sf}} = 1.131 \frac{BTU}{Lb \cdot ^\circ F}$$

$$\dot{m}_{sf} = 191.4 \frac{Lb}{h}$$

$$q_1 = 11,595 \frac{BTU}{h}$$

$$\therefore \Delta T = \frac{q_1}{\dot{m}_{sf} C_{p_{sf}}}$$

"A"

$$= 53.52 \text{ } ^\circ F$$

Esta primera suposición de $\Delta T = 53.5^\circ F$ dio muy cercana, y nuevamente calcularemos otro ΔT hasta que resulte igual.

$$T_{s_{sf}} = T_{E_{sf}} + \Delta T$$

$$T_{s_{sf}} = 148.52 \text{ } ^\circ F$$

$$T_{E_{sf}} = 95^\circ F$$

$$T_{sf_{med}} = \frac{T_{E_{sf}} + T_{s_{sf}}}{2}$$

$$T_{sf_{med}} = 121.76 \text{ } ^\circ F$$

9

9

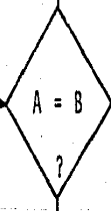
$$C_{p_{NH_3}} = 1.22 \frac{BTU}{Lb - ^\circ F}$$
$$C_{p_{H_2O}} = 0.99 \frac{BTU}{Lb - ^\circ F}$$

$$C_{p_{sf}} = X_{NH_3} C_{p_{NH_3}} + X_{H_2O} C_{p_{H_2O}}$$
$$C_{p_{sf}} = 1.13 \frac{BTU}{Lb - ^\circ F}$$

$$\Delta T = \frac{q_i}{\dot{m}_{sf} C_{p_{sf}}}$$

"B"

$$= 53.52 \text{ } ^\circ F$$



10

10

$$\begin{aligned} \therefore T_{S_{sf}} &= T_{E_{sf}} + \Delta T \\ &= 148.52 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$T_{E_{sf}} = 35^\circ\text{C} (95^\circ\text{F})$$

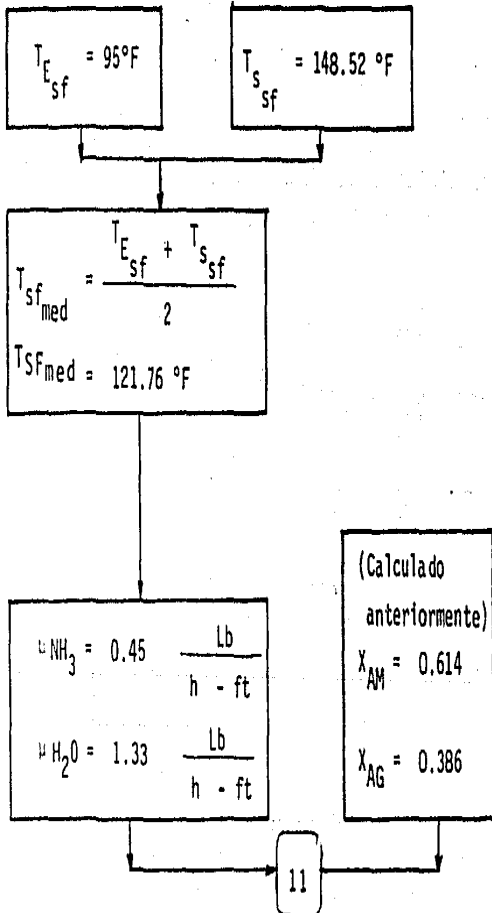
$$T_{E_{sd}} = 80^\circ\text{C} (176^\circ\text{F})$$

$$T_{S_{sd}} = 100^\circ\text{F} (37.77^\circ\text{C})$$

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \frac{(T_{E_{sd}} - T_{S_{sf}}) - (T_{S_{sd}} - T_{E_{sf}})}{\ln \frac{T_{E_{sd}} - T_{S_{sf}}}{T_{S_{sd}} - T_{E_{sf}}}} \end{aligned}$$

$$T_m = 13.18 \text{ } ^\circ\text{F} (7.32 \text{ } ^\circ\text{C})$$

f'). CALCULO DEL COEFICIENTE DE CALOR POR CONVECCION (h_c)
DENTRO DEL TUBO INTERIOR.



