



24

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**DISEÑO TERMICO DE PLANTAS
DESALADORAS DE AGUA DE
MAR POR EL PROCESO DE
EVAPORACION, EMPLEANDO
GASES DE COMBUSTION**

TESIS MANCOMUNADA

Que para obtener el título de

INGENIERO QUIMICO

presentan

ROSANA DIAZ REAL

MA. DEL PILAR ROMERO CASTELAZO

México D.F.

1987.



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 está 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

	Introducción	.. 5
1	Procesos de Desalación de Agua de Mar	.. 9
1.1	Requerimientos de agua	.. 9
1.2	Composición del agua de mar	.. 12
1.3	Clasificación de los Procesos de Desalación	.. 13
1.3.1	Destilación	.. 14
	A. Destilación Simple efecto	.. 16
	B. Destilación Multiefecto	.. 18
	C. Destilación Instantánea	.. 19
	D. Destilación por Compresión de Vapor	.. 24
1.3.2	Procesos de Membrana	.. 27
	A. Osmosis Inversa	.. 27
	B. Ultrafiltración	.. 29
1.3.3	Procesos de Congelación	.. 30
1.3.4	Electrodialisis	.. 31
1.3.5	Extracción líquido- líquido	.. 34
1.4	Consideraciones termodinámicas	.. 35
1.5	Requerimientos Energéticos	.. 38
1.6	Deposición de Sólidos	.. 52
1.7	Influencia de la Desalación sobre el ecosistema marino.	.. 59
2	Descripción del Proceso	.. 63
2.1	Diagrama de flujo de Proceso y sus partes.	.. 64
2.2	Componentes del Proceso	.. 67

2.2.1	Condensador	.. 67
	A. Tipos de Condensación	.. 67
	B. Incondensables	.. 68
2.2.2	Evaporador	.. 71
	A. Curva de Ebullición	.. 73
	B. Elevación del punto ebullición	.. 80
2.2.3	Espacio Vapor - Malla Separadora	.. 81
2.2.4	Sistema de Vacío	.. 88
2.2.5	Suministro de Energía	.. 93
	A. Tubos Térmicos	.. 95
	B. Aplicaciones	.. 100
	C. Tubos Térmicos promovidos por capilaridad	.. 103
	D. Límites de operación	.. 106
	E. Capilares	.. 112
3	Metodología del diseño térmico	.. 115
3.1	Balances de materia, energía y potenciales térmicos	.. 116
3.1.1	Diagrama de Balance de materia del proceso	.. 116
3.1.2	Balances de Calor en la desaladora	.. 117
3.1.3	Potenciales térmicos en la desaladora	.. 119
3.1.4	Potenciales térmicos en el recuperador	.. 123
3.2	Criterios de diseño	.. 125
3.2.1	Condensador	.. 125
	A. Evaluación térmica	.. 125
	B. Evaluación hidráulica	.. 129
	C. Carga de incondensables	.. 137

3.2.2	Evaporador	.. 139
	A. Evaluación térmica	.. 139
	B. Evaluación hidráulica	.. 147
	C. Evaluación térmica e hidráulica interna	.. 148
3.2.3	Espacio Vapor / Malla Separadora	.. 151
3.2.4	Sistema de Vacío	.. 158
3.2.5	Recuperador de Calor	.. 164
	A. Diseño sección evaporación	.. 164
	B. Diseño sección condensación	.. 176
	C. Otros parámetros	.. 178
	D. Diseño interno de los tubos	.. 181
3.3	Materiales	.. 201
3.3.1	Selección de materiales para desaladoras	.. 201
3.3.2	Fluidos y materiales para tubos térmicos	.. 205
	A. Fluidos de trabajo	.. 205
	B. Compatibilidad de materiales	.. 208
3.4	Inventario fluido de trabajo	.. 213
4	Modulación	.. 216
4.1	Condiciones de operación de la desaladora	.. 216
4.2	Condiciones de operación del recuperador de calor	.. 219
	A. Desaladora	.. 222
	B. Recuperador de calor	.. 234
5	Conclusiones y recomendaciones	.. 242
6	Apéndices	.. 248

	Diagrama de bloques general	.. 249
	Diagrama de flujo de desaladora	.. 250
	Diagrama de flujo de recuperador	.. 271
	Nomenclatura capitulo uno	.. 293
	Nomenclatura de desaladora	.. 294
	Indices	.. 309
	Nomenclatura de recuperador	.. 310
	Anexo de nomenclatura	.. 320
	Cuadro A-1: propiedades termofisicas	.. 322
	Ap. A-2: fact. incrus. gases combustión	.. 323
	Ap. A-3: fact. incrus. agua y agua de mar	.. 323
	Ap. A-4: temperatura de rocío	.. 324
	Ap. A-5: factor de mérito NL	.. 325
	Ap. A-6: eficiencia de aletas radiales	.. 326
7	Bibliografía	.. 327

INTRODUCCION

El sensible incremento en la demanda de agua para servicios industriales o para consumo humano hace impostergable el desarrollo de sistemas, plantas y equipos que permitan aprovechar los recursos hidrológicos y en particular el correspondiente al agua salada, que constituye el 97.2% del agua de nuestro planeta.

Las expectativas para México son peculiares, tanto por sus condiciones geográficas, como por su índice de crecimiento poblacional. Así por ejemplo, al sur de nuestro país hay una gran abundancia de agua insalobre con serios problemas en el control de los fenómenos meteorológicos. Al noroeste y al noreste la carencia de agua dulce ha propiciado zonas áridas y semiáridas, especialmente en la proximidad de los dos grandes golfos, el de México y el de California. Por lo que toca a la altiplanicie central, que es la zona de concentración de población más acentuada en el país, las montañas y serranías dificultan y encarecen el suministro de agua a algunos lugares de consumo.

Siendo México uno de los países con un litoral marítimo de gran extensión, es conveniente y necesario el desarrollo de tecnología para la desalación del agua de mar a fin de satisfacer esta necesidad vital para la población a mediano y largo plazo.

Por lo que se refiere al consumo industrial, se han identificado diversas necesidades, siendo las más inmediatas

y prioritarias las que se presentan en instalaciones costa afuera, como es el caso de las plataformas marinas de extracción, preparación y transporte de crudo y gas natural o en terminales de exportación de productos químicos, y por supuesto cualquier instalación industrial localizada en zonas cercanas a la costa.

Con las perspectivas anteriores, en la Subdirección de Ingeniería de Proyectos de Plantas Industriales del I.M.P. surgió la necesidad de generar la tecnología para el diseño de plantas desaladoras de agua de mar que, tomando en cuenta la situación económica actual de México, se pudiera fabricar en nuestro país con el máximo de integración nacional. Aunque existe una gran variedad de procesos para desalar el agua de mar, en particular en esta tesis y, de acuerdo con la petición específica de dicha subdirección, se tratará el proceso conocido como evaporación.

Una de las mayores carencias de México es la falta de disponibilidad de tecnología de diseño de bienes de capital. El país cuenta con excelentes ingenieros mecánicos, y con una gran infraestructura para la fabricación de equipos, pero hay escasez de profesionales que conozcan bien la función de los equipos y que a su vez determinen sus dimensiones y características empleando el gran cúmulo de conocimientos de fisicoquímica, termodinámica, química, matemáticas e ingeniería química, ya que la gran mayoría están avocados a otros campos de acción del ingeniero químico. Esto debido entre otras razones, al poco desarrollo tecnológico nacional.

En virtud del tema específico sugerido para tesis, y que ya se han realizado trabajos de titulación en los cuales se incluyen algunos de los sistemas potencialmente utilizables en México, el presente trabajo cubre únicamente un análisis comparativo y una breve descripción de índole general de algunos de los procesos más utilizados en la desalación.

Puesto que la selección entre los distintos procesos ya ha sido realizada con anterioridad en la institución mencionada, no se incluirán estudios económicos ni evaluaciones de costos.

Tomando en cuenta los diversos componentes de una planta desaladora que utiliza el proceso de evaporación, se describen con cierto detalle su funcionamiento, principios de operación y metodologías de diseño. Estos componentes son condensador, evaporador, sistema de vacío, deshumidificador y sistema de recuperación de energía, principalmente.

Los aspectos tecnológicos más relevantes de esta tesis se presentarán en el desarrollo de las metodologías de diseño térmico e hidráulico de los componentes mencionados y la integración mediante programas de computadora que permita la obtención de plantas modulares. Es importante señalar la contribución que esta tesis brinda al tratar con cierta profundidad lo referente al sistema de recuperación de energía empleando tubos térmicos, dispositivos que a pesar de haberse originado en la década de los 60's y su auge a nivel internacional en la década de los 70's, han sido poco estudiados en México.

Por lo que se refiere a la geometría, únicamente se consideran tubos horizontales en el evaporador para facilitar su instalación y mantenimiento, el resto de los detalles geométricos se describen en el texto.

Por último, las capacidades seleccionadas para la modulación tienen el propósito de satisfacer consumos desde 11 m³/día hasta 110 m³/día, de tal manera que si se requieren mayores capacidades, se podrán instalar tantas plantas como sea necesario para satisfacer la demanda, siempre y cuando la capacidad total sea menor a 1000 m³/día. En caso de capacidades mayores, será necesario realizar un estudio técnico - económico para seleccionar el mejor proceso.

CAPITULO UNO

**PROCESOS DE DESALACION
DE AGUA DE MAR**

CAPITULO UNO

PROCESOS DE DESALACION DE AGUA DE MAR

1.1 REQUERIMIENTOS DE AGUA

El agua es el compuesto químico más importante para la vida sobre la tierra. Desde que el hombre empezó a ser sedentario, se estableció en lugares cercanos a fuentes de agua potable.

Las comunidades difieren mucho en caracter y tamaño, pero todas tienen la misma preocupación por hallar, proveerse, tratar y distribuir agua para diferentes propósitos.

Actualmente, aunque la precipitación de agua anual en la superficie de la tierra debiera ser suficiente, la irregular distribución de las lluvias no satisface las necesidades humanas en todas las regiones del mundo.

En algunas zonas áridas las fuentes de agua, aunque inmensas, son salinas, excediendo los límites del agua potable.

No hay homogeneidad en los datos reportados del requerimiento mínimo de agua per capita. Por un lado se afirma que teóricamente el requerimiento mínimo de agua, incluyendo la necesaria para la agricultura y para mantener la vida humana es 1.1 m^3 per capita diarios suponiendo que el hombre puede vivir sólo de pan y agua. Si se suma medio kilogramo de grasa y proteína animal, el requerimiento aumentaría a 9.5 m^3 per capita al día. Otros autores² dan un intervalo de consumo per capita de 100 gal/día (3.8 m^3 /día en los

municipios muy pequeños y de 200 gal/día (.76 m³/día) en sistemas más grandes donde la demanda industrial y comercial es mayor.

El gran aumento de población, el desperdicio en las grandes ciudades y la contaminación de las reservas existentes por drenaje y desecho industrial agravan la situación.

Las zonas en el mundo, que cuentan con más plantas de desalación son: Mar Caribe y Medio Oriente incluyendo ciudades del Golfo Pérsico.

En una aglomeración urbana, la demanda de agua se puede dividir en doméstica, municipal e industrial y para fines de agricultura. No hay estándares bien determinados para la calidad de los distintos tipos de agua.

Los usos residenciales incluyen el lavado, el transporte de desechos, el agua para beber, la preparación de alimentos, el riego de céspedes y jardines, la calefacción y el acondicionamiento de aire, así como la protección contra incendios.

De la cantidad per capita de agua destinada para uso doméstico menos del 1% se consume y, sin embargo, la calidad del agua establecida por las normas de potabilización es obligatoria para todo el abastecimiento.⁴

En Estados Unidos se recomienda que para uso doméstico el agua tenga como límite máximo 500 mg/l de STD y 250 mg/l de cloruros y sulfatos.⁴

El agua para fines industriales tiene una variedad amplia de estándares puesto que depende del fin para el que sea

ocupada: agua de proceso, agua de calentamiento y enfriamiento, agua de limpieza.

El uso del agua depende principalmente de la disponibilidad de los recursos hidráulicos, de las variaciones climáticas y de estaciones, además del costo de agua tratada. En donde el costo o la escasez es un factor prominente, se restringen en primer lugar los usos no esenciales, como el riego de céspedes, ya que los usos esenciales deben atenderse independientemente del costo.

1.2 COMPOSICION DEL AGUA DE MAR

La concentración absoluta de sólidos totales disueltos en el agua de mar es variable dependiendo de la localización. En mar abierto es más uniforme debido a las corrientes marinas; mientras que en las costa es más irregular debido a la evaporación solar y a los efluentes de los ríos.

Alrededor del mundo la concentración varía desde 7 g/Kg de sólidos totales disueltos (STD) en el mar Báltico, hasta 164 g/kg STD en la laguna de Kara Bogaz (Rusia) y por supuesto de 250 g/kg en el Mar Muerto.¹ Sin embargo, los lugares de interés en el presente trabajo son el Océano Pacífico y el Océano Atlántico; donde el agua tiene una concentración entre 33 y 36 g/kg STD. La concentración normal estandar² considerada para fines de diseño es de 34.483 g/kg.

CUADRO 1.1 : COMPOSICION IONICA DEL AGUA DE MAR³

iones	abundancia ppm.
cloruros	18,979.9
sodio	10,556.1
sulfatos	2,648.6
magnesio	1,272.0
calcio	400.1
potasio	380.0
bicarbonatos	139.7
bromuros	64.6
H ₂ BO ₃	26.0
estroncio	13.3
fluoruros	1.3
otros	1.4
sólidos totales disueltos	34483.0

1.3 CLASIFICACION DE LOS PROCESOS DE DESALACION

CUADRO 1.2 : CLASIFICACION *

Componente separado de la solución	Proceso general	Proceso específico	
Agua	Destilación	Evaporación por etapas	
		Evaporación instantánea	
		Compresión de vapor	
		Evaporación solar	
	Membrana	Osmosis Inversa	
		Ultrafiltración	
	Cristalización	Congelación	
		Formación de hidratos	
	Sal	Procesos Iónicos	Intercambio iónico
			Electrodialisis
Osmosis iónica			
Piezodialisis			
Electroquímica			
Sistemas biológicos			
Otros	Extracción liq.-liq.		

Varios métodos han sido propuestos desde la antigüedad para desalar soluciones salinas, pero sólo algunos han sido desarrollados de tal manera que puedan ser usados como procesos económicos y comerciales.

Las técnicas de desalación pueden ser divididas en dos grandes ramas:¹

A. Procesos que separan agua de la solución.

B. Procesos que separan sal de la solución.

La clasificación se muestra en la página anterior y sus respectivas descripciones a continuación.

El alcance de esta tesis no incluye la descripción de los procesos de desalación menos utilizados y/o menos estudiados como son evaporación solar, formación de hidratos, intercambio iónico, ósmosis iónica, piezodiálisis, electroquímica y sistemas biológicos.

1.3.1 Proceso de Destilación.

Es el proceso más común y por lo tanto el más desarrollado, se aplica para diversas capacidades y tipos de evaporadores; sobretodo a gran escala.

Además, la destilación tiene la ventaja de poder utilizar el calor de desecho de plantas de potencia convencionales, por lo que son preferidas cuando pueden ser satélites de una planta de potencia.*

La separación se lleva a cabo por cambio de fase del agua.

Al evaporar soluciones acuosas salinas, los constituyentes

sólidos son prácticamente no volátiles, en el rango de temperaturas y presión de trabajo, por lo que únicamente se vaporiza el agua. Así, en la salmuera residual es donde se obtiene una concentración elevada de sólidos disueltos.

En desalación se da énfasis a la condensación de los vapores excepto en algunos casos en donde se requieren tanto el agua como las sales disueltas.

El proceso se lleva a cabo en evaporadores, suministrando a la solución cuando menos el calor latente de evaporación correspondiente.

Cuando el vapor se condensa, éste cede el calor latente, que puede ser usado para precalentar el agua de mar.

En un sistema evaporativo el calor suministrado se distribuye en el producto destilado y la salmuera de desecho.

Debido a las propiedades termodinámicas, en todos los procesos de destilación el porcentaje de agua evaporada respecto al agua de mar que se circula es mayor a medida que crece la diferencia entre la temperatura máxima y mínima de la solución salina. Ya que la temperatura mínima está definida por la temperatura de alimentación, un aumento en la diferencia de temperatura sólo puede obtenerse incrementando la temperatura máxima inicial del agua salada alimentada.

Las limitaciones debidas a la presencia de fenómenos como la incrustación y la corrosión, que se vuelven importantes a altas temperaturas, definen una temperatura máxima permisible para cada proceso de destilación. La temperatura máxima únicamente puede incrementarse mediante un pretratamiento

adecuado del agua de mar. Por tanto, lo económico de un proceso puede verse afectado por el uso de aditivos químicos en el pretratamiento, disminución del funcionamiento debido a las incrustaciones, mayores costos de mantenimiento a causa de la corrosión y/o un incremento en las cargas fijadas y por el probable uso de materiales de construcción caros.

La incrustación y la corrosión del equipo se deben en gran parte al oxígeno disuelto en el agua de mar. Por ello, antes de desalar, la cantidad de O_2 debe bajarse de 7-8 ppm hasta menos de 10 ppb.²

Al utilizar este tipo de procesos la prevención de la incrustación y la corrosión es tecnológicamente esencial.

El agua obtenida es de alta pureza pero requiere gran cantidad de energía para su producción.

A. DESTILACION SIMPLE EFECTO:

La destilación por efectos puede ser simple o multiefecto. El concepto más simple de diseño de un destilador, es la ebullición de agua de mar en un recipiente, cuyos vapores condensen en el intercambiador de calor donde se precalentó el agua de mar. Esto se puede apreciar en el siguiente diagrama:

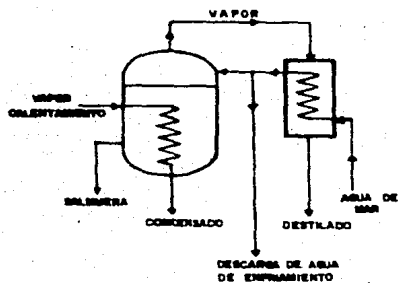


FIG. 1.1: EVAPORACION SIMPLE EFECTO.

En un evaporador de simple efecto, el consumo de energía térmica es alto, dado que el calor transferido por la superficie de evaporación se pierde en la salmuera descargada y en la superficie de condensación, excepto la parte que se recupera en el precalentamiento del agua de mar.

El requerimiento energético para desalar en un proceso de destilación simple efecto está determinado por el calor consumido para alcanzar la saturación y por el consumido en el cambio de fase líquida a vapor, se calculan con el balance de energía.

En una planta de destilación simple efecto, el vapor de calentamiento condensado se regresa a la caldera y el destilado será el producto final. La gran cantidad de energía consumida en este proceso hace necesario que se recircule el calor de condensación y se recupere el calor sensible del destilado para mantenerlo en un nivel económico.

B. DESTILACION MULTIPLE EFECTO. 1. 2. 10

Es un proceso con varios evaporadores para concentrar la solución, conectados en serie. Sólo el primer efecto usa vapor de caldera para calentamiento, el segundo y subsiguientes utilizan el vapor producido por los efectos anteriores.

Teóricamente, en la destilación simple efecto se produce 1 kg. de destilado por cada kg. de vapor consumido y la relación de funcionamiento de la planta es 1. Aunque de hecho, sin considerar el precalentamiento de la alimentación, una gran parte de la entalpia de los vapores en el evaporador de simple efecto se pierde en el condensador.

Se puede obtener una mejor recuperación de calor si el calor liberado por el vapor que condensa no se lleva al condensador sino que se utiliza para calentar la salmuera de un segundo evaporador y así sucesivamente.

A fin de mantener la diferencia de temperatura para la transferencia de calor entre el vapor de un efecto y el líquido en ebullición del siguiente efecto, la presión en cada evaporador subsecuente debe ser menor que la de su predecesor.

La salmuera de desecho lleva consigo una cantidad considerable de calor, lo que reduce la vaporización que se realiza en los efectos siguientes. Debido en parte a este calor que escapa del sistema existe un límite en el número de efectos que se puede justificar.

También en teoría, 1 kg. adicional de destilado se obtiene en cada efecto consecutivo para el mismo kg. de vapor de calentamiento inicial que entra al primer efecto y la reacción de funcionamiento será igual al número de etapas en operación. De cualquier forma esto no se cumple en la práctica, pues parte del calor de condensación a recuperar se pierde hacia la atmósfera.

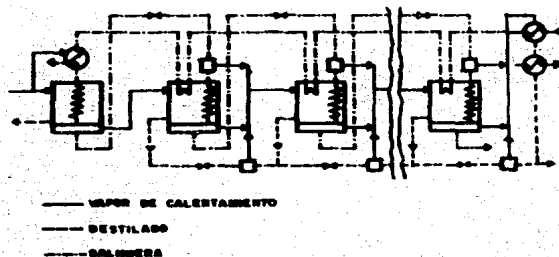


FIG. 1.2: EVAPORACION MULTIEFECTO.

C. DESTILACION INSTANTANEA:

Cuando se calienta agua salina o de mar a una temperatura ligeramente menor que su punto de ebullición a una presión dada y se introduce en una cámara donde la presión es suficientemente menor, ocurrirá una ebullición violenta, ya que una parte del agua se evaporará a fin de alcanzar el equilibrio líquido-vapor a la presión del sistema, es decir, hay una expansión adiabática. Esta evaporación disminuye la

temperatura de la salmuera restante. El líquido pasa entonces a otra cámara cuya presión es aún más baja que la primera, donde se vuelve a separar instantáneamente y así sucesivamente en las demás cámaras.

El proceso de destilación instantánea como se aplica en las grandes desaladoras de agua de mar consta de tres secciones:

- Sección de alimentación de calor, es el calentador de salmuera, donde se condensa el vapor de calentamiento primario.
- Sección de recuperación de calor, donde el calor de evaporación se recupera en el condensador de las diversas etapas.
- Sección de rechazo de calor, que mantiene el proceso termodinámico reduciendo la temperatura y la presión, considerando las últimas etapas de la planta.

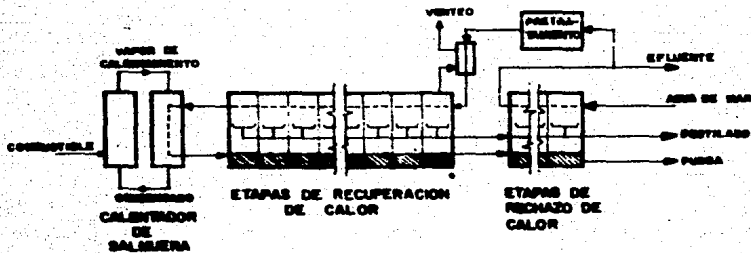


FIG. 13: EVAPORACION INSTANTANEA MULTIEPTA DE UN PASO (DIME).

El principio de operación de la destilación instantánea multietapa (DIME) es el siguiente: el agua de mar fría se

bombea a la entrada de los tubos del condensador de la sección de rechazo de calor, el agua se calienta a medida que fluye por los tubos del condensador y una parte de ésta se regresa al mar, después de haber servido como medio de enfriamiento únicamente. El resto es tratada químicamente para prevenir la incrustación y depósitos sobre las superficies de intercambio de calor. Fluye al equipo de descarbonatación para que se remueva el CO_2 y al desaireador para disminuir el aire disuelto. El agua tratada fluye por los tubos de toda la sección de recuperación de calor. Después, ingresa al calentador donde alcanza la temperatura máxima permisible establecida por el tratamiento químico empleado. Sale del calentador y pasa a través de la válvula de control, que mantiene la presión requerida para evitar la ebullición. El agua caliente es entonces bombeada a la primera cámara de separación instantánea que es la más caliente. Una porción del agua se evapora instantáneamente, pasa a través de una malla separadora y condensa sobre los tubos del condensador de la sección de recuperación de calor. La cantidad de agua evaporada y la presión de saturación de la salmuera en cada etapa está determinada por la rapidez de condensación.

A medida que el agua se evapora, se enfría y pasa a través de dispositivos de control a la siguiente etapa de menor presión. El proceso de evaporación instantánea continúa hasta que alcanza la última y más fría etapa de la sección de rechazo. La cantidad de agua evaporada en cada etapa es

proporcional a la entalpia del liquido o a la diferencia de temperatura entre el agua salada y el vapor. El destilado producido por la condensación del vapor en las diversas etapas es colectado en charolas y bombeado para su almacenamiento y/o enfriamiento.

El hecho de que la salmuera de la última etapa de la sección de rechazo de calor se descargue al mar en un circuito abierto, es decir, en un solo paso a través del sistema o proceso simple efecto múltiple etapa, implica la circulación de grandes cantidades de agua de mar que requieren costos elevados de tratamiento y también un número alto de etapas.

La DIME con recirculación parcial de salmuera abate la cantidad de agua manejada por el proceso de un solo efecto, reduciendo significativamente los costos de pretratamiento. Una vez que se deja la sección de desecho de calor, parte de la salmuera concentrada se descarga para mantener la concentración a un nivel adecuado.

Sólo una porción del agua de mar alimentada inicialmente en la sección de rechazo de calor es tratada y desgasificada para mezclarse con la salmuera que se regresa al haz de tubos de la sección de recuperación de calor. Este diseño tiene la desventaja de que la concentración de salmuera es mucho mayor que la del agua normal de mar en las etapas más calientes, lo cual restringe la temperatura máxima de operación.

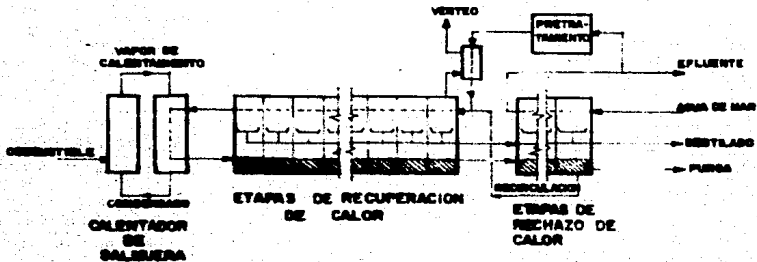


FIG. 1.4: EVAPORACION SIMULTANEA MULTIEFECTO CON RECIRCULACION DE SALMUERA.

La rapidez de flujo de la salmuera se mantiene en cada corriente de recirculación por medio de bombeo.

Se puede lograr que la menor concentración de sal se encuentre en el punto de más alta temperatura si se incluye más de una corriente de recirculación. En este diseño, cada grupo de etapas tiene su propia corriente de recirculación o efecto que puede controlarse por separado. Esto hace posible elegir el nivel de concentración en cada efecto, y arreglar el número de etapas de tal modo que se tengan más etapas a más altos intervalos de temperatura.

Una desventaja del sistema es la potencia adicional requerida para bombear y mantener las corrientes de recirculación, en comparación con el sistema de un solo paso.

El número de etapas puede ser incrementado mientras las etapas adicionales se justifiquen económicamente.

D. DESTILACION POR COMPRESION DE VAPOR¹. 7. 14

En la destilación por compresión de vapor o teraocompresión, la solución salina, en este caso agua de mar, hierve a 1 psig aproximadamente en el interior o exterior de un banco de tubos.

El vapor generado pasa a través de un separador de niebla y después por un compresor donde se comprime a alta presión; la energía suministrada da como resultado un aumento de temperatura. Con un aumento suficiente en la presión y la temperatura, el vapor comprimido puede ser usado como fuente de calentamiento para evaporar la misma solución introduciendolo en el evaporador en el lado correspondiente.

El vapor, que condensa a alta temperatura, es drenado por la bomba de destilado y se bombea a través de un cambiador de tres corrientes tipo placas o de un equipo convencional.

La salmuera que fué concentrada es descargada y bombeada a través del mismo cambiador o directamente al mar.

En el caso del cambiador de tres corrientes el destilado y la salmuera son enfriados mientras se precalienta el agua de alimentación a la desaladora. Este cambiador de calor ayuda a minimizar el consumo de energía en el sistema.

El análisis económico muestra que condiciones óptimas favorecen una alta eficiencia termodinámica para el compresor, el evaporador-condensador y el intercambiador multicorriente. Por ejemplo para un caso en particular se usan sólo 15 BTU de trabajo del compresor para recircular

aproximadamente 1000 BTU de calor latente contenido en los vapores liberados.⁷

El diámetro de los tubos, su longitud y caídas de presión óptimos para este intercambiador diferirán apreciablemente de los valores convencionales. El diseño óptimo depende de varios factores que varían de una localidad a otra.¹

Se requiere una pequeña cantidad de calor de repuesto adicional al de arranque para que la operación sea continua. Esto se debe al calor perdido por radiación y venteo y a cierta parte no recuperada en el intercambiador multicorriente. Este calor de repuesto puede suministrarse por resistencias eléctricas de inmersión, por un serpentín de vapor o por medio de la incorporación de intercambiadores que recuperan el calor desechado por la chaqueta de enfriamiento de motores o por gas de escape cuando se dispone de éste.

Aunque la compresión de vapor cuenta con una serie de ventajas conocidas y potenciales, tales como su simplicidad morfológica, una alta relación de funcionamiento por unidad de superficie de transferencia de calor instalada, baja potencia de bombeo, ausencia de requerimientos de agua de enfriamiento y un costo de capital reducido, el proceso tiene una baja penetración en el mercado de plantas desaladoras. Solamente 1.3% de la capacidad mundial instalada de plantas desaladoras en tierra, con capacidades arriba de 95 m³/día (25 000 gpd) es representado por sistemas de destilación por compresión de vapor. La mayoría de las plantas de compresión de vapor son relativamente pequeñas, con

capacidades abajo de 200 m³/día.¹

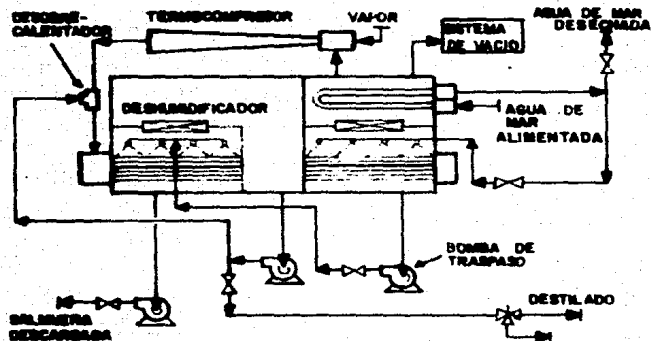


FIG. 15 a TERMOCOMPRESION (TC)

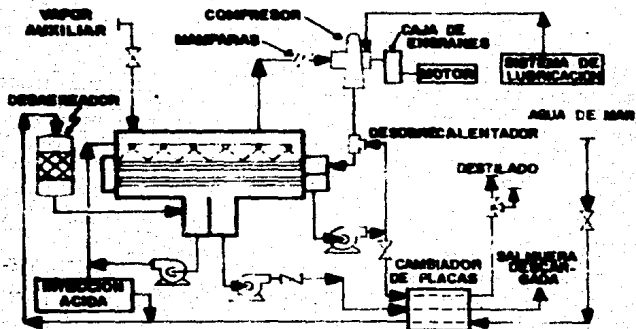


FIG. 15 b COMPRESION MECANICA DE VAPOR (CMV)

1.3.2 PROCESOS DE MEMBRANA

De los procesos de comerciales, los de membrana (ósmosis inversa, ultrafiltración y electrodiálisis) son los que mejor se adaptan para desalación de aguas salobres (1000 - 5000 ppm STD) mientras que los procesos de destilación pueden manejar todos los intervalos de salinidad aún hasta agua de mar con 43000 ppm (4.3%) de materia disuelta.*

A. OSMOSIS INVERSA*.*

Si dos soluciones de diferente concentración o un solvente puro y una solución, se separan por una membrana semipermeable, el solvente fluirá, bajo condiciones normales, del lado menos concentrado al más concentrado a través de la membrana a fin de que la concentración de ambas soluciones se iguale. A este fenómeno se le denomina *Osmosis*.

El flujo osmótico se detiene cuando la solución concentrada alcanza una presión igual a la prevaliente en la solución menos concentrada o solvente.

El equilibrio también puede alcanzarse aplicando una presión externa a la solución concentrada igual a la presión osmótica, es decir, a una presión de equilibrio entre solvente y soluto o dos soluciones.

Un mayor incremento en la presión sobre la solución concentrada, además de la presión osmótica, provoca que el flujo osmótico se invierta. El solvente puro pasa de la

solución concentrada, a través de la membrana, hacia el compartimiento del solvente, de manera inversa al proceso natural. A este fenómeno se denomina *Osmosis Inversa* (OI).

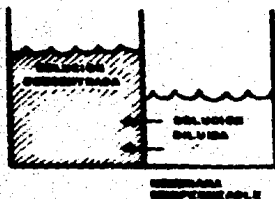


FIG. 1.6: OSMOSIS.

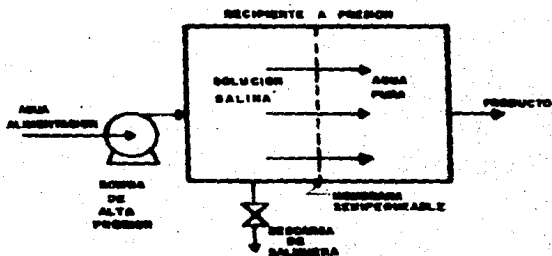


FIG. 1.7: OSMOSIS INVERSA.

La OI es análoga a la filtración pues ambas remueven sustancias presentes en el líquido. Como la materia removida por la OI se encuentra en solución, el proceso algunas veces se denomina *Hiperfiltración*, lo cual indica su relación con un proceso de filtración a presión elevada, típicamente 50 kg/cm^2 . Además, las membranas usadas son de alta selectividad respecto a solutos de bajo peso molecular.

Algunas características de la ósmosis inversa son:

- no hay cambio de fase.
- remueve materia disuelta tanto iónica como no iónica.
- elimina los problemas de deposición.
- remueve materia orgánica.
- se puede producir agua potable de proceso o para servicios.

- la única energía requerida es la correspondiente a la presión hidráulica necesaria para forzar al disolvente a través de la membrana.
- las membranas semipermeables pueden ser naturales o sintéticas.
- la vida de la membrana está en función de la presión que se aplique y la temperatura de operación.

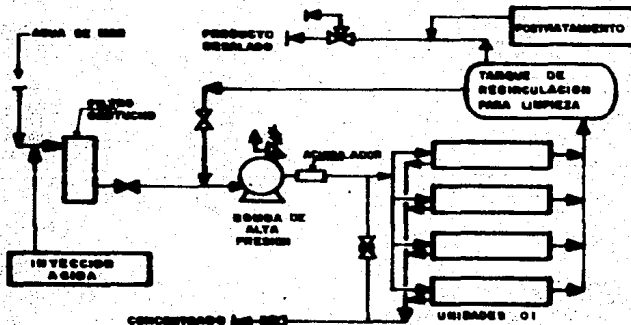


FIG 16 : ÓSMOSIS INVERSA (OI).

B. ULTRAFILTRACION[®]

Es un proceso de membrana a baja presión que permite la separación selectiva de líquidos a nivel molecular.

El líquido presurizado pasa a través de una membrana de ultrafiltración semipermeable. Las sustancias solubles más pequeñas que el tamaño del poro (nivel de permeabilidad) pasan a través de la membrana como filtrado. Las moléculas

más grandes y las macropartículas son retenidas y concentradas como corriente de desecho.

Las ventajas de este proceso son:

- provee alta relación entre producto y espacio ocupado.
- es el proceso de membrana de mas baja presión (100 psi promedio), con los menores requerimientos energéticos.
- dá selectividad en función del peso molecular.
- tiene 90% de recuperación en el producto.
- no presenta cambio de fase.
- fácil de operar, limpiar y el mantenimiento es promedio.

1.3.3 PROCESOS DE CONGELACION*

Todas las variantes del proceso están basadas en el bien conocido fenómeno que presenta una solución salina al alcanzar su temperatura de congelación, la formación de cristales de hielo de agua pura.

El calor latente de transición a fase sólida sólo es de 143.5 BTU/h (79.7 kcal/kg) contra 969.9 BTU/h (538.8 kcal/kg) de calor de vaporización a presión atmosférica.

La operación a baja temperatura minimiza los problemas de depósito y corrosión.

El consumo de energía en este proceso está prácticamente limitado a requerimientos mecánicos y pérdidas de energía asociadas con la diferencia de temperatura entre la alimentación y el producto.

La mayor desventaja de este proceso es la necesidad de lavar los cristales de agua de la salmuera adherida y que se opera con consumos inevitables del agua producto.

En la congelación directa, por ejemplo, el agua salina preenfriada se introduce en una cámara a baja presión. Una porción del agua se evapora reduciendo la temperatura de la salmuera restante, abajo del punto de congelación y cerca de la mitad del agua se congela.

El resultado de esta operación se lleva a una columna de separación donde los cristales flotan formando una cama porosa de hielo. Esta se lava con agua fresca obtenida del mismo proceso. Después, el hielo se separa mecánicamente, para luego llevarlo a un tanque donde se funde.

1.3.4 ELECTRODIALISIS² *

Es el transporte de iones a través de membranas selectivas como resultado de una fuerza motriz eléctrica.

Junto con la destilación, es de los procesos que más tiempo tiene de desarrollado y es líder en la desalación de aguas salobres; en algunas circunstancias puede usarse con agua de mar, por ejemplo en barcos ya que es un equipo muy compacto.

Para el proceso de electrodiálisis (ED), se requiere de membranas semipermeables con propiedades de intercambio de anión y catión, que son apiladas en forma alternada en una prensa con pasillos angostos de agua entre ellas. Por ello, se requieren por lo menos tres compartimientos.

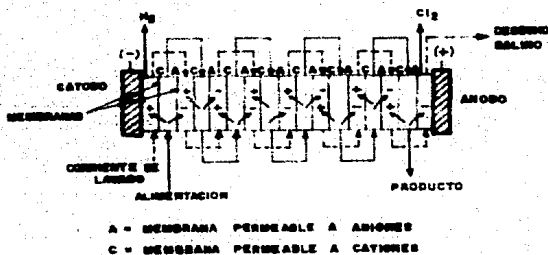


FIG. 18: ELECTRODIALISIS.

Las celdas multicompartimiento de ED son generalmente llamadas *pilas de electrodiálisis*.

El principio de operación es el siguiente. El agua salina alimentada es bombeada a través de los compartimientos de la pila de membranas y cuando se aplica un potencial de corriente directa a los electrodos, colocados en los extremos del sistema, los cationes pasan fácilmente a través de la membrana permeable a cationes y se detienen cuando encuentran una membrana permeable a aniones. Algo similar sucede con los aniones.

La colocación alterna de las membranas genera concentración y dilución en los diferentes compartimientos del apilamiento. Así, dos corrientes de agua se extraen de las pilas de ED: una con baja concentración de iones, que es el producto deseado, y otra con alta concentración de sales, que es la salmuera de desecho.

La velocidad de flujo a través de estos compartimientos pequeños o canales, el número de pilas empleadas y la magnitud de la fuerza impulsora o de la corriente eléctrica aplicada determinan la cantidad de sal (cationes más aniones) removidos del agua.

Para reducir a un mínimo los requerimientos de corriente, se procura que estos canales sean lo más estrechos posible. A medida que la concentración de sal disminuye en los pasillos del agua producto, disminuye su conductividad eléctrica y aumenta la energía eléctrica necesaria para remover la sal restante. Si se aplica una corriente demasiado grande se producirá cierta electrolisis (formación de H_2 y O_2) y se reducirá la eficiencia global.

La polarización de la concentración es un factor que limita la separación por membrana pues provoca el desarrollo de un potencial de membrana que se opone al potencial aplicado. Este efecto, aunado a la separación de agua, aumenta la tendencia a la formación de incrustaciones a medida que la concentración de calcio en los canales de salmuera excede la solubilidad del $CaCO_3$, del $CaSO_4$ y del $Mg(OH)_2$ entre otros. Las mejoras en los diseños de las membranas y de los apilamientos han ayudado a reducir a un mínimo los efectos de la polarización.

Si el agua de alimentación tiene baja salinidad, es posible obtener agua aceptablemente potable en un solo paso por la pila de ED. Si por el contrario, la salinidad es alta, este proceso no es práctico.

Algunos estudios han demostrado que la ED es económica si se utiliza como último paso en una planta de destilación instantánea multietapa, pues el agua de desecho (salmuera) sale caliente y al alimentarse al sistema de ED requiere menor potencial para llevar a cabo el proceso y por lo tanto el consumo de energía es menor.

1.3.5 EXTRACCION LIQUIDO LIQUIDO*

El proceso consiste en poner en contacto agua salina con un solvente orgánico para producir un refinado más concentrado y un extracto constituido por el agua de menor salinidad. Después se separan por medio de calentamiento.

El solvente se recircula y tanto al producto como al refinado se les absorbe el solvente residual.

El solvente debe disolver al agua cuando entra en contacto con agua salina y cambia drásticamente la solubilidad de acuerdo con el cambio de temperatura, pero se minimiza la disolución de la sal. Por ejemplo, la trietilamina disuelve al agua en 30% a 20°C y en 2.5% a 50°C.

La alta selectividad de los hidrocarburos respecto al agua sobre la sal, hace necesario el uso de más de una etapa de extracción del agua de mar. Se puede obtener agua hasta con 120 mg/l STD.

Este proceso tiene la ventaja de que la temperatura de operación está cercana a la ambiental y se utiliza poca energía de calentamiento.

1.4 CONSIDERACIONES TERMODINAMICAS*

Para cualquier proceso, independientemente del mecanismo seguido, el trabajo isotérmico reversible es:

$$-W = \Delta H - T \Delta S = \Delta F \quad \dots(1.1)$$

En forma diferencial:

$$\frac{dW}{dm} = \Delta F = RT \ln a_m \quad \dots(1.2)$$

Tomando como estado de referencia el agua pura y considerando gas ideal para presiones de vapor bajas, el trabajo para un proceso reversible es:

$$-W = \int_{m_1}^{m_2} RT \ln \frac{P_2}{P_1} dm \quad \dots(1.3)$$

Se puede notar que el trabajo mínimo se obtiene con un rendimiento igual a cero, es decir, cuando no hay producto.

Al inicio del proceso de separación, cuando la concentración de sal es de 35 000 ppa:

$$-W_{min} = 0.79 \text{ kWh} / m^3 \quad \text{a } 25^\circ\text{C}$$

Otra manera de obtenerlo es tomando dos recipientes sin aire, uno con agua de mar y otro con agua fresca, se colocan en un envolvente aislado térmicamente. Se establece el equilibrio en cada recipiente y, ya que a una temperatura dada, la presión de vapor de agua de mar es menor que la del agua

pura, al interconectar ambos recipientes, el vapor del agua pura emigrará naturalmente al recipiente con agua de mar. Para provocar el proceso reversible, se necesita una bomba o un compresor entre los recipientes para incrementar la presión del agua de mar a un valor un poco superior al del recipiente con agua pura.

El trabajo de compresión hecho por esta bomba hipotética en el sistema es:

$$-W = \int_{P_1}^{P_2} V dP = V \Delta P \quad \dots(1.4)$$

Con datos adecuados¹⁰ se puede llegar a un resultado muy similar al anterior, 0.7 kWh/m³ a 25°C.

En el proceso de destilación la concentración se incrementa, lo cual se refleja en que la presión disminuye en función inversa a la salinidad (S). Por ello, el trabajo en la ecuación (1.4) se incrementa directamente con la salinidad.

Las ecuaciones (1.3 y 1.4) se han relacionado con rendimientos igual a cero, lo cual no es una situación real dado que se requeriría bombear una cantidad infinita de agua de mar como alimentación, se trataría entonces, del proceso reversible llevado a cabo en una serie de etapas infinitesimales en completo equilibrio.

Si se considera un proceso ideal con una etapa simple, donde las dos corrientes de salida (el producto, agua pura y la salmuera concentrada) están en equilibrio, el trabajo mínimo estaría dado por:

$$-W = RT \ln P/P_0 \quad \dots(1.5)$$

ecuación que se encuentra representada por la línea punteada.

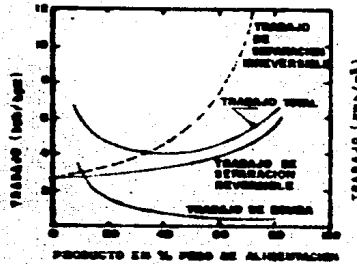


FIG. 10: SEPARACION DE TRABAJO MENOS DE SEPARACION, TRABAJO DE BOMBA Y REQUERIMIENTO TOTAL DE ENERGIA VA RECUPERACION DE AGUA.

Bajo condiciones prácticas¹, el requerimiento mínimo de energía, para los procesos de desalación exclusivamente, es de 3 kW h / m³, sin incluir la energía necesaria para llevar el agua de alimentación al nivel de la planta.

La eficiencia de un proceso real está determinada, entre otros, por los siguientes efectos inevitables que afectan el proceso de separación:

1. Caída de presión debida a la fricción del fluido en las líneas y el equipo.
2. Fricción mecánica en las bombas y/o compresores.
3. Perdidas de calor hacia o desde los alrededores.
4. Diferencias de temperatura finitas entre los fluidos que intercambian calor.
5. Conducción de calor entre los sólidos.

La eficiencia energética en plantas que operan con un 50% de

recuperación es, aproximadamente, 11 a 15%, tomando como base el proceso reversible.

En diversos estudios, se ha concluido que la eficiencia termodinámica de la conversión de agua salina es muy baja y se pueden esperar como máximo eficiencias de 20% en un futuro.*

1.5 REQUERIMIENTOS ENERGETICOS**

El consumo de energía siempre ha sido de primordial importancia para el diseñador de equipo, y no se puede expresar con un simple número, se requiere un análisis más detallado.

