

T-82

Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA



DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION
POR ABSORCION PARA EL ACONDICIONA-
MIENTO DE AIRE EN UN AUTOMOVIL

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N

24
82

HECTOR GUSTAVO JURADO ESCAMILLA
JAVIER HERRERA RODRIGUEZ

México, D. F. 1979



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

INTRODUCCION.

CAPITULO I Historia.

- a). - Desarrollo histórico del aire acondicionado.
- b). - El aire acondicionado en el automóvil.

CAPITULO II Refrigeración.

- a). - Refrigeración por compresión.
- b). - Sistemas de refrigeración por absorción.

CAPITULO III Características del sistema elegido.

- a). - Condiciones de diseño que debe cumplir.
- b). - Selección del sistema.
- c). - Requisitos y selección de la combinación refrigerante-absorbedor.

CAPITULO IV Determinación de la capacidad del sistema.

- a). - Condiciones de diseño.
- b). - Cálculo de la carga.

CAPITULO V Diseño teórico del sistema.

- a). - Cálculos de gastos, Presiones y calor removido en cada uno de los elementos del ciclo.
Eficiencia y C.O.P. del sistema.

CAPITULO VI Diseño físico de los elementos.

- a). - Diseño del evaporador.

b). - Diseño del absorbedor.

c). - Diseño del condensador.

d). - Diseño del generador.

e). - Diseño del intercambiador de calor líquido-líquido.

f). - Controles del sistema.

CAPITULO VII Conclusiones.

INTRODUCCION

Quizás la primera ocasión que se utilizó la refrigeración fue en Egipto 1000 años A. C., con la ayuda de los esclavos que removían grandes bloques de piedra, para calentar durante la noche y enfriar en el día el palacio del faraón. La necesidad de buscar el confort humano ha obligado al hombre a ir mejorando cada vez más el tipo rudimentario de --- aquella época; labor y esfuerzo que ha llegado hasta nuestros días, pues la vida sería imposible en aquellos lugares de la tierra con climas extremos, que exigen climatización artificial, que permita la conservación de alimentos, medicinas etc. o procesos industriales que requieran refrigeración o calefacción que hagan posible la vida humana o de animales y plantas.

Con lo que nos damos cuenta que el uso y aplicación de la refrigeración es cada vez más extenso, hasta estar ligado con la vida misma -- del hombre, ya que se encuentra en hoteles, cines, salas de arte, oficinas, casas, aviones, barcos, automóviles, trenes, camiones, etc.

Todo lo anterior fue motivo de gran interés para la realización -- de este trabajo que se refiere a la refrigeración en un automóvil, el mencionado sistema debe reunir una serie de requisitos, como son:

- a). - Bajo costo.
- b). - Rápida y fácil instalación.

c). - Consumo mínimo de energía.

d). - Fácil mantenimiento.

e). - Construcción sencilla.

f). - Habilidad para refrigerar.

Tratando de satisfacer plenamente las condiciones anteriores exponemos nuestro propósito de mejorar en varios aspectos los sistemas mecánicos existentes.

Analizados los diferentes sistemas de refrigeración, encontramos que el de refrigeración por absorción es el que mejor se adapta a las condiciones propuestas.

Una vez elegido el sistema iniciamos nuestro trabajo recurriendo al pasado con los pocos datos que se tienen; pero que sirven bastante para tener una idea del aire acondicionado en la antigüedad. Después de una breve historia nos trasladamos al aire acondicionado aplicado a un vehículo, tratando en detalle el sistema actual en el automóvil, así como algunos sistemas de absorción existentes, a fin de elegir el adecuado a nuestro estudio.

En primer lugar, se determina la capacidad del sistema con las condiciones de diseño y cálculo de la carga. En el capítulo V tratamos el diseño teórico del sistema a fin de poder realizar el diseño físico del que tratamos en el siguiente capítulo.

En el último capítulo formulamos nuestras conclusiones y las posibles modificaciones futuras.

CAPITULO I

Historia

a).- Desarrollo histórico del Aire Acondicionado.

Resulta asombroso saber que los principios de la refrigeración eran ya conocidos en Egipto; mil años antes de Cristo. Los egipcios tenían un sistema para remover el calor del palacio del Faraón; el cual estaba construido con grandes bloques de piedra que pesaban alrededor de cien toneladas; de un lado eran lisas y del otro ásperas. De noche los esclavos trabajaban haciendo los grandes bloques que eran extraídos de las montañas para ser transportadas al desierto del Sahara, donde se enfriaban debido a las bajas temperaturas que hay en el desierto durante la noche. Antes del amanecer estas piedras eran arrastradas de nuevo al palacio donde se volteaban con la parte fría hacia el mismo. Logrando una temperatura dentro del palacio aproximadamente de 80°F, mientras que alrededor oscilaba una temperatura de 130°F.

Todo ese trabajo que hacían los esclavos durante la noche, ahora la moderna refrigeración lo hace fácilmente, ya que ese calor absorbido durante el día, es disipado con el aire frío de la noche.

También los egipcios encontraron que podían enfriar el agua colocándola en jarras porosas, las que colocaban sobre los techos de las casas al atardecer. La brisa de la noche evaporaba la humedad que se fil

traba a través de la jarra, haciendo que el agua se enfriara.

Ahora, trasladándonos a épocas más recientes, a fines del siglo XIX, T.C. Northcott se considera como el primer hombre en la historia que tuvo una casa con acondicionamiento de aire. Esta persona construyó su casa cerca de las famosas cavernas de Luray, Virginia, E.U. Northcott y su familia padecían catarro asmático. A poca distancia de su casa construyó un pozo de cinco pies de ancho sobre el techo de la caverna, colocando un ventilador de 42 pulgadas para extraer $8000 \text{ ft}^3/\text{min}$. de aire del pozo.

Desde el cobertizo donde el pozo fue hecho, construyó un pasaje o ducto a la casa. Este, estaba dividido en dos cámaras; la superior que contenía aire calentado por el sol y la inferior que conducía aire de la caverna. El ducto superior se usó para calentar en días fríos y desde luego el inferior para los días cálidos.

La humedad era regulada en la base de una cámara donde podía mezclarse el aire de ambos ductos, ya que el aire caliente contenía una gran cantidad de humedad, de lo que el aire frío carecía. De esta cámara Northcott mandaba el aire a las habitaciones de su casa mediante una red de pequeños tubos. En el invierno el aire era calentado en un serpentín de vapor localizado en la entrada de cada ducto.

Con este ingenioso sistema se fue abriendo paso al acondiciona--

miento de aire.

Tal vez la primera demostración de que se podía obtener frío --- evaporando éter se hizo en la Universidad de Glasgow de Escocia, Inglaterra, en el año de 1748.

En 1805 Oliver Evans de Filadelfia, propuso y diseñó un ciclo de refrigeración por compresión. En el año de 1844 John Gorrie de Florida diseñó una máquina para hacer hielo que empleó para el enfriamiento de aire de su hospital. John Leslie desarrolló un sistema de absorción para obtener enfriamiento a muy baja temperatura, usando ácido sulfúrico y agua como medio de refrigeración.

En 1865 Daniel Livingston instaló un generador calentado con vapor para las unidades de absorción "carré" traídas de Francia. Estas -- unidades originalmente tenían un generador calentado directamente con fuego que funcionaban defectuosamente, al modificarse el generador se hicieron más comerciales. También otro adelanto fue el de utilizar agua destilada para producir hielo.

En el año de 1873 se instaló la primer planta comercial que usó amoníaco para producir hielo, inventada por David Boyle. Thomas L. -- Rankine en 1876 mejora los sistemas de absorción usados en las cervecerías y neveras. Fue el primero que introdujo la refrigeración en los -- carros de ferrocarril que transportaban carne. El alemán Fred W. Wolf construyó e instaló en 1880 el compresor de amoníaco Wolf-Linde. Tam-

bién en 1880 hace un diseño original de las plantas de absorción. John -- C. de la Vergne construye su primera máquina de refrigeración con la - ayuda de William H. Mixer y diseña los compresores para las plantas de hielo. Al finalizar el año de 1882, Ernest Vilter desarrolla otra máquina de refrigeración que era una unidad con un compresor horizontal de dos-pasos que manejaba vapor.

La refrigeración doméstica hace su aparición en 1910, constru-- yéndose la primera máquina, sólo que operada manualmente en el año -- de 1913. En el año de 1918, Kelvinator produce su primer refrigerador - automático. La refrigeración hermética la introdujo General Electric en 1926.

En los años siguientes; Electrolux introdujo una unidad de absor- ción automática, siendo en 1927 cuando apareció el primer acondiciona- dor en el mercado.

Puede considerarse que el acondicionamiento de aire en unidades- móviles es un hecho reciente; hace unos cuantos años era un sueño que -- los submarinos pudieran permanecer sumergidos indefinidamente, pero- ahora debido al acondicionamiento de aire es posible.

Como podrá observarse en los últimos 100 años, la refrigeración avanzó a pasos agigantados en comparación con los primeros indicios de buscar el confort humano.

bién en 1880 hace un diseño original de las plantas de absorción. John -- C. de la Vergne construye su primera máquina de refrigeración con la -- ayuda de William H. Mixer y diseña los compresores para las plantas de hielo. Al finalizar el año de 1882, Ernest Vilter desarrolla otra máquina de refrigeración que era una unidad con un compresor horizontal de dos-pasos que manejaba vapor.

La refrigeración doméstica hace su aparición en 1910, constru-- yéndose la primera máquina, sólo que operada manualmente en el año -- de 1913. En el año de 1918, Kelvinator produce su primer refrigerador -- automático. La refrigeración hermética la introdujo General Electric en 1926.

En los años siguientes; Electrolux introdujo una unidad de absor-- ción automática, siendo en 1927 cuando apareció el primer acondiciona-- dor en el mercado.

Puede considerarse que el acondicionamiento de aire en unidades-- móviles es un hecho reciente; hace unos cuantos años era un sueño que -- los submarinos pudieran permanecer sumergidos indefinidamente, pero-- ahora debido al acondicionamiento de aire es posible.

Como podrá observarse en los últimos 100 años, la refrigeración -- avanzó a pasos agigantados en comparación con los primeros indicios de -- buscar el confort humano.

Se ha intensificado mucho la refrigeración moderna de tal manera que hay medicinas, componentes delicados de máquinas y algunas --- computadoras que deben mantenerse bajo estricto control de la atmósfera para su buen funcionamiento por lo que no podemos prescindir de ella.

b). - El Aire Acondicionado en el Automóvil.

El uso del aire acondicionado en los automóviles es un lujo que se convierte en necesidad por las condiciones ambientales producidas por el lento tráfico, embotellamientos, conducir lentamente en carreteras asfaltadas, variaciones en el clima, etc., con lo que el acondicionamiento de aire es más útil y se ha incrementado bastante en los últimos años debido al desarrollo acelerado de la tecnología.

Como se mencionó anteriormente Thomas L. Rankine fue el primero en introducir la refrigeración en un vehículo (carro de ferrocarril), en el que se transportaba carne que se descomponía fácilmente por las largas travesías, problema que se solucionó con la refrigeración.

Puede decirse que el aire acondicionado para los automóviles se construyó en los años de 1927 a 1928, pero no fue instalado en esos años, ya que, puesto que para entonces apenas se había instalado la calefacción, la ventilación y los medios para filtrar el aire. Fue en el año de 1938 -- cuando salieron los primeros autobuses con acondicionadores de aire; -- dos años más tarde Packard lanza al mercado el primer automóvil que es enfriado por un sistema de refrigeración.

Dentro de la historia de la fabricación de automóviles en todo el mundo, los fabricantes de autos norteamericanos han mostrado una marcada tendencia a darle mayor importancia al factor comodidad en el dise-

ño y construcción de sus automóviles, superando en este aspecto a los fabricantes de carros europeos o asiáticos. Por eso no es de extrañarse que el auge e iniciación de la instalación de los acondicionadores de aire en los autos americanos creciera en forma sorprendente. Al mismo tiempo la demanda de tales unidades se incrementó, debido a que pronto se observaron los buenos resultados de utilizar el aire acondicionado en los automóviles. El negocio de la venta se incrementó y conductores de autos de alquiler, camiones de carga, etc. aumentaron sus rendimientos.

En el año de 1953 fueron equipados con acondicionadores de aire 40,600 vehículos. Cuatro años más tarde se instalaron 402,000 unidades; para los últimos años hay un promedio de 300,000 unidades instaladas por año. Todo esto se refiere al vecino país del norte exclusivamente.

Ahora, por lo que respecta a la fabricación de sistemas de acondicionamiento de aire, los hay con amplios rangos de control de humedad y temperatura, siendo el más usual el de acondicionamiento mecánico, que en un principio no era muy eficiente, ya que sus elementos: compresor, condensador y evaporador, debían de sujetarse a limitaciones de espacio para la instalación de los mismos. Actualmente estos elementos se encuentran en lugares separados. El condensador debe estar entre el radiador y la parrilla delantera, lugar que es usado por las bocinas; el compresor se encuentra accionado por una banda que transmite la potencia del motor al compresor, para que éste pueda realizar su tra

bajo. Por lo anterior el compresor se encuentra cerca del generador, -- ventilador, compresor de aire y la dirección hidráulica. El evaporador - ocupa un espacio en la parte posterior del motor. Los controles de todos estos elementos se encuentran en el tablero.

Es conveniente señalar lo importante que es el diseño del sistema de enfriamiento en los motores de los automóviles. Los radiadores, ven- tiladores, y bombas deben ser diseñadas para cubrir un buen rango de -- operaciones del motor. Por razones de economía el sistema de enfria-- miento se diseña en base a una capacidad para un trabajo determinado, - con una pequeña reserva de capacidad para las sobrecargas. Al estar co- locado el condensador enfrente del radiador, se restringe el aire que pa- sa por el radiador. Las condiciones más críticas para el enfriamiento de un motor se encuentran cuando el auto se somete a un tráfico lento con - una temperatura de 100°F y operando el acondicionador de aire, por lo - que se deben prever en las condiciones de diseño de la refrigeración y- al instalar el condensador, para no hacer trabajar anormalmente el mo- tor del automóvil.

El acondicionador de aire mecánico requiere de una porción ade- cuada de energía del motor que puede llegar a ser de 7 hp a 100 mph, pe- ro a una velocidad normal se ve reducida a 3 o 4 hp. Algunos acondicio- nadores de aire usan un embrague que desconecta el compresor del mo-- tor, logrando así quitar la carga de fricción al motor de arranque (mar- cha) que representa el compresor, al mismo tiempo que se obtiene un -

ahorro de gasolina.

Hay que tener cuidado al adaptar el compresor al motor, de tal forma que al estar montado no ocasione vibraciones en el carro. Generalmente el compresor está montado firmemente a el chasis del motor; tanto que las pulsaciones del compresor son absorbidas parcialmente -- por el peso total de la máquina y por lo tanto reduce la cantidad transmitida al carro. Como el compresor es un elemento componente del motor de gasolina, nunca se toman en cuenta su tamaño, ni sus efectos (como son sus vibraciones) para el diseño de los motores, por lo que siempre tendremos un pequeño rango de vibración que serán transmitidas al carro.

Por lo general un sistema mecánico de aire acondicionado tiene una vida del orden de 80,000 a 100,000 millas; o sea, de 4 a 5 años. Durante todo este tiempo se le debe hacer normalmente un servicio y reponer algo de refrigerante.

Para mantener condiciones fijas agradables durante el enfriamiento se debe cuidar la infiltración de aire; así como el aislamiento de instrumentos, toldo y piso, ya que son factores muy significantes. Para estos sistemas de compresión influye también la velocidad, ya que el compresor está adaptado al motor y si el carro con motor encendido no avanza, desde luego que no habrá la refrigeración debida. El aumento en la velocidad del auto incrementará la capacidad del sistema. Las condicio-

nes establecidas para este tipo de refrigeración son calculadas a 25 mph. y temperatura interior de 75°F (23.8°C), con temperatura ambiental de - 110°F (43.3°C), con 25% de humedad relativa.

A continuación presentamos los valores típicos de la carga de refrigeración para un automóvil con sistema de compresión, los cuales son:

Radiación solar (techo, paredes, cristales).....	3000 BTU/h
Calor normal a través de cristales.....	1200 BTU/h
Fuga de aire dentro del carro (estimada como de 30 ft ³ /min. a 25 mph).....	950 BTU/h
Calor de dos ocupantes, más el conductor (solamente calor sensible).....	800 BTU/h
Calor normal a través de paredes, techo y piso	<u>4250 BTU/h</u>
Total:	10250 BTU/h

Comparando este valor con los de otra compañía que hace carros compactos, vemos que es mayor, ya que su carga de refrigeración es de 7,800 BTU/h.

En la actualidad hay sistemas de aire acondicionado que operan - con rangos de capacidad de 10,000 a 16,000 BTU/h . Estos sistemas fun- cionan convenientemente por encima de la velocidad de 120 mph.

Ahora, al hablar de los requisitos del diseño general del acondi-- cionador de aire, se cubren muchas facetas nuevas y variadas que no se-

encuentran en las aplicaciones usuales. El ancho rango de las condiciones de operación, los peculiares problemas de la distribución y limitaciones de espacio, hacen necesario un diseño especial de los componentes - propios para usarse en el acondicionamiento de aire.

Así tenemos que la superficie del condensador debe ser grande de poca profundidad y la concepción de su serpentina debe ser tal, para que pase fácilmente el aire por el condensador y el radiador. El aire que pasa por el condensador es un 75% mínimo del que pasa por el radiador. -- La temperatura de condensación es del orden de 140°F (60°C), cuando se viaja a 25 mph. con una temperatura ambiente de 110°F (43.33°C).

En lo concerniente a los evaporadores, es difícil para éstos fijar condiciones de diseño, pero se puede considerar que el evaporador tiene que equilibrar la capacidad de la combinación compresor-condensador -- que puede cambiar de 1/4 de tonelada o menos a lentas revoluciones hasta 2 1/2 toneladas a altas revoluciones. Además el evaporador frecuentemente baja la temperatura del espacio acondicionado.

Otro factor de importancia es que la potencia del ventilador no debe exceder de 150 watts para no exceder la carga eléctrica del generador y el condensado debe ser rápidamente drenado para prevenir el derrame debido al movimiento del carro.

Por lo que respecta a controles, éstos regulan la temperatura den

tro del carro y la temperatura del serpentín para prevenir el congelamiento, regulando también la distribución del aire dentro del carro, así como las tres velocidades del ventilador.

Hemos hecho una breve descripción del sistema de aire acondicionado por compresión mecánica en un automóvil para tener idea de los accesorios que lo forman y la manera de cómo trabajan, sin entrar en detalle por no tratarse de nuestro estudio ya que nada más nos sirve como comparación con el tema propuesto.

CAPITULO II.

Refrigeración.

a). - Refrigeración por compresión.

Refrigeración. - "Es la extracción de calor de una sustancia o espacio; produciendo en ella una temperatura inferior a la de sus alrededores."

Cualquier método que se utilice en disminuir temperatura en el intervalo de la temperatura ambiente al cero absoluto implica un proceso de refrigeración. Cada vez es mayor el uso del aire acondicionado y refrigeración en la industria, en aplicaciones tales como: producción y distribución de alimentos, uso en procesos industriales e industrias químicas y aire acondicionado para la industria y el confort. Otra de las tantas aplicaciones es en el tratamiento frío de los metales, ya que les ayuda a estabilizar las dimensiones de la pieza y medidores de precisión. Se usa también la refrigeración en la medicina para la fabricación de drogas y productos farmacéuticos. En la construcción se usa para enfriar el concreto y evitar su agrietamiento. También se usa para la purificación del agua del mar. Con los ejemplos anteriores nos damos cuenta de la importancia de la refrigeración y sus muy variadas aplicaciones.

Se puede producir la refrigeración por varios métodos como son: sistemas de compresión de vapor, medios termoeléctricos y sistemas de compresión de gas que incluyen expansión del gas comprimido para producir trabajo. Los sistemas de compresión de vapor se usan en la mayoría de los sistemas de refrigeración. Los sistemas de compresión de gas tienen aplicación comercial en sistemas de refrigeración de aire en naves aéreas y licuefacción de varios gases.

Predominan los sistemas de compresión mecánica que usan vapores refrigerantes. El enfriamiento se efectúa por la evaporación del líquido refrigerante a baja presión y temperaturas reducidas. Después mediante la compresión mecánica se eleva la presión y temperatura de saturación del vapor, lo que permite que éste se condense por transferencia ordinaria de calor al aire del ambiente o agua de enfriamiento. El líquido a presión relativamente alta se expande en un cambiador de calor donde se evapora, el proceso de expansión se logra mediante una válvula de estrangulamiento. Esta breve descripción del sistema de compresión será el tema que nos ocupe, pero más ampliamente en el párrafo siguiente.

El hecho de tratar más a fondo este sistema de compresión se debe a la sencilla razón de que se ha adoptado en los automóviles lo cual es importante, ya que el sistema que vamos a tratar de adaptar al automóvil será el de absorción y con el cual lo compararemos. Intentaremos probar que este nuevo sistema es mejor.

El sistema mecánico de compresión consta de varios elementos, - que son: un compresor, un evaporador, y un condensador, así como de un depósito de refrigerante, de una válvula de expansión y de un refrigerante. Tal y como se muestra en la figura 1.

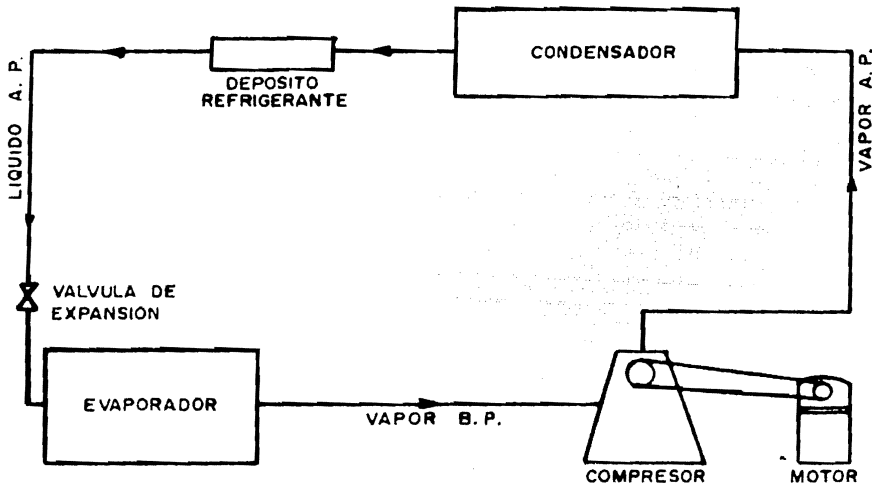


FIG. N° 1

La refrigeración mecánica hace posible el control de la temperatura y presión de refrigerantes en ebullición; también se logra usar varias veces el mismo refrigerante con poca o ninguna pérdida de éste. Se sabe que (teóricamente) cualquier líquido que sea estable y no corrosivo puede usarse como refrigerante, desde luego si es apropiado para las condicio

nes de presión y temperaturas establecidas.

Por lo que respecta a la figura 1 vemos que en el evaporador, al evaporar el refrigerante líquido absorbe calor del agua o directamente -- del aire del espacio que va a ser enfriado. El vapor refrigerante de baja presión es forzado hacia el compresor, el cual eleva la presión y temperatura del vapor para entregarlo después al condensador. El refrigerante debe ser suficientemente comprimido para tener una temperatura mayor que la temperatura del medio usado para enfriarlo, de tal manera -- que se tenga disipación de calor en el condensador. Después de efectuada la eliminación del calor y la condensación en el condensador, el líquido refrigerante pasa a un depósito para almacenamiento. El líquido refrigerante de alta presión pasa luego a través de la válvula de expansión, - donde se efectúa un estrangulamiento o caída de presión hasta la presión que se tiene en el evaporador del sistema. Durante este paso por la válvula de expansión se enfría el líquido refrigerante a expensas de la evaporación de una parte de líquido. En un sistema de refrigeración la magnitud de la presión baja que se tiene en el evaporador es determinada por la temperatura que se desea mantener en el espacio enfriado. La presión alta en el condensador es determinada por la temperatura disponible en - el medio enfriador; tal como agua de circulación o la temperatura del -- aire. El proceso se verifica de modo que el refrigerante absorbe calor - a baja temperatura y entonces por la acción de un trabajo mecánico el --

refrigerante eleva su temperatura para permitir el rechazo de este calor. Se sabe que el trabajo suministrado al compresor es el medio usado para elevar la temperatura del sistema.

Todo este ciclo descrito corresponde a lo que se conoce como: ciclo termodinámico de Carnot. El rendimiento de este ciclo es mayor que el de cualquier otro ciclo que trabaje entre las mismas temperaturas extremas.

El ciclo de Carnot es una máquina térmica que recibe energía de un depósito a alta temperatura, convierte una porción de energía en trabajo y cede la restante a un depósito frío a baja temperatura.

Por lo que concierne al ciclo de refrigeración de Carnot, éste con sigue el efecto inverso de la máquina térmica porque transporta energía desde un depósito frío a un depósito caliente. Para realizar este ciclo se necesita suministrar un trabajo externo. Además el ciclo de Carnot es un proceso reversible que posee un rendimiento mayor que cualquier ciclo real, y se estudia aunque sea un ciclo ideal inalcanzable, porque nos sirve como comparación y además es una guía satisfactoria para las temperaturas que deben mantener para obtener un máximo de rendimiento.

Para evaluar el grado de funcionamiento de un sistema de refrigeración, se fija un término que exprese su efectividad sin llamarle rendimiento, pues esta palabra se emplea en termodinámica para la relación-

de la salida a la entrada y no se emplea en refrigeración, ya que esa salida no es generalmente aprovechable, por lo que se tomó el término coeficiente de funcionamiento, que es igual a la refrigeración útil sobre el trabajo neto.

Las sustancias que se emplean para realizar la refrigeración se llaman refrigerantes, que son compuestos que deben cumplir ciertos requisitos, y que mencionaremos a su debido tiempo.

Para lograr un coeficiente de funcionamiento óptimo, necesitamos del menor trabajo posible. Así en la figura 2, se ha dibujado un diagrama de temperatura contra entropía del ciclo de Carnot.

Las áreas por debajo de la línea del proceso reversible representan los calores puestos en juego. Además de que representan la cantidad de refrigeración lograda y el trabajo realizado.

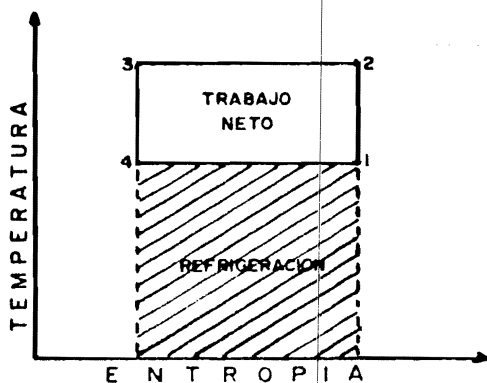


FIG. Nº 2

La refrigeración útil es el calor absorbido en el proceso 4 - 1, o sea, el área por debajo de la línea 4 - 1. El área por debajo de la línea 2 - 3 representa el calor cedido en el ciclo. La diferencia entre calor cedido y calor absorbido en el ciclo es el trabajo neto. El área delimitada por el rectángulo 1 - 2 - 3 - 4 representa el trabajo neto, por lo que:

$$\text{Coeficiente de funcionamiento} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Con lo que observamos que para lograr un alto coeficiente de funcionamiento, debemos tener una, T_1 , grande y una T_2 , pequeña. Con un ejemplo veremos que los límites de temperatura vienen siempre impuestos por el sistema de refrigeración. Si por ejemplo deseamos mantener un local frío a -18°C y puede desprender el calor a la atmósfera a 20°C , - éstos serán los dos límites de temperatura que el ciclo tiene que respetar. Las dos temperaturas se muestran en la figura 3 expresadas en Kelvin.

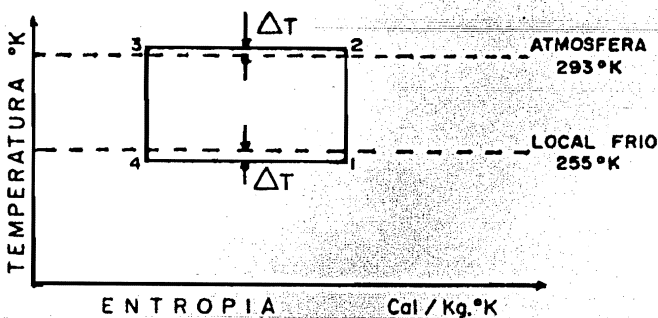


FIG. N° 3

Durante el proceso de cesión de calor, la temperatura del refrigerante tiene que ser superior a 293°K . Durante el proceso de refrigeración, la temperatura del refrigerante debe ser inferior a 255°K , para que pase el calor del depósito frío al refrigerante. El ciclo resultante se muestra en la figura, aunque no es el ciclo de Carnot, pero es un ciclo rectangular del plano T-S.

La temperatura, T_2 , debe mantenerse baja, pero no puede reducirse por debajo de 293°K , la temperatura, T_1 , debe mantenerse alta, pero no puede elevarse por encima de 255°K . Con lo que vemos, que el control de temperaturas lo podemos lograr haciendo el, Δt , tan pequeño como sea posible. Esto se consigue aumentando el área de paso del calor A , o el coeficiente total de transmisión del calor U , en la ecuación.

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

También se dibuja el ciclo en un diagrama presión entalpía para el sistema de compresión de vapor en la figura 4 el cual nos muestra los procesos que forman el ciclo.

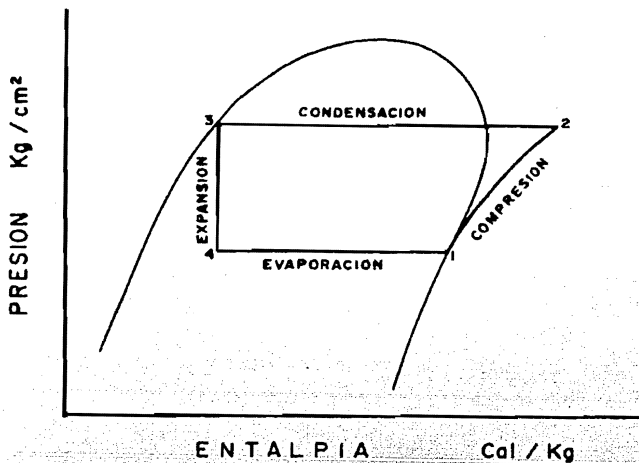


FIG. N° 4

El proceso 1 - 2 es la compresión isoentrópica a lo largo de la -- línea de entropía constante, desde el estado de vapor saturado hasta la -- presión del condensador. El proceso 2 - 3 es a presión constante, primero en la región del vapor recalentado, seguido de una condensación, ésta es una línea horizontal en el diagrama ph. El proceso de estrangulamiento 3 - 4, es a entalpía constante. Por último el proceso de evaporación -- puede representarse por una línea horizontal, porque el flujo de refrigerante a través del evaporador se supone que es a presión constante.

b). - Sistemas de refrigeración por absorción.

Quizá la primera vez que fue usado este tipo de refrigeración fue en la guerra de Secesión en los Estados Unidos, ya que el suministro de hielo natural fue cortado por el norte. Este tipo de refrigeración funciona por calor y usa un refrigerante, que alternativamente es absorbido — y liberado por el absorbedor.

A continuación presentaremos una descripción de los diferentes sistemas de absorción, para elegir entre ellos el más adecuado para — nuestro objetivo.

Sistema de absorción tipo. - Viene a ser el resultado de sustituir el compresor de un sistema de compresión de vapor, por el de un generador - absorbedor, como se muestra en la figura 5.

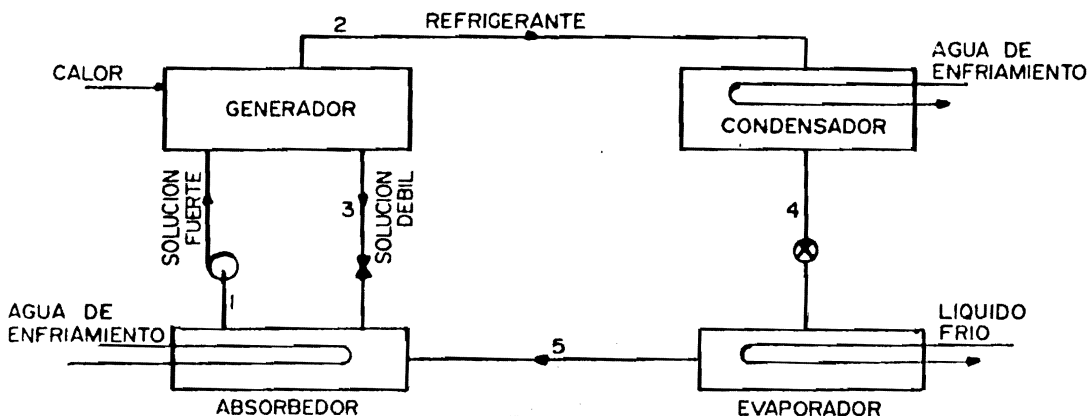


FIG. Nº 5

El generador y absorbedor comprime el vapor refrigerante desde la presión del evaporador a la del condensador, se absorbe primero el vapor por un líquido, se aumenta la presión del líquido hasta la del condensador y se libera después el vapor. Cuando el vapor refrigerante se disuelve en el absorbente, la temperatura de la solución tiende a aumentar. Para detener esa tendencia se coloca un serpentín refrigerador que extraerá ese calor de la solución. A la solución en el absorbedor se le llama solución fuerte ya que es rica en refrigerante. La bomba toma esa solución fuerte, aumenta la presión y la introduce al generador. Al aumento de calor en el generador, se le aumenta la temperatura y hace que parte del refrigerante se desprenda como vapor a alta presión y temperatura. Cuando ese vapor refrigerante abandona la solución en el generador, ésta se hace débil, o sea, es pobre en refrigerante. Esa solución débil vuelve al absorbedor por presión diferencial entre el lado de alta y baja presión del sistema. Como en un sistema de compresión, el refrigerante que sale del generador pasa por el condensador, válvula de expansión y evaporador, hasta llegar de nuevo al absorbedor, donde se mezcla con el absorbente para repetir el ciclo.

Es importante señalar que los sistemas de absorción trabajan con una gran cantidad de energía calorífica y una mínima energía mecánica (trabajo de la bomba); en cambio los sistemas de compresión trabajan con gran cantidad de energía mecánica para realizar la compresión.

Aspecto importante, si consideramos que la energía calorífica es más económica que la mecánica en este estudio.

Sistema agua - amoníaco. - Este viene a ser el sistema tradicional de absorción. Su uso es popular en la industria y para cuando se requiere de bajas temperaturas. Para analizar un sistema de este tipo, hay que estudiar las propiedades de las soluciones agua - amoníaco. De las cuales hay gráficas y se aplica cuando líquido y vapor están en equilibrio.

Para este tipo de sistema el agua absorbe grandes cantidades de vapor de amoníaco, la cantidad absorbida aumenta con la presión externa y disminuye al aumentar la temperatura. El sistema tendrá los componentes anteriores, excepto que en éste, se agregará un analizador como se muestra en la figura 6.