11

$$v_{sf} = \left[x_{AM} (NH_3)^{1/3} + x_{AG} (H_2O)^{1/3} \right]^3$$

$$= 0.7197 \frac{\text{Lb}}{\text{h} - \text{ft}}$$

$$d_i = 0.364 \text{ in.}$$

$$G = 264,876.83 \frac{\text{Lb}}{\text{h} - \text{ft}^2}$$

$$Re = \frac{d_i G}{\mu_{sf}} = 11,163.81$$

$$T_{sf_{med}} = 121.76^\circ\text{F}$$

$$Pr_{NH_3} = 1.99$$

$$Pr_{H_2O} = 3.58$$

$$Re = 11,163.81$$

$$Pr_{sf} = x_{NH_3} Pr_{NH_3} + x_{H_2O} Pr_{H_2O}$$

$$Pr_{sf} = 2.62$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

$$= 54.91$$

12

13

12

$$T_{sfmed} = 121.76 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$K_{NH_3} = 0.2793 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$K_{H_2O} = 0.37253 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$K_{sf} = X_{NH_3} K_{NH_3} + X_{H_2O} K_{H_2O} +$$

$$- 0.72 (X_{H_2O} - K_{NH_3}) X_{NH_3} X_{H_2O}$$

$$K_{sf} = 0.3 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

332

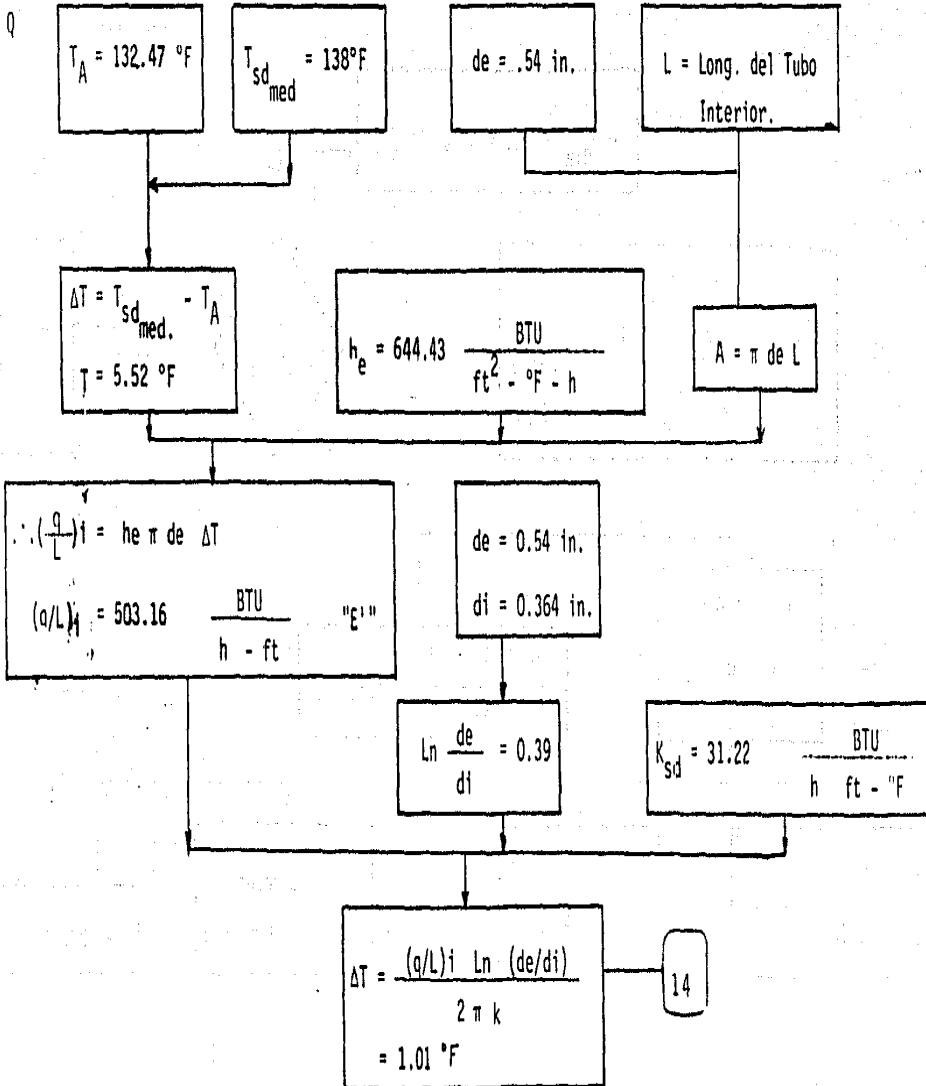
13

$$d_i = \phi \text{ del Tubo Int. Usado}$$

$$d_i = 0.364 \text{ in.}$$

$$h_i = \frac{Nu K_f}{d_i} = 544.06 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

g'). CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD QUE FLUYE HACIA LA SOLUCION FUERTE DEL TUBO INTERIOR $(q/L)_i$.



333

14

$d_i = 0.364 \text{ in.}$

L = Long. del Tubo Interior

$T_B = T_A - \Delta T$
 $T_B = 131.46 \text{ }^\circ\text{F}$

$T_{sd \text{ med.}} = 121.761 \text{ }^\circ\text{F}$

$A = \pi d_i L$