Además, por lo general, las condiciones del lugar en donde se va a instalar un proceso tienen efecto considerable sobre la selección última y diseño del mismo. En ocasiones el requerimiento energético proyectado puede duplicarse o triplicarse en función de las condiciones.

Para comparar la energía necesaria entre diferentes procesos es importante expresarla en los mismos términos, es decir, referirla a un mismo tipo de energía. Por supuesto, es indispensable incluir en el estudio todos los requerimientos auxiliares de energía, como la energía eléctrica para el funcionamiento de las bombas de alimentación, de recirculación, si las hay, de desecho o purga, de producto, para la instrumentación, iluminación y control.

Destilación Instantánea Multietapa.

En la actualidad más del 90% de la cantidad total de agua fresca producida a partir de agua de mar, es producida por plantas de evaporación instantánea multietapa.¹²

En este proceso se minimizan los costos y energía necesaria cuando se trabajan capacidades grandes y se combina con una planta de generación de potencia. Pero si la planta desaladora es parte de un complejo industrial que ya cuente con su planta generadora de potencia, el consumo de energía puede aumentar un 50%.

Por otro lado, la habilidad del operador y la disponibilidad o falta de químicos que deben agregarse para tratar el agua, pueden provocar que los requerimientos energéticos también aumenten 50%. Las plantas DIME consumen vapor y una cantidad considerable de energía eléctrica.

Los dos consumidores de energía eléctrica más importantes en una planta DIME son las bombas de alimentación de agua de mar y las bombas de recirculación de salmuera.

Aún si la planta se localiza cerca del océano o a pocos metros sobre el nivel del mar, el consumo de la o las bombas de alimentación es de 48 (.5) a 96.6 BTU/pie³ (1 kW h/m³). La razón principal para estos valores relativamente altos es el hecho de que las plantas DIME requieren flujos de entrada y de recirculación entre 7 y 12 veces el flujo de agua deseada.

El número exacto de veces depende de la temperatura en el

calentador de salmuera que está determinada por el tipo de tratamiento y de la relación agua destilada / medio de calentamiento (A/MC) a la que se diseña la planta. En este caso el medio de calentamiento es vapor.

Algunos consumos típicos de energía eléctrica se muestran en la fig. 1.11.

El consumo de energía eléctrica se incrementa directamente con la relación anterior puesto que a mayor A/MC se requiere mayor número de etapas y tubos más largos en el evaporador.

La mayor eficiencia en el uso de vapor se logra cuando se combina una planta DIME con una planta generadora de potencia es decir, en una planta de doble propósito.

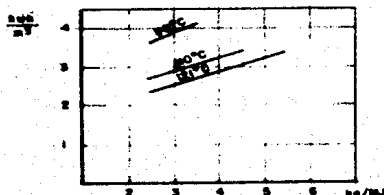


FIG. 1.11: CONSUMO ENERGIA ELECTRICA
CONTRA RELACION A/MC

El calor que normalmente se pierde en el condensador de la planta de potencia, se utiliza ahora en el calentador de agua de mar de la planta DIME. De cualquier forma la temperatura de condensación en un calentador de salmuera es mayor que en un condensador de una planta de generación de potencia únicamente. Como resultado, la planta de potencia combinada

con una planta DIME producirá menos energía eléctrica.

A veces, se construyen plantas de propósito simple, cuando el cliente no quiere o no puede generar potencia y la hay disponible. Este es generalmente el caso de plantas pequeñas.

Destilación por Compresión de Vapor.

Las condiciones del lugar pueden provocar que una unidad de Compresión de Vapor completamente eléctrica, requiera el doble de energía que una unidad similar pero operada por motor diesel.

Si, aparte de desalar, los motores diesel se usan para generar potencia eléctrica, el consumo de energía quedará entre los dos casos anteriores.

Las eficiencias de desaladoras que operan con máquinas diesel varían entre 29% para unidades pequeñas (10 m³/ día) hasta 34% para capacidades de 200 m³ / día.

Se puede mejorar la eficiencia si se utiliza calor de desecho de las máquinas diesel para generar vapor de baja presión y compensar así las pérdidas en la unidad de Compresión por Vapor.

En algunos lugares se requieren tanto agua como energía eléctrica, ahí puede elegirse una unidad de Compresión de Vapor operada simultáneamente con un generador diesel y un motor eléctrico.

Cuando se tiene como primer término la disponibilidad, seguridad y la disminución del mantenimiento de las máquinas diesel, se instala todo el equipo eléctrico, el cual consume

mucho más energía, es decir, dos a tres veces la utilizada por una unidad operada directamente por máquinas diesel.

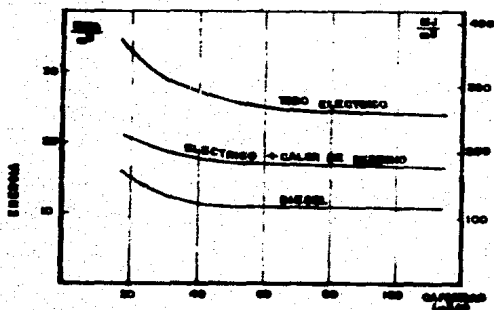


FIG. 1.12: CONSUMO DE ENERGIA EN PLANTAS VC.

Osmosis Inversa.

Los requerimientos energéticos en este caso son muy sensibles a la concentración y a la temperatura del agua de mar o salobra, aunque son los más bajos relativamente.

Una alta concentración de sal en el agua de mar no permite recuperar más del 40% si la calidad del agua debe permanecer a 500 mg/l o menos.

Debido a la gran cantidad de salmuera con alta presión que se descarga de una planta de OI (60% o más), un sistema de recuperación de energía eficiente puede reducir los requerimientos energéticos totales.

Si se opera a la presión más alta permisible, se producirán los menores requerimientos energéticos.

Aunque a altas presiones se requiere más energía para presurizar el agua de alimentación, será posible una mayor relación de agua recuperada, logrando un menor consumo de energía global por metro cúbico de producto.

El agua de mar en los golfos tiene un flujo restringido de entrada y salida al mar abierto, por lo que tiende a estar más concentrada y más caliente que la del mar abierto.

A concentraciones más elevadas, la relación de recuperación de agua debe disminuirse para mantener la calidad del producto en 500 mg/l o menos. Además, con una temperatura correspondiente más alta, la máxima presión de operación debe reducirse para prevenir la compactación de las membranas de separación.

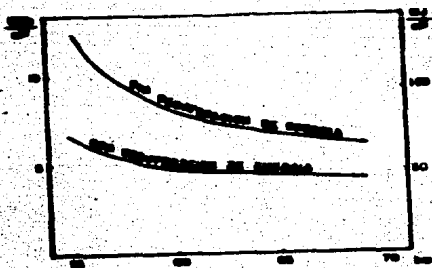


FIG. 13 : CONSUMO DE ENERGIA CONTRA PRESION DE OPERACION.

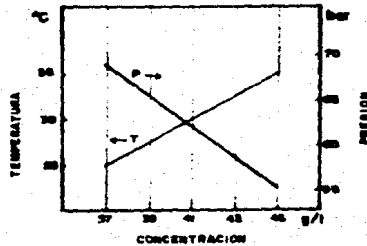


FIG. 1.14 : TEMPERATURA Y PRESION EN OSMOSIS INVERSA.

Por lo tanto, la necesidad de reducir la recuperación de agua en condiciones de temperatura y concentración elevadas, aumenta el consumo de energía de los equipos auxiliares en sistemas OI, sobre todo si no hay recuperación de energía. Los sistemas de OI requieren una relación de 3 a 5 veces el agua de alimentación respecto al producto, dependiendo de la relación de recuperación de agua.

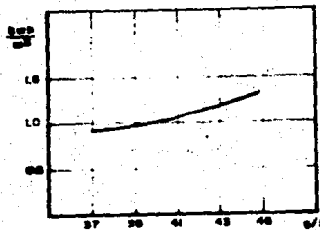


FIG. 1.15 : CONSUMO DE ENERGIA AUXILIAR EN OSMOSIS INVERSA.

Los requerimientos auxiliares de energía en plantas OI se representan en la fig. 1.15. En comparación con la fig. 1.11, la OI requiere menos energía auxiliar que la DIME. En principio, los costos específicos de agua fresca están determinados por los costos de capital y los costos variables; así, los ahorros en uno o ambos repercutirá en menores costos de producción.¹²

En un alto grado los costos están determinados por el consumo de energía primaria aún si la planta es de doble propósito. La investigación y el desarrollo deben concentrarse en reducir el consumo específico de energía sin incrementar los costos de inversión específicos en la misma proporción.

FUENTES ALTERNAS DE ENERGIA

Grandes cantidades de calor, generadas de varias formas se desperdician disipándose en el medio ambiente inmediato. Ese calor de desecho se puede deber a: incineración de basura y residuos, plantas cementeras, hornos de vidrio, fundidoras de metal y principalmente a gases de escape de turbinas de gas y diesel.¹³

Se han encontrado fuentes alternas de energía como son: energía nuclear, para plantas de doble propósito; energía geotérmica; energía solar; energía de calor de desecho; etc.¹⁴ Debe considerarse que en el caso en que se utiliza calor de desecho o escape, así como en el caso de energía solar, el

valor monetario de lo que se alimenta de energia es igual a cero, más aún en el caso de calor de desecho, existe una recuperación de energia.

Esto parece justificar, al contrario de las plantas de doble propósito comunes, equipo adicional y, en muchos casos, el que se instale equipo posterior para utilizar la energia que de otra forma se perdería o desperdiciaría.

CUADRO 1.2 : COMPARACION DE CONSUMOS DE ENERGIA DE PROCESOS DE DEBALACION^{1,2,3}

PROCEDIO	Osmosis Inversa	DIVE un paso	DIVE rec.sala.	TC o CV	Multiefecto
ECONOMIA (lb/1000BTU)	30 - 200	3 - 12	3 - 12	3 - 10 (17-33)	10 - 15
TIPO DE ENERGIA UTILIZADA	eléctrica	vapor de baja (a) agua caliente	vapor de baja (a) agua caliente	vapor de alta (b) eléctrica (c)	vapor de baja (a) agua caliente
TEMPERATURA OPERACION FRACCION °F (°C)	32 - 100 (0 - 38)	185 - 240 (85 - 116)	185 - 250 (85 - 121)	1120-165, 170-215 (49-74, 77-102)	185 - 240 (85 - 116)

(a) menor o igual a 50 psig.

(b) mayor o igual a 70 psig.

(c) es la más común para compresión por vapor mecánica.

DIVE Destilación Instantanea Multietapa. Al incrementar la economía, el número de etapas aumenta por lo que el incremento de temperatura por etapa disminuye y las pérdidas por caída de presión, arrastre en los separadores y la disminución de presión para la evaporación instantanea llegan a ser significativos, por lo tanto el máximo número práctico de etapas está entre 40 y 50.

ME Destilación Multiefecto. Se trabaja con economías mayores a 10, pero el límite se encuentra en ese punto

debido a las ventajas de DIME sobre ME a economías menores.

TC Teracompresión. Si se dispone de vapor de alta presión puede pasarse por este equipo en lugar de pasarlo por una válvula de control para después utilizarse en evaporadores instantaneos multietapa o evaporadores multifecto. Se utiliza para mejorar economías de plantas desaladoras que operan a temperaturas de 165°F o menos.

CV Compresión por Vapor. El compresor utilizado requiere energía de alta calidad, por tanto está en desventaja frente a los demás procesos, que requieren energía de baja calidad. Es la razón por la que se usa en combinación con otros procesos relativamente pequeños.

La economía sólo tiene un significado real cuando se estudia junto con el costo de la fuente de energía.

La transformación de energía provoca que al final los kilowatts o BTU útiles sean más caros debido a las ineficiencias de las conversiones de energía. Por ello, a medida que la planta desaladora pueda estar más cerca de su fuente original de energía, es decir, a menor número de transformaciones, más barata será la energía.

Cuando se hace uso de plantas de doble propósito, el valor de la energía consumida será considerablemente menor que el costo de energía de combustible en base a BTU además, en muchos casos, el usuario cuenta con calor de escape para operar la planta de desalación.

CUADRO 1.3 : OTRA COMPARACION DE CONSUMOS DE ENERGIA DE PROCESOS DE DESALACION*

FUENTE PRIMARIA DE ENERGIA	PROCED.	CONSUMO DE ENERGIA UNITARIO (kWh por metro cubico)		
		COMERCIAL	DEMOSTRADO *	CONCEPTUALIZADO
CALOR ^a	DESTILACION	25	15	15
	OSMOSE	-	27	15
ELECTRICIDAD	ELECTRODIALISIS	-	13	9
MECANICA	DESTILACION	20	15	10
	OSMOSE	-	11	8
	OSMOSE INVERSA	10	7	5

Todas las plantas consideradas en el cuadro son de simple propósito. La columna titulada "comercial", reporta los requerimientos de energía de plantas productoras de agua de mar alrededor del mundo. La columna titulada "demostrado" está basada en datos obtenidos de plantas de producción simple o piloto. Estos datos son indicadores de lo que razonablemente se puede esperar en la producción de futuras plantas desaladoras. La última columna consiste en requerimientos teóricos proyectados por OSW.

(A) En planta piloto de diferentes localidades

(B) En donde sólo el calor es fuente de energía primaria, la cantidad que se alimenta se convirtió a su equivalente en kWh con una eficiencia de 33.3% de conversión.

CUADRO 1.4 : FACILIDAD DE OPERACION Y ARRANQUE DE PROCESOS DE DESALACION **4.0

PROCESO	TIEMPO ARRANQUE (h)	SECUENCIA DE ARRANQUE	PARAMETROS CRITICOS EN OPERACION
ARRANQUE BOMBAS	1/2 - 1	Llenado de tanques, flujo de agua de mar, sistema pretratamiento, bomba de alta presión, ajuste de flujos y presión	presión pH flujo de descarga
DESALACION INDEFINIDA MULTIEFECTO EN FRIO	2 - 3	Flujo de agua, bomba de descarga, sistema de vacío, vapor, bomba de condensado, sistema de sust. químicas, bomba de destilado, control de temperatura, ajuste de capacidad.	temperatura mínima densificación química presión del fluido de calentamiento
VAPOR - COMPRESION	2 - 3	Flujo agua de mar, flujo de reposición, bombas de transferencia, bombas de descarga, sistema de vacío, sistema de sust. químicas, vapor al compresor, ajuste de capacidad, control de temperatura mínima.	calidad del vapor presión de operación flujo agua de mar densificación química
COMPRESION DE VAPOR MECANICA	2 - 3	Sistema lubricación, flujo agua de mar y de reposición, bomba recirculación, y de descarga, calentamiento sistema de sust. químicas, control pH, presión, compresor, bomba de destilado, ajuste de capacidad	presión operación conc. salmuera cabeza del compresor capacidad pH
DESALACION INDEFINIDA MULTIEFECTO RECIRCULACION SALMERA	3 - 4	Flujo agua de mar, llenado del evaporador, bomba de recirculación, flujo de reposición, bomba de descarga, sistema de vacío, vapor al calentador, bomba de condensado, sistema de sust. químicas, control de pH, bomba destilado, control temperatura mínima, ajuste de capacidad	temperatura mínima conc. salmuera pH presión fluido de calentamiento
EVAPORACION MULTIEFECTO	3 - 4	Flujo agua de mar, llenado del evaporador, bomba de transferencia, flujo de reposición, bomba de descarga, sistema de vacío, vapor al ser. efecto, bomba condensado, sistema sust. químicas, control pH, bomba destilado, ajuste de capacidad, control temperatura mínima.	temperatura mínima conc. salmuera flujo por efecto pH

CUADRO 1.5 : OTROS FACTORES DE COMPARACION ENTRE ALGUNOS PROCESOS DE DESALACION (5)

PROCESO	DESTILACION	OSMOSIS INVERSA	ELECTRODIALISIS	CONGELACION
CONTAMINACION DE SAL EN EL AGUA DE MAR	No hay limitación de sal con agua de mar exclusivamente	Es más ventajoso con agua salobre Puede usarse con agua de mar	No es efectiva para bajas concentraciones (2000-3000 ppm) Con agua de mar se necesita pretratamiento costoso	Se puede usar agua con alta conc., pero existen problemas en la operación.
CALIDAD DEL AGUA PRODUCIDA	menor a 10 ppm STD	100 a 200 ppm STD	límite 200 ppm STD	menor a 500 ppm STD
CONSUMOS ENERGÉTICOS DE ENERGÍA	Bran consumo Se pueden usar fuentes térmicas de menos de 130°C Si se usa calor de desperdicio de plantas térmicas e la salinización se minimiza consumo	Consumo 6 a 8 kWh h por metro cúbico de agua pura producido	Consumo 16 kWh h por metro cúbico de agua pura producido Se consume menos con agua salobre	Consumo 15 kWh h Algunas variaciones pueden bajarlo hasta 3 a 4 kWh h
TRATAMIENTO POSTERIOR DEL AGUA PRODUCIDA	Es baja en STD y mismo diámetro Para amara directamente se debe agregar $CaCl_2$ y Cl_2	Es baja en componentes sólidos y algo ácido. Se agregan aditivos descarbamiladores y alcalinos	Contiene pocos residuos del agua mar, no necesita ajuste de dureza, el esterilización y desinfección	no reportado
CONFIAZLIDAD Y DISPONIBILIDAD	Proceso más usado en el mundo. Es especial SWE ocupa el 70 % de las plantas	Inicialmente sólo se usaba para aguas salobres. Actualmente se emplea mucho para agua de mar	Se utiliza mucho para aguas salobres aunque en Japón se ha utilizado para agua de mar	Solo se construyeron 2 ó 3 plantas en el mundo. Actualmente están fuera de operación

1.6 DEPOSITACION DE SOLIDOS^{1,2}

La formación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor y el ensuciamiento, son de los problemas más serios en equipos de destilación de agua salobre o de mar, por lo que es necesario estudiarlos y tratar de darles solución. A continuación se da una explicación general de este fenómeno.

Formación de Depósitos Alcalinos

Durante la evaporación progresiva, la concentración de sales aumenta y puede alcanzarse el punto crítico, en donde el límite de solubilidad de los compuestos incrustantes contenidos en el agua de alimentación se excede y provoca la formación de depósitos.

El término *incrustación* se aplica particularmente para describir depósitos normalmente cristalinos, duros y adherentes sobre superficies de transferencia de calor. Para su formación se requiere la presencia simultánea de tres factores:

- a. sobresaturación local de la solución.
- b. nucleación, que cuando se presenta induce un aumento en la rapidez de depositación.
- c. tiempo de contacto suficiente entre la solución y el núcleo.

Bajo ciertas condiciones un material blando y amorfo puede depositarse o permanecer suspendido en la salmuera, y se le denomina lodo. Si se deposita es tan indeseable como la

incrustación, pero generalmente es más fácil de remover.

La presencia de partículas sólidas, polvos, cristales semilla o la rugosidad de las paredes metálicas, favorecen la nucleación al reducir la barrera de energía libre.

Si los iones contenidos en el agua de mar se combinan en la forma en que usualmente se depositan, suponiendo que el bicarbonato se transforma en carbonato antes de que ocurra la precipitación, los compuestos resultantes se presentarán en las siguientes proporciones aproximadas:

CaCO_3	109 ppm
$\text{CaSO}_4 \cdot 2 \text{H}_2\text{O}$	1 548 ppm
MgCl_2	3 214 ppm
MgSO_4	2 233 ppm
NaCl	26 780 ppm

La incrustación alcalina, constituida por carbonato de calcio e hidróxido de magnesio, resulta de la descomposición del ión bicarbonato. Si se calienta el agua de mar hasta 180°F (82°C), el ión bicarbonato se descompone en carbonato de calcio. A temperaturas superiores, el ión carbonato reacciona con el agua para producir CO_2 mas iones hidroxilo (OH^-). Estos últimos precipitan en forma de hidróxido de magnesio. Tanto el CaCO_3 como el $\text{Mg}(\text{OH})_2$ presentan solubilidades inversas.

La fig. 1.16 muestra el efecto de la temperatura en la composición de la incrustación en un evaporador de tubos sumergidos. La depositación de CaCO_3 predomina hasta 171°F (77°C). Entre 171 y 185°F, ambos compuestos se encuentran

presentes y a temperaturas superiores predomina el depósito de $Mg(OH)_2$.

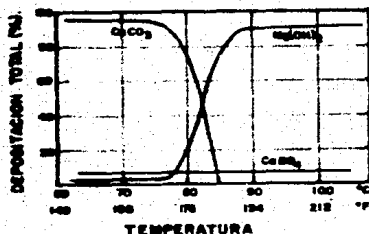


FIG. 16: COMPOSICION DE DEPOSITOS ALCALINOS.

Se ha encontrado experimentalmente que la composición de la incrustación alcalina es función de la temperatura, la concentración de salmuera, la concentración de ion bicarbonato y las condiciones de flujo a través del evaporador.

Los depósitos alcalinos se forman por el desplazamiento en el equilibrio de CO_2 a medida que la temperatura se eleva y se libera hacia la fase gaseosa. Tanto el hidróxido de magnesio como el carbonato de calcio son solubles en ácido y pueden ser removidos por acidificación con ácidos inhibidores. Su formación puede prevenirse agregando ácidos y removiendo el dióxido de carbono disuelto en el agua de alimentación.

Formación de Depósitos Ácidos.

Este segundo tipo de incrustación es debido a la formación de tres especies de sulfato de calcio.

Mientras que la precipitación de CaCO_3 y $\text{Mg}(\text{OH})_2$ es afectada principalmente por la concentración de CO_3^{2-} , el pH y la temperatura, la solubilidad de los sulfatos de calcio depende adicionalmente de la concentración de otros iones presentes. La solubilidad aumenta en soluciones cloradas, a medida que la salmuera se aproxima a 4 ó 5% de concentración de cloruros y luego disminuye a valores comparables a los de agua sin cloruros, cuando la concentración de cloruros alcanza un valor de 10 a 15%.

La solubilidad de sulfato de calcio en agua de mar se presenta en la fig. 1.17 como función de la temperatura y factor de concentración de agua de mar.

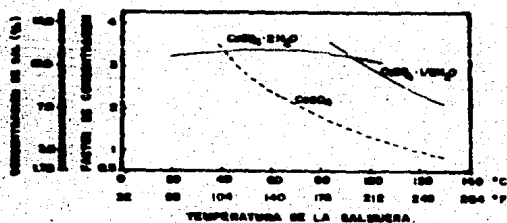


FIG.1.17: SOLUBILIDAD DE LOS SULFATOS DE CALCIO.

Los depósitos de sulfatos se forman cuando la solubilidad de una forma particular de cristales se excede por la

concentración de los componentes iónicos o por la inversión de la solubilidad (fig. 1.17).

El yeso, $(\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O})$, es la fase estable a bajas temperaturas. Se forma cuando el agua de mar se concentra cerca de tres veces. No se sobresatura, y forma cristales grandes, relativamente antiadherentes, que pueden removerse con agua a presión alta.

El sulfato de calcio anhidro (CaSO_4) , es la fase estable a altas temperaturas. Se cristaliza lentamente y se sobresatura con facilidad. La forma anhidra provoca un depósito denso y adherente, principalmente en agua de mar concentrada y es difícil de remover por medios químicos o físicos. Se debe evitar operar en esta zona, aún en periodos cortos.

El sulfato de calcio semihidratado $(\text{CaSO}_4 \cdot 1/2 \text{H}_2\text{O})$, es una fase metaestable que se forma en lugar del sulfato anhidro cuando la solución está lo suficientemente concentrada. La forma semihidratada se convertirá poco a poco en la forma anhidra que es más estable.

La incrustación de sulfatos se evita al no operar el sistema en regiones potencialmente problemáticas. De cualquier modo, hay métodos disponibles de pretratamiento de agua de mar para extender las zonas de seguridad. Se ha usado industrialmente la reacción de calcio por intercambio iónico o por precipitación.

El desplazamiento de la línea de solubilidad está basada en el acopleamiento de una porción del ion sulfato disuelto en forma de pares de iones estables de sulfato de magnesio. El

acomplejamiento se puede lograr aumentando la concentración de iones magnesio en el agua de alimentación. Estos iones son los recuperados por las purgas de la planta de destilación. Triplicar la concentración normal del magnesio mejora notablemente la resistencia a la precipitación del semihidrato, aumentando el límite máximo de temperatura de operación y el factor de concentración.

Las condiciones hidrodinámicas afectan primordialmente la morfología de los depósitos. La presencia de hierro en la solución provoca una reducción significativa en la rapidez de crecimiento de las agujas.

Los componentes en mayor proporción, el carbonato de calcio y el hidróxido de magnesio, han sido definidos como incrustación alcalina y el sulfato de calcio como incrustación ácida. En adición a lo anterior el lodo arrastrado puede incluir materia orgánica y fosfatos provenientes del pretratamiento. La incrustación disminuye la eficiencia de las superficies de transferencia de calor e incrementa la caída de presión. También afecta la temperatura máxima de operación; por ello, se requieren paros periódicos por mantenimiento, tanto con limpieza química como con limpieza mecánica. Los evaporadores deben diseñarse con los factores de incrustación adecuados para prolongar los periodos entre paro y paro.

Los factores de incrustación proporcionan un área de transferencia adicional a fin de mantener la capacidad de diseño.

Un pretratamiento eficiente de agua de alimentación es el mejor método para prevenir lo más posible la formación de depósitos.

Tratamiento con Polifosfatos.

La nucleación de los depósitos sobre las superficies de transferencia de calor se inhibe y la precipitación de sólidos se dispersa en una suspensión, por la adición de pequeñas cantidades de algunas sustancias comerciales. El lodo formado se renueva en la purga.

El primer compuesto comercial que controló la incrustación fue uno que contenía una mezcla de tripolifosfato de sodio, derivados del ácido lignosulfónico y varios ésteres del polialquilenglicol. Los polifosfatos actúan como secuestrantes de los iones de calcio y magnesio. El ácido lignosulfónico actúa como dispersante de las capas incrustantes, de tal modo que la adherencia y el crecimiento de los cristales se inhiben. Los polialquilenglicoles son agentes surfactantes, que retardan la formación de espuma en el agua de mar.

El uso de aditivos con bases de polifosfatos está limitado para temperaturas abajo de 190°F (88°C). Arriba de esta temperatura los polifosfatos sufren cambios químicos, reduciendo su eficiencia como agentes antiincrustantes. Entonces se recomienda la adición de un ácido fuerte como el sulfúrico.

Se ha reportado también que la presencia de pocos mg/l de

iones de hierro puede envenenar a los polifosfatos y formar compuestos muy complicados.

Aunque los polifosfatos en general, han demostrado un buen funcionamiento en el retraso de depósitos alcalinos, se ha reportado que la eficiencia en la dosificación varía; generalmente, 2 a 4 mg/l son suficientes. Parece ser que la sobredosificación causa la depositación de lodo y la formación de "lodo" de magnesio. Este tipo de tratamiento es atractivo porque no agrega una cantidad considerable al costo inicial.

Al eliminar la incrustación alcalina con el tratamiento de polifosfatos, únicamente se deben cuidar los factores que afectan la solubilidad de los sulfatos de calcio.

El ensuciamiento de las superficies de transferencia provocadas por materia orgánica se evita si la temperatura de operación se mantiene por lo menos durante dos horas a 105°F.

1.7 INFLUENCIA DE LA DESALACION SOBRE EL ECOSISTEMA MARINO¹⁷

El reingreso del agua al ecosistema marino después de atravesar una planta desaladora, puede alterarlo en su composición química, en su biota microbiológica e incrementar su energía térmica.

Para que no haya efectos graves en el ecosistema marino, al regresar el efluente, la temperatura, el pH y la concentración de iones pesados deben estar en niveles muy

semejantes a los que tenían en la alimentación de agua de mar.

Para minimizar el cambio de temperatura, la planta desaladora debe estar situada de tal forma que permita una rápida disipación de la temperatura de entrada.

El cambio químico más evidente es el cambio en la salinidad, el decremento en oxígeno disuelto, el incremento en materia orgánica disuelta y el incremento en sustancias químicas por el pretratamiento.

Un ecosistema abarca dos componentes principales; los bióticos o seres vivos y los abióticos como son: salinidad, temperatura, turbidez, características superficiales y características químicas.

Aunque los cambios biológicos son los que realmente importan en el ecosistema, al reingresar agua al mar, los datos que se consideran son los factores físicos. La razón es la facilidad que se tiene para medir temperatura o salinidad de cierta cantidad de agua contra medir el número de bacterias, algas y peces que contiene.

Por otro lado un cambio en el medio físico manifiesta por sí mismo una alteración en el número de especies presentes, en la biomasa total, en los tipos y la proporción de organismos presentes.

Generalmente son dos los tipos de efluentes de las desaladoras, la salmuera concentrada y el agua de enfriamiento, aunque a veces ambas se mezclan antes de introducirse al mar.

La salmuera con cualquier combinación de temperatura y salinidad tendrá mayor gravedad específica que el agua de mar y por lo tanto se irá al fondo del mar. Pero si se diluye con el agua de enfriamiento entonces, la gravedad específica no será muy superior a la del agua de mar original.

Además del incremento en temperatura y salinidad, los efluentes estarán disminuidos en gases disueltos, O_2 , N_2 y CO_2 , en alcalinidad y muy probablemente, además de compuestos clorados, incluirán metales pesados, principalmente cobre debido a la corrosión y erosión; eventualmente fosfatos y otros aditivos químicos.

La tolerancia de temperatura está relacionada con la capacidad nutricional y la intensidad de luz que las células de las plantas puedan tolerar.

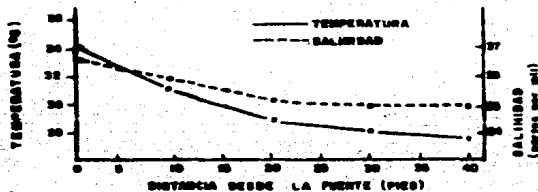


FIG. 10: EFECTO DEL EFLENTE EN LA TEMPERATURA Y SALINIDAD EN EL LUGAR DE DESCARGA DE UNA PLANTA DESALADORA.

Uno o dos grados de aumento en temperatura en el medio pueden afectar, en algunos casos, en mayor grado al ecosistema.

Debe considerarse también que las descargas alteran las características del suelo, afectando la alimentación y unión de los organismos y la vegetación.

La industria de la desalación puede caracterizarse por la ausencia significativa de datos sobre el posible impacto de los efluentes en los ecosistemas marinos.

Estudios japoneses² han reportado algunos datos en relación a algunos procesos de desalación:

Destilación

para 1 m³ de agua fresca producida, se descargan de 3 a 6 m³ de salmuera y agua de enfriamiento, incrementando la concentración 20%, es decir un valor real de 3.5 a 4.2%. El aumento de temperatura es de 7° en plantas de potencia, se reporta que el efecto en el medio es casi nulo.

Osmosis Inversa

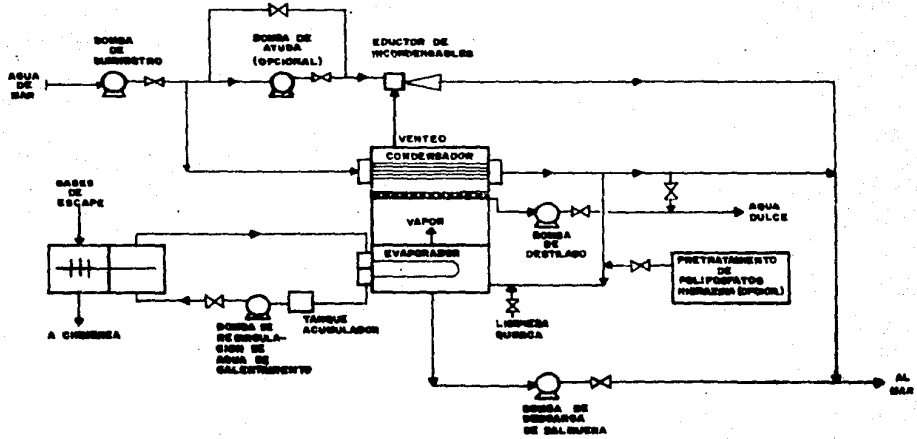
el efluente es de 1.5 a 3 m³ con un incremento en la concentración de 33 a 67%, es decir valores de concentración de 4.7 a 5.8%, por metro cúbico de agua fresca. No hay incremento en la temperatura.

Electrodialisis

hay problemas en el agua de descarga y la salmuera cuya concentración es de 2 a 3 veces la original, muchísimo más alta que en los demás procesos. No hay cambio de temperatura. Necesita ajustarse el pH.

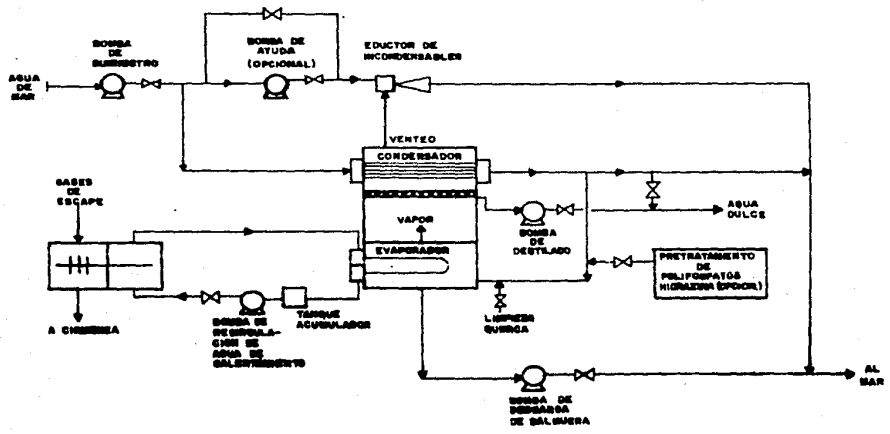
CAPITULO DOS

DESCRIPCION DEL PROCESO




 RECUPERADOR DE CALOR

FIG. 2.6: DIAGRAMA DEL PROCESO ESTUDIADO.




 RECUPERADOR DE CALOR

FIG. 2.6: DIAGRAMA DEL PROCESO ESTUDIADO.

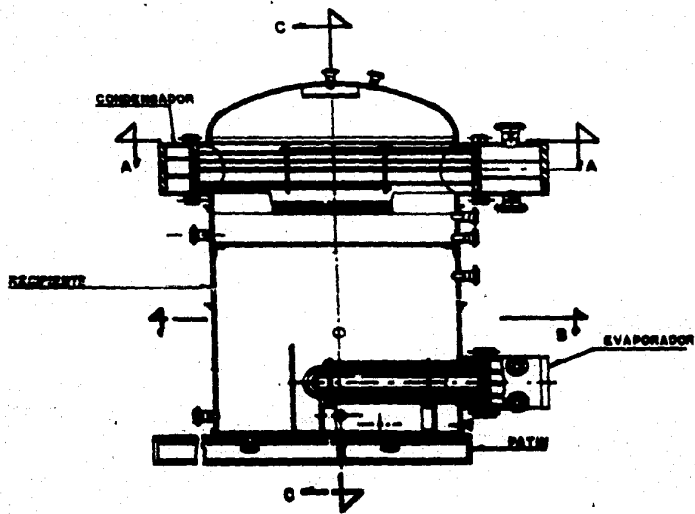


FIG. 2.b : MODELO TIPO DE DESALADORA

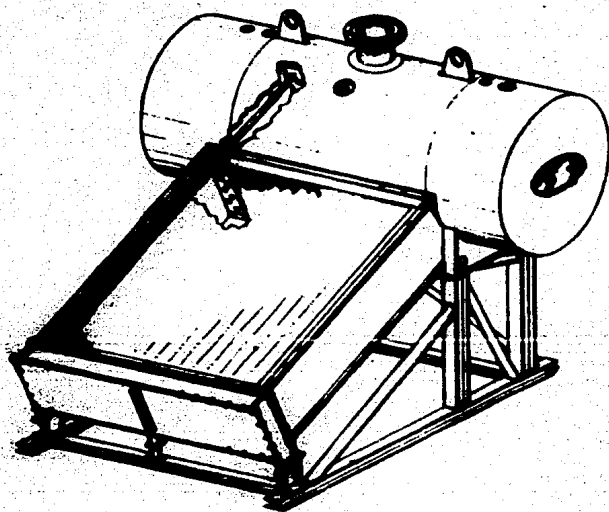


FIG. 2.c : MODELO TIPO DE RECUPERADOR DE CALOR

2.2 COMPONENTES DEL PROCESO

2.2.1 CONDENSADOR

A. TIPOS DE CONDENSACION.

La transferencia de calor por condensación se presenta cuando un vapor saturado se enfría, cediendo su calor latente, para producir un líquido saturado o subenfriado.

El proceso de condensación requiere que el vapor condensable alcance la temperatura de saturación a las condiciones de presión del sistema, de manera que se inicie la formación de gotas de líquido.

Por su naturaleza, la condensación es afectada, entre otros factores, por el modo de condensación, el número y tipo de componentes del vapor a condensar, la geometría y posición de la superficie y por la velocidad del vapor.

Dependiendo de las condiciones de operación a las que se lleve a cabo el proceso, los modos de condensación sobre una superficie son por gota y por película.

- a) La condensación por gota ocurre cuando el vapor saturado condensa formando "gotas de líquido" en diferentes puntos sobre la superficie fría (sitios de nucleación). Durante el proceso, el condensado formado permanece como gotas, sin mojar la superficie, hasta que son removidas por gravedad o arrastre de vapor. Debido a la resistencia que presenta la película de condensado al paso de calor, el coeficiente de condensación por gota es de 4 a 8

veces mayor que para el tipo película¹⁰

- b) En la condensación tipo película las gotas de líquido crecen mojando la superficie sobre la que se forman; al quedar completamente cubierta, la condensación se sigue realizando ahora en la interfase líquido-vapor. El condensado es removido por efectos gravitacionales o esfuerzos cortantes del vapor.

La diferencia de presión de saturación entre el líquido en contacto con la pared fría y el seno del vapor, proporciona el gradiente requerido para el transporte del vapor hacia la película del condensado.

La resistencia de la película de condensado en la pared fría es mayor que la resistencia a la transferencia de calor por difusión del vapor al condensado, por lo cual la primera es la resistencia controlante.

Entonces, la expresión general de la ecuación de coeficientes de condensación se obtiene del análisis dimensional de las propiedades de la película de condensado, tales como conductividad, densidad, calor latente de vaporización y viscosidad, así como longitud y diferencia de temperaturas.

B. INCONDENSABLES

La presencia de pequeñas cantidades de gases incondensables en un vapor condensable reduce seriamente la velocidad de condensación. Una capa de gas se acumula sobre la película

de condensado agregando una resistencia más al fenómeno, pues el vapor de la sustancia condensante debe fluir por difusión a través de la capa de gas para alcanzar la película del condensado.

La eliminación de incondensables es una parte importante en la operación de evaporadores de agua de mar para mantener invariantes los coeficientes globales de transferencia de calor.

Los incondensables reducen el coeficiente de transferencia de calor de condensación debido a dos efectos simultáneos:

1. Disminución de la presión parcial del vapor en el seno de la corriente.
2. Disminución de la transferencia de masa y calor entre el vapor y la superficie de enfriamiento.

Puesto que hay dos componentes, aire y agua (las sales que se llegan a arrastrar a ese nivel se consideran despreciables) y dos fases, líquido y vapor, existen dos grados de libertad en la condensación. Los grados de libertad considerados son la presión de operación del sistema y la composición de la mezcla vapor-gas.¹⁰

En un condensador, la temperatura de la pared de los tubos se encuentra abajo del punto de rocío de la mezcla, por lo que se forma una película de condensado sobre los tubos.

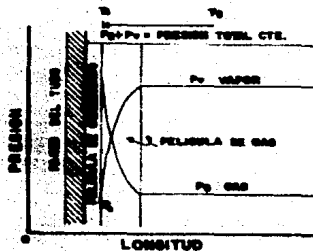


FIG. 2.1. POTENCIALES DE CONDENSACION CON CONDENSABLES.

Si se supone que existe equilibrio en la superficie de la película de condensado, la presión parcial del vapor en la pared del tubo corresponde al condensado frío, P_w , y la presión parcial del vapor en la película de gas queda entre la de la película de condensado, P_w , y la del seno de la mezcla, P_v .

Para que el vapor en el seno de la mezcla continúe condensando sobre la película de condensado, debe atravesar la película de gas por medio de la diferencia de presiones parciales del vapor en el seno de la mezcla y en el condensado.

El paso de un componente a través de otro se llama *difusión* o *transferencia de masa* y en un sistema con difusión la rapidez a la que condensa el vapor, depende principalmente de las leyes que gobiernan la difusión y no del mecanismo de condensación de Nusselt. Aunque dependen mutuamente una de la otra.

El tratamiento riguroso de este tipo de fenómeno lleva a un procedimiento de cálculo iterativo muy complejo. Sin embargo, estudios realizados en Japón para equipos de desalación ^{1º} han simplificado el procedimiento, como se verá en el capítulo 3.

2.2.2 EVAPORADOR

El objetivo de la evaporación es concentrar una solución que consiste en un soluto no volátil, en este caso sales disueltas, y un solvente volátil, en este caso agua.

Generalmente en la evaporación el producto deseado es la solución concentrada y el vapor se elimina condensándolo. En una situación en particular, como se verá más adelante, se busca lo contrario, es decir, agua con gran contenido mineral se evapora dando lugar a agua libre de sólidos para usarse como alimentación a calderas, en procesos especiales o para consumo humano. A lo anterior se le denomina destilación de agua, aunque técnicamente se trate de evaporación.

Los procesos de evaporación, de pequeña a gran escala, se han desarrollado y utilizado para recuperar agua potable del agua de mar. Aquí, el agua condensada es el producto deseado y sólo una fracción del agua de alimentación total se recupera, el resto se regresa al mar.

Para que un líquido hierva debe estar en contacto con una superficie calefactora en forma de placas o tubos, ya sean

verticales u horizontales. En el caso de los tubos, la ebullición puede ser interna o externa a ellos.

Cuando la ebullición se lleva a cabo mediante una superficie caliente suergida, la temperatura de la masa del líquido en ebullición es la temperatura de saturación correspondiente a la presión del sistema. Las burbujas de vapor se generan en la superficie caliente, emergen a través de la masa de líquido y se liberan en la superficie del mismo. Este tipo de ebullición se denomina *ebullición de líquido saturado*. Frecuentemente el líquido alimentado se encuentra abajo del punto de saturación por lo que es necesario suministrarle cierto calor sensible.

En plantas de proceso continuo se utilizan evaporadores tipo kettle o también calandrias.

Los equipos en los que la ebullición se lleva a cabo dentro de tubos verticales, ya sea bajo circulación natural o forzada, se denominan calandrias. El líquido precalentado entra por el fondo de la unidad y se vaporiza parcialmente dentro de los tubos calientes, la reducción en la densidad causa que la mezcla vapor-líquido suba y pueda alimentarse al líquido. Ambas fases abandonan los tubos por la parte superior a gran velocidad, son separados y el líquido se recircula.º

A. CURVA DE EBULLICION^{10.30.52}

La ebullición *tipo alberca* se refiere al tipo de ebullición que se lleva a cabo cuando la superficie de calentamiento se encuentra rodeada por un cuerpo relativamente grande de fluido que fluye a muy baja velocidad y sólo es agitada por el movimiento de las burbujas y por corrientes de convección natural.

La curva de ebullición que explica la relación entre el coeficiente de transferencia de calor o el flux y la diferencia de temperatura motriz, es decir, la diferencia entre la temperatura de pared calefactora y la del seno del líquido, fué desarrollada por Nukiyama en 1934.²¹

Debido a que, por definición, el coeficiente de transferencia de calor es la relación entre flux y diferencia de temperatura, la fig. 2.1 puede transformarse fácilmente en la fig. 2.2

La curva tiene seis regiones:	Signo 1a. derivada:
1. Convección natural	(+)
2. Ebullición nucleada incipiente	(+)
3. Ebullición nucleada	(+)
4. Transición a ebullición tipo película	(-)
5. Ebullición tipo película estable	(+)
6. Ebullición tipo película con radiación	(+)

Los regimenes más comumente usados son ebullición nucleada y ebullición tipo película estable.

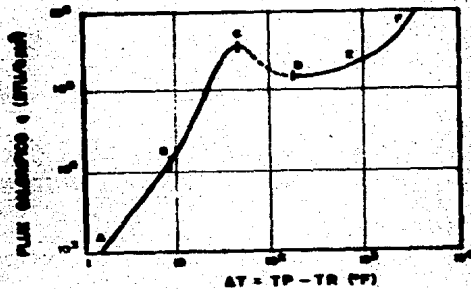


FIG. 2.2: CURVA DE EBULLICIÓN DEL AGUA A 1 ATM.

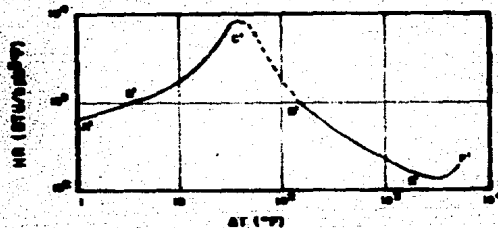


FIG. 2.3: COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL AGUA A 1 ATM.

1. Convección natural.

A bajas diferencias de temperatura el segmento AB sigue un comportamiento lineal. El mecanismo de transferencia de calor es el de convección natural. Se forman burbujitas de vapor en la superficie de calentamiento, de la cual se desprenden; viajan a la superficie del líquido y son

liberadas hacia el espacio vapor. Sin embargo son muy pocas burbujas para perturbar apreciablemente las corrientes normales de convección libre.

2. Ebullición nucleada incipiente.

Se presenta cuando el sobrecalentamiento de la pared es el suficiente para provocar la nucleación del vapor en la superficie de calentamiento. Es una zona muy pequeña.