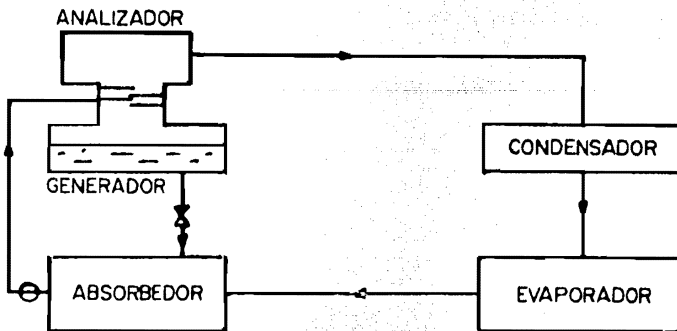


FIG. Nº 6

La función principal de este analizador es obtener un vapor de alta pureza a la salida del analizador, o sea, realiza la función de deshidratación, ya que si se tienen residuos de humedad en el condensador, se acumulará el agua en el evaporador y se tendrá que regresar al absorbedor.

El absorbedor trabaja aproximadamente a la presión del evaporador, al cual se le suministra una solución de agua fría amoniacal no saturada con amoníaco. Esta solución de agua débil absorbe gas amoníaco desde la línea de succión del evaporador hasta que el líquido se satura a la presión del evaporador. Sabemos que se genera calor durante el proceso de absorción y éste es eliminado con agua de enfriamiento. El agua saturada es entonces bombeada a través de un cambiador de calor hacia el generador. Al generador se le suministra vapor de agua o algún otro suministro de calor, el cual produce la ebullición del amoníaco de la mezcla, hasta que el agua es reducida a la condición de saturación a las condiciones de presión y temperatura que se tienen en el generador. De aquí el vapor de amoníaco pasa al condensador en donde es condensado y como líquido pasa a través de la válvula de expansión hacia el evaporador. El agua caliente débil del generador pasa a través del cambiador de calor donde es enfriado al calentar el líquido fuerte proveniente del absorbedor; esta solución débil es estrangulada al pasar hacia el interior del absorbedor para de nuevo absorber vapor de amoníaco proveniente del evaporador.

Sistema Electrolux. - Este sistema de absorción funciona sin bomba de líquido, ya que la circulación se realiza en virtud de las diferencias de densidad de los fluidos, y la evaporación del refrigerante tiene lugar en presencia de un tercer componente del sistema.

El diagrama mostrado en la figura 7, corresponde al Electrolux simple.

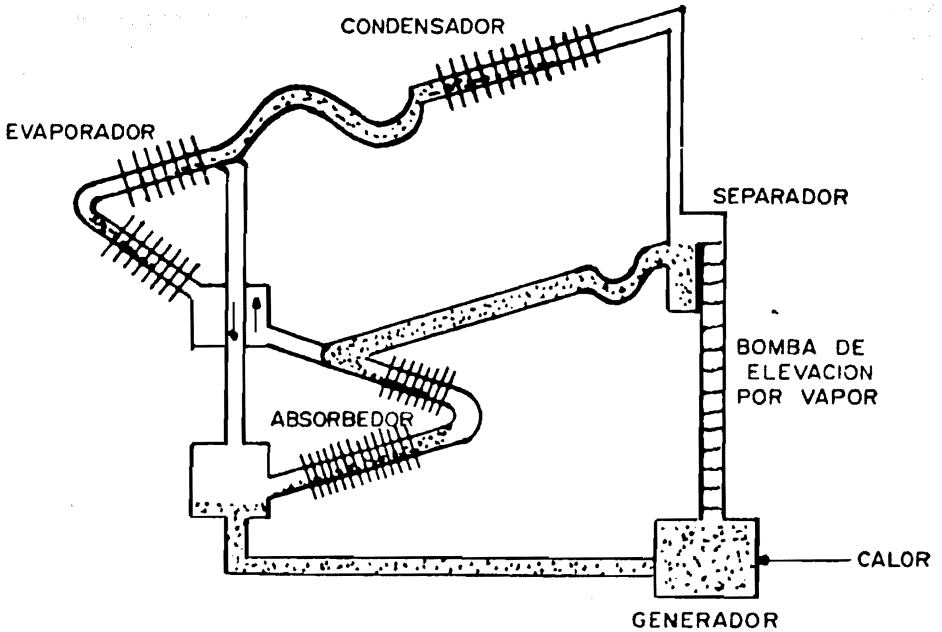


FIG. N° 7

El refrigerante es amoníaco y el absorbente agua. El generador recibe calor de una llama, por lo que se desprende vapor de amoníaco. En vez de conseguir la separación del líquido y del vapor en el generador, la salida del generador está proyectada para que el vapor procedente del generador arrastre una lluvia de burbujas líquidas hasta el separador. Desde el separador el vapor va al condensador y el líquido cae en el absorbedor. El amoníaco líquido proveniente del condensador cae al evaporador, donde recibe calor y se vaporiza. En el absorbedor la solución débil procedente del separador absorbe el vapor procedente del evaporador. La mezcla vuelve después al generador y ahí comienza de nuevo el ciclo.

Además de amoníaco y agua en el evaporador y en el absorbedor hay hidrógeno presente. El objeto de este hidrógeno es ejercer una presión parcial que, sumándose a la presión parcial del amoníaco, da como resultado una presión total que iguale a la presión del amoníaco y del agua en el condensador y en el generador. El amoníaco líquido en el evaporador puede evaporarse a una baja temperatura debido a su baja presión parcial. En cambio en el condensador donde no hay hidrógeno presente, la condensación se realiza a una temperatura suficientemente alta para que se pueda ceder calor a la atmósfera, la presión total en el sistema es casi la misma en todos sus puntos.

La circulación en el sistema se realiza debido al efecto de bomba

que hace el vapor, que eleva el líquido hasta un punto desde el que ya no puede circular por gravedad. Las curvas en forma de U, que producen - sifones después del separador y del condensador sirven para mantener - un cierre líquido, evitando que el hidrógeno escape de las partes bajas - del sistema. Este sistema se usa en refrigeradores domésticos.

Sistema Bromuro de Litio-agua. - A este sistema se le aplica el - mismo ciclo tipo que a los sistemas agua-amoniaco. Así tenemos la mis-
ma figura 5 para este sistema. Al añadir calor en el generador libera-
mos vapor de agua, que pasa al condensador, donde se licúa. Para la --
caída de presión tenemos una válvula de expansión, pero también pode--
mos lograrla en una tobera multiperforada o en un orificio. En la evapo-
ración de 4 a 5 la vaporización del agua reduce la temperatura del agua
que permanece en estado líquido.

Cuando el vapor de agua en el estado simple pasa al absorbedor, -
es absorbido por la solución de bromuro de litio. La solución abandona -
el absorbedor en el estado 1, con una concentración de agua alta, mien-
tras que la solución que sale del generador en el estado 3, tiene una con-
centración de bromuro de litio alta.

El bromuro de litio es una sustancia sólida higroscópica, que ---
cuando absorbe una concentración de agua alrededor del 30% pasa al es-
tado líquido. Ningún vapor de bromuro de litio sale del generador acompa-
ñando al vapor de agua. Esta es una diferencia respecto al sistema agua-

amontaco, donde siempre algo de absorbente, el vapor de agua, acompaña al amontaco.

Las presiones en todas las partes del sistema son menores que la atmosférica.

CAPITULO III

Caracterfsticas del Sistema Elegido.

a). - Condiciones de Diseño que debe cumplir.

Como en todo diseño y para el funcionamiento adecuado del mismo, se requiere de ciertas condiciones como pueden ser: limitaciones de espacio, costo de fabricación, material empleado, larga vida útil, poco mantenimiento, fácil instalación, etc. Con todo lo mencionado anteriormente, trataremos de cumplir las condiciones que hemos propuesto, las cuales son:

- 1). - Por las limitaciones que nos impone el espacio en que se instale el sistema acondicionador, éste debe ser lo más compacto posible, teniéndose en cuenta costo aceptable de su construcción.
- 2). - Evitar tomar energía mecánica directamente del motor y en la menor cantidad posible.
- 3). - El sistema acondicionador no debe producir vibraciones al automóvil.
- 4). - El costo debe ser lo más económico posible.
- 5). - Tratar de que tenga el mínimo de partes móviles.
- 6). - Tener una vida útil mínima de cuatro a cinco años.

- 7). - Cumplir bajo cualquier tipo de situaciones ambientales y --
velocidad del carro.
- 8). - Tratar de aprovechar el agua del radiador o los gases de escape
para calentar el generador.
- 9). - Buena capacidad de enfriamiento.

Como puede verse son bastantes y variadas las condiciones im---
puestas para el desarrollo de este trabajo. Es necesario señalar respecto
a la condición 7 que: las condiciones ambientales, lugar, terreno, veloci-
dad, color del auto, vestidura, humedad, filtración de aire, número de --
ocupantes y carga solar son factores de la carga de refrigeración que consta
nante y rápidamente cambian nuestra temperatura interior, así como tam-
bién el modelo y tamaño del vehfculo, tipos de cristales, etc.

Por lo que concierne a la condición 9, es necesario que el sistema-
enfrie desde una temperatura ambiente de 100°F a 80°F en 10 minutos. - -
También nuestro sistema debe ser capaz de reducir la temperatura de los
asientos, puertas, toldo e instrumentos del tablero, con una masa total --
de por lo menos de 700 lb.

Sabemos por datos experimentales, que cuando hay una temperatu-
ra ambiente de 110°F, el interior del automóvil estará aproximadamente-
a 135°F. Por lo que enfriar de 135 a 80°F en 15 minutos, se requiere de -
una capacidad bastante alta.

Al tratar de emplear el agua del radiador según la condición 8, sabemos que dicha agua sale fría de la parte baja del radiador, pasa a la bomba y de ahí es circulada a través de las chaquetas que rodean cada una de las cámaras de combustión, los cilindros, los asientos, los vástagos de las válvulas. Después de pasar a través de esta chaqueta de agua del motor en el monoblock, el agua se hace pasar a través del radiador en donde se enfría por medio del aire de un abanico y por el flujo de aire desarrollado con el movimiento del carro. Antes de entrar en el radiador esta agua caliente bien pudiera ser empleada para calentar nuestro generador, pero la temperatura a la que sale el agua es de 160°F (71.1°C) para termostatos de baja temperatura, 180°F (76.6°C) para termostatos de alta temperatura y 195°F (90°C) para las unidades que se usan en algunos motores de aluminio. Con lo que vemos que tal vez no sea posible calentar con agua el generador, ya que éste requiere de una temperatura de 265°F según nuestro diseño.

Por lo que respecta a los gases de escape, éstos en algunos carros calientan los múltiples de admisión para ayudar en la vaporización de la gasolina de la mezcla, particularmente para descomponer las fracciones pesadas del combustible, también se ha usado el agua de enfriamiento. El calor suministrado en algunos tipos de múltiples de admisión está controlado por medio de termostatos de tal manera que la mayor parte del gas de escape posible sea desviado para calentar el múltiple de salida cuando el motor está frío, y a medida que se calienta el motor, cada vez menos

calor se aplica al múltiple.

Con los gases de escape precisamente calentaremos nuestro generador, ya que se encuentran a una temperatura elevada. Teniendo cuidado de que no haya fuga, pues son nocivos para la salud.

b). - Selección del Sistema.

Se han analizado los sistemas de refrigeración más importantes. - De los cuales nos toca elegir el más adecuado para nuestro estudio. Ese sistema de acondicionamiento de aire debe ser capaz de extraer el calor y la humedad del espacio acondicionado, implicando un control efectivo -- de las propiedades físicas y químicas del aire para producir confort.

De acuerdo con las condiciones del medio ambiente, los factores - que en orden de importancia afectan el confort humano son:

- 1). - La temperatura.
- 2). - La humedad.
- 3). - Movimiento y distribución de aire.
- 4). - Pureza.

Obtendremos realmente confort al controlar estos cuatro factores. Aun cuando se necesita del control de todos estos factores a fin de producir completamente un medio satisfactorio para el confort humano, muchos sistemas instalados no controlan todos estos factores.

Los controles de estos factores deben de mantener un mínimo de - variación de temperatura en todas las partes del espacio acondicionado, - además deberán ser sencillos y económicos.

El gran número de variables en la distribución de la carga y la ra

pidez para manejar los cambios de carga complican el problema de mantener un control cerrado de temperaturas.

La temperatura dentro del automóvil no será fija, ya que se encuentra sujeta a variaciones del terreno, medio ambiente, etc.

Por lo que se refiere a la humedad relativa podemos tener control sobre ella al disminuir la temperatura del evaporador, el rango para el confort es de 25% a 60% de humedad.

Señalamos que el factor de distribución de aire es de suma importancia, ya que la habilidad con que se enfría la carga en relación con el volumen del espacio acondicionado, depende de los grandes espacios apropiados que tenga el sistema de distribución para obtener dicho enfriamiento.

Un problema de la distribución de aire surge de la facilidad que tiene la luz solar de pasar directamente a través de los vidrios, molestando a los ocupantes al deslumbrarlos y aumentar la temperatura de las superficies que están expuestas directamente a la acción de los rayos solares. El enfriamiento debe de concentrarse en las áreas expuestas al sol.

El tipo de distribución durante el periodo inicial es muy diferente a la distribución para tiempos posteriores donde se tendrán condiciones normalmente estables, o sea cuando se ha alcanzado la temperatura de confort en el interior del carro. Durante el enfriamiento inicial la tempe

ratura del aire del medio ambiente y el interior del carro es muy elevado, por lo que es necesario enfriar rápidamente o directamente sobre los ocupantes. Cuando se ha abatido en el interior del carro la temperatura, no es adecuado un enfriamiento enérgico, ni directo sobre los ocupantes.

Las condiciones a que debe sujetarse un sistema de distribución de aire son las siguientes:

- 1). - Suministrar un gasto adecuado de aire (aproximadamente a $7 \text{ m}^3/\text{min}$ o $250 \text{ ft}^3/\text{min}$) al interior del automóvil, sin corrientes excesivas de aire o enfriando con ráfagas directas sobre los pasajeros.
- 2). - Que permita un buen control de enfriamiento a las diversas áreas del automóvil.
- 3). - Que realice una buena distribución, sin objeciones de ruidos de parrillas y de sopladores, con un mínimo de potencia requerida.
- 4). - Que surta todo el aire recirculado cuando se inicia el enfriado.

El movimiento tolerable del aire es considerablemente alto en un automóvil debido a la radiación directa a través de los cristales de los rayos solares y de las áreas calientes circundantes. Sin embargo también debe de controlarse la velocidad del aire en el caso en que la radiación

sea poca. La velocidad del aire normalmente es del orden de 60 a 90 - - m/min. (200 a 300 ft/min.).

La infiltración de aire dentro del carro cuando éste se mueve, le provee de una cantidad variable de aire exterior que depende de la velocidad del automóvil y de las fugas del aire acondicionado. Esta infiltración se mezcla con el aire del espacio acondicionado, ventilando así al automóvil. Se necesitan muchas veces para el control de los olores cantidades adicionales de aire exterior. En algunos automóviles se instalan sistemas que están provistos de un preenfriador de aire de ventilación en el compartimiento posterior, el cual baja la temperatura a la de confort. Algunos sistemas de acondicionadores de aire comerciales de tipo automotriz se diseñan en base a la infiltración normal de aire exterior y al mismo tiempo a la rapidez para cerrar y abrir la ventana de la ventilación del carro.

Antiguamente se usaban filtros para restar impurezas del aire exterior en el sistema de distribución, pero debido al espacio reducido para el área de un filtro adecuado y las inaccesibles localizaciones los hicieron imprácticos para el acondicionamiento de aire. La eliminación de los filtros de estos sistemas no es tan grave puesto que la mayor parte de las impurezas es tierra en pequeñas partículas sin grasa.

Con todo lo expuesto y tratado anteriormente creemos que el sistema de absorción que mejor se adapta a nuestras condiciones es el sistema bromuro de litio-agua, el cual emplearemos.

c). - Requisitos y Selección de la combinación refrigerante-absorbedor.

El haber elegido el sistema bromuro de litio-agua para nuestro estudio, trae implícito el refrigerante y absorbedor por lo que su elección ya no encaja en este subtítulo, solamente se dejó por si se elegía algún otro sistema. Por lo que nada más nos dedicaremos a los requisitos del refrigerante y absorbedor.

Un refrigerante viene a ser un medio de transmisión de calor que absorbe calor al evaporarse a baja temperatura y presión, cediendo calor al condensarse a alta temperatura y presión.

Hay una gran variedad de refrigerantes que poseen ventajas y desventajas no habiendo un refrigerante ideal que pueda cubrir totalmente las necesidades exigidas.

La norma 34 de la American Society of Refrigerating Engineers clasifica a los refrigerantes en varios grupos. Siendo los más importantes de estos grupos los hidrocarburos halogenados, mezclas azeotrópicas, hidrocarburos compuestos inorgánicos y sustancias orgánicas no saturadas.

El grupo de los halogenados comprende refrigerantes que contienen uno o varios de los halógenos siguientes: cloro, fluor, bromo. Entre los que están de uso común el refrigerante 12 y 22, con nombres comerciales

de Freón y Genetrón respectivamente.

Los hidrocarburos como el metano, etano y propano, se utilizan como refrigerantes especialmente para la industria del petróleo y petroquímica.

Los compuestos inorgánicos han sido muy usados, entre los que destacan: el amoníaco, agua, aire, anhídrido carbónico, y anhídrido sulfuroso.

Un refrigerante posee propiedades físicas, químicas y termodinámicas. Entre las propiedades térmicas tenemos las presiones a las temperaturas de evaporación y condensación, punto de congelación, volumen puesto en juego y potencia por tonelada de refrigeración.

En las propiedades químicas está la inflamabilidad, toxicidad, la reacción con los materiales de construcción y daños a los productos refrigerados.

Por último las propiedades físicas de los refrigerantes son: la tendencia a las fugas, facilidad de detección, viscosidad y conductividad térmica y acción sobre el aceite.

Con lo anterior nos damos cuenta que son bastantes las sustancias que pueden ser usadas como refrigerantes. A continuación enumeraremos las propiedades que debería tener un refrigerante, las cuales son:

1. - Presiones de Evaporación Positiva. - Ya que éstas impiden la posible infiltración de aire atmosférico dentro del sistema - durante el trabajo.
2. - Presiones de Condensación moderadamente bajas. - Con esta característica podemos usar equipo y tubería ligera en el lado de alta presión del sistema.
3. - Baja Temperatura de Congelación. - Esta debe ser baja para - que el refrigerante no pueda solidificarse con el trabajo normal .
4. - Bajo Costo de Refrigerante. - Esta característica será significativa según el tamaño del sistema.
5. - Alto Calor Latente de Vaporización. - Esta característica significará un alto efecto refrigerante por lb de refrigerante circulado.
6. - Inactividad y Estabilidad. - El refrigerante deberá ser inerte - a reacciones con los materiales del sistema. No debe ser corrosivo en presencia del agua. Deberá ser estable en su constitución química, en todo intervalo de condiciones de operación.
7. - Alta Resistencia Dieléctrica del Vapor. - Es importante esta - característica en unidades de compresión selladas, donde el -

vapor refrigerante puede estar en contacto con los arrollamientos del motor.

8. - Buenas Características de Transferencia de calor. Será muy general esta característica ya que influye en las propiedades como la densidad, el calor específico, la conductividad térmica y la viscosidad. Si se tiene esta característica, reducirá la superficie requerida de los intercambiadores de calor.
9. - No Toxicidad. - No deberá ser venoso.
10. - No Irritabilidad. - El vapor no deberá irritar los ojos, la nariz, los pulmones o la piel.
11. - No inflamabilidad. - El vapor no deberá arder ni sufrir combustión a ninguna concentración en el aire atmosférico.
12. - Detección fácil de fuga. - Estas deberán ser detectables por un método simple y efectivo.

Con las condiciones anteriores nos damos cuenta que el refrigerante (agua) que vamos a emplear, cumple casi con todas las propiedades antes mencionadas. Por lo que ahora nos interesaremos en las condiciones que deben de cumplir el absorbente (bromuro de litio) en unión con el refrigerante, las cuales son:

1. - Afinidad. - Es fundamental que el absorbente muestre una gran afinidad por el vapor refrigerante, esta es la propiedad que da el absorbente, o sea la habilidad para absorber, atraer y comprimir el vapor refrigerante.

Esta afinidad es el resultado de la ligazón química moderada, generalmente el hidrógeno es el que se liga. Es necesario -- que esta unión no sea fuerte para que puedan separarse completamente cuando se les aplique calor.

2. - Solubilidad. - Es indispensable que tanto refrigerante como -- absorbedor sean solubles en todo rango de condiciones de operación. Se debe evitar que ocurra la cristalización, ya que -- las partículas sólidas hacen imposible la circulación de los -- fluidos.

3. - Volatilidad del absorbente. - El absorbente ideal ^{no} es volátil, para que el vapor que entra al generador sea refrigerante puro. Si el absorbente es volátil en cierto grado, se necesitará una separación del vapor refrigerante y del vapor absorbente entre el generador y condensador. Dicha separación se logra con una columna rectificadora, la cual requiere energía para su separación y nos reduce el coeficiente de funcionamiento - del sistema.

4. - Estabilidad. - En los sistemas de refrigeración se necesita una buena estabilidad ya que continuamente recircula el fluido, que es instalado en sistemas herméticamente sellados, y que suponemos que funcionará por muchos años sin problemas.
5. - Corrosión. - Es necesario que el fluido no sea corrosivo en grado apreciable, para los materiales de nuestro equipo.
6. - Presión. - Idealmente la presión de trabajo será la más cercana a la atmosférica, para evitar fugas dentro y fuera del sistema. Además la diferencia de temperaturas entre el lado de baja y el de alta, será baja para facilitar la circulación de la solución.
7. - Protección. - Generalmente se requiere que absorbedor y refrigerante sean pocos tóxicos y no inflamables.
8. - Viscosidad. - Una baja viscosidad es altamente deseable en ambos para obtener una buena transferencia de calor, así como evitar un escape de energía necesaria para hacer circular el fluido.
9. - Un refrigerante con un calor latente de vaporización alto es deseable porque reduce al mínimo las cantidades de los fluidos que son circulados.

Son pocas las parejas de refrigerante-absorbedor que cumplen con

las condiciones señaladas.

Como se dijo anteriormente el hidrógeno es el agente de ligazón - (o de unión para mezclar), viene a ser el mecanismo primario que crea la atracción entre el absorbente y refrigerante, para realizar esta ligazón se requiere que:

- a). - Las moléculas sean pequeñas.
- b). - Una molécula de la combinación contiene átomos de electro-- negatividad muy alta, como el fluor, nitrógeno y oxígeno.
- c). - La otra molécula de la combinación contiene hidrógeno.

Las moléculas que reúnen todos estos requisitos son: el agua, los alcoholes bajos, el amoníaco, las aminas, las cetonas y el éter.

La lista de combinaciones posibles de refrigerante absorbedor es grande, pero la mayoría fracasa bajo ciertas condiciones. Mucho se ha -- estudiado para tratar de encontrar una pareja ideal, pero hasta la fecha -- solamente dos parejas se han encontrado de uso práctico. La combinación agua-amoníaco es una de ellas y la otra es una solución acuosa de agua -- con sal higroscópica, en las que sólo el bromuro de litio es una sal realmente práctica. Otra posible combinación es el dimetoxitetraetileno de glicol como absorbente y un material parecido al metileno de cloro o refrigerante 21 como refrigerante, pero la falta de estabilidad y el bajo valor del coeficiente de operación han descartado su uso.

En la combinación de amoníaco-agua, el amoníaco viene a ser el refrigerante y el agua el absorbente, esta combinación es clásica en refrigeración por absorción. Sus moléculas reúnen los requisitos antes citados son altamente estables y el amoníaco tiene un calor latente de vaporización alto y en general ambos son bastante compatibles con los materiales de construcción. Aún así, la combinación está lejos de ser perfecta, una de las dificultades viene a ser la volatilidad del absorbente y la alta presión de condensación. Otras de las desventajas es lo tóxico del amoníaco en altas concentraciones y no podemos usar cobre en las instalaciones ya que contamina al amoníaco. Con todas estas desventajas se ha podido trabajar con ellos.

Ahora por lo que concierne al agua que es el absorbente, hace que el vapor de amoníaco que sale del generador contenga apreciables cantidades de vapor de agua y que si permitimos que pase al condensador y después al evaporador, el agua levantará la temperatura del evaporador y acarreará mucho refrigerante no evaporado, reduciendo así el C.O.P. (coeficiente de funcionamiento). Por lo que será necesario como antes se dijo intercalar una columna destiladora entre el condensador y el generador. La columna destiladora requiere que una parte del destilado sea regresado a la cabeza como líquido de reflujo. Este regreso del condensador al generador que constituye una pérdida será mucho menor que si dejamos pasar el agua directamente al condensador.

Un cierto número de absorbentes fuertes para el vapor de agua - son bien conocidos, como el ácido sulfúrico, el ácido fosfórico, el hidróxido de potasio en solución y una serie de soluciones acuosas de sales higroscópicas. Sin embargo lo corrosivo de muchos de estos ácidos los hacen imprácticos. Las sales higroscópicas más usadas son los cloruros, ioduros de litio, magnesio, calcio y zinc; de todas estas sales, el bromuro de litio es la usada casi exclusivamente. Esta tiene ventajas sobre las sales de magnesio, calcio y zinc, que son solubles. El bromuro de litio es más usado que el cloro o iodo, porque tiene mayor solubilidad de vapor bajando la relación de presión.

Las ventajas de los sistemas de agua-sales higroscópicas son las siguientes:

- 1). - El agua como refrigerante tiene un calor de vaporización alto.
- 2). - El absorbente no es volátil.
- 3). - El sistema opera a bajas presiones.
- 4). - Los materiales no son tóxicos ni inflamables.

Entre las desventajas podemos citar:

- 1). - El agua como refrigerante está limitada a las temperaturas del evaporador, que es de 32°F por ser el punto de congelación del agua.
- 2). - El bromuro de litio no es lo suficientemente soluble en el agua para permitir al absorbedor ser enfriado por aire.

3). - Las presiones extremadamente bajas en el sistema requieren de grandes ductos de vapor.

Para nuestro estudio el agua será el refrigerante y el bromuro de litio el absorbedor, estaremos condicionados a las anteriores desventajas. La primera de ellas queda eliminada, ya que suponemos una temperatura dentro del automóvil de 129°F (53.88°C) y con una temperatura del medio ambiente de 104°F (40°C), trataremos de obtener con nuestro sistema una temperatura de 80°F (26.66 °C) en el interior del auto con lo que nuestra temperatura en el evaporador no será menor de 40°F (4.4°C).

La segunda desventaja la eliminamos al hacer un buen diseño para enfriar el absorbedor y los demás elementos se serán enfriados por aire.

Por lo que se refiere a la última desventaja, nuestra unidad no es tan grande como para usar grandes ductos.

Con las desventajas eliminadas creemos que ya no tendremos ningún problema al usar el sistema bromuro de litio-agua.

CAPITULO IV

Determinación de la capacidad del sistema.

a). - Condiciones de diseño.

Este importante tema causa un poco de problema debido al sinnúmero de factores que afectan el diseño y por consiguiente la carga de refrigeración. Algunos de ellos son la temperatura del medio ambiente, la humedad, infiltración de aire al espacio refrigerado, número de ocupantes, radiación solar, etc. El problema radica en que estos factores constante y rápidamente están cambiando conforme el automóvil se mueve a diferentes velocidades, en diferentes direcciones y sobre diferentes tipos de caminos. Por ejemplo la rapidez del carro aumenta la infiltración de aire dentro del carro. Por lo concerniente al sol, cuando éste se encuentra en su cenit calienta bastante la carretera hasta obtener una temperatura aproximadamente de 135°F a 150°F, con lo cual se incrementa gran cantidad de calor al carro a través del piso. Como mencionamos anteriormente el conducir sobre diferentes tipos de caminos afectan la carga de refrigeración, ya que no es lo mismo conducir sobre terreno asfaltado o terracería, como conducir sobre pasto o terreno poblado de árboles en los alrededores. Otro factor que es conveniente señalar es el color del carro y vestidura, ya que si es de color negro absorberá todo el calor y reflejará poco los rayos solares, sólo siendo de algún otro color. También es menester señalar el espesor de los cristales y si son o no polari

zados, ya que la incidencia de los rayos solares sobre los cristales varia rá según el tipo de éstos, al dejar pasar y reflejar parte de la luz solar, y que también absorbera o reflejará la vestidura. Sabemos la ventaja que tienen los cristales de absorber calor al reducir la transmisión directa de la radiación solar de un 67% a un 45%, debido a su transparencia.

Con todo lo citado anteriormente es de suponer que tendremos variaciones en la carga de refrigeración, además también tendremos variación por los diferentes modelos de automóviles que existen, debido a su tamaño, construcción, forma, etc., pero estas ya serán mínimas y nuestro cálculo estará basado en un carro grande. Además podemos aumentar la carga de refrigeración calculada para absorber todas las variaciones antes mencionadas.

La capacidad de enfriamiento debe ser prescrita en términos de enfriar constantemente al conducir y poder enfriar a 80°F (26.6°C) en diez minutos, después de estar estacionado y cerrado con una temperatura ambiente de 104°F (40°C), ya que por experiencias se sabe que un auto móvil al estar estacionado y cerrado con una temperatura ambiente de 110°F (43.3 °C), tendrá en su interior una temperatura de 135°F (57.22°C) aproximadamente, no así los asientos, tablero y otras superficies que es tarán a mayor temperatura.

No es necesario solamente tener una adecuada capacidad de refrigeración que rápidamente obtenga una temperatura baja que iguale a la de

confort, sino que también reduzca la temperatura del asiento, puertas, -
toldo, piso e instrumentos del tablero.

Es necesario señalar ahora los principales factores que tomaremos en cuenta en nuestro diseño para el cálculo de la carga de refrigeración, siendo éstos los siguientes:

- 1).- Transmisión de calor a través del toldo, piso, puertas, parte delantera y cristales del auto.
- 2).- Calor transmitido por el equipo misceláneo del auto.
- 3).- Generación de calor debido a los ocupantes.
- 4).- Calor debido a la infiltración del aire.

b). - Cálculo de la carga.

Para absorber ciertas variaciones de los factores que afectan la carga de refrigeración, decidimos fijar las condiciones para el diseño con cierta holgura. Por ejemplo estimamos la temperatura del medio ambiente de 140°F (40°C) para la estación de verano en un lugar muy caluroso, con lo que el interior del automóvil tendrá una temperatura alrededor de 129°F (53.88°C), según dato tomado de libros norteamericanos.

En el interior del automóvil tendremos una temperatura de bulbo seco de diseño de 75°F (25.5°C) con una humedad relativa de $\phi = 45\%$. Obteniendo una temperatura efectiva de 72.7°F (22.2°C), con lo cual se satisface a más del 90% de las personas ocupantes según carta de comodidad de la ASHAE para aire tranquilo, para nuestro caso tendremos cuatro ocupantes. La temperatura de bulbo húmedo es según carta psicrométrica de 63.7°F (17.6°C), la humedad es $W = 66 \text{ gr. / lb. a} = 0.0093 \text{ lb}_a / \text{lb}_{a.s.}$

La temperatura efectiva en que la mayoría de las personas se sienten confortables en la época de verano oscila de 68°F (20°C) a 76°F (24.4°C), dependiendo de varios factores como son la ropa, edad y sexo, actividad, duración de la actividad, etc. La temperatura de bulbo seco que se recomienda para el verano varía de 71°F (21.6°C) a 85°F (29.4°C) con humedades relativas que oscilan de 40 a 60%.

También es necesario indicar que los cálculos estarán basados en un carro grande de color rojo y vestidura negra, sin cristales polarizados.

La medida de la lámina que se emplea en un automóvil para su construcción es de calibre 20 = 0.0009118 m. = 0.0359 pulg. y calibre 18 = 0.00121 m. = 0.0478 pulg.

Primero encontraremos el calor por conducción radiación según el primer punto de las condiciones para el toldo.

La fórmula que utilizaremos para el cálculo de calor en toldo, piso, parte delantera y partes laterales es:

$$\frac{q}{A} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{f} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} + \frac{1}{C} + \dots + \frac{X_n}{K_n} + \frac{1}{f_o}}$$

Donde:

q = ganancia de calor en BTU/hr. ft².

A = Area en ft²

T₁ = Temperatura exterior en °F.

T₂ = Temperatura interior en °F.

f₁ = Coeficiente de película interior (del gas o líquido que se encuentra en contacto con una de las superficies).

f_o = Coeficiente de película exterior (del gas o líquido que se encuentra en contacto con una de las superficies).

En algunos casos no lo tomaremos en cuenta, ya que vamos a considerar la temperatura de la lámina y no la del medio ambiente.

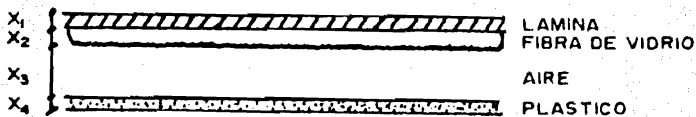
X = Espesor de cada una de las componentes en pulg.

K = Coeficiente de conductividad térmica de los materiales utilizados en el auto en $\text{BTU (in)/ Hr. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$.

C = Conductancia térmica que comprende procesos de conducción, convección y radiación en espacios de aire en $\text{BTU/hr. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$.

Considerando condiciones estables para el automóvil y tomando como temperatura exterior la que tiene la lámina al estar el carro expuesto al sol, que es aproximadamente de 185°F (85°C) obtenida experimentalmente.

El toldo de un automóvil tiene los componentes mostrados a continuación.



CORTE DEL TOLDO DE UN AUTO

Los valores de las literales son:

$$A = 2.62 \text{ m}^2 = 28 \text{ ft}^2.$$

$$T_1 = 185^\circ\text{F} \text{ (} 85^\circ\text{C)}$$

$$T_2 = 78^\circ\text{F} \text{ (} 25.55^\circ\text{C)}.$$

$$X_1 = 0.0359 \text{ pulg. \# 20}$$

$$X_2 = 0.5 \text{ pulg.}$$

$$X_3 = 1.25 \text{ pulg.}$$

$$X_4 = 3/64 = 0.0468 \text{ pulg.}$$

$$K_1 = 312 \text{ BTU (in)/hr. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F.}$$

lámina de acero

$$K_2 = 0.24 \text{ BTU (in)/hr. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F.}$$

fibra de vidrio

$$C_{\text{aire}} = 0.88 \text{ BTU /hr. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F.}$$

$$K_4 = 0.252 \text{ BTU (in)/hr. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F.}$$

plástico

Los valores de los coeficientes de película se incrementan al aumentar al aumentar la rugosidad de las paredes y velocidad del viento, pero para aire acondicionado se supone que no pasan de cierto límite, por lo que es aceptable tomar el siguiente valor de f_1 , ya que el de f_0 no se tomará en cuenta porque tomamos la temperatura de la lámina, el valor de f_1 es:

$$f_1 = 4 \text{ BTU/hr. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F. para 7.5 mph.}$$

Con respecto al valor de C es necesario aclarar que lo introducimos al haber un espacio de aire, en el que hay transferencia de calor - por conducción, convección y radiación, por lo que el cálculo de los coeficientes de calor resultan muy complejos. Hay valores de C para diferentes materiales, también de ASHRAE hay tablas de valores de C para diferentes condiciones de espacios de aire. Para nuestro caso considerando un espacio de aire de 1.25 pulg. elegimos un valor de C de:

$$C = 0.88 \text{ BTU/hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

Sustituyendo valores:

$$\frac{q}{A} = \frac{185 - 78}{\frac{1}{4} + \frac{0.0359}{312} + \frac{0.5}{0.24} + \frac{1}{0.88} + \frac{0.0468}{0.252}}$$

$$\frac{q}{28} = \frac{107}{0.25 + 0.000115 + 2.0833 + 1.13636 + 0.18571}$$

$$\frac{q}{28} = \frac{107}{3.655485} = 29.27$$

$$q = 28 (29.27) = 819 \text{ BTU/hr.}$$

Calor transmitido a través del piso.