$h_i = 544.067 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}}$

$\Delta T = T_B - T_f$
 $= 9.704 \text{ }^\circ\text{F}$

SUPONER OTRO VALOR DE LA TEMP. T_A

RESULTADO $E' = F'$

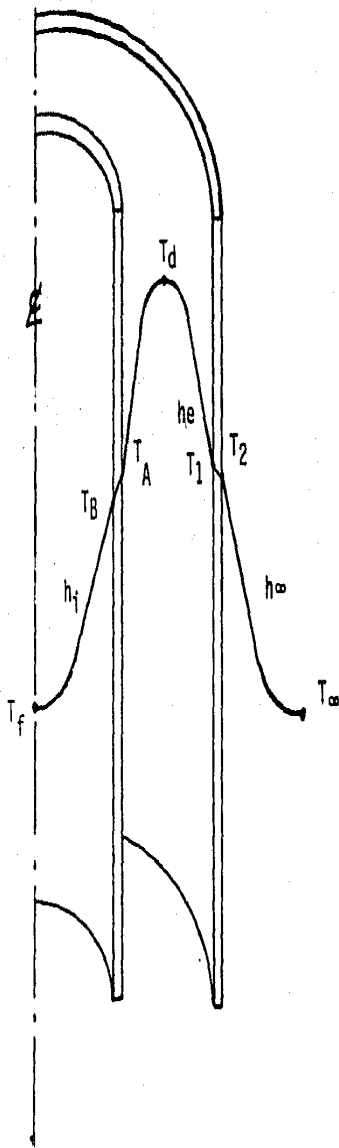
NO

$(q/L)_i = h_i \pi d_i \Delta T$
 $(q/L)_i = 503.13 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}} \text{ "F"}$

Si

$(\frac{q}{L})_i = 503.15 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}}$

3). RESUMEN DE LOS VALORES CALCULADOS PARA LAS VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL CAMBIADOR DE CALOR.



$$T_{sd_{med}} = 138^{\circ}\text{F}$$

$$h_e = 644.43 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$T_1 = 137.87^{\circ}\text{F}$$

$$K = 31.22 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$T_2 = 137.86^{\circ}\text{F}$$

$$h_{\infty} = 1.34 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$T_{\infty} = 95^{\circ}\text{F}$$

$$(q/L)_e = 12.652 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}}$$

$$T_A = 132.47^{\circ}\text{F}$$

$$T_B = 131.40^{\circ}\text{F}$$

$$h_i = 544.07 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$T_{\text{sf med}} = 121.76^\circ\text{F}$$

$$k = 31.22 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$T_\omega = 95^\circ\text{F}$$

$$(q/L)_i = 503.15 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}}$$

$$q_i = 11,595 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$q_e = 288 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