3. Ebullición nucleada.

Cuando la ebullición se lleva a cabo a diferencias de temperatura dentro del segmento BC , al mecanismo de transferencia de calor se le denomina ebullición nucleada, en referencia a la formación de burbujas o núcleos de vapor en la superficie de calentamiento. Su pendiente es mayor que la de convección natural.

En el punto C o C' se localizan la diferencia de temperatura crítica y el flux o coeficiente máximo o crítico, según la gráfica correspondiente.

Los máximos y los mínimos no coinciden; el coeficiente es normalmente máximo a una diferencia de temperatura ligeramente menor que la correspondiente al flux máximo y el coeficiente mínimo ocurre a una diferencia de temperatura mucho mayor que la correspondiente al punto D . Principalmente en esta zona, la curva de ebullición es afectada significativamente por el gradiente de temperatura, la presión total del sistema, la naturaleza

de la superficie calefactora, la geometría de la misma y las propiedades de la sustancia en ebullición.

La rapidez de producción de burbujas es lo suficientemente grande para que agrupaciones de éstas se muevan hacia arriba a través del líquido. Esto se debe a que la capa de líquido cercana a la superficie calefactora se sobrecalienta por contacto con la pared; el líquido sobrecalentado tiende a evaporarse instantáneamente incrementando la rapidez de circulación de las corrientes convectivas y el coeficiente de transferencia de calor será mayor que el de convección natural.

A medida que la diferencia de temperatura se incrementa la rapidez de formación de burbujas aumenta y el coeficiente crece rápidamente.

Durante este tipo de ebullición, las burbujas ocupan sólo una pequeña porción de la superficie a un tiempo dado y la mayor parte de ésta está en contacto directo con el líquido.

A medida que aumenta la diferencia de temperatura, el número de sitios activos o núcleos crece, aumentando la agitación de líquido, el flux de calor, así como el coeficiente de transferencia.

Flux de Calor Crítico o Máximo.

Depende de la naturaleza del fluido, del tipo de superficie de calentamiento y, principalmente, de la presión del sistema.

Está aceptado actualmente que el flux de calor crítico en ebullición tipo alberca se presenta como resultado de una transición del patrón de flujo hidrodinámico cercano a la superficie de calentamiento.²²

Se ha propuesto que cerca de la diferencia de temperatura crítica, las corrientes de burbujas características de la ebullición nucleada, son reemplazadas progresivamente por chorros de vapor que dejan la superficie de transferencia. Esto, por supuesto, debe ser acompañado por chorros de líquido que fluyen hacia la superficie calefactora. En el valor más alto de flux, los flujos a contracorriente de vapor y líquido alcanzan una condición límite; el proceso se vuelve inestable y los chorros de vapor se colapsan para formar una capa continua de vapor que impide al líquido llegar a la superficie. Este fenómeno es análogo al punto de inundación en una torre empacada.

Influencia de la Presión del Sistema.

En todos los casos, un aumento en la presión del sistema desplaza hacia la izquierda la curva de ebullición.

A muy bajos valores de presión reducida ($PR < 1 \times 10^{-2}$), el tamaño de la región de ebullición nucleada puede verse restringido.²²

La ebullición nucleada no se iniciará hasta que se alcancen altos valores de sobrecalentamiento de la pared, correspondientes a niveles de flux moderados. Al mismo tiempo, el flux de calor crítico se reduce con la

disminución de la presión del sistema.

La curva de fluxes críticos en función de la presión, alcanza un máximo a presión absoluta cercana a 1/3 de la presión crítica y decrece a valores cercanos a cero tanto a presión muy baja como a presión cerca de la crítica.²⁰

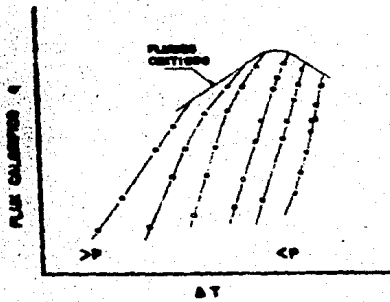


FIG. 2.4: EFECTO DE LA PRESION EN EBULLICION NUCLEADA.

El sobrecalentamiento crítico de la pared también varía con la presión: de valores altos a bajas presiones hasta algunos muy pequeños cerca de la presión crítica.

Influencia de los Gases Incondensables.

La presencia de incondensables disueltos en el líquido influye en la curva de ebullición en zonas aledañas a la iniciación de la ebullición nucleada.

Pueden aparecer burbujas de gas en la superficie de calentamiento muy por debajo de la temperatura de saturación normal. A bajos fluxes de calor, precisamente

después del inicio de la desgasificación, la convección inducida por las burbujas de gas incrementa la rapidez de transferencia de calor respecto al caso en que no hay incondensables. Este efecto, sin embargo, desaparece a mayores fluxes de calor una vez que se manifiesta propiamente la ebullición nucleada.

4. Transición a ebullición tipo película.

En esta zona, CD , el flux disminuye. No existen a la fecha, teorías adecuadas o modelos que predigan el comportamiento de esta región. De cualquier forma, es razonable interpolar linealmente entre el flux máximo y el mínimo, donde se inicia la ebullición tipo película.²²

La presencia de tantas burbujas provoca su agrupación en la superficie de calentamiento para formar una capa aislante de vapor. Esta capa es tan inestable que pequeñas explosiones mandan chorros de vapor hacia el seno del líquido.

El aumento en la diferencia de temperatura hace crecer el espesor de la película de vapor y reduce el número de explosiones que ocurren en un tiempo determinado.

5. Ebullición tipo película estable.

Al llegar al punto D , ocurre otro cambio de mecanismo. La superficie caliente se cubre con una capa estática de vapor a través de la cual el calor se transfiere por conducción. Las explosiones aleatorias características de

la ebullición tipo transición desaparecen y son reemplazadas por la lenta y ordenada formación de burbujas en la interfase entre el líquido y la película de vapor. Estas burbujas se separan de la interfase y atraviesan el líquido.

La agitación del líquido no es importante; toda la resistencia a la transferencia de calor es debida a la envoltura de vapor que cubre al elemento caliente. A medida que la diferencia de temperatura aumenta, el flux de calor se eleva lentamente.

La ebullición tipo película generalmente no se desea en equipos comerciales pues la transferencia de calor es pequeña comparada con las amplias diferencias de temperatura requeridas, que no son utilizadas eficientemente.

6. Ebullición tipo película con radiación.

Este mecanismo es muy semejante al anterior, la diferencia consiste en que aquí se presenta transferencia de calor por radiación, adicional a la convección. La pendiente aumenta a medida que el fenómeno de radiación se vuelve más importante.

B. ELEVACION DEL PUNTO DE EBULLICION

Si uno o varios componentes de una solución tienen presiones de vapor insignificantes, su composición en la fase vapor en equilibrio, será mínima.

El vapor estará compuesto por el elemento volátil, en este caso agua, pero su presión de equilibrio será menor que la del líquido puro a la misma temperatura. Por lo tanto, una solución con elementos no volátiles (sales), provoca una disminución en la presión de vapor que se refleja en el aumento del punto de ebullición.

La diferencia entre el punto de ebullición de la solución y el del solvente puro (agua) se denomina *elevación del punto de ebullición*.²²

El calor latente de vaporización de una solución es más alto que el correspondiente al agua pura y se puede obtener con la correlación de Duhring ²³ por medio de correlaciones experimentales aplicables a la solución en cuestión.

2.2.3 ESPACIO VAPOR Y MALLA SEPARADORA

MALLA SEPARADORA²⁴⁻²⁶

Siempre que un gas es generado en o pasado a través de un líquido o rocío, se obtiene una separación incompleta de una fase respecto a la otra. El gas acarrea cantidades variables de líquido en forma de gotas, las cuales son tan pequeñas en tamaño que no caen de la corriente gaseosa solo por la acción de la gravedad.

El líquido es por lo tanto arrastrado a la siguiente operación del proceso o escapa a través de las chimeneas de desecho a la atmósfera causando pérdidas apreciables.

El control de arrastre entre las diferentes operaciones del proceso puede ser necesario por una o varias de las siguientes razones:

- a. efectos nocivos en operaciones subsiguientes.
- b. pureza del producto.
- c. recuperación de líquido arrastrado para reprocesarse.
- d. obtención de un mejor producto con materia prima de menor calidad.
- e. reducción de la corrosión.
- f. obtención de volumen y calidad de producto equivalente al requerido, con recipientes más pequeños y costos menores.

Un sistema donde hay arrastre de líquido es básicamente inestable, las partículas sufren coalescencia o se vaporizan, si se les da el tiempo suficiente. El propósito de los equipos para recuperar partículas arrastradas es ayudar a que se lleve a cabo la separación vapor-partículas líquidas en un intervalo de tiempo razonable.

Los equipos de separación emplean usualmente uno o más de los siguientes principios:

1. sedimentación por gravedad.
2. impacto.
3. fuerza centrífuga.
4. precipitación electrostática.

En los separadores líquido arrastrado-gas, los dos primeros mecanismos son los más importantes.

Los separadores tipo malla metálica y/o plástica entretejida

han sido reconocidos como dispositivos eficientes y de bajo costo para remoción de líquido arrastrado por corrientes gaseosas.

Cuando el vapor y las gotas de líquido arrastrado entran en contacto con el separador de niebla, el vapor pasa fácilmente a través de las múltiples capas de malla sobrepuestas asimétricamente formando una especie de colchón.

Aunque en apariencia es similar a un medio filtrante, su acción es algo diferente. Los últimos son muy densos y sus orificios son pequeños. Por otra parte la malla tiene una porosidad de 97 a 99% y acumula las partículas principalmente por impacto.

Las gotas de líquido debido a su mayor inercia, no pueden sortear los obstáculos que encuentran a su paso, quedando atoradas entre los alambres y sufren coalescencia a medida que se van acumulando; crecen en tamaño y resbalan hacia la parte inferior del separador. Cuando la cabeza hidrostática del líquido sobrepasa la fuerza que lleva la corriente gaseosa y la tensión superficial del líquido, éste escurre y el vapor queda libre de partículas arrastradas.

El diámetro de alambre más común es .011 pulg., pero se dispone de diámetros que van de .003 a .0015 pulg. Debido a la finura del alambre utilizado, la resistencia a la corrosión es de extrema importancia. En caso de que el alambre no llene los requisitos, existe la alternativa de usar filamentos plásticos o una combinación de metal y plástico.

Ya que la energía cinética de una gota es determinada por su masa y su velocidad, es obvio que el tamaño de gota es un factor importante en la eficiencia de separación. Cambios en las condiciones de operación tales como velocidad, temperatura, peso molecular, presión, etc. pueden tener un efecto marcado en el tamaño de gota y solamente los separadores de malla tienen un amplio intervalo de tolerancia para dichos cambios, manteniendo una buena eficiencia de separación. A velocidades apropiadas una malla puede remover gotas de 3 a 5 micrones a más del 90% de eficiencia. A medida que aumenta el tamaño de gota la eficiencia también aumenta, de tal forma que para 8 micrones la eficiencia es del orden de 98% y, considerando una distribución normal de tamaños de gota, es de esperarse que la eficiencia de separación sea superior al 99%.

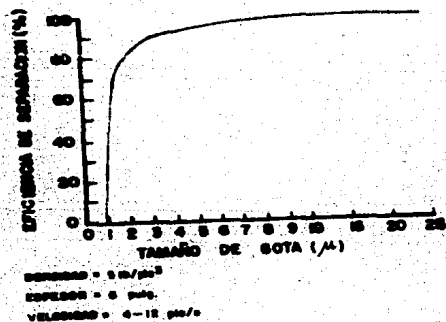


FIG. 2.5: EFICIENCIA DE SEPARADORES TIPO MALLA.

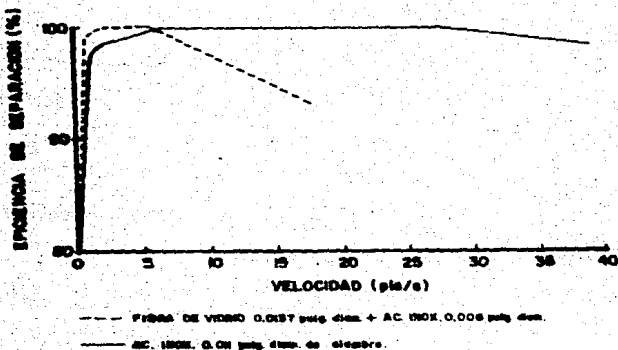


FIG. 2.6: EFICIENCIA DE SEPARADORES TIPO MALLA.

Normalmente son suficientes 4 pulg. de espesor para una malla de material de 9 a 12 lb/pie² de densidad. Una de 6 pulg. de espesor es usada generalmente con materiales de 5 lb/pie² de densidad. Para los casos especiales en que los tamaños de gota estén cerca de los límites más bajos de eficiencia de separación o que el índice de arrastre sea elevado, es conveniente usar espesores más grandes, pero hay que tomar en cuenta que un aumento en el espesor de la malla provoca un acercamiento asintótico al 100% de eficiencia y puede ser que solamente provoque una mayor caída de presión y un mayor costo inicial sin que esto sea compensado por un beneficio apropiado. Excepto para casos poco usuales, 12 pulg. se considera como el máximo espesor para un separador de malla.

CUADRO 2.1 : CARACTERISTICAS DE ALGUNOS TIPOS DE MALLA 24

Peso Aproximado por pie ² de malla 4" espesor (lb)	Superficie aprox. por pie ² de malla	Densidad de malla aproximada (lb / pie ³)	Porosidad (%)	Eficiencia Real de Separación (%)
4.0	32.7	12.0	97.4	99.0 mín.
4.3	32.3	12.9	97.2	99.9 mín.
3.1	28.3	9.5	98.0	99.5 mín.
2.4	21.6	7.3	99.0	99.0 mín.
* 2.5	22.0	5.0	99.0	99.8 a 99.9 mín.

notas: El alambre considerado para estas mallas tiene un diámetro de .011 pulg.

* malla de 6 pulg. de espesor.

Los factores que determinan la eficiencia de un separador tipo malla son: tamaño de gota, diámetro de alambre, velocidad del vapor y número de puntos de impacto en la trayectoria de una gota

Estos deben combinarse adecuadamente para lograr una separación efectiva. Los tres primeros factores son directamente proporcionales entre sí, mientras que el último es inversamente proporcional a los demás y es función directa del espesor.

En la mayor parte de las aplicaciones industriales se desconoce el tamaño de gota con precisión y su determinación puede ser imposible o impráctica. Por lo tanto, éste se estima usualmente en base al tipo de mecanismo que genera el arrastre. Pueden utilizarse las siguientes generalizaciones: Rocío (spray); (20 micrones en adelante).- arrastre proveniente de dispositivos de contacto con baja

energía de alimentación, tales como columnas de destilación, boquillas espreadoras de baja presión, evaporadores, etc.

Niebla (mist); (3-20 micrones).- aceite lubricante de compresores, boquillas espreadoras de alta presión.

Brua (fog); (de 3 micrones o menos).- reacciones químicas, condensación de corrientes gaseosas saturadas.

En la mayoría de las aplicaciones industriales, un arrastre residual de 1 a 4 ppa es aceptable y este nivel de funcionamiento se obtiene fácilmente con espesores de malla de 4 y 6 pulg. de materiales estándares.

La malla debe sujetarse entre dos rejillas con un alto porcentaje de área abierta para asegurar una operación eficiente. Se instala por secciones o bien de una sola pieza dependiendo del área que se requiera cubrir.

CUADRO 2.2 : EFICIENCIA RELATIVA DE ALGUNAS MALLAS¹.

DENSIDAD DE LA MALLA lb/pie ²	ESPESOR DE LA MALLA pulg.	ARRASTRE RESIDUAL ppa
12	4	.38
9	4	1.1
7.5	4	.35
5	4	4.2
5	6	1.7
5	8	.92
5	12	.38

notas: La malla de 7.5 lb/ft² tiene un alambre de .006 pulg de diámetro, las demás son de .011 pulg de diámetro.

2.2.4 SISTEMA DE VACIO

El abatimiento de la temperatura de evaporación del agua de mar al trabajar a bajas presiones resulta ampliamente recomendable, pues la depositación de sólidos se ve minimizada, ampliando los periodos de operación efectiva sin mantenimiento. El vacío en el envoltente se mantiene evacuando los gases incondensables por medio de un eductor.

Los gases se introducen en las plantas desaladoras como aire disuelto en el agua de alimentación, como CO_2 que se libera al descomponerse los carbonatos ácidos (HCO_3^-) y como aire infiltrado a través de todos los componentes del sistema sometidos a presión subatmosférica.

Aunque el agua de alimentación haya tenido un cuidadoso pretratamiento de descarboxilación y desaeración, siempre queda una cantidad de gas residual en el agua de mar que entra al equipo y, si no se elimina, al acumularse causa problemas de operación.¹ Antes de desalar, la cantidad de oxígeno disuelto debe bajarse de 7 a 9 ppm. hasta menos de 10 ppb.¹⁹

El equipo de venteo debe ser capaz de remover todos los gases incondensables y cierta cantidad de vapor de agua asociada a ellos proveniente del condensador. Esto con el fin de producir la mínima presión de condensación de vapor de acuerdo con las dimensiones físicas del equipo, los requerimientos de transferencia de calor y para desaerear el condensado a un nivel apropiado.²⁷

La cantidad de vapor de agua que se ventea con los incondensables asegura el buen funcionamiento del condensador evitando la formación de humedad en las paredes del recipiente a fin de minimizar la corrosión.

Principio Operativo del Sistema de Vacío

Las bombas de propulsión a chorro, llamadas comúnmente eyectores, describen una bomba sin partes móviles que utiliza fluidos en movimiento bajo condiciones controladas. Específicamente, la fuerza motriz es proporcionada por una corriente de fluido a alta presión (fluido primario), proveniente de otro dispositivo de bombeo, que se descarga a través de una boquilla diseñada para producir la velocidad máxima posible. El chorro de fluido descargado a alta velocidad crea una zona de baja presión en la cámara de mezclado provocando que el fluido de succión (fluido secundario) sea arrastrado hacia el interior de ésta. Idealmente, hay un intercambio de momento debido al cual se produce una corriente uniformemente mezclada que viaja a una velocidad intermedia entre la del fluido motriz y la del fluido de succión. El difusor cuenta con una configuración que reduce la velocidad gradualmente y convierte la energía cinética en presión estática de tal modo que a la descarga haya la mínima pérdida posible.²⁰

El término eyector es el nombre genérico de estas bombas. Un suctor es un eyector que utiliza un líquido como fluido motriz y por lo tanto una boquilla convergente.^{20,21}

En el sistema de desalación se utiliza agua de mar como

fluido motriz evitando así el consumo de vapor. Ya que el agua de mar "no cuesta", no es necesario recircularla.

Las ventajas de un eductor son:³⁰

- se autoceba.
- no tiene partes móviles
- no requiere energía eléctrica.
- no requiere lubricación.
- fácil de instalar.
- puede instalarse en sitios poco accesibles, siempre y cuando pueda tenderse una tubería hasta allí.
- puede fabricarse de cualquier material maquinable metálico y diversos materiales no metálicos.
- fácil de mantener.
- fácil de operar, pues sólo requiere un controlador de flujo y uno de temperatura.
- es compacto.
- es tan ligero que puede ser soportado por la misma tubería a la que se acopla.

Por otro lado, una de las grandes ventajas de los eductores sobre los eyectores vapor-gas es que, para el mismo flujo de succión, el eductor necesita menos de la tercera parte del fluido motriz. Sin embargo, es muy sensible respecto a la temperatura de éste. Mientras más alta sea la temperatura del fluido motriz, menor será el flujo de succión; así que para mantener una capacidad constante, la temperatura debe permanecer invariante.

Esto puede explicarse mediante la teoría de mezclado de Fúgel, la cual establece que una disminución en la relación de densidades entre ambos fluidos provoca un decremento en la velocidad de mezclado. Si la velocidad de mezclado es cero los fluidos no se mezclan. Un aumento en la temperatura del agua aumentará la temperatura del gas y por lo tanto reducirá la densidad del gas arrastrado. Esto da como resultado un descenso en la velocidad de mezclado, lo que reducirá el flujo de succión.

Las tres partes básicas de cualquier eyector son la boquilla, el difusor y la cámara de mezclado.

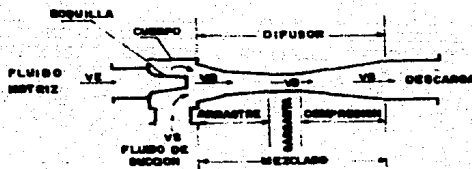


FIG. 2.7: EYECTOR.

CUADRO 2.3 : DIFERENTES BOMBAS DE VACIO*

Tipo de bomba	Presión de Operación	Aplicación
Eyector de Agua	~50 mmHg abs	Apropiado para succionar sustancias con gran cantidad de vapor y pocos gases incondensables.
Eyector de vapor	~102 mmHg abs	Relativamente libre de problemas. Apropiado para succión de gases condensables e incondensables.
Bomba "Nash"	300 mmHg abs	Satisfactoria para succión de polvo y aire a bajo vacío.
Bomba de vacío recíprocante	1 a 10 mmHg abs	Idónea para extraer sustancias que contienen poca cantidad de gas condensable. Requiere mantenimiento periódico. En algunos casos tienen poca resistencia a la corrosión.

2.2.5 SUMINISTRO DE ENERGIA

Estudios económicos en el área de producción de agua destilada siempre han llevado a la elección de plantas de doble propósito en las cuales se utilice una sola fuente de energía a fin de obtener un beneficio económico sustancial en los costos de producción tanto del agua como del otro producto, que generalmente es el que utiliza la energía en forma directa y la energía térmica contenida en un efluente de dicho proceso es recuperada para finalmente utilizarse en la planta de destilación de agua.

Un ejemplo a gran escala son las plantas de generación de potencia y desalinización de agua, en esta última se utiliza vapor como medio de calentamiento, generado a partir de gases de desecho a alta temperatura (900°F aprox.) provenientes de las turbinas de gas, en donde se requiere de un equipo auxiliar para recuperar el calor. Para este caso el tipo de proceso utilizado es generalmente destilación instantánea múltiple etapa y algunas veces evaporación múltiple efecto.

La diferencia entre la producción combinada y la generación de energía eléctrica en forma aislada, desde el punto de vista de ahorro de energía, se ilustra en la fig. 2.8.

A pequeña escala, en plataformas y barcos, la desaladora forma parte del sistema de enfriamiento de los motores, el calor rechazado por el fluido de enfriamiento es aprovechado para destilar el agua de mar; la recuperación de calor es directa. Para estos casos se utiliza un solo efecto o etapa

según el tipo de destilación.

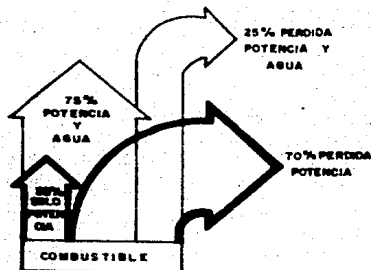


FIG. 2.9: COMPARACION DE EFICIENCIAS.

La planta desaladora que se propone en el presente trabajo puede clasificarse dentro de las de pequeña escala, además, utiliza energía recuperada de gases de escape provenientes prácticamente de cualquier proceso en donde se quemé combustible y los gases no sean excesivamente sucios en cuanto a contenido de carbón y azufre. Esta energía es utilizada para calentar agua que proporcione el calor necesario para la destilación.

Las razones por las que se emplea agua en lugar de vapor como medio de calentamiento son la magnitud de la carga térmica, la ausencia de plantas de tratamiento de agua y la facilidad de transporte de los líquidos respecto a los gases. Sin embargo, este tipo de recuperador de calor también puede aplicarse para generar vapor, si así se desea.

Existen varios equipos que pueden cumplir con el propósito de

recuperar calor de gases de combustión, entre ellos están: economizadores, cambiadores de calor regenerativos y tubos térmicos

A. TUBOS TERMICOS^{23,24}

Las ventajas de estos dispositivos son:

- Pueden operar con una gran diferencia de presión entre las corrientes.
- Evitan la contaminación entre corrientes.
- Hay una gran aproximación al proceso de transferencia de calor en contracorriente pura.
- Ya que el calor latente de vaporización generalmente tiene un valor elevado, pueden transportarse cantidades considerables de calor con una diferencia de temperatura muy pequeña entre los extremos del tubo, por lo tanto, la estructura tendrá una gran conductancia térmica efectiva. La operación prácticamente isotérmica, exclusiva de este tipo de dispositivos, resulta muy ventajosa cuando se opera cerca de puntos de rocío ácidos, condición frecuente cuando se manejan gases de escape.
- Existe facilidad de reemplazo de los tubos deteriorados, y aún con ellos el equipo puede seguir operando.
- Tanto la sección de evaporación como la de condensación puede orientarse en cualquier posición.
- Tiene la habilidad de actuar como un transformador de

flux térmico.

- Baja caída de presión.
- Tamaño relativamente compacto.
- Bajo costo relativo.
- No hay partes móviles.
- No se requiere energía auxiliar inherente al equipo (excepto por el probable uso de ventiladores para los gases de combustión).

Las limitaciones de los tubos térmicos son:

- Intervalos de temperatura limitados por la substancia de trabajo interna.
- La orientación de los tubos afecta el tamaño del equipo.
- Materiales adecuados restringidos.
- Necesidad de ductos adyacentes.

Sin embargo, ninguna de las tres primeras limitaciones es particularmente importante entre -60 y 500°F.

Los tubos térmicos son dispositivos que transfieren calor a través de los procesos de evaporación y condensación de un fluido que circula dentro de una cavidad sellada.

En un tubo térmico se transfiere energía de la siguiente manera. El líquido se vaporiza en la zona de evaporación absorbiendo el calor latente de vaporización durante el proceso. El vapor fluye hacia el condensador, pues allí hay menor presión de vapor, donde se licúa cediendo el calor latente a los alrededores.

Algunos modelos cuentan con una sección adiabática cuyo

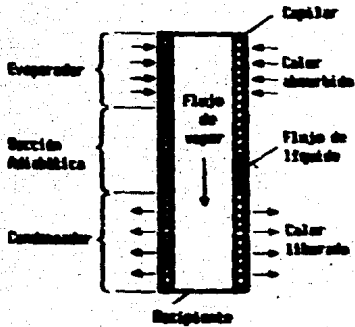


FIG. 2.9a : TUBO TERMOFISI PASIVO POR CAPILARIDAD

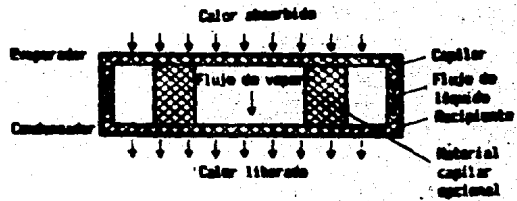


FIG. 2.10a : TUBO TERMOFISI DE PLACAS PLANAS

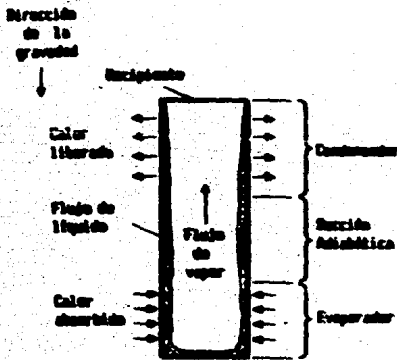


FIG. 2.9b : TERMOFISIÓN CERRADO A SUS FACES

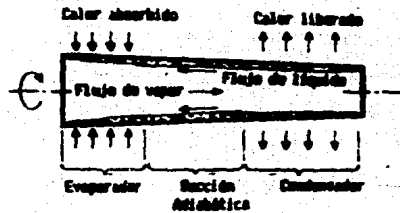


FIG. 2.10b : TUBO TERMOFISI INVERTIDO

propósito es separar la zona de evaporación de la zona de condensación una distancia específica según la aplicación.

La circulación del fluido puede lograrse de diferentes formas, la más común es el uso de fuerzas capilares generadas por una estructura capilar porosa, pero también por fuerzas gravitacionales, fuerzas rotatorias inducidas y, raras veces, por fuerzas electrostáticas u osmóticas. En las figuras 2.9 y 2.10 se ilustran cuatro configuraciones típicas.

Los tubos térmicos usualmente son cilindros circulares por su facilidad de manufactura y porque son muy resistentes, excepto los del tipo placa, cuya geometría es cuadrada o rectangular.

La primera configuración es la más empleada. El líquido fluye bajo la acción de fuerzas capilares y/o gravitacionales, y no hay restricción en la orientación del tubo, sin embargo las fuerzas gravitacionales hacen que su funcionamiento y por lo tanto su tamaño dependan de la orientación.

Si el condensador se encuentra más arriba que el evaporador, la circulación del líquido se puede lograr tan solo con las fuerzas gravitacionales y el uso del capilar puede ser eliminado. A este dispositivo se le denomina termosifón cerrado a dos fases. No obstante, algunas veces se le adapta una estructura capilar, alambres o deflectores, para mejorar el contacto entre el líquido y la pared.

Puede surgir alguna confusión del hecho de que frecuentemente se usa el término de tubo térmico en forma genérica sin tomar en cuenta la última distinción.

Los tubos térmicos que controlan la rapidez a la que transfieren el calor, algunas veces llamados tubos térmicos controlados, existen en tres distintas categorías: tubos térmicos de conductancia variable, cuya rapidez de transferencia de calor varía continuamente, se usan generalmente para control de temperatura; interruptores térmicos, que pueden transferir calor o actuar como aislantes; y diodos térmicos, que transfieren calor en una dirección pero actúan como aislantes en la dirección contraria.

Frecuentemente se necesita conocer la carga térmica a lo largo del tubo y la temperatura de operación. En un tubo térmico no controlado estos parámetros se ajustan para satisfacer las condiciones tanto de la fuente como del receptor de calor, aunque hay límites máximos a la transferencia de calor las propiedades del fluido restringen la temperatura de operación a un intervalo entre el punto triple y el punto crítico.

CUADRO 2.4 : INTERVALOS DE OPERACION RECOMENDADOS DE ALGUNOS FLUIDOS DE TRABAJO PARA LOS TUBOS TERMICOS³⁴

FLUIDO	TEMPERATURA DE FUSION °C	TEMPERATURA EBULLICION °C	INTERVALO DE TEMPERATURAS °C (°F)
Acetona	-95	57	0 (32) - 120 (240)
Metanol	-98	64	10 (50) - 130 (266)
Etanol	-112	78	0 (32) - 130 (266)
n Heptano	-90	98	0 (32) - 150 (302)
Agua	0	100	32 (86) - 200 (392)
Termex	12	257	150 (302) - 395 (743)

B. APLICACIONES ³⁵ 34

Los tubos térmicos han sido construidos en tamaños desde 3 mm. hasta casi 1 m. de diámetro y con relaciones de longitud a diámetro desde .1 hasta 450.

Estos tienen cuatro funciones generales y en algunas de las aplicaciones se conjugan varias de ellas (cuadro 2.5).

Transferencia de calor (H).

Quando el propósito es la transferencia de calor

eficiente, aunque todos los tubos térmicos presentan una gran rapidez de transferencia de calor para diferencias de temperatura pequeñas entre ambos extremos del tubo.

Isotermalización (I).

Cuando el objetivo primordial es el reducir gradientes de temperatura ya existentes en un cuerpo, aunque una característica general de estos equipos es que operen con superficies prácticamente isotérmicas.

Control de temperatura (C).

Cuando el tubo térmico sirve para controlar la temperatura de un cuerpo. Normalmente se necesita que la conductancia térmica sea variable, aunque puede ser de conductancia fija si no se requiere un estricto control de temperatura.

Transformación de flujos de calor (T).

Cuando la aplicación específica requiere diferentes flujos caloríficos en la fuente y el receptor. Dichos flujos difieren si las áreas de transferencia del evaporador y del condensador no son iguales.

Los intercambiadores de calor de tubos térmicos en sistemas gas-líquido se parecen a las unidades tipo gas-gas en que también se emplea un haz de tubos en arreglo triangular. Sin embargo, debido al incremento del coeficiente de transferencia de calor del líquido externo a la sección de condensación, generalmente no se usan aletas en esta zona. Además, su longitud puede resultar sustancialmente más corta que la del evaporador.

CAPÍTULO 2.5 : ALCUNAS APLICACIONES DE LOS TUBOS TERCIOS

CLAVES	APLICACIONES
N	En intercambiadores de calor: Aire - aire: ventilación, acondicionamiento, y recuperación de calor en procesos de secado
N, T	Gas o aire - agua : procesos de recuperación de calor
N, T	Gas - aire: procesos de recuperación de calor
N, I, C, T	En equipos electrónicos: Papeles semiconductores de alta densidad
I, C,	Hornos de Microondas
N, T	Asedus de tubos de Rayos X
N, T	En equipos eléctricos: Motores
N	Transferadores
I	Junta de cables de potencia enterrados
I, T	En hornos: Hornos de panadería
I, T	Hornos de altas temperaturas
N	Transportes: Rayos anticampanantes
N	Recongelación de caminos y puentes
N, T	Sistemas de Freno
I	Misceláneos: Satélites artificiales y espejos laser
N	Cirugía criogénica, calentadores de agua médicos
N, T	Colectores solares y plantas de desalación solar

C. TUBOS TERMICOS PROMOVIDOS POR CAPILARIDAD ==

Balace de Presión.

En este tipo de tubo, se mantiene una diferencia de presión entre el vapor y el líquido por una interfase curva, líquido-vapor en el capilar. La curvatura varía axialmente y el efecto es más marcado en el extremo del evaporador, donde la diferencia de presión local es mayor.

Se establece un balance con esta diferencia de presión en el extremo del evaporador, compensando las caídas de presión asociadas con los flujos de líquido y vapor y de esta manera se mantiene la circulación del fluido de trabajo.

A bajas velocidades de vapor, la interfase es plana en el extremo del condensador, lo cual corresponde a una diferencia de presión local igual a cero. Las variaciones axiales típicas en la forma de la interfase se muestran en la fig. 2.11 a, y la distribución axial de presiones en el líquido correspondiente y el vapor se muestra en la fig. 2.11 b.

A velocidades de flujo de vapor moderadas, los efectos dinámicos causan un incremento en la presión (estática) del vapor en dirección al flujo, a medida que el vapor pierde velocidad en la sección de condensación. El efecto de estas variaciones en la forma de la interfase se muestra en la fig. 2.12 a, así como la distribución de presiones correspondiente en la fig. 2.12 b. La diferencia de presión entre el vapor y el líquido en el condensador es pequeña, pero aún se da una interfase plana en este extremo, por lo que el balance de presión es similar al caso anterior.

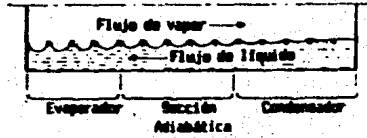


FIG. 2.11a : PERFIL DE LA INTERFASE LIQUIDO VAPOR A BAJA VELOCIDAD DE FLUJO DE VAPOR

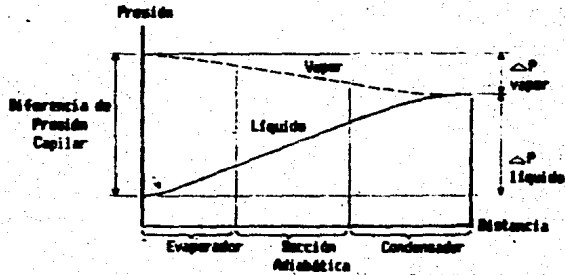


FIG. 2.11b : DISTRIBUCIONES DE PRESION AXIAL A BAJA VELOCIDAD DE VAPOR

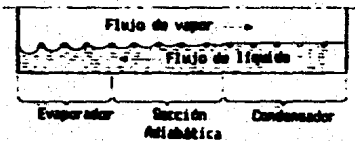


FIG. 2.12a : PERFIL DE LA INTERFASE LIQUIDO-VAPOR A VELOCIDAD MODERADA DE FLUJO DE VAPOR

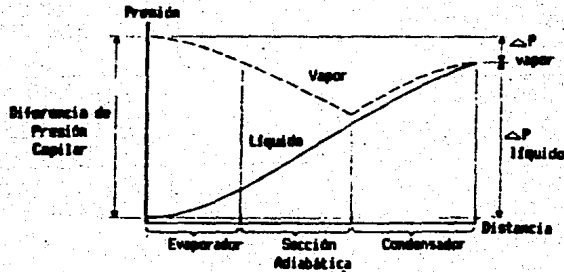


FIG. 2.12b : DISTRIBUCIONES DE PRESION AXIAL A VELOCIDAD MODERADA DEL FLUJO DE VAPOR

Puede surgir una situación diferente a altas velocidades de flujo de vapor si la caída de presión en el líquido que fluye en el capilar es pequeña. El cambio de presión del vapor entre los extremos del condensador puede exceder la caída de presión en el líquido; si en esta situación las presiones del vapor y del líquido fueran iguales en el extremo del condensador, la presión en el líquido excedería la del vapor en el resto de la sección de condensación. Esto requiere que el menisco sea convexo, penetrando en el ducto de vapor. Sin embargo, este tipo de menisco es inestable porque el líquido condensado se deposita continuamente en dicha sección.

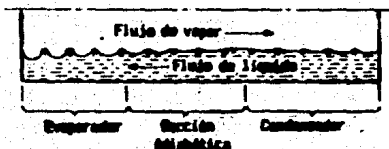


FIG. 2.13a : PERFIL DE LA INTERFASE LÍQUIDO-VAPOR A ALTA VELOCIDAD DE FLUJO DE VAPOR

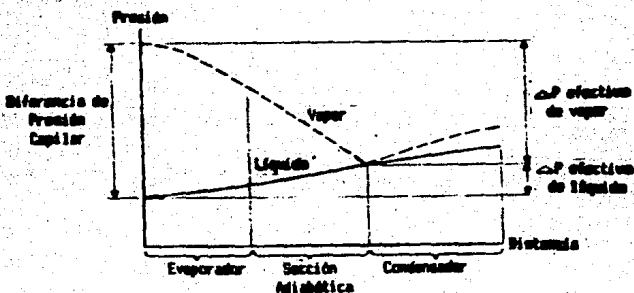


FIG. 2.13b : DISTRIBUCIONES DE PRESIÓN AXIAL A ALTA VELOCIDAD DE FLUJO DE VAPOR

Por lo tanto, la igualdad de presiones del líquido y del vapor ocurre realmente a la entrada del condensador. Estos efectos se muestran en las figuras 2.13 a y b. La presión del vapor nunca es menor que la del líquido. En este caso, la suma de las caídas de presión del líquido y del vapor en el evaporador y la sección adiabática son las únicas que están balanceadas por la diferencia de presión capilar. Las distribuciones de presión en el líquido en las figuras 2.11 b, 2.12 b y 2.13 b, muestran una caída de presión en la dirección al flujo, que es usualmente el caso. Sin embargo, cuando el evaporador está más abajo que el condensador, es posible, en ciertas circunstancias, que la presión del líquido aumente en dirección al flujo debido al predominio de las fuerzas gravitacionales sobre las de fricción. El flujo del líquido no es entonces debido a fuerzas capilares y el tubo térmico se excluye de la categoría con fuerza motriz capilar.

D. LIMITES DE OPERACION 22.34

La rapidez de transferencia a lo largo de un tubo térmico capilar está sujeta a ciertos límites máximos llamados límites de operación. El límite cuyo valor sea el más bajo, a cualquier temperatura de operación dada, será el que defina la máxima rapidez de transferencia de calor a dicha temperatura.

1. Límite de Presión de Vapor.

Es debido a las fuerzas viscosas. La presión de vapor en un tubo térmico es baja a temperaturas cercanas al límite inferior del intervalo de operación. La máxima presión de vapor ocurre al inicio del evaporador y aún en este punto la presión puede ser tan baja que este hecho, aunado al requisito de que la presión de vapor deba ser mayor a cero, define un límite para la caída de presión del vapor, como se ve en la fig. 2.14.

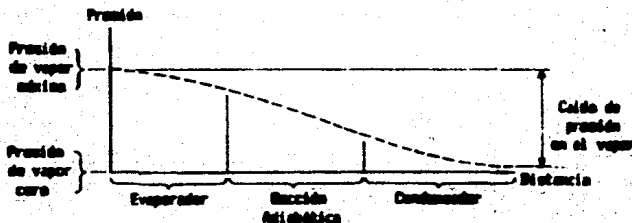


FIG. 2.14: DISTRIBUCIÓN DE LA PRESIÓN AXIAL DEL VAPOR PARA EL LÍMITE DE PRESIÓN DE VAPOR

Consecuentemente la rapidez de transferencia de calor a lo largo del tubo también está limitada. Cerca de este límite pueden ocurrir gradientes axiales de temperatura apreciables.

Al inicio del evaporador, a una presión de vapor dada y por lo tanto, a su temperatura correspondiente, existe un límite de presión de vapor particular. Incrementando la temperatura se obtendrá un nuevo valor límite superior al anterior. Bajar la temperatura en el condensador no

mejora la transferencia de calor, pues ya de por sí la presión de vapor en este extremo es muy baja.

2. Límite Sónico.

A baja temperatura dentro del intervalo operacional, la presión y la densidad del vapor son bajas, y su velocidad es alta. Sin embargo, la velocidad del vapor a la entrada del condensador no puede exceder la velocidad local del sonido. Cuando el vapor alcanza la velocidad del sonido, el flujo se interrumpe y la rapidez de transferencia de calor alcanza su valor máximo. En estas condiciones se presentan gradientes axiales y radiales apreciables de temperatura en el evaporador.

Analogamente al límite anterior, al inicio del evaporador, a una temperatura dada, corresponde un valor particular para el límite sónico que se incrementa al elevar la temperatura. En el condensador tampoco se mejora la transferencia de calor al bajar la temperatura ya que la velocidad de flujo de vapor no puede aumentar si se han alcanzado las condiciones sónicas.

3. Límite de Arrastre.

La velocidad de flujo relativa entre el líquido y el vapor en un tubo térmico es elevada; las gotas de líquido pueden ser arrancadas de la superficie capilar y arrastradas por el vapor que fluye hacia el condensador. El líquido arrastrado nunca llega al evaporador, de tal forma que la

cantidad de líquido disponible para transferir calor disminuye. En condiciones severas de arrastre, el evaporador puede secarse. La rapidez de transferencia de calor a la cual sucede esto se denomina límite de arrastre. No obstante, en la práctica la carga térmica a la que empieza el arrastre es generalmente considerada como un margen seguro de operación debido a que su valor es más fácil de determinar que el verdadero límite de arrastre. Las características del capilar son factor importante en la eliminación del arrastre.

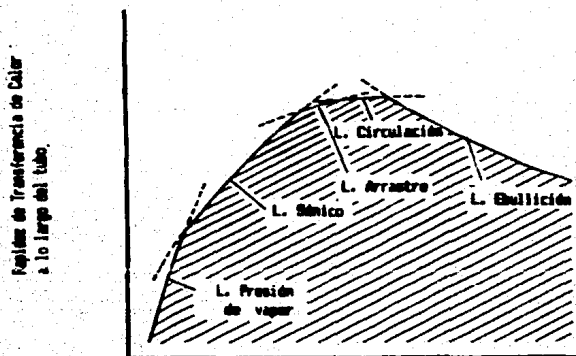
4. Límite de Circulación o Límite Capilar.

La diferencia de presión capilar, que promueve la circulación del fluido a lo largo del tubo, es limitada por las propiedades físicas de dicho fluido así como las del capilar utilizado. Una vez que se alcanza la máxima diferencia de presión capilar, la rapidez con la que circula el fluido ha alcanzado su máximo valor y cualquier intento por aumentar la rapidez de transferencia de calor resulta en una falla del sistema pues se provoca el secado del evaporador.

5. Límite de Ebullición.

Es, esencialmente, un límite al flux de calor radial a través del capilar en la sección de evaporación exclusivamente, pero puede ser expresado en términos de capacidad de transporte de calor axial.

Si el líquido en el evaporador hierve dentro del capilar, las burbujas de vapor tienen dificultad en escapar del mismo interfiriendo con la circulación del líquido. Si la ebullición es suficientemente intensa, el capilar se seca a nivel del evaporador. La rapidez de transferencia de calor a estas condiciones se llama límite de ebullición pero, debido a que su determinación es difícil, se emplea el valor al cual comienza la ebullición nucleada, propiamente dicha, como un límite operativo seguro.



Temperatura en el extremo inicial del evaporador

FIG. 2.15 : ZONA OPERACIONAL TEORICA

Estas restricciones delimitan la zona de operación de un tubo térmico específico en una gráfica de rapidez de transferencia de calor contra temperatura al inicio del evaporador.

Normalmente la variación de temperaturas en un tubo térmico

es pequeña y no afecta en forma significativa la temperatura que se usa para la construcción de la gráfica anterior. Sin embargo, en los límites de presión de vapor y sónico o cerca de ellos se presentan gradientes de temperatura considerables y la temperatura más significativa es aquella que se tiene en el extremo inicial del evaporador.

El punto de operación del tubo térmico debe estar localizado dentro del área sombreada de la fig. 2.15. Usualmente se busca que dicho punto esté dentro del intervalo de temperatura en el que se pueda presentar el límite de circulación pues en esta zona es donde generalmente se obtienen los valores más elevados de rapidez de transferencia de calor. Es de particular importancia evitar alcanzar el límite de circulación puesto que esto corresponde a un secado del evaporador.

Para una condición límite de flux de calor constante en el evaporador, puede ocurrir un sobrecalentamiento y el tubo térmico se fracturaría.