Para el piso consideraremos como temperatura exterior la del medio ambiente, ya que el piso está expuesto a la sombra. La composición

del piso se muestra a continuación:



CORTE DEL PISO DE UN AUTO

Los valores de los componentes mostrados para la fórmula combinada de transmisión de calor por convección y conducción son los siguientes.

$$X_1 = 0.125 \text{ pulg.}$$

tapete de plástico

$$X_2 = 0.375 \text{ pulg.}$$

alfombra

$$X_3 = 0.375 \text{ pulg.}$$

bajo alfombra

$$X_4 = 0.25 \text{ pulg.}$$

capa de antioxidante

$$X_5 = 0.0478 \text{ pulg. \# 18}$$

lámina de acero

$$\begin{aligned}
 K_1 &= 0.252 \quad \text{BTU(in)/hr. Ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 K_2 &= 0.36 \quad \text{BTU(in) /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 K_3 &= 0.342 \quad \text{BTU(in) /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.} \\
 K_4 &= 0.336 \quad \text{BTU(in) /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.} \\
 K_5 &= 213 \quad \text{BTU(in) /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}
 \end{aligned}$$

Sustituyendo valores en la misma fórmula anterior con los valores de los coeficientes de película siguientes:

$$f_1 = 4 \text{ BTU/hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

$$f_o = 6 \text{ BTU/hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

Fueron tomados para una velocidad del carro de 15 mph.

El área del piso de un carro grande es:

$$A = 2.80 \text{ m.}^2 = 30.141 \text{ ft}^2$$

$$\frac{q}{30.141} = \frac{104 - 78}{\frac{1}{4} + \frac{0.125}{0.252} + \frac{0.375}{0.36} + \frac{0.375}{0.342} + \frac{0.25}{0.336} + \frac{0.0478}{312} + \frac{1}{6}}$$

$$\frac{q}{30.141} = \frac{26}{0.25 + 0.49603 + 1.04166 + 1.09649 + 0.74404}$$

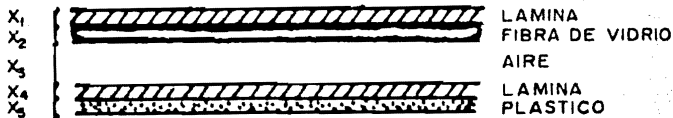
$$+ \frac{0.000153 + 0.1666}{}$$

$$\frac{q}{30.141} = \frac{26}{3.79497} = 6.853$$

$$q = (30.141) (6.853) = 206.55 \text{ BTU/hr.}$$

Calor ganado a través de las puertas.

Para la temperatura exterior de la puerta consideramos la temperatura tomada experimentalmente que fue de 176°F (80°C) que es la de la lámina. La construcción de las puertas es la siguiente:



CORTE DE LA PUERTA DE UN AUTO

Los valores de los componentes mostrados son los siguientes:

$$X_1 \text{ lámina de acero} = 0.0478 \text{ pulg. \# 18}$$

$$X_2 \text{ fibra de vidrio} = 0.375 \text{ pulg.}$$

$$X_3 \text{ aire} = 4 \text{ pulg.}$$

$$X_4 \text{ lámina de acero} = 0.0478 \text{ pulg. \# 18}$$

$$X_5 \text{ plástico} = 0.25 \text{ pulg.}$$

Los coeficientes de conductividad térmica de cada uno de los materiales es:

$$K_1 \text{ lámina de acero} = 312 \text{ BTU (in)/hr. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$K_2 \text{ fibra de vidrio} = 0.24 \text{ BTU (in) /hr. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$K_4 \text{ lámina de acero} = 312 \text{ BTU (in) /hr. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F.}$$

$$K_5 \text{ plástico} = 0.252 \text{ BTU (in) /hr. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F.}$$

Como estamos tomando el valor de la temperatura de la lámina, - necesitamos nada más el valor del coeficiente de película interior para - una velocidad de 7.5 mph., el cual es:

$$f_1 = 4 \text{ BTU/hr. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F.}$$

En la parte interior de la puerta tenemos flujo de calor por convección, entre el aire y la fibra de vidrio, así como entre el aire y la lámina interior, esos coeficientes de película quedarán incluidos en el valor de la conductancia térmica (C) el cual es:

$$C = 0.99 \text{ BTU/HR. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F.}$$

El área de una pared lateral con dos puertas es:

$$A = 16.572 \text{ ft}^2$$

Sustituyendo valores en la fórmula:

$$\frac{Q}{16.572} = \frac{176 - 78}{\frac{1}{0.99} + \frac{0.0478}{312} + \frac{0.375}{0.24} + \frac{0.0478}{312} + \frac{0.25}{0.252} + \frac{1}{4}}$$

$$\frac{Q}{16.572} = \frac{98}{1.0101 + 0.00015 + 1.5625 + 0.00153 + 0.9920 + 0.25}$$

$$\frac{Q}{16.572} = \frac{98}{3.81634} = 25.68$$

$$Q = (16.572) (25.68)$$

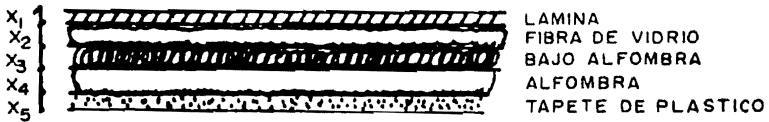
$$Q = 425.55 \text{ BTU/hr.}$$

Pero como son dos áreas laterales, entonces:

$$Q = 851.10 \text{ BTU/hr.}$$

Cálculo de calor a través de la parte delantera del automóvil.

La parte delantera del auto está formada por las siguientes secciones:



CORTE DE LA PARED ANTERIOR DEL AUTO

El área de la parte delantera es :

$$A = 10.334 \text{ ft}^2$$

Con experimento realizado con un termómetro en la lámina, se obtuvo una temperatura en la lámina de 195°F (90.5°C).

Los valores de las secciones son :

$$X_1 \text{ lámina de acero} = 0.0478 \text{ pulg. \# 18}$$

$$X_2 \text{ fibra de vidrio} = 0.5 \text{ pulg.}$$

$$X_3 \text{ bajo alfombra} = 0.375 \text{ pulg.}$$

$$X_4 \text{ alfombra} = 0.375 \text{ pulg.}$$

$$X_5 \text{ tapete de plástico} = 0.125 \text{ pulg.}$$

Los valores de la conductividad térmica para cada uno de los ma -

teriales es :

$$K_1 = 312 \text{ BTU (in) /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

$$K_2 = 0.24 \text{ BTU (in) /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

$$K_3 = 0.342 \text{ BTU (in) /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

$$K_4 = 0.336 \text{ BTU (in) /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

$$K_5 = 0.252 \text{ BTU (in) /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

El valor del coeficiente de película para una velocidad del carro -
de 7.5 mph. es :

$$f_1 = 4 \text{ BTU/hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Sustituyendo valores en la fórmula :

$$\frac{Q}{10.334} = \frac{195 - 78}{\frac{0.0478}{312} + \frac{0.5}{0.24} + \frac{0.375}{0.3412} + \frac{0.375}{0.336} + \frac{0.125}{0.252} + \frac{1}{4}}$$

$$\frac{Q}{10.334} = \frac{117}{0.00015 + 2.08333 + 1.09649 + 1.11607 + 0.4960 + 0.25}$$

$$\frac{Q}{10.334} = \frac{117}{5.04207} = 23.20$$

$$Q = (10.334) (23.20) = 239.8 \text{ BTU /hr.}$$

Calor por conducción a través de los cristales.

Para los cristales consideraremos la temperatura del vidrio toma

da experimentalmente de 122°F (50°C).

La conductividad térmica es :

$$K = 0.36 \text{ BTU (in) /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

El espesor del cristal es :

$$X = 0.246 \text{ pulg.}$$

El coeficiente de película interior es :

$$f_1 = 4 \text{ BTU /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

El coeficiente de película exterior es :

$$f_0 = 6 \text{ BTU /hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

El área de todos los cristales es :

$$A = 28.6 \text{ ft}^2$$

Sustituyendo valores :

$$\frac{Q}{28.6} = \frac{78 - 50}{\frac{1}{4} + \frac{0.246}{0.36} + \frac{1}{6}}$$

$$\frac{Q}{28.6} = \frac{28}{0.25 + 0.6833 + 0.1666}$$

$$\frac{Q}{28.6} = \frac{28}{1.0999} = 25.45$$

$$Q = (28.6) (25.45) = 728.06 \text{ BTU /hr.}$$

Calor por radiación a través de cristales.

La radiación solar puede afectar significativamente la transmisión de energía a través de contornos opacos, pero su efecto es mucho más grande cuando la transmisión se efectúa a través de materiales diatérmicos tales como el vidrio o plásticos.

A causa de los cambios fluctuantes en la temperatura y en la incidencia de la radiación solar, el medio ambiente térmico cambia constantemente. O sea, pocas veces hay transmisión de calor en estado estacionario en la estructura de un edificio. Sin embargo la suposición de estado estacionario nos provee de un procedimiento para realizar cálculos en el automóvil.

Sobre la superficie exterior de un cristal puede haber radiación solar directa, radiación solar difusa y radiación solar reflejada. De toda esta radiación, una parte es transmitida directamente a través del cristal, una parte es reflejada y la otra parte es absorbida. Puede haber intercambio de calor por convección entre la superficie exterior del vidrio y el aire exterior, así como intercambios de convección y radiación entre la superficie interna del cristal y el interior del automóvil.

Para el cálculo de calor por radiación a través de los cristales, utilizamos la tabla IX-1 del libro "Aire acondicionado y refrigeración del Ingeniero Hernández Goribar". Para lo cual hicimos las siguientes

consideraciones:

El automóvil se encuentra en una latitud norte de 30° con la parte delantera hacia el sur, en los meses de Octubre 23 a Febrero 20. Con esta orientación obtuvimos más calor por radiación a través de los cristales a las 12 hrs. después de una serie de cálculos en otras orientaciones.

La fórmula que utilizaremos para dicho cálculo es la siguiente :

$$Q = q' \times f_1 \text{ ó } f_2 \times A$$

Donde:

Q = ganancia de calor en BTU/hr.

q' = ganancia máxima de calor en el cristal por radiación en BTU/hr. ft²

f₁ = factor de corrección cuando no existe dispositivo sombreador.

f₂ = factor de corrección cuando sí existe dispositivo sombreador.

A = área del cristal en ft².

El valor de q' se obtiene de la tabla IX-1 mencionada anteriormente de la cual obtuvimos un valor para vidrio vertical de :

$$q'_1 = 145 \text{ BTU /hr. ft}^2.$$

Ya que se proyectó el vidrio del auto en posición vertical y horizontal para sumar las dos proyecciones. El valor de q' en posición horizontal fue de :

$$q'_2 = 179 \text{ BTU /hr. ft}^2$$

El valor de f_1 se obtiene de la tabla IX-2 de la misma obra anterior para ventana doble con vidrio común, no utilizaremos el factor f_2 , ya que a las 12 hrs. ningún cristal tendrá sombra.

El área de los cristales en las dos proyecciones es :

Vidrio delantero

$$A_{\text{vertical}} = 5.697 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{horizontal}} = 9.868 \text{ ft}^2.$$

Vidrio trasero

$$A_{\text{vertical}} = 5.480 \text{ ft}^2.$$

$$A_{\text{horizontal}} = 5.480 \text{ ft}^2.$$

Vidrio lateral (dos ventanas de cada lado)

$$A_{\text{horizontal}} = 7.162 \text{ ft}^2.$$

$$A_{\text{vertical}} = 12.414 \text{ ft}^2.$$

Sustituyendo valores en la fórmula.

$$q = q' (f_1) (A)$$

$$q_v = (145) (0.98) (5.480) + (145) (0.98) (5.697) + (145) (0.98) (12.414)$$

$$q_v = 778.708 + 809.543 + 1764.029$$

$$q_v = 3352.279 \text{ BTU/hr.}$$

Para la proyección horizontal tenemos :

$$q_h = (179) (0.98) (5.480) + (179) (0.98) (9.868) + (179) (0.98) (7.162)$$

$$q_h = 961.301 + 1731.044 + 1256.358$$

$$q_h = 3948.703 \text{ BTU/hr.}$$

Sumando las dos proyecciones tenemos el calor por radiación a través de los cristales.

$$q_v + q_h$$

$$Q = 3352.279 + 3948.703$$

$$Q = 7300.982 \text{ BTU/hr.}$$

El calor transmitido por el equipo misceláneo es muy poco comparado con las demás partes del auto, por lo que no lo tomaremos en cuenta. Lo mismo sucede con el calor debido a la infiltración, ya que consideraremos que no habrá infiltración de aire en el carro por los sellos

que éste posee.

Calor sensible y latente de los ocupantes.

Suponemos los cálculos para tres personas en reposo y con un trabajo ligero el conductor. El calor sensible será :

$$Q_s = (\text{número de personas}) (q_{\text{sensible}})$$

De las tablas IX-7 del libro del ingeniero Hernández Goribar obtenemos el calor sensible para personas sentadas y sin movimiento, el cual es :

$$q_s = 195 \text{ BTU /hr.}$$

Para personas sentadas y con movimientos moderados tenemos :

$$q_s = 220 \text{ BTU/hr.}$$

Por lo que el calor sensible debido a las personas es :

$$Q_s = 3(195) + 1(220)$$

$$Q_s = 585 + 220 = 805 \text{ BTU/hr.}$$

El calor latente de los ocupantes se obtiene de :

$$Q_L = (\text{número de personas}) (q_{\text{latente}}).$$

De las tablas IX-7 de la misma obra para personas sentadas sin movimiento, obtenemos :

$$q_L = 155 \text{ BTU/HR.}$$

Para personas sentadas y con movimiento obtenemos:

$$q_L = 330 \text{ BTU/hr.}$$

Por lo que el calor latente total debido a las personas es:

$$Q_L = 3(155) + 1(330)$$

$$Q_L = 465 + 330 = 795 \text{ BTU/hr.}$$

Haciendo un resumen de todo el calor calculado a través de un automóvil, tenemos:

Concepto	Calor sensible	Calor latente
Toldo	819.70	
Piso	206.55	
Puertas	851.10	
Parte delantera (motor)	239.80	
Cristales (conducción)	729.06	
Cristales (radiación)	7300.98	
Ocupantes (cuatro)	805.00	795.00
	<u>10952.19</u>	<u>795.00</u>

El calor total que hay que remover será la suma del calor latente y sensible:

$$Q_T = 10952.19 + 795$$

$$Q_T = 11747.19 \text{ BTU/hr.}$$

En toneladas de refrigeración tenemos:

$$\frac{11747.19}{12000} = 0.979 \text{ ton. de ref.}$$

CAPITULO V

Diseño Teórico del Sistema.

Como se mencionó en el Capitulo II el ciclo de absorción consiste de cuatro componentes básicos: absorbedor, condensador, generador y evaporador, pero se necesita de componentes auxiliares para estos elementos, claro que no cambiarán el ciclo básico.

Así en la figura 9 tenemos el circuito elemental del sistema con un intercambiador de calor, dos válvulas de expansión y una bomba, además lo hemos enumerado para establecer nuestras ecuaciones y mejor comprensión del mismo. Notamos que hay una circulación continua de absorbente que va del absorbedor al generador y que después regresa al absorbedor. Puesto que el generador opera a una temperatura más alta que el absorbedor, la corriente de absorbente caliente que sale del generador representa una pérdida continua de calor, la cantidad de calor sensible contenida en la corriente que regresa al absorbedor es disipada por el absorbedor. La conveniencia de un intercambiador de calor líquido-líquido entre estas dos corrientes es obvia. En los sistemas que trabajan con absorbentes no volátiles, este intercambiador de calor es generalmente un auxiliar para la operación del ciclo básico.

Hay sistemas que emplean un absorbente volátil, por lo que necesitan un rectificador, éste no será nuestro caso por el empleo del bromu

ro de litio que no es volátil. Algunas veces se emplea un preenfriador de refrigerante para incrementar el coeficiente de operación. Este mecanismo es simplemente un intercambiador de calor que sirve para enfriar el líquido refrigerante por medio del vapor frío que sale del evaporador.

Este intercambiador debe estar localizado entre el condensador y el mecanismo de expansión, nosotros emplearemos un intercambiador solamente.

En el sistema de absorción la presión del evaporador y su temperatura están en función de la concentración y la temperatura de la solución absorbente. En general el diseñador no tiene control de la temperatura de la solución absorbente, porque esta temperatura dependerá de la temperatura de la fuente de calor. Por lo que para tener un control sobre la presión del evaporador, se debe trabajar con la otra variable que es la concentración.

El control de la concentración se cumple depositando algo de refrigerante líquido puro fuera del sistema cuando se necesita absorbente concentrado, e introducirlo al sistema cuando se requiere absorbente diluido.

El control de la concentración mejora ligeramente el coeficiente de operación (C.O.P.), podemos evitar todo lo anterior bajando la temperatura del evaporador, pero el propósito es conservar el rango de opera

ción del evaporador para un conveniente y seguro rango de temperaturas.

A continuación se presentará el análisis del ciclo ideal por medio del ciclo de carnot, que es útil para determinar las condiciones que prevalecerán en el sistema. Este análisis consiste del balance térmico y el balance de masas de sus variados componentes.

Para nuestro sistema con absorbente no volátil, el balance térmico y de masas pueden ser modificados para facilitar al diseñador los cálculos de cantidades de calor y de flujo de masas en cada uno de sus componentes. Las diferentes corrientes de los fluidos pueden enumerarse por conveniencia. Las ecuaciones se pueden obtener en base a una libra o media libra de refrigerante que pasa por el evaporador por unidad de tiempo. Para generalizar el análisis se supone que el calor ganado y el calor perdido del sistema es cero, excepto para cuando se desea encontrar la superficie de los intercambiadores de calor.

Así tenemos que los valores elegidos en los diferentes elementos de nuestro sistema son el resultado de una serie de consideraciones que mencionamos anteriormente, como son:

La temperatura que consideraremos en el medio ambiente será de 104°F con lo que el interior del carro tendrá una temperatura aproximada de 129°F .

Para el sistema en estudio no debemos tener una temperatura de $32^{\circ}\text{F} = 0^{\circ}\text{C}$ en el evaporador, pues se congelaría el refrigerante (agua).

En el Capítulo II sección (a) se mencionó lo referente al límite de temperaturas para poder refrigerar. Elegimos una $\Delta T = 21^{\circ}\text{F}$; ya que el evaporador va a estar trabajando a una temperatura de 57°F . Para el condensador se tomó el valor de 152°F , que es cercano al valor de 140°F para el sistema de compresión, el cual se ha comprobado que se tiene una buena eficiencia a esa temperatura.

El valor en el absorbedor y su concentración de BrLi fueron elegidos de acuerdo a la gráfica respectiva.

A continuación obtenemos una serie de valores que emplearemos en el diseño.

Factor de calor sensible.

$$\text{F.C.S.} = 10952.19/11747.19 = 0.932$$

El calor sensible de la carga es $182.536 \text{ BTU}/\text{min}$.

El calor latente de la carga es $13.25 \text{ BTU}/\text{min}$.

El calor total de la carga es $195.186 \text{ BTU}/\text{min}$.

El procedimiento que seguiremos para la refrigeración empleando aire de recirculación será el siguiente:

La descarga del evaporador gráficamente la uniremos con una - -

línea a las condiciones interiores de diseño del auto, según la línea de factor de calor sensible. Al interior del auto introducimos aire del medio ambiente, con lo cual obtenemos una mezcla que introducimos al acondicionador donde se enfría y deshumidifica a las condiciones de descarga del evaporador.

La masa y volumen de aire manejado se puede calcular de la siguiente fórmula

$$M = \frac{Q_T}{h_A - h_D}$$

Donde:

M = peso del aire suministrado en lb. /hr.

Q_T = 11747.19 BTU/hr. calor total de la carga.

h_A = 29.1 BTU/lb. entalpia del interior del auto.

h_D = 23.3 BTU/lb. entalpia de descarga del evaporador.

Sustituyendo valores:

$$M = \frac{11747.19}{29.1 - 23.3} = \frac{11747.19}{5.8} = 2025.37 \text{ lb. /hr.}$$

Para hallar el volumen consideramos un volumen específico de 13.4 ft³ /lb., por lo que:

$$V = \frac{Mv}{60} = \frac{(2025.37)(13.4)}{60} = 452.33 \text{ ft}^3/\text{min.}$$

Tomaremos 40 ft³/min. por persona para el aire de ventilación

suponiendo que estan fumando. Al considerar cuatro personas en el interior del auto, tendremos $160 \text{ ft}^3/\text{min.}$ de aire de ventilación, o sea 537.31 lb./hr. que tomaremos del medio ambiente.

El aire de recirculación se obtiene de:

$$M_B = M_A + M_C.$$

$$M_B = 2025.37 \text{ lb./hr.}$$

$$M_C = 537.31 \text{ lb./hr.}$$

Despejando el aire de recirculación (M_A):

$$M_A = 2025.37 - 537.31$$

$$M_A = 1488.06 \text{ lb./hr.}$$

Para encontrar las propiedades del aire mezclado tenemos:

$$M_A h_A + M_C h_C = M_B h_B$$

Donde :

$$M_A = 1488.06 \text{ lb./hr. aire de recirculación.}$$

$$h_A = 29.1 \text{ BTU/lb. entalpia del aire de recirculación.}$$

$$M_C = 537.31 \text{ lb./hr. aire exterior para ventilación.}$$

$$h_C = 41.3 \text{ BTU/lb. entalpia del aire exterior.}$$

$$M_B = 2025.37 \text{ lb./hr. masa del aire mezclado.}$$

$$h_B = \text{entalpia del aire mezclado.}$$

Sustituyendo valores y despejando h_B :

$$h_B = \frac{(1488.06)(29.1) + (537.31)(41.3)}{2025.37}$$

$$h_B = \frac{65493.45}{2025.37} = 32.34 \text{ BTU/lb.}$$

Con el valor anterior de la entalpia y trazando una línea que una los puntos de condiciones interiores del auto y medio ambiente, en la carta psicrométrica obtenemos las condiciones del aire mezclado.

Los valores de las condiciones del aire para el medio ambiente, evaporador, interior del carro y la mezcla del aire obtenida se muestran a continuación en la tabla siguiente.

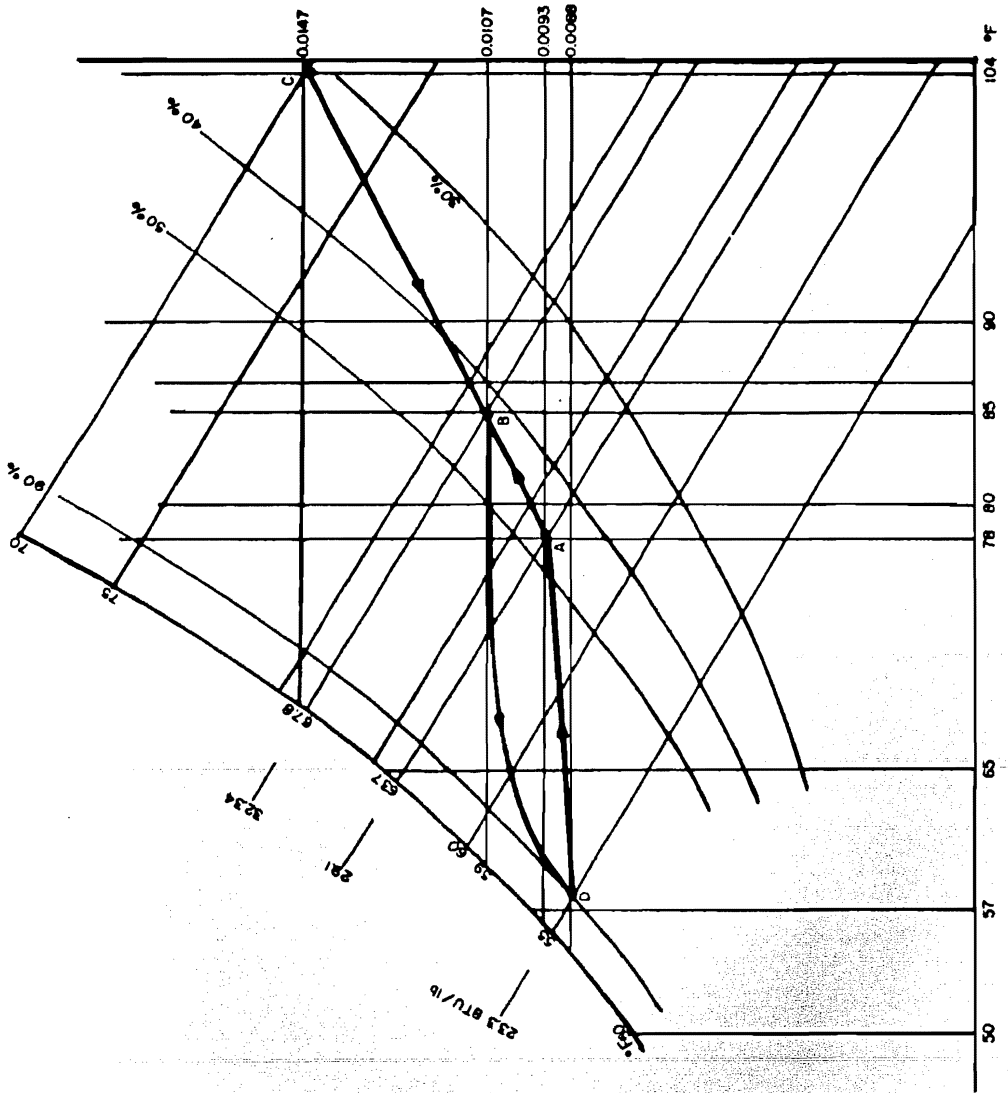
Condiciones del aire para :

	(C)	(D)	(A)	(B)	
variable	medio ambiente	salida evap.	diseño int. auto	mezcla	unidades
t_{bs}	104	57	78	85	°F
t_{bh}	75	55	63.7	67.8	°F
t_w	68	54	55.5	59	°F
P	29.92	29.92	29.92	29.92	pulg. hg.
W	0.0147	0.0088	0.0093	0.0107	lb/lb as.
h	41.6	23.8	29.1	32.34	BTU/lb.
ϕ	30.2	90	40.5	42	%

Antes de seguir adelante creemos que es conveniente señalar de una manera gráfica el enfriamiento que se va a realizar en este trabajo. Para ello se muestra el siguiente dibujo de la carta psicrométrica, en el que están representados en el punto C el medio ambiente, el punto A tendrá las condiciones interiores de confort del automóvil, el punto B representa las condiciones de la mezcla obtenida entre A y C. Finalmente el punto D representa las condiciones de salida del evaporador.

Es necesario señalar que al estar el automóvil estacionado y cerrado el interior estará a una temperatura elevada como antes se mencionó, por lo que es necesario para el buen funcionamiento del sistema de refrigeración abrir las puertas para que todo ese aire caliente se disipe en la atmósfera y poner a funcionar el aire acondicionado. La gráfica se muestra a continuación.

lb / lb air



En la gráfica anterior la mezcla entra al acondicionador donde se enfría y deshumidifica según la curva aproximada B D, sin llegar a la línea de saturación. Llega aproximadamente a la curva de 90% de humedad relativa.

La capacidad del equipo se determina de la siguiente forma:

$$q_{\text{equipo}} = M_B (h_B - h_D)$$

Sustituyendo valores:

$$q_{\text{equipo}} = 2025.37 (32.34 - 23.3)$$

$$q_{\text{equipo}} = 18291.26 \text{ BTU/hr.}$$

En toneladas de refrigeración tenemos:

$$\frac{18291.26}{12000} = 1.524 \text{ ton.}$$

Con esta capacidad ya podemos calcular los gastos de masa y balances de energía.

Para el presente trabajo contamos con datos que nos servirán de base para todo el cálculo.

Así, para el evaporador se deberá tener una temperatura de 50°F (10°C), que es apropiada para tratar de obtener dentro del auto una tem-

peratura de 78°F (25.55°C).

Otro dato es la temperatura del condensador de 152°F (66.8°C), -- que como ya se mencionó resulta aceptable para nuestro estudio.

El ciclo de absorción que emplearemos se muestra en el diagrama 4, basado en la gráfica 2 que representa la concentración de Br. Li. contra entalpia de la solución. De la gráfica deducimos que:

1). - La mezcla de refrigerante y absorbente se encuentra en - - - equilibrio en el absorbedor con una temperatura de 116°F (46.66°C).

2). - La solución procedente del generador entra al absorbedor --- con una concentración de 65% de Br. Li., el cual debe haber sido enfriado por el intercambiador de calor 105°F (40.55°C), de la solución que sale - del generador.

Con estas bases dadas también se tuvo cuidado de no caer en la -- línea de cristalización de la solución.

El primer paso para obtener la solución del sistema consiste en - obtener de la gráfica 1 que tiene presión temperatura y concentración de la solución, el valor de la presión del evaporador a 50°F, que siguiendo - una línea vertical corta la línea de agua en una presión de 9.2 mm. Hg. - = 0.362 pulg. Hg. abs. Esta presión también se pudo haber obtenido de las tablas de vapor.

Ahora con el valor de 9.2 mm. Hg. en la misma gráfica y con la temperatura del absorbedor de 116°F, en donde se intersecten encontramos el valor de la concentración que será de 60% de Br. Li.

Con la temperatura que tenemos en el condensador de 152°F, hallamos que la presión al cortar la línea vertical de temperatura a la línea de agua tiene un valor de 203 mm. Hg. = 8 pulg. Hg. abs., también pudo ser obtenido de las tablas de vapor.

Para obtener la temperatura en el generador, también empleamos la gráfica 1. Con una presión de 203 mm. Hg. y con una concentración de 65% de bromuro de litio hallamos una temperatura para el generador de 265°F.

Los valores obtenidos se van colocando en una tabla como la mostrada en la tabla I, siguiendo el circuito de la figura 9.

Para el estado 1, que es a la salida del generador, tendrá la temperatura de éste, que será de 265°F, así como la presión alta de 8 pulg. Hg. Una concentración de cero por tratarse de refrigerante puro (agua) y una entalpia de 1177.47 BTU/lb., ya que es vapor sobrecalentado obtenido de tablas.

El estado 2 tendrá una presión de 8 pulg. Hg., una temperatura de 152°F (66.66°C), la concentración será cero por la misma razón del estado anterior. La entalpia del estado 2 será de 119.96 BTU/lb.

Los valores para el estado 3 después de la válvula de expansión, serán los mismos que el estado 2, excepto que la presión será menor debido a la válvula de expansión que baja la presión, y ésta es de 0.362 -- pulg. Hg.

En el estado 4 tenemos la presión baja de 0.362 pulg. Hg., la --- temperatura del evaporador de 50°F (10°C), se tendrá una concentración - de cero, la entalpia tomada de tablas de vapor es de 1064.99 BTU/lb. pa- ra el vapor saturado.

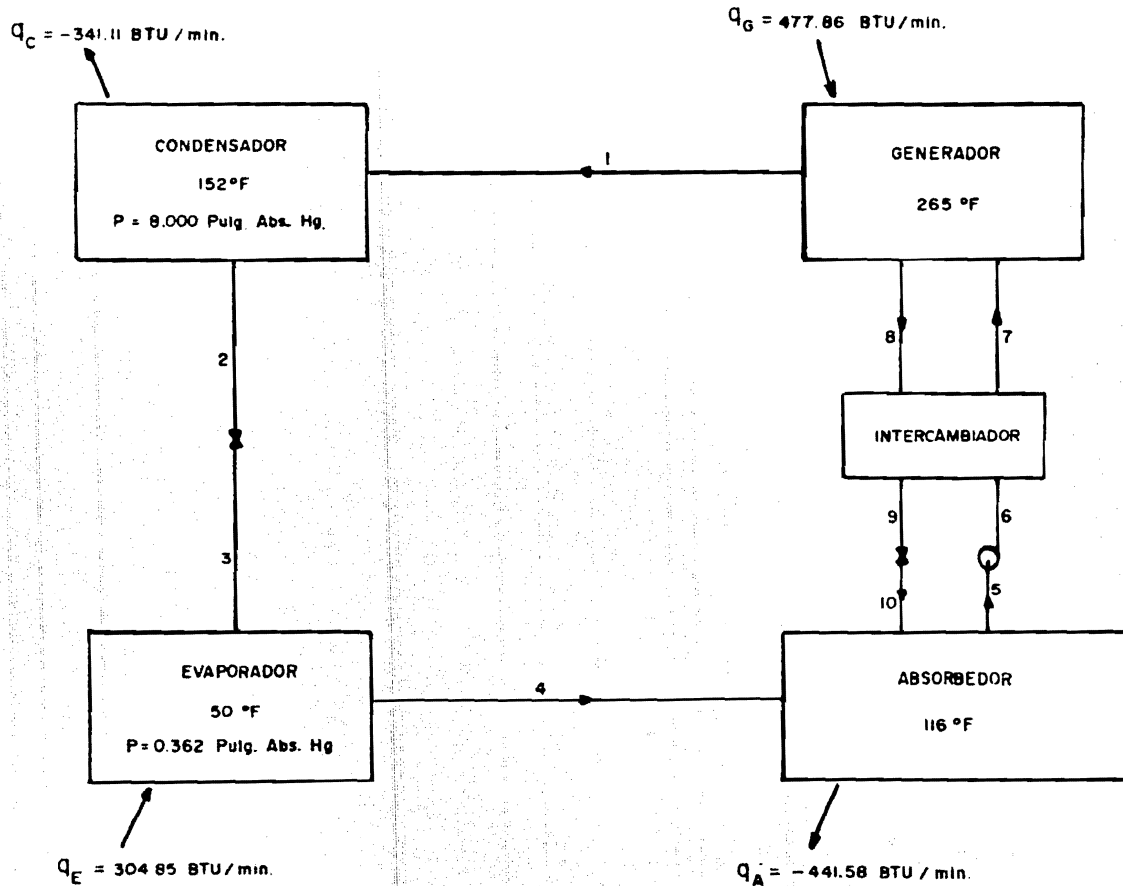


FIG. N° 9

Resumen de Resultados

Tabla 1

Punto o Estado	Presión Pulg. Hg. abs	Temperatura °F	Concentración $\frac{\% \text{ lb BrLi}}{\text{lb solución}}$	Entalpfa BTU/lb _m	Flujo másico $\frac{\text{lb}_m}{\text{min}}$	Flujo de Calor BTU/min.
1	8.0	265	0.00	1177.47	0.32256	379.80
2	8.0	152	0.00	119.96	0.32256	38.69
3	0.362	152	0.00	119.96	0.32256	38.69
4	0.362	50	0.00	1064.99	0.32256	343.52
5	0.362	116	0.60	-64.00	4.19328	-268.37
6	8.0	116	0.60	-64.00	4.19328	-268.37
7	8.0	205	0.60	-24.31	4.19328	-101.93
8	8.0	265	0.65	-1.00	3.87072	-3.87
9	8.0	160	0.65	-44.00	3.87072	-170.31
10	0.362	160	0.65	-44.00	3.87072	-170.31

A la salida del absorbedor que es el estado 5 se tiene una temperatura de 116°F (46.66°C), la presión es de 0.362 pulg.Hg., su concentración es de 60% de Br.Li., la entalpia de dicha mezcla es obtenida de la gráfica 2 y es igual a - 64.00 BTU/lb.