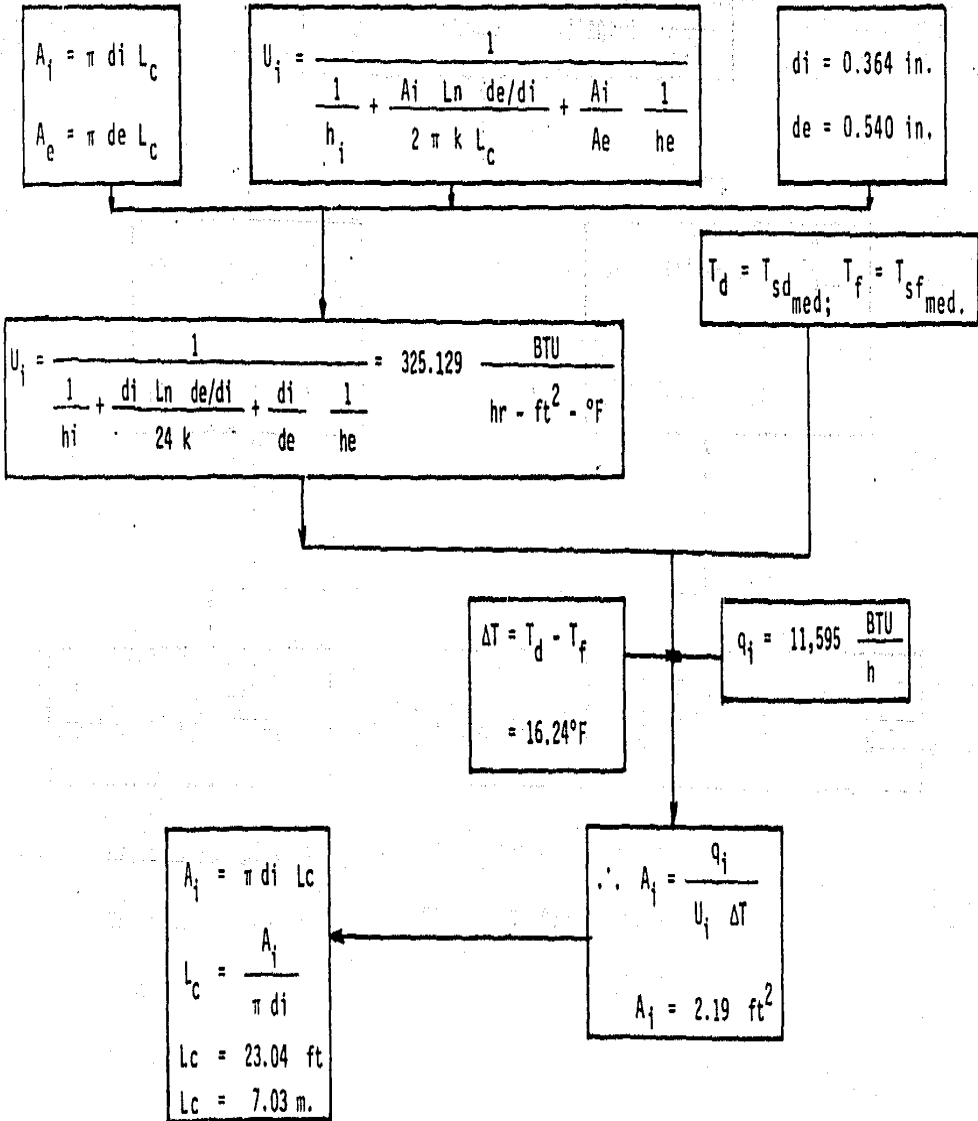
Tubo Int. $d_i = 0.364 \text{ in.}$

$\frac{1}{4}$ Nom. Ced. 40 $d_e = 0.540 \text{ in.}$

Tubo Ext. $D_i = \frac{0.622}{12} \text{ ft}$

$\frac{1}{2}$ Nom. Ced. 40 $D_e = \frac{0.840}{12} \text{ ft}$

k). CALCULO DEL AREA NECESARIA "A_c" PARA DISIPAR EL CALOR HACIA EL INTERIOR, Y LA LONGITUD "L_c" QUE DEBE TENER EL CAMBIADOR DE CALOR.



1). COMPROBACION DE LA LONGITUD NECESARIA " L_c " DEL CAMBIADOR DE CALOR Y DE LOS FLUJOS DE CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD HACIA EL EXTERIOR $(q/L)_e$ Y HACIA EL INTERIOR $(q/L)_i$:

$$\left(\frac{q}{L}\right)_e = 12.65 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}}$$

$$L_c = 23.04 \text{ ft}$$

$$\left(\frac{q}{L}\right)_i = 503.15 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}}$$

$$q_e = \left(\frac{q}{L}\right)_e L_c$$

$$q_e = 291.506 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$q_i = \left(\frac{q}{L}\right)_i L_c$$

$$q_i = 11,594.58 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$q_{sd} = q_e + q_i = 11,886.1 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$\therefore q_{sd} = 11,884 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \text{ L.c.q.d.}$$

V. ESPECIFICACIONES DEL CAMBIADOR DE CALOR.

- Diámetro de Tuberías Concéntricas:

TUBO INTERIOR:	DIAM. NOMINAL $\frac{1}{4}$	$d_i = 0.364$ in.
	CEDULA 40	$d_e = 0.540$ in.
TUBO EXTERIOR:	DIAM. NOMINAL $\frac{1}{2}$	$D_i = 0.622$ in.
	CEDULA 40	$D_e = 0.840$ in.

- Material de las tuberías: Acero al 0.5% de Carbono.
- Presión a que trabaja el cambiador: 13.32 ATM.
- Flujo masico de la solución débil: $63.89 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$