En otras condiciones límite, los efectos son menos severos ya que, por ejemplo, los límites de arrastre y ebullición considerados no corresponden a una condición de secado del evaporador; así como tampoco el límite sónico ni el límite de presión de vapor. Pero usualmente se evita trabajar en estas últimas zonas porque se asocian con baja rapidez de transferencia de calor y gradientes de temperatura elevados dentro del tubo.

E. CAPILARES

Para la selección de un capilar se deben tomar en cuenta los siguientes factores:

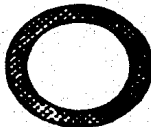
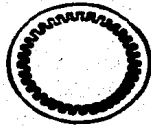
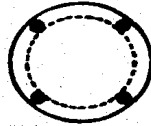
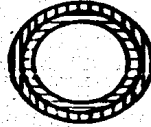
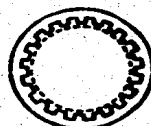
- a. La conductividad térmica efectiva, KW , debe ser grande si se requiere minimizar la caída de temperatura a través de capilar.
- b. El radio capilar, RH , debe ser pequeño si se requiere una gran diferencia de presión capilar.
- c. La permeabilidad, K , debe ser grande si se requiere minimizar la caída de presión del líquido (debida a la fricción), por ejemplo, cuando se requiere un valor elevado para el límite de circulación y, como es frecuentemente el caso, la caída de presión del líquido controla dicho límite.

La necesidad de que KW y K sean grandes, y que RH sea pequeño, resulta algo conflictiva para capilares sencillos tales como los del tipo homogéneo y tipo acanalado longitudinal. Pero siempre se debe buscar la posibilidad de compensar de alguna manera cierta característica que pudiera ser adversa si dicho capilar es fácil de manufacturar.

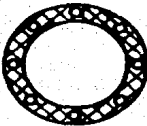
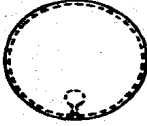
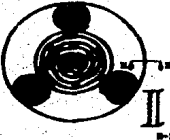

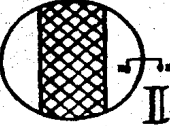
En el caso de termosifones que requieran utilizar algún tipo de interno, los capilares homogéneos y los acanalados son los más adecuados.

El cuadro 2.6 muestra las ventajas y desventajas de los tipos básicos de capilares empleados en tubos térmicos.

CUADRO 2.6 : CAPILARES TÍPICOS PARA TUBOS TÉRMICOS. 23

TIPO DE CAPILAR	VENTAJAS	DEBILIDADES	
	<p>1. Mallas : malla de alambre owo- : llada, partículas ote- : ricas espezadas, fibras : otdica afeipada, : fibra carbnica tejida : o afeipada.</p>	<p>RM puede ser grande RM puede ser chico : Generalmente fcil de : construir. Inconveniente a : un llenado deficiente y : a gases incondensables</p>	<p>K no es generalmente : alta</p>
	<p>2. Acanalado Longitudinal. : pueden tener perfil : rectangular u otro : no rectangular</p>	<p>RM puede ser grande K puede ser grande Relativamente fcil de : construir</p>	<p>RM es en generalmen- : te baja : Propenso al avance</p>
	<p>3. Anular : malla de alambre : separada de la pared</p>	<p>RM puede ser chico K puede ser grande : fcil de construir</p>	<p>RM es chica con la : mayoría de los fluidos : de trabajo. : Propenso y sensible a : obstruccin sucia, : a un llenado deficiente : y a gases incondensables</p>
	<p>4. Compuesto : dos o ms capas de : material homogneo : el material ms cercano : a la pared es el de : peso ms grande</p>	<p>RM puede ser grande RM puede ser chico K puede ser muy alta Relativamente inconve- : niente al llenado defi- : ciente y a gases : incondensables</p>	<p>Sensible a obstruccin : a obstruccin sucia</p>
	<p>5. Acanalado cubierto por malla : con canales : rectangulares u otro : perfil</p>	<p>RM puede ser grande RM puede ser chico K puede ser grande Relativamente fcil : de construir</p>	<p>Sensible a obstruccin : sucia, llenado : deficiente y gases : incondensables</p>

continuación

TIPO DE CAPILAR	VENTAJAS	DESVENTAJAS
 <p>6. Arteria Integral arterial homogénea con arterias interconstruidas</p>	<p>KI puede ser grande NI puede ser chico K puede ser grande</p>	<p>Sensible a ebullición nucleada, llenado deficiente e incondensables aunque funciona con capacidad reducida si algunas o todas las arterias son imperantes</p>
 <p>7. Arteria con Pedestal/Malla malla de alambre que forma la arteria y el recubrimiento de la pared</p>	<p>KI puede ser grande y el espesor del capilar chico NI puede ser chico K puede ser grande</p>	<p>Sensible a ebullición nucleada, llenado deficiente y gases incondensables, aunque funciona con capacidad severamente reducida si la arteria es imperante</p>
 <p>8. Arteria Espiral / Canales Circunferenciales malla de alambre en espiral con espaciadores y rollos de alambre suavizantes para transferir líquido entre la arteria y los canales en el evaporador y en el condensador</p>	<p>KI puede ser grande y el espesor del capilar acanalado chico NI puede ser grande No propenso a nucleación en la arteria</p>	<p>Sensible a ebullición nucleada, llenado deficiente y gases incondensables, aunque funciona con capacidad reducida si parte de la arteria no vuelve imperante</p>
 <p>9. Arteria Central / Malla componente interno central, que forma las arterias, que van cubiertas con malla igual que la pared interna</p>	<p>KI puede ser grande y el espesor del capilar chico. NI puede ser chico. K puede ser grande. No propenso a nucleación en la arteria</p>	<p>Sensible a ebullición nucleada, llenado deficiente y gases incondensables, aunque funciona con capacidad reducida si algunas arterias se encuentran imperantes</p>
 <p>10. Banda Capilar / Acanalado Circunferencial banda central de material homogéneo con canales circunferenciales en el evaporador y en el condensador</p>	<p>KI puede ser grande y el espesor del capilar acanalado chico NI puede ser chico K no es alta pero NI es grande. Inmune a ebullición nucleada, llenado deficiente y gases incondensables</p>	

CAPITULO TRES

METODOLOGIA DEL DISEÑO TERMICO

CAPITULO TRES
METODOLOGIA DE DISEÑO TERMICO

3.1 BALANCES DE MATERIA Y ENERGIA Y POTENCIAL TERMICO

3.1.1 DIAGRAMA DE BALANCE DE MATERIA DEL PROCESO

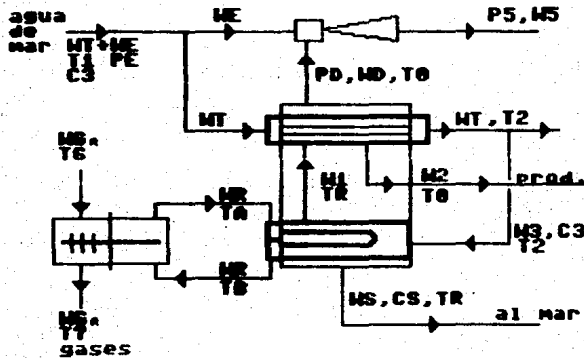


FIG. 3.1 : BALANCE DE MATERIA

CUADRO 3.1 : GASTOS DE MATERIA

$W2$ capacidad desaladora

$$W3 = W3 - E1$$

$W6$ carga de incondensables

$$W4 = W6 + W5$$

$$W4 = W4 / W6$$

$W6$ alim. sist. vacio

$$W5 = W6 + W4$$

$$W5 = W6 + W4$$

$$E1 = W5 + W2$$

$$W6 = W6$$

$$W1 = E1 + W6$$

$$W4 = W4$$

$$X = W6 / W1$$

$$W3 = W5 + E1 = FR + W2$$

3.1.2 BALANCES DE CALOR EN LA DESALADORA

Evaporador.

A pesar de que el agua que entra a la alberca del evaporador llega precalentada, es necesario suministrarle cierta cantidad de calor sensible para que alcance la saturación.

$$Q(3) = W2 * CL * (TR - T2) \quad \dots (3.D.1)$$

$$Q(4) = E1 * LB \quad \dots (3.D.2)$$

$$QR = Q(3) + Q(4) \quad \dots (3.D.3)$$

El calor latente será el que se requiere para evaporar la cantidad de agua que se desea de producto mas cierta cantidad que se ventea por el sistema de vacío.

Por consiguiente, el flujo de agua de calentamiento necesario para cumplir ambos requisitos se calcula con la suma del calor sensible y el latente, es decir, el calor total:

$$WR = \frac{QR}{CL * (TA - TB)} \quad \dots (3.D.4)$$

Condensador.

A causa del aumento en el punto de ebullición, el vapor llega al condensador ligeramente sobrecalentado, por ello es necesario tomar en cuenta tanto el calor de sobrecalentamiento (calor sensible) como el calor de condensación (calor latente):

$$Q(1) = E1 * CV * (TR - T0) \quad \dots (3.D.5)$$

$$Q(2) = E1 * LA \quad \dots (3.D.6)$$

$$QC = Q(1) + Q(2) \quad \dots (3.D.7)$$

El flujo de enfriamiento se calcula en forma análoga al evaporador.

$$WT = \frac{QC}{CL * (T2 - T1)} \quad \dots (3.D.8)$$

Relación de Flujo (FR).

Se le denomina así a la relación entre el agua que se alimenta al evaporador, W3, y la cantidad de agua que pasa por los tubos del condensador, WT,:

$$FR = W3 / WT \quad \dots (3.D.9)$$

Esta relación podría tener el valor de uno como límite superior, sin embargo, eso implicaría que el equipo resultara muy grande y por lo tanto muy costoso.

Por otro lado, el valor mínimo depende de la concentración que se alcance en la alberca, CS, con el flujo de agua de mar, W3, que se alimenta y, consecuentemente, del porcentaje de evaporación. Un evaporador como el propuesto opera adecuadamente hasta un 80% de evaporación.

Es de suma importancia considerar la máxima concentración a alcanzar por varias razones, el efecto en el aumento del punto de ebullición, las normas ecológicas que deben cumplirse al regresar la salmuera al medio marino y para evitar la formación de depósitos en las superficies de transferencia.

Para obtener la concentración final de la salmuera, así como el gasto de agua de mar requerido en los tubos del

condensador, se realiza un balance de materia y energía, iterando WT, como se puede apreciar en el diagrama de flujo de la desaladora, considerando además que no hay arrastre de sales junto con el vapor.

$$WS + CS = WS + CS \quad \dots (3.D.10a)$$

$$CS = \frac{WS + CS}{WS} \quad \dots (3.D.10b)$$

3.1.3 POTENCIAL TERMICO DE LA DESALADORA

Los perfiles de temperatura para la desaladora son los siguientes:

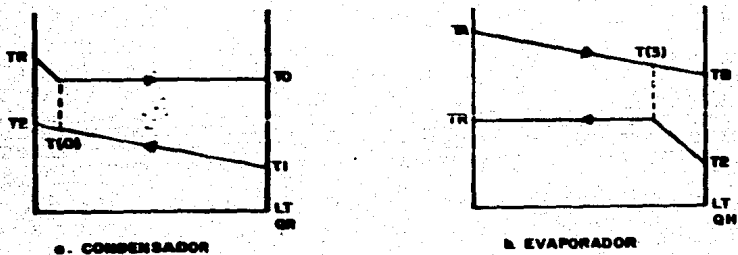


FIG. 3.2: PERFILES DE TEMPERATURA.

Hay que recordar que existe una diferencia entre T_0 y T_R debida al aumento del punto de ebullición del agua de mar.

En ambos equipos existen dos zonas, la correspondiente a calor sensible, donde se desobrecalienta o se calienta hasta la saturación y, la zona de calor latente, que es donde se condensa o se evapora respectivamente.

El potencial térmico efectivo se obtendrá de la ponderación de las diferencias medias logarítmicas de temperatura sensible y latente.

Condensador:

$$T(0) = T_2 - \frac{\text{calor sensible}}{\text{calor total}} (T_2 - T_1) \quad \dots (3.D.11)$$

$$T(1) = \frac{(T_R - T_2) - (T_0 - T(0))}{\ln \frac{T_R - T_2}{T_0 - T(0)}} \quad \dots (3.D.12)$$

$$T(2) = \frac{T_1 - T(0)}{\ln \frac{T_0 - T(0)}{T_0 - T_1}} \quad \dots (3.D.13)$$

$$TL1 = \frac{\text{calor total}}{\frac{\text{calor sensible}}{T(1)} + \frac{\text{calor latente}}{T(2)}} \quad \dots (3.D.14)$$

En este equipo, como el grado de sobrecalentamiento es muy pequeño, puede considerarse que el proceso es isotérmico por el lado externo para efectos del factor de corrección del potencial térmico, FT, que en este caso, es igual a uno.

Evaporador:

$$T(3) = TB + \frac{\text{calor sensible}}{\text{calor total}} (TA - TB) \quad \dots (3.D.15)$$

$$T(4) = \frac{(T(3) - TR) - (TB - T2)}{\ln \frac{T(3) - TR}{TB - T2}} \quad \dots (3.D.16)$$

$$T(5) = \frac{TA - T(3)}{\ln \frac{TA - TR}{T(3) - TR}} \quad \dots (3.D.17)$$

$$TH1 = \frac{\text{calor total}}{\frac{\text{calor sensible}}{T(4)} + \frac{\text{calor latente}}{T(5)}} \quad \dots (3.D.18)$$

En este equipo se presenta un mayor gradiente entre la temperatura de entrada, T2, y la de saturación, TR, por lo que a pesar de tratarse de evaporación, podría no resultar flujo a contracorriente pura.

En consecuencia, se requiere calcular el factor de corrección de la diferencia de temperatura, FT, y verificar que sea mayor o igual a .85; en caso de no cumplirse este criterio se debe incrementar la temperatura de entrada del fluido de calentamiento.

Para su evaluación se dispone de las siguientes ecuaciones:

$$R = \frac{T_A - T_B}{T_R - T_2} \quad \dots (S.D.19)$$

$$S = \frac{T_R - T_2}{T_A - T_2} \quad \dots (S.D.20)$$

Si $R \neq 1$:

$$FT = \frac{(R^2 + 1)^{-0.5} \ln \frac{(1 - S)}{(1 - R \cdot S)}}{(R - 1) \ln \left(\frac{2 - S(R + 1 - (R^2 - 1) \cdot S)}{2 - S(R + 1 + (R^2 - 1) \cdot S)} \right)} \quad \dots (S.D.21)$$

Si $R = 1$:

$$FT = \frac{2 \cdot s + s}{(1 - s) \ln \left(\frac{2 - s (2 - 2 \cdot s)}{2 - s (2 + 2 \cdot s)} \right)} \quad \dots (3.D.22)$$

Entonces:

$$DT = TM_1 \cdot FT \quad \dots (3.D.23)$$

3.1.4 POTENCIAL TERMICO DEL RECUPERADOR DE CALOR

El potencial térmico efectivo para arreglos en flujo cruzado, en la sección de evaporación, se obtiene de corregir la diferencia media logarítmica de temperatura, TE, por el factor FT. En este caso particular: $FT = 1$, pues debido a la isotermicidad del fluido de trabajo:

$$R_1 = \frac{T_6 - T_7}{T_H - T_H} = \infty \quad \dots (3.R.1a)$$

$$R_2 = \frac{T_H - T_H}{T_6 - T_H} = 0 \quad \dots (3.R.1b)$$

$$TE = \frac{T_6 - T_7}{\ln \frac{T_6 - T_H}{T_7 - T_H}} \quad \dots (3.R.2)$$

En forma análoga, en la sección de condensación, el factor FT es igual a uno, a causa de la isotermicidad del proceso, por lo tanto, la diferencia de temperatura se calcula:

$$TL = \frac{TB - TA}{\ln \frac{TH - TA}{TH - TB}}$$

... (3.R.3)

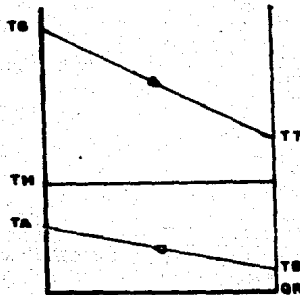


FIG. 3.2.- PERFILES DE TEMPERATURA DEL RECUPERADOR DE CALOR.

3.2 CRITERIOS DE DISEÑO

3.2.1 CONDENSADOR

A. EVALUACION TERMICA

LADO EXTERNO

La presencia de las fases liquido-vapor y sus interacciones introducen complicaciones en la transferencia de calor por condensación.

Considerando el caso más simple, que es el de un componente puro, un análisis teórico del fenómeno consiste en determinar los perfiles de velocidad y temperatura a través de las resistencias al flujo de calor, representadas por la película de condensado y por la fase vapor.

Debido a que usualmente la película de condensado es la resistencia controlante, el análisis teórico determina el espesor de dicha película y, con la conductividad térmica del liquido, se determina el valor del coeficiente de transferencia de calor. Por tanto:

$$\text{coef. indiv. de condensación} = \frac{\text{conductividad térmica del condensado}}{\text{espesor de la película de condensado}}$$

Nusselt, en 1916, desarrolló por primera vez expresiones para componentes puros sobre superficies horizontales y verticales. Las principales suposiciones fueron: la película de liquido fluye a régimen laminar, el vapor saturado no ejerce influencia sobre la película y la transferencia de

calor es por conducción a través de dicha película.^{20,21}

Las ecuaciones aplican tanto dentro como fuera de tubos. Su forma general es la siguiente:

$$hM = a \left(\frac{g * PD (PD - PV) KL^3 + LA}{LT + ML + \Delta T} \right)^{.25} \dots (3.D.24)$$

En algunos casos se considera: $PD = PD - PV$, por lo tanto $PD(PD - PV) = PD^2$

Cuando se trata de un haz de tubos horizontal, aparece el efecto de goteo del condensado de los tubos superiores sobre los inferiores, lo cual debe considerarse en la ecuación de condensación.

Algunos autores^{20,21} toman en cuenta este efecto al incluir el número de tubos elevado a la potencia 2/3 en el denominador dentro del paréntesis. Aunque en algunos casos se usa el número de tubos en la hilera central vertical.

En Japón²², se ha utilizado con buenos resultados la siguiente correlación que cumple con la forma general para el coeficiente de transferencia de calor de condensación, cuando la cantidad de incondensables es menor al 4%.

$$hM = .725 \left(\frac{KL^3 + PD^2 * LA * g_a}{ML + DO (TO - TW) NC} \right)^{.25} * C1 * F \dots (3.D.25)$$

TW se calcula suponiendo el coeficiente externo.

$$T_W = T_3 + H_S \frac{(T_0 - T_3)}{(H_{10} + H_S)} \quad \dots (3.D.26)$$

CUADRO 3.2 : INFLUENCIA DEL NUMERO DE TUBOS EN DIRECCION VERTICAL EN LA HILERA CENTRAL

NC	CI
1	1.310
2,6	$1.2379 + 3.5361E-2 * NC - 1.5703E-3 * NC^2$
>16	1.4017

F cuando los gases incondensables son menores al 4% en peso:

$$F = 1 - 34.3 * X + 1.2268E3 * X^2 - 1.4923E4 * X^3 \quad \dots (3.D.27)$$

Las propiedades se calculan a la temperatura de película definida como:

$$T_F = (T_0 + T_W) / 2 \quad \dots (3.D.28)$$

Este factor de corrección toma en cuenta los efectos causados por la presencia de incondensables, sin recurrir a estudios más detallados de transferencia de masa.

Si la cantidad de incondensables es mayor al 4%, aplicará la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{h_{D0}} = \frac{0.8}{0.4 * h_{D0}} + \frac{1}{h_M} \quad \dots (3.D.29)$$

Para el cálculo de h_M , puede emplearse la ecuación 3.D.25 sin incluir el factor F, y el coeficiente de película:

$$h_{D0} D_0 / K_V = .33 R_2^{.44} * P_N^{.33} \quad \dots (3.D.30)$$

Para la determinación de Q_8 se requiere la curva de condensación en función de la temperatura.

LADO INTERNO

Ribas y Cane²⁷ reunieron un banco de datos conteniendo 90 puntos de cuatro fuentes distintas para revisar la confiabilidad de las correlaciones existentes para coeficientes de transferencia de calor por convección forzada dentro de tubos, sin cambio de fase.

Es necesario que el cálculo del coeficiente interno sea seguro ya que su contribución como resistencia al coeficiente global es significativa; a veces llega a ser la mitad de la resistencia total.

Para que sea válida la correlación obtenida por estos investigadores debe cumplirse que:

1. El fluido utilizado sea agua o agua de mar
2. La máxima temperatura del agua no exceda 302°F (150°C), con un número de Prandtl entre 1.1 y 9.
3. La presión no exceda de 73 lb/pulg^2 (5 bars).
4. La diferencia de temperatura en el seno del fluido sea menor de 54°F (30°C), por ello el factor de corrección por viscosidad se toma como 1.
5. El número de Reynolds sea mayor a 10000.
6. La relación longitud de tubo / diámetro de tubo sea mayor a 20.

De las siete correlaciones comparadas por los autores anteriores, la que mejor se ajusta a los datos es la de

Petukhov y Popov, la cual es función del Reynolds, del Prandtl y del factor de fricción. No se utiliza en el presente trabajo debido a su complejidad.

Rabas y Cane realizaron la correlación de los mismos datos para obtener una ecuación simple del mismo tipo que la de Sieder y Tate, llegando a lo siguiente:

$$HI = KL^{1/2}/DI * 0.015 * RE^{0.33} * P(1)^{0.44}$$

... (3.D.31)

Ambas correlaciones entran en una banda de 10% de error únicamente. Además, el error promedio es prácticamente cero. Es por ello que, en el presente trabajo, se utiliza para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor internos tanto en el condensador como en el evaporador.

B. EVALUACION HIDRAULICA

LADO EXTERNO

Puesto que a medida que el vapor se condensa, éste se va recolectando en la charola por escurrimiento, puede considerarse que la caída de presión externa del condensador es debida únicamente al vapor. Lo anterior justifica el que se emplee el método de Bell simplificado, tomando en cuenta la carga total de vapor en el condensador.

A pesar de la configuración de la desaladora, para fines de cálculo de caída de presión, se considera como diámetro ficticio de la envolvente del condensador al diámetro libre de tubos mas 1.5 pulg.

En cuanto a los espaciamientos entre tubos se tiene:

CUADRO 3.3 : ESPACIAMIENTOS ENTRE TUBOS 21

Tipo de Arreglo	Espaciamiento	Espaciamiento
	Transversal (PP)	Paralelo (PP)
cuadrado	PC	PC
triángular	PC	.866 PC

Las manparas utilizadas en el condensador sólo sirven de soporte a los tubos y no tienen corte de ventana debido a que el vapor fluye en forma cruzada.

El número de hileras de tubos en una sección de flujo cruzado se tomará como el número total de hileras de tubos en la línea central.

$$NC = D1 / PP \quad \dots (3.D.32)$$

Además, la fracción de tubos en flujo cruzado es igual a uno, puesto que el vapor atraviesa transversalmente el haz de tubos en toda su longitud.

El Área de flujo cruzado en la línea central del condensador, para arreglo no rotado, tanto triangular como cuadrado, es:

$$SF = SB * (D1 - OT) + \left(\frac{ (OT - DO) (PC - DO) }{ PC } \right) \quad \dots (3.D.33)$$

El espesor de los espejos se toma como el mayor de los siguientes dos cálculos:

$$X_A = \frac{.31 + PZ + OT}{FV + \left(1 - \frac{DO}{PC}\right)} \quad \dots (3.D.34a)$$

$$X_B = \frac{OT}{2} \left(\frac{PZ}{FV}\right)^{.88} \quad \dots (3.D.34b)$$

donde PZ es la presión de diseño máxima entre tubos y envolvente; en este caso se toma la de los tubos, pues la envolvente está a vacío.

El espesor real se considera con tolerancias a la corrosión por envolvente y por tubos.

$$T_X = X_{\text{max}} + 3/8 + \text{tolerancias a la corrosión} \quad \dots (3.D.35)$$

Por la estructura particular del condensador, no se presentan flujos de derrame caspara-envolvente.

El número de casparas es:

$$N_B = \frac{\text{longitud espejo-espejo}}{\text{espaciamiento max. entre casparas}} - 1 \quad \dots (3.D.36a)$$

donde:

$$\text{long. espejo-espejo} = LT - 2 + T_X \quad \dots (3.D.36b)$$

El número de Reynolds a través del envolvente se calcula para cada área entre dos casparas y/o espejos.

$$R2 = \frac{W1 * D0 * 12}{SF * (NB + 1) * 2.42}$$

... (3.D.37)

donde la razón de W1 en (NB + 1) es el gasto que pasa entre dos aspas.

Factor de Fricción, F2.

Bell realizó algunas correlaciones para combinaciones comunes de diámetros de tubos y espaciamientos entre ellos, a fin de obtener el factor de fricción para bancos ideales de tubos en función del número de Reynolds. (cuadro 3.4)

En consideración a que la fracción de tubos en flujo cruzado es uno, no hay corte de aspa y no hay derrame aspa-envolvente, la caída de presión se podrá considerar como en un banco ideal de tubos.

Esta se calcula con:

$$PK = \frac{4 * F2 * W1^2 * NC}{2 * G_0 * PV * SF^2} \left(\frac{MV_p}{MV} \right)^{1.1}$$

... (3.D.38)

La relación de viscosidades es prácticamente uno.

En caso de que la caída de presión sea mayor que la permisible debe modificarse la geometría.

GRABO 3.4 : FACTOR DE FRICCION PARA CAIDA DE PRESION EXTERNA EN EL CONDENSADOR ==

TIPO GEOMETRICO	BO (pulg)	PC (pulg)	R2	CORRELACION
△	3/4	15/16	(1 , 500)	$F2 = 48 / R2 + .16$
			> 500	$F2 = .97 / R2^{.16}$
◇	1	1 1/4	(1 , 600)	$F2 = 56 / R2 + .13$
			> 600	$F2 = .64 / R2^{.17}$
△	3/8	13/16	(1 , 500)	$F2 = 52 / R2 + .17$
			> 500	$F2 = .56 / R2^{.16}$
◇	3/4	1	(1 , 600)	$F2 = 42 / R2 + .11$
			> 600	$F2 = .37 / R2^{.11}$
□	1	1 1/2	(1 , 1000)	$F2 = 56 / R2 + .09$
			> 4000	$F2 = .45 / R2^{.16}$
			(1000 , 4000)	$F2 = F2_{1000} + (F2_{4000} - F2_{1000}) \cdot \frac{R2 - 1000}{3000}$
□	3/4	1	(1 , 1000)	$F2 = 45 / R2 + .09$
			> 4000	$F2 = .53 / R2^{.16}$
			(1000 , 4000)	$F2 = F2_{1000} + (F2_{4000} - F2_{1000}) \cdot \frac{R2 - 1000}{3000}$

LADO INTERNO

La caída de presión dentro de tubos, en fluidos sin cambio de fase, se lleva a cabo principalmente por el mecanismo de fricción superficial y su cálculo depende de las características geométricas del equipo en el que se lleva a cabo el proceso.

Para cambiadores de calor que usen tubos, la caída de presión consta de dos términos:

- a. Pérdida por fricción en tramos rectos (PL), se utiliza la ecuación de Fanning ¹⁰:

$$PL = \frac{F_1 * G^2 * L * N}{2 * g_c * DI * PX} \quad \dots(3.D.39)$$

Para el factor de fricción, Sieder y Tate ¹¹ obtuvieron correlaciones para fluidos que se calientan o enfrían dentro de tubos:

$$R_1 < 1000 \quad F_1 = .5 / R_1 \quad \dots(3.D.40a)$$

$$R_1 > 1000 \quad F_1 = 3.4 E-5 + .0045 / R_1^{.75} \quad \dots(3.D.40b)$$

- b. Pérdida por fricción en cabezales ¹⁰ (PR), debida a cambios de dirección al chocar el fluido con las paredes y placas de partición y a expansiones y contracciones en las áreas de flujo de canales y cabezales.

Los efectos producidos en los cabezales se estiman por medio de la cabeza velocidad: $VT^2 / 2 g_c$.

Para la mayoría de los cabezales, se considera la

caída de una "cabeza" por entrada y salida al o del cabezal (giros de 90°) y 1.5 veces por expansión y contracción del fluido al entrar y salir de los tubos a los siguientes pasos.

Por otro lado, para tubos tipo U, la pérdida es de 1.75 cabezas por paso.

La forma general es entonces:

$$PR = N * PX * \frac{VT^2}{2g} * a \quad \dots (3.D.41)$$

CUADRO 3.5 A

TIPO DE CABEZAL (Z)	a
1. cualquiera	2.5
2. " U "	1.75

Límites de Velocidad dentro de Tubos.

Cuando el agua se mueve a baja velocidad a través de los tubos, el lodo y la lama que resultan de la acción microbiana se adhieren a los tubos y serían arrastrados si hubiera alta turbulencia.

Como práctica común, se evitan velocidades menores a 3 pies/s en agua de enfriamiento, aunque en ciertos lugares se recomiendan velocidades mínimas de 4 pies/s para operaciones continuas.

Otro factor importante es la formación de depósitos minerales.

**CUADRO 3.5 B: VELOCIDADES PERMISIBLES PARA AGUA
DENTRO DE TUBOS****

Fluido	Material del tubo	velocidades (pie/s)		
		mínima	máxima	preferida
agua de mar	Cu-Ni 70/30	2.5 - 3	12	6 - 8
agua de mar	Cu-Ni 90/10	2.5 - 3	10	6 - 8
agua de mar	bronce	2.5 - 3	8	5 - 6
salmuera	acero	2.5	5	4
agua tratada	acero	2 - 3	12	6 - 8

La velocidad dentro de tubos ** se calcula como:

$$VT = \frac{W * 144 * N}{NI * AJ * PX * 3600} \dots (3.0.42)$$

Esta se compara con la mínima y máxima permisible y, en caso de no entrar en el intervalo, se efectúan cambios en la geometría.

Los parámetros geométricos que contribuyen al cambio en velocidad son:

- longitud de tubos.
- número de pasos.
- diámetro de tubos.

C. CARGA DE INCONDENSABLES **

La cantidad de incondensables debida a infiltración de aire al sistema, puede estimarse a partir de la siguiente ecuación, recomendada para el diseño de condensadores soportados a vacío:

$$\log IA = c + .67 + \log VS \quad \dots(3.D.43)$$

donde c, es un parámetro que depende de la presión de succión, PD.

CUADRO 3.6 : PARAMETRO PARA CALCULO DE INCONDENSABLES**

c	PD (mm Hg)
-.382	< 25
-.502	25 a 90
-.682	90 a 750

El intervalo de presiones de succión en la desaladora cae en el tercer intervalo de c.

Para fines de diseño, se recomienda que la carga de incondensables sea el doble de la estimada por el concepto anterior, a la cual deben sumarse los gases producidos o disueltos que se desprendan del fluido de proceso, en este caso agua de mar.

La cantidad de gases disueltos en el agua de mar, en el intervalo de temperaturas de trabajo, se puede obtener de las curvas de solubilidad para oxígeno, nitrógeno y CO₂.

Ya que la ecuación 3.D.43 es función del volumen del sistema, VS, y éste se desconoce al principio del diseño, la carga de incondensables inicial se estima en base al volumen de un equipo comercial (MECO) que guarda semejanza con el que se estudia en el presente trabajo.

Posteriormente se ajusta la carga de incondensables para diferentes intervalos de capacidad de la desaladora a partir de los tamaños de equipo obtenidos con la estimación inicial.

3.2.2 EVAPORADOR

A. EVALUACION TERMICA ⁴⁰

El modelo propuesto por Fair y Klip⁴⁰ para el diseño o análisis de rehervidores horizontales representa una extensión del modelo más generalizado para el diseño de termosifones verticales, (Fair 1960).

Específicamente, se describirá el modelo para un rehervidor tipo kettle ya que es el que guarda mayor semejanza con el evaporador que se emplea para la planta de desalación. La diferencia estriba en la forma del envolvente y en que un kettle está provisto de un vertedero por encima del cual se desborda el líquido residual para después ser descargado y en la desaladora propuesta no hay vertedero, el nivel de líquido se controla únicamente con la posición de la tubería de desfogue de salmuera y su respectiva válvula.

Tradicionalmente, los rehervidores tipo kettle han sido diseñados en forma esférica. En 1950 Kern publicó valores típicos recomendados de fluxes de calor máximos en base a los cuales deberían diseñarse estos equipos, 12 000 BTU/h pie² °F (48 kw/m² °C) para sustancias orgánicas y 22 000 BTU/h pie² °F (125 kw/m² °C) para agua. Estos valores generan diseños bastante conservadores, excepto para casos en que se opera a vacío o a presiones cercanas a la crítica y se han empleado haciendo caso omiso de la gran cantidad de información experimental publicada, por Cichelli y Bonilla entre otros, respecto a ebullición en un solo tubo. En 1960, Palen y

Taborek comparan los resultados obtenidos en pruebas realizadas en planta, con los obtenidos en laboratorio para un solo tubo, encontrando diferencias atribuibles a la geometría del haz de tubos.

En 1963, Fair propone que las unidades tipo Kettle deben comportarse esencialmente como termosifones tradicionales, con la recirculación confinada dentro del envolvente del mismo kettle. Sin embargo, este concepto fue abandonado durante años.

En 1964, Palen y Small publican el desarrollo de un factor de corrección (BCF), aplicable a las correlaciones del coeficiente de transferencia de calor obtenidas para un solo tubo, a fin de tomar en cuenta los efectos producidos por la presencia del haz. Siendo dicho factor función del diámetro de los tubos, del espaciamiento centro a centro de los mismos, de la masa velocidad a través del espacio entre tubos y del número de hileras verticales de tubos en el haz. El siguiente trabajo de interés para los diseñadores aparece en 1972, en el Palen y Taborek proporcionan información de diversos haces de tubos tipo kettle sometidos a prueba y algunos resultados cuantitativos. Las correlaciones de Mostinski⁴⁰ predicen aceptablemente el fenómeno de ebullición nucleada para un solo tubo y se muestran a continuación:

$$hB = .006585 PC^{.47} * Q3^{-.7} (1.8 * p^{-.17} + 4 * p^{1.3} + 10 * p^{1.0}) \dots (3.D.44)$$

$$Q3_{max} / PC = 803 * p^{-.38} * (1 - p)^{-.9} \dots (3.D.45)$$

donde $p = PS / PC$

En la figura 3.3 se muestran resultados representativos obtenidos por Palen y colaboradores.

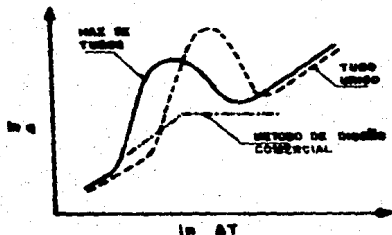


FIG. 3.3: CURVA DE EBULLICIÓN DE UN HAZ DE TUBOS COMPARADA CON LA DE UN SOLO TUBO.

En las abscisas se tomó la diferencia de temperatura entre el vapor a la salida del rehervidor y el medio de calentamiento (vapor saturado) - que es prácticamente la temperatura de pared -. El flux de calor máximo para un tubo fue calculado con la ecuación 3.D.45. El método de diseño comercial es el de Kern. Nótese que en el haz de tubos se obtuvieron valores promedio de flux calorífico más elevados que con un solo tubo, particularmente a valores bajos de sobrecalentamiento de la pared en la zona de nucleación, lo cual era de esperarse si se considera que en un haz de tubos se presentan corrientes convectivas adicionales al fenómeno de ebullición nucleada; esto contradice el factor BCF menor a la unidad presentado por Palen y Saell, cuya aplicación se propone para

toda la zona de ebullición nucleada.

Recientemente, los estudios se han dirigido al uso de un modelo con recirculación para predecir el comportamiento de los equipos tipo kettle, como se había sugerido en 1963. Perfiles representativos de los coeficientes locales de transferencia de calor para R-113, obtenidos por Leong y Cornwell en un simulador se muestran en la figura 3.4 y velocidades de circulación en la figura 3.5.

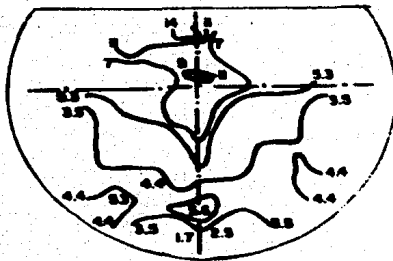


FIG. 3.4. PERFIL DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DEL HAZ (BTU/ft² °F) PARA UN FLUJO DE 6340 (BTU/ft² °F).

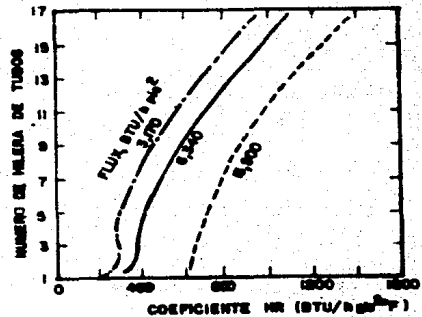


FIG. 3.5. VARIACION DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN FUNCION DE LA ALTURA EN EL HAZ.

Claramente se observa la existencia de corrientes que circulan dentro del kettle al presentarse coeficientes más elevados a medida que se avanza hacia el extremo superior del haz.

Si se trata un kettle como si fuera termosifón, la circulación interna que se presenta, se muestra en la figura 3.6.

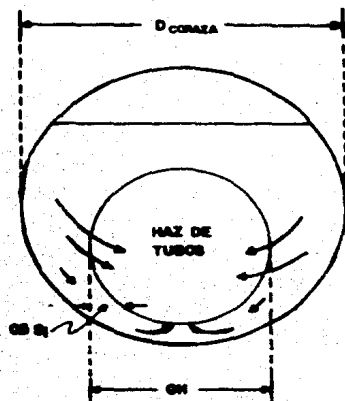


FIG.3.6: MODELO SIMPLIFICADO DE UN RESENVOR TIPO KETTLE.

Es de suponerse que las contribuciones convectivas y de nucleación al proceso de ebullición, pueden ser representadas por la misma relación encontrada para ebullición dentro de tubos verticales:

$$HR = AX + HD + HDF \quad \dots (3.9.46)$$

Los valores de AX, función de supresión del crecimiento de burbujas, pueden determinarse a partir del estado empírico de Fair, mostrado en la fig. 3.7.

Las líneas de la figura 3.7 están representadas por la siguiente ecuación:

$$AX = 1.10 - .00735 * BH * (1 / XT)^{1.5} \quad \dots (3.9.47)$$

con los límites: $0 < AX < 1.0$

El límite inferior representa el patrón de flujo tipo burbuja y el superior, el patrón de flujo anular.

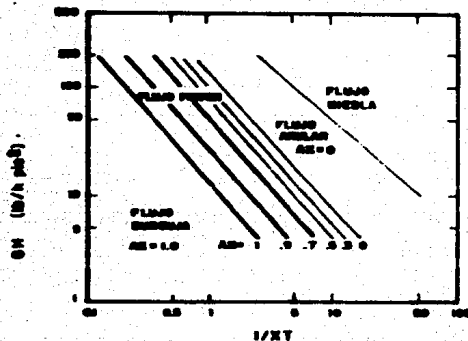


FIG. 3.7: FACTOR DE CONTRIBUCION A LA EBULLICION NUCLEADA.

El parámetro de las abscisas es independiente de la geometría del equipo y es el inverso del parámetro que define el patrón de flujo XT, desarrollado por Martinelli y colaboradores:

$$XT = \left(\frac{MS}{E1} \right)^{0.7} \left(\frac{PV}{PO} \right)^{0.6} \left(\frac{ML}{MV} \right)^{0.1} \dots (3.D.48)$$

En las ordenadas se encuentra la masa velocidad total, GN, que está basada en el área de flujo libre entre los tubos de la hilera i, A2, y se puede calcular de dos maneras:

$$A2 = (PH - DR) * LR * Nti \dots (3.D.49a)$$

$$A2 = (OH - Si - DR) * LR * Nti \dots (3.D.49b)$$

En la figura 3.6 se muestra la dimensión Si.

El número total de tubos en la hilera i , que se tomó como la hilera central, se calcula:

$$N_{ti} = \frac{DH + 1.5 \text{ pulg.}}{PH} \quad \dots (3.D.50)$$

Así como la masa velocidad:

$$GH = W3 / A2 \quad \dots (3.D.51)$$

El coeficiente de ebullición nucleada, HB , puede estimarse mediante la correlación de Mostinski (ecuación 3.D.44) o la de Mc Nelly:

$$HB = .225 \left(\frac{Q3 + CL}{LA} \right)^{.44} \left(\frac{PS + KL}{SL} \right)^{.31} \left(\frac{PD}{PV} - 1 \right)^{.23} \quad \dots (3.D.52)$$

Sin embargo, esta última ecuación pierde validez para componentes altamente polares como es el caso del agua de mar.

Para el coeficiente de transferencia de calor de la fase líquida, HL , se ha seleccionado la ecuación de Leong y Cornell:

$$HL = 0.27 * (KL / DR) * R3^{.43} * P3^{.36} \quad \dots (3.D.53)$$

Para este caso el Reynolds se define como:

$$R3 = \frac{DR * GH * (1 - XE)}{ML} \quad \dots (3.D.54)$$

La correlación para obtener el coeficiente de transferencia

de calor convectivo a dos fases, HDF, se basa en el trabajo de Boyko y Kruzhilina:

$$HDF = C2 * HL \quad \dots (3.D.55)$$

donde el factor de corrección C2 es:

$$C2 = .5 * (C5^{-.5} + C4^{-.5}) \quad \dots (3.D.56)$$

$$C5 = 1 + ((P0 - PV) / PV) * XE_{\infty} \quad \dots (3.D.57a)$$

$$C4 = 1 + ((P0 - PV) / PV) * XE_{\infty} \quad \dots (3.D.57b)$$

En el caso de la desaladora: $XE_{\infty} = 0$ por lo tanto $C5 = 1$, y

$$XE_{\infty} = E1 / W3 \quad \dots (3.D.58)$$

Quedando entonces:

$$C2 = (1 + C4^{-.5}) * .5 \quad \dots (3.D.59)$$

Debido a la existencia de una zona de calor sensible y otra de latente, es necesario realizar una ponderación de los coeficientes individuales para cada una de ellas, de manera similar a los potenciales térmicos:

$$HP = \frac{QH}{\frac{Q(3)}{HS} + \frac{Q(4)}{HR}} \quad \dots (3.D.60)$$

La correlación empleada para el coeficiente de calor sensible⁴², corresponde a flujo turbulento y engloba los efectos producidos por las corrientes parásitas por medio del factor (.6).

$$H_3 = .33 R_3^* \dots P_3 \dots CL + GH + 3600 + .6 \dots (3.D.61)$$

donde $R_3^* = R_3 / (1-XE)$

Para asegurar que se está trabajando en la zona de ebullición nucleada, es necesario calcular los valores de flux máximo para un solo tubo y para el haz de tubos y compararlos con el flux de operación.

El flux máximo para un solo tubo se calcula mediante la ecuación (3.D.45) o la de Zuber:²³

$$Q_M = 3687.52 + PV + LB \left(\frac{SL (PO - PV)}{PV^2} \right)^{.25} \dots (3.D.62)$$

Para un haz de tubos el flux máximo se obtiene a partir de la ecuación de Zuber modificada por Pallon y Small²³, la cual es función de un factor de densidad de tubos adimensional, un factor de propiedades físicas y un factor de seguridad de .7; la ecuación es la siguiente:

$$Q_M = 1467.4 + PV + LB \left(\frac{SL (PO - PV)}{PV^2} \right)^{.25} \frac{(OM + 1.5) LR + \pi}{AS} \dots (3.D.63)$$

B. EVALUACION HIDRAULICA

LADO EXTERNO

En los rehervidores tipo kettle y en los evaporadores tipo alberca la caída de presión fuera de tubos es mínima.

Sin embargo, es importante que existan buenos patrones de

flujo longitudinales en la coraza de tal forma que la distribución a lo largo de los tubos sea uniforme y se evite excesiva vaporización localizada.

En la estimación de la caída de presión para flujo a dos fases a través de un banco de tubos, se usa la correlación de Grant y Chisholm⁴⁰. Considerando un banco de tubos ideal, es decir, sin corrientes parásitas de líquido que recirculan, se tiene:

$$PQ(2) = FQ * PQ(1) \quad \dots (3.D.64)$$

$$PQ(1) = \frac{4 * F3 * VQ^2 * PO * ((DH + 1.5) / PH)}{2g} \quad \dots (3.D.65)$$

$$F3 = .63 / R4^{.22} \quad \dots (3.D.66)$$

$$R4 = \frac{(DR/12) * VQ * PO}{ML * 2.42} \quad \dots (3.d.67)$$

$$VQ = \frac{WS}{A2 * PO} \quad \dots (3.D.68)$$

$$FQ = 1 + B / XT + 1 / XT^2 \quad \dots (3.D.69)$$

C. EVALUACION TERMICA E HIDRAULICA INTERNA DEL EVAPORADOR

Ambas se llevan a cabo de la misma manera que en el condensador, aunque en éste fluye agua de mar como líquido de enfriamiento y en el evaporador agua pura como fluido de calentamiento.

La velocidad dentro de tubos, como se mencionó anteriormente, puede modificarse al variar el diámetro de los tubos, su longitud o el número de pasos. Además, esta velocidad es también función de la relación de flujo, FR, ya que la última tiene influencia sobre el calor requerido y éste en el gasto de agua dentro de tubos.

Para lograr que la velocidad por tubos quede dentro de los límites permisibles, es necesario considerar que no puede coverse la longitud del evaporador, por limitaciones físicas del envolvente, ni cambiar la relación de flujo, sin tener que dimensionar nuevamente el condensador.