El estado 6 a la salida de la bomba tiene los mismos valores que el estado 5, excepto que eleva la presión a 8 pulg.Hg.

Para poder seguir adelante con los valores de los demás puntos se requiere conocer el flujo de masa. Partiendo de un dato base que es el calor en el evaporador, establecemos la siguiente ecuación según el circuito de la figura 9.

$$q_E = m_4 (h_4 - h_3)$$

Donde:

m_4 = flujo de masa en el estado 4

h_4 y h_3 = entalpías del estado cuatro y tres respectivamente.

Sustituyendo valores y despejando m_4

$$m_4 = \frac{q_E}{h_4 - h_3}$$

$$m_4 = \frac{304.85}{1054.99 - 119.9}$$

$$m_4 = 0.32256 \text{ lb}_m/\text{min.}$$

Sabemos por el circuito de la figura 9 que:

$$m_4 = m_3 = m_2 = m_1 = 0.32256 \text{ lb}_m/\text{min.}$$

Para hallar los otros flujos de masa recurrimos al absorbedor en el que establecemos la siguiente ecuación.

$$m_4 + m_{10} = m_5$$

Sustituyendo el valor de m_4

$$0.32256 = m_5 - m_{10} \dots\dots\dots (1)$$

Establecemos otra ecuación con el flujo de masa y concentración de Br.Li. en el absorbedor.

$$m_5 (0.60) = m_{10} (0.65) \dots\dots\dots (2)$$

Ya que la concentración de m_4 es cero por tratarse de refrigerante puro (agua).

De la ecuación (1) despejamos m_5 .

$$m_5 = 0.32256 + m_{10}$$

Sustituyendo en la ecuación (2)

$$0.60 (0.32256 + m_{10}) = m_{10} (0.65)$$

$$0.193536 + 0.60 m_{10} = m_{10} (0.65)$$

$$0.193536 = m_{10} (0.65 - 0.60)$$

$$m_{10} = \frac{0.193536}{0.05} = 3.87072 \text{ lb}_m/\text{min}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación (1)

$$0.32256 = m_5 - 3.87072$$

$$m_5 = 4.19328 \text{ lb}_m/\text{min.}$$

Por la figura sabemos que:

$$m_8 = m_9 = m_{10} = 3.87072 \text{ lb}_m/\text{min.}$$

$$m_5 = m_6 = m_7 = 4.19328 \text{ lb}_m/\text{min.}$$

Estos valores del flujo másico ya se pueden anotar en la tabla (1), quedando por hallar el flujo de calor en el intercambiador y la entalpía en el estado 7. Para ello establecemos la siguiente ecuación en el intercambiador de calor.

$$q_1 = m_6 (h_7 - h_6) = m_8 (h_8 - h_9) \dots\dots\dots (3)$$

Para resolver esta ecuación necesitamos el valor de la entalpía en el estado 8 y 9. Los cuales podemos obtener de la gráfica 2, ya que contamos con la temperatura del estado 8 y que es la misma del generador - - 265°F además sabemos que la concentración de Br.Li. para el estado en -

cuestión es de 0.65. Con estos datos entramos a la gráfica 2 y en la abscisa encontramos el valor de $h_8 = -1$ BTU/lb.

Para el estado 9 tenemos la concentración que es de 0.65 Br. Li. y como dato dado al principio el valor de la temperatura que es de 160°F . Con estos datos ya podemos entrar a la gráfica 2 y obtener un valor de $h_9 = -44$ BTU/lb.

Volviendo a la ecuación (3) y sustituyendo valores tenemos:

$$4.19328 (h_7 - (-64.00)) = 3.87072 (-1 - (-44))$$

$$(h_7) 4.19328 + 268.37 = 3.87072 (43)$$

$$(h_7) 4.19328 = 166.44 - 268.37$$

$$h_7 = \frac{101.93}{4.19328}$$

$$h_7 = -24.3 \text{ BTU/lb}$$

El calor en el intercambiador se obtiene de la ecuación (3).

$$q_1 = 3.87072 (-1 - (-44))$$

$$q_1 = 166.44 \text{ BTU/min.}$$

Ahora ya podemos seguir obteniendo los valores de los demás estados.

Para el estado 7 se tiene una presión de 8 pulg. Hg, la temperatura se obtiene entrando a la gráfica 2 con la entalpía hallada y el valor de la

concentración, con lo que obtenemos 217°F, la concentración como sabemos es de 0.60 Br.Li.

En el estado 8 que es a la salida del generador habrá una presión de 8 pulg.Hg., la temperatura será la del generador que es de 265°F, la concentración es de 0.65 de Br.Li. ya que se encuentra sin el refrigerante. La entalpfa que se obtuvo fue de $h_8 = -1.00$ BTU/lb.

El estado 9 tendrá la presión elevada de 8 pulg.Hg. con una temperatura que se dio como dato de 160°F, la concentración es de 0.65 de Br.Li., el valor ya calculado de la entalpfa fue de $h_9 = -44$ BTU/lb

Finalmente el estado 10 tendrá los mismos valores que el anterior, sólo que la presión es de 0.362 pulg.Hg.

Los valores concernientes a la columna de flujo de calor se obtienen multiplicando la masa por la entalpfa correspondiente.

Ahora lo que resta calcular es el balance térmico del sistema.

Empezaremos por el balance en el evaporador, que como sabemos se dio como dato y fue de:

$$q_E = 304.85 \text{ BTU/min}$$

El balance en el condensador según el circuito de la figura 9 es:

$$-q_C = m_2 (h_1 - h_2)$$

$$-q_C = 0.32256 (1177.47 - 119.96)$$

$$-q_C = 341.11 \text{ BTU/min.}$$

El balance en el generador es:

$$q_G = -m_7 h_7 + m_1 h_1 + m_8 h_8$$

$$q_G = 101.93 + 379.80 - 3.87$$

$$q_G = 477.86 \text{ BTU/min.}$$

El balance de calor en el absorbedor según el circuito de la figura

9 es:

$$q_A + m_4 h_4 + m_{10} h_{10} - m_5 h_5 = 0$$

$$q_A + 343.52 - 170.31 + 268.37 = 0$$

$$q_A = -441.58 \text{ BTU/min.}$$

La comprobación del balance térmico es:

$$q_A + q_C = q_E + q_G$$

$$-441.68 - 341.11 = 304.85 + 477.86$$

$$-782.69 = 782.72$$

Lo que demuestra que los valores obtenidos en el diseño teórico son correctos, excepto por una pequeña diferencia y que es el calor en la bomba que no fue tomado en cuenta por ser muy pequeño.

Se requiere calcular el coeficiente de funcionamiento del sistema -

(C.O.P.), en el cual despreciamos el trabajo de la bomba.

$$\text{C.O.P.} = \frac{q_E}{q_G} = \frac{304.85}{477.86}$$

$$\text{C.O.P.} = 0.6379$$

Hay otro valor que es necesario calcular y es el C.O.P. máximo, el cual se obtiene de:

$$\text{C.O.P. máx.} = \frac{t_e (t_g - t_o)}{t_g (t_o - t_e)}$$

Donde:

$$t_e = \text{temperatura del evaporador} = 50^\circ\text{F} (510^\circ\text{R})$$

$$t_g = \text{temperatura del generador} = 265^\circ\text{F} (725^\circ\text{R})$$

$$t_o = \text{temperatura del medio ambiente} = 104^\circ\text{F} (564^\circ\text{R})$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior:

$$\text{C.O.P. máx.} = \frac{510 (725 - 564)}{725 (564 - 510)}$$

$$= \frac{510 (161)}{725 (54)}$$

$$\text{C.O.P. máx.} = 2.0973$$

El rendimiento de refrigeración será:

$$R = \frac{\text{C.O.P.}}{\text{C.O.P. máx.}}$$

$$R = \frac{0.6379}{2.0973}$$

$$R = 0.304 = 30.4 \%$$

En el diseño del sistema no supusimos las pérdidas de calor en los componentes. Desde luego que el calor perdido tiende a bajar el valor del C.O.P. Sin embargo un buen diseño de las piezas del equipo bajará el efecto del calor perdido.

En este análisis conviene hacer notar que el vapor de agua es continuamente absorbido diluyendo a la solución de sal, reduciéndose la habilidad de ésta para seguir absorbiendo vapor de agua. Por lo que para mantener la solución de sal en el absorbedor a la concentración adecuada se instaló el generador. Como sabemos la solución débil es bombeada del absorbedor al generador, donde hierve una porción de agua refrigerante que aumenta la concentración de la solución. Esta solución fuerte como sabemos regresa al absorbedor para continuar con el ciclo. El intercambiador de calor líquido-líquido entre el generador y absorbedor es utilizado para precalentar la solución débil del absorbedor. Con lo que se mejora la eficiencia del sistema produciendo el calor necesitado para calentar la solución en el generador. Al mismo tiempo reduce el enfriamiento en el absorbedor por el ventilador.

Con los valores obtenidos construimos la gráfica presión-entalpía para el agua como se muestra en la gráfica 3.

La línea W - X nos muestra la temperatura de evaporación a 50°F, la línea Z - Y la temperatura de condensación; el calor latente neto aprovechable para la refrigeración es la diferencia de entalpías del agua refrigerante vaporizada y saturada a 64°F y el líquido saturado a 152°F, o sea:

$1089.17 - 119.96 = 969.21$ BTU por libra de agua refrigerante que circula por el ciclo.

Además la línea Y - Z nos muestra el calor neto rechazado del agua refrigerante en la condensación a una temperatura de 152°F, con un vapor sobrecalentado a 265°F; o sea:

$$1177.47 - 119.96 = 1057.51 \text{ BTU/lb.}$$

La línea Z - W nos muestra que por cada libra de refrigerante líquido que pasa del condensador al evaporador, se tiene una entalpía constante con una vaporización parcial, obteniéndose una mezcla de aproximadamente 93% de agua y 7% de vapor por peso de refrigerante.

El vapor de agua en el punto X de la misma gráfica es absorbido en una solución de agua-bromuro de litio y entregada como vapor sobrecalentado de la solución en el punto Y. Sabemos que no podemos mostrar completamente en un diagrama el ciclo de refrigeración por absorción, por lo que es necesario hacer uso de otra gráfica como la que se muestra en el diagrama 4, que representa el ciclo de refrigeración del bromuro -

de litio y agua entre el generador y absorbedor.

Sabemos que el bromuro de litio es una sal neutra, soluble en agua, y que cuando la concentración es cero la presión del vapor de la solución es igual a la presión del vapor de agua. Con el bromuro de litio en la solución la presión del vapor de la mezcla se reduce. Para lograr obtener presiones iguales de vapor para el agua pura y para la solución de bromuro de litio, el agua pura debe estar a una temperatura menor que la temperatura de la solución de bromuro de litio. Esta diferencia de temperaturas es llamada "abatimiento del punto de rocío".

Continuando con nuestro ciclo de refrigeración, vemos que en el punto X de la gráfica 3 el vapor de agua refrigerante es absorbida a lo largo de la línea E - A del diagrama 4. Conforme se absorbe el vapor de agua, es convertido en agua líquida desprendiendo calor de condensación y de dilución de la solución de bromuro de litio de su original concentración en E a la concentración en A. El calor de condensación eleva la temperatura de la solución y detiene el proceso de absorción por el aumento de la presión del vapor de la solución.

El agua de enfriamiento se usa para quitar el calor del absorbedor, evitando el aumento de la temperatura de la solución. Nosotros emplearemos un ventilador en lugar del agua de enfriamiento.

La solución débil en absorbente localizada en A del diagrama 4 - -

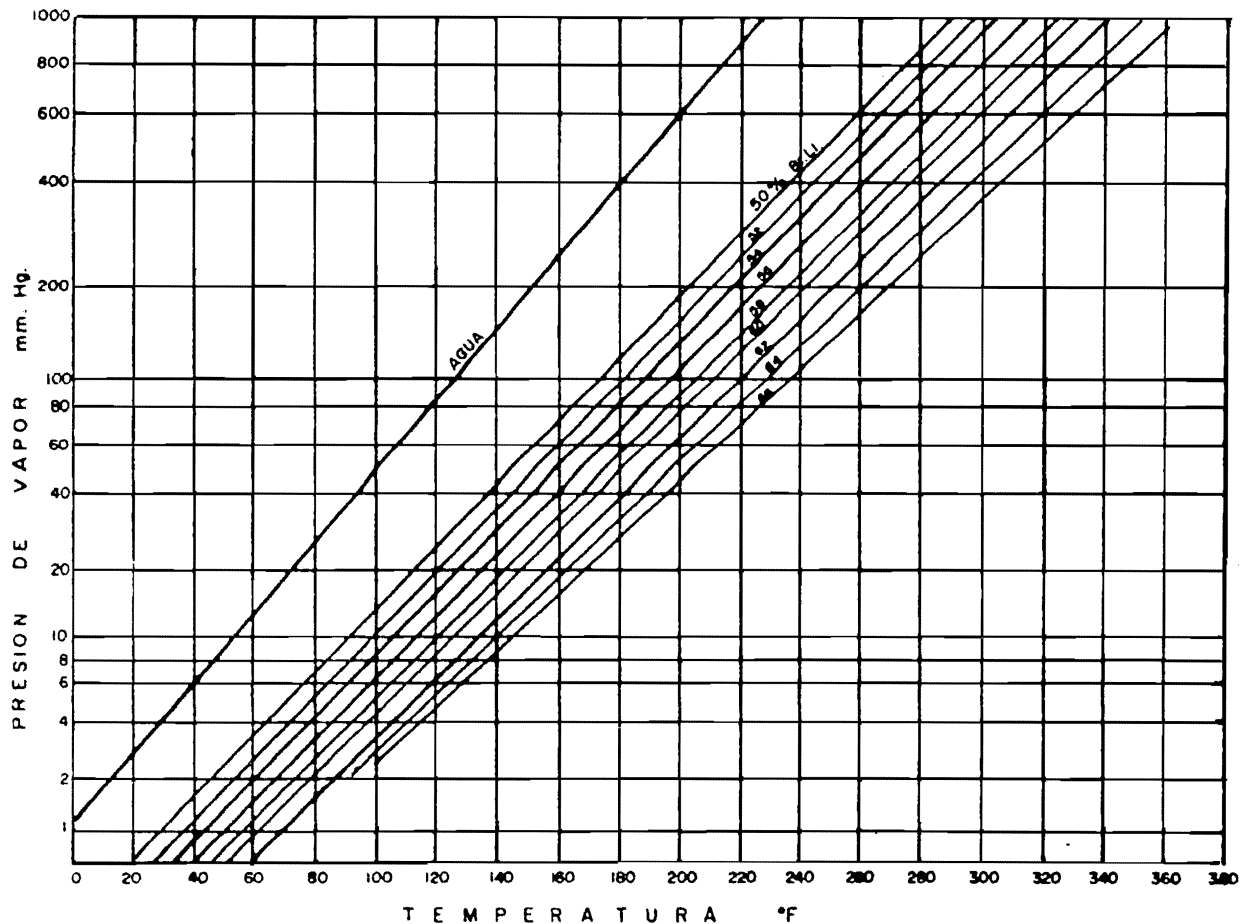
contiene ahora el refrigerante agua. Esta solución es tomada por la bomba en el punto B para impulsarla al intercambiador de calor (punto C), - de donde sale con una temperatura de 205°F para luego entrar al generador y alcanzar la temperatura de 265°F. Esta solución hierve en el generador liberando vapor de agua refrigerante aumentando la concentración - de Br.Li. según el punto D, el refrigerante en forma de vapor de agua - fluye al condensador según el punto Y de la gráfica 3.

Volviendo a la gráfica 4 donde la solución con concentración fuerte y temperatura elevada D, regresa por gravedad al absorbedor pasando por el intercambiador de calor, entrando con una temperatura y concentración E.

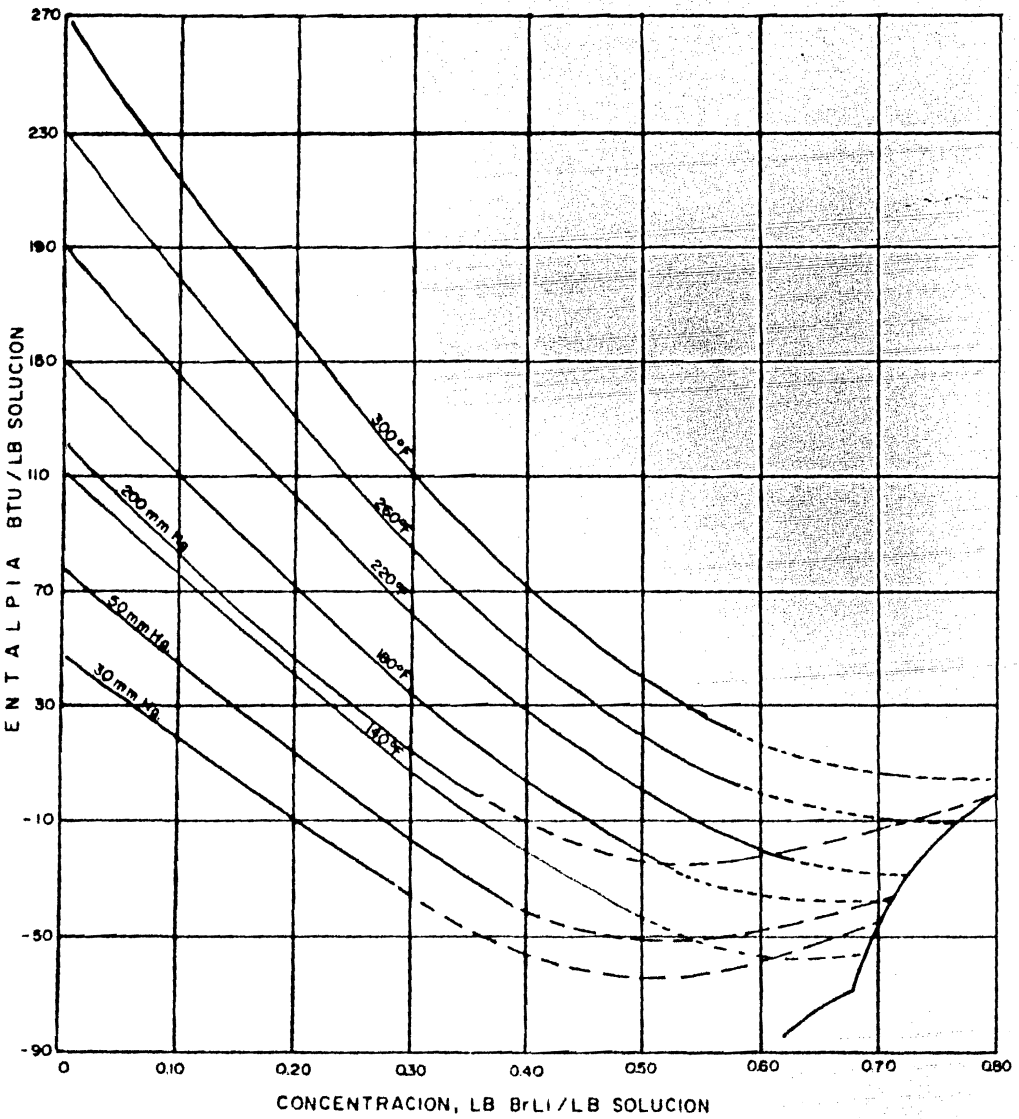
Como sabemos, el calor cedido por la solución fuerte al pasar por el intercambiador, baja la temperatura de la misma solución fuerte y calienta la solución débil aumentando su temperatura.

La solución a temperatura y concentración A empieza la absorción de vapor refrigerante, después de haberse mezclado la solución.

PRESION DE VAPOR DE LA SOLUCION BROMURO DE LITIO - AGUA

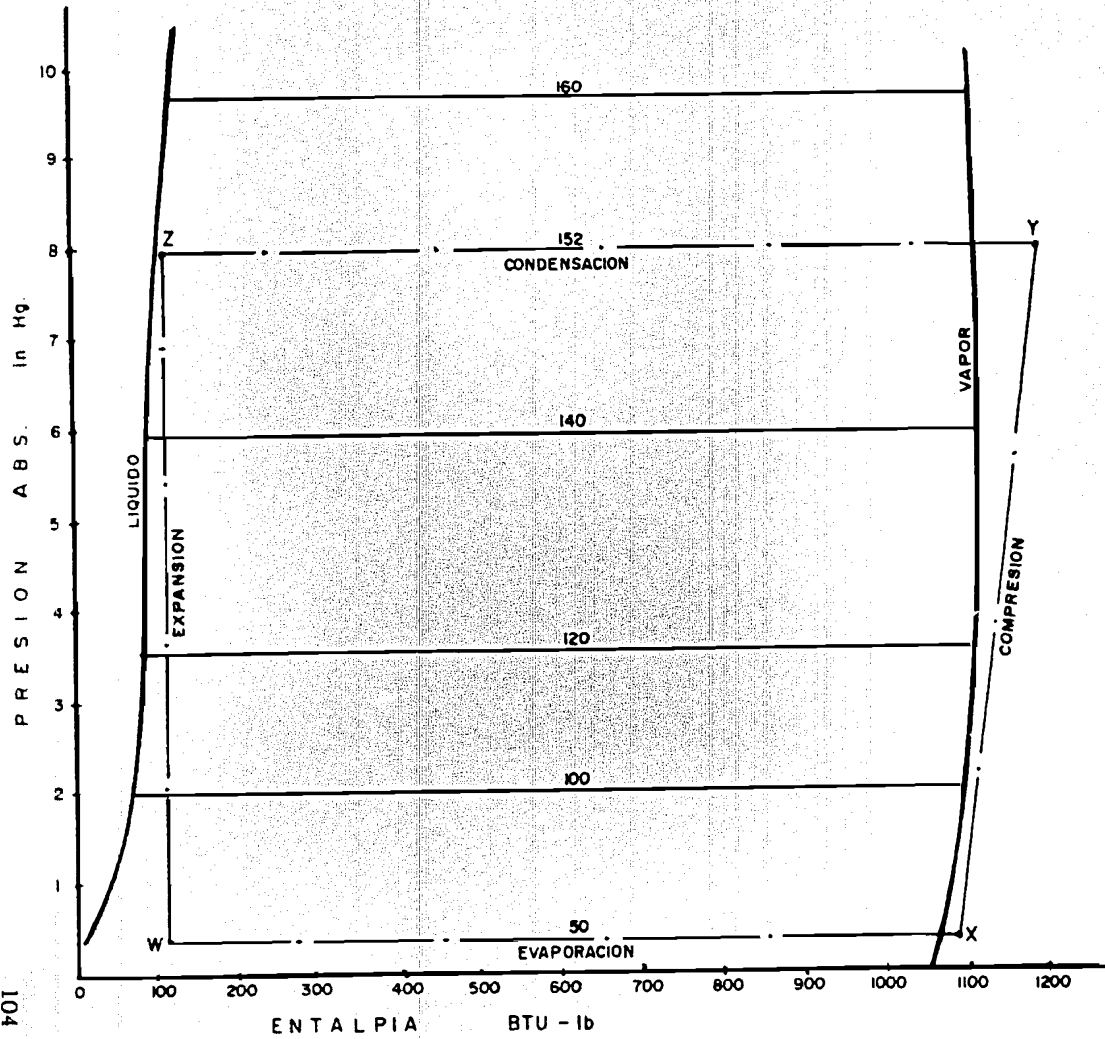


GRAFICA N° 1



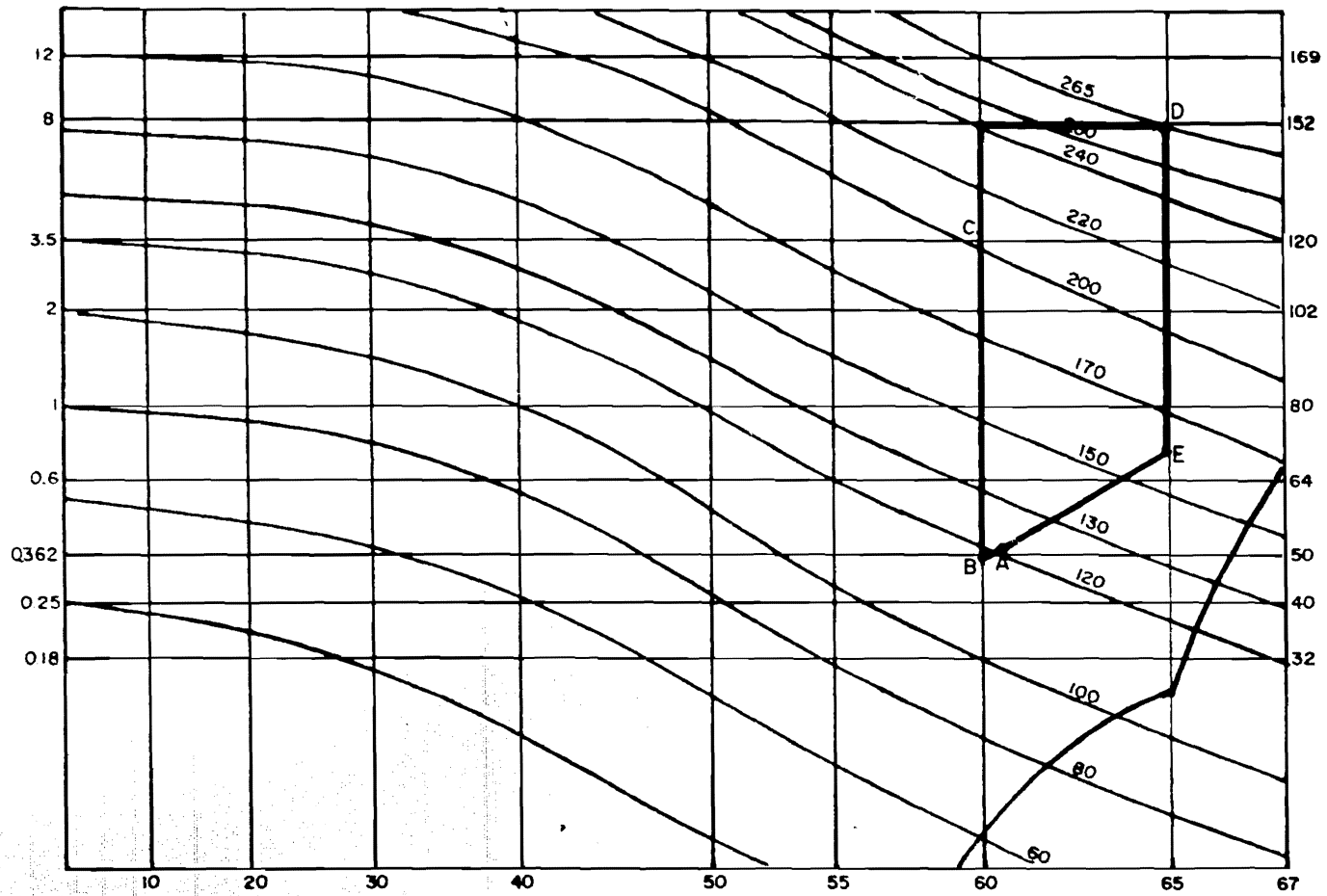
GRAFICA Nº 2

104



GRAFICA N° 3

PRESION DEL VAPOR EN PULG. DE HG. ABS.



TEMPERATURA DE SATURACION DEL AGUA PURA EN °F

PORCENTAJE DE BROMURO DE LITIO POR PESO EN SOLUCION

DIAGRAMA Nº 4

CAPITULO VI

Diseño Físico de los Elementos

a). - Diseño del evaporador.

Ahora procederemos a calcular cada uno de los componentes de -- nuestro sistema, empezando por el evaporador que es un intercambiador de calor en el que el calor pasa desde la sustancia que se va a enfriar has ta el refrigerante en ebullición. El fin de un sistema de refrigeración es absorber calor del aire, agua o cualquier otra sustancia. Esta absorción se realiza en el evaporador. Hay diferentes formas de clasificar a los eva poradores, una de ellas puede ser de "circulación forzada" o "circulación natural", dependiendo de que una bomba o un ventilador obligue al fluido -- que se va a enfriar a moverse hacia las superficies de transferencia de -- calor, o que el fluido circule naturalmente debido a las diferencias de den sidad entre el fluido caliente y el fluido frfo. Otra forma de clasificar los evaporadores es considerando si el refrigerante hierve dentro o fuera del tubo. Algunos evaporadores contienen el refrigerante dentro de tubos y el fluido que va a ser enfriado pasa por el exterior de dichos tubos como es nuestro caso.

Para el enfriamiento del aire atmosférico comúnmente se utilizan superficies de tubos aleteados, siendo común que haya deshumidifica---- ción del aire, por lo que la superficie en contacto con el aire se hume

dece. Además de la transferencia de calor sensible hay transferencia de calor causada por la condensación. Sobre la superficie se forma una película móvil de agua por condensación de la humedad proveniente de la corriente de aire. Hay una capa límite de aire próxima a la superficie del agua, supondremos que el aire en contacto con la película de agua está saturado a la temperatura de la superficie del agua.

En la carta psicrométrica mostrada anteriormente observamos el enfriamiento y la deshumidificación que vamos a llevar a cabo para nuestro sistema.

Los datos con que contamos para dimensionar el evaporador ya fueron calculados anteriormente, algunos valores son:

Calor en el evaporador:

$$Q_E = 304 \text{ BTU/min.}$$

Flujo de masa del aire húmedo:

$$M = 2025.37 \text{ lb/hr.}$$

Flujo en volumen:

$$V = 452.33 \text{ ft}^3/\text{min.}$$

Con un volumen específico de:

$$V_e = 13.4 \text{ ft}^3/\text{lb.}$$

La temperatura de bulbo seco y húmedo del medio ambiente en el auto es:

$$t_{bs} = 85^{\circ}\text{F} (29.4^{\circ}\text{C}); \quad t_{bh} = 78^{\circ}\text{F} (25.55^{\circ}\text{C})$$

El medio de enfriamiento es agua saturada a 0.362 pulg. Hg. con 50°F de temperatura, emplearemos la superficie mostrada en la figura - 10 (tomada de la pag. 253, figura 12.15 del libro de Threlkeld, Ingeniería del Ambito Térmico, al referirnos a este libro lo haremos como referencia 1). El serpentín será de expansión directa con tubos de cobre y aletas de cobre. Los datos dimensionales del arreglo de aletas, de placa y tubo se muestran a continuación, tomados de la página 252 de la tabla - 12.4 de la referencia 1, los cuales son:

$$\frac{A_o}{A_{p,i}} = 12.27 \quad A_{o,1} = 12.92 \quad A_c = 0.536$$

$$\frac{A_{p,o}}{A_F} = 0.192 \quad \frac{A_F}{A_o} = 0.839$$

Donde:

A_o = área exterior del cambiador de calor (ft.²).

A_F = superficie de la aleta (ft.²)

$A_{p,o}$ = superficie exterior del tubo (ft.²)

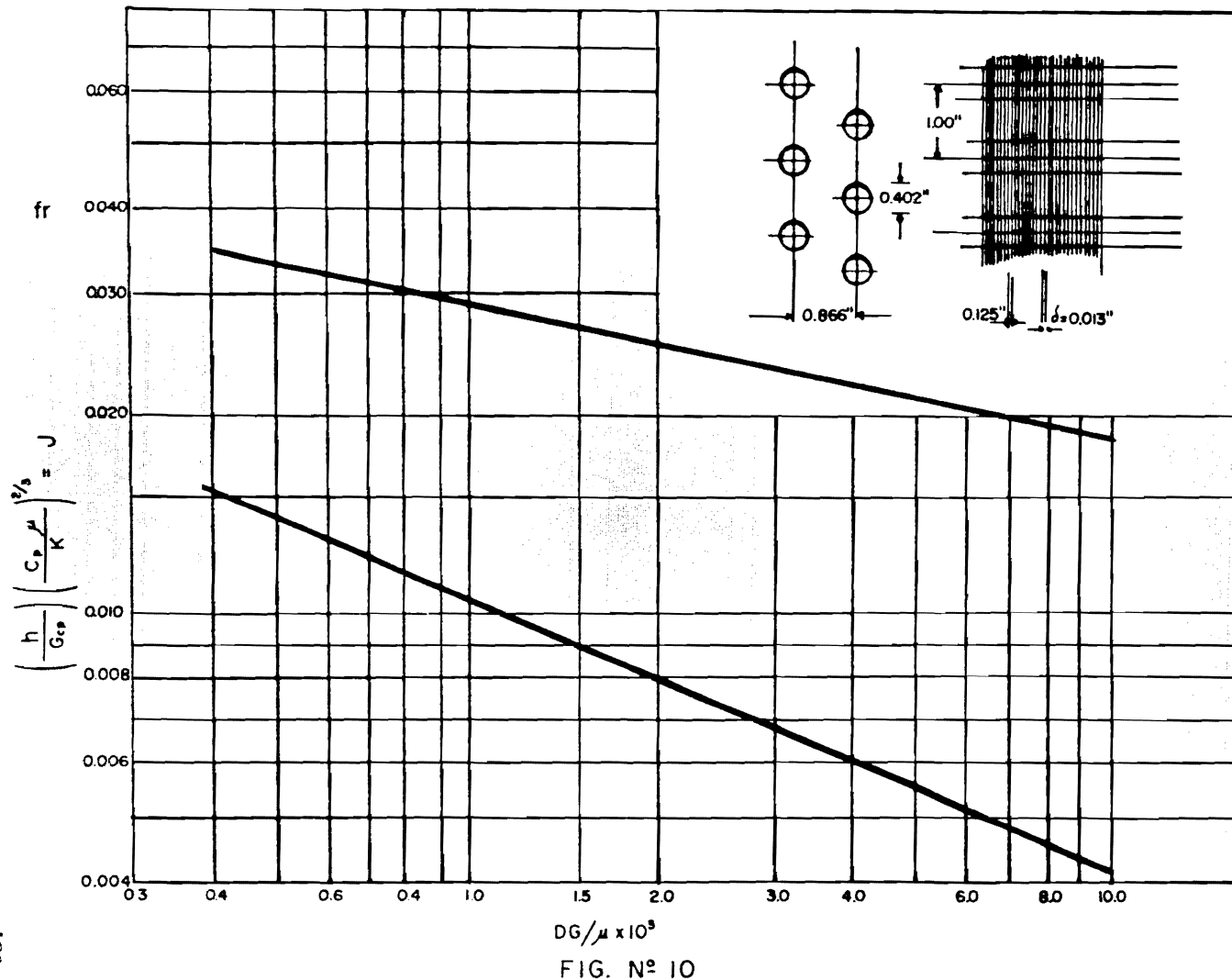
$A_{p,i}$ = superficie interior del tubo (ft.²)

A_c = área neta de flujo/ft² de área frontal

$A_{o,1}$ = ft² de superficie exterior/(ft² área frontal) (fila)

Las dimensiones de aletas, tubo, espesor, etc., se muestran a

continuación.



$DG/\mu \times 10^3$

FIG. N° 10

A = 0.402 pulg. diámetro exterior del tubo.

B = 1.00 pulg. espaciado de tubos.

C = 0.125 pulg. espaciado entre filas de tubos.

E = 0.013 pulg. espesor de aletas de cobre.

$4r_h = 0.01192$ ft. diámetro hidráulico.

La presión barométrica considerada fue de:

$$P = 14.696 \text{ psia.}$$

La velocidad del aire de entrada es de 500 ft./min.