- Flujo masico de solución fuerte: $86.89 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$
- Temperatura de entrada solución débil caliente: 80°C
- Temperatura de salida solución débil enfriada: 37.77°C
- Temperatura de entrada solución fuerte fría: 35°C
- ΔT entre solución fuerte entrante y solución débil saliendo: 2.77°C
- Temperatura de salida de la solución fuerte: 64.73°C
- Temperatura media logaritmica: 7.32°C
- Calor total que pierde la solución débil caliente: $3,482\text{W}$
- Calor que se disipa al aire ambiente exterior: 84.61 W.
- Calor que gana la solución fuerte del tubo interior: --
 $3,397.4\text{ W.}$

- Area total necesaria para disipar el calor q_i : 0.204 m²
- Longitud total necesaria del cambiador de calor: 7.03 m.

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

- $A_1 = A_c$ = Area necesaria en el cambiador de calor.
- $C_{p_{H_2O}}$ = Calor específico del agua.
- $C_{p_{NH_3}}$ = Calor específico del amoniaco
- $C_{p_{sd}}$ = Calor específico de la solución débil
- $C_{p_{sf}}$ = Calor específico de la solución fuerte.
- D_e = Diámetro exterior del tubo exterior.
- D_{eq} = Diámetro equivalente de la sección anular en los tubos concéntricos.
- d_e = Diámetro exterior del tubo interior.
- D_i = Diámetro interior del tubo exterior.
- d_i = Diámetro interior del tubo interior.
- ΔT_{cc} = Incremento de temperatura en la entrada de la solución fuerte y salida de la débil en el condensador.
- ΔT_{sd} = Incremento de temperatura de la solución débil de la entrada a la salida.
- G = Velocidad masica.
- h_e = Coeficiente de convección de calor en la sección anular de las tuberías concéntricas.
- h_i = Coeficiente de convección de calor en el interior del tubo interior concéntrico.