Características Geométricas Preliminares del Evaporador.

El diámetro de los tubos del evaporador se toma, en primera instancia, del mismo tamaño que los del condensador.

El cabezal de retorno lo forman tubos tipo U. El haz está sujeto por un espejo fijo, en donde están insertados ambos extremos de cada tubo; lo que permite la contracción y expansión libre e independiente, así como la remoción del haz.

Este tipo de tubos requiere un número reducido de juntas bridadas, además, está limitado a manejar fluidos relativamente limpios dentro de tubos ya que la limpieza mecánica no es factible en tubos con diámetro menor a una pulgada, aunque sí se puede realizar limpieza química.

Ya que el lado externo de los tubos está en contacto con agua de mar, el arreglo será cuadrado en todos los casos, para

facilitar la limpieza.

Se inicializa con dos pasos, debido a que es el número mínimo para tubos en U.

La longitud de los tubos en el evaporador está limitada por el tamaño del condensador, para que resulte un recipiente con el mismo diámetro transversal en la parte superior e inferior. Dicho diámetro será de igual magnitud que los tubos del condensador.

Para permitir la expansión térmica de los tubos en U, su longitud será un pie menor que la correspondiente a los tubos del condensador. Esta dimensión puede alterarse en caso de que se desee instalar un vertedero. Por otro lado, se pueden utilizar tubos tipo U en el condensador.

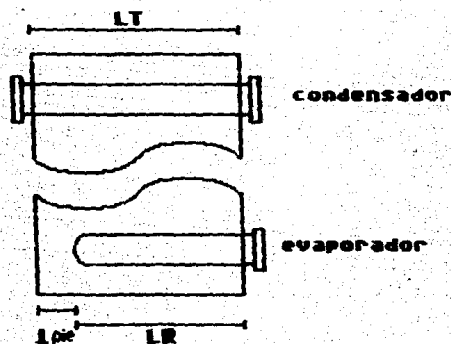


FIG. 3.8 : LONGITUD DE TUBOS EN AMBOS EQUIPOS

3.2.3 ESPACIO VAPOR Y MALLA SEPARADORA

La determinación de la altura del espacio vapor requerida para minimizar el líquido arrastrado, es importante en el diseño de equipos donde hay ebullición.

En estudios realizados acerca de evaporadores tipo kettle, cuya analogía con el presente trabajo se indicó anteriormente, se ha obtenido la siguiente correlación sencilla que estima resultados adecuados para el espacio vapor (mayores o iguales a 10 pulg.):

$$VB = \frac{C}{3600} \left(\frac{(PD - PV) + g + SL}{PV^2} \right)^{1/4} \quad \dots (3.D.70)$$

donde C es función de la relación o índice de arrastre, EF.

La relación de caída de presión a dos fases respecto a la de vapor sin arrastre, se deriva del modelo para flujo homogéneo a dos fases.⁴⁰

$$\frac{\Delta P_{2\phi}}{\Delta P_v} = \frac{1}{YV} \quad \dots (3.D.71)$$

La definición de EF es:

$$EF = \frac{1 - YV}{YV} \quad \dots (3.D.72)$$

Por lo que:

$$\frac{\Delta P_{2v}}{\Delta P_v} = EF + 1 \quad \dots (3.D.73a)$$

$$\Delta P_{2v} = EF * \Delta P_v + \Delta P_v \quad \dots (3.D.73b)$$

Se ve entonces que EF coincide con la fracción adicional a la caída de presión del vapor, en función de esta misma, debida a la presencia de arrastre; ambas forman ΔP_{2v} .

La relación entre la velocidad de operación, tamaño de gota, densidades de líquido y vapor, viscosidad del líquido, tensión superficial e índice de arrastre es bastante compleja. De estos parámetros las densidades de líquido y vapor tienen la mayor influencia en la velocidad máxima de diseño del vapor.

La influencia del resto de los parámetros puede englobarse en un factor de seguridad (K) o coeficiente de arrastre, en la ecuación para velocidad máxima permisible de diseño:

$$VG = K \left(\frac{PD - PV}{PV} \right)^{1/3} \quad \dots (3.D.74)$$

Igualando las ecuaciones 3.D.70 y 3.D.74 se llega a:

$$K = .916 * EF^{1/3} * \left(\frac{SL}{PD - PV} \right)^{1/3} \quad \dots (3.D.75)$$

Así, K se usa en la ec. 3.D.74 para obtener la velocidad máxima.

Va que la determinación teórica de EF es elaborada, es

razonable considerarla para diseño como .05 sin efectos serios en la operación.

En diseño, se debe suponer la relación, RD, entre la altura piso-malla, ZH, y el diámetro límite de tubos del evaporador, OH.

Ben Tamaai⁴⁴ propone un valor inicial de $RD = 1.6$. La altura de la alberca se tomará como el diámetro límite de tubos mas 5 pulgadas.

$$EE = OH + 5 \quad \dots (3.D.76)$$

Por lo tanto, la altura del espacio vapor es:

$$LH = ZH - EE \quad \dots (3.D.77)$$

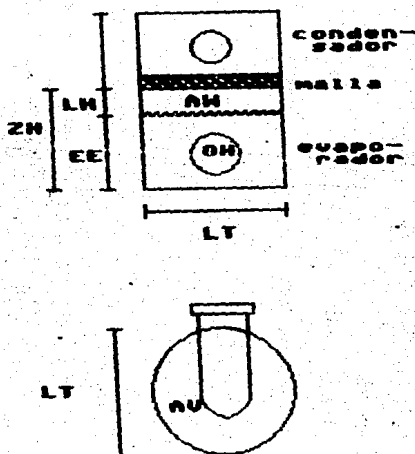


FIG 3.9 : ALGUNAS DIMENSIONES DE LA DESALADORA

El límite mínimo de LH, como ya se mencionó, se tomó como 10 pulg., de acuerdo a lo sugerido por Ludwig ²⁴, independientemente del valor que se obtenga de la ecuación anterior. Por ello, las dimensiones ZH y RD se ajustan.

Se deben calcular dos velocidades del gas en el espacio vapor, la horizontal y la vertical.

La velocidad vertical es la perpendicular a la superficie del líquido. Para su determinación, se calcula el área de flujo como el área transversal de la desaladora.

$$AV = \pi / 4 * LT^2 \quad \dots (3.D.78)$$

Y con ella la velocidad, a partir de la ecuación de continuidad:

$$V1 = \frac{W1}{3600 * PV + AV} \quad \dots (3.D.79)$$

Para la velocidad horizontal, que es la paralela a la superficie líquida, se calcula el área de flujo máxima que ha de atravesar el gas horizontalmente, es decir:

$$AW = LT * (LH / 12) \quad \dots (3.D.80)$$

El divisor, NN, que se aplica al flujo horizontal, se relaciona empíricamente con el número de entradas al condensador, con objeto de reflejar una mayor contribución de la componente vertical respecto a la horizontal en la velocidad efectiva.

$$NN = 2 * \text{número de entradas} \quad \dots (3.D.81a)$$

En el caso aquí tratado se tendrán dos entradas a sendos lados de la charola recolectora de condensado.

La velocidad horizontal se calcula entonces con la ecuación de continuidad:

$$V2 = \frac{W1}{3600 * PV * AW * NN} \quad \dots (3.D.81b)$$

Aunque la velocidad vertical es la que tiene mayor contribución en el arrastre, la horizontal influye al producir ondas intermitentes y al transportar gotas de líquido a altas velocidades hacia las zonas cercanas a los orificios o boquillas.

Por lo tanto, para mayor seguridad, se utiliza la media geométrica de ambas velocidades, definida como la velocidad efectiva, V3:

$$V3 = (V1 * V2)^{.5} \quad \dots (3.D.82)$$

Debe verificarse que ésta se encuentre dentro del siguiente intervalo:

$$V1 \leq V3 \leq V8 \quad \dots (3.D.83)$$

ya que la velocidad vertical representa siempre el límite inferior y la velocidad efectiva debe ser menor que la máxima recomendada (ec. 3.D.74); para asegurar que el nivel de arrastre sea menor que el valor de diseño, EF.

Para que se cumpla el criterio 3.D.83, se modifica RD, aumentándola si $V3 < V8$ o disminuyéndola si $V3 < V1$.

Velocidades muy bajas permitirán que las partículas de líquido pasen a través de la malla y sean acarreadas por el

vapor. Por otro lado, velocidades muy altas establecerán una condición de inundación en la malla y posteriormente un rearrastré del líquido que se encuentre en la superficie de la malla.

Para gotas de líquido de 25 micrones de diámetro en adelante se obtienen eficiencias de separación aceptables cuando la velocidad efectiva está entre el 20 y el 110 % de la velocidad máxima de diseño. Cuando existe una cantidad significativa de gotas menores de 10 micrones, velocidades de operación más elevadas dan como resultado una mejor eficiencia de separación debido al incremento en la energía cinética de las gotas, estrechándose así el intervalo de velocidades recomendado para una separación eficiente a un tamaño entre 50 y 110 % de la velocidad máxima. La velocidad de inundación de la malla se da usualmente del 120 al 140 % de la velocidad máxima permisible.***

Generalmente, la velocidad máxima permisible es menor bajo condiciones de alta presión, y mayor bajo condiciones de vacío.

La superficie que debe tener la malla se calcula a partir de la velocidad efectiva:

$$AM = \frac{W1}{3600 * PV + V3} \quad \dots (3.D.84)$$

Esta estará distribuida en dos partes, una a cada lado de la charola recolectora formando medias lunas.

Caída de Presión en la Malla.²⁸

La caída de presión a través de una malla de alambre es usualmente baja, normalmente menos de 1 pulg. de agua, y puede considerarse despreciable para la mayoría de las aplicaciones. El beneficio de la baja caída de presión es muy significativo en aplicaciones tales como destilación a vacío o cuando deben removerse grandes volúmenes de aire por medio de un ventilador o un soplador.

La caída de presión provocada por una malla de alambre es afectada tanto por la velocidad de flujo de vapor como por la del líquido.

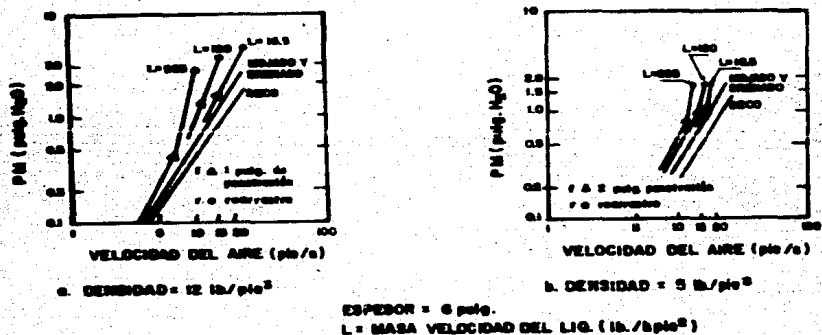


FIG. 3.10 - CAIDA DE PRESION A TRAVES DE LA MALLA PARA DIFERENTES CARGAS DE LIQUIDO.

En mallas, así como en torres empacadas, la caída de presión aumenta a medida que aumenta el flujo de líquido arrastrado, ya que una mayor porción de huecos está ocupada por líquido y

hay menos volumen disponible para el flujo de vapor. Como resultado los puntos de inundación incipiente (f) y de rearrastré (r), ocurren a velocidades más bajas a medida que el arrastre de líquido aumenta.

Cuando se opera a presiones bajas es importante determinar la caída de presión. Se puede hacer una aproximación de la caída de presión en operación sabiendo que la caída de presión a la velocidad máxima permisible es usualmente 1.5 pulg. de agua y que la caída de presión varía en relación cuadrática con la velocidad del gas. La fórmula es:

$$PM = 1.5 * (V3 / V6)^2 \quad \dots (3.D.85)$$

3.2.4 SISTEMA DE VACIO 24. 27

Se deben aplicar factores de seguridad razonables a las diferentes cargas a fin de asegurar una capacidad adecuada. Un sobrediseño del eyector puede manejarse mediante el controlador de presión del sistema y cierto ajuste en el gasto y presión del fluido motriz, pero una capacidad insuficiente puede significar el reemplazo de dicho eyector. No es raro utilizar factores de 1.1 a 2, dependiendo del tipo particular del sistema y de la experiencia que se tenga en la operación de sistemas similares. 24

La cantidad de vapor de agua, MV, necesaria para saturar los incondensables puede calcularse a partir de la siguiente fórmula:

$$WV = WA + WG \quad \dots(3.D.86)$$

$$WA = \frac{MM_v}{MM_g} \left(\frac{PW}{(PD - PW)} \right) \quad \dots(3.D.87)$$

El peso molecular promedio de los incondensables, MM_g , se considera 29 puesto que el aire es el que se encuentra en mayor proporción.

El peso molecular del vapor de agua, MM_v , es 18.

La presión de vapor de agua, PW , es la correspondiente a la temperatura del condensador en el orificio de venteo, es decir, a la temperatura de succión.

La presión total en el orificio de venteo del condensador, es decir, la presión de succión se denomina PD .

La presión parcial de los gases incondensables es la diferencia entre PD y PW .

Presión de Succión.

A fin de coordinar el funcionamiento del equipo de venteo con un condensador de proceso a vacío se recomienda que la presión de succión de diseño sea la presión de diseño del condensador menos 1 pulg. de mercurio o la presión de operación más baja requerida, lo que resulte menor. Como mínimo debe ser igual a 1 pulg. de mercurio absoluta.

$$PD = PS - .4912 \quad \dots(3.D.88)$$

Temperatura de Succión.

La temperatura de saturación de la mezcla vapor-gas en la

succión debe ser considerada como la temperatura del vapor correspondiente a la presión de succión de diseño menos la mayor de las siguientes cantidades:

$$.25 * (T_2 - T_1) \quad \dots (3.D.89a)$$

$$7.5 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \dots (3.D.89b)$$

Estas cantidades son solamente valores de diseño utilizados para dimensionar físicamente el equipo de venteo. La temperatura real del vapor en el orificio de dicho equipo durante la operación, es influenciada por las condiciones reales, la carga de incondensables y la capacidad del equipo de venteo y no necesariamente coincidirá con el valor calculado a partir de los criterios 3.D.89.

Como ya se había mencionado en el capítulo anterior, el equipo de venteo utilizado será un eductor.

Aunque los eductores se han usado exhaustivamente durante muchos años en varios campos, hasta la fecha no se cuenta con normas o estándares nacionales, ni internacionales para estos equipos.

La teoría del eductor se desarrolla a partir de la ecuación de Bernoulli. \Rightarrow

Para el fluido motriz, a través de la boquilla de descarga, el balance es:

$$\frac{PE}{\rho_0} + \frac{VE^2}{2g} = \frac{PD}{\rho_0} + \frac{VB^2}{2g} \quad \dots (3.D.90)$$

En esta ecuación PD es la presión estática en la punta de la

boquilla, se usa esta variable por considerarse igual a la presión de succión.

Antes de la boquilla toda la energía es considerada cabeza estática, de tal modo que la velocidad VE se elimina obteniéndose:

$$\frac{VB^2}{2g} = \frac{PE - PD}{\rho Q_m} \quad \dots (3.D.91)$$

Este término es llamado *cabeza de operación*.

A lo largo del difusor, aplica el mismo principio para la corriente de mezcla, excepto que el efecto es inverso a lo que sucede en la boquilla, entonces:

$$\frac{PD}{\rho Q_m} + \frac{VD^2}{2g} = \frac{PS}{\rho Q_m} + \frac{VS^2}{2g} \quad \dots (3.D.92)$$

A la descarga se asume que toda la cabeza de velocidad ha sido convertida en presión estática, por tanto, VS = 0 y la cabeza de descarga es:

$$\frac{VD^2}{2g} = \frac{PS - PD}{\rho Q_m} \quad \dots (3.D.93)$$

La razón de la cabeza de operación respecto a la de descarga se utilizará en cálculos posteriores y queda expresada de la siguiente manera, cuando no hay cambio de densidad apreciable:

$$RC = \frac{PE - PD}{PS - PD} \quad \dots (3.D.94)$$

Las condiciones de arrastre se encuentran definidas por un balance de momentum:

$$WE * VB + WD * VS = (WE + WD) * VD \quad \dots (3.D.95a)$$

La velocidad en la succión se considera cero, por lo tanto, rearreglando el balance:

$$WD = WE * (VB/VD - 1) \quad \dots (3.D.95b)$$

Y la relación a continuación se define como la razón de masas en operación:

$$RM = \frac{WD}{WE} = \frac{VB}{VD} - 1 \quad \dots (3.D.96a)$$

Puesto que $(VB / VD)^2$ es la razón de cabezas, entonces:

$$RM = RC^2 - 1 \quad \dots (3.D.96b)$$

El máximo rendimiento teórico de un eductor se calcula a partir de las relaciones anteriores. En la práctica hay pérdidas de energía asociadas al mezclado de ambos fluidos y a las pérdidas por fricción en el difusor. Estas pérdidas se toman en cuenta por medio de un factor de corrección empírico o factor de eficiencia en el difusor, FE, en función de la cabeza neta positiva en la succión, CN.

Si $CN < 29$:

$$FE = .008153 * CN + .66471 \quad \dots (3.D.97a)$$

Si $CN > 29$:

$$FE = .9 \quad \dots (3.D.97b)$$

$$CN = \frac{P_{ATM} - P_D - P_1}{P_D} + 144 \quad \dots (3.D.98)$$

Esta es la cabeza disponible en la línea central del eductor para mover y acelerar el fluido de succión que entra a la cámara de mezclado. Se define como la presión atmosférica menos la presión de succión menos la presión de vapor del fluido primario o secundario, la que resulte mayor.³⁰

Corrigiendo:

$$RM = FE (RC^2 - 1) \quad \dots (3.D.96c)$$

Esta ecuación se utiliza para calcular la cantidad requerida de fluido motriz o su presión a partir de los parámetros de operación:

$$WE = WD / RM \quad \dots (3.D.97)$$

Los diámetros y la boquilla del difusor se calculan a partir de la ecuación de continuidad empleando coeficientes de descarga adecuados.³¹ Los principales problemas en el diseño consisten en el dimensionamiento de la cámara de mezclado, la distancia entre la boquilla y el difusor, los ángulos de éstos y la longitud del difusor.

Los eductores se diseñan en base a constantes teóricas y empíricas, estas últimas obtenidas con equipos prototipo mediante laboriosos métodos.^{31, 40}

3.2.5 RECUPERADOR DE CALOR.

A. DISEÑO DE LA SECCION DE EVAPORACIÓN

El intercambio térmico entre dos corrientes se dificulta cuando una de ellas, en comparación con la otra, presenta un coeficiente de transferencia de calor muy bajo. Un ejemplo típico es el enfriamiento o calentamiento de un gas a baja presión por medio de un líquido que se evapora o un vapor condensante, respectivamente. El coeficiente individual del fluido que cambia de fase es usualmente 100 a 200 veces mayor que el de la corriente gaseosa²⁰; por consecuencia, el coeficiente global de transferencia es prácticamente igual al coeficiente individual del gas, la capacidad de transferencia por unidad de superficie será baja y esto hace que el área total de transferencia requerida sea muy grande.

En estos casos, por razones de tamaño y costo del equipo, se emplean superficies extendidas del lado del fluido con menor coeficiente de transferencia. Tratándose de tubos, generalmente el lado externo es el extendido.

Cualquier tipo de aleta debe estar en íntimo contacto con el tubo, tanto por cuestiones estructurales como para garantizar un buen contacto térmico entre la base de la aleta y la pared del tubo.

La concepción del diseño de un recuperador de calor que emplee tubos térmicos, cuyas zonas de recepción y emisión de calor se encuentran separadas por una pared, obliga a los

gases de escape a atravesar el haz de tubos en forma cruzada. Es por ello que, para obtener un patrón de flujo uniforme, sin muchos remolinos y caídas de presión excesivas, se utilizarán aletas radiales.

Este tipo de aletas tiene un costo de fabricación relativamente bajo, con ellas puede contruirse un equipo con alta densidad de aletas por unidad de longitud, lo que lleva a equipos más compactos.

Ya que la temperatura de los gases de escape oscila entre 400 y 1200°F, se utilizarán específicamente aletas radiales tipo G -empotradas o soldadas-, pues son las adecuadas para usarse a temperaturas de operación del metal hasta de 750°F (400°C).

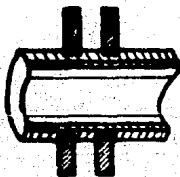


FIG. 23 : ALETA TIPO G.

El espaciamiento entre aletas y su altura se determinan por los criterios usuales: caída de presión, transferencia de calor y por la naturaleza contaminante de los gases de escape.

Q-Dot, que manufactura tubos térmicos, recomienda que para gases de escape se utilicen de 2 a 6 aletas por pulgada lineal de tubo.

ESCOA, que manufactura tubos aletados, presenta un cuadro en donde se ilustra el espaciamiento mínimo entre aletas en función del tipo de combustible. (apéndice A-2).

Los tubos estarán dispuestos en arreglo triangular equilátero.

El número de hileras de tubos perpendiculares al flujo de gas (número de bancos. NB) determina tanto la capacidad de recuperación de calor como la caída de presión. Se sacrifica caída de presión hasta cierto límite si los requerimientos térmicos aumentan. Los fabricantes recomiendan que la caída de presión máxima permisible para los gases sea de 4 pulg. de agua. La configuración geométrica del equipo se ajusta iterativamente hasta que se satisfagan ambos criterios.

El diámetro, la altura de aleta y su espesor están relacionados en cuadros de catálogos comerciales.

Se pueden aletar tubos de 2 pies de largo en adelante.

Parámetros Geométricos Adicionales.

Debe recordarse que para aletas radiales tipo G, el diámetro de la base de la aleta coincide con el diámetro externo del tubo.

$$DI = DO - 2 * XT \quad \dots (3.R.4)$$

$$AIE = \pi * (DI/12) * LV * NT = \frac{\pi * DI * AE * 12}{SA + SO} \quad \dots (3.R.5)$$

$$DA = DO + 2 * AA \quad \dots (3.R.6)$$

$$SF = 1 / NA - XA \quad \dots (3.R.7)$$

$$SA = \pi * NA * 12 (2 * AA (D0 + AA) + XA * DA) \quad \dots (3.R.8)$$

$$S0 = \pi * D0 * 12 (1 - NA * XA) \quad \dots (3.R.9)$$

$$S = \pi * D0 * 12 \quad \dots (3.R.10)$$

$$RA = \frac{(SA + S0)}{S} \quad \dots (3.R.11)$$

$$NH = \text{int} (X / PT) + 1 \quad \dots (3.R.12)$$

Coefficiente Interno de Ebullición.

Se asigna un valor conservador de 1500 BTU/hr ft² °F al coeficiente de ebullición interno del tubo térmico, HE, por dos razones:

1. El coeficiente de ebullición interno es mucho más grande que el coeficiente externo para el gas, por lo que el mecanismo de ebullición no constituye la resistencia controlante.
2. El proceso de ebullición dentro de un tubo térmico es sumamente delicado, como se vió en el capítulo 2 y la obtención de una correlación que lo describa requiere un análisis más profundo.

Coefficiente Externo para Gases a través de Arreglos Triangulares de Tubos Aletados.

El coeficiente externo para tubos aletados no puede obtenerse en forma precisa mediante ecuaciones normalmente utilizadas para el cálculo del coeficiente externo a través de tubos lisos. Las aletas cambian el patrón de flujo y es por ello que el coeficiente para una superficie extendida difiere de aquel para un tubo liso.

Deben determinarse experimentalmente los coeficientes individuales a través de superficies extendidas y a partir de ellos realizar la correlación para cada tipo de superficie. Estudios experimentales han demostrado que mediante la ecuación de Briggs y Young pueden obtenerse valores del coeficiente individual de un gas a través de tubos con aletas radiales con una precisión bastante razonable.

$$HF = 1.608 * \frac{KV(1)}{DO} + RE^{.001} + PD^{.33} + \left(\frac{SF}{AA}\right)^2 + \left(\frac{SF}{XA}\right)^{.1134} \dots (3.R.13)$$

donde:

$$RE = \frac{DO * G1}{MV(1) * 2.42 * 12} \dots (3.R.14)$$

$$PD = \frac{CP(1) * MV(1) * 2.42}{KV(1)} \dots (3.R.15)$$

Caida de Presión de los Gases a través del Haz.

Para la determinación de la caída de presión de gases que fluyen a través de un haz de tubos aletados en arreglo triangular se utiliza la ecuación de Robinson y Briggs:

$$P_2 = \frac{F_1 + NB + G_1^2}{PV(1) + g_1 + 1.86624 E_9} \quad \dots(3.R.16)$$

$$F_1 = 18.93 + RE^{-0.314} + (PT/DO)^{-0.727} \quad \dots(3.R.17)$$

A fin de obtener la masa velocidad máxima, G_1 , se requiere determinar el área de flujo mínima, dependiendo de los espaciamientos centro a centro de tubos. En un arreglo triangular de tubos aletados ésta puede resultar transversal al flujo o en las diagonales entre tubos.

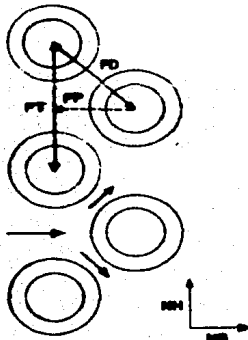


FIG.3.12a: SECCION DE UN HAZ DE TUBOS EN ARRREGLO TRIANGULAR.

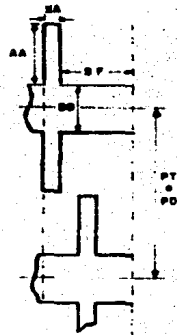


FIG.3.12b: CORTE DEL AREA DE FLUJO DE LOS GASES.

Si se definen:

AR : Área de flujo mínima por unidad de longitud de tubo transversal al flujo de gas (normal a la línea PT en la fig. 3.12a) entre un par de tubos.

AD : Área de flujo libre mínima diagonal entre dos tubos por unidad de longitud (normal a la línea PP en la fig. 3.12a).

es de esperarse que el flujo que pasa por AR se divida en dos partes para atravesar las diagonales. Por consiguiente, el área de flujo mínima se presentará en las diagonales cuando:

$$2 * AD < AR \quad \dots (3.R.18)$$

Ya que en un arreglo triangular equilátero $PT = PP$, es obvio que: $AR = AD$, entonces siempre: $2 * AD > AR$, por lo que el área de flujo mínima será transversal a la dirección del flujo de gas a través del haz.

$$AR = PT - \frac{D_0 * SF + (D_0 + 2 AA) * XA}{SF + XA} \quad \dots (3.R.19)$$

El área de flujo mínima en un haz de tubos de longitud LV, que tiene un número máximo de tubos, NH, en una hilera transversal, está dada por:

$$AF = NH * LV * AR \quad \dots (3.R.20)$$

entonces:

$$G_1 = WG / AF \quad \dots (3.R.21a)$$

$$WG = \frac{GK}{CP(1) (T_6 - T_7)} \quad \dots (3.R.21b)$$

Eficiencia. 20.44.47

El área externa de un tubo aletado está constituida por dos partes, el área de las aletas y el área del tubo no cubierta por las bases de las aletas. La unidad de superficie de una aleta no es tan eficiente como la de un tubo liso debido a la presencia de una resistencia adicional al flujo de calor por conducción a través de la aleta hasta el tubo.

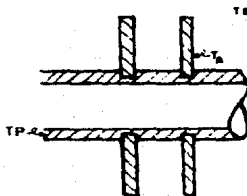


FIG. 3.13 : TEMPERATURAS EN UN TUBO ALÉTADO.

Si se considera que el calor fluye de los alrededores del tubo hacia el mismo tubo, entonces, $T_B > T_P$.

Además, el gradiente de temperatura disponible para transferir calor al tubo base es:

$$\Delta T_c = T_B - T_P \quad \dots (3.R.22)$$

El gradiente de temperatura disponible para que los gases transfieran calor a la aleta es:

$$\Delta T_a = T_B - T_a \quad \dots (3.R.23)$$

A causa de que $T_a > T_P$, $T_B - T_a < T_B - T_P$, por ello la

eficiencia de la superficie de transferencia disminuye a medida que se encuentra más alejada del tubo base.

Por tanto, la eficiencia promedio de la aleta se define como:

$$H = \Delta T_{a \text{ prom}} / \Delta T_c \quad \dots (3.R.24)$$

La eficiencia, H, puede calcularse analíticamente.²²

En una aleta radial, la eficiencia está descrita por funciones de Bessel, cuya solución numérica consume demasiado tiempo para propósitos de programación. Es por ello que, para el diseño del recuperador de calor, la eficiencia de la aleta, H, se determina aproximadamente por dos métodos alternativos en función de los siguientes parámetros:

$$M1 = \left(\frac{2 * HFC * 12}{KA * XA} \right)^{-0.5} \quad \dots (3.R.25)$$

$$HFC = \frac{1}{1/HF + RO} \quad \dots (3.R.26)$$

En la ecuación anterior se desprecia el coeficiente de transferencia por radiación.

$$MA = M1 * (AA/12) \quad \dots (3.R.27)$$

$$PE = DA / DO \quad \dots (3.R.28)$$

Los métodos son:

- a. Por medio de regresiones polinomiales obtenidas de la solución gráfica de las funciones de Bessel.²² (apéndice A-0).

$$H = A_1 + A_2 * MA + A_3 * MA^2 + A_4 * MA^3 \dots (3.R.29a)$$

b. Si el valor de PE difiere de los contemplados en las regresiones se utiliza la fórmula de eficiencia para aletas longitudinales, que es mucho más simple que la de las radiales. La aproximación es bastante buena para aletas de aluminio u otros materiales de alta conductividad térmica. Si éste no es el caso, el método puede sobrestimar la eficiencia de la aleta.

$$H = \frac{\tanh(MA)}{MA} \dots (3.R.29b)$$

La eficiencia ponderada de la superficie de transferencia se calcula así:

$$HW = \frac{H * SA + SO}{SA + SO} \dots (3.R.30)$$

De esta forma se obtiene el coeficiente externo corregido por la eficiencia de la superficie de transferencia.*7

$$HFCC = HFC * HW \dots (3.R.31)$$

Resistencia de la Aleta y su Unión al Tubo.

La resistencia inherente al metal de la aleta (para aletas circulares de perfil rectangular, excluyendo la resistencia de la unión) varía ligeramente en función del coeficiente externo. En forma rigurosa, la dependencia también está

descrita por funciones de Bessel. Sin embargo, el programa utiliza la aproximación de Dusinberre para ambas resistencias de la siguiente forma, respecto al área externa del tubo liso.

$$R_M = \frac{V_1}{RA + V_2 (RA + HFCC * V_1)} \quad \dots (3.R.32)$$

donde:

$$V_1 = \frac{(DA - DO)^2 * (DA/DO)^{-0.2}}{6 * XA * KA * 12} \quad \dots (3.R.33)$$

$$V_2 = \frac{DO (1 - NA * XA)}{.5 * (DA + DO) (DA - DO) * NA + DA * NA * XA} \quad \dots (3.R.34)$$

Resistencia de la Pared.

La resistencia de la pared para tubos circulares se calcula:

$$R_W = \frac{S * \ln (DO/DI)}{2 * \pi * KT * 144} \quad \dots (3.R.35a)$$

$$R_W = \frac{(DO/12) * \ln (DO/DI)}{2 * KT} \quad \dots (3.R.35b)$$

Debido a que los coeficientes de transferencia de calor de los gases y del fluido de trabajo, así como la resistencia de

la aleta y su unión, la de la pared del tubo y los factores de incrustación aplican a diferentes superficies, es importante que todas las resistencias estén debidamente corregidas, refiriéndolas a la misma superficie, para poder sumarlas y obtener el coeficiente global de transferencia de calor. Para factores de incrustación puede consultarse el apéndice .

En la sección de evaporación, todas las resistencias, a excepción de las provocadas por el coeficiente de transferencia y el factor de incrustación externos, se refieren primeramente al área externa del tubo liso y posteriormente al área externa total para un tubo aletado a fin de determinar el área de transferencia requerida para el servicio y el número de tubos en el que estará distribuida.

$$SR = (1/HE + RI) * DO/DI + RW + RM \quad \dots (3.R.36)$$

$$SRC = SR * RA \quad \dots (3.R.37)$$

Por lo que:

$$UD = \frac{1}{1/ HFCC + SRC} \quad \dots (3.R.38)$$

$$AE = \frac{QK}{UD * TE} \quad \dots (3.R.39a)$$

$$AE = NT * LV * (SA + SO) / 144 \quad \dots (3.R.39b)$$

$$NT = \frac{AE * 144}{LV * (SA + SO)} \quad \dots (3.R.40)$$

El número de tubos total, NT, se ajusta para completar la última hilera o banco de tubos transversal al flujo, NB, ya sea par o impar. Hay que tener en cuenta que, en un arreglo triangular, las hileras pares tienen un tubo menos que las hileras impares.

Así, para un número de hileras transversales par:

$$NT = NB (NH - .5) \quad \dots (3.R.41a)$$

Y para uno impar:

$$NT = NB (NH - .5) + .5 \quad \dots (3.R.41b)$$

B. DISEÑO DE LA SECCIÓN DE CONDENSACION.

En la sección de condensación, que no cuenta con aletas, las resistencias se refieren al área externa del tubo liso:

$$UT = \frac{1}{1/HD + (1/HC + RI) * DI/DO + RD + RW} \quad \dots (3.R.42)$$

Ya que el diámetro y el número de tubos se determinó durante el dimensionamiento de la sección de evaporación, el área de transferencia de la sección de condensación se ajusta solamente variando la longitud, LC, respetando la longitud mínima impuesta por los límites operativos internos del tubo térmico.

Coeficiente Interno de la Sección de Condensación.

Para evaluar el coeficiente de condensación dentro del tubo térmico se utilizó la correlación desarrollada por Nusselt para superficies inclinadas, en donde la condensación y la transferencia de calor ocurren por conducción a través de una película de condensado que fluye a régimen laminar hacia el punto más bajo.¹⁰

$$HC = \left(\frac{KL^3 + PD (PD - PV) + LA * g * \text{sen FI}}{ML + 2.42 * LC (TJ - TK)} \right)^{.25} \dots (3.R.43)$$

Las propiedades físicas se evalúan a la temperatura de película del condensado, TJ, que se aproxima como el promedio aritmético de la temperatura de saturación, TH, y la temperatura de pared, TK.

Coeficiente Externo de la Sección de Condensación.

El recipiente del agua de calentamiento puede ser un tanque cilíndrico horizontal, que sirve como acumulador, o una caja rectangular de diseño específico. En el programa se considera el primer caso, donde el agua de calentamiento que recibe el calor liberado por los tubos térmicos fluye a través del haz de tubos a régimen laminar. Se utiliza la ecuación de Chilton, Colburn, Generaux y Vernon¹⁰, para convección libre por ser la que más se apega a las condiciones que se presentan en el recuperador de calor propuesto.

$$HO = 116 * \left(\frac{KL^3 * PK^2 * CL * BV * (TQ - T5)}{ML * DO} \right)^{.25} \quad \dots (3.R.44)$$

Las propiedades físicas se evalúan a la temperatura de película, TF, tomada como la media entre la temperatura de la pared calefactora, TQ, y la temperatura en el seno del fluido receptor de calor, T5. La viscosidad se toma en centipoises. El coeficiente de expansión térmica del líquido, BV, se evalúa de la siguiente manera:

$$BV = \frac{PB - PA}{PO_{param} (TA - TB)} \quad \dots (3.R.45)$$

En el segundo caso, el agua fluye a régimen turbulento. Se puede usar la ecuación 3.D.61 para el coeficiente externo.

C. OTROS PARAMETROS.

Temperaturas de Pared.

Sección Evaporación.

Para el cálculo de las temperaturas de pared en la sección de evaporación se recurre a la relación:

$$QP = \Delta T_1 / Z_1 \quad \dots (3.R.46)$$

Entonces:

$$TP = TB - QP * Z1 \quad \dots (3.R.47)$$

$$TW = TP - QP * Z2 \quad \dots (3.R.48)$$

donde Z_2 se evalúa en forma aproximada a T_p .

En el cálculo de R_M , las propiedades se evalúan a T_m , que puede aproximarse como:

$$T_m = T_H + .3 (T_B - T_H) \quad \dots (3.R.49)$$

Y, R_W se evalúa a la temperatura promedio de la pared del tubo, que en forma aproximada es:

$$T = T_H + .1 (T_B - T_H) \quad \dots (3.R.50)$$

Sección de Condensación.

Las temperaturas de pared se obtienen a partir de un análisis de las resistencias térmicas:

$$q = QT / AC \quad \dots (3.R.51a)$$

$$QT = UT + TL + AC \quad \dots (3.R.51b)$$

$$AC = \pi * D_O * LC * NT/12 \quad \dots (3.R.51c)$$

$$q = (T_H - T_K) * HC * D_I/D_O \quad \dots (3.R.52a)$$

$$q = (T_T - T_5) * H_O \quad \dots (3.R.52b)$$

$$q = (T_K - T_T) * \frac{2 * K_T * 12}{D_O * \ln (D_O/D_I)} \quad \dots (3.R.52c)$$

Sumando las tres ecuaciones anteriores y reorganizando:

$$q = UC * (TH - T5) \quad \dots (3.R.52d)$$

$$UC = \frac{1}{\frac{1}{HO} + \frac{DO * \ln(DO/DI)}{2 * KT * 12} + \frac{1}{HC} * \frac{DI}{DO}} \quad \dots (3.R.53)$$

Sustituyendo 3.R.52d en 3.R.52 a, b:

$$TK = TH - UC/HC * (TH - T5) \quad \dots (3.R.54)$$

$$TT = T5 - UC/HO * (TH - T5) \quad \dots (3.R.55)$$

Selección de Diámetro de Tubo y Espaciamiento entre tubos.

Los diámetros y espesores de tubos empleados son los recomendados por el TEMA de acuerdo al código BWG.

Cuando un tubo se somete a una presión interna significativa, como en el caso de los tubos térmicos, es necesario evaluar la relación diámetro/espesor del tubo a las condiciones de diseño, a fin de conocer el espesor mínimo que requiere un tubo de cierto diámetro para soportar los esfuerzos generados por dicha presión.

En cilindros de pared delgada la relación DO/XT debida a los esfuerzos tangenciales, EP, que actúan sobre las paredes se calcula como:

$$EP = \frac{2 * FV}{4 * PS} \quad \dots (3.R.56)$$

El factor de seguridad considerado es 4.

Para los esfuerzos axiales, que actúan sobre las tapas la relación DO/XT es:

$$ET = 2 * EP \quad \dots(3.R.57)$$

Se considera que dejar por lo menos .5 pulg. de claro entre aletas de tubos adyacentes es razonable para no rebasar la caída de presión permisible del gas y al mismo tiempo mantener un tamaño de equipo relativamente compacto.

D. DISEÑO INTERNO DE LOS TUBOS TERMICOS

El equipo de recuperación de calor operará a régimen permanente y estará constituido por tubos termicos del tipo más común, es decir:

- a. De construcción tubular con sección transversal uniforme.
- b. Con un componente puro como fluido de trabajo y ausencia de gases incondensables.
- c. Con capilar de poro pequeño.
- d. Que utilice capilaridad para promover la circulación del fluido.
- e. Que opere con fluxes de calor aproximadamente uniformes.

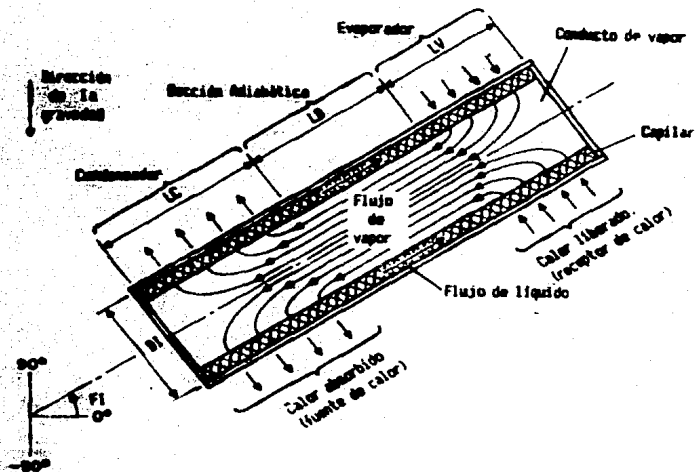


FIG. 3.14 : TUBO TERMICO

El tipo de tubo termico considerado consta de una sección de evaporación, una sección adiabática y una de condensación. La estructura capilar se encuentra en contacto con la pared interna del tubo y el espacio restante forma el conducto de vapor. El ángulo que el tubo termico forma con la horizontal, FI, puede ser positivo o cero, lo que corresponde a una operación normal, o negativo, lo que corresponde a una operación auxiliada por la gravedad.

Los tubos termicos estarán aletados externamente a lo largo de la sección de evaporación e internamente en toda su longitud para formar una estructura capilar del tipo acanalado longitudinal. Ya que este tipo de capilar no puede

desarrollar diferencias de presión capilar muy elevadas, requiere ser auxiliado por la gravedad a fin de compensar esta limitación, ($FI < 0$).

Además del ángulo de inclinación, la rapidez de transferencia de calor global está limitada por las resistencias térmicas inherentes al sistema tubo térmico-alrededores y a los cinco factores mencionados en el capítulo anterior, a saber:

1. Límite de presión de vapor.
2. Límite sónico.
3. Límite de arrastre.
4. Límite de circulación.
5. Límite de ebullición.

Resistencia Térmica Global.

El funcionamiento del tubo térmico puede caracterizarse por la resistencia térmica global. La carga térmica global efectiva, QR , y la diferencia de temperatura global entre la fuente y el receptor de calor ΔT , están relacionadas por:

$$QP = QR * 1.2 / NT \quad \dots (3.R.58)$$

El factor 1.2 se explicará más adelante.

$$QP = \Delta T / ZT \quad \dots (3.R.59)$$

La resistencia térmica global, ZT , puede representarse por un circuito eléctrico hipotético de resistencias $Z1$ a $Z10$, como se muestra en la figura 3.15.

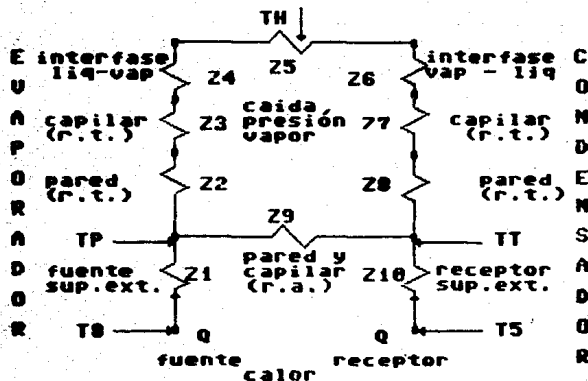


FIG. 3.15 : CIRCUITO DE RESISTENCIAS

Las resistencias térmicas que se presentan en las interfaces líquido-vapor del evaporador, 24, y del condensador, 26, surgen de la necesidad de mantener una rapidez de evaporación o condensación finita. Para lograr esto debe existir una diferencia de temperatura entre el líquido y el vapor en la interfase. Esta diferencia de temperatura genera una resistencia térmica que, frecuentemente, es tan pequeña que se le puede dar el valor de cero.

La resistencia térmica efectiva del vapor, 25, es debida a la caída de presión del mismo a lo largo de su trayectoria y su consecuente caída de temperatura para mantener el equilibrio entre las dos fases; generalmente resulta despreciable.

CUADRO 3.7 : RESISTENCIAS TÉRMICAS DE UN TUBO TÉRMICO **

UBICACION	ECUACIONES	
	CILINDRO	SECCION PLANA
Fuente Superficie Externa Evaporador	$Z1 = \frac{1}{h_{FCC} \cdot (AE/NT)}$	
Pared del Evaporador (resistencia transversal)	$Z2 = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2 \cdot \pi \cdot LV \cdot KT}$	$Z2 = \frac{KT}{(AE/NT) \cdot KT}$
Capilar del Evaporador (resistencia transversal)	$Z3 = \frac{\ln(r_s / r_o)}{2 \cdot \pi \cdot LV \cdot KT}$	$Z3 = \frac{KM}{(AE/NT) \cdot KM}$
Evaporador Interfase líquido-vapor	$Z4 = \frac{((R/PR) \cdot TH^2 / 2\pi) \cdot \Delta P_v}{LA^2 \cdot LV \cdot r_s \cdot PV}$	$Z4 = \frac{(2\pi \cdot (R/PR) \cdot TH^2) \cdot \Delta P_v}{LA^2 \cdot (AC/NT) \cdot PV}$
Caída de Presión en el conducto de vapor	$Z5 = \frac{TH \cdot \Delta P_v}{LA \cdot GP \cdot PV}$	
Condensador Interfase vapor-líquido	$Z6 = \frac{((R/PR) \cdot TH^2 / 2\pi) \cdot \Delta P_v}{LA^2 \cdot LC \cdot r_s \cdot PV}$	$Z6 = \frac{(2\pi \cdot (R/PR) \cdot TH^2) \cdot \Delta P_v}{LA^2 \cdot (AC/NT) \cdot PV}$
Capilar del Condensador (resistencia transversal)	$Z7 = \frac{\ln(r_s / r_o)}{2 \cdot \pi \cdot LC \cdot KM}$	$Z7 = \frac{KM}{(AC/NT) \cdot KT}$
Pared del Condensador (resistencia transversal)	$Z8 = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2 \cdot \pi \cdot LC \cdot KM}$	$Z8 = \frac{KT}{(AC/NT) \cdot KT}$
Pared y Capilar (resistencia anial)	$Z9 = \frac{LT}{AT \cdot KT + AM \cdot KM}$	
Superficie Externa Receptor Condensador	$Z10 = \frac{1}{h_D \cdot (AC / NT)}$	

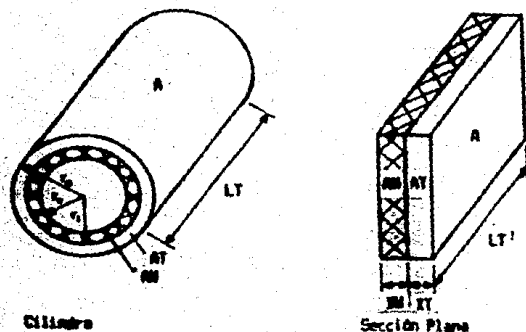


FIG. 3.14 : DIMENSIONES PARA EL CUADRO 3.8

En la mayoría de los tubos térmicos, la conducción axial en el capilar y el tubo, Z_9 , es tan pequeña comparada con el calor transportado por el vapor, que puede despreciarse si se cumple el siguiente criterio:

$$ZJ = \frac{Z_9}{Z_2 + Z_3 + Z_7 + Z_8} > 20 \quad \dots (3.R.60)$$

y entonces la resistencia térmica global es:

$$ZT = \sum_{n=1}^n Z_n + Z_{10} \quad \dots (3.R.61)$$

donde, por lo menos para una estimación inicial, Z_4 , Z_5 y Z_6 pueden igualarse a cero.