La representación del evaporador con lo que entra y sale se muestra en el siguiente dibujo.

El área frontal del cambiador la obtenemos al dividir el gasto en volúmen de aire entre el aire de entrada, o sea:

$$\text{Area frontal} = \frac{452.33}{500} = 0.90466 \text{ ft.}^2$$

La temperatura media del aire la obtenemos de nuestro ciclo de la carta psicrométrica, la cual es:

$$t = \frac{85 + 57}{2} = 71 \text{ }^\circ\text{F}$$

Con esta temperatura obtenemos de la tabla A-6 referencia 1, el valor de la viscosidad y el término $C_p \mu / K$, los cuales son:

$$\mu = 0.0441 \text{ lb./ft.} \cdot \text{hr.} ; \quad C_p \mu / K = 0.709$$

$$Q_E = 304.85 \text{ BTU/min.}$$

AGUA

$$t = 152 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h = 119.92 \text{ BTU/lb.}$$

$$p = 0.362 \text{ pulg. Hg.}$$

$$m = 0.32256 \text{ lb./min.}$$

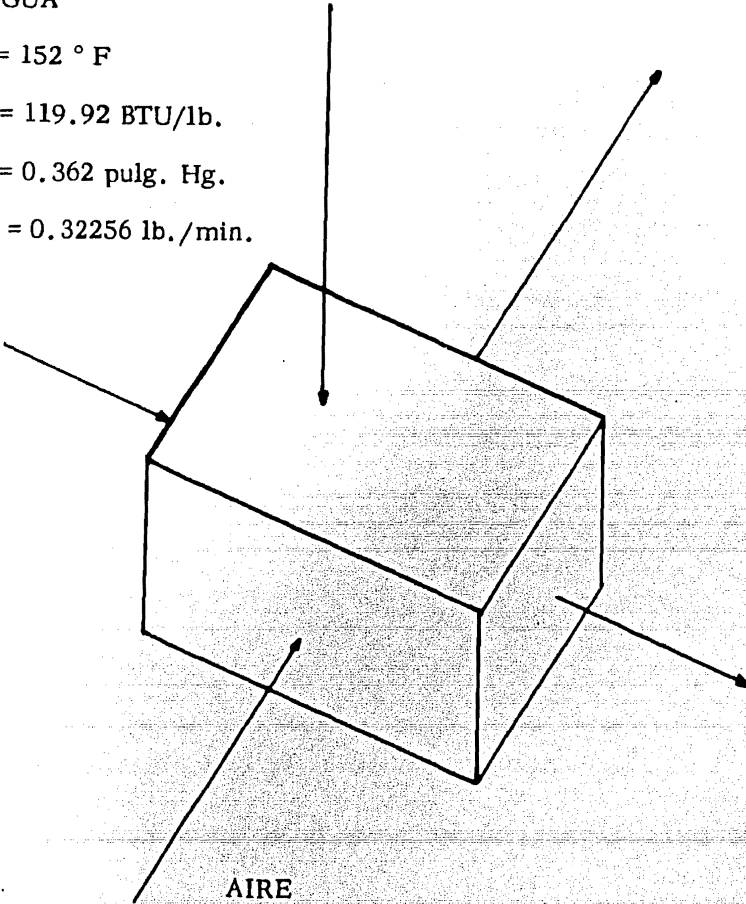
AIRE

$$t_{bs2} = 57^\circ\text{F}$$

$$t_{bh2} = 55^\circ\text{F}$$

$$h_2 = 23.3 \text{ BTU/lb.}$$

$$m_2 = 2025.37 \text{ lb./hr.}$$



VAPOR

$$t = 50^\circ\text{F}$$

$$h = 1064.99 \text{ BTU/lb.}$$

$$p = 0.362 \text{ pulg. Hg.}$$

$$m = 0.32256 \text{ lb/min}$$

AIRE

$$t_{bs} = 85^\circ\text{F}$$

$$t_{bh} = 67.8 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h = 32.34 \text{ BTU/lb.}$$

$$m = 2025.37 \text{ lb/hr.}$$

$$V = 452.33 \text{ ft}^3/\text{min.}$$

FIG. DEL EVAPORADOR

La velocidad másica del aire se obtiene de:

$$G = \frac{m}{A_c (\text{área frontal})}$$

Sustituyendo valores:

$$G = \frac{2025.37}{(0.534)(0.94466)}$$

$$G = \frac{2025.37}{0.504} = 4015.02 \text{ lb./hr. ft}^2$$

De la figura 10 encontramos el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección para la superficie exterior.

$$h_{c,o} = \frac{(C_p \mu/K)^{2/3}}{G C_p} = 0.010 \text{ BTU/hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Considerando la primera parte del cambiador seca, obtenemos:

$$h_{c,o} = \frac{(0.010)(G)(C)}{(C_p \mu/K)^{2/3}} = \frac{(0.010)(4015.02)(0.245)}{(0.709)^{2/3}}$$

$$h_{c,o} = \frac{9.8368}{0.7951} = 12.37 \text{ BTU/hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Se requiere calcular ahora el radio externo del tubo (r_1) y el radio externo de la aleta circular (r_2), los cuales son:

$$r_2 = \sqrt{\frac{ac}{\pi}}$$

Donde:

a = 1 pulg. espaciado de los tubos de centro a centro.

c = 0.866 espaciado entre filas de tubos.

Sustituyendo valores:

$$r_2 = \sqrt{\frac{1(0.866)}{3.1416}} = 0.525 \text{ pulg.}$$

El radio externo (r_1) se obtiene del diámetro exterior del tubo, el

cual es:

$$r_1 = \frac{0.402}{2} = 0.201 \text{ pulg.}$$

La longitud (L) de la aleta la obtenemos de:

$$L = r_2 - r_1 = 0.525 - 0.201 = 0.324 \text{ pulg.}$$

Para hallar la eficacia de la aleta se requiere el valor del siguiente

término.

$$L \sqrt{\frac{h_{o,w}}{K_F Y_F}}$$

Donde:

$h_{o,w} = 12.37 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$, coeficiente de transferencia de calor.

$K_F = 220 \text{ BTU/hr.ft.}^2 \text{ }^\circ\text{F}$, conductividad térmica del cobre de la aleta.

$Y_F = 0.013/2 = 0.0065 \text{ ft.}$ mitad del espesor de la aleta.

Sustituyendo valores:

$$L \sqrt{\frac{h_{o,w}}{K_F Y_F}} = \frac{0.304}{12} \sqrt{\frac{(12.37)(12)}{(200)(0.0065)}}$$

$$L \sqrt{\frac{h_{o,w}}{K_F Y_F}} = (0.027)(10.188) = 0.275$$

La relación de radios es:

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{0.525}{0.201} = 2.61$$

Ahora de la figura 11 y con los datos anteriores:

$$\phi = 0.95$$

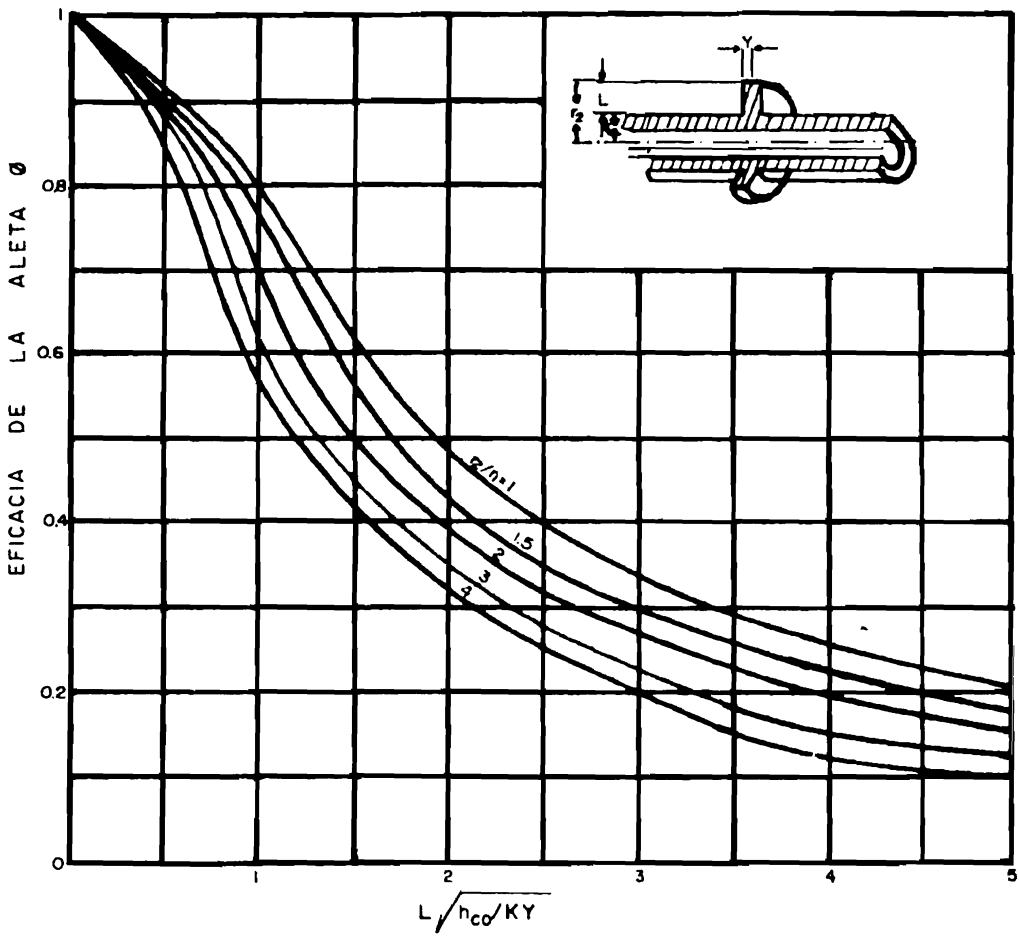
El cálculo del valor del coeficiente de depósito para la superficie anterior ($h_{d,i}$) se hace a través de la tabla 2.4 referencia 1, que para nuestro caso es cero.

El valor del coeficiente de transferencia de calor para la superficie interior (h_i) lo obtenemos de la ecuación de McNelly (J. Imp. Coll, Chem. Eng. Soc. 7 (18), 1953) la cual es:

$$h_i = (0.225) \left(\frac{q}{A} \frac{C_{pl}}{h_{fg}} \right)^{0.69} \left(\frac{PK_L}{\sigma} \right)^{0.31} \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} - 1 \right)^{0.33}$$

Donde:

$C_{pl} = 1.015 \text{ BTU/lb. }^\circ\text{F}$, es el calor específico del líquido.



EFICACIA DE UNA ALETA DE PLACA CIRCULAR

FIG. N° II

$h_{fg} = 1057.09 \text{ BTU/lb.}$, es el calor latente de vaporización.

$P = 42.4224 \text{ lb./ft}^2$, es la presión del sistema.

$K_L = 0.34135 \text{ BTU/hr.ft. } ^\circ\text{F}$, es la conductividad térmica del líquido.

$\sigma = 0.004986 \text{ lb./ft.}$, es la tensión superficial.

$\rho_L = 62,344 \text{ lb./ft}^3$, es la densidad del líquido.

$\rho_v = 0.0009463 \text{ lb./ft}^3$, es la densidad del vapor.

Sustituyendo valores en la ecuación anterior:

$$h_i = (0.225) \left(\frac{q}{A}\right)^{0.69} \left(\frac{1.015}{1057.09}\right)^{0.69} \left(\frac{(42.4224)(0.34135)}{0.0004986}\right)^{0.31} \left(\frac{62.344}{0.000946} - 1\right)^{0.33}$$

$$h_i = 0.225 \left(\frac{q}{A}\right)^{0.69} (0.0009602)^{0.69} (29043.1)^{0.31} (65840.5)^{0.33}$$

$$h_i = 1.7528 \left(\frac{q}{A}\right)^{0.69}$$

Suponiendo un flujo de calor de:

$$\frac{q}{A} = 2000 \text{ BTU/hr.ft}^2$$

Con lo que h_i será:

$$h_i = 1.7528(2000)^{0.69} = 332 \text{ BTU/hr.ft}^2$$

Se requiere ahora el cálculo del coeficiente global de transferencia

de calor (U_o) el cual se obtiene de la siguiente ecuación.

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o}{A_{p,i} h_{d,i}} + \frac{1 - \phi}{h_{c,o} \left(\frac{A_{p,o}}{A_f} + \phi \right)} + \frac{1}{h_{c,o}}}$$

Sustituyendo valores de los términos ya conocidos

$$U_o = \frac{1}{\frac{12.27}{332} + \frac{1 - 0.95}{12.37 (0.192 + 0.95)} + \frac{1}{12.37}}$$

$$U_o = \frac{1}{0.03695 + 0.003539 + 0.08084}$$

$$U_o = \frac{1}{0.121338} = 8.2414 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

De la ecuación siguiente podemos obtener la temperatura del aire donde se inicia la condensación.

$$t = \frac{t_{d,1} - \phi (1 - U_o A_o / h_i A_{p,i}) t_R}{1 - \phi (1 - U_o A_o / h_i A_{p,i})}$$

Donde:

$t_{d,1} = 59^\circ\text{F}$, temperatura de rocío del aire de entrada.

$t_R = 50^\circ\text{F}$, temperatura del refrigerante.

Sustituyendo valores:

$$t = \frac{59 - 0.95 (1 - (8.2414) (12.27) / 332) (50)}{1 - 0.95 (1 - (8.2414) (12.27) / 332)}$$

$$t = \frac{59 - 0.95 (1 - 0.30458) (50)}{1 - 0.95 (0.69541)}$$

$$t = \frac{59 - 33.0322}{0.339355} = 76.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Que es la temperatura de bulbo seco cuando se inicia la condensación.

La diferencia media logarítmica de temperaturas se obtiene de la ecuación:

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t}{\ln \left(\frac{t_1 - t_R}{t - t_R} \right)}$$

Donde:

$t_1 = 85 \text{ } ^\circ\text{F}$ temperatura de entrada al sistema.

$t_R = 50 \text{ } ^\circ\text{F}$ temperatura del refrigerante.

Sustituyendo valores:

$$\Delta t_m = \frac{85 - 76.5}{\ln \left(\frac{85 - 50}{76.5 - 50} \right)} = \frac{8.5}{\ln \left(\frac{35}{26.5} \right)}$$

$$\Delta t_m = 30.553 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La transferencia de calor q_1 será:

$$q_1 = m(h_{85} - h_{76.5})$$

De tablas de vapor:

$$h_{85} = 32.34 \text{ BTU/lb.}; \quad h_{76.5} = 30.2 \text{ BTU/lb.}$$

Por lo que:

$$q_1 = 2025.37 (32.34 - 30.2)$$

$$q_1 = 4334.29 \text{ BTU/hr.}$$

El área exterior requerida es igual para la parte del serpentín que esta seco.

$$A_{o1} = \frac{q_1}{U_o \Delta t_m} = \frac{4334.29}{(8.2414)(30.553)} = 17.2132 \text{ ft}^2$$

De la tabla 12.4 referencia 1, la superficie tipo 11 tiene un área exterior frontal de:

$$A_o = 12.92 \text{ ft}^2 / (\text{ft}^2 \text{ de área frontal}) (\text{filas})$$

Con lo que el número de filas de tubos se obtiene de:

$$N^o = \frac{\text{Superficie exterior } (A_o)}{\text{área frontal } (A_{o1}) (\text{fila})}$$

Sustituyendo valores:

$$\text{Filas} = \frac{17.2132}{(0.90466)(12.96)} = 1.472$$

Por lo que tomaremos una fila para esta parte del serpentín seco.

Ahora para la parte húmeda que es casi todo el serpentín tenemos:

$$t_1 = 76.5 \text{ }^\circ\text{F} ; \quad h_1 = 30.2 \text{ BTU/lb.}$$

$$t_2 = 57 \text{ }^\circ\text{F} ; \quad h_2 = 23.3 \text{ BTU/lb.}$$

$$t_{S,R} = 50 \text{ }^\circ\text{F} ; \quad h_{S,R} = 20.3 \text{ BTU/lb.}$$

Sustituyendo valores en la siguiente ecuación:

$$\Delta h_m = \frac{h_1 - h_2}{\ln \left(\frac{h_1 - h_{S,R}}{h_2 - h_{S,R}} \right)} = \frac{30.2 - 23.3}{\ln \left(\frac{30.2 - 20.3}{23.3 - 20.3} \right)}$$

$$\Delta h_m = \frac{6.9}{\ln \left(\frac{9.9}{3} \right)} = \frac{6.9}{1.1939} = 5.779 \text{ BTU/lb.}$$

La entalpía media del aire se obtiene de:

$$h_{S,R} + \Delta h_m = 20.3 + 5.779 = 26.079 \text{ BTU/lb.}$$

Suponiendo una temperatura media del tubo de $t_{p,m} = 54^\circ\text{F}$.

Con estos valores calculamos el coeficiente (b'_R) a la temperatura del refrigerante, el cual es:

$$b'_R = \frac{h_{s,p} - h_{S,R}}{t_p - t_R}$$

Donde:

$$h_{s,p} = 22.615 \text{ BTU/lb.} ; h_{s,R} = 20.3 \text{ BTU/lb.}$$

Son entalpías ficticias del aire húmedo saturado evaluado a la temperatura de t_p y t_R respectivamente.

Sustituyendo valores:

$$b'_R = \frac{22.615 - 20.3}{54 - 50} = 0.5787 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

De la figura 12.18 referencia 1 con una temperatura de $t_{w,m} = 56.4 \text{ } ^\circ\text{F}$ obtenemos:

$$b_{w,m} = 0.61 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F.}$$

La velocidad frontal del aire se obtiene de:

$$V_{s,f} = \frac{m}{(60) \left(\frac{1}{V_e} \right) (A_o)}$$

Sustituyendo valores:

$$V_{s,f} = \frac{2025.37}{(60) (0.0746) (0.90466)}$$

$$V_{s,f} = \frac{2025.37}{4.04925} = 500 \text{ ft/min}$$

Para superficies húmedas.

$$h_{c,o} = (0.626) (h_{c,o,d}) (V_{s,f})^{0.101}$$

$$h_{c,o} = (0.626) (12.37) (500)^{0.101}$$

$$h_{c,o} = 14.5 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

De la ecuación siguiente calculamos el coeficiente de transferencia de calor ($h_{o,w}$) la cual es:

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{C_p}{(bw) (h_{c,o})} + \frac{Y_w}{K_w}}$$

Donde:

$C_p = 0.245 \text{ BTU/lb. } ^\circ\text{F}$, calor específico del aire.

$Y_w = 0.005 \text{ pulg.}$ espesor de la película de agua supuesto.

$K_w = 0.33 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$, conductividad térmica del agua

Sustituyendo valores:

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{0.245}{(0.61)(14.5)} + \frac{0.005}{(12)(0.33)}}$$

$$h_{o,w} = \frac{1}{0.0277 + 0.001262}$$

$$h_{o,w} = 34.52 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El valor del término siguiente.

$$L \sqrt{\frac{h_{o,w}}{K_F Y_F}}$$

Sustituyendo valores es:

$$0.0283 \sqrt{\frac{(34.52)(12)(2)}{(220)(0.013)}} = (0.0283) 28.9$$

$$L \sqrt{\frac{h_{o,w}}{K_F Y_F}} = 0.4811$$

De la figura 11 obtenemos $\phi = 0.88$

Sustituyendo valores en la ecuación del coeficiente global de transferencia de calor (U_o) para superficies aleteadas húmedas, la cual es:

$$U_o = \frac{1}{\frac{b'_R A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{b'_R A_o}{A_{p,i} h_{d,i}} + \frac{b_{w,m}(1-\phi)}{h_{o,w} \left(\frac{A_{p,o}}{A_F} + \phi_w \right)} + \frac{b_{w,m}}{h_{o,w}}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{(0.5787)(12.27)}{332} + \frac{(0.61)(0.22)}{(34.52)(1.172)} + \frac{0.61}{34.52}}$$

$$U_o = \frac{1}{0.02138 + 0.003317 + 0.01767}$$

$$U_o = \frac{1}{0.04237} = 23.598 \text{ BTU/hr.ft}^2 \cdot \text{°F}$$

Comprobando los valores supuestos de $t_{p,m}$ y de $t_{w,m}$ con la siguiente ecuación:

$$t_p = t_R + \frac{U_o A_o \Delta_{hm}}{h_i A_{p,i}}$$

Donde:

t_p = temperatura del tubo.

t_R = 50 ° F temperatura del refrigerante.

Sustituyendo valores:

$$t_p = 50 + \frac{(23.958)(12.27)(5.779)}{332}$$

$$t_p = 50 + \frac{1673.29}{332} = 50 + 5.04$$

$$t_p = 55.04 \text{ ° F}$$

La cual es suficientemente cercana al valor supuesto de 54 ° F, - por lo que el valor supuesto es correcto.

Ahora para comprobar el otro valor supuesto de $t = 56 \text{ ° F}$. lo - hacemos mediante la ecuación siguiente:

$$h_{s,w,m} = h - \frac{C_p h_{o,w} \rho_w}{b_{w,m} h_{c,o}} \left(1 - \frac{b_R U_o A_o}{h_i A_{p,i}} \right) (h - h_{s,R})$$

Sustituyendo valores:

$$h_{s,w,m} = 26.079 - \frac{(0.245)(34.52)(0.88)}{(0.61)(14.5)} \left(1 - \frac{(0.578)(23.598)}{332} \right)$$

$$(12.27)(26.079 - 20.3)$$

$$h_{s, w, m} = 26.079 - \frac{7.4425}{8.845} \left(1 - \frac{167.358}{332} \right) (5.779)$$

$$h_{s, w, m} = 26.079 - 0.8414 (1 - 0.5040) (5.779)$$

$$h_{s, w, m} = 26.079 - 0.8414 (0.4953) (5.779)$$

$$h_{s, w, m} = 23.671 \text{ BTU/lb.}$$

De tablas hallamos la temperatura correspondiente que es de - - -

$t = 56^\circ \text{ F}$, que corresponde bastante a la temperatura supuesta de $t_{w, m} = 56.4^\circ \text{ F}$, por lo que nuestro cálculo es correcto.

La transferencia de calor requerida para el serpentín húmedo es -

q_2 , o sea:

$$q_2 = q - q_1 = 18291.26 - 4334.29$$

$$q_2 = 13956.97 \text{ BTU/hr.}$$

El área se obtiene de la ecuación siguiente:

$$q = U_o A_o \Delta h_m$$

Sustituyendo valores:

$$A_{o2} = \frac{13956.97}{(34.52)(5.779)} = 69.963 \text{ ft}^2$$

Sumando $A_{o1} + A_{o2}$

$$A_t = 17.2132 + 69.963$$

$$A_t = 87.276 \text{ ft}^2$$

Sustituyendo en la ecuación para obtener el número de filas total - del serpentín:

$$N^\circ = \frac{87.276}{(0.90466)(12.92)} = 7.467 \text{ filas}$$

Tomaremos 8 filas.

Elegimos 12 columnas de tubos para el intercambiador de calor, - con lo que el largo del intercambiador tendrá una distancia de 12 pulg., - ya que la separación de los tubos es de 1 pulg. La altura del cambiador - será obtenida con el área frontal y la distancia de 12 pulg. que tenemos, - o sea:

$$\text{Altura } (12)/12 = 0.90466$$

$$\text{Altura} = 0.90466 \text{ ft.}$$

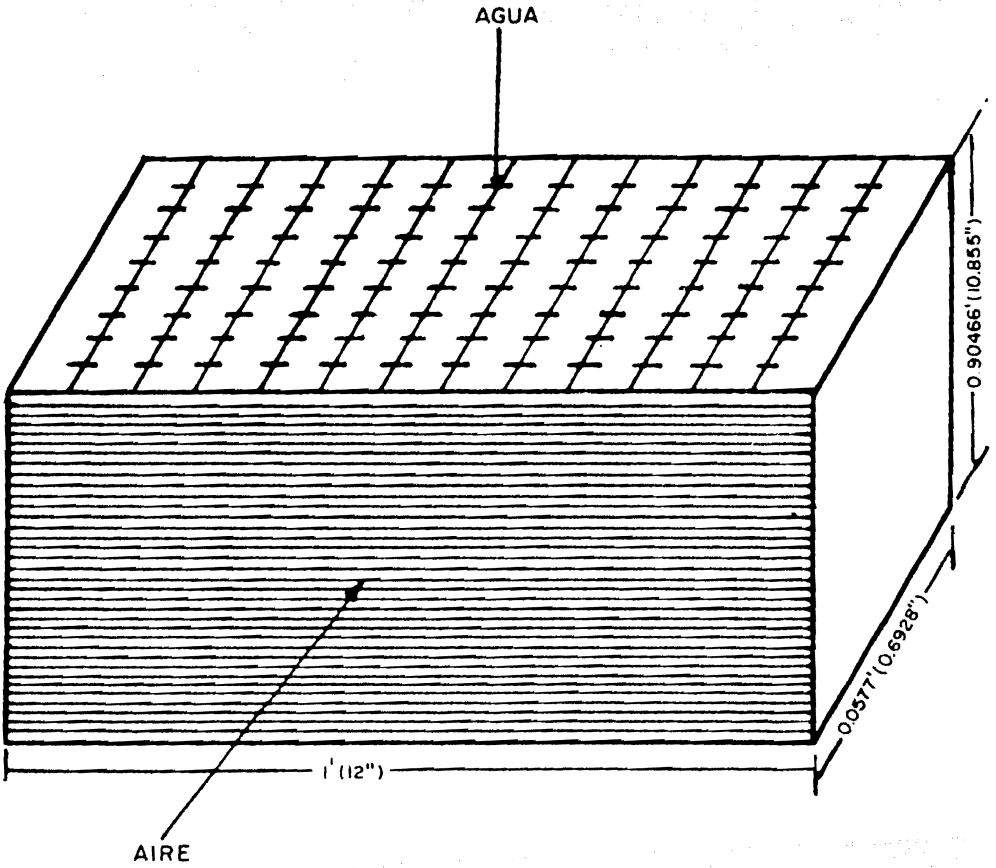
Las 8 filas de tubos nos dan una profundidad de 0.6928 pulg. = --- 0.0577 ft. al considerar $8(0.866) = 0.6928$ pulg., pues la distancia entre filas de tubos es 0.866 pulg.

El volumen será:

$$V = (0.6928)(12)(0.90466)$$

$$V = 7.520 \text{ pulg.}^3 = 0.0521 \text{ ft.}^3$$

Las dimensiones del intercambiador se muestran en el siguiente dibujo.



b). - Diseño del Absorbedor.

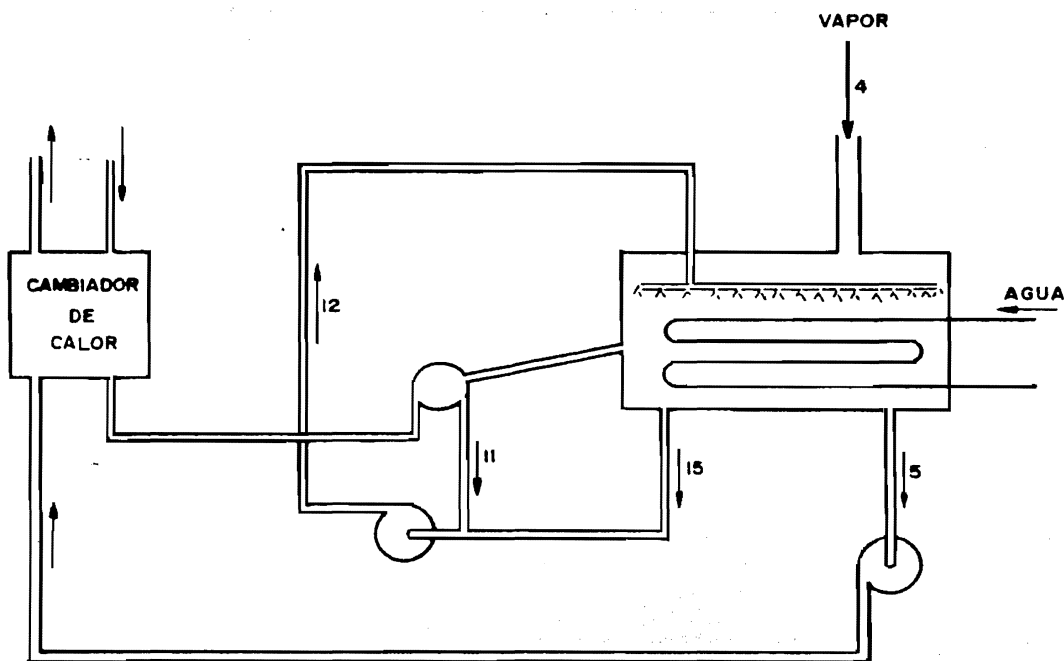
El absorbedor, como antes se mencionó, viene a ser la unidad en la cual se va a absorber el vapor de agua producido en el evaporador.

Para el diseño de esta unidad absorbedora, nos hemos topado con ciertos problemas como son:

- 1). - No hay muchos datos para la sustancia Br. Li.
- 2). - No se encuentra suficiente literatura apropiada para absorbedores de este tipo.
- 3). - Desconocimiento de coeficientes de transferencia de calor.

Como podemos darnos cuenta de lo anterior, nos hacen falta datos basados en la experimentación, por lo que los caminos a seguir eran dos: uno dejar el trabajo incompleto, sin el diseño físico de los intercambiadores de calor. Otro, era seguir adelante con datos supuestos, pero dentro de lo lógico, o sea, experimentar con el diseño de este elemento. Optamos por seguir adelante con la experimentación como se podrá observar con uno de los dibujos que a continuación se muestran.

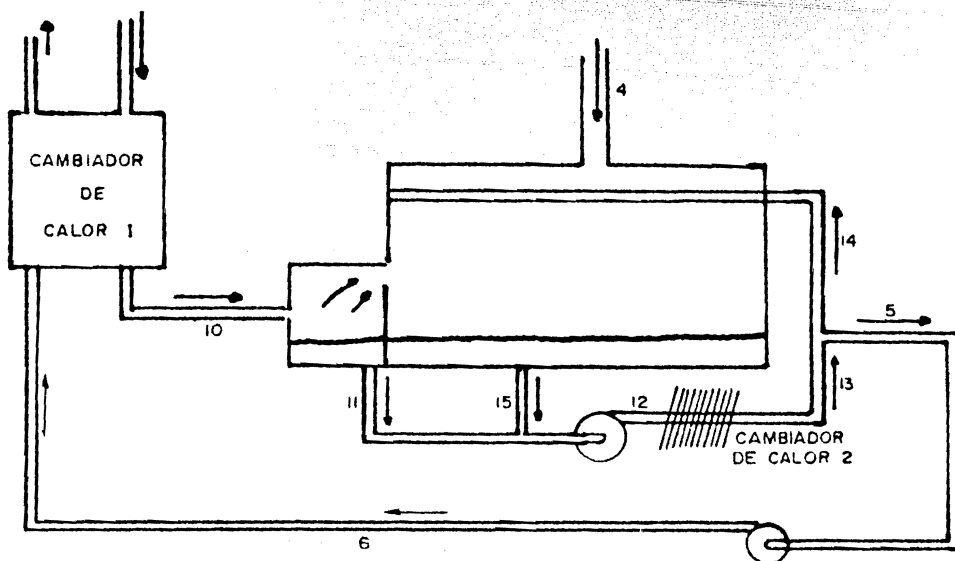
Para el diseño de la unidad, nos basamos en la siguiente figura, típica del absorbedor, el cual utiliza agua para reducir la temperatura de la mezcla, que no es nuestro caso, ya que nosotros eliminaremos ese calor con aire en lugar del agua, pero nos sirve como base para el diseño.



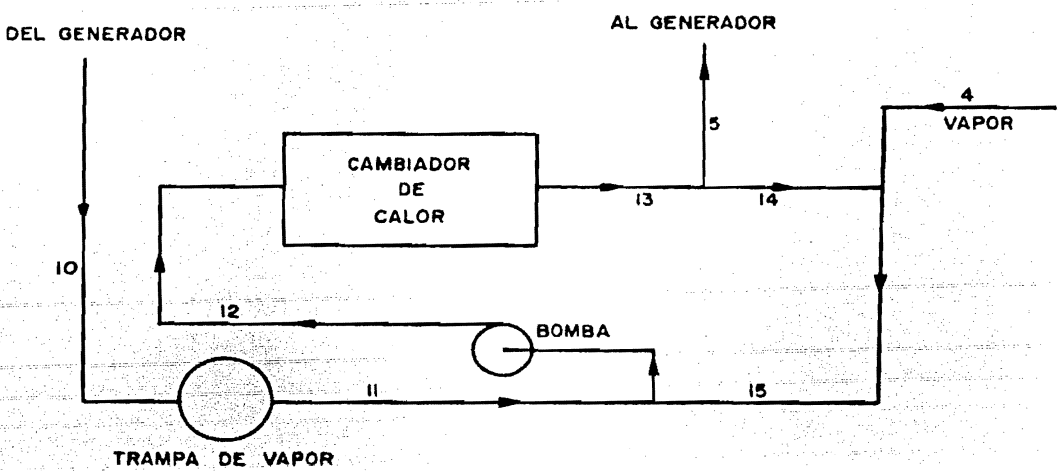
De la figura anterior sabemos que el Br. Li. mantiene la presión - bastante baja en el absorbedor y atrae el vapor refrigerante (flujo 4) procedente del evaporador con presión más alta. El vapor fluye dentro del -- absorbedor al mezclarse con la solución absorbente y rociará el atado de tubos. Como el vapor del evaporador es absorbido, el vapor se condensa y se obtiene el calor de condensación. Al descender la temperatura de la solución diluida por el agua que circula dentro de los tubos, origina que - se remueva el calor y mantenga la temperatura del absorbedor constante.

La solución diluida abandona el absorbedor por dos corrientes. Una corriente va a la bomba del absorbedor (flujo 15), mezclándose con la solución concentrada de la trampa de vapor. La bomba del absorbedor introduce la solución dentro del absorbedor a través del rociador. La segunda corriente es bombeada al generador a través del cambiador de calor, el cual se usa como un economizador.

Para nuestro caso hemos cambiado un poco el diseño original, por el que se muestra a continuación.



Que viene a ser casi el mismo excepto que hemos modificado el sistema dejando el cambiador de calor fuera del recipiente mezclador, con el fin de poder realizar el cálculo del absorbedor. En este sistema tenemos en el flujo (15) la solución acuosa de Br.Li., concentrada a 60%, el cual se mezcla con el flujo (11) procedente del generador con una concentración de 65% y una temperatura de 160°F y que a su vez pasó por la trampa de vapor, bajando la presión y desprendiendo vapor. De la unión de estos dos flujos obtenemos el flujo (12) que pasa a través del cambiador de calor número 2, resultando el flujo(13) con temperatura de 116°F y 0.60 de Br. Li., mismo que a su vez se divide en el flujo (5) que regresa al generador impulsado por la bomba que tiene una temperatura de 116°F y con una concentración de 0,60 de Br. Li., y en el flujo (14) con los mismos datos anteriores que van al recipiente a mezclarse con el vapor del flujo (4), procedente del evaporador. Con el diagrama descrito establecemos un diagrama de flujos como se muestra a continuación.