- h_{∞} = Coeficiente de convección de calor natural en el exterior de los tubos.
- K_{sd} = Conductividad térmica de la solución débil.
- K = Conductividad térmica de la tubería.
- L_c = Longitud necesaria que debe tener el cambiador de calor.
- \dot{m}_{sd} = Flujo másico de la solución débil.
- \dot{m}_{sf} = Flujo másico de la solución fuerte.
- Nu = Número de Nusselt.
- Pr = Número de Prandt.
- q_e = Calor que fluye hacia el exterior del cambiador de calor.
- q_i = Calor que fluye hacia el interior del cambiador de calor.
- q_{sd} = Calor que pierde la solución débil caliente.
- $\left(\frac{q}{L}\right)_e$ = Calor por unidad de longitud que fluye hacia el exterior.
- $\left(\frac{q}{L}\right)_i$ = Calor por unidad de longitud que fluye hacia el interior.
- Re = No. de Reynolds.
- T_1 = Temperatura interior de la pared del tubo exterior.
- T_2 = Temperatura exterior de la pared del tubo exterior.

T_A = Temperatura en el exterior de la pared del tubo interior.

T_B = Temperatura en el interior de la pared del tubo interior.

$T_d = T_{s_{dm}}$ = Temperatura media de la solución débil.

$T_f = T_{s_{fm}}$ = Temperatura media de la solución fuerte.

$T_{E_{sd}}$ = Temperatura de entrada de la solución débil.

$T_{E_{sf}}$ = Temperatura de entrada de la solución fuerte.

$T_{s_{sd}}$ = Temperatura de salida de la solución débil.

$T_{s_{sf}}$ = Temperatura de salida de la solución fuerte.

T_∞ = Temperatura de diseño en el exterior.

U_i = Coeficiente total de transferencia de calor.

U_{sd} = Viscosidad dinámica de la solución débil en --
función de $T_{s_{dm}}(T_d)$

X_d = Concentración de amoníaco en la solución débil.

X_{H_2O} = Concentración de agua en una solución.

X_{NH_3} = Concentración de amoníaco en una solución.

X_{qe} = Porcentaje de la cantidad de calor que fluye -
hacia el exterior.

X_{qi} = Porcentaje de la cantidad de calor que fluye -
hacia el interior.

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

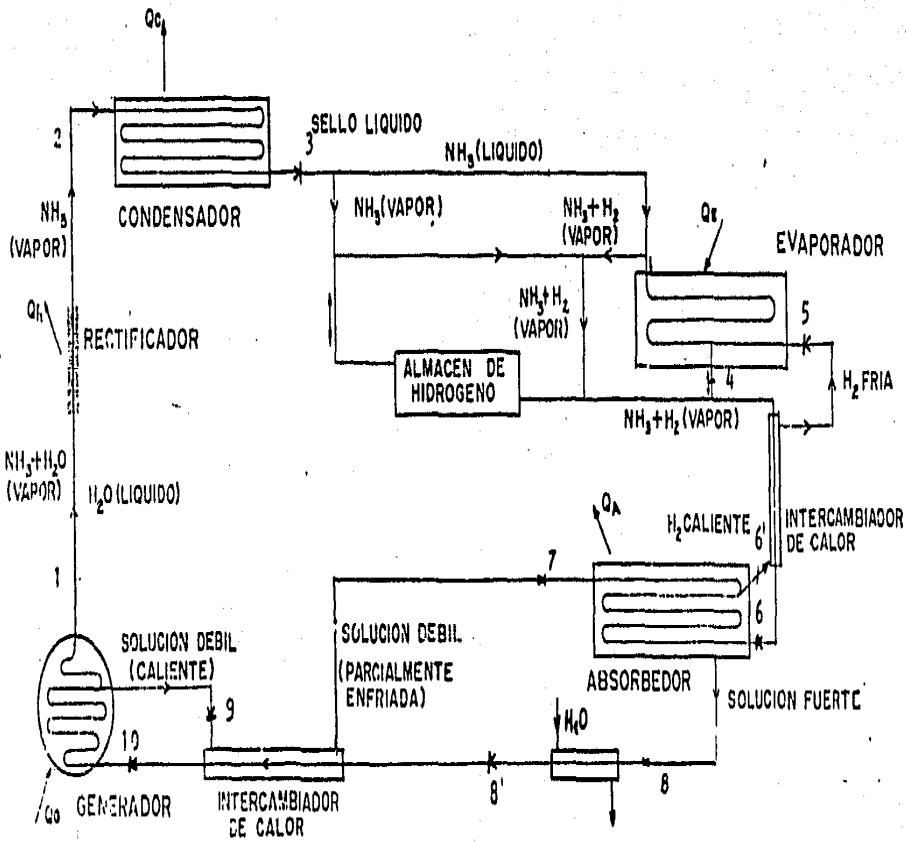
1. Heat Transfer**J. P. Hollman 3a. Edición****McGraw Hill Book Company****2. Principios de Transferencia de Calor****Frank Kreith****Herrero Hermanos, S. A. 1970****3. Procesos de Transferencia de Calor****Donald Kern****CECSA 1973****4. Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración****Eduardo Hernández Goribar****Editorial Limusa, S. A. 1973**