Si el criterio 3.R.60 no se satisface, probablemente el tubo térmico está operando bajo condiciones indeseables y su funcionamiento sea pobre, pues las fronteras entre el evaporador, la sección adiabática y el condensador están mal

definidas; lo que en el diseño implica suponer nuevas longitudes.

Para el cálculo de Z3, la conductividad térmica efectiva de la estructura capilar seleccionada, saturada de líquido, se aproxima de la siguiente manera:^{34.71}

$$K_M = E_H * K_L + (1 - E_H) K_T \quad \dots (3.R.62)$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura de pared interna del tubo. Chi^{34.72} publica un cálculo más preciso.

Transferencia de Calor Máxima.

Límite de Circulación.

La circulación se mantendrá y el tubo térmico operará normalmente si se cumple:

$$BA > DL + DT + BB \quad \dots (3.R.63)$$

$$BB = g * PD * (DI/12) * \cos FI * 1.296 E7 \quad \dots (3.R.64)$$

Esta última ecuación representa el efecto hidrostático transversal del líquido. Otras caídas de presión transversales en el líquido generalmente son muy pequeñas y no se toman en cuenta.

La máxima diferencia de presión capilar, BA, es sustancialmente independiente de la rapidez de transferencia de calor global por tubo, QP.

Las caídas de presión axiales en el líquido y en el vapor, DL y DT respectivamente, crecen con la rapidez de circulación y, por lo tanto, aumentan directamente con QP.

Cuando se requiere calcular la máxima transferencia de calor

global por límite de circulación, QC, el criterio 3.R.63 se resuelve como igualdad, puede hacerse explícitamente despreciando la caída de presión del vapor, DT:

$$QC = \frac{QP + (BA - BB + DG)}{DL + DG} \quad \dots (3.R.64)$$

La ecuación ya incluye el efecto de que el ángulo sea negativo.

Aún cuando sólo se requiere evaluar la desigualdad es necesario incluir un factor de seguridad en la carga térmica para cada tubo. Si se considera factor de 20%, se tiene que:

$$QK = 1.2 * QR \quad \dots (3.R.65)$$

Los métodos para calcular la diferencia de presión capilar y las caídas de presión del líquido y del vapor se muestran a continuación.

Diferencia de Presión Capilar Máxima (BA).

La tensión superficial mantiene una diferencia de presión entre el vapor y el líquido en una interfase curva que se encuentra en la estructura capilar del tubo térmico. La forma de la interfase varía con la posición axial de la misma dentro del capilar y para muchos de estos la forma es compleja. Sin embargo, para el cálculo de BA, es suficiente definir el radio capilar efectivo, RH, que es el más pequeño de una estructura capilar. Este es independiente de las propiedades físicas del fluido y su valor puede aproximarse teóricamente.

La máxima diferencia de presión capilar disponible para promover la circulación del fluido en un tubo térmico se da en las circunstancias ilustradas por la figura 3.17. La interfase liquido-vapor en el extremo inicial del evaporador tiene un radio de curvatura efectiva igual a RH y en este punto la presión del vapor excede a la del líquido. Existe una interfase plana en el condensador, usualmente en el extremo final, con una diferencia de presión interfacial nula.

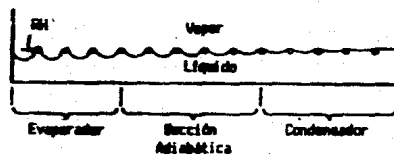


FIG. 3.17

La máxima diferencia de presión capilar está dada por:

$$BA = \frac{2 * SL * \cos \theta}{RH} \quad \dots (3.R.67)$$

La tensión superficial, SL , y el ángulo de contacto, θ , son reportados generalmente para fluidos puros y superficies limpias, pues las impurezas disminuyen el valor de SL y aumentan θ apreciablemente; ambos efectos causan la disminución de BA , lo cual afecta el funcionamiento del tubo. Hay pocos datos de ángulos de contacto reportados en literatura. Estos generalmente son pequeños o cero pues las superficies experimentales son limpias y los fluidos

utilizados las mojan facilmente. Por ello, se considera $\theta = 0$ en ausencia de datos, con lo que: $\cos \theta = 1$, aunque no sea un procedimiento estricto como sería la experimentación.

Para el tipo de capilar seleccionado, es decir, de canales longitudinales abiertos, el mínimo radio capilar, RH , coincide con el radio efectivo del canal y está definido por la relación de radio hidráulico efectivo:

$$RH = \frac{\text{área de flujo}}{\text{perímetro mojado}} = \frac{B1 + B2}{12 (2*B1 + B2)} \quad \dots (3.R.68)$$



$$B1 = xw.$$

FIG. 318: CORTE TRANSVERSAL DEL CAPILAR.

El resto de los parámetros geométricos del capilar y el ducto de vapor son:

$$EH = \frac{B2}{B2 + B3} \quad \dots (3.R.69)$$

$$NC = \frac{\pi * D1}{B2 + B3} \quad \dots (3.R.70)$$

$$AN = B1 + B2 * NC \quad \dots (3.R.71)$$

$$DV = \frac{DI - 2 * B1}{12} \quad \dots (3.R.72)$$

$$AV = \frac{\pi * DV^2}{4} \quad \dots (3.R.73)$$

Se considera un número de Reynolds del líquido, RL, igual a 2000 como máximo, a fin de que el flujo sea laminar y los efectos debidos a la aceleración sean despreciables. De lo contrario, las ecuaciones para las propiedades del capilar pierden validez.

A partir de las dimensiones del capilar seleccionado, de las propiedades del fluido de trabajo a la temperatura de operación y del límite de RL=2000, se obtiene el calor máximo por tubo, QM, y el número mínimo de tubos, NN, para transferir la carga térmica total.

$$RL = \left(\frac{QP * 12}{AW * LA * PO} \right) \left(\frac{4 * AW}{NC (2*B1 + B2)} \right) \left(\frac{PO}{EH * ML * 2.42} \right) \quad \dots (3.R.74)$$

$$QM = 2000 * LA * NC (2*B1 + B2) * EH * ML * 2.42 / 48 \quad \dots (3.R.75)$$

$$NN = QK/QM \quad \dots (3.R.76)$$

Caida de Presión del Líquido.

La velocidad del líquido en los capilares de estos dispositivos casi siempre es baja, por consecuencia el flujo

es laminar y los efectos debidos a cambios en la aceleración son despreciables. Bajo estas condiciones la caída de presión axial en el líquido, tomando en cuenta los efectos hidrostáticos y de fricción, es:

$$DL = \frac{LEF * QP * ML}{AW * K * LA * PO} - DG \quad \dots (3.R.77a)$$

donde:

$$DG = g * LT * PO * \text{sen FI} * 1.296 E7 \quad \dots (3.R.78)$$

Para el tipo de capilar seleccionado, DL puede expresarse mediante la ecuación de Darcy para flujo laminar³⁴:

$$DL = \frac{8 * ML * QP * LT}{\pi * RH^4 * NC * PO * LA} - DG \quad \dots (3.R.77b)$$

Las ecuaciones para DL ya incluyen el efecto de que el ángulo sea negativo.

La longitud efectiva, LEF, toma en cuenta la variación axial del flujo másico en el capilar. Considerando que los fluxes de calor a través del tubo son prácticamente uniformes, las longitudes efectivas en las secciones de evaporación y condensación son respectivamente, LV/2 y LC/2. Ya que el flujo másico es invariante en la sección adiabática, su longitud efectiva es simplemente LD.

La caída de presión en el condensador, DLc, está dada por la ecuación 3.R.77 siendo:

$$LEF = LC / 2 \quad \dots (3.R.79a)$$

$$LT = LC \quad \dots (3.R.79b)$$

Si el criterio:

$$DLC > - C2 \quad \dots (3.R.80)$$

se satisface, la caída de presión global del líquido, DL, está dada por la ecuación 3.R.77 considerando:

$$LEF = LV/2 + LD + LC/2 \quad \dots (3.R.81a)$$

$$LT = LV + LD + LC \quad \dots (3.R.81b)$$

donde LD = 0, si no hay sección adiabática.

Si el criterio 3.R.80 no se satisface, la caída de presión en el condensador es ignorada y la caída de presión global efectiva, DL, se obtiene con la ecuación 3.R.77, donde:

$$LEF = LV/2 + LD \quad \dots (3.R.82a)$$

$$LT = LV + LD \quad \dots (3.R.82b)$$

Caida de Presión en el vapor.

Un tubo térmico usualmente se diseña para que, bajo condiciones normales de operación, el flujo de vapor pueda considerarse incompresible, es decir:

$$NM < .2 \quad \dots (3.R.83)$$

$$DT/PS < .1 \quad \dots (3.R.84)$$

La velocidad del sonido en el vapor, s, requerida para calcular el número de Mach, NM, puede aproximarse con suficiente precisión empleando la ecuación para un gas ideal:

$$s = (B + R + (TH + 460) * g_c / PM)^{.5} \quad \dots (3.R.85)$$

Tomando en cuenta el criterio 3.R.83, se calcula un diámetro mínimo, DM, del conducto de vapor cuya ecuación es:

$$DM = \left(\frac{20 * QP}{3600 * \pi * PV * LA \left(\frac{32.2 * G * R (TH+460)}{PM} \right)^{.5}} \right)^{.5} \dots (3.R.86)$$

El diámetro mínimo se compara con el correspondiente al conducto de vapor, seleccionado de manera preliminar.

El flujo de vapor es frecuentemente laminar pero a velocidades de flujo elevadas pueden ocurrir condiciones de transición o turbulencia. A continuación se describe el método para calcular la presión axial a ambos regímenes. Sólo se toman en cuenta los efectos friccionales e inerciales pues los hidrostáticos no son importantes en el flujo de vapor.

Flujo Laminar.

Ya que bajo condiciones normales de operación la caída de presión del vapor, DT, es mucho menor que la del líquido, DL, se puede simplificar la obtención de DT mediante un análisis unidimensional considerando la recuperación total de presión en un vapor a baja velocidad.³⁴

$$DT = \frac{8 * MV * QP}{PV * \pi * (DV/2)^{.5} * LA} * LEF \dots (3.R.87)$$

Existen algunos métodos más precisos que se pueden usar si la aplicación lo amerita^{34, 49}. Estos métodos estiman la caída

de presión para cada sección por separado en forma bidimensional y algunos consideran flujo compresible.

Flujo Turbulento.

Para un Reynolds de vapor predominante, RV, mayor a 2000, se pueden obtener, algo sobrestimadas, las caídas de presión del evaporador y la sección adiabática, C1, a partir de la siguiente ecuación:

$$C1 = \frac{.158}{DV + RV^{.25}} * \left(\frac{LV}{2.75} + LD + .93 \right) * PV + VV^2 \quad \dots (3.R.88)$$

Si no hay sección adiabática LD = 0.

En el condensador la caída de presión, C2, puede obtenerse también algo sobrestimada, con la siguiente ecuación:

$$C2 = \frac{.158}{DV + RV^{.25}} * \left(\frac{LC}{2.75} - .93 \right) * PV + VV^2 \quad \dots (3.R.89)$$

donde:

$$VV = \frac{GP}{AV + LA + PV} \quad \dots (3.R.90)$$

$$RV = \frac{PV + VV + DV}{MV + 2.42} \quad \dots (3.R.91)$$

Caida Global de Presión.

A flujos elevados de vapor, la presión del mismo en el condensador puede incrementarse en dirección al flujo y $C2$ resulta negativa. En estas circunstancias es posible que el valor determinado para la presión del líquido en el condensador, exceda el obtenido para la presión del vapor. Esto implica que la superficie del líquido en el capilar a nivel del condensador sea convexa, penetrando en el ducto de vapor. Sin embargo, la depositación continua de líquido en el condensador durante una operación normal evita esto. Como resultado, la igualdad de presiones entre el líquido y el vapor se da a la entrada del condensador a menos que:

$$DLC > - C2 \quad \dots (3.R.80)$$

Cuando este criterio se satisface, la igualdad de presiones entre el líquido y el vapor ocurre en el extremo final del condensador. Entonces la caída de presión global para ambos patrones de flujo está dada por:

$$DT = C1 + C2 \quad \dots (3.R.92)$$

y la caída de presión global del líquido es obtenida con la ecuación 3.R.77 considerando la longitud de las tres secciones, es decir, con la ecuación 3.R.81.

Cuando el criterio 3.R.80 no se satisface, las caídas de presión en el condensador, tanto del vapor como del líquido, son ignoradas y la caída de presión global efectiva en el vapor para ambos regímenes de flujo está dada por:

$$DT = C1 \quad \dots (3.R.93)$$

La caída de presión global efectiva del líquido se obtiene de

la ec.3.R.77 sin tomar en cuenta el condensador, ec.3.R.82.

Tubos Térmicos Auxiliados por Gravedad.

El procedimiento anterior puede utilizarse para determinar el límite de circulación de un tubo térmico bajo la influencia de fuerza motriz gravitacional, adicional a la fuerza motriz capilar ($FI < 0$), siempre y cuando durante la operación se cumpla que:

$$DLC > 0 \quad \dots (3.R.94)$$

Además, no debe haber exceso de líquido que pueda formar una alterca en el fondo del evaporador.

Límite por Presión de Vapor.

Siempre que el criterio 3.R.84 se satisfaga, el límite por presión de vapor no se alcanzará. Sin embargo, esta limitación puede ser importante durante el arranque. Para su determinación se cuenta con la siguiente correlación teórica, la cual tiene cierto respaldo experimental:

$$QV = \frac{AV + DV^2 + LA + PS + PV + 144 + 4.1731 EB}{64 + MV + 2.42 + LEF}$$

... (3.R.95)

donde:

$$LEF = LV / 2 + LD + LC / 2 \quad \dots (3.R.96)$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura de operación del tubo a menos que se cuente con el valor de temperatura en el extremo inicial del evaporador.

Límite Sónico.

De forma similar al límite anterior, éste no se alcanzará si se satisface el criterio 3.R.83. Pero es importante evaluarlo considerando condiciones de arranque o condiciones anormales de operación. Su valor se puede estimar a partir de la siguiente ecuación teórica:

$$QS = \frac{AV * s * LA * PV * 3600}{(2(1+G))^{0.5}} \quad \dots (3.R.98)$$

donde G (ec.3.R.99), s (ec.3.R.85), PV y LA se evalúan a la temperatura de operación del tubo. Lo ideal es evaluar LA a la temperatura de salida del evaporador si ésta se conoce. La aproximación es aceptable, pues la variación de temperatura es muy pequeña al igual que la variación de LA en función de la temperatura.

Si la relación de calores específicos, G, a la temperatura de operación no se conoce, puede aproximarse obteniendo CV de la relación para gas ideal:

$$CV = CP - R' / PM \quad \dots (3.R.98)$$

$$G = CP / CV \quad \dots (3.R.99)$$

La ecuación 3.R.97 muestra que el flux axial, QS/AV, solamente es función de las propiedades físicas del fluido. Entonces, el límite sónico es aplicable a cualquier tubo térmico de cierto diámetro a una temperatura de operación dada.

El cálculo de OS no toma en cuenta la viscosidad del vapor y predice que las condiciones sónicas ocurren a la salida del evaporador. Esto provoca ligeras sobrestimaciones del límite, acentuándose cuando la relación longitud a diámetro en las secciones de evaporación y adiabática, es mayor a 40, en caso se requiere un análisis especial.

Límite de Arrastre.

La rapidez global de transferencia de calor al inicio del arrastre puede deducirse teóricamente y tomarse como un valor máximo de operación. La ecuación para este límite se da como:

$$GE = AV + LA + 3600 (PV + SL + g_w / x) \cdot \theta \quad \dots (3.R.100)$$

La aproximación más general para x , dimensión característica de la superficie del capilar es:

$$x = 2 * RH / 12 \quad \dots (3.R.101)$$

Límite de Ebullición.

En un tubo térmico, el gradiente de temperatura a través de un capilar saturado de líquido crece a medida que aumenta el flux de calor radial en el evaporador. El líquido que se encuentra en el capilar en contacto con la pared de la sección de evaporación está sobrecalentado y, a un valor suficientemente elevado de flux de calor transversal, el grado de sobrecalentamiento provoca el inicio de la formación de burbujas. En el condensador no ocurre un efecto semejante

porque en el capilar el líquido se encuentra subenfriado. La ebullición nucleada dentro del capilar es indeseable porque interfiere con la circulación del líquido y hace que los métodos descritos anteriormente pierdan validez, por lo que se requieren métodos empíricos para predecir el funcionamiento del tubo térmico en estas condiciones. La ecuación teórica que se utiliza es la siguiente:

$$Q_N = \frac{TH}{LA + Z_3 + PV} \left(\frac{2 * SL}{RN} - \frac{2 * SL * \cos\theta}{RH} \right) \dots (3.R.102)$$

El segundo término del paréntesis es la diferencia máxima de presión capilar y generalmente es mucho más pequeña que el primer término, que es la diferencia de presión necesaria para la formación de una burbuja de vapor.

Se recomienda darle al radio de nucleación, RN, el valor de 5.08 E-8 pulg.; pueden darse valores más pequeños de RN, pero valores mayores al recomendado son poco probables pues los tubos térmicos se procesan cuidadosamente a fin de eliminar gases incondensables. La resistencia térmica, Z3 puede obtenerse del cuadro 3.7.

3.3 MATERIALES

3.3.1 SELECCION DE MATERIALES PARA DESALADORAS *

La selección del material debe considerar el medio ambiente, costos, disponibilidad y experiencia previa en operación.

Las características de los materiales, observadas en procesos de desalación por destilación, se enuncian a continuación.

Acero al carbón y hierro colado.

Sujetos a corrosión compleja en función del crecimiento marino. La velocidad de corrosión es directamente proporcional a la temperatura, a la concentración de oxígeno, al pH y a la velocidad del agua. El acero es sujeto a corrosión galvánica al acoplarse con otros materiales. Puede utilizarse si se galvaniza y se le aplica un buen tratamiento de pintura para protección con pintura epóxica catalítica sobre una capa enriquecida de zinc o pintura resistente a alta temperatura como acrílico-silicón o alquilo-silicón para casos muy severos.

Suele colocarse un recubrimiento interno, resistente a la corrosión, que esté en contacto con la salmuera, de manera que el acero al carbón sólo quede en la parte externa.

Los recubrimientos internos comunes son: acero inoxidable 304L, acero inoxidable 316L, cupro-níquel 90/10 y aleaciones de bronce aluminio.

La selección de los anteriores depende de la relación de galvanizado con el otro material del sistema, de las condiciones de corrosión-erosión y de la facilidad de unir el recubrimiento al metal base.

Es económico cuando el tratamiento de agua es bueno e incluye control de incrustación e inhibición de corrosión, el pH se mantiene cerca o arriba de 7, el contenido de oxígeno está abajo de 50 ppb, y las velocidades abajo de 5 pies/s.

El hierro colado tiene varios problemas en equipos de desalación. Es difícil de soldar para repararlo y se corroe rápidamente.

Aceros Inoxidable.

Los aceros inoxidables de alto grado férrico (series 400) no se usan en desalación por su alto grado de corrosión.

Algunos aceros nuevos con alto grado de aleación (26-1, E-Brite, 26-3, SeaCure) tienen gran resistencia a la corrosión pero no han sido muy estudiados ni se producen en México.

La resistencia a la corrosión de grados austeníticos al agua de mar aumenta en el orden siguiente:

- Grado libre de molibdeno
- Tipo 316
- Grado alto de molibdeno
- Aleaciones 20Cb3 (placa), Al6X (tubos)

Los principales problemas al contacto con agua de mar son corrosión por picado y por grieta. El acero inoxidable 316 es sujeto a picado, principalmente a velocidades menores a 2 pies/s. Por grieta se presenta en grados austeníticos. Los aceros inoxidables austeníticos tienen serios problemas de fractura por combinación de corrosión-esfuerzo a la tensión.

Para evitar este tipo de fractura se debe:

- Restringir el contenido de carbono en la aleación a .03% como máximo (304 L, 316 L).
- Estabilizar el carbono con titanio (321, 347 S.S. o aleación 20Cb3 que contiene Fe-Ni-Cr).
- Prevenir o limitar la precipitación de carburos por tratamiento térmico y controlar el calor suministrado en soldaduras subsiguientes.

Para agua de mar sin tratamiento previo la aleación con menos problemas es la 20Cb3.

Al usarse estos materiales en plantas desaladoras debe evitarse el contacto continuo con el agua de mar y/o drenarse y llenarse continuamente.

Aleaciones de Cobre.

Históricamente el cobre ha sido el más usado en equipo de desalación. Presenta una excelente conductividad térmica, muy buena resistencia a la corrosión y a la bioincrustación y es disponible a costos moderados.

En las últimas dos décadas, la mayoría de las plantas desaladoras construidas han usado tubos de cupro-níquel 90/10 (CA 706) que, aunque es menos económico inicialmente en comparación con el bronce-aluminio utilizado con anterioridad, su resistencia a la corrosión y, por lo tanto, el menos frecuente cambio de partes, hacen más económica la elección del CuNi 90/10.

Es el material más adecuado excepto para partes de la planta donde la temperatura sea muy elevada o para eyectores de

aire, debido a la alta corrosión que se presenta en estos casos.

El oxígeno presente favorece la despolarización catódica producida por la reacción de los electrones que fluyen a los sitios activos catódicos propiciando una corrosión más rápida.

Es necesario un pretratamiento de desaereación y tomar las medidas adecuadas para evitar la infiltración de aire además de controlar el pH con objeto de que la aleación pueda alcanzar una vida útil de 30 años en plantas desaladoras.

La velocidad, en general, no es problema si se diseña con velocidades menores a 8 pies/s dentro de tubos para la mayoría de las aleaciones de cobre. Más aún, pueden alcanzarse velocidades de 12 pies/s para CuNi 90/10 (No. 706).

Se ha reportado que aleaciones de bronce-aluminio y bronce-aluminio-níquel han dado buenos resultados en servicios con agua de mar pues resisten corrosión por picado e incrustación.

Titanio.

Se considera más noble que otros materiales. No se ha detectado ningún tipo de corrosión o fractura por esfuerzo a la tensión en plantas desaladoras que usan este material y trabajan arriba de 250°F, sin importar el contenido de oxígeno, de cloro y aún en situaciones en que el agua de mar haya sido contaminada con ácido sulfhídrico o amoníaco. El titanio mantiene su resistencia a la corrosión tanto a altas

como a bajas velocidades y es por lo menos veinte veces más resistente a la erosión que la mejor aleación a base de cobre. El uso de titanio en plantas desaladoras está limitado por su altísimo costo inicial.

Otros materiales.

Se puede considerar el uso de materiales plásticos sólidos, tuberías de plástico y plásticos de fibra reforzada cuando la temperatura, presión, compatibilidad química y costos de elaboración e instalación sean aceptables.

Para tuberías se ha usado polipropileno, poliéster y ésteres vinílicos. A temperaturas más elevadas y con líquidos más agresivos se ha usado politetrafluoroetileno o fluoruro de polivinilo.

3.3.2 FLUIDOS Y MATERIALES PARA LOS TUBOS TÉRMICOS

A. FLUIDOS DE TRABAJO.^{33,34}

Para su selección se utilizan factores de mérito, que son grupos de propiedades termofísicas que se usan comúnmente como indicadores de las eficiencias relativas de diferentes fluidos de trabajo empleados en tubos térmicos. Así, existen diferentes factores de mérito; ejemplos de ellos son el factor de transporte de líquido para tubos térmicos con fuerza motriz capilar y el factor indicador del gradiente de temperatura para termosifones.

La compatibilidad entre el material del tubo y el fluido de trabajo, incluyendo su estabilidad, y la presión de vapor del

fluido a la temperatura de operación también deben tomarse en cuenta en la selección del fluido de trabajo.

Los tubos térmicos capilares, como se mencionó en el capítulo anterior, se operan de preferencia en el espectro de temperatura en el cual el límite de circulación define la máxima rapidez de transferencia de calor. El factor de transporte de líquido, NL, se puede obtener de un análisis de la ecuación para el límite de circulación suponiendo una caída de presión del vapor despreciable, ángulo de contacto cero - equivalente a un mojado perfecto-, operación horizontal y diámetros pequeños. Se dispone de valores de este factor en función de la temperatura para diferentes sustancias. El valor máximo corresponde al máximo límite de circulación. Este factor de mérito debe usarse con precaución si alguna de las suposiciones hechas para su obtención no se justifica. Si el tubo térmico es operado en un intervalo de temperatura sujeto a algún otro de los límites de transferencia de calor, NL no es un parámetro apropiado y debe considerarse específicamente el efecto de las propiedades involucradas en ese límite particular.

Partiendo del hecho que todos los límites a la transferencia de calor son satisfechos, la conductividad térmica efectiva del capilar, que depende de la conductividad térmica del líquido, puede ser maximizada si es necesario, con el fin de minimizar las caídas de temperatura en el tubo térmico. (apéndice A-5).

$$NL = \frac{LA * PO * SL}{ML * 2.42} \quad \dots (3.R.114)$$

Para la selección del fluido de trabajo también debe tomarse en cuenta lo siguiente. La diferencia de presión a través de una superficie curva de radio r_c está dada por:

$$\Delta P = 2 * SL / r_c \quad \dots (3.R.116)$$

Para que se forme una burbuja se requiere un centro de nucleación en la superficie o la liberación de gas, que proporcionen un radio de curvatura inicial. Además el líquido en contacto con la pared debe estar sobrecalentado para que se genere la ΔP . El sobrecalentamiento requerido, TS , puede estimarse por medio de la relación empírica propuesta por Hsu²⁴:

$$TS = \frac{3.06 * SL * TH}{PV * LA * d} \quad \dots (3.R.117)$$

donde d es el espesor de la película térmica que como primera aproximación puede tomarse igual al diámetro promedio de las cavidades en la superficie calefactora. Para superficies típicas éste tiene un valor de 1 E-3 pulg. (2.5 E-3 cm).

Ya que el capilar proporciona sitios de nucleación adicionales a los de una superficie "lisa", la relación 3.R.117 puede utilizarse como figura de mérito que indica la proximidad al límite de ebullición. Por lo tanto es deseable tener un fluido de trabajo con TS alto para reducir la probabilidad de nucleación.

B. COMPATIBILIDAD DE MATERIALES. 33.32

A fin de asegurar que la vida útil del tubo térmico sea de varios años, deben ser compatibles entre sí el fluido de trabajo, el material del tubo, materiales de recubrimiento y soldadura, así como el material del capilar. En la práctica, con frecuencia es difícil distinguir entre los efectos de reacciones químicas entre materiales y los efectos de reacciones de degradación del fluido de trabajo por pirólisis. Ambas reacciones son indeseables en los tubos térmicos y por lo tanto el término *compatible* se usará para indicar que el fluido y el sólido son químicamente inertes entre sí y que la naturaleza del fluido es estable.

Generación de Gases Incondensables.

Puede producirse gas incondensable por reacción química entre el fluido de trabajo y el sólido, por degradación de dicho fluido y también por liberación de gases disueltos en el líquido o el sólido. Durante la operación del tubo térmico, el gas forma un tapón en el extremo final del condensador, disminuyendo la conductancia térmica, como en el caso de los tubos en que se introduce gas incondensable deliberadamente. Con frecuencia, es aceptable una pequeña cantidad de gas incondensable si la presión de vapor del fluido de trabajo, a la temperatura de operación, es suficientemente grande. De esta forma el gas ocupa un espacio relativamente pequeño en el extremo del condensador y la conductancia térmica del tubo apenas se ve reducida. La presencia de una pequeña cantidad

de gas puede resultar hasta ventajosa durante el arranque excepto para capilares arteriales.

Corrosión.

La corrosión de la pared o las juntas del tubo térmico pueden debilitar su estructura y en caso severo causar derrames del fluido de trabajo.

Degradación del Fluido.

La degradación del fluido de trabajo puede producir cambios sustanciales en sus propiedades, tales como la tensión superficial, la viscosidad y el ángulo de contacto y por lo tanto afectar el funcionamiento del tubo. Los productos de la degradación tienden a separarse durante la operación. Los de tipo sólido pueden bloquear los canales capilares y los de tipo fluido tienden a deteriorar la uniformidad de temperatura en el tubo térmico. La rapidez de degradación del fluido puede ser controlada operando el tubo térmico a una temperatura suficientemente abajo del punto de degradación. No obstante, la reacción de degradación algunas veces puede ser catalizada por los materiales sólidos del tubo térmico y debe evitarse este tipo de combinaciones sólido - fluido de trabajo.

Materiales Compatibles.

Las tablas de compatibilidad entre sólidos y fluidos de trabajo deben cumplir con las exigencias requeridas específicamente por los tubos térmicos.

En general, las pruebas de vida útil por compatibilidad muestran que los fluidos deben tener el máximo grado de pureza, que deben limpiarse minuciosamente tanto la superficie interna del tubo como el capilar antes del llenado y que el uso de combinaciones de diferentes metales para el recipiente y el capilar deben evitarse en lo posible.

En la selección de materiales existen también otros factores de mérito.==

La caída de temperatura a través de la estructura capilar es indeseable; por medio de las siguientes relaciones es posible minimizarla para diferentes combinaciones de tubo, estructura capilar, sustancia de trabajo y carga térmica. Se considera que la conductividad térmica de la estructura capilar saturada de líquido es proporcional a la del líquido.

$$\Delta T \propto QR + B1 / KL \quad \dots (3.R.118a)$$

considerando el límite de circulación:

$$B1 \propto 1 / NL \quad \dots (3.R.118b)$$

sustituyendo en la primera ecuación:

$$\Delta T \propto QR / (KL * NL) \quad \dots (3.R.118c)$$

El producto $KL * NL$, designado con la variable C , debe maximizarse, a fin de obtener la mínima caída de temperatura para transferir una carga térmica QR dada.

La caída de temperatura a través de la pared del tubo también debe minimizarse, tomando en cuenta las siguientes

relaciones:

$$\Delta T \propto XT / KT \quad \dots (3.R.119a)$$

$$XT \propto 1 / FV \quad \dots (3.R.119b)$$

por lo tanto:

$$\Delta T \propto 1 / (KT + FV) \quad \dots (3.R.119c)$$

De forma similar al caso anterior, $KT + FV$, designada con la variable OB , debe maximizarse.

Lo ideal es tener un material con el menor peso posible sin sacrificar otras propiedades importantes del material.

$$\text{peso de un cilindro hueco} \propto XT + PW \quad \dots (3.R.120a)$$

$$XT \propto 1 / FV \quad \dots (3.R.120b)$$

sustituyendo en la primera ecuación:

$$\text{peso de un cilindro hueco} \propto PW / FV \quad \dots (3.R.120c)$$

A la relación PW / FV se le designa con la variable OA , que debe minimizarse.

Cuadro 3.8 : COMPATIBILIDAD DE SUSTANCIAS Y MATERIALES EN LOS TUBOS TERNICOS 23.34

FLUIDOS	MATERIALES		MATERIALES		MATERIALES	
	COMPATIBLES		REPORTADOS ALGUNAS VECES COMPATIBLES		REPORTADOS NO COMPATIBLES	
Acetona	Níquel		Aluminio	3,5		
	Cobre		Aleaciones Al	3		
	Silica		Latón	2		
			Cobre	1,2		
			Acero Inox.	1,2,3,5		
Metanol Etanol	Cobre	1,2	Hierro		Aluminio	
	Hierro		Níquel		Aleaciones Al	
	Silica		Acero Inox.	1,2,5	Latón	
n Heptano	Aluminio					
	Acero Inoxidable					
Agua	Cobre	4	Bronce, Latón		Acero Inoxidable	
	Cu-Ni-Fe		Platel (400)		Aluminio	
	Titanio		Níquel	1	Silica	
			Acero Inox.347	5	Inconel (600)	
					Níquel	
				Acero al Carbon		
Terax	Cobre		Aleaciones Al	1,5		
	Silica		Acero al C	1,2,5		
Bifenil- Óxido de difenilo (mezcla eutéctica)	Acero Inoxidable		Cobre	1		
			Acero Inox.	1,3,6		
			Níquel	5		

Notas:

1. algunas pruebas reportan ligera incompatibilidad a causa de poca generación de incondensables o pequeño incremento en la caída de temperatura total.
2. ligera incompatibilidad debido al ataque a las paredes del tubo o a los capilares.
3. degradación del fluido de trabajo.
4. no se reporta ninguna muestra de incompatibilidad
5. esta combinación presentó problemas a los autores, pero otros han reportado buenos resultados. Usese con precaución
6. sólo debe usarse si se tolera la presencia de algunos incondensables en el tubo, particularmente a altas temperaturas.

3.4 INVENTARIO DEL FLUIDO DE TRABAJO DE LOS TUBOS TERMICOS

El fluido de trabajo está distribuido en dos fases en equilibrio, vapor y líquido, a la temperatura de operación. La masa de vapor ocupa el conducto central del tubo. Con frecuencia esta masa es lo suficientemente pequeña para ser despreciada al cuantificar el fluido. Pero si la temperatura de operación está muy por encima del punto de ebullición normal (a presión atmosférica) del fluido o si el volumen de líquido requerido es pequeño comparado con el volumen interno del tubo, entonces la masa de vapor debe tomarse en cuenta. Los tubos térmicos capilares se diseñan usualmente para operar con el capilar lleno de líquido y en este caso la masa de líquido requerida para un diseño tubular es aproximadamente:

$$MF = LT (AW + EH + PO + AV + PV) \quad \dots(3.R.121)$$

La densidad del líquido se evalúa a la temperatura de operación.

Esta ecuación sobrestima ligeramente la masa de líquido, pues en operación el menisco penetra dentro del capilar en la zona de evaporación.

Es práctica común incluir un ligero exceso de fluido puesto que los efectos de un tubo con llenado deficiente son frecuentemente más serios que los de sobrellenado. Un sobrellenado excesivo causa una acumulación de líquido en el condensador, la cual aumenta la resistencia térmica y deteriora el funcionamiento del dispositivo.

Medidas de Seguridad.

El tubo térmico, incluyendo sus juntas, debe ser capaz de soportar la diferencia entre la presión de vapor del fluido interno y la presión externa.

Normalmente la presión de vapor correspondiente a la temperatura de operación efectiva es la importante pero siempre debe considerarse todo el intervalo de temperaturas a las que puede ser sometido el tubo (condiciones anormales de operación arranque o paro).

Los tubos térmicos son diseñados, cuando menos, de acuerdo al código vigente para recipientes a presión, para garantizar su funcionamiento mecánico.

Algunos fluidos de trabajo pueden ser peligrosos si se deja aire residual durante el llenado o si el recipiente desarrolla alguna fuga y se infiltra aire o se derrama fluido de trabajo.

CAPITULO CUATRO

MODULACION

CAPITULO CUATRO

MODULACION

Para realizar la modulación de los equipos se tomaron en cuenta diversos factores. A continuación se explican, para cada uno de ellos los conceptos más importantes.

4.1 Condiciones de Operación de la Desaladora.

Selección de las Temperaturas.

Al seleccionar los datos de entrada, es importante, considerar las gráficas de temperatura contra longitud o calor, puesto que las diferencias de temperatura son la fuerza motriz mediante la cual el calor se transfiere.

Deben verse simultáneamente las gráficas del condensador y del evaporador, pues aunque se diseñan aparentemente por separado, ambos equipos se encuentran interrelacionados.

Presión de Operación y Temperaturas.

Se requiere conocer la temperatura a la que se encuentra el agua de mar que se va a utilizar (T_1), así como su concentración (CS); estos varían de acuerdo al lugar, tipo de suministro y situación de la toma de alimentación.

Para fines de modulación se consideró la concentración estandar del agua de mar, es decir, 34483 ppm. y como temperatura de la alimentación 77°F (25°C).

A las condiciones de operación escogidas para las

modulaciones, el factor de concentración máximo permisible es 2.25 (fig.1.17).

Debe estudiarse el intervalo de temperatura de salida de agua de mar de los tubos del condensador. Los límites se calculan:

$$T_{2min} = T_1 + \text{acercamiento mínimo} \quad \dots(4.D.1)$$

El acercamiento mínimo depende de la exigencia y experiencia del diseñador; para fines de este trabajo se utiliza un acercamiento mínimo de 10°F.

La temperatura máxima de salida de los tubos del condensador, T₂, está en función de la presión de vapor del agua que se evapora, por lo cual no se puede calcular en este momento.

El límite máximo del intervalo de presión de operación (P_S) se obtiene como la presión de saturación correspondiente a la temperatura en donde se inicia la formación de depósitos; es decir: 160°F correspondiente a P_S = 4.75 lb/pulg² abs. (agua pura).

Existe una presión de operación mínima para cada T₂ que se escoja, y es la suma de la presión parcial del agua mas la presión parcial de los incondensables presentes:

$$P_S = P_v + P_a \quad \dots(4.D.2)$$

donde:

$$P_a = y_a + P_S \quad \dots(4.D.3)$$

Tomando las anteriores como ecuaciones simultáneas:

$$P_S = \frac{P_v}{(1 - y_a)} \quad \dots(4.D.4)$$

donde:

$$Y_a = \frac{WG/MW_G}{\frac{WG}{MW_G} + \frac{W2}{MW_{agua}}} \quad \dots (4.D.5)$$

La presión de vapor, P_v corresponde a la temperatura de saturación tomada como:

$$T_0 = T_2 + \text{acercamiento mínimo} \quad \dots (4.D.6)$$

$$T_0 = T_2 + 10^\circ\text{F} \quad \dots (4.D.7)$$

Sistema de Vacío.²⁴

Los eyectores que descargan a la atmósfera deben diseñarse para una presión de descarga de .5 a 1.0 psig para asegurar el buen funcionamiento del equipo.

Debe considerarse que para cierta capacidad de venteo y tamaño de equipo, a medida que se incrementa la presión del fluido motriz, menor será la cantidad requerida del mismo fluido. Debe variar entre 10 y 100 psig, siendo casi la misma presión que habrá dentro de los tubos del condensador.

Para el caso específico de la desaladora de agua de mar, la temperatura de entrada del fluido motriz al eductor será la temperatura a la que se extraiga el agua del mar.

Capacidades.

Con el propósito de aplicar la desaladora para de capacidades pequeñas o moderadas, éstas se establecieron sobre la base de consumo de agua potable equivalente al que se tendría en una

embarcación de gran calado o en instalaciones industriales costa afuera o en consumos equivalentes para regiones cercanas a la costa.

Es importante señalar que el flujo total de agua de mar que ingresa a la planta incluye el agua para desalación y un excedente para suministrar el enfriamiento en el condensador, además del fluido eotriz para el eductor.

El excedente está representado por la relación de flujo FR, que como se explicó anteriormente, tiene gran influencia en el tamaño del equipo.

Acercaamientos.

En base a reglas heurísticas, se definieron los acercaamientos para evitar cruces de temperatura y consecuentemente obtener equipos de dimensiones adecuadas.

Parámetros Geométricos Básicos.

Las dimensiones de cada uno de los componentes que integran la desaladora fueron seleccionados de acuerdo a la disponibilidad comercial de los mismos y a las necesidades de la desaladora.

4.2 Condiciones de Operación del Recuperador de Calor.

La temperatura de operación del tubo térmico se fija de acuerdo con acercaamientos respecto a condiciones frontera.

El calor requerido se multiplica por un factor de seguridad (20%).

Ya que para efectos de diseño no se cuenta con un diagrama calor vs temperatura, para seleccionar la temperatura de operación en forma preliminar, se procede de la siguiente manera:

- a. Se seleccionan los fluidos de trabajo cuyo intervalo de operación coincida con el espectro de temperatura de operación limitado por los acercamientos. (cuadro 2.4)
- b. Se busca en tablas o gráficas (apéndice) el valor máximo de la figura de mérito, NL, para esas sustancias. Seleccionar en primera instancia la sustancia que tenga el mayor NL max.
- c. Se busca la temperatura que corresponda al NL max de la sustancia seleccionada y proponerla como la temperatura de operación del tubo térmico.
- d. Se evalúan el resto de los factores de selección, incluyendo ΔT sobrecalentamiento.³¹

Valores máximos de NL.

Acetona	3.22 E10 W/m ²
Termax	1.69 E10 W/m ²
Agua	51.89 E10 W/m ²
Metanol	5.27 E10 W/m ²

Capacidades.

La capacidad del recuperador de calor depende del suministro de energía requerido en la desaladora, quedando supeditados a esto el flujo de gases de combustión (WG) y el flujo de agua (WR).

De manera similar a la desaladora, los acercamientos fueron seleccionados heurísticamente evitando cruces de temperatura y buscando dimensiones adecuadas para el equipo.

Se tomó como ejemplo el gas combustible para turbinas que contiene el mínimo de azufre. (apéndice).

Parámetros Geométricos Básicos.

Para el recuperador de calor, las dimensiones de cada componente que lo integra se seleccionó según las disponibilidades comerciales y a las necesidades del equipo.

CUADRO 4.1 : PLANEACION DE CORRIDAS DE LA DESALADORA PARA
MODULACION.

No.	M2	T1	T2	P5	PZ	FR	DO	LT	TA	TB	MB	variación
1.	2500	77	120	3	40	.08	3/4	8	184	164	18	base
2.						.1						FR
3.						.125						FR
4.			135			.08						T2
5.			87									T2
6.			120	2								P5
7.				4								P5
8.				3						154		TB
9.										174		TB
10.									164	154		TA
11.									194	174		TA
12.							5/8		184	164		DO
13.							1					DO
14.							3/4	4				LT
15.								10				LT
16.	1000							8			13	M2
17.	3000										25	M2
18.	7000										31	M2
19.	10000										38	M2

CUADRO 4.2 : CARGAS DE INCONDENSABLES TOTALES EN LA
DEBALADORA.

W2	W3	Gases Disueltos	Aire infiltrado	W3
		O ₂ , N ₂ , CO ₂ en agua de mar normal a 77°F	multiplicado por 1.5	
lb/h	lb/h	lb/h	lb/h	lb/h
1000	1600	2	11	13
2500	3800	5	13	18
5000	7700	10	15	25
7000	10800	14	17	31
10000	15000	20	18	38

notas:

El uso de este cuadro se extiende para todas las modulaciones. Para su elaboración se utilizaron los siguientes datos.

PS = 3 psia

PD = 2.5089 psia = 129.709 mmHg

lo que implica C = - 0.682

LT = 8 pies

V = L * π/4 LT²

Se considera que todo el gas disuelto se libera, lo que implica un sobrediseño, especialmente en el caso del CO₂.

La carga total de incondensables estimada para obtener W3, LT, ZH y DTL iniciales, sobre los que se aplicó la corrección fué de 10 lb/h.