Para el circuito anterior se tienen las ecuaciones de los flujos.

$$m_{15} + m_{11} - m_{12} = 0 \quad \text{--- (1)} \quad m_{14} + m_4 - m_{15} = 0 \quad \text{.... (2)}$$

$$m_{13} - m_5 - m_{14} = 0 \quad \text{.... (3)}$$

Pero de cálculos anteriores tenemos como datos a:

$$m_{11} = 3.87072 \text{ lb}_m/\text{min.} ; \quad m_{13} = 22.02432 \text{ lb}_m/\text{min.}$$

$$m_5 = 4.19328 \text{ lb}_m/\text{min.} ; \quad m_4 = 0.32256 \text{ lb}_m/\text{min.}$$

$$\text{Pero además } m_{12} = m_{13}$$

Sustituyendo valores:

De (1)

$$m_{15} + 3.87072 - 22.02432 = 0$$

$$m_{15} = 18.1536 \text{ lb}_m/\text{min.}$$

De (2)

$$0.32256 - 18.1536 + m_{14} = 0$$

$$m_{14} = 17.831 \text{ lb}_m/\text{min.}$$

También de cálculos anteriores tenemos:

$$t_{11} = 160^\circ \text{ F} ; \quad X_{11} = 0.65 ; \quad h_{11} = - 44 \text{ BTU/lb}_m$$

$$t_{13} = 116^\circ \text{ F} ; \quad X_{13} = 0.60 ; \quad h_{13} = - 64 \text{ BTU/lb}_m$$

$$t_5 = 116^\circ \text{ F} ; \quad X_5 = 0.60 ; \quad h_5 = - 64 \text{ BTU/lb}_m$$

$$t_4 = 50^\circ \text{ F} ; \quad X_4 = 0.00 ; \quad h_4 = 1064.99 \text{ BTU/lb}_m$$

Establecemos la siguiente ecuación para hallar la concentración en (1).

$$m_{11} X_{11} + m_{15} X_{15} = m_{12} X_{12}$$

Sustituyendo valores:

$$3.87072 (0.65) + 18.1536 (X_{15}) = 22.02432 (0.60)$$

$$18.1536 (X_{15}) = 13.214 - 2.515$$

$$X_{15} = \frac{10.698}{18.1536} = 0.589$$

Establecemos la siguiente ecuación en el cambiador de calor número dos.

$$Q = h_{13} (m_{13}) - h_{12} (m_{12})$$

Sabemos que:

$$m_{12} = m_{13} ; Q_A = - 441.58 \frac{\text{BTU}}{\text{min.}} ; h_{13} = 64 \frac{\text{BTU}}{\text{min.}}$$

Despejando h_{12} y sustituyendo valores:

$$Q = (h_{13} - h_{12}) m_{12} ; h_{13} - h_{12} = \frac{Q}{m_{12}}$$

$$h_{12} = h_{13} + \frac{Q}{m_{12}}$$

$$h_{12} = - 64 + \frac{441.58}{22.0243}$$

$$h_{12} = - 64 + 20.049$$

$$h_{12} = - 43.95 \text{ BTU/lb.}$$

Para hallar la temperatura en el punto (12), establecemos la siguiente ecuación:

$$t_{12} = t_{13} + \Delta t \dots\dots\dots (4)$$

Sabemos también que:

$$\Delta h = m C_p \Delta t \dots\dots\dots (5)$$

Pero $m = 1 \text{ lb}_m$ y $C_p = 0.42 \text{ BTU/lb}^\circ \text{F}$

El incremento de entalpía es:

$$\Delta h = - 43.95 + 64$$

$$\Delta h = 20.049 \text{ BTU/lb.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (5)

$$\Delta t = \frac{20.049}{0.42} = 47.73^\circ \text{F}$$

Sustituyendo en (4)

$$t_{12} = 116 + 47.73$$

$$t_{12} = 163.73^\circ \text{F}$$

La entalpía en el punto (15) la hallamos de:

$$m_{11} h_{11} + m_{15} h_{15} = m_{12} h_{12}$$

Sustituyendo valores:

$$3.87072 (-44) + 18.1536 (h_{15}) = 22.02432 (-43.95)$$

$$h_{15} = \frac{170.31 - 967.97}{18.1536}$$

$$h_{15} = - 43.94 \text{ BTU/lb.}$$

La temperatura en el estado (15) la obtenemos de la gráfica 2 y es:

$$t_{15} = 156 \text{ } ^\circ \text{F}$$

Las propiedades de los flujos se resumen en la siguiente tabla:

Punto	Temperatura ° F	Concentración %	Entalpia BTU/lb.	Flujo de masa lb _m /min.
15	156	0.589	- 43.94	18.1536
11	160	0.65	- 44	3.87072
12	163.73	0.60	- 43.95	22.0243
13	116	0.60	- 64	22.0243
5	116	0.60	- 64	4.19328
14	116	0.60	- 64	17.831
4	50	0.00	1064.99	0.32256

Usaremos un cambiador de calor tipo panel, en donde la solución se conducirá por el interior de los tubos, mientras que por el exterior - fluirá aire atmosférico, que será impulsado por un ventilador. El cam-- biador de tipo panel es del mismo tipo que se usó en el evaporador, para facilitar cálculos, y gráficamente se muestra a continuación.

$$q_A = 441.58 \text{ BTU/min.}$$

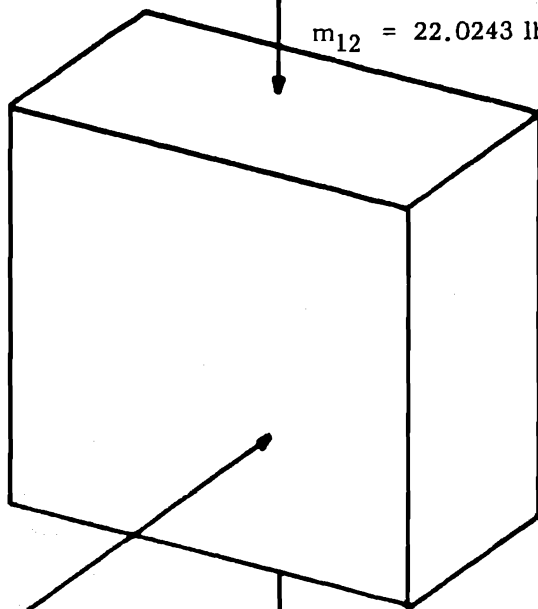
Solución

$$t = 163.75 \text{ }^\circ\text{F.}$$

$$X_{12} = 60\% \text{ Br. Li.}$$

$$h_{12} = 43.95 \text{ BTU/lb.}$$

$$m_{12} = 22.0243 \text{ lb./min.}$$



$$t = 116.97 \text{ }^\circ\text{F}$$

Aire

$$t_{bs} = 104 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_{bh} = 75 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h = 41.6 \text{ BTU/lb.}$$

$$W = 0.0147 \text{ lb/lb}_a$$

Solución

$$t_{13} = 116 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_{13} = -64 \text{ BTU/lb.}$$

$$X_{13} = 60\% \text{ Br. Li.}$$

$$m_{13} = 22.0243 \text{ lb/min.}$$

El cambiador de flujo cruzado y 3 pasos que usaremos se muestran en la figura 10. Los datos correspondientes para este tipo son los siguientes:

$$D_o = 0.402 \text{ pulg.} = 0.0335 \text{ ft. Diámetro exterior.}$$

$$D_i = 0.358 \text{ pulg.} = 0.298 \text{ ft. Diámetro interior.}$$

$$D_e = 0.1431 \text{ pulg.} = 0.01193 \text{ ft. Diámetro equivalente.}$$

$$\text{Espesor de tubos} = 0.022 \text{ pulg. (calibre 24).}$$

$$A_a/A_E = 0.91266 \text{ ft}^2 \text{ de área aleteada/ft}^2 \text{ de área exterior.}$$

$$A_{TEC}/A_E = 0.08734 \text{ ft}^2 \text{ de área exterior de tubo para convección/ft}^2 \text{ de área exterior.}$$

$$A_E/A_F/\text{fila} = 12.9568 \text{ ft}^2 \text{ de área exterior/ft}^2 \text{ de área frontal del lado del aire/fila.}$$

$$A_E/\text{vol.} = 179.5399 \text{ 1/ft. ft}^2 \text{ de área exterior/ft}^3 \text{ de volumen del panel.}$$

$$A_E/A_i = 11.520 \text{ ft}^2 \text{ de área exterior/ft}^2 \text{ de área interior.}$$

$$A_a/A_{TEC} = 10.4502 \text{ ft}^2 \text{ de área aleteada/ft}^2 \text{ de área exterior de tubo para la convección.}$$

$$A_s/A_F = 0.5358 \text{ ft}^2 \text{ de área libre lado del aire/ft}^2 \text{ de área frontal del lado del aire.}$$

Los siguientes datos para el aire a una temperatura de 108°F, fueron tomados de la tabla A-6 de la referencia 1.

$$\mu = 0.04641 \text{ lb/hr. ft}^2 \quad ; \quad K = 0.01586 \text{ BTU/lb. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$C_p = 0.24 + 0.45 (0.0147) = 0.2466 \text{ BTU/lb. } ^\circ\text{F.}$$

$$Pr = C_p \mu / K = 0.70433$$

Supondremos como número de Reynolds el siguiente:

$$Re = 2650$$

Con los datos anteriores podemos encontrar el gasto (G) y el área frontal A_F para el lado del aire de la siguiente manera:

Sabemos que:

$$Re = \frac{D_c G}{\mu}$$

Sustituyendo valores y despejando G:

$$G = \frac{(2650)(0.04641)}{0.01193} = 10303.14 \text{ lb./hr. ft}^2$$

Considerando un flujo de aire de:

$$m = 138 \text{ lb/min.}$$

El área frontal se obtiene de la siguiente ecuación:

$$A_F = \frac{m \cdot K \cdot (d)}{G \cdot (\Delta_R / \Delta_F)}$$

Sustituyendo valores:

$$A_p = \frac{138 \times 60}{(10303.14)(0.5358)} = 1.4998 \approx 1.5 \text{ ft}^2$$

De la figura 10 del cambiador de calor y con el número de Reynolds de 2650 encontramos que:

$$\left(\frac{h_o}{G C_p} \right) \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{2/3} = 0.007$$

Despejando (h_o) y sustituyendo valores:

$$h_o = \frac{(0.007)(10303.14)(0.2466)}{(0.704333)^{2/3}} = \frac{17.785}{0.7916}$$

$$h_o = 22.467 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Que es el coeficiente de transferencia de calor por convección para la superficie exterior.

Ahora los datos para la solución que vale con una temperatura de -116°F y una concentración de 60% de Br.M., son los siguientes:

$$C_p = 0.421 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

Tomado del manual de fundamentos ASHRAE. La viscosidad para las soluciones (soluciones líquido-sólido) se obtuvo de la relación de Mori y Ootake T. N. Chem. Eng. Tokio, 20, 488, 1956, la cual fue:

$$\mu = 3.3076 \text{ lb/hr.ft.}$$

De las ecuaciones de Taraf modificada para suspensiones líquido-sólidas del libro Corr y Dalla Valle "Estudios de transferencia de calor" de 1954, Chem. Eng. Knogr. Ser. 9, 29-31, encontramos la viscosidad - térmica, que es:

$$K = 0.7015 \text{ BTU/hr.ft. } ^\circ \text{ F.}$$

El gasto másico ya calculado es:

$$m = 22.0243 \text{ lb/min.}$$

El peso específico (ρ) tomado de la página 12-44 del manual de Ingeniería Química, 30ª edición, Perry and Chilton es:

$$\rho = 106.25376 \text{ lb/ft}^3$$

El área libre transversal de flujo se obtiene de:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_i}{12} \right)^2 (\text{N}^\circ \text{ de tubos})$$

Sustituyendo valores y tomando 14 tubos con 6 filas:

$$A_s = (0.7854) (0.000618) (14) (6)$$

$$A_s = 0.04076 \text{ ft}^2$$

Sabemos que:

$$G = \frac{m}{A_s}$$

Sustituyendo valores:

$$G = \frac{22.0243}{0.04076} = 540.27 \text{ lb/ft}^2 \text{ min.}$$
$$= 32416.3 \text{ lb/ft}^2 \text{ hr.}$$

Calculamos ahora los números adimensionales, empezando por el de Reynolds:

$$Re = \frac{GD}{\mu}$$

$$Re = \frac{(32416.3)(0.02983)}{3.3076}$$

$$Re = 292.38$$

El número adimensional de Prandtl es:

$$Pr = C_p \mu / K$$

$$Pr = \frac{(0.421)(3.3076)}{0.7015}$$

$$Pr = 1.985$$

El número de Nusselt es:

$$Nu = \frac{h_i D_i}{K}$$

$$Nu = \frac{h_i (0.02983)}{0.7015}$$

$$Nu = h_i 0.04253$$

El número de Gz es:

$$Gz = Re \times Pr \times \frac{Di}{L}$$

Si elegimos una longitud de tubos de:

$$L = 16 \text{ pulg.}$$

Tenemos que la relación Di/L será:

$$\frac{Di}{L} = \frac{0.358}{16} = 0.022375$$

Con lo que el número de Gz es:

$$Gz = 292.38 (1.985) (0.022375)$$

$$Gz = 12.97$$

El incremento Δt_a de temperatura que adquiere el aire al pasar por el cambiador de calor, se obtiene de:

$$\Delta t_a = \frac{q}{m C_p}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta t_a = \frac{441.58}{138 (0.2466)}$$

$$\Delta t_a = 12.97 \text{ } ^\circ F$$

Con lo que la temperatura del aire de salida es:

$$t_2 = 104 + \Delta t_a$$

$$t_2 = 104 + 12.97$$

$$t_2 = 116.97 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El cálculo de la media logarítmica de temperatura Δt_m se encuentra de:

$$\Delta t_m = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \right)}$$

En donde:

T_1 = Temperatura de entrada de la solución al cambiador, que es igual a $163.73 \text{ } ^\circ\text{F}$.

T_2 = Temperatura de salida de la solución del cambiador que es $116 \text{ } ^\circ\text{F}$.

t_1 = Temperatura del aire a la entrada del cambiador, que es $104 \text{ } ^\circ\text{F}$.

t_2 = Temperatura del aire a la salida del cambiador, que es $116.97 \text{ } ^\circ\text{F}$.

Sustituyendo valores:

$$\Delta t_m = \frac{(116-104) - (163.73 - 116.97)}{\ln \left(\frac{116 - 104}{163.73 - 116.97} \right)}$$

$$\Delta_{tm} = \frac{12 - 46.76}{\ln \left(\frac{12}{46.76} \right)}$$

$$\Delta_{tm} = \frac{-34.76}{\ln(0.2566)} = \frac{-34.76}{-1.3602}$$

$$\Delta_{tm} = 25.556 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Ahora es necesario calcular la eficiencia y la resistencia debida a la aleta.

Sabemos que el radio interior del tubo (r_1) y el radio de la aleta (r_2) se obtienen de:

$$r_1 = \frac{D_o}{2} = \frac{0.402}{2} = 0.201 \text{ pulg.}$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{1 \times 0.866}{\pi}} = \sqrt{0.27565}$$

$$r_2 = 0.525 \text{ pulg.}$$

El semi espesor de la aleta fue calculado antes con un valor de:

$$y = 0.0065 \text{ pulg.} = 0.000541 \text{ ft.}$$

La relación de radios ya también calculada fue de:

$$\frac{r_2}{r_1} = 2.61$$

La longitud de la aleta fue también calculada igual a:

$$L = 0.324 \text{ pulg.} = 0.027 \text{ ft.}$$

La siguiente relación se emplea para obtener la eficiencia de la aleta.

$$L \sqrt{\frac{h_o}{K Y}}$$

El valor de la conductividad térmica del cobre es:

$$K = 220 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Sustituyendo valores:

$$\begin{aligned} L \sqrt{\frac{h_o}{K Y}} &= 0.027 \sqrt{\frac{22.467}{220 (0.000541)}} \\ &= 0.027 \sqrt{188.76} \end{aligned}$$

$$L \sqrt{\frac{h_o}{K Y}} = 0.371$$

De la figura 11 y con los datos anteriores:

$$\phi = 0.94$$

También calculamos el valor de la siguiente expresión para obtener el valor de la resistencia total.

$$\frac{1 - \phi}{\frac{A_{TEC}}{A_a} + \phi} = \frac{1 - 0.94}{0.09569 + 0.94}$$

$$\frac{1 - \phi}{\frac{A_{TEC}}{A_a} + \phi} = \frac{0.06}{1.035} = 0.05793$$

Supondremos un coeficiente de depósito para el interior de los tubos de:

$$h_{di} = 2000 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Tomando de Air Conditioning Refrigerantens Data Book Design Volumen (ASHRAE, 1957), pag. 20-14.

Es necesario ahora obtener el coeficiente interior de condensación, que obtenemos de la ecuación de Hausen (L. Ver. deut. Bech, Verfahrenstid No. 4, 91, 1943) la cual es:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.085 \text{ Gz}}{1 + 0.047 \text{ Gz}^{2/3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Igualando la ecuación anterior con el número de Nusselt que teníamos anteriormente, obtenemos:

$$hi (0.04253) = 3.66 + \frac{(0.085) (12.977)}{1 + 0.047 (12.977)} (0.82)^{0.14}$$

$$h_i (0.04253) = 3.66 + \frac{1.103}{1 + 0.2595} \quad (0.97)$$

$$h_i (0.04253) = 3.66 + 0.8757$$

$$h_i = \frac{4.5373}{0.0425}$$

$$h_i = 106.65 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El término $\frac{\mu_b}{\mu_w}$ es la corrección de viscosidad por temperatura, tomado de la figura H5.2 del libro "Heat Exchanger Design" Fraas and -- Ozisik pág. 315, 1965.

La resistencia total la encontramos de la siguiente fórmula:

$$R_T = \frac{\frac{A_E}{A_i}}{h_i} + \frac{\frac{A_E}{A_i}}{h_{di}} + \frac{1 - \phi}{\frac{A_{TEC} / A_a + \phi}{h_o}} + \frac{1}{h_o}$$

Sustituyendo valores:

$$R_T = \frac{11.52}{106.65} + \frac{11.52}{2000} + \frac{0.05793}{22.467} + \frac{1}{22.467}$$

$$R_T = 0.10802 + 0.00576 + 0.002578 + 0.0445$$

$$R_T = 0.16086 \frac{\text{hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

El área exterior necesaria para el cambiador de calor es:

$$A_o = \frac{q R_T}{\Delta t_m}$$

Sustituyendo valores:

$$A_o = \frac{441.58 (60) (0.16086)}{25.556}$$

$$A_o = \frac{4262.16}{25.556} = 166.77 \text{ ft}^2$$

El volumen del cambiador de calor lo obtenemos de:

$$\text{Vol} = \frac{A_o}{\frac{A_o}{\text{Vol}}} = \frac{116.777}{179.539}$$

$$\text{Vol} = 0.928919 \text{ ft}^3$$

La profundidad del cambiador de calor se obtiene de:

$$H = \frac{0.9289}{1.5} = 0.61927 \text{ ft.} = 7.43 \text{ pulg.}$$

El número de filas lo obtenemos de:

$$\text{No. filas} = \frac{H}{\text{Espaciado transversal}}$$

Sustituyendo valores:

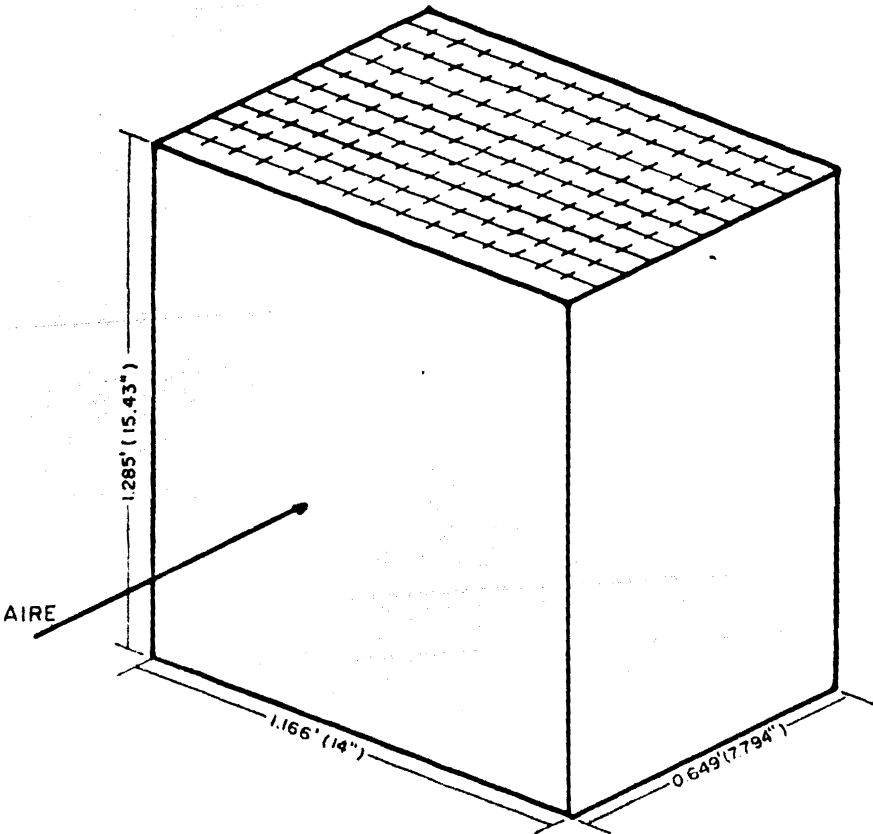
$$\text{No. filas} = \frac{0.61927 (12)}{0.866} = 8.58 \text{ filas}$$

Tomaremos 9 filas de tubos con 14 tubos cada una, por lo que el largo del absorbedor será de 14 pulgadas = 1.666 ft. pues la separación entre tubos es de una pulgada.

La altura del cambiador de calor se obtiene del área frontal y de la dimensión obtenida, o sea:

$$\text{Altura} = \frac{1.5}{1.666} = 1.2857 \text{ ft.} = 15.43 \text{ pulg.}$$

Gráficamente las dimensiones del cambiador de calor se presentan en la siguiente figura:



c). - Diseño del Condensador

Sabemos que el cambio del estado líquido a vapor se llama vaporización, y el cambio de vapor al estado líquido, se llama condensación.

La condensación se logra a muy diferentes velocidades de transferencia de calor, ya sea en forma de gota, o en forma de película. El coeficiente de película en la condensación está influido por la textura de la superficie en la cual se realiza la condensación, en cambio, el coeficiente para la condensación por gotas son de cuatro a ocho veces mayores que para la condensación por película. El vapor de agua, es el único vapor puro conocido que se condensa en forma de gota.

Los condensadores se clasifican por lo que pasa dentro de ellos más que por los procesos o servicios que prestan. Es muy común que además de la condensación pueden también sobrecalentar el vapor o subenfriar los condensados, de manera que no se necesita otra unidad para recuperar el calor sensible. O sea que la condensación de un vapor sobrecalentado, difiere de la del vapor saturado en que hay calor sensible que debe removerse.

Cuando el vapor sobrecalentado entra a la parte caliente del condensador, la temperatura de la pared del tubo puede ser menor que la temperatura de saturación del vapor. El vapor sobrecalentado que toca la pared de los tubos, condensa a su temperatura de saturación y hasta posiblemente se subenfrié.

Es posible, también tener el caso contrario. Si el medio de enfriamiento ha sido calentado de manera que la temperatura de la pared del tubo en la vecindad de la parte caliente del calentador es mayor que la temperatura de saturación, la pared del tubo estará seca en la parte caliente y el sobrecalentamiento ocurrirá únicamente como si el vapor de agua sobrecalentada fuera un gas seco. En este caso, es necesario dividir la unidad en dos, una de sobrecalentamiento y otra de condensación. Este será nuestro caso, ya que vamos a emplear el ventilador del absorbedor, usando el aire caliente para el condensador y además aprovechamos de eliminar un ventilador.

Procederemos a realizar los cálculos primeramente para el sobrecalentador, los cuales son:

En la siguiente figura representamos lo que entra al condensador y sobrecalentador, para una mejor comprensión del mismo.

$$q = 341.11 \text{ BTU/min.}$$

$$A_f = 1.5 \text{ ft}^2$$

$$m_{\text{aire}} = 138 \text{ lb/min.}$$

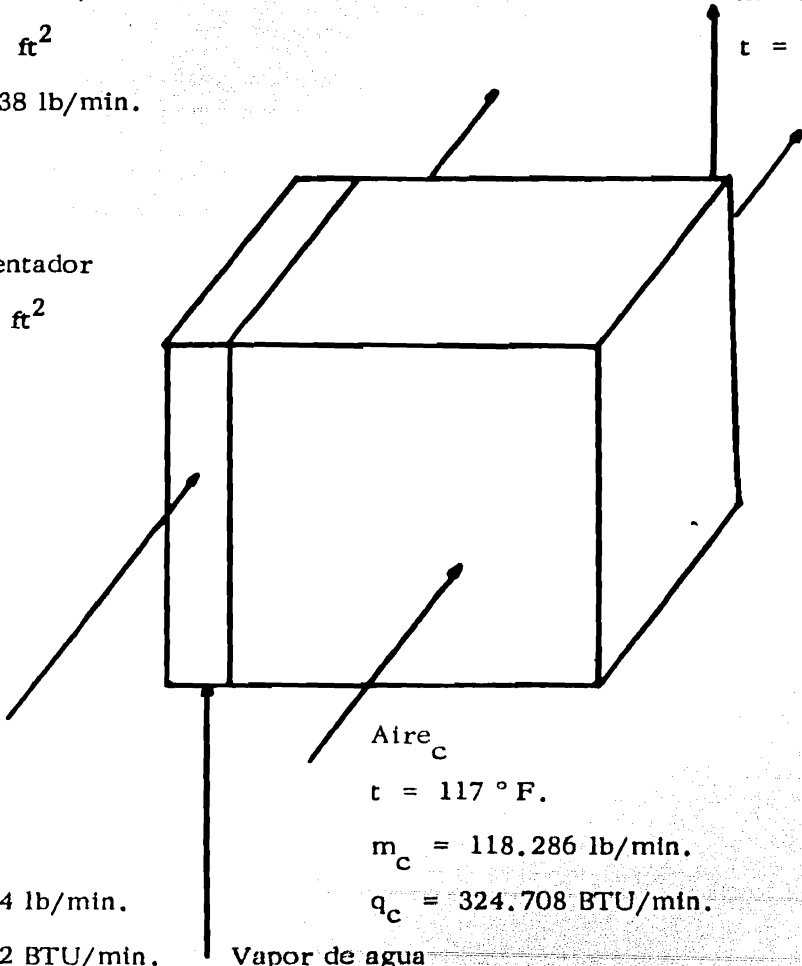
Agua saturada

$$m = 0.32256$$

$$t = 152 \text{ }^\circ\text{F.}$$

Desobrecalentador

$$A_d = 0.2114 \text{ ft}^2$$



Aire_d

$$t = 117 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$m = 19.714 \text{ lb/min.}$$

$$q_d = 16.402 \text{ BTU/min.}$$

Aire_c

$$t = 117 \text{ }^\circ\text{F.}$$

$$m_c = 118.286 \text{ lb/min.}$$

$$q_c = 324.708 \text{ BTU/min.}$$

Vapor de agua

$$t = 265 \text{ }^\circ\text{F}; m_v = 0.32256 \text{ lb/min.}$$

$$p = 8 \text{ pulg. Hg.}$$

La transferencia de calor en el desobrecalentador la obtenemos -

e:

$$q_d = (m_v) (C_{pv} \Delta T)$$

El calor específico del vapor es:

$$C_{pv} = 0.45 \text{ BTU/lb. } ^\circ \text{F}$$

Sustituyendo valores:

$$q_d = (0.32256) (0.45) (265 - 152)$$

$$q_d = 16.402 \text{ BTU/min.}$$

El incremento de temperatura del aire es:

$$\Delta t_{\text{aire } d} = \frac{q_d}{m_d C_p} = \frac{16.402}{(19.714) (0.2466)}$$

$$\Delta t_{\text{aire } d} = \frac{16.402}{4.861} = 3.374 ^\circ \text{F.}$$

Los valores para la parte fría y caliente son:

L caliente		L frío	Diferencias
265	alta temp.	120.374	144.626
152	baja temp.	117	35
113	diferencias	3.374	109.626

La media logarítmica según los datos anteriores es:

$$MLDT_d = \frac{(152-117) - (265 - 120.37)}{\ln \left(\frac{152 - 117}{265 - 120.37} \right)}$$

$$MLDT_d = \frac{35 - 144.63}{\ln \left(\frac{35}{114.63} \right)} = \frac{-109.63}{\ln(0.242)}$$

$$MLDT_d = \frac{-109.63}{-1.418} = 77.266 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Como se mencionó anteriormente usaremos el mismo aire del absorbedor para enfriar el condensador, sin incurrir en algún error ya que hay poca variación de temperatura en el aire que pasa por los cambiadores de calor, por lo que el valor del coeficiente de transferencia de calor para el aire ya calculado en el diseño del absorbedor es:

$$h_o = 22.467 \text{ Btu/hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

También emplearemos el mismo valor de la eficiencia de la aleta, o sea:

$$\frac{1 - \phi}{\frac{\Delta T_{TEC}}{\Delta u} + \phi} = 0.05793$$

El coeficiente de obstrucción para el interior de los tubos es:

$$\frac{1}{\pi d} = 0.0005$$

Despreciamos la resistencia debida al tubo.

El cálculo de los coeficientes de transferencia de calor para el interior de los tubos en el desobrecalentador se obtiene de la ecuación de Sieder tate.

Antes de seguir adelante, es necesario hallar las propiedades del vapor de agua para una temperatura de $208^{\circ} F$

La viscosidad absoluta es:

$$\mu = 0.03 \frac{\text{lb}}{\text{Hr ft}}$$

La viscosidad térmica es:

$$K = 0.012 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr ft } ^{\circ} F}$$

El calor específico es:

$$C_p = 0.45 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^{\circ} F}$$

Para el desobrecalentador suponemos un solo tubo de 16 pulgadas de largo con 4 pasos, también un diámetro interior de $\phi = 0.358$ pulg.

Por lo que el área transversal del flujo es:

$$\Delta_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{0.358}{12} \right)^2$$

$$\Delta s = (0.785) (0.0298)^2$$

$$\Delta s = 0.000699 \text{ ft}^2$$

El flujo másico por unidad de área es:

$$G = \frac{m}{\Delta s} = \frac{0.32256 (60)}{0.000699} = 27687 \frac{\text{lb}}{\text{Hr ft}^2}$$

El número de Reynolds será:

$$Re = \frac{GD}{\mu} = \frac{(27687) \frac{0.358}{12}}{0.03}$$

$$Re = \frac{825.99}{0.03} = 27533$$

El número de Prandtl es:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{K} = \frac{(0.45) (0.03)}{0.012} = 1.125$$

El número de Nusselt es:

$$Nu = h_i \frac{D}{K} = \frac{h_i \frac{0.358}{12}}{0.012} = \frac{h_i 0.0298}{0.012}$$

$$Nu = 2.486 h_i$$

La ecuación 10.50 de Sieder Tate del manual de Ingeniería --
Química de Perry and Chilton nos da el número de Nusselt, el cual es:

$$Nu = 0.023 (Re)^{0.8} (Pr)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Sustituyendo valores y despejando h_i :

$$2.486 h_i = 0.023 (27533)^{0.8} (1.125)^{1/3} \quad (1)$$

$$2.486 h_i = 0.023 (3563.5) (1.04)$$

$$h_i = \frac{85.24}{2.486} = 34.288 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La resistencia total se obtiene de:

$$R_T = \frac{\frac{A_E}{A_i}}{h_i} + \frac{\frac{A_E}{A_i}}{h_{di}} + \frac{1 - \phi}{(A_{TEC}/A_a + \phi)(h_o)} + \frac{1}{h_o}$$

Los valores de estas cantidades fueron obtenidos del diseño del absorbedor, excepto el de h_i .

Sustituyendo valores:

$$R_T = \frac{11.52}{34.288} + \frac{11.52}{2000} + \frac{0.05793}{22.467} + \frac{1}{22.467}$$

$$R_T = 0.33597 + 0.00576 + 0.0025778 + 0.044509$$

$$R_T = 0.3888$$

El coeficiente total de transferencia de calor se obtiene de:

$$U_o = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0.3888} = 2.5718 \text{ BTU/ hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

Además sabemos que:

$$q_d = U_o A_o \Delta t_m$$

Despejando A_o y sustituyendo valores:

$$A_o = \frac{q_d}{U_o \Delta t_m} = \frac{16.402 (60)}{2.5718 (77.266)}$$

$$A_o = \frac{984.12}{198.717} = 4.9523 \text{ ft}^2$$

El volumen total del desobrecalentador es:

$$\text{Vol} = \frac{A_o}{\frac{A_o}{\text{Vol}}} = \frac{4.9523}{179.54} = 0.02758 \text{ ft}^3$$

El volumen por tubo lineal es:

$$\text{Vol}_T = \frac{1 \times 16 \times 0.866}{(12)^3}$$

$$\text{Vol}_T = \frac{13.856}{1728} = 0.00802 \text{ ft}^3/\text{tubo}$$

El número de tubos se obtiene de:

$$\text{No. tubos} = \frac{\text{Vol}}{\text{Vol}_T} = \frac{0.02758}{0.00802} = 3.4393 \text{ tubos}$$

Para el sobrecalentador tendremos un total de 4 tubos de 16 pulgadas, los que se unirán con codos para formar un sólo tubo de 4 pasos.

Ahora se requiere efectuar los cálculos para el condensador, empezando por el calor transferido en el mismo.

$$q_c = m_v (h_g - h_f)$$

De las tablas de vapor, en vapor sobrecalentado, tomamos el valor para el líquido saturado a la temperatura de 265 ° F. y presión de 3.907 psia, el cual fué de:

$$h_f = 119.96 \text{ BTU/lb.}$$

Y el vapor saturado es:

$$h_g = 1126.66 \text{ BTU/lb.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior:

$$q_c = 0.32256 (1126.66 - 119.96)$$

$$q_c = 0.32256 (1006.7)$$

$$q_c = 324.708 \text{ BTU/ min.}$$

Sumando este valor con el del calor en el sobrecalentador, tenemos:

$$q_c + q_d = 16.402 + 324.708$$

$$q_t = 341.11 \text{ BTU/min.}$$

Que corresponde al calor calculado en el balance térmico para el condensador.

El incremento de temperatura del aire es:

$$\Delta t_{\text{aire c}} = \frac{q}{m_a C_p} = \frac{341.11}{(118.286)(0.2466)}$$

$$\Delta t_{\text{aire c}} = \frac{341.11}{29.169} = 11.694 \text{ } ^\circ \text{F.}$$

Los valores del fluido para el lado frío y caliente son los siguientes:

Lado caliente	Lado frío	diferencias
152 alta temp.	128.694	23.306
152 baja temp.	117	35
0 diferencias	11.694	11.694

La medida logarítmica según los datos anteriores es:

$$MLDT_c = \frac{(152-128.694) - (152 - 117)}{\ln \frac{152 - 128.694}{152 - 117}}$$

$$MLDT_c = \frac{23.306 - 35}{\ln \left(\frac{23.306}{35} \right)} = \frac{-11.694}{\ln (0.6658)}$$

$$MLDT_c = \frac{-11.694}{-0.4066} = 28.757 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El coeficiente de transferencia de calor para el aire como sabemos es:

$$h_o = 22.467 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La eficiencia de la aleta ya calculada es:

$$\frac{1 - \phi}{\frac{A_{TEC}}{A_A} + \phi} = 0.05793$$

También el valor ya conocido del coeficiente de obstrucción para el interior de los tubos es:

$$\frac{1}{h_{di}} = 0.0005$$

Si suponemos $h_i = 1200 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

Ya podemos calcular la temperatura de la superficie interior de los tubos.