C A P I T U L O V I I

RESULTADOS GENERALES

En este Capítulo se presenta un Diagrama de Flujo (Fig. VIII.1) en donde se numeraron todos los puntos -- más importantes del equipo, así como un resumen de las propiedades y características en cada punto del sistema diseñado en este seminario.

FIG. VIII.I DIAGRAMA DE FLUJO



RESULTADOS GENERALES

PTO. 1. VAPOR AMONIACO AGUA

$$T_{\text{NH}_3} = 80^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{NH}_3} = 13.0 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}$$

$$\frac{\text{kg}_{\text{NH}_3}}{\text{kg sol. fuerte}} = 0.975$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} = 23 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_G = 10663 \text{ Kcal} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$h_{\text{NH}_3} = 66.7 \text{ Kcal} \cdot \text{kg}^{-1}$$

PTO. 2. VAPOR AMONIACO

$$T_{\text{NH}_3} = 65^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{NH}_3} = 14.0 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}$$

$$\frac{\text{Kg}_{\text{NH}_3}}{\text{kg. sol. fuerte}} = 0.99$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} = 23 \text{ kg} - \text{h}^{-1}$$

$$Q_R = 200 \text{ Kcal} - \text{h}^{-1}$$

$$h = 58 \text{ Kcal} - \text{Kg}^{-1}$$

PTO. 3. AMONIACO LIQUIDO

$$T_{\text{NH}_3} = 31^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{NH}_3} = 14 \text{ kg} - \text{cm}^{-2}$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} = 23 \text{ kg} - \text{h}^{-1}$$

$$h = 78 \text{ Kcal} - \text{Kg}^{-1}$$

$$Q_C = 6892.5 \text{ Kcal} - \text{h}^{-1}$$

PTO. 4. VAPOR AMONIACO - HIDROGENO

$$T_{\text{NH}_3} = 24^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{NH}_3} = 7.28 \text{ kg} - \text{cm}^{-2}$$

$$P_H = 6.72 \text{ kg} - \text{cm}^{-2}$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} = 23 \text{ kg} - \text{h}^{-1}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 0.16 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_E = 6450.9 \text{ kcal} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$h = 264.5 \text{ Kcal} \cdot \text{Kg}^{-1}$$

PTO. 5. HIDROGENO FRIO

$$T_H = 18^\circ\text{C}$$

$$P_H = 6 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}$$

$$\dot{m}_H = 0.16 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_I = 0.3 \text{ Kcal} \cdot \text{h}^{-1}$$