CONDENSADOR

PARAMETROS GEOMETRICOS

	TRIANGULAR	
ARREGLO		
DIAM. TUBOS (IN/MM)	0.7500	19.0500
PITCH (IN/MM)	1.0000	25.4000
ESPESOR TUBOS (IN/MM)	0.0650	1.6510
LONG. TUBOS (FT/M)	8.00	2.44
NUM. TUBOS	123.00	123.00
NUM. PASOS	4.00	4.00
DIAM. LIM. TUB. (IN/M)	11.92	0.30
NUM. MAMPARAS	1.00	1.00
ESPACIAM./MAMPARAS (IN/M)	52.00	1.32
AREA TRANSF. (FT ² /M ²)	193.01	17.93
CONDICIONES DE OPERACION		
TEMPERATURAS (°F/°C)		
ENTRADA FLUIDO ENFRIAM.	77.00	25.00
SALIDA FLUIDO ENFRIAM.	120.00	48.89
SATURACION	141.46	60.81
ENTRADA AL CONDENSADOR	143.24	61.80
POTENCIAL TERMICO	39.10	21.72
FLUJOS (LB/H / KG/H)		
CAPACIDAD DESALADORA	2500.00	1134.00
CARGA INCONDENSABLES	18.00	8.16
% INCONDENSABLES	0.71	0.71
AGUA EVAPORADA	2523.53	1144.67
AGUA POR TUBOS	57970.21	26295.29
RELACION DE FLUJO	0.0800	0.0800
ALIMENTACION A ALBERCA	4560.00	2068.42
% EVAPORACION	55.34	55.34
CONCENTRACIONES (FRAC. PESO)		
AGUA NORMAL DE MAR	0.03448	0.03448
PRESIONES (PSI / PA)		
SISTEMA ABS.	3.00	20684.28
TUBOS MANOM.	40.00	275790.36
CAIDAS DE PRESION (PSI / PA)		
TUBOS	3.02	20843.76
EXTERNA	0.03	219.12
VELOCIDADES (FT/S / M/S)		
MAXIMA	8.00	2.44
MINIMA	3.00	0.91
CALCULADA	3.93	1.20
CARGAS TERMICAS (BTU/H / WATT)		
REQUERIDO	2384939.10	699025.65
COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA (BTU/H FT ² °F / WATT/M ² °C)		
TUBOS	892.56	5069.74
CONDENSACION	1362.45	7738.71
GLOBAL	316.71	1798.91
RESISTENCIAS (FT ² H °F/BTU / M ² °C/WATT)		
INCRUSTACION EXT.	0.00050	0.00009
INCRUSTACION INT.	0.00050	0.00009
PARED	0.00020	0.00003

EVAPORADOR

PARAMETROS GEOMETRICOS		
ARREGLO	CUADRADO	
DIAM.TUBOS (IN/MM)	0.7500	19.0500
PITCH (IN/MM)	1.0000	25.4000
ESPEJOR TUBOS (IN/MM)	0.0650	1.6510
LONG.TUBOS (FT/M)	7.00	2.13
NUM.TUBOS	292.00	292.00
NUM.PASOS	2.00	2.00
DIAM.LIN.TUB.(IN/M)	19.73	0.50
NUM.MAMPARAS	1.00	1.00
ESPACIAM./MAMPARAS (IN/M)	32.00	1.32
AREA TRANSF. (FT ² /M ²)	401.34	37.29
CONDICIONES DE OPERACION		
TEMPERATURAS (*F/*C)		
ENTRADA FLUIDO TERMICO	184.00	84.44
SALIDA FLUIDO TERMICO	174.00	78.89
SATURACION ALBERCA	143.24	61.80
ENTRADA A LA ALBERCA	120.00	48.89
POTENCIAL TERMICO	35.31	19.62
FLUJOS (LB/H / KG/H)		
AGUA POR TUBOS	237815.93	107873.31
ENTRADA ALBERCA	4560.00	2048.42
SALMUERA	2036.47	923.75
CONCENTRACIONES (FRAC.PESO)		
AGUA NORMAL DE MAR	0.03448	0.03448
SALMUERA	0.07721	0.07721
CAIDAS DE PRESION (PSI / PA)		
TUBOS	0.86	5942.90
ALBERCA	0.0624	430.0900
VELOCIDADES (FT/S / M/S)		
MAXIMA	8.00	2.44
MINIMA	3.00	0.91
CALCULADA	3.56	1.09
CARGAS TERMICAS (BTU/H / WATT)		
REQUERIDO	2388647.01	700112.44
DISPONIBLE	2388804.60	700138.63
FLUX MAX. UN TUBO	232975.38	68285.08
FLUX MAX. HAZ	33023.91	9679.31
FLUX CALCULADO	5952.09	1744.56
COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA		
(BTU/H FT ² *F / WATT/M ² *C)		
TUBOS	1231.30	6993.77
EBULLICION	869.91	4941.07
SENSIBLE	22.63	128.54
PONDERADO	345.68	1963.48
GLOBAL	168.56	957.40
RESISTENCIAS (FT ² M *F/BTU / M ² *C/WATT)		
INCRUSTACION EXT.	0.00100	0.00018
INCRUSTACION INT.	0.00050	0.00009
PARED	0.00062	0.00011

CORRIDA NO. 9

ESPACIO VAPOR

AREA SEPARADOR NIEBLA (FT ² / M ²)	36.61	3.40
LONG. PISO/MALLA (IN / M)	34.73	0.88
LONG. ESP. VAPOR (IN / M)	10.00	0.25
ALTURA ALBERCA (IN / M)	24.73	0.63
VEL. EFECTIVA VAPOR (FT/S / M/S)	2.19	0.67
CAIDA PRESION MALLA (IN H2O / PA)	0.00821	2.04490

SISTEMA DE VACIO

PRESIONES (PSI / PA)			
ATMOSFERICA	ABS.	14.70	101352.96
FLUIDO MOTRIZ	MANOM.	40.00	275790.36
FLUIDO SUCCION	MANOM.	-12.19	-84055.39
DESCARGA	MANOM.	0.70	4826.33
CABEZAS (FT / M)			
EN OPERACION		117.79	35.90
A LA DESCARGA		29.10	8.87
NETA POSITIVA EN SUCCION		24.93	7.60
TEMPERATURAS (°F / °C)			
FLUIDO MOTRIZ		77.00	25.00
FLUIDO SUCCION		120.15	48.97
FLUJOS (LB/H / KG/H)			
FLUIDO MOTRIZ		47.27	21.44
VAPOR DE AGUA		23.53	10.67
INCONDENSABLES		18.00	8.16
FLUIDO SUCCION		41.53	18.84
FLUIDO DESCARGADO		88.80	40.28

PARAMETROS CONSTANTES EN TODAS LAS CORRIDAS
DESALADORA

CS = .034483 (frac.peso)

VM = 3 pies/s

VP = 8 pies/s

Condensador

arreglo: triangular

T1 = 77 °F

PZ = 40 psig

RI = .0005 pie² h °F/ BTU

RD = .0005 pie² h °F/ BTU

Evaporador

cuadrado

RM = 5E-4 pie² h °F/BTU

RR = 1E-3 pie² h °F/BTU

Sistema de Vacío

PAT = 14.7 psia

PE = PZ

TE = T1

material de tubos:

Cu/Ni 90/10

materiales:

tubos: Cu/Ni 90/10

envolvente: Cu/Ni 90/10

soporte tubos: Cu/Ni 90/10

espesores: Cu/Ni 90/10

cabezales

condensador: Cu/Ni 90/10

evaporador: Ac. al Carbón

eductores: bronce

tub. destilados: Cu

tub. alia/destoques:

Cu/Ni 90/10

***** CUADRO DE RESULTADOS DE LA DESALADORA (condensador) *****

no. corrida	1	2	3	4	5	5 a	6	7	8	9
CONDENSADOR										
PARAM. GEOM.										
DO pulg.	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
PC pulg.	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
BM pulg. E2	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50
LT pies	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	10.00	8.00	8.00
NT	123.00	129.00	129.00	199.00	76.00	76.00	201.00	88.00	129.00	123.00
NP	4.00	4.00	4.00	8.00	1.00	1.00	6.00	4.00	4.00	4.00
OT pulg.	11.92	12.20	12.20	15.16	9.37	9.37	15.23	10.08	12.20	11.92
NB	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	2.00	1.00	1.00	1.00
SB pulg.	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00
AR pulg 2	193.01	201.13	201.12	312.32	118.73	118.74	394.05	137.03	201.16	193.01
COND. OP.										
T2 F	120.00	120.00	120.00	135.00	87.00	87.00	120.00	120.00	120.00	120.00
T0 F	141.46	141.46	141.46	141.46	141.46	141.46	126.01	152.93	141.46	141.46
TL F	39.10	39.10	39.10	25.23	59.32	59.32	20.50	51.48	39.10	39.10
W2 lb/h	2500.00	2500.00	2500.00	2500.00	2500.00	2500.00	2500.00	2500.00	2500.00	2500.00
W6 lb/h	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00
X = 100	.71	.71	.71	.71	.71	.71	.71	.71	.71	.71
E1 lb/h	2523.53	2523.53	2523.53	2523.53	2523.53	2523.53	2534.49	2519.32	2523.53	2523.53
WT lb/h	57969.09	57958.96	57953.06	42961.55	249299.22	249327.70	58905.59	57477.78	57970.21	57970.21
FR E2	8.00	10.00	12.50	11.10	8.00	3.33	8.33	8.00	8.00	8.00
% evap.	54.47	44.27	35.42	52.92	12.65	30.41	53.36	55.25	55.34	55.34
PS psia	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	2.00	4.00	3.00	3.00
PT psi	3.02	2.77	2.77	5.09	2.14	2.14	4.65	5.49	2.77	3.02
PK psi	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.04	.03	.03	.03
QC pie/s	3.93	3.75	3.75	3.61	6.82	6.82	3.66	5.45	3.75	3.93
UC BTU/h E-3	2384.89	2384.48	2384.23	2384.82	2383.85	2384.13	2423.42	2364.68	2384.94	2384.94
H10	892.28	899.08	899.01	892.65	1382.14	1382.26	832.56	1233.93	899.23	892.56
HM	1356.88	1346.77	1346.79	1351.72	1218.01	1217.99	1383.11	1319.12	1346.72	1362.45
UC	316.37	316.67	316.66	316.14	351.17	351.17	309.86	348.24	316.68	316.61
RM E4	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00

***** CUADRO DE RESULTADOS DE LA DESALADORA (condensador) *****

no. corrida	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
CONDENSADOR										
PARAM. GEOM.										
DO pulg.	3/4	3/4	5/8	1.00	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
PC pulg.	1.00	1.00	13/16	1.25	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
BM pulg. E2	6.50	6.50	4.90	8.30	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50
LT pies	8.00	8.00	8.00	8.00	6.00	10.00	8.00	8.00	8.00	8.00
NT	123.00	123.00	139.00	98.00	168.00	94.00	53.00	259.00	362.00	316.00
MP	4.00	4.00	4.00	6.00	6.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00
OT pulg.	11.92	11.92	10.29	13.30	13.93	10.42	7.82	17.29	20.45	24.41
MB	1.00	1.00	2.00	1.00	1.00	2.00	1.00	1.00	1.00	1.00
SB pulg.	52.00	52.00	45.00	64.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00
RR pulg 2	193.01	193.01	181.84	203.30	197.23	183.56	81.93	405.44	567.20	809.62
COND. OP.										
T2 F	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00
T0 F	141.46	141.46	141.46	141.46	141.46	141.46	141.46	141.46	141.46	141.46
TL F	39.10	39.10	39.10	39.10	39.10	39.10	39.10	39.10	39.10	39.10
W2 lb/h	2500.00	2500.00	2500.00	2500.00	2500.00	2500.00	1000.00	5000.00	7000.00	10000.00
WG lb/h	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	13.00	25.00	31.00	38.00
X * 100	.71	.71	.71	.71	.71	.71	1.26	.49	.44	.39
E1 lb/h	2523.53	2523.53	2523.53	2523.53	2523.53	2523.53	1016.99	5032.67	7040.52	10049.66
WT lb/h	57970.21	57970.21	57970.21	57970.21	57970.21	57970.21	23361.75	115608.41	161731.10	230855.64
FR E2	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00
% evap.	55.34	55.34	55.34	55.34	55.34	55.34	54.44	54.66	54.49	54.48
PS psia	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
PT psi	3.02	3.02	5.02	3.89	4.51	5.73	2.68	2.74	2.74	2.75
PK psi	.03	.03	.06	.02	.03	.04	.01	.10	.16	.29
VC pie/s	3.93	3.93	4.81	4.09	4.31	5.14	3.67	3.72	3.72	3.73
QC BTU/h E-3	2384.94	2384.94	2384.94	2384.94	2384.94	2384.94	961.12	4756.22	6653.74	9497.58
H10	892.56	892.56	1156.95	866.14	1008.44	1167.13	844.79	853.15	854.26	854.26
HM	1362.45	1362.45	1326.22	1321.56	1252.03	1397.78	1387.92	1319.81	1283.90	1248.04
UC	316.71	316.71	349.72	308.95	323.26	345.25	311.78	309.32	307.35	305.34
RR	2.00	2.00	1.50	2.50	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00

***** CUADRO DE RESULTADOS DE LA DESALADORA (evaporador) *****

no. corrida	1	2	3	4	5	5 a	6	7	8	9
EVAPORADOR										
PARAM. GEOM.										
DR pulg.	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	5/8	3/4	5/8	5/8	3/4
PH pulg.	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	13/16	1.00	13/16	13/16	1.00
B4 pulg. E2	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	4.90	6.50	4.90	4.90	6.50
LR pies	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	9.00	7.00	7.00	7.00
NH	368.00	356.00	362.00	276.00	744.00	638.00	136.00	910.00	576.00	292.00
NR	6.00	6.00	6.00	4.00	8.00	6.00	2.00	8.00	8.00	2.00
ON pulg.	22.15	21.79	21.97	19.18	31.50	23.70	13.47	28.30	22.52	19.73
NO	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	2.00	1.00	1.00	1.00
SD pulg.	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	45.00	52.00	45.00	45.00	52.00
RS pie 2	505.80	489.30	497.55	379.35	1022.59	730.75	240.33	1042.29	659.73	401.34
COND. OP.										
TA F	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00
TB F	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	174.00
TR F	143.24	142.84	142.63	143.13	142.30	142.54	127.60	154.78	143.24	143.24
OT F	28.85	29.40	29.77	29.16	35.48	31.84	45.28	16.67	21.28	35.31
H2 lb/h	119009.22	121226.85	123268.82	116233.75	168897.02	137563.43	117761.54	120568.92	79402.03	237815.93
H3 lb/h	4560.00	5700.00	7125.00	4768.98	19953.02	8298.36	4749.81	4560.00	4560.00	4560.00
H5 lb/h	2036.47	3176.47	4601.47	2245.45	17429.49	5774.83	2215.32	2040.68	2036.47	2036.47
CS f.p. E2	7.72	6.19	5.34	7.32	3.95	4.95	7.39	7.70	7.72	7.72
P6 psi	3.58	3.93	3.93	1.84	4.22	3.55	1.15	4.38	3.56	.86
PT psi	.06	.04	.03	.06	.02	.04	.07	.06	.08	.06
VG pie/s	4.23	4.46	4.46	3.68	3.96	3.91	3.78	3.63	3.33	3.56
QR BTU/h E-3	2388.65	2433.16	2474.14	2332.94	3389.95	2761.05	2363.60	2419.95	2388.65	2388.65
QD BTU/h E-3	2425.91	2462.68	2525.53	2341.28	3408.26	2870.27	2369.07	2422.90	2450.71	2388.80
Q4 flux	232975.38	233083.82	233101.88	233017.02	233076.11	233087.24	195575.66	263862.90	232975.38	232975.38
R6 flux	29189.84	29652.55	29555.43	34020.89	20039.18	21445.62	38112.24	21622.13	22725.87	33023.91
Q5 flux	4796.22	5033.03	5075.93	6171.85	3332.98	3927.86	9857.50	2324.60	3714.69	5952.03
HC	1400.43	1461.88	1461.63	1260.04	1292.40	1341.58	1274.61	1229.87	1183.92	1231.30
HE	823.98	1025.19	1165.91	929.13	1291.76	1270.99	998.45	721.05	857.52	869.91
H3	21.21	24.81	28.45	23.70	43.59	33.84	23.58	21.48	23.72	22.63
HP	325.31	341.37	338.67	586.98	130.85	188.58	632.66	244.41	353.78	345.68
URCC	166.23	171.20	170.51	211.64	93.95	123.36	217.72	139.44	174.54	168.56
RP E4	6.20	6.20	6.20	6.20	6.20	4.70	6.20	6.40	4.70	6.20

***** CUADRO DE RESULTADOS DE LA DESALADORA (evaporador) *****

no. corrida	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
EVAPORADOR										
PRIM. GEOM.										
DR pulg.	3/4	3/4	5/8	1.00	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
PH pulg.	1.00	1.00	13/16	1.25	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
EM pulg. E2	6.50	6.50	4.90	8.30	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50
LR pie	7.00	7.00	7.00	7.00	5.00	9.00	7.00	7.00	7.00	7.00
NH	816.00	262.00	424.00	292.00	308.00	300.00	172.00	688.00	920.00	1262.00
NR	6.00	4.00	4.00	8.00	6.00	4.00	6.00	4.00	4.00	4.00
OH pulg.	32.98	18.69	20.80	24.66	26.03	20.00	15.14	30.29	33.02	41.02
NO	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	2.00	1.00	1.00	1.00	1.00
SO pulg.	52.00	52.00	45.00	64.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00	52.00
RS pie 2	1121.55	360.11	485.64	535.12	498.73	530.14	236.40	945.62	1264.49	1734.55
COND. OP.										
TA F	164.00	194.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00
TB F	154.00	174.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00
TR F	143.24	143.24	143.24	143.24	143.24	143.24	143.20	143.21	143.20	143.20
DT F	14.73	39.29	28.85	28.85	28.85	28.85	28.91	28.89	28.90	28.90
HR lb/h	238536.55	118799.32	119009.22	119009.22	119009.22	119009.22	48033.47	237617.52	332517.35	474638.22
H3 lb/h	4560.00	4560.00	4560.00	4560.00	4560.00	4560.00	1868.23	9207.73	12920.42	18448.09
HS lb/h	2036.47	2036.47	2036.47	2036.47	2036.47	2036.47	851.24	4178.06	5879.91	8398.43
CS f.p. E2	7.72	7.72	7.72	7.72	7.72	7.72	7.57	7.60	7.58	7.57
P6 psi	3.01	2.09	1.83	3.31	1.60	1.96	2.73	1.28	1.39	1.50
P8 psi	.04	.07	.06	.06	.09	.04	.01	.15	.25	.41
UT pie/s	3.81	3.97	3.39	3.93	3.07	3.46	3.66	3.01	3.16	3.28
GR BTU/h E-3	2388.64	2388.65	2388.65	2388.65	2388.65	2388.65	964.13	4769.23	6673.99	9526.51
GD BTU/h E-3	2392.14	2450.40	2394.66	2403.61	2404.93	2393.43	967.44	4772.67	6673.48	9697.39
G4 flux	232975.38	232975.38	232975.38	232975.38	232975.38	232975.38	232988.29	232985.32	232991.21	232983.84
G6 flux	19194.12	35000.36	28670.87	30322.46	24609.55	32049.72	43940.84	20981.44	18027.94	15299.72
G5 flux	2132.89	6804.69	4930.93	4493.47	4822.13	4518.49	4092.31	3047.14	3279.18	5590.72
HC	1224.78	1366.91	1220.60	1263.26	1073.12	1184.76	1237.65	1058.86	1100.37	1138.57
HB	652.86	889.71	858.80	770.45	860.75	788.46	710.32	920.95	964.16	1096.23
H3	16.92	23.32	21.81	20.34	23.70	19.32	13.35	27.11	30.57	34.55
HP	258.79	355.23	336.23	308.98	354.12	301.77	248.29	391.79	427.68	484.55
URCC	144.75	173.18	170.90	155.80	167.13	156.60	141.58	174.68	182.66	193.43
RP E4	6.20	6.20	4.70	7.90	6.20	6.20	6.20	6.20	6.20	6.20

***** CUADRO DE RESULTADOS DE LA DESALADORA (espacio vapor y sistema de vacio) *****

no. corrida	1	2	3	4	5	5 a	6	7	8	9
ESPACIO VAPOR										
AM pie 2	36.61	36.61	36.61	51.17	43.16	36.61	51.17	40.07	36.61	36.61
ZH pulg.	37.15	36.79	36.97	32.20	50.39	38.70	28.47	45.28	37.52	34.73
LH pulg.	10.00	10.00	10.00	10.00	13.90	10.00	10.00	11.98	10.00	10.00
EE pulg.	27.15	26.79	26.97	22.20	36.50	28.70	18.47	33.30	27.52	24.73
V3 pie/s	2.19	2.21	2.23	1.57	1.90	2.23	2.32	1.53	2.19	2.19
PM pulg.H2O										
E3	8.21	8.35	8.42	4.22	6.15	8.46	6.17	5.26	8.21	8.21
SISTEMA VACIO										
P0 psi	-12.19	-12.19	-12.19	-12.19	-12.19	-12.19	-13.19	-11.19	-12.19	-12.19
P5 psi	.70	.70	.70	.70	.70	.70	.70	.70	.70	.70
H1 pie	117.79	117.79	117.79	117.79	117.79	117.79	120.05	115.54	117.79	117.79
H2 pie	29.10	29.10	29.10	29.10	29.10	29.10	31.35	26.84	29.10	29.10
CN pie	24.88	24.88	24.88	24.88	24.88	24.88	28.59	21.27	24.84	24.93
TS F	120.15	120.15	120.15	120.15	120.15	120.15	106.12	129.98	120.15	120.15
WE lb/h	47.29	47.29	47.29	47.29	47.29	47.29	61.11	41.43	47.31	47.27
WV lb/h	23.53	23.53	23.53	23.53	23.53	23.53	34.49	19.32	23.53	23.53
WD lb/h	41.53	41.53	41.53	41.53	41.53	41.53	52.49	37.32	41.53	41.53
W5 lb/h	88.82	88.82	88.82	88.82	88.82	88.82	113.61	78.75	88.84	88.80

***** CUADRO DE RESULTADOS DE LA DESALADORA (espacio vapor y sistema de vacio) *****

no.corrida	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
ESPACIO VAPOR										
AM pie 2	44.53	36.61	36.61	36.61	24.50	51.17	36.61	42.02	46.33	45.60
ZH pulg.	52.78	33.69	35.80	39.66	41.64	35.00	30.14	48.46	56.04	61.53
LH pulg.	14.79	10.00	10.00	10.00	10.62	10.00	10.00	13.17	16.01	15.51
EE pulg.	37.98	23.69	25.80	29.66	31.03	25.00	24.14	33.29	40.02	46.02
V3 pie/s	1.80	2.19	2.19	2.19	3.28	1.57	.89	3.81	4.83	7.00
PM pulg.H2O E3	5.55	8.21	8.21	8.21	18.33	4.20	1.35	24.71	39.75	63.52
SISTEMA VACIO										
PD psi	-12.19	-12.19	-12.19	-12.19	-12.19	-12.19	-12.19	-12.19	-12.19	-12.19
PS psi	.70	.70	.70	.70	.70	.70	.70	.70	.70	.70
H1 pie	117.79	117.79	117.79	117.79	117.79	117.79	117.79	117.79	117.79	117.79
H2 pie	29.10	29.10	29.10	29.10	29.10	29.10	29.10	29.10	29.10	29.10
CM pie	24.76	24.97	24.88	24.88	24.88	24.88	24.88	24.88	24.88	24.88
TS F	120.15	120.15	120.15	120.15	120.15	120.15	120.15	120.15	120.15	120.15
ME lb/h	47.33	47.25	47.29	47.29	47.29	47.29	34.15	65.68	81.45	99.84
WV lb/h	23.53	23.53	23.53	23.53	23.53	23.53	16.99	32.67	40.32	49.66
WD lb/h	41.53	41.53	41.53	41.53	41.53	41.53	29.99	57.67	71.52	87.66
WS lb/h	88.87	88.78	88.82	88.82	88.82	88.82	64.14	123.36	152.96	187.50

CUADRO 4.3 : PLANEACION DE CORRIDAS DEL RECUPERADOR DE CALOR
PARA MODULACION.

OP.	GR	TA	TB	TC	T7	TH	BO	AA	BA	LV
1.	2.37E6	184	164	900	400	302	1	.25	6	4.5
2.	.90E6									
3.	4.77E6									
4.	6.67E6									
5.	9.53E6									
6.	2.37E6						2			
7.							3/4			
8.							1	.5		
9.								.25	6	
10.									4	
11.									6	1.5
12.										5.5
13.			154							4.5
14.			174							
15.		184	154							
16.		184	164			312				
17.				600	400					

PARAMETROS CONSTANTES EN TODAS LAS CORRIDAS
RECUPERADOR DE CALOR

tipo de arreglo: triangular

fluido de trabajo: agua

material de tubos y aletas: Cu/Ni 90/10

XA = .049 pulg.

B1 = .025 pulg.

B2 = .045 pulg.

B3 = .045 pulg.

LD = .5 pies

TH = 302 °F

P1 = .1452

caída de presión del agua en el tanque: despreciable

RC = $5E-4$ pie² h °F/ BTU

RD = $1E-3$ pie² h °F/ BTU

RI = $5E-4$ pie² h °F/ BTU

RO = $2E-3$ pie² h °F/ BTU

EQUIPO DE RECUPERACION

PARAMETROS GEOMETRICOS

TUBOS

DIAM. EXT. TUBOS (IN / MM)	1.0000	25.4000
ALTURA ALETA (IN / MM)	0.2500	6.3500
ALETAS/LONG. (1/IN / 1/MM)	6.0000	0.2362
ESPESOR (IN / MM)	0.0650	1.6510
DIAM. INTERNO (IN / MM)	0.8700	22.0980
NUM. CANALES INTERNOS	30.00	30.00
ANGULO INCL. (RAD / GRADOS)	0.3840	22.0000

ARREGLO DE TUBOS

TIPO DE ARREGLO	TRIANGULAR	
PITCH (IN / MM)	2.0630	52.4002
LONG. HILERAS (IN / M)	60.00	2362.20
NUM. HIL. MAX. TUB. / BANCO	30.00	30.00
NUM. BANCOS	10.00	10.00
ALTURA BANCOS (FT / M)	1.49	0.45
NUM. TOTAL TUBOS	295.00	295.00

LONGITUDES (FT / M)

SECCION DE EVAPORACION	4.50	1.37
SECCION DE CONDENSACION	2.00	0.61
SECCION ADIABATICA	0.50	0.15
EFFECTIVA	3.75	1.14
TOTAL	7.00	2.13

SUSTANCIA DE TRABAJO	AGUA
MATERIAL DE TUBOS	CU/NI 90/10
MATERIAL DE ALETAS	CU/NI 90/10

CONDICIONES DE OPERACION

TEMPERATURAS (°F / °C)

T. OPERACION DEL TUBO	302.00	150.00
T. ENTRADA GASES COMBUSTION	900.00	482.22
T. SALIDA GASES COMBUSTION	400.00	204.44
T. ENTRADA AGUA (FRIA)	164.00	73.33
T. SALIDA AGUA (CALIENTE)	184.00	84.44

CORRIDA NO: 1

FLUJOS (LB/HR / KG/H)

F. AGUA EN TANQUE	119076.63	54013.16
F. GASES	20967.41	9510.82

CAIDAS DE PRESION (PSI / PA)

PERMISIBLE EXT. SEC. EVAP.	0.1452	1001.1198
CALCULADA EXT. SEC. EVAP. AGUA EN EL TANQUE	0.0089 DESPRECIABLE	61.1144

CARGAS TERMICAS (BTU/HR / WATT)

CALOR TOTAL REQUERIDO	2.8680E+06	8.4061E+05
CALOR POR TUBO	9.7220E+03	2.8495E+03
CALOR MAX. TRANSFERIBLE POR: LIMITE POR PRESION DE VAPOR	1.1788E+09	3.4852E+08
LIMITE SONICO	1.3574E+06	3.9784E+05
LIMITE DE ARRASTRE	1.1373E+05	3.3338E+04
LIMITE CAPILAR	9.7343E+03	2.8531E+03
LIMITE DE EB. NUCLEADA	2.4208E+04	7.0984E+03

COEFICIENTES DE TRANSF. DE CALOR
(BTU/H FT² °F / WATT/M² °C)

SEC. EVAP., GASES DE COMBUSTION

INDIVIDUAL EXTERNO	7.00	39.76
INDIVIDUAL INTERNO	1500.00	8520.00
GLOBAL	6.56	37.26

SEC. COND., AGUA CALENTAMIENTO

INDIVIDUAL EXTERNO	344.39	1934.13
INDIVIDUAL INTERNO	1415.78	8041.64
GLOBAL	191.05	1055.16

FACTORES DE INCRUSTACION
(FT² H °F/BTU / M² °C/WATT)

INTERNO	5.0000E-04	8.8028E-05
EXTERNO GASES	2.0000E-03	3.5211E-04
EXTERNO AGUA	1.0000E-03	1.7606E-04

AREAS DE TRANSFERENCIA (FT² / M²)

EXTERNA SEC. EVAP.	1702.94	158.21
EXTERNA SEC. COND.	154.46	14.33

***** CUADRO DE RESULTADOS DEL RECUPERADOR DE CALOR (la parte) *****

no. corrida	1	2	3	4	5	6	7	8	9
PARAMETROS									
GEOMETRICOS									
DO pulg.	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	2.00	.75	1.00	1.00
RA pulg.	.25	.25	.25	.25	.25	.25	.25	.50	.25
NA 1/pulg.	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	8.00
XT pulg. E2	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	10.90	6.50	6.50	6.50
DI pulg.	.87	.87	.87	.87	.87	1.78	.62	.87	.87
NC	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	62.00	21.00	30.00	30.00
FI grados	22.00	20.00	32.00	41.00	48.00	22.00	28.00	38.00	26.00
PT pulg.	2.06	2.06	2.06	2.06	2.06	3.00	1.75	2.50	2.06
X pulg.	60.00	30.00	72.00	78.00	84.00	60.00	60.00	60.00	60.00
NH	30.00	15.00	35.00	38.00	41.00	21.00	35.00	25.00	30.00
NB	10.00	9.00	12.00	13.00	15.00	7.00	10.00	8.00	9.00
Z pies	1.49	1.34	1.79	1.94	2.23	1.52	1.26	1.44	1.34
NT	295.00	131.00	414.00	488.00	608.00	144.00	345.00	196.00	266.00
LV pies	4.50	4.00	4.00	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50
LC pies	2.00	3.50	2.50	3.50	4.00	2.00	2.00	2.50	2.00
LEF pies	3.75	4.25	3.75	4.50	4.75	3.75	3.75	4.00	3.75
LT pies	7.00	8.00	7.00	8.50	9.00	7.00	7.00	7.50	7.00
CONDICIONES DE OPERACION									
TH F	302.00	302.00	302.00	302.00	302.00	302.00	302.00	302.00	302.00
T6 F	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00
T7 F	400.00	400.00	400.00	400.00	400.00	400.00	400.00	400.00	400.00
TB F	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00	164.00
TA F	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00

***** CUADRO DE RESULTADOS DEL RECUPERADOR DE CALOR (la parte) *****

no. corrida	10	11	12	13	14	15	16	17
PARAMETROS GEOMETRICOS								
OO pulg.	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
OA pulg.	.25	.25	.25	.25	.25	.25	.25	.25
NA 1/pulg.	4.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00
XT pulg. E2	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50
DI pulg.	.87	.87	.87	.87	.87	.87	.87	.87
NC	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00
FI grados	19.00	22.00	25.00	22.00	22.00	24.00	12.00	23.00
PT pulg.	2.06	2.06	2.06	2.06	2.06	2.06	2.06	2.06
X pulg.	60.00	60.00	60.00	60.00	60.00	60.00	72.00	60.00
NH	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	35.00	30.00
NB	12.00	11.00	9.00	10.00	10.00	10.00	19.00	9.00
Z pies	1.79	1.64	1.34	1.49	1.49	1.49	2.83	1.34
NT	334.00	325.00	266.00	295.00	295.00	295.00	636.00	266.00
LU pies	4.50	3.50	5.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50
LC pies	1.50	1.50	2.00	2.00	2.00	2.00	1.00	2.00
LEF pies	3.50	3.00	4.25	3.75	3.75	3.75	3.25	3.75
LT pies	6.50	5.50	8.00	7.00	7.00	7.00	6.00	7.00
CONDICIONES DE OPERACION								
TH F	302.00	302.00	302.00	302.00	302.00	302.00	302.00	302.00
T6 F	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	600.00
T7 F	400.00	400.00	400.00	400.00	400.00	400.00	312.00	400.00
TB F	164.00	164.00	164.00	154.00	174.00	154.00	164.00	164.00
TR F	184.00	184.00	184.00	184.00	184.00	164.00	184.00	184.00

***** CUADRO DE RESULTADOS DEL RECUPERADOR DE CALOR (2a. parte) *****

no. corrida	1	2	3	4	5	6	7	8	9
MR lb/h	119076.63	47829.94	237655.03	332318.46	474811.83	119076.63	119076.63	119076.63	119076.63
MG lb/h	20967.41	8422.06	41847.09	58515.74	83606.45	20967.41	20967.41	20967.41	20967.41
P2 psi	8.9000e-03	6.5000e-03	3.1700e-02	4.2500e-02	8.0700e+02	1.3800e-02	7.5000e-03	5.1000e-03	8.8000e-03
GK BTU/h	2.8480e-06	1.1520e+06	5.7240e+06	8.0040e+06	1.1436e+07	2.8680e+06	2.8680e+06	2.8680e+06	2.8680e+06
GP BTU/h	9.7220e-03	8.7959e+03	1.5826e+04	1.6402e+04	1.8809e+04	1.9917e+04	8.3150e+03	1.4633e+04	1.0782e+04
GV BTU/h	1.1788e-09	1.0401e+09	1.1788e+09	9.8236e+08	9.3066e+08	2.3463e+10	2.7523e+08	8.0810e+08	1.1788e+09
GS BTU/h	1.3574e+06	1.3574e+06	1.3574e+06	1.3574e+06	1.3574e+06	6.0560e+06	6.5590e+05	1.1662e+06	1.3574e+06
GE BTU/h	1.1373e+05	1.1373e+05	1.1373e+05	1.1373e+05	1.1373e+05	5.0741e+05	5.4955e+04	1.0675e+05	1.1373e+05
GC BTU/h	9.7543e-03	8.9232e+03	1.3851e+04	1.6804e+04	1.8929e+04	1.9955e+04	8.8015e+03	1.4979e+04	1.1316e+04
GN BTU/h	2.4208e+04	2.1443e+04	2.1390e+04	2.4417e+04	2.4348e+04	4.9691e+04	1.6837e+04	2.9328e+04	2.4392e+04
MFC	7.00	7.02	10.96	12.30	13.96	7.50	7.16	5.37	6.34
ME	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00
UD	6.56	6.58	9.92	11.01	12.31	7.02	6.65	4.70	5.90
HD	344.39	339.71	345.22	344.39	344.33	291.88	367.41	346.20	345.44
HC	1415.70	1155.78	1471.71	1416.12	1412.18	1540.54	1401.74	1542.59	1487.24
UT	191.05	184.04	192.30	191.06	190.97	171.41	198.31	193.77	192.63
RE pie^2	1702.90	672.20	2124.34	2817.07	3509.79	1509.65	1585.13	2378.34	1942.92
RC pie^2	154.46	120.04	270.96	447.15	636.70	150.80	1135.48	128.28	139.28

note: las unidades de los coeficientes de transferencia de calor son: BTU/ h pie^2 °F

***** CUADRO DE RESULTADOS DEL RECUPERADOR DE CALOR (2a. parte) *****

no. corrida	10	11	12	13	14	15	16	17
MR lb/h	119076.63	119076.63	119076.63	79447.01	237950.63	238671.66	119076.63	119076.63
MG lb/h	20967.41	20967.41	20967.41	20967.41	20967.41	20967.41	17937.89	53524.13
P2 psi	9.7000e-03	1.4900e-02	5.7000e-03	8.9000e-03	8.9000e-03	8.9000e-03	9.5000e-03	3.1900e-02
OK BTU/h	2.8680e+06	2.8680e+06	2.8680e+06	2.8680e+06	2.8680e+06	2.8680e+06	2.8680e+06	2.8680e+06
OP BTU/h	8.1017e+03	8.8246e+03	1.0782e+04	9.7220e+03	9.7220e+03	9.7220e+03	4.3720e+03	1.0782e+04
OV BTU/h	1.2630e+09	1.0395e+09	1.0401e+09	1.1788e+09	1.1788e+09	7.8325e+08	1.3602e+09	1.1788e+09
OS BTU/h	1.3574e+06	1.1461e+06	1.3574e+06	1.3574e+06	1.3574e+06	1.1134e+06	1.3574e+06	1.3574e+06
OE BTU/h	1.1373e+05	1.0597e+05	1.1373e+05	1.1373e+05	1.1373e+05	1.0469e+05	1.1373e+05	1.1373e+05
OC BTU/h	8.5578e+03	9.4283e+03	1.1150e+04	9.7343e+03	9.7343e+03	1.0087e+04	5.0178e+03	1.1157e+04
ON BTU/h	2.4227e+04	2.2974e+04	2.9327e+04	2.4208e+04	2.4208e+04	3.0478e+04	2.5607e+04	2.2895e+04
HFC	7.96	8.23	6.12	7.00	7.00	7.00	5.62	12.34
HE	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00
UD	7.51	7.65	5.78	6.56	6.56	6.56	5.33	11.02
HD	345.38	346.29	345.20	342.64	345.92	339.19	345.09	344.67
HC	1482.67	1549.39	1470.28	1399.31	1433.38	1405.20	1462.83	1434.86
UT	192.53	193.90	192.26	190.20	191.84	189.23	192.10	191.48
RE pie ²	1501.37	1459.20	1876.76	1702.94	1702.94	1702.94	3786.88	1533.33
RC pie ²	139.02	127.63	139.28	154.46	154.46	154.46	171.74	139.28

nota: las unidades de los coeficientes de transferencia de calor son: BTU/h pie² °F

CONCLUSIONES

Y

RECOMENDACIONES

••••

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A pesar de que ya existe un gran número de trabajos relacionados con el diseño térmico e hidráulico, en forma individual de los componentes de una planta desaladora por evaporación, principalmente del condensador y del evaporador, se encontraron algunos problemas de adaptación en servicios con agua de mar. Tal es el caso de la evaluación de coeficientes de transferencia de calor y factores de ensuciamiento.

En la estructuración de los programas de computo, se tomó la decisión de elaborar uno para la desaladora y otro para el sistema de recuperación de energía. Ambos fueron codificados en Basic, para una microcomputadora Commodore 128.

En cuanto al programa de la desaladora, la parte más tortuosa del trabajo consistió en el acoplamiento del condensador y el evaporador, debido a su interrelación. Por lo anterior, el programa tiene la flexibilidad de interactuar con el usuario para modificar los parámetros geométricos y la relación de flujo, con el fin de cumplir con los requerimientos de diseño.

Resultó laboriosa la adaptación de los métodos de diseño, así como encontrar los intervalos convenientes de algunos parámetros.

El sistema de recuperación de energía presentó una serie de obstáculos para su integración, siendo subsanados de diversas maneras. Estos obstáculos y sus soluciones se enumeran a continuación.

La falta de información para la evaluación de los coeficientes de ebullición y condensación dentro de una estructura capilar provocó que se tuviera que asignar un valor conservador al coeficiente de ebullición, ya que no constituye la resistencia controlante, y se utilizó la correlación de Nusselt para condensación dentro de tubos lisos inclinados para evaluar el coeficiente de condensación a pesar de no tratarse de una superficie lisa.

Otro problema importante es la gran sensibilidad de las ecuaciones para evaluar la caída de presión del líquido dentro del capilar (DLC), y lograr que sea positiva; así como que se cumpla el límite capilar.

Se presentó un problema de convergencia con fronteras dinámicas, pues la variación de un parámetro beneficia en un lado y perjudica en otro.

Las variables a las que se encontró mayor sensibilidad en el diseño fueron: el ángulo de inclinación de los tubos, la longitud de los aislos, el calor requerido por tubo y las dimensiones de los capilares.

Además, los sistemas de tubos térmicos gas - líquido han sido poco estudiados, por lo que no se cuenta con suficiente información.

No se estableció un diseño detallado del recipiente en la sección de condensación de los tubos térmicos y únicamente se propuso un arreglo preliminar empleando un tanque cilíndrico horizontal. Este aspecto deberá detallarse en futuros trabajos.

Una de las aportaciones más relevantes de este trabajo aunada a la aplicación de los tubos térmicos, consiste en la presentación de plantas modulares para un gran número de capacidades en las que se detallan la geometría y dimensiones de cada uno de sus componentes. Con esta información es posible llevar a cabo el diseño mecánico, la instrumentación y control e incorporar el sistema de bombeo, tuberías y accesorios, además de realizar la ingeniería de detalle para generar los dibujos de arreglo general. Esta información será suficiente para que los fabricantes nacionales materialicen la tecnología propuesta en esta tesis.

Por otro lado, en el sistema de recuperación de energía se puede seleccionar entre diversos tipos de materiales y sustancias de trabajo para el fluido interno, también diversos tamaños y espaciamentos de las aletas radiales para la superficie externa. Mediante el establecimiento de las dimensiones disponibles por limitaciones de espacio, el programa tiene la capacidad de analizar la distribución geométrica de los tubos, evaluar la caída de presión y los coeficientes de transferencia de calor. El recuperador de calor proporciona una gran flexibilidad de operación y si se encuentra sobrediseñado, se puede controlar con el flujo de gases de combustión.

Los gases de combustión pueden venir de diversas fuentes, principalmente de aquellas en las que se liberan a la atmósfera, por lo que al utilizarlos en plantas desaladoras, se aprovecha la energía que de otra forma se desperdiciaría.

De este modo, la recuperación de energía abate los costos de desalación por evaporación.

Se recomienda, para futuros trabajos, profundizar en los aspectos siguientes, que por sus características son motivo de temas de tesis.

El desarrollo de métodos de optimización para el sistema desaladora - recuperador de energía, y cada uno por separado. Profundizar en el diseño geométrico detallado de los eductores.

Estudiar la combinación de diversos materiales en el equipo de recuperación, así como el uso de recubrimientos y otros componentes internos en los tubos térmicos.

La investigación del método de operación con caída de presión del líquido interno menor a cero.

Como resultado del diseño del sistema de recuperación de calor se detectó la enorme sensibilidad del método en lo referente a los límites operativos internos, los cuales se modifican apreciablemente al cambiar los parámetros FI, DLG, DG, por ello se recomienda estudiar con detalle este aspecto.

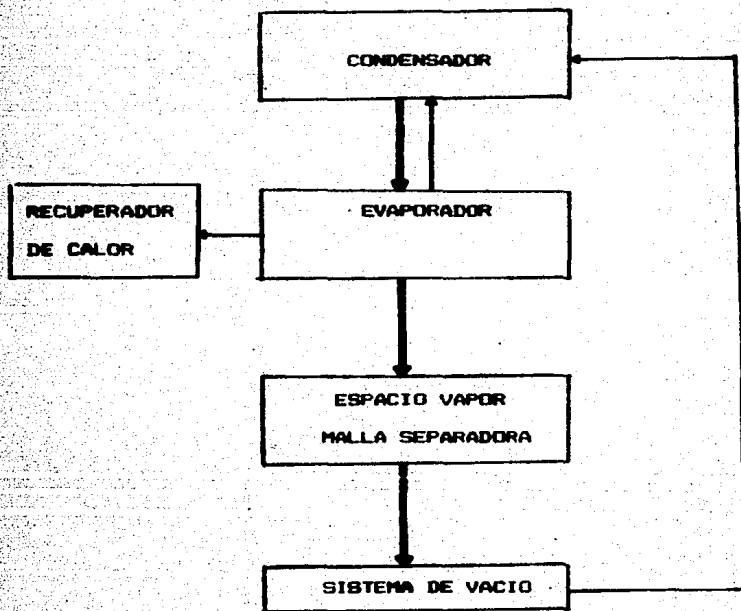
Como conclusión general, podemos afirmar que, en determinadas regiones de nuestro país, será cada vez más necesario el aprovechamiento de la gran extensión marítima para transformar los recursos acuíferos salinos en agua potable, para satisfacer las necesidades de nuestra población en esas zonas y suministrar los requerimientos de agua para servicios

industriales y públicos (generación de energía eléctrica). La alternativa aquí presentada constituye un recurso tecnológico que se debe aprovechar para que en comparación con otras alternativas de procesos de desalación se lleve a cabo la selección más adecuada para cada una de las aplicaciones mencionadas.

Por último, el trabajo aquí presentado constituye una metodología de diseño térmico confiable y una aportación para incrementar el acervo de recursos tecnológicos en el área de diseño de equipo.