Sabemos que:

$$\frac{q}{A} = \frac{\Delta t_m}{R_T} = \frac{\Delta t_c}{R_i} \dots \dots \dots (a)$$

Pero:

$$\Delta t_c = t_c - t_w \dots\dots\dots (b)$$

Donde:

Δt_c = es la diferencia de temperaturas entre la temperatura de condensación y la temperatura en la pared interior de los tubos.

t_c = es la temperatura de condensación.

t_w = es la temperatura en la pared interior de los tubos.

$$\Delta t_m = MLDT_c = 28.757 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R_i = \frac{\frac{A_E}{A_i}}{h_i} = \text{resistencia del interior de los tubos.}$$

Sustituyendo (b) en (a) y despejando t_w :

$$t_w = t_c - \frac{R_i (\Delta t_m)}{R_T} \dots\dots\dots (c)$$

Calculamos el valor de R_T .

$$R_T = \frac{\frac{A_E}{A_i}}{h_i} + \frac{\frac{A_E}{A_i}}{h_{di}} + \frac{1 - \phi}{\frac{A_{TEC}/A_A + \phi}{ho}} + \frac{1}{ho}$$

Sustituyendo valores:

$$R_T = \frac{11.52}{1200} + \frac{11.52}{2000} + \frac{0.0573}{22.467} + \frac{1}{22.47}$$

$$R_T = 0.0096 + 0.00576 + 0.0025778 + 0.044509$$

$$R_T = 0.0624468$$

El valor de R_i es:

$$R_i = \frac{11.52}{1200} = 0.0096$$

Sustituyendo valores en la ecuación (c)

$$t_w = 152 - \frac{0.0096 (28.757)}{0.06244}$$

$$t_w = 152 - 4.42 = 147.58 \text{ } ^\circ \text{F}$$

La temperatura de la película del condensado será:

$$t_f = \frac{t_c + t_w}{2}$$

Sustituyendo valores:

$$t_f = \frac{152 + 147.58}{2} = 149.78 \text{ } ^\circ \text{F.}$$

Las propiedades del condensado para esta temperatura son:

$$\mu_f = 0.45 \text{ centipoise ; } K_f = 0.3824 \text{ BTU/hr.ft } ^\circ \text{F.}$$

Gravedad específica

$$\delta = 1.02$$

Si suponemos que tenemos 36 tubos de 16 pulgadas de largo y un --
diámetro de 0.358 pulgadas, el gasto de masa por pie lineal de tubo es ---
según ecuación 12.36 del Kern:

$$G' = \frac{m}{D_i (N_T)}$$

Donde:

$$m = 0.32256 (60) = 19.353 \text{ lb/hr.}$$

$$D_i = 0.358 \text{ pulg.}$$

$$N_T = \text{número de tubos} = 36$$

Sustituyendo valores:

$$G' = \frac{19.353}{\left(\frac{0.358}{12}\right) (36)} = \frac{19.353}{1.074}$$

$$G' = 18.02 \text{ lb/hr.ft.}$$

De la figura 12.9 pag. 318 del libro "Procesos de Transferencia de
calor" de Donald Kern y con los datos siguientes:

$$U = 0.45 \text{ centipoise} \quad ; \quad K_f = 0.3824 \text{ BTU/hr.ft. } ^\circ\text{F}$$

$$\delta = 1.02 \quad ; \quad G' = 18.02 \text{ lb/hr.ft.}$$

Encontramos un valor para el coeficiente de transferencia de calor

de:

$$h_i = 1000 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

Calculamos de nuevo el valor de R_T

$$R_T = \frac{11.52}{1000} + \frac{11.52}{2000} + \frac{0.0573}{22.467} + \frac{1}{22.467}$$

$$R_T = 0.01152 + 0.00576 + 0.002577 + 0.044509$$

$$R_T = 0.064366$$

El valor de R_i es:

$$\frac{11.52}{1000} = 0.01152$$

Sustituyendo de nuevo valores en la ecuación (c)

$$t_w = 152 - \frac{0.01152 (28.758)}{0.064366}$$

$$t_w = 152 - 5.1469 = 146.85 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La temperatura de la película del condensado será:

$$t_f = \frac{152 + 146.85}{2} = 149.42 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Las propiedades del condensado para esta temperatura son las mismas que las anteriores, debido a la poca diferencia de temperatura. Por lo que el coeficiente de transferencia de calor es:

$$h_i = 1000 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

El coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U_o = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0.064366} = 15.536 \text{ BTU/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Se obtiene el área exterior del intercambiador de calor de la siguiente ecuación:

$$q_c = U_o A_o \Delta tm$$

Despejando A_o y sustituyendo valores:

$$A_o = \frac{q_c}{U_o \Delta tm} = \frac{324.708 (60)}{(15.536) (28.757)}$$

$$A_o = \frac{19482.48}{446.768} = 43.607 \text{ ft}^2$$

El volumen total del cambiador para la condensación es:

$$\text{Vol} = \frac{A_o}{\frac{A_2}{\text{Vol}}} = \frac{43.607}{179.54} = 0.24288 \text{ ft}^3$$

El volumen por tubo ya calculado anteriormente es:

$$\text{Vol}_T = 0.00802 \text{ ft}^3/\text{tubo}$$

El número de tubos se obtiene de:

$$N_T = \frac{\text{Vol}}{0.00802} = \frac{0.24288}{0.00802}$$

$$N_T = 30.284$$

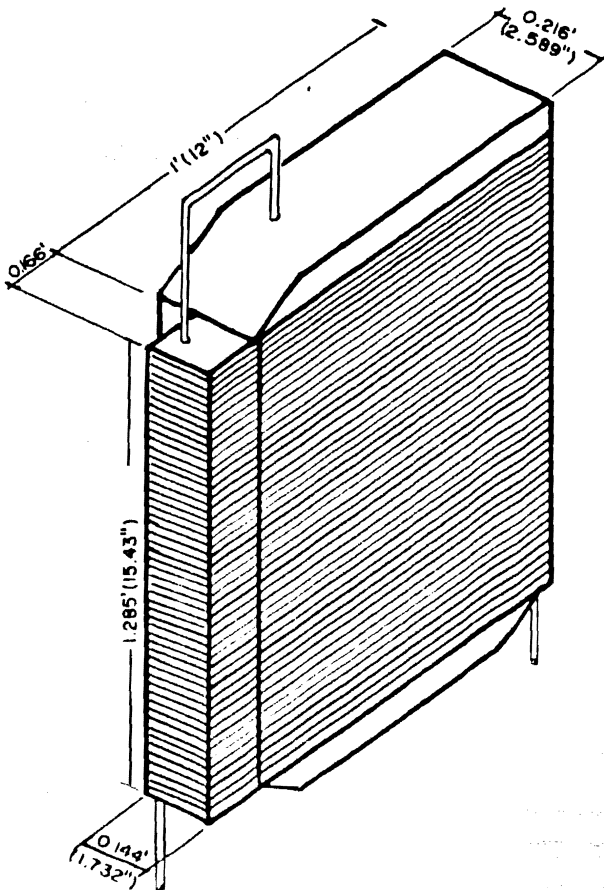
El número de filas lo obtenemos de:

$$\text{No filas} = \frac{30.248}{12}$$

$$\text{No filas} = 2.523$$

Por lo que tomaremos 3 filas y serán 36 tubos.

El diseño del condensador y desobrecalentador con sus dimensiones se muestra a continuación:



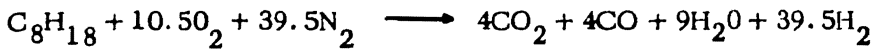
d). - Diseño del Generador.

Para el diseño de esta unidad se requiere que la solución débil que entra al generador se encuentre a la temperatura de vaporización, por lo que es necesario precalentar la solución hasta dicha temperatura. El precalentamiento se llevará a cabo en el mismo cambiador de calor, con lo que habrá dos zonas en el generador; una zona de precalentamiento y otra de vaporización. El diseño es parecido al que se utilizó en el condensador con un desobrecalentador, usaremos el mismo procedimiento para dimensionar el generador a partir de los coeficientes de transferencia de calor. Estos coeficientes para el lado de los gases fueron tratados con las gráficas de la figura H5.12, pág. 326 de la referencia 1. Los coeficientes de transferencia de calor para el lado de la solución en la zona de precalentamiento, se trataron con las ecuaciones de convección forzada.

Los coeficientes para la solución en la zona de vaporización según Donald Q. Kern (referencia 3) para la ebullición isotérmica, pueden calcularse también mediante las ecuaciones de la convección forzada, basándose en el hecho de que el calor debe ser primero absorbido por el líquido, mediante la convección forzada antes de pasar a las burbujas de vapor. Además el coeficiente de transferencia de calor del medio calefactor es el controlante. En la práctica los valores de los coeficientes son un 25% mayores que los calculados. Aconseja Kern que para velocidades bajas de masa pueden los coeficientes calculados multiplicarse por un - -

factor de corrección de 1.25 (esta corrección no la haremos por que la tomaremos como factor de seguridad). Lo anterior se cumple en nuestro caso, ya que tendremos solamente un 10% de vaporización del flujo de entrada.

A continuación procederemos con los cálculos, considerando en primer lugar la combustión incompleta de la gasolina. Una de las tantas reacciones que se producen en la cámara de combustión es la siguiente:



Que en moles es:

$$1 + 10.5 + 39.5 \longrightarrow 4 + 4 + 9 + 39.5$$

El porcentaje de CO_2 es:

$$\frac{4}{8 + 9 + 39.5} = \frac{4}{56.5} = 0.0708 = 7.08\% \text{ CO}_2$$

El porcentaje de monóxido de carbono (CO) es:

$$\frac{4}{8 + 9 + 39.5} = \frac{4}{56.5} = 0.0708 = 7.08\% \text{ de CO}$$

El porcentaje de agua es:

$$\frac{9}{56.5} = 0.1592 = 15.92\% \text{ de H}_2\text{O}$$

El porcentaje de nitrógeno es:

$$\frac{39.5}{56.5} = 0.699 = 69.9\% \text{ de N}$$

Con los porcentajes anteriores se encontraron todas las propiedades de los gases de escape. A continuación se muestran una serie de valores para la solución y gases de escape en el evaporador y precalentador del generador.

Datos para el Generador (Evaporador)

Gas Caliente	Solución fría	Propiedad	Gases	Solución	Unidades
T_1	t_1	Temperatura de entrada	700	243	$^{\circ}\text{F}$
T_2	t_2	Temperatura de salida	377.6	265	$^{\circ}\text{F}$
T_m	t_m	Temperatura media	539	254	$^{\circ}\text{F}$
Q	q	Calor intercambiado	405.32	405.32	BTU/min
M	m	Velocidad másica	4.49	4.19328	lb/min
C_p	c_p	Calor específico	0.28	0.421	BTU/lb $^{\circ}\text{F}$
μ	μ	Viscosidad	0.0641	1.2433	lb/hr. ft
K	K	Conductividad Térmica	0.0231	0.727	BTU/hr. ft. $^{\circ}\text{F}$
P_r	P_r	Número de Prandtl	0.799	0.7229	
ρ	ρ	Densidad	1/131	106	lb/ft 3
μ_w	μ_w	Viscosidad a la temperatura de pared			
p	p	Presión media	14	3.9074	lb/pulg 2 abs.
Δp	Δp	Caída de presión permitida.	60	30	lb/ft 2

gas Caliente	solución frfa	Propiedades	Gases	Solución	Unidades
T_1	t_1	Temperatura de entrada	377.6	205	$^{\circ}\text{F}$
T_2	t_2	Temperatura de salida	320	243	$^{\circ}\text{F}$
T_m	t_m	Temperatura media	349	224	$^{\circ}\text{F}$
Q	q	Calor intercambiado	72.54	72.54	BTU/min.
M	m	Velocidad másica	4.49	4.19328	lb/min.
P	p	Presión media	14	3.9074	lb/pulg ² abs.
P	p	Caída de presión permitida	30	15	lb/ft ²
C_p	c_p	Calor específico	0.28	0.421	BTU/lb. $^{\circ}\text{F}$
μ	μ	Viscosidad	0.0544	1.5126	lb/hr. ft
K	k	Conductividad térmica	0.0195	0.726	BTU/hr. ft. $^{\circ}\text{F}$
P_r	P_r	Número de Prandtl	0.78	0.8759	
ρ	ρ	Densidad	1/107	105	lb/ft ³
μ_w	μ_w	Viscosidad a la temperatura de la pared.			
	h_{205}	Entalpía de la solución entrante		-24.2	BTU/lb.
	h_{243}	Entalpía de la solución que sale del precalentador		-7.0	BTU/lb.

El calor obtenido en el generador es:

$$q = 477.86 \text{ BTU/min.}$$

El calor en el precalentador es:

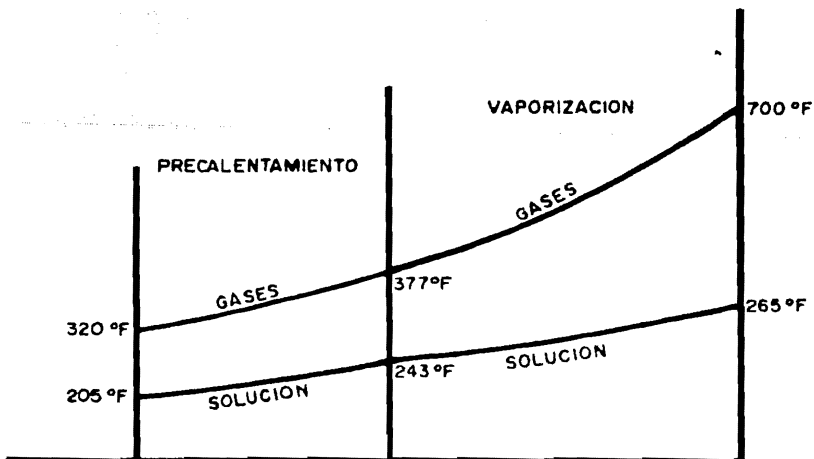
$$q_p = m_7(h_{243} - h_{205}) = 4.19328(-7 - (-24.3)) = 72.54 \frac{\text{BTU}}{\text{min.}}$$

Con lo que en el evaporador será:

$$q_v = 477.86 - 72.54 = 405.32 \text{ BTU/min.}$$

$$\text{Masa de Aire} \cong \frac{q}{C_p \Delta t} = \frac{477.86}{0.28(700-320)} = 4.49 \text{ lb/min.}$$

Las diferencias medias logarítmicas para cada una de las zonas se calculan a continuación como se muestra en la figura.



Para la vaporización (ΔT_{mv}) tenemos:

flujo caliente		flujo frío	diferencias
700	temperatura alta	265	435 ΔT_1
377.6	temperatura baja	243	134.6 ΔT_2
322.4	diferencias	22	300.4 $\Delta T_1 \quad \Delta T_2$

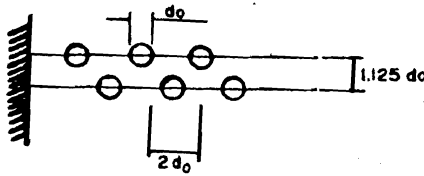
$$\Delta T_{mv} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{300.4}{\ln \left(\frac{435}{134.6} \right)} =$$

$$\Delta T_{mv} = \frac{300.4}{\ln (3.2318)} = \frac{300.4}{1.173} = 256.087 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Las dimensiones para los tubos de cobre de la solución son:

Calibre 22	Tabla 7.1 (pág. 348)	referencia 1
Diámetro exterior	$d_o = 0.250$	pulg.
Diámetro interior	$d_i = 0.194$	pulg.
Area interior libre	$a_t = 0.0295$	pulg ²
Area lineal	$a_l = 0.0655$	ft ² /ft lineal de tubo.

Elegimos el arreglo de tubos de tresbolillo con un espaciado transversal de dos veces el diámetro exterior de los tubos, y un espaciado lineal de 1.125 veces el diámetro exterior de los tubos, según la figura H5.10, pág. 323, referencia 1. El arreglo se muestra a continuación.



Calculamos ahora los coeficientes de transferencia de calor ($h_{o,v}$, y la caída de presión por fila de tubo $p'v$) para el vaporador.

Impondremos un número de Reynolds para los gases en la evaporación de:

$$R_{ev,o,r} = 2200$$

Con lo que obtenemos de la figura H5.12, pág. 326, referencia 1, los siguientes datos:

$$Nu_{o,v} = 38 ; \quad \left(\frac{\Delta P}{\Theta} \right)_{o,v} = 0.54$$

$$\text{Donde: } \Theta = \frac{G^2 \mu}{2g}$$

Con estos datos podemos calcular las siguientes variables:

$h_{o,v}$, $G_{o,v}$, y $\Delta P'_{o,v}$ de las siguientes ecuaciones:

$$h_{o,v} = \frac{K_{o,v}}{d_o} Nu_v = \frac{12 (0.023)}{0.250} \quad (33)$$

$$h_{o,v} = 42.134 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Es necesario hacer una corrección para el valor anterior con un factor de temperatura de la pared, obtenido de la viscosidad dividido entre la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo. Los valores de la viscosidad obtenidos de tablas son:

$$\mu_{o,v} = 0.0641 \frac{\text{lb}}{\text{Hr. ft}}$$

$$\mu_{o,v,w} = 0.05476 \frac{\text{lb}}{\text{Hr. ft}}$$

Con lo que la razón de viscosidad es:

$$\psi_{o,r} = \left(\frac{\mu_{o,v}}{\mu_{w_{o,v}}} \right)^{0.14} = \left(\frac{0.0641}{0.05476} \right)^{0.14} = (1.170)^{0.14}$$

$$\psi_{o,r} = 1.022$$

Con lo que el nuevo valor de $h_{o,v}$ será:

$$h_{ov} = (42.13)(1.022) = 43 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$G_{o,r} = \frac{R_{c,o,r} \times \mu_{o,r}}{0.250} = \frac{2200 (0.0641) (12)}{0.250} =$$

$$G_{o,r} = 6769 \frac{\text{lb}}{\text{Hr. ft}^2} = 1.8802 \frac{\text{lb}}{\text{seg ft}^2}$$

$$\theta_{o,v} = \frac{G_{o,v}^2 \psi_{o,r}}{2g} = \frac{(1.8802)^2 (131)}{2(32.174)}$$

$$\Theta_{o,v} = \frac{(3,535)(131)}{64.348} = 7.197 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

$$\Delta P'_{o,v} = \left(\frac{\Delta P}{\Theta} \right)_{o,v} \quad \Theta_{o,v} = (0.54)(7.197)$$

$$\Delta P'_{o,v} = 3.886 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \text{ por fila}}$$

El área libre al flujo de gases lo obtenemos de la siguiente manera:

$$A_s = \frac{m}{G_{o,v}} = \frac{4.49(60)}{6769} = 0.039799 \text{ ft}^2$$

$$A_s = 5.731 \text{ pulg}^2$$

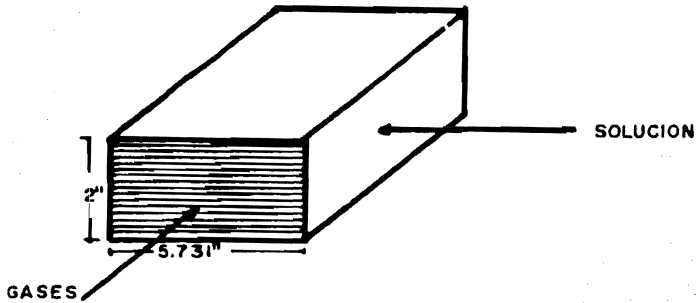
El área frontal requerida la calculamos con la relación del área libre al área frontal.

De tablas: $\frac{a_s}{a_f} = 0.5$

Con lo que área frontal será:

$$A_F = \frac{A_s}{(a_s/a_f)} = \frac{5.731}{0.5} = 11.462 \text{ pulg}^2$$

Tomaremos una sección rectangular para el ducto de los gases con las dimensiones que se muestran en la figura siguiente:



Con lo que las filas tendrán 4 tubos de 5.731 pulgadas de largo.

Si suponemos 40 filas para nuestro cambiador y además consideramos que el 72.8% del área total del cambiador son para la evaporación y el 27.2% para el recalentamiento.

Considerando que tenemos cinco pasos en el lado de la solución, entonces tendremos:

$$N_t = \frac{4 \times 40}{5} = 32 \text{ tubos}$$

Serán 32 tubos por paso y el área libre al flujo por tubo es:

$$a_t = 0.0295 \text{ pulg}^2$$

Entonces el área total libre al flujo de solución será:

$$A_s = 32 (a_t) = 32 (0.0295)$$

$$A_s = 0.944 \text{ pulg}^2$$

El gasto (G) para la solución lo obtendremos de:

$$G_{i,v} = \frac{m}{As} = \frac{4.19328 (60) (144)}{0.944}$$

$$G_{i,v} = 38379 \frac{\text{lb}}{\text{Hr. ft}^2} = 10.66 \frac{\text{lb}}{\text{seg. ft}^3}$$

Procederemos ahora a encontrar los valores de los coeficientes de transferencia de calor $h_{i,v}$, así como la caída de presión ΔP_v . Para lo cual necesitamos de los siguientes valores.

El número de Reynolds para la vaporización es:

$$Re_{i,v} = \frac{d_i G_{i,v}}{\mu_r} = \frac{(0.194) (38279)}{(12) (1.2483)} =$$

$$Re_{i,v} = \frac{7445.52}{14.979} = 497$$

El número de Prandtl es dato, el cual es:

$$Pr_{i,v} = 0.7229$$

Es necesario encontrar el número de Graetz, para hallar el valor de $h_{i,v}$ de la ecuación de Hausen, ecuación 10.39, pág. 10 - 13, referencia 2.

El número de Graetz se obtiene de:

$$Gz_{i,v} = (Re_{i,v}) (Pr_{i,v}) \left(\frac{d_i}{L} \right)$$

El valor y significado del factor $(\frac{d_i}{L})$ es:

$$\left(\frac{L}{d_i}\right)_v = \frac{\text{porcentaje de filas (longitud de tubos) (No. de pasos) (para el evaporador)}}{\text{diámetro interior de los tubos.}}$$

$$\left(\frac{L}{d_i}\right)_v = \frac{(5.731) (5) (0.728)}{0.194} = \frac{20.86}{0.194} = 107.53$$

El número de Greatz será:

$$Gz_v = \frac{497 (0.7229)}{107.53} = 3.3412$$

La ecuación de Hausen es:

$$hi_v = \frac{K_v}{d_i} \left(3.66 + \frac{0.085 Gz_v}{1 + 0.047 (Gz_v)^{2/3}} \right)$$

Sustituyendo valores:

$$hi_v = \frac{(0.727) (12)}{1.194} \left(3.66 + \frac{0.085 (3.3412)}{1 + 0.047 (3.3412)^{2/3}} \right)$$

$$hi_v = 44.96 \left(3.66 + \frac{0.284}{1 + 0.047 (2.2349)} \right)$$

$$hi_v = 44.96 \left(3.66 + \frac{0.284}{1.105} \right) = 44.96 (3.66 + 0.257)$$

$$h_{iv} = 44.96 (3.917)$$

$$hi_v = 176.108 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Sabemos que:

$$hio_v = \frac{hi_v}{\frac{d_o}{d_i}} = \frac{176.108}{\frac{0.25}{0.194}} = 137.36 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Los valores de la viscosidad obtenidos de tablas son:

$$\mu_{i,v} = 1.2483 \frac{\text{lb}}{\text{Hr. ft.}}$$

$$\mu_{iw_v} = 0.8453 \frac{\text{lb}}{\text{Hr. ft.}}$$

La razón de viscosidad es:

$$\psi_{i,v} = \left(\frac{\mu_{i,v}}{\mu_{iw_v}} \right)^{0.14} = \left(\frac{1.2403}{0.8453} \right)^{0.14} = (1.476)^{0.14}$$

$$\psi_{i,v} = 1.056$$

Con lo que el nuevo valor de hio_v es:

$$hio_v = 137.36 (1.056) = 145.05 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

La caída de presión la obtenemos de:

$$\Delta P_v = f_v \left(\frac{L}{d_i} \right)_v \Theta_{i,v}$$

El factor de fricción (f_v) se obtiene de:

$$f_v = \frac{64}{497} = 0.12877$$

El valor de Θ_v lo obtenemos de:

$$\Theta_{i,v} = \frac{G_{i,v}^2}{2g \rho_{i,v}}$$

Sustituyendo valores:

$$\Theta_{i,v} = \frac{(10.66)^2}{2(32.174)(106)} = \frac{113.65}{6820.88}$$

$$\Theta_{i,v} = 0.01666 \text{ lb/pie}^2$$

Con lo que la caída de presión es:

$$\Delta P_{i,v} = 0.12877 (107.53) (0.01666)$$

$$\Delta P_{i,v} = 0.2307 \frac{\text{Lb}}{\text{ft}^2}$$

Se requiere calcular el número de filas (N_{fv}), pero antes es necesario calcular la resistencia térmica, el coeficiente global de transferencia (U_o) y el área.

La resistencia térmica será:

$$R_{Tv} = \frac{1}{ho_v} + \frac{1}{hlo_v} + \frac{1}{hd}$$

Suponiendo $\frac{1}{hd} = 0.005$ y sustituyendo valores:

$$R_{Tv} = \frac{1}{43} + \frac{1}{145.05} + 0.005$$

$$R_{Tv} = 0.0232 + 0.006894 + 0.005$$

$$R_{Tv} = 0.03515 \frac{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

El coeficiente global de transferencia será:

$$U_v = \frac{1}{R_{Tv}} = \frac{1}{0.03515} = 28.449 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

El área será:

$$A_{ov} = \frac{q_v}{U_v \Delta T_{m_v}} = \frac{405.32 (60)}{(28.449) (256.087)}$$

$$A_{ov} = \frac{24319.2}{7285.4} = 3.338 \text{ pie}^2$$

El área exterior por fila (a_{of}) la obtenemos multiplicando el perímetro exterior del tubo por el número de tubos por fila, por la longitud de cada tubo, que expresado en cifras es:

$$a_{of} = \frac{(0.06545) (4) (5.731)}{12} = \frac{1.50037}{12}$$

$$a_{of} = 0.12503 \text{ pie}^2$$

Entonces el número de filas para el evaporador (N_{Fv})

$$N_{Fv} = \frac{A_{ov}}{a_{of}} = \frac{3.338}{0.12503} = 26.697 \text{ filas}$$

Para el precalentamiento (ΔT_{mp}) tenemos:

flujo caliente		flujo frfo	Diferencias
377.6	temperatura alta	243	134.6 ΔT_1
320	temperatura baja	205	115 ΔT_2
57.6	diferencias	38	19.6 $\Delta T_1 - \Delta T_2$

$$\Delta T_{mp} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{19.6}{\ln \left(\frac{134.6}{115} \right)}$$

$$\Delta T_{mp} = \frac{19.6}{\ln (1.170)} = \frac{19.6}{0.15737} = 124.54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El número de Reynolds será:

$$Re_{o,p} = \frac{d_o \times G_{o,v}}{p} = \frac{(0.250)(6759)}{12(0.05441)}$$

$$Re_{o,p} = \frac{1692.25}{0.65292} = 2592 ; (G_{o,v} = G_{o,p})$$

Ahora de la figura 115.12, pág. 326, referencia 1 con $Re_p = 2011$, encontramos los siguientes valores:

$$Nu_{o,p} = 42 ; \left(\frac{\Delta P}{\Theta} \right)_{o,p} = 0.52$$

Con los datos anteriores encontramos los valores de las siguientes variables $h_{o,p}$, $\Theta_{o,p}$ y $\Delta P'_{sp}$

$$h_{o,p} = \frac{K_{o,p}}{d_o} Nu_{o,p} = \frac{12 (0.0195) (42)}{(0.25)}$$

$$h_{o,p} = \frac{9.828}{0.25} = 39.312 \text{ BTU/hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

Los valores de la viscosidad obtenidos de tablas para hallar la razón de viscosidad y hacer la corrección son los siguientes:

$$\mu_{o,p} = 0.0544 \text{ lb./hr. ft.} ; \quad \mu_{o,p,w} = 0.04937 \text{ lb/hr. ft.}$$

La razón de viscosidad es:

$$\phi_{o,p} = \left(\frac{\mu_{o,p}}{\mu_{o,w,p}} \right)^{0.14} = \left(\frac{0.0544}{0.0493} \right)^{0.14}$$

$$\phi_{o,p} = (1.101)^{0.14} = 1.013$$

El nuevo valor de $h_{o,p}$ será:

$$h_{o,p} = 29.312 (1.013) = 39.82 \text{ BTU/hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

$$\phi_{o,p} = \frac{G_{o,p}^2 \mu_{o,p}}{2g} = \frac{(1.8802)^2 (107)}{2 (32.174)}$$

$$\phi_{o,p} = \frac{378.261}{64.348} = 5.8788 \text{ lb/ft}^2$$

$$\Delta P'_{o,p} = \left(\frac{\Delta P}{\theta} \right)_{o,p} (\phi_p) = 0.52 (5.8788)$$

$$\Delta P'_{o,p} = 3.057 \text{ lb/ft}^2 \text{ por fila.}$$

Para el precalentador se procede en igual forma que el evaporador.

El número de Reynolds será:

$$Re_{i,p} = \frac{d_i G_{i,p}}{\mu_{i,p}}$$

$$Re_{i,p} = \frac{(0.194)(38379)}{(12)(1.5126)}$$

$$Re_{i,p} = \frac{7445.5}{18.1512} = 410$$

El número de Prandtl lo tenemos como dato, el cual es:

$$Pr_{i,p} = 0.8759$$

El valor y significado de $(\frac{L}{d_i})_p$ es:

$$(\frac{L}{d_i})_p = \frac{\text{porcentajes de filas} \cdot (\text{longitud de tubos}) (\text{No. de pasos}) (\text{del calentador.})}{\text{Diámetro interior de los tubos.}}$$

$$(\frac{L}{d_i})_p = \frac{(5.731)(5)(0.272)}{0.194} = 40.17$$

El número de Graetz para el precalentador se obtiene de:

$$Gz_{i,p} = (Re_{i,p}) (Pr_{i,p}) (\frac{d_i}{L})_p$$

$$Gz_{i,p} = \frac{40(0.8759)}{40.17} = 8.94$$

De la ecuación Hausen, ecuación 10.39, pág. 10 - 13 referencia 2,

tenemos:

$$h_{i,p} = \frac{K_p}{d_i} \left(3.66 + \frac{0.085 G_z}{1 + 0.047 (G_z)_p^{2/3}} \right)$$

$$h_{i,p} = \frac{(0.726)(12)}{0.194} \left(3.66 + \frac{(0.085)(8.94)}{1 + 0.047 (8.94)^{2/3}} \right)$$

$$h_{i,p} = 44.90 \left(3.66 + \frac{0.7594}{1 + 0.047 (4.3075)} \right)$$

$$h_{i,p} = 44.90 \left(3.66 + \frac{0.7599}{1.2024} \right) = 44.90 (3.66 + 0.6319)$$

$$h_{i,p} = 44.90 (4.2919)$$

$$h_{i,p} = 192.7 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Sabemos que:

$$h_{i,o} = \frac{h_{i,p}}{\frac{d_o}{d_i}} = \frac{192.7}{1.289} = 149.49 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Las viscosidades obtenidas de tablas son:

$$\mu_{i,p} = 1.5126 \frac{\text{lb}}{\text{Hr. ft.}}$$

$$\mu_{i,w} = 1.2789 \frac{\text{lb}}{\text{Hr. ft.}}$$

La razón de viscosidad es:

$$\rho_{i,p} = \left(\frac{\mu_{i,p}}{\mu_{i,w,p}} \right)^{0.14} = \left(\frac{1.5126}{1.2789} \right)^{0.14} =$$

$$\rho_{i,p} = (1.182)^{0.14} = 1.0236$$

El nuevo valor de $h_{i,p}$ es:

$$h_{i,p} = 149.49 (1.0236)$$

$$h_{i,p} = 153.02 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

La caída de presión la obtenemos de:

$$\Delta P_p = f_p \left(\frac{L}{d_i} \right)_p \Theta_{i,p}$$

El factor de fricción (f_p) es:

$$f_p = \frac{64}{\text{Re}_{i,p}} = \frac{64}{410} = 0.11509$$

El valor de $\Theta_{i,p}$ lo obtenemos de:

$$\Theta_{i,p} = \frac{G_i^2}{2g \rho_{i,p}} = \frac{10.66}{(2)(32.174)(105)}$$

$$\Theta_{i,p} = \frac{113.65}{(64.348)(105)} = 0.01666$$

La caída de presión será:

$$\Delta P_p = 0.11509 (40.17) (0.01666)$$

$$\Delta p_p = 0.077 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

Para encontrar el número de filas para el precalentador (N_{FP}) procedemos de igual forma, suponemos $\frac{1}{h_d} = 0.005$

La resistencia térmica será:

$$R_{TP} = \frac{1}{h_{o_p}} + \frac{1}{h_{i,o_p}} + \frac{1}{h_d}$$

$$R_{TP} = \frac{1}{39.312} + \frac{1}{153.02} + 0.005$$

$$R_{TP} = 0.02543 + 0.006535 + 0.005$$

$$R_{TP} = 0.03697 \frac{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

El coeficiente global de transferencia será:

$$U_p = \frac{1}{R_{TP}} = \frac{1}{0.03697} = 27.047 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

El área será:

$$A_{op} = \frac{q}{U_p \Delta T_{m_p}} = \frac{72.54}{27.047(124.54)} = \frac{4352.4}{3368.43}$$

$$A_{op} = 1.292 \text{ ft}^2$$

El número de filas del precalentador es:

$$N_{FP} = \frac{A_{op}}{a_{of}} = \frac{1.292}{0.12503} = 10.335 \text{ filas.}$$

El número total de filas es:

$$N_F = N_{Fv} + N_{Fp} = 26.697 + 10.335$$

$$N_F = 37.032 \text{ filas.}$$

Tomaremos un número de filas que sea divisible por 5 (número de pasos). Por lo que tomaremos $N_F = 40$ filas.

Observamos que el número de filas supuesto es igual al calculado.

Sólo nos resta calcular las caídas de presión.

Para el lado de los gases:

$$\Delta P_g = (\Delta P'_{o,v}) (H_F) (\%)_v + (\Delta P'_{o,p}) (N_F) (\%)_p$$

Donde:

$(\%)_v$ es el porcentaje de filas para el evaporador.

$(\%)_p$ es el porcentaje de filas para el precalentador.