PTO. 6. AMONIACO - HIDROGENO

$$T_{NH_3 - H_2} = 24.8^\circ\text{C}$$

$$P_{NH_3 - H_2} = 13 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}$$

$$\dot{m}_{NH_3} = 23 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$h = 704.4 \text{ Kcal} \cdot \text{Kg}^{-1}$$

PTO. 6'. HIDROGENO CALIENTE

$$T_H = 35^\circ\text{C}$$

$$P_H = 6 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}$$

$$\dot{m}_H = 0.16 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

PTO. 7. SOLUCION DEBIL PARCIALMENTE ENFRIADA

$$x_{\text{NH}_3} = 45.6 \%$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}} = 54.4 \%$$

$$P_{\text{sol d.}} = 13 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}$$

$$T_{\text{sol d.}} = 35^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{sol d.}} = 64 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_{A_T} = 19\,160 \text{ Kcal} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$h = 28 \text{ Kcal} \cdot \text{Kg}^{-1}$$

PTO. 8. SOLUCION FUERTE

$$x_{\text{NH}_3} = 60 \%$$

$$x_{\text{H}_2} = 40 \%$$

$$P_{\text{sol F}} = 7 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$T_{\text{sol F}} = 38^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{sol F}} = 80.9 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$h = 31.25 \text{ Kcal} \cdot \text{Kg}^{-1}$$

PTO. 8'. SOLUCION FUERTE-FRIA

$$T = 35^{\circ}\text{C}$$

$$P = 7 \text{ kg/cm}^2$$

$$\dot{m}_{sf} = 87 \text{ kg/h}$$

$$h = 29 \text{ kcal/kg}$$

PTO. 9. SOLUCION DEBIL CALIENTE

$$T = 80^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m} = 64 \text{ kg/h}$$

$$X = 0.456 \text{ kg}_{\text{NH}_3} / \text{kg sol.}$$

$$P = 13 \text{ kg/cm}^2$$

$$h = 27.5 \text{ kcal/kg}$$

PTO. 10. SOLUCION FUERTE

$$T = 64^{\circ}\text{C}$$

$$P = 13 \text{ kg/cm}^2$$

$$X = 0.6 \text{ kg}_{\text{NH}_3} / \text{kg sol.}$$

$$\dot{m} = 87 \text{ kg/h}$$

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

SIMBOLO		UNIDADES
h	ENTALPIA	Kcal - Kg ⁻¹
L	Longitud	m
m	Flujo Másico	kg - h ⁻¹
P	Presión	kg - m ⁻²
Q	Carga de Calor	BTU - h ⁻¹
T	Temperatura	°C
X	Concentración	

S U B I N D I C E S

NH ₃	Amoniaco
G	Generador - Colector
R	Rectificador
C	Condensador
H	Hidrógeno
E	Evaporador
I	Intercambiador de Calor
NH ₃ -H ₂	Mezcla Amoniaco - Hidrógeno
A	Absorbedor
Sol-d	Solución débil
Sol-f	Solución fuerte

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

Las limitaciones que se tuvieron en lo referente a condiciones ambientales, básicamente en cuanto a la alta temperatura ambiental, ocasionaron que las áreas de transferencia en el Condensador y el Absorbedor fueran muy grandes.

Además de que las relativamente altas temperaturas en estos equipos hacen que el COP del sistema sea reducido.

Ya que uno de los objetivos del diseño del sistema era el de utilizar el colector simultaneamente como-Generador, la presión de operación en el colector fue elevada.

Por otro lado el tener el conjunto colector - - Generador no permite el almacenamiento de fluido a alta -

temperatura como sería el caso de Generador y Colector --
Separados.

RECOMENDACIONES

Con objeto de optimizar el funcionamiento y la Geometría del Sistema diseñado en este seminario, podrían seguirse las siguientes alternativas.

Utilizar agua recirculada a través de una torre de enfriamiento para el enfriamiento del condensador y el absorbedor.

Efectuar la generación del vapor de amoniaco -- utilizando un equipo específico diseñado como generador, calentado mediante un fluido secundario procedente del colector solar.