APENDICES

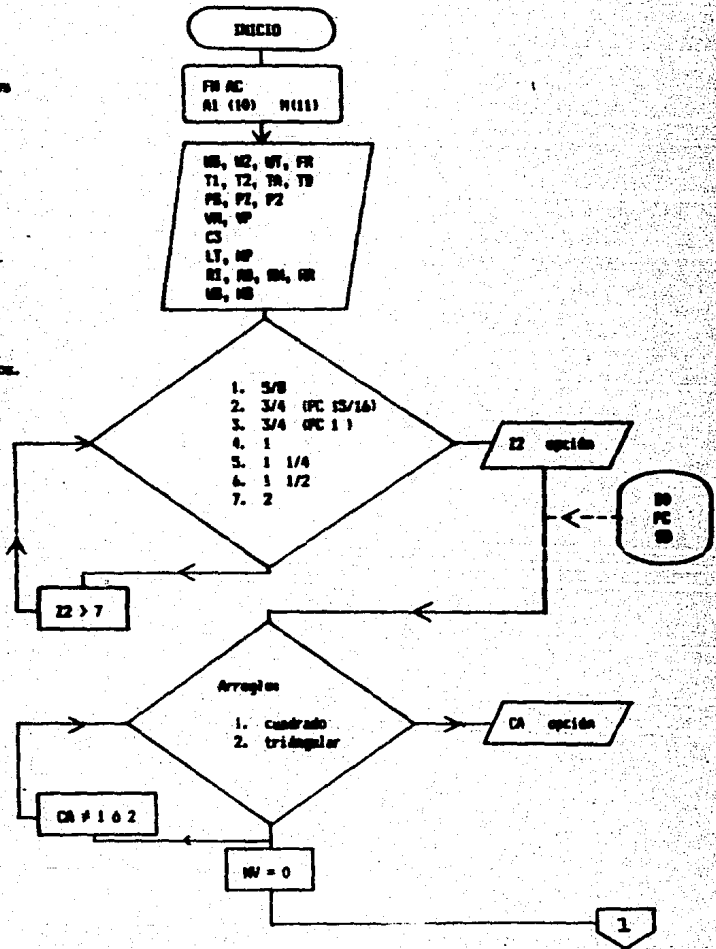
DIAGRAMA GENERAL DE BLOQUES



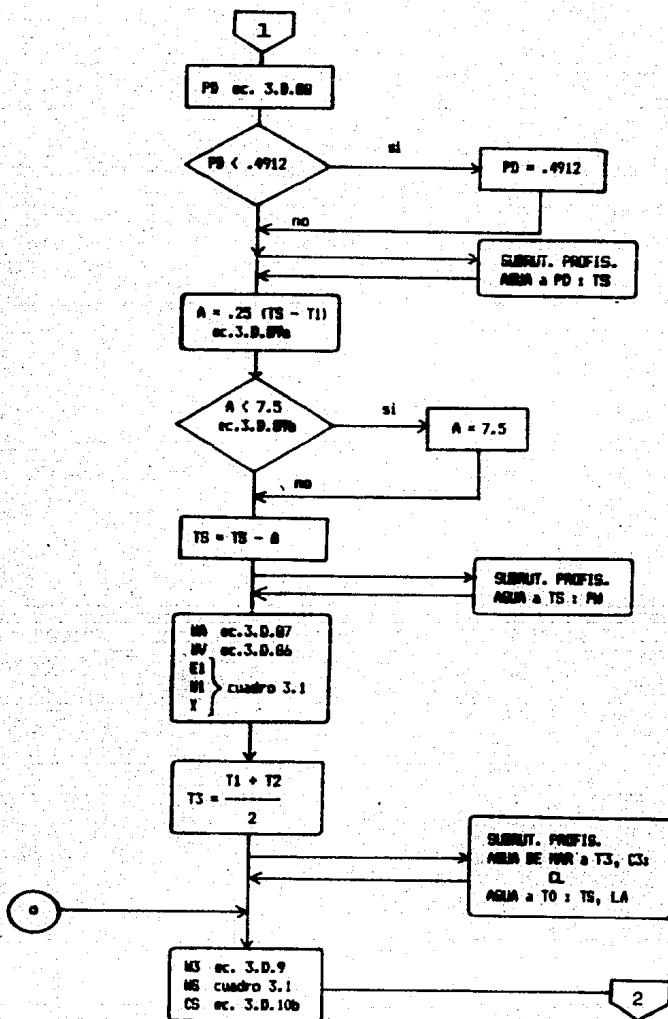
**DIAGRAMA DE FLUJO
DESALADORA DE AGUA DE MAR**

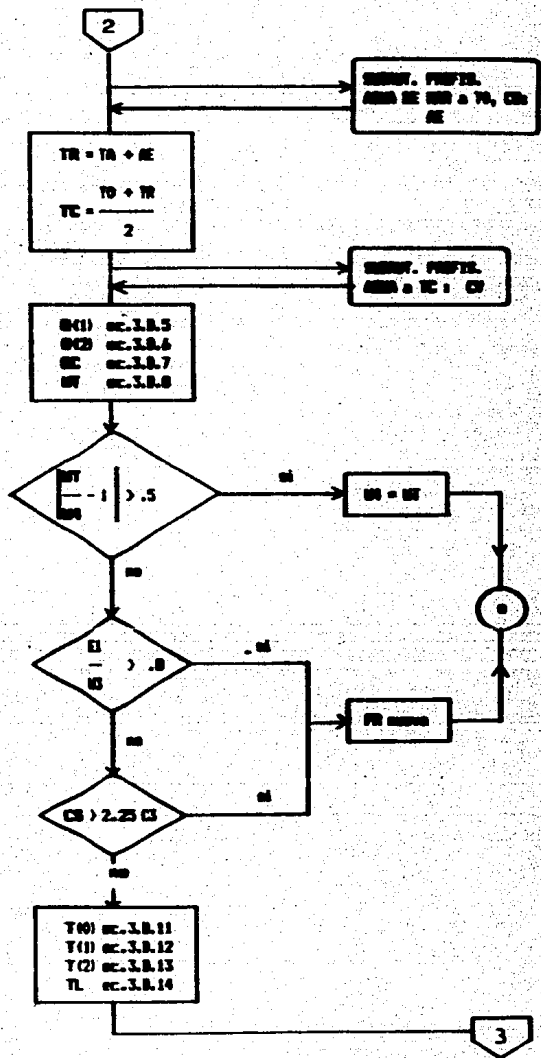
Definición de funciones
y dimensiones.

Selección
Selección diámetro
y espesor entre tubos.

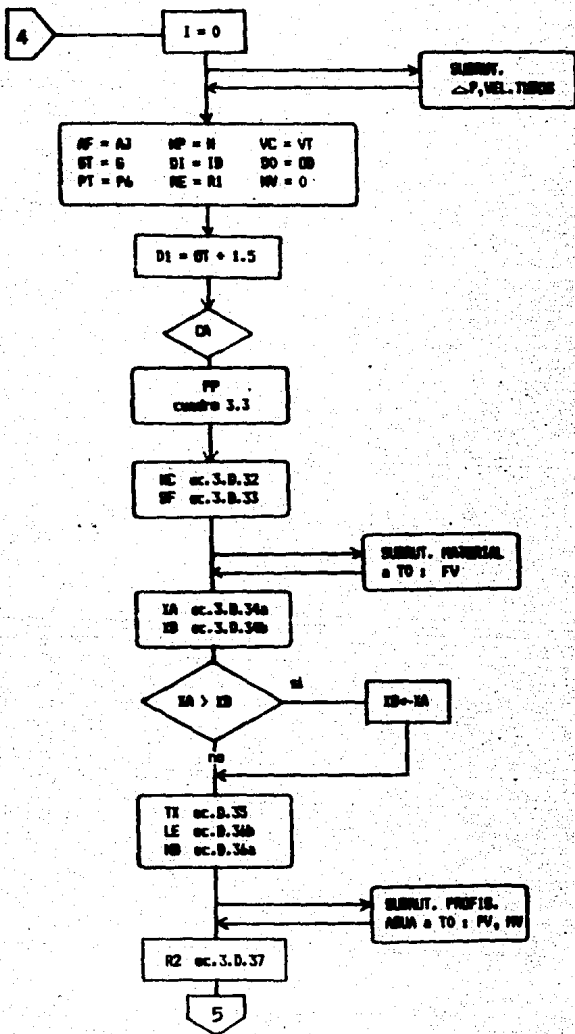


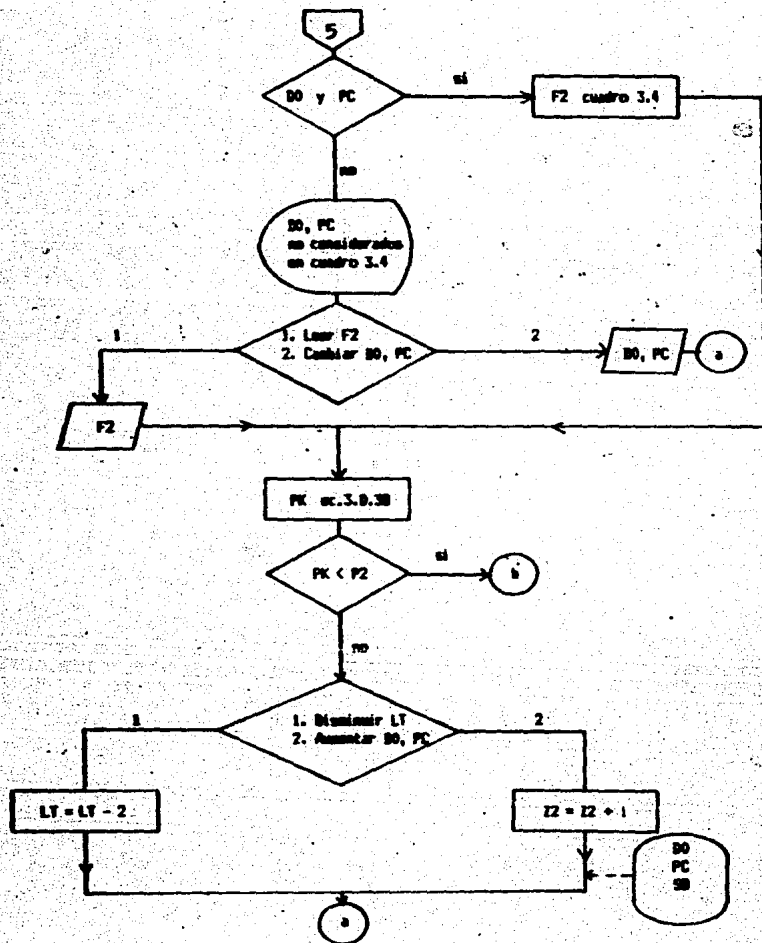
Notas para
Sistema de Vacío





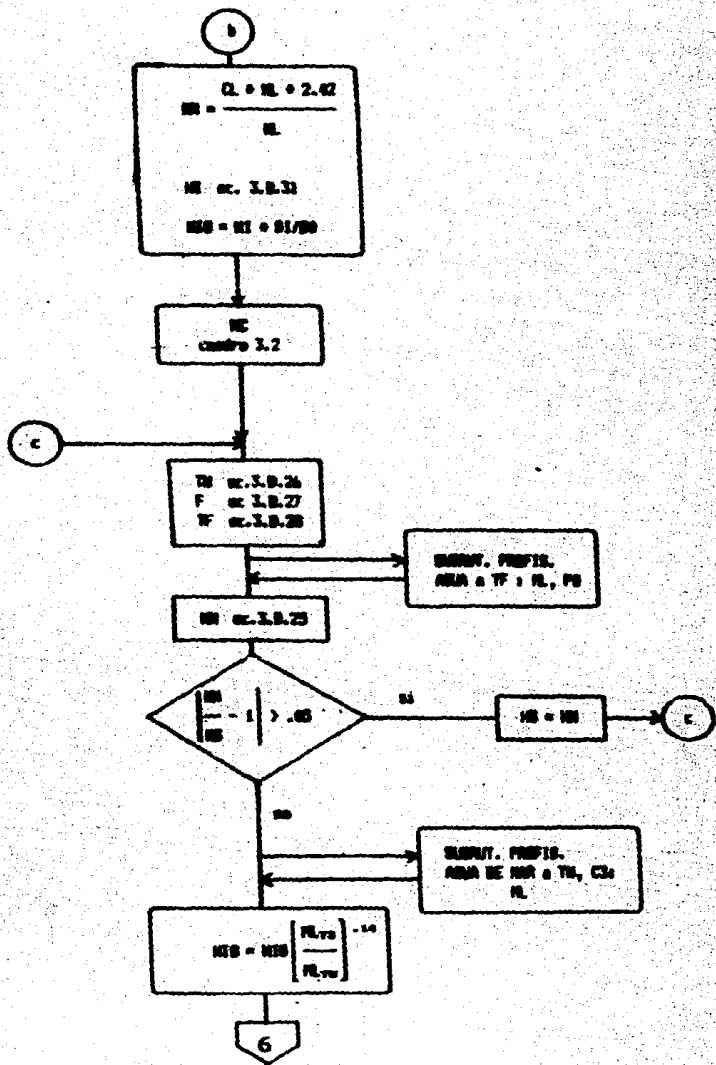
△ P
señal verde

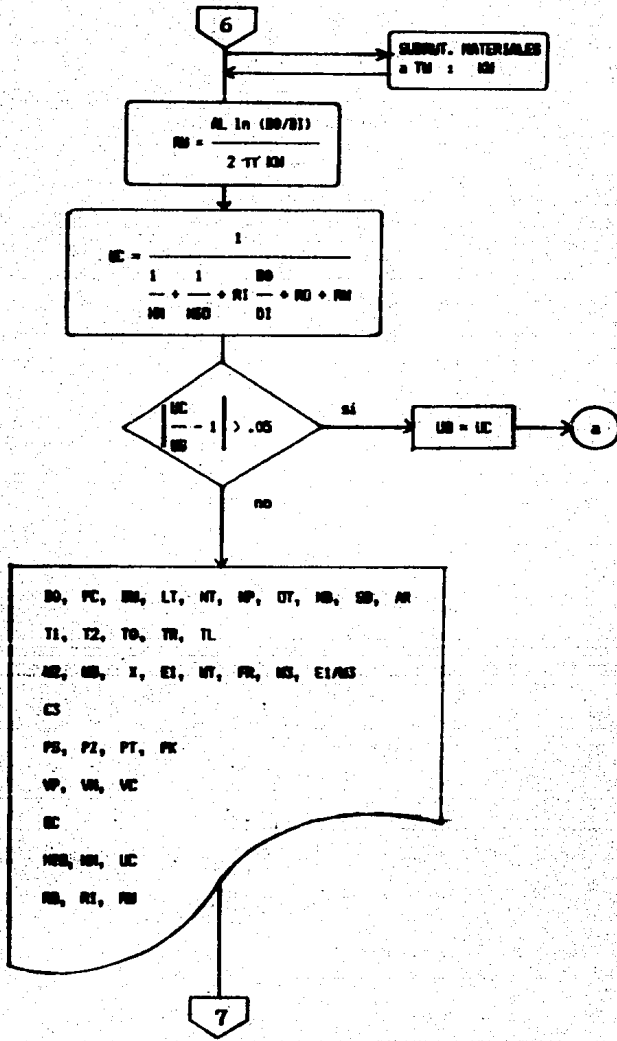




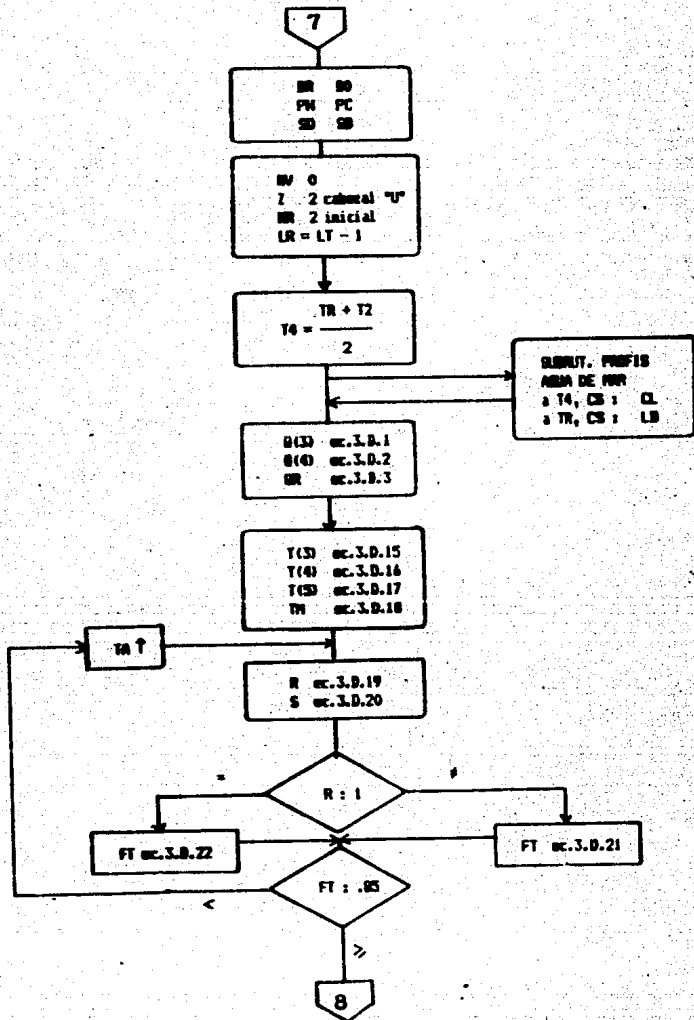
Coefficientes
Internos

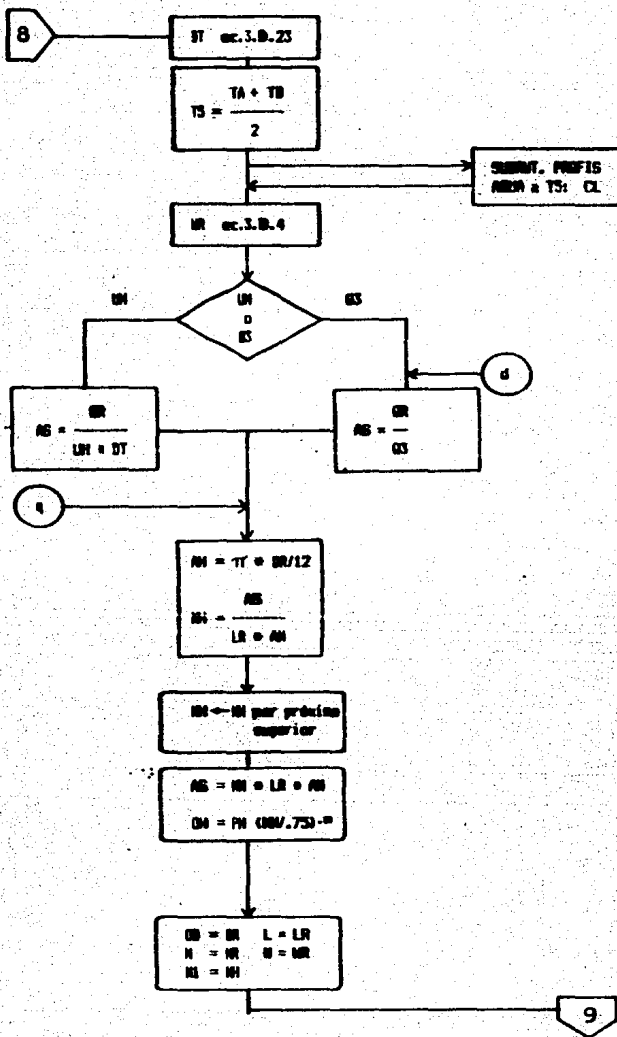
Entrada

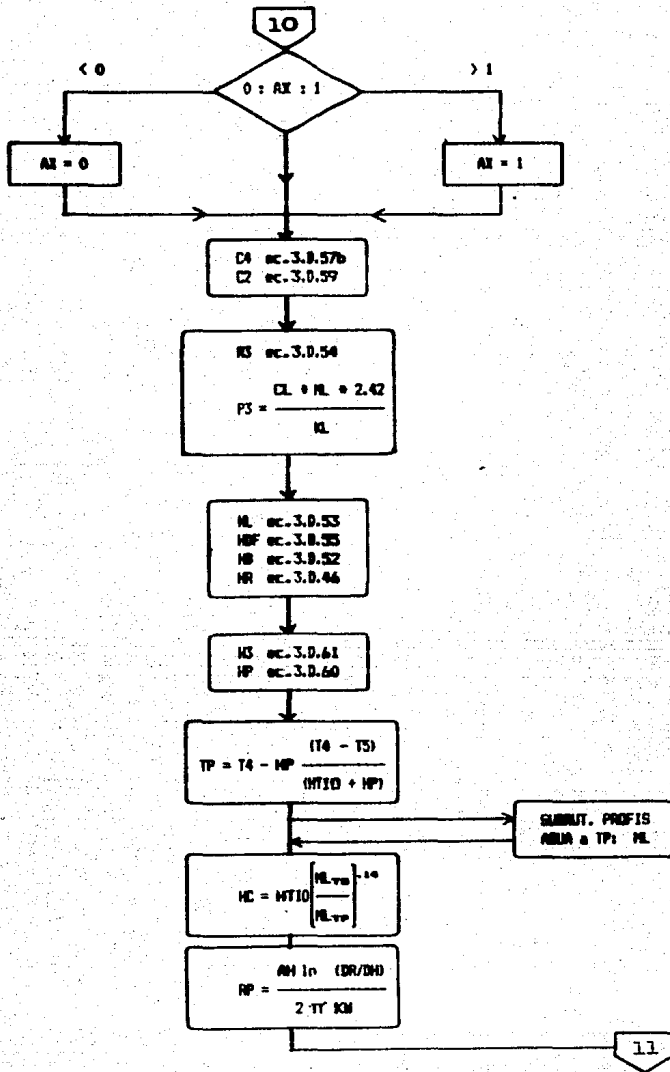


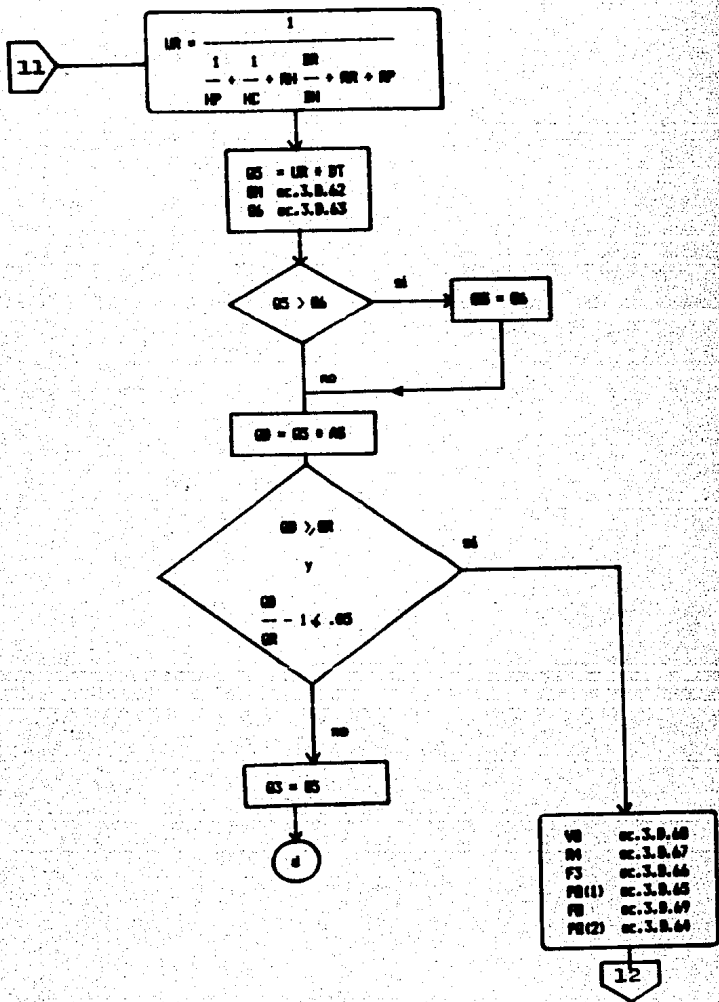


ENCUENTRO

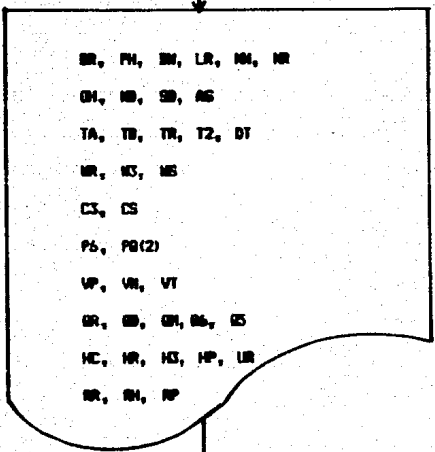




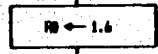
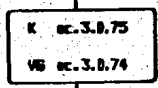
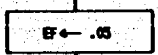
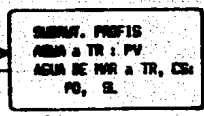




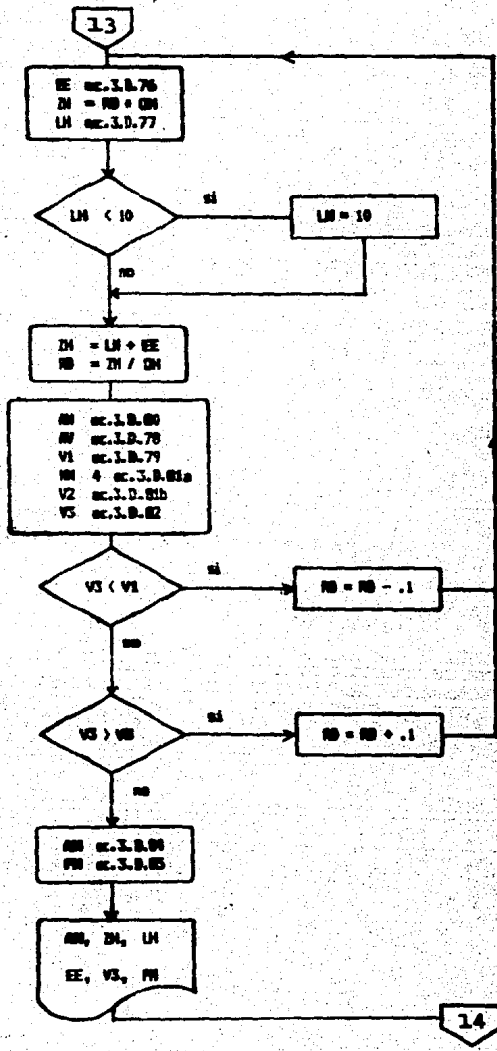
12

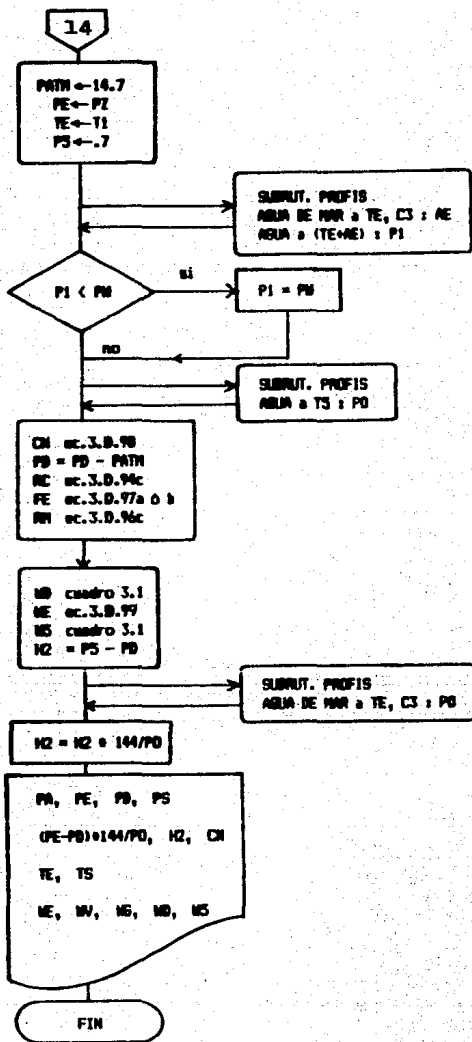


ESPACIO VAPOR



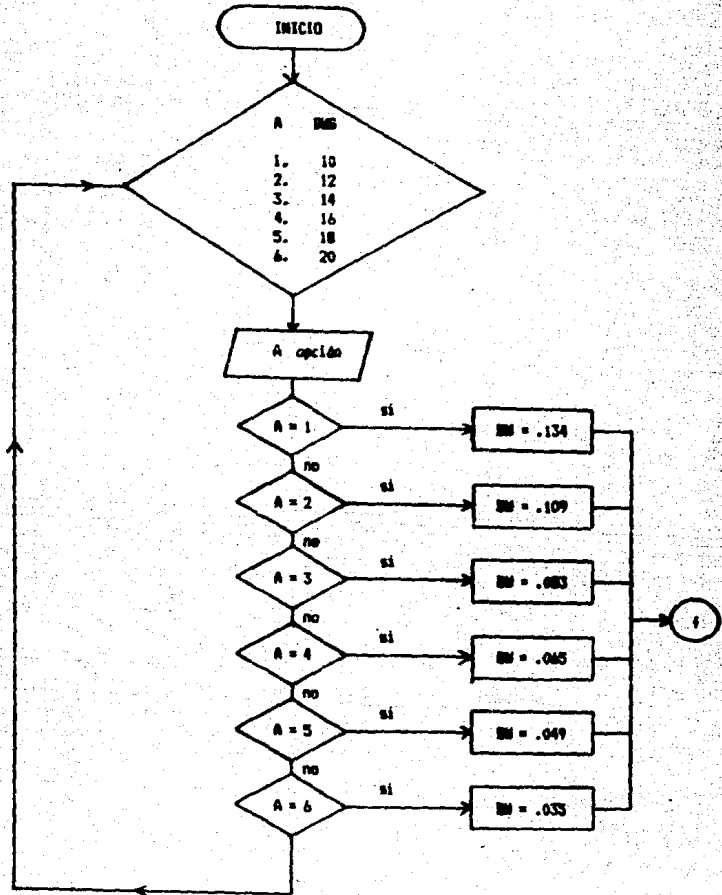
13

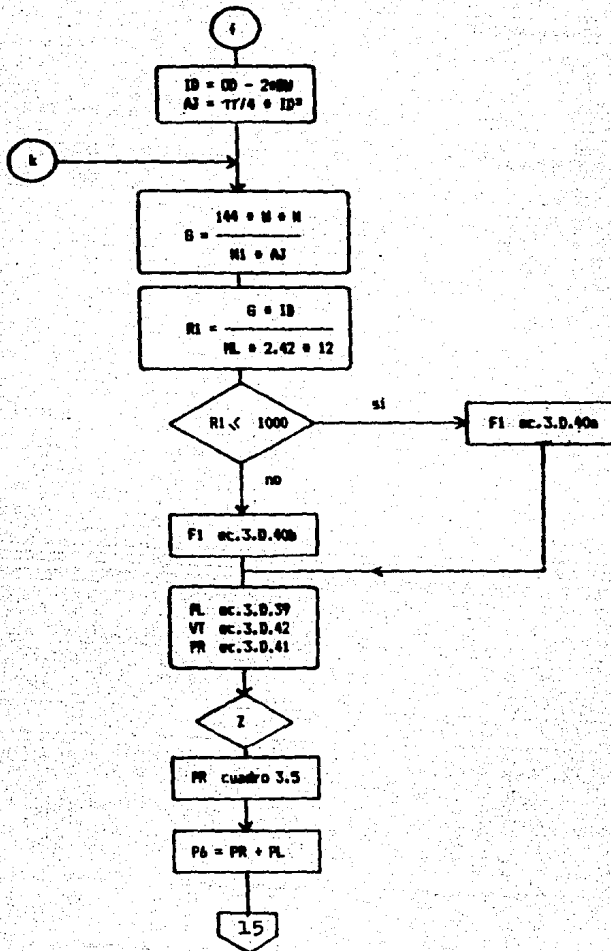


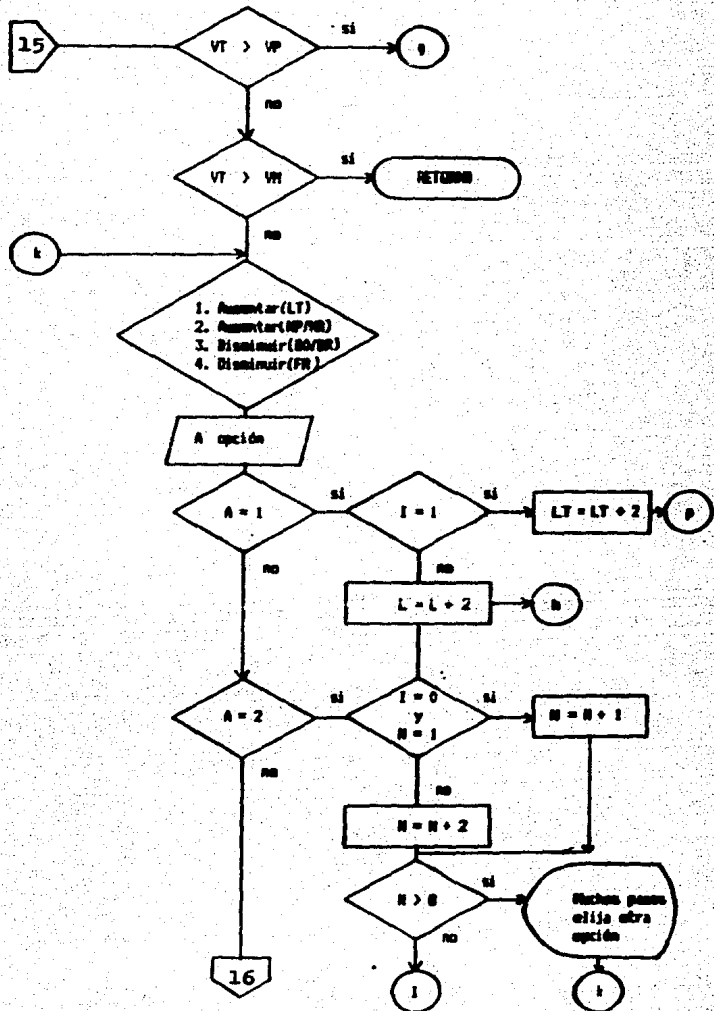


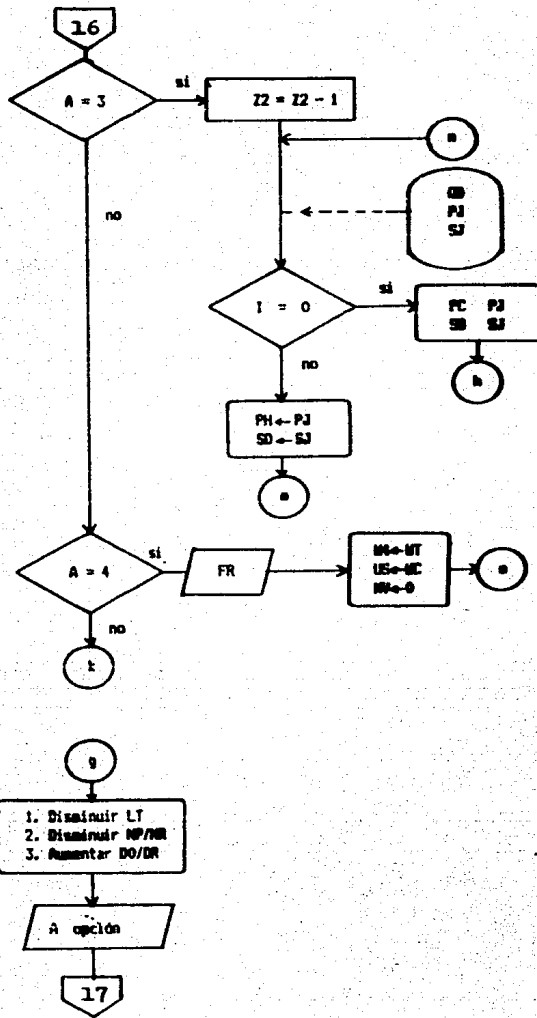
SUBROUTINA CAIDA DE PRESION Y VELOCIDAD DENTRO DE TUBOS

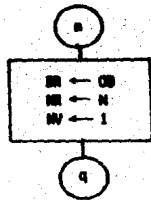
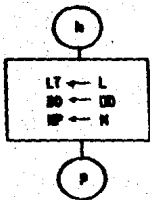
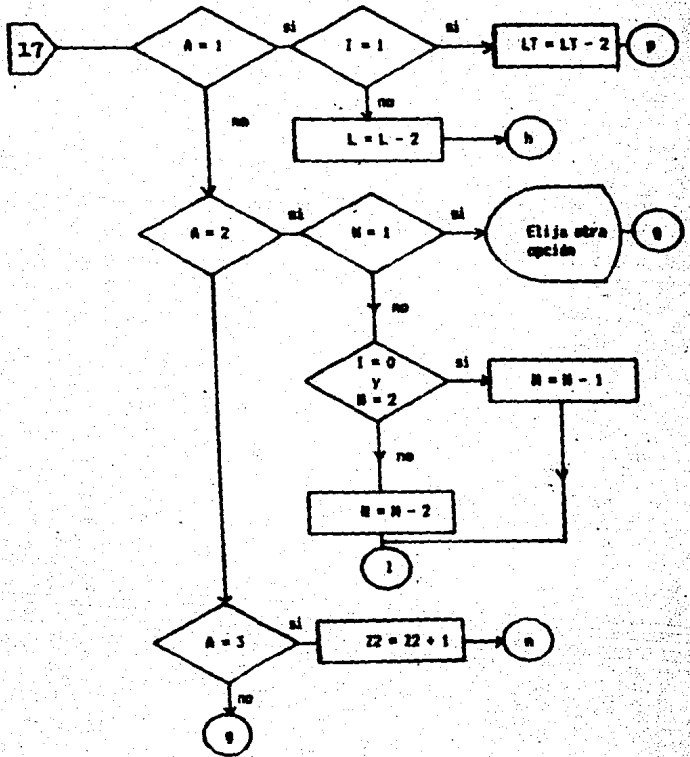
(ΔP , VEL. TUBOS)











**DIAGRAMA DE FLUJO
RECUPERADOR DE CALOR**

INICIO

Asignamiento de Variables

D(2,6)	Q(12)	T _H (12)
F(12)	D ₀ (12)	A ₁ (10)
Q ₀ (12)	V(12)	N(12)

Definición de Funciones

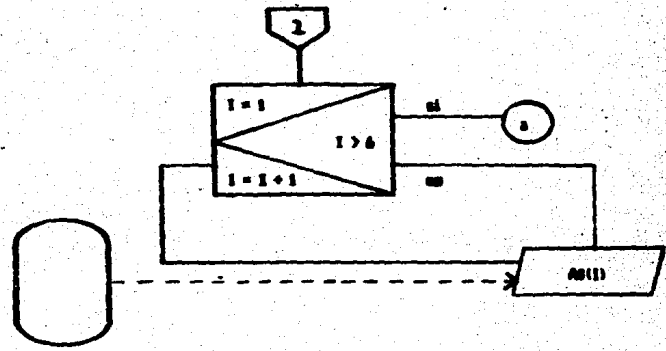
FN AC(J)	FN K1(T)	FN K2(T)
----------	----------	----------

R	1545.3
LD	0.5
VE	1508.0
MS	780.0
UM	6.0

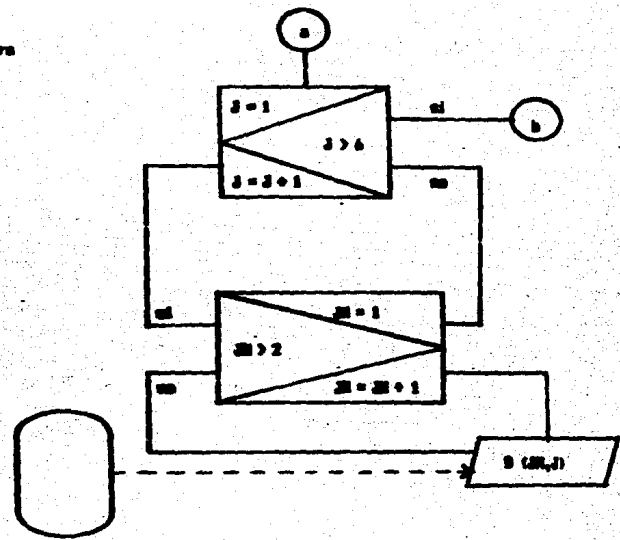
Q ₀	T _A	T ₆	T ₇	T _H
M _A	I _A	M _A		
B ₁	B ₂	B ₃		
X	LV	LT	F ₁	
B ₁	R ₀	R _D		
P ₁	P ₀			

1

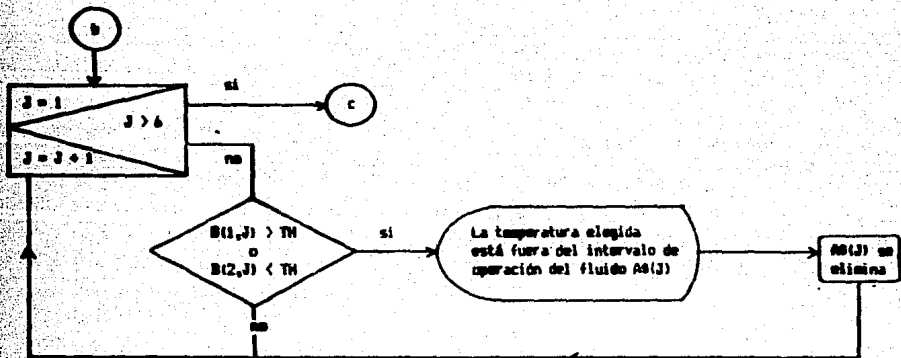
Lista de instancias



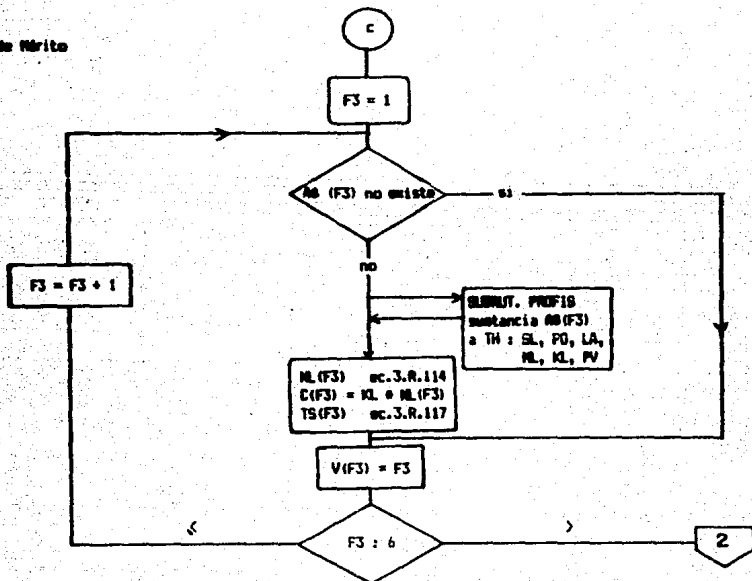
Lista de Temperatura de operacion de cada fluido



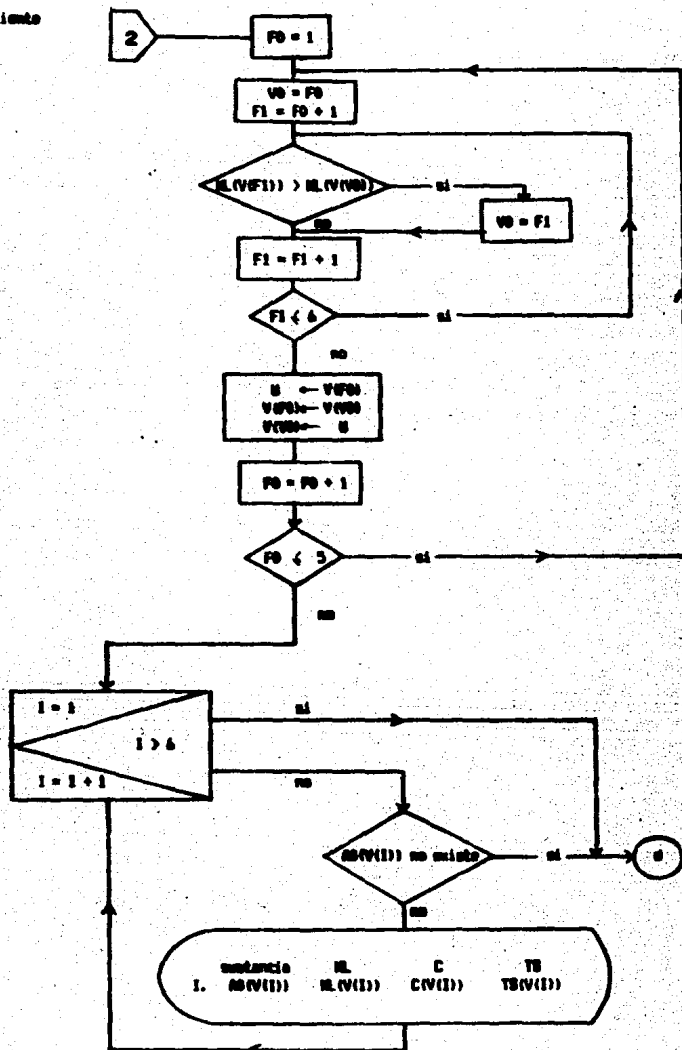
Operación con la temperatura de operación elegida

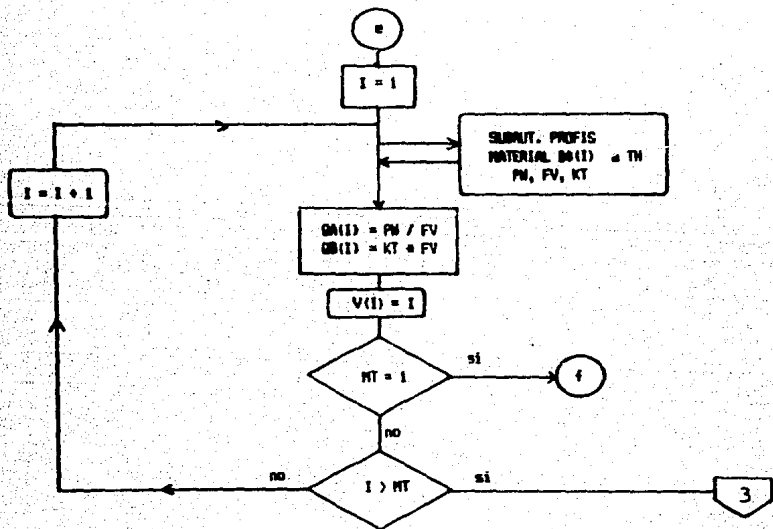
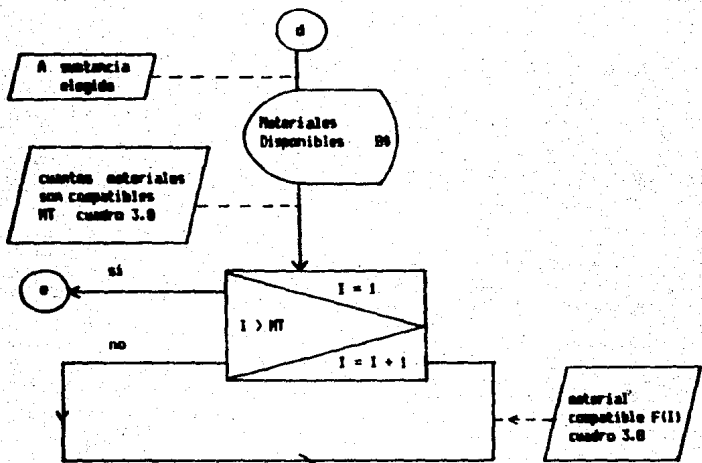


Factores de Mérito