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_g = (3.886) (40) (0.728) + (3.057) (40) (0.272)$$

$$\Delta P_g = 113.16 + 33.26$$

$$\Delta P_g = 146.42 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

La caída de presión para el lado de la solución ($\Delta P_{sol.}$) es:

$$\Delta P_{sol} = \Delta P_{i,v} + \Delta P_{i,p}$$

$$\Delta P_{sol} = 0.2307 + 0.077$$

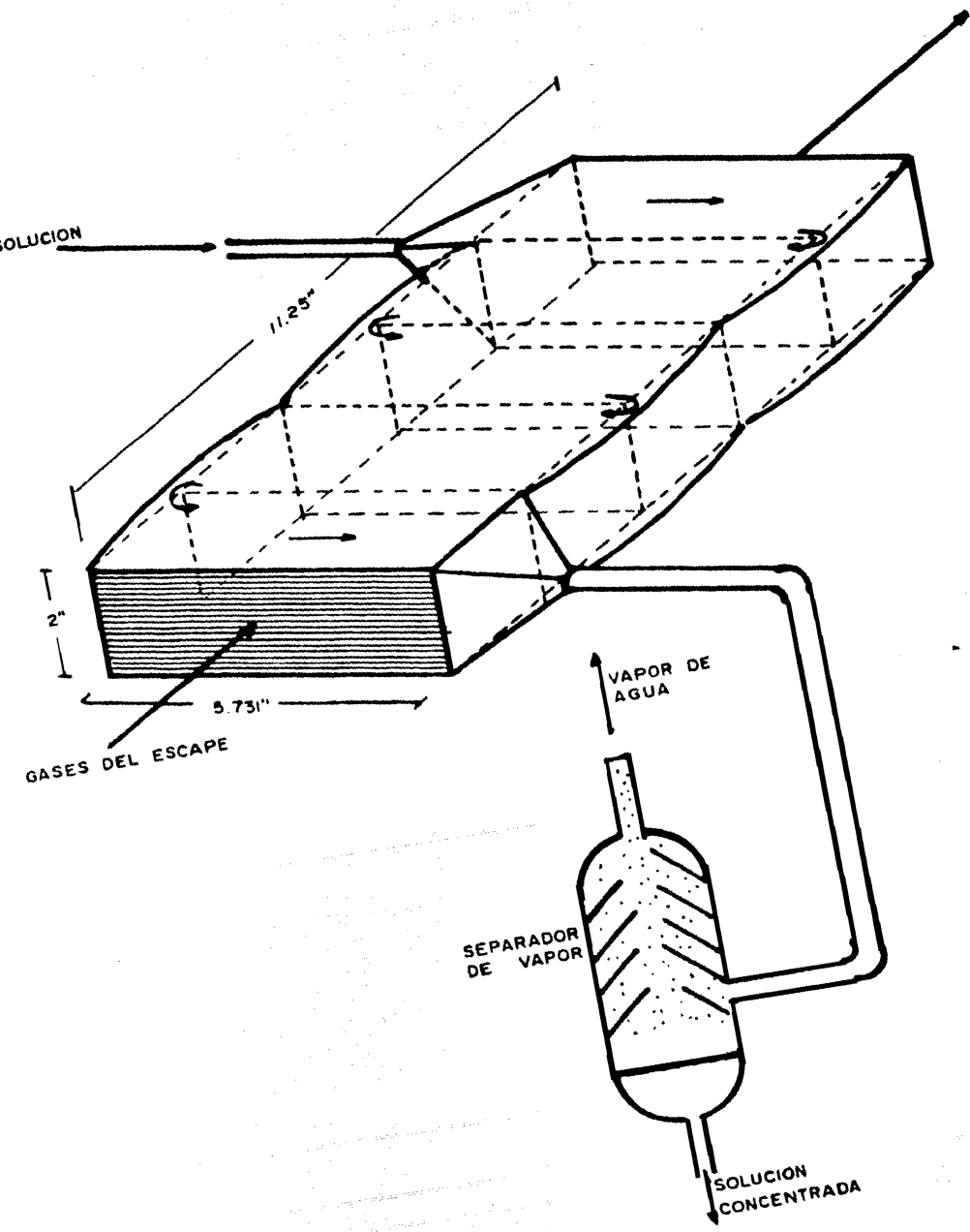
$$\Delta P_{sol} = 0.3077 \frac{lb}{ft^2}$$

Es necesario pesar la mezcla de vapor de agua y solución concentrada por un separador de vapor para separar el vapor de agua de la solución concentrada. Las dimensiones del cambiador de calor se muestran a continuación.

Cada fila tiene cuatro tubos de 5.731 pulgadas de largo, cada paso tiene ocho filas (32 tubos). El cambiador tiene cinco pasos (160 tubos).

Las referencias mencionadas son:

1. - Heat Exchanger Design, 1965, Fraas and Ozisik.
2. - Manual de Ingeniería Química, Perry and Chilton.
3. - Procesos de transferencia de calor Donald Q. Kern.
4. - Transferencia de calor, M^C Adams.

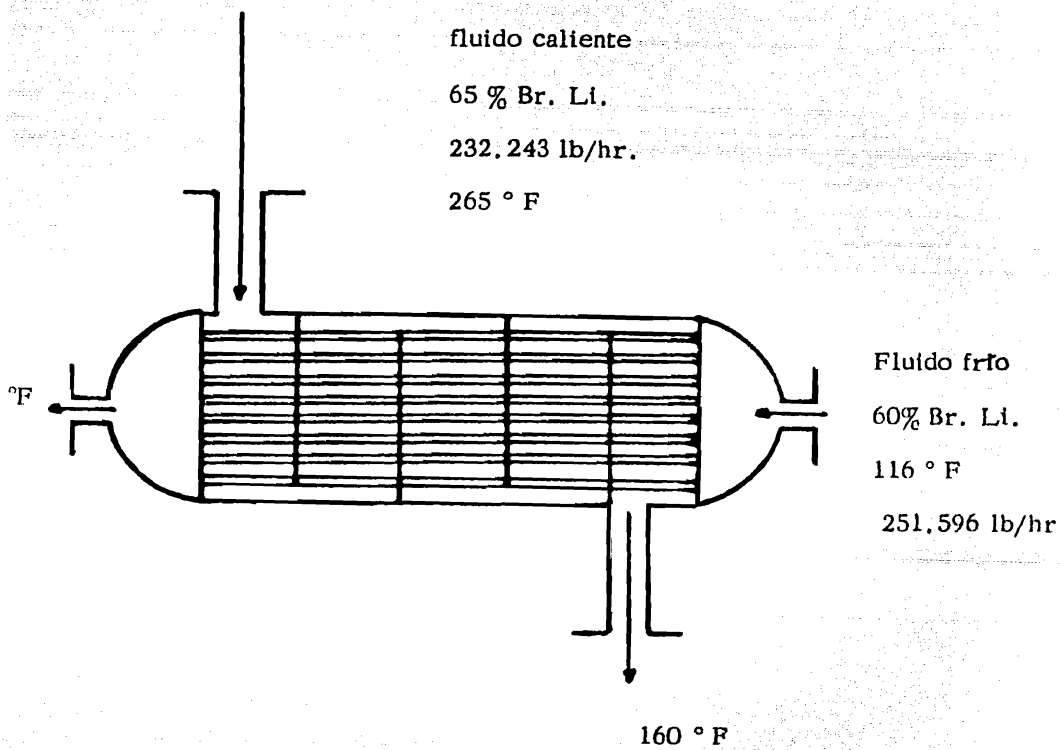


e).- Diseño del Cambiador de calor Líquido-Líquido.

Como sabemos, los intercambiadores de calor recuperan calor entre dos corrientes en un proceso, para nuestro caso tenemos por un lado la mezcla de bromuro de litio con agua, y del otro lado solamente el bromuro de litio.

El diseño de este intercambiador será diferente a los anteriores, por ser líquidos los dos fluidos. Tendrá que ser del tipo de coraza con deflectores y tubos de cobre, para que por ellos circule el agua con bromuro de litio. El agua, como se sabe, es corrosiva al acero y no daña al cobre. La tapa de la coraza se hace de hierro vaciado o acero vaciado, ya que los vaciados son relativamente pasivos al agua, y se pueden permitir grandes tolerancias para la corrosión sobre los requerimientos estructurales a un costo bastante bajo, haciendo los vaciados más gruesos.

Con todo lo antes mencionado, hemos elegido el intercambiador -
mostrado en la siguiente figura que es del tipo 1-1, es decir: un paso de -
tubos y un paso de coraza, con separadores segmentados 25%, los tubos -
serán de cobre y la coraza de acero vaciado, el arreglo de los tubos es -
en triangulación equilátera, según la configuración No. 1 de la figura - -
H6.5 del libro "Heat Exchanger Design", Frass and Ozisik, ; John Wiley and
Sons, Inc. Page 342, 1965, New York.



Los datos para el lado de la coraza, con la solución de 65% de Br -

Li que es el fluido caliente, son los siguientes:

t_1	=	temperatura de entrada	265	°F
t_2	=	temperatura de salida	160	°F
ΔT	=	decremento de temperatura	105	°F
t_m	=	temperatura media de la solución 65%	212	°F
Pe	=	presión media	3.9074	lb/pulg ²
Se	=	gravedad específica	1.8	
Cpe	=	calor específico	0.406	BTU/lb°F
μ_c	=	viscosidad	2.3555	lb/IHr ft)
Kc	=	conductividad térmica	0.7834	BTU/(Hr ft °F)
Prc	=	Número de Prandtl	1.2207	
Di	=	Diámetro interior de la coraza	3.068 pulg =	0.2556 ft
Do	=	Diámetro exterior de la coraza	3.5 pulg =	0.2916 ft
E	=	espaciado de separadores	1 pulg	
m_c	=	velocidad másica	232.243	lb/hr
D_e	=	diámetro equivalente de la coraza Célula de tubo 40 - (tubo de 3 pulgadas)	0.01507	ft

Datos para el lado de los tubos con solución de 60% fluido frfo.

t_1	=	temperatura de entrada del flujo	116	°F
-------	---	----------------------------------	-----	----

t_2	=	temperatura de salida del flujo	905	°F
ΔT	=	incremento de temperatura	89	°F
t_m	=	temperatura media	160.5	°F
P_t	=	presión media	25.63	lb/ft ²
S_t	=	gravedad específica	1.7	
Cp_t	=	calor específico	0.421	BTU/lb°F
μ_t	=	viscosidad	2.6413	lb/Hr · ft
K_t	=	conductividad térmica	0.71166	BTU/Hr ft °F
Pr_t	=	número de Prandtl	1.5625	
d_i	=	diámetro interior	0.194 pulg =	0.01617 ft
d_o	=	diámetro exterior	0.25 pulg	
		BWG (calibre)	22	
E	=	Espaciado de tubo (1.25 d_o)	0.3125 pulg	
m	=	velocidad másica	251.596	lb/Hr
q	=	carga de calor	99,86.4	BTU/Hr
C'	=	claro entre tubos	0.0625	pulg
D_m	=	diámetro de haz de tubos	2.8125	pulg

La media logarítmica de temperatura es:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} = \frac{(265-205)-(160-116)}{\ln \left(\frac{265-205}{160-116} \right)}$$

$$\Delta T_m = \frac{16}{\ln (1.3636)} = \frac{16}{0.31015} = 51.587 \text{ } ^\circ \text{F}$$

Suponiendo que $D_i/D_m = 1.075$. Despejamos el diámetro del haz de tubos, el cual es:

$$D_m = \frac{3.068}{1.075} = 2.853 \text{ pulg.}$$

De la tabla H6.1 "Heat Exchanger Design" Fraas and Ozisik; John-Wiley and Sons, Inc. con el valor de:

$$\frac{D_m}{E} = \frac{2.853}{0.3125} = 9$$

Se tiene el número de tubos $N_T = 61$, para la configuración triangular equilátera No. 1, de la figura 6.4 pág 342 misma obra. El diámetro del haz de tubos nos da un nuevo valor de:

$$D_m = 2.8125 \text{ pulg.}$$

Por lo que la relación:

$$\frac{D_i}{D_m} = \frac{3.068}{2.8125} = 1.090$$

Procederemos en seguida a calcular el coeficiente de transferencia de calor (h_o), para el lado de la coraza.

El área libre de flujo para la coraza se obtiene de la ecuación 7.1 de Procesos de Transferencia de Calor, Donald Q Kern, la cual es:

$$A_{sc} = \frac{D_i}{E} \times \frac{C' B}{144}$$

Sustituyendo valores:

$$A_{sc} = \frac{3.068}{0.3125} \times \frac{0.0625 \times 1}{144}$$

$$A_{sc} = (9.8176) (0.000434)$$

$$A_{sc} = 0.00426 \text{ ft}^2$$

La velocidad de masa se obtiene de:

$$G_c = \frac{m_c}{A_{sc}}$$

Tomamos de la misma obra anterior, ecuación 7.1 Sustituyendo valores:

$$G_c = \frac{232.243}{0.004261} = 54,504.34 \frac{\text{lb}}{\text{Hr ft}^2}$$

El diámetro equivalente de la coraza, se obtiene de la siguiente -- ecuación:

$$\frac{D_e}{d_{o\text{ tubo}}} = 1.103 \left(\frac{E}{d_{o\text{ tubo}}} \right)^2 - 1$$

Sustituyendo valores:

$$\frac{D_e}{0.25} = 1.103 \left(\frac{0.3125}{0.25} \right)^2 - 1$$

$$\frac{D_e}{0.25} = 1.103 (1.562) - 1$$

$$De = (1.723 - 1) 0.25$$

$$De = 0.1808 \text{ pulg} = 0.01507 \text{ ft.}$$

El número de Reynolds es:

$$Re_c = \frac{De G_c}{c} = \frac{(0.01507)(54504.3)}{2.3555}$$

$$Re_c = \frac{821.38}{2.3555} = 348.7$$

De la obra de Donald Q. Kern en la figura 28, obtenemos con el número de Reynolds el factor de transferencia de calor, adimensional, el cual es:

$$j_H = 9.6$$

Con el valor anterior y con la ecuación 6.15b de la obra mencionada, tenemos:

$$h_o = j_H \frac{K}{De} (Pr)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Donde:

μ_w = viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, la cual es:

$$\mu_w = 2.685 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}}$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior:

$$h_o = 9.6 \frac{0.7834}{0.1507} (1.2207)^{1/3} \left(\frac{2.355 \cdot 0.14}{2.685} \right)$$

$$h_o = 9.6 (51.98) (1.068) (0.877)^{0.14}$$

$$h_o = (532.94) (0.98) = 523.23 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Ahora se calculará el coeficiente de transferencia de calor para el lado de los tubos (h_i). Para lo cual se requiere el área libre al flujo del lado de los tubos, la cual es:

$$A_{ST} = (N_T) \frac{\pi}{4} \frac{(di)^2}{144 n}$$

Donde:

$n = 1$; número de pasos

La ecuación corresponde a la 7.4 de la obra de Donald Kern.

Sustituyendo valores:

$$A_{ST} = (61) \frac{3.1416}{4} \frac{(0.194)^2}{144}$$

$$A_{ST} = (47.90) (0.000261)$$

$$A_{ST} = 0.012496 \text{ ft}^2$$

La velocidad de masa se obtiene de:

$$G_T = \frac{m_t}{A_{ST}}$$

Sustituyendo valores:

$$G_T = \frac{251.596}{0.012496} = 20134 \frac{\text{lb}}{\text{Hr ft}^2}$$

El número de Reynolds para el lado de los tubos es:

$$Re_t = \frac{d_i Gr}{\mu_T}$$

Sustituyendo valores:

$$Re_t = \frac{(0.016167)(20134)}{2.6413}$$

$$Re_t = \frac{325.5}{2.6413} = 123.23$$

El número de Greatz es:

$$Gz = (Re) (Pr) \left(\frac{D}{L} \right)$$

$$\text{Suponemos } \frac{L}{D} = 40$$

Sustituyendo valores:

$$Gz = \frac{(23.23)(1.5625)}{40}$$

$$Gz = \frac{192.55}{40} = 4.8$$

Para hallar el valor de (hi) usaremos la ecuación de Hausen Z. -

Ver. deut. Beik. Verfahrenstech. No. 4, 91 (1943), la cual es:

$$\frac{D_i hi}{Kt} = 3.66 + \frac{0.085(Gz)}{1 + 0.047 (Gz)^{2/3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Sustituyendo valores:

$$\frac{(0.016167) h_i}{0.71166} = 3.66 + \frac{(0.085) (4.8)}{1 + 0.047 (4.8)^{0.66}} (1.261)^{0.14}$$

$$h_i (0.02271) = 3.66 + \frac{0.408}{1 + 0.047 (2.845)} (1.033)$$

$$h_i (0.02271) = 3.66 + \frac{0.408}{1 + 0.13373}$$

$$h_i(0.02271) = 3.66 + 0.35987 = 4.0198$$

$$h_i \frac{4.0198}{0.02271} = 177 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

El valor de h_i cuando está referido al diámetro exterior del tubo -

es:

$$h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_o}$$

Sustituyendo valores:

$$h_{io} = (177) \frac{0.016167}{0.02083} =$$

$$h_{io} = (177) (0.7761)$$

$$h_i = 137.36 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Suponemos un coeficiente de obstrucción total de:

$$\frac{1}{h_d} = 0.004$$

La resistencia será:

$$R_T = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{hd}$$

Sustituyendo valores:

$$R_T = \frac{1}{523.23} + \frac{1}{137.36} + 0.004$$

$$R_T = 0.001911 + 0.00728 + 0.004$$

$$R_T = 0.0131913$$

Por lo que el coeficiente de transferencia de calor es:

$$U_o = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0.0131913}$$

$$U_o = 75.8 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr. ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

El área exterior del intercambiador de calor será:

$$A_o = \frac{q}{U_o \Delta tm}$$

Sustituyendo valores:

$$A_o = \frac{9986.4}{(75.8)(51.587)} = 2.5536 \text{ ft}^2$$

La longitud de tubos se obtiene de:

$$L = \frac{A_o}{(N_T)(0.0655)} = \frac{2.5536}{(61)(0.0655)}$$

$$L = \frac{2.5536}{3.9955} = 0.63912 \text{ ft}$$

$$L = 7.669 \text{ pulg.}$$

Tomaremos $L = 8$ pulgadas, con 7 separadores. La caída de presión para el lado de la coraza, se obtiene de la siguiente ecuación, tomada del Donald Kern, ec. 7.44, la cual es:

$$P = \frac{f G^2 D_i N}{5.2162 \times 10^{10} D_e S_c}$$

Donde:

$f = 0.0040$, factor de fricción del lado de la coraza, figura 29, -

Donald Kern.

$N_s = 8$ Número de separadores + 1

$S_c = 1.8$ Gravedad específica.

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_c = \frac{(0.004) (54504.34)^2 (0.2556) (8)}{(5.2162 \times 10^{10}) (0.01507) (1.8)}$$

$$\Delta P_c = \frac{24,297,834}{1.41494 \times 10^9}$$

$$\Delta P_c = 0.01717 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

La caída de presión para el lado de los tubos se obtiene de la ecua

ción 7.45 de la obra de Donald Kern.

La cual es:

$$\Delta P_T = \frac{f G_t^2 L n}{5.2162 \times 10^{10} d_i S_t}$$

Donde:

$$f = 0.004 \frac{\text{ft}^2}{\text{pulg}^2} \text{ factor de fricción del lado de los tubos, obte -}$$

nido con el número de Reynolds de la figura 26 de la misma obra anterior.

$$L = 8 \text{ pulg. Longitud de los tubos.}$$

$$S_t = 1.7 \text{ Gravedad específica}$$

$$n = 1 \text{ número de pasos}$$

$$d_i = 0.01617 \text{ ft}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_t = \frac{(0.004) (20134)^2 (8)}{5.2162 \times 10^{10} (0.01617) (17)} = \frac{12,972,094}{1.43388 \times 10^9}$$

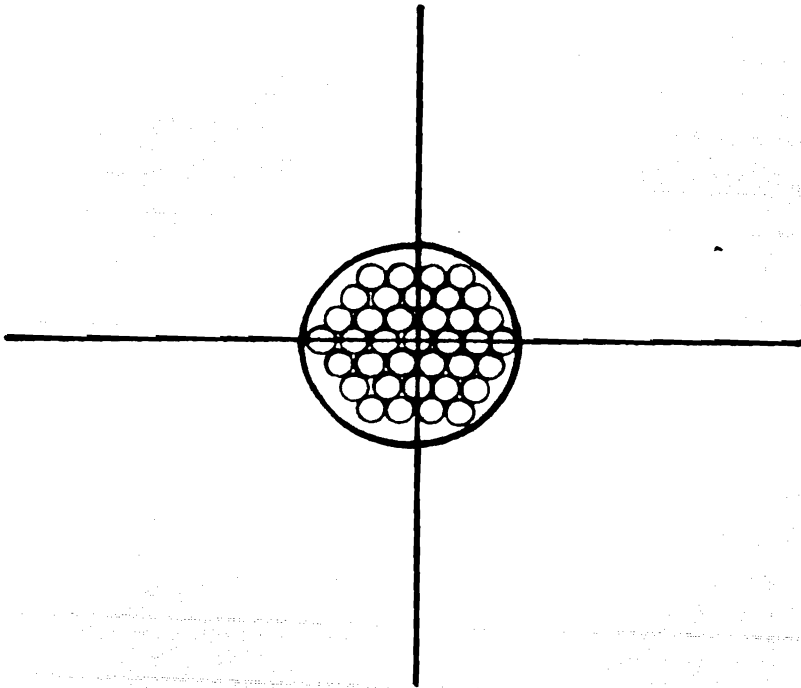
$$\Delta P_t = 0.00905 \text{ lb/ft}$$

Nos damos cuenta que las caídas de presión son muy pequeñas y -- por lo tanto aceptables.

Finalmente resumiendo datos para el lado de la coraza, tenemos - tubo de cobre IPS de tres pulgadas (cédula 40), el diámetro interior de la coraza es $D_i = 3.068 \text{ pulg.}$ y el diámetro exterior es: $D_o = 3.500 \text{ pulg.}$ - -

Los separadores serán segmentados 25%. Habrá 7 separadores espaciados a cada pulgada.

Para el lado de los tubos, se tienen 61 tubos de cobre para intercambiadores de calor, con diámetro exterior de 0.25 pulgadas; BWG de 22, un diámetro interior de 0.194 pulgadas. Arreglados en triángulo equilateral, espaciados 0.3125 pulgadas, con solamente un paso. La configuración será según la número uno de la figura H 6.4 del libro Heat Exchanger Design, la cual es:



f). - Control del Sistema.

Las unidades de refrigeración por absorción están equipadas comúnmente con un sistema de control automático de carga de refrigeración que les permite satisfacer cualquier demanda de refrigeración. El control lo realizan variando el gasto del medio de calentamiento para mantener la temperatura del agua de enfriamiento en su temperatura de diseño. La capacidad de enfriamiento de estas unidades se ve afectada por la temperatura del agua de salida del serpentín del condensador, por lo que se requiere el control del agua del condensador empleando un termostato y una válvula para mezclar agua del condensador y agua de la torre de enfriamiento, para conservar la temperatura deseada en el condensador. Se requiere también de válvulas de solenoide, arrancadores eléctricos etc.

Para nuestro trabajo el empleo de un equipo de control con los elementos antes mencionados, aumentaría el costo de la unidad y sería más complejo su mantenimiento, haciéndola menos comercial. Además de que no necesitamos tanto control de nuestra unidad, por ser pequeña comparada con las grandes unidades.

El control que tendremos será manual parecido a los sistemas de compresión actuales que se utilizan en los automóviles. Se hará variar la velocidad angular (cambiando las revoluciones por minuto) simultáneamente en todos los elementos de rotación, o sea: las bombas herméticas del absorbedor, evaporador y generador, así como los ventiladores del absor

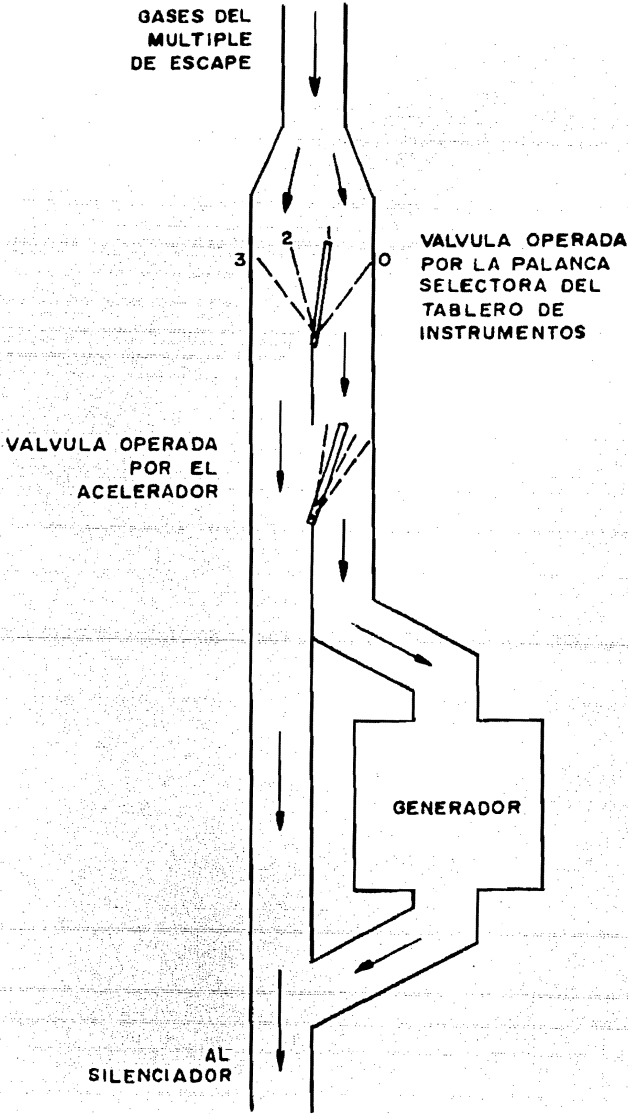
bedor y evaporador. Lo anterior se puede hacer variando el voltaje que energiza los motores que mueven las bombas y los ventiladores, con un reóstato actuado por una palanca seleccionadora, que se montará en el tablero de instrumentos.

Nuestra unidad deberá protegerse contra la elevación de temperatura, fuera del rango de seguridad en el generador; también estará protegido contra la falta de voltaje en el sistema. Lo anterior puede lograrse con un reóstato tipo bulbo usado para la medición de temperatura del agua en los motores de combustión interna enfriados por agua; la falta de voltaje se indicará por medio de luces piloto.

Es necesario que la unidad funcione siempre y cuando el motor del automóvil esté funcionando, para asegurar la alimentación de gases de combustión en el generador, ésto se podrá lograr conectando el switch de ignición del automóvil.

Cuando un automóvil se encuentra en movimiento se tienen muchas variaciones de las revoluciones del motor, y consecuentemente tendremos variación del flujo de los gases de escape, lo que nos obliga tener control sobre ellos. El control de los gases de combustión lo haremos con un By-Pass especial que estará localizado en el tubo de los gases de escape que está antes del silenciador. El By-Pass especial tendrá dos válvulas, la primera será de acción manual, actuada por la palanca selectora que se localizará en el tablero de instrumentos, esta válvula regulará el flujo de

los gases de acuerdo a los requisitos de refrigeración. La segunda válvula controla el flujo de los gases de acuerdo a las revoluciones del motor y es tará accionada por el acelerador. Las válvulas pueden representarse es-- quemáticamente en la siguiente figura.



CAPITULO VII

Conclusiones

Consideramos que este trabajo brinda una completa información de las unidades de refrigeración por absorción que usan aire para su enfriamiento. Sin embargo creemos que no se ha agotado el tema para la investigación, al experimentar con la construcción de este sistema, que puede lograr cualquier persona interesada en el tema.

El diseño de cada uno de los cambiadores de calor que forman el sistema, están basados en una gran cantidad de cálculos con diferentes arreglos de tubos y de aletas (en algunos casos). Tuvimos problemas debido a la falta de literatura sobre este tipo de sistemas de refrigeración, pues nos hacían falta datos para las propiedades de las soluciones acuosas de bromuro de litio, pero gracias a los consejos de algunos Ingenieros Químicos logramos resolver dichos problemas. Se nos presentó también un problema que puede considerarse dentro del campo de la Ingeniería Química, que son el diseño del absorbedor y generador; a los cuales les buscamos una solución lógica que nos permitiera seguir adelante.

El control se trato de la forma mas sencilla posible, en primer lugar por la cuestión económica, ya que, un riguroso control del sistema aumentaría bastante el costo de la unidad refrigerante, en segundo lugar porque su optimización caería en el campo de la ingeniería de control.

Nos esforzamos por dar una idea clara para el diseño de estos --- equipos, sin embargo consideramos que hay personas que podrían enriquecer nuestro trabajo, dando mejores soluciones a los problemas de diseño planteados, al ir avanzando la ciencia.

Hubiéramos deseado realizar su construcción, experimentación y al mismo tiempo su optimización, para hacer comparaciones con el sistema de compresión existente, pero no está al alcance nuestro por la cuestión económica y por el tiempo que emplearíamos en tal objetivo.

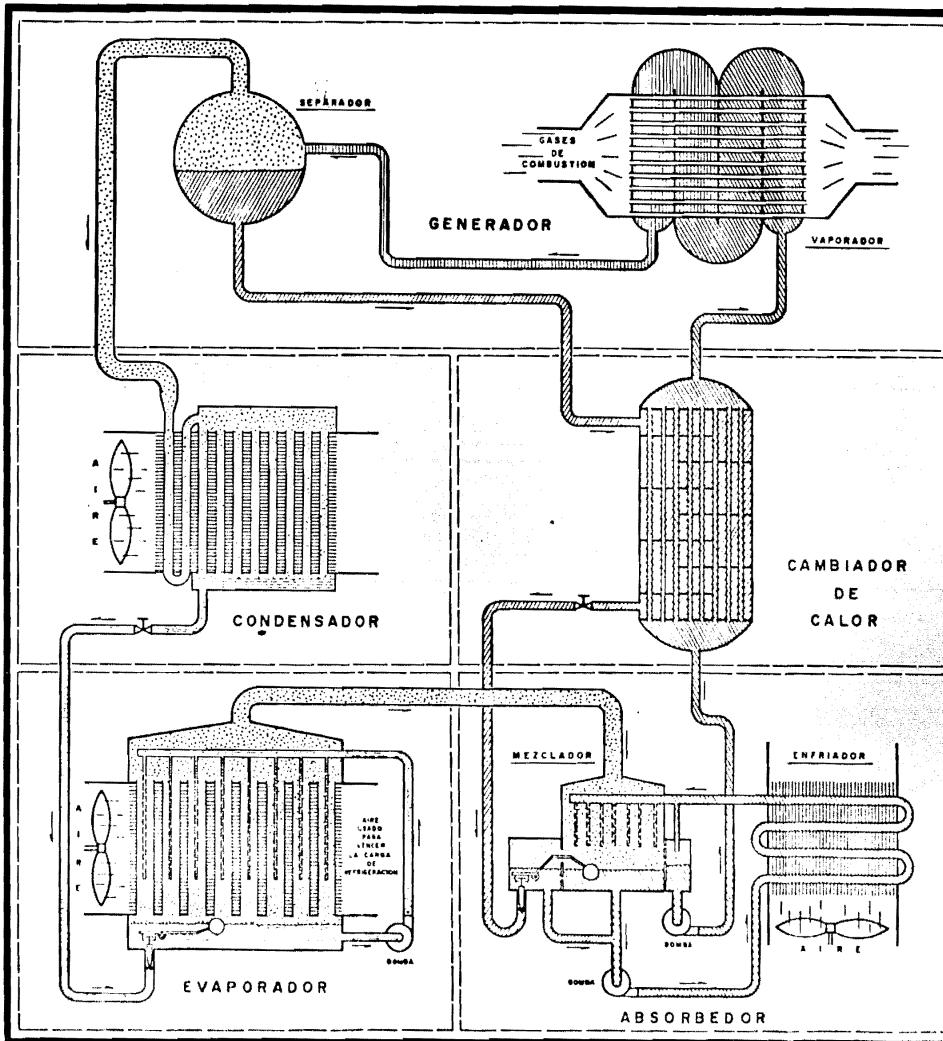
Deseamos hacer resaltar la versatilidad que tienen los equipos que trabajan con sistemas de absorción para el acondicionamiento de aire en los lugares en que se disponga de algún medio de calentamiento económico, además de que el sistema de absorción tiene menor desgaste y mantenimiento, opera a presiones de evaporación reducidas con una pequeña disminución del rendimiento de refrigeración, además algún líquido remanente en el evaporador no causa dificultades.

Con respecto al mantenimiento de estos equipos de refrigeración, se deberán mantener limpios todos los cambiadores de calor principalmente el evaporador, que más rápidamente sufre incrustaciones de suciedad, detectar y controlar fugas del equipo.

Para concluir este trabajo es necesario hacer resaltar que no es el final de la obra, sino que por el contrario ésta puede ser el principio de -

una serie de trabajos que podrían aportar más información sobre éste tipo de equipos de refrigeración.

Incluimos un diagrama de bloque en el cual se muestran todos los elementos y sus flujos para mejor comprensión del mismo.



SIMBOLOGIA	
	SOLUCION CONCENTRADA DE BxU.
	SOLUCION DEBIL DE BxU.
	AGUA (REFREGERANTES)
	VAPOR DE AGUA
	MEZCLA DE SOLUCION CONCENTRADA DE BxU Y VAPOR DE AGUA

DIAGRAMA DE FLUJO	
	SISTEMA DE REGENERACION POR ABSORCION DE BxU QUE USA LOS GASES DEL ESCAPE COMO MEDIO DE CALENTAMIENTO Y EL AGUA ATMOSFERICA COMO MEDIO DE ENFRIAMIENTO.
JAVIER HERRERA RODRIGUEZ NECTOR JURADO ESCAMILLA	UNAM. FACULTAD DE INGENIERIA
	JUNIO DE 1975

BIBLIOGRAFIA

- 1). - Fraas and Ozisik: Heat Exchanger Design. John Wiley and Sons, 1965.
- 2). - Hernández Gorñbar, Eduardo: Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración. Editorial Limusa, primera reimpression, 1975.
- 3). - Jennings and Lewis: Aire Acondicionado y refrigeración. Compañía Editorial Continental S. A. Segunda impresión, 1971.
- 4). - Mc Adams: Transmisión de calor. Editorial Mc Graw Hill. Book - Company Inc. Tercera edición, 1964.
- 5). - Perry and Chilton: Handbook of Engineers Chemical. Mc. Graw -- Hill Book Company Inc. Fifth Edition.
- 6). - Q. Kern, Donald: Procesos de Transferencia de calor. Compañía- Editorial Continental S. A. Tercera Impresión, 1970.
- 7). - Severns, Degler y Miles: Energía mediante vapor, aire o gas. Edi torial Reverté. S. A. 1974.
- 8). - Stoecker, W. F.: Refrigeración y Acondicionamiento de Aire. -- Mc Graw Hill Book Company Inc. 1965.
- 9). - Threlked, James L. : Ingeniería del Ambito Termico. Editorial - Prentice/Hall Internacional, 1973.
- (10). - Tricomí, Ernes: A B C del Aire Acondicionado. Boixareu Editores Marcombo, 1973.

REVISTAS

- 1). - Ashrae Journal; Agosto 1966.
- 2). - Ashrae Journal; Septiembre 1961.
- 3). - Ashrae Journal; Agosto 1960.
- 4). - Ashrae Journal; Septiembre 1960.
- 5). - Ashrae Journal; Diciembre 1959.
- 6). - Ashrae Journal; Abril 1960.
- 7). - Ashrae Journal; Julio 1969.
- 8). - Ashrae Journal; Septiembre 1971.
- 9). - Research Refrigerating Engineerin; Mayo 1965.
- 10). - Johnson Service Company, Milwaukee, Wis. Engineering report No. 669.
- 11). - Ashrae; Guide and Data book, 1964, 1965, 1967, 1969. Además los libros:
- 12). - Boyce H. Dwiggin: Automotive air conditioning. Delmar publishers Incorporated, 1967.
- 13). - Peler Valet: Carburación al día para automovilistas y mecanicos. Editorial Pex México, S. A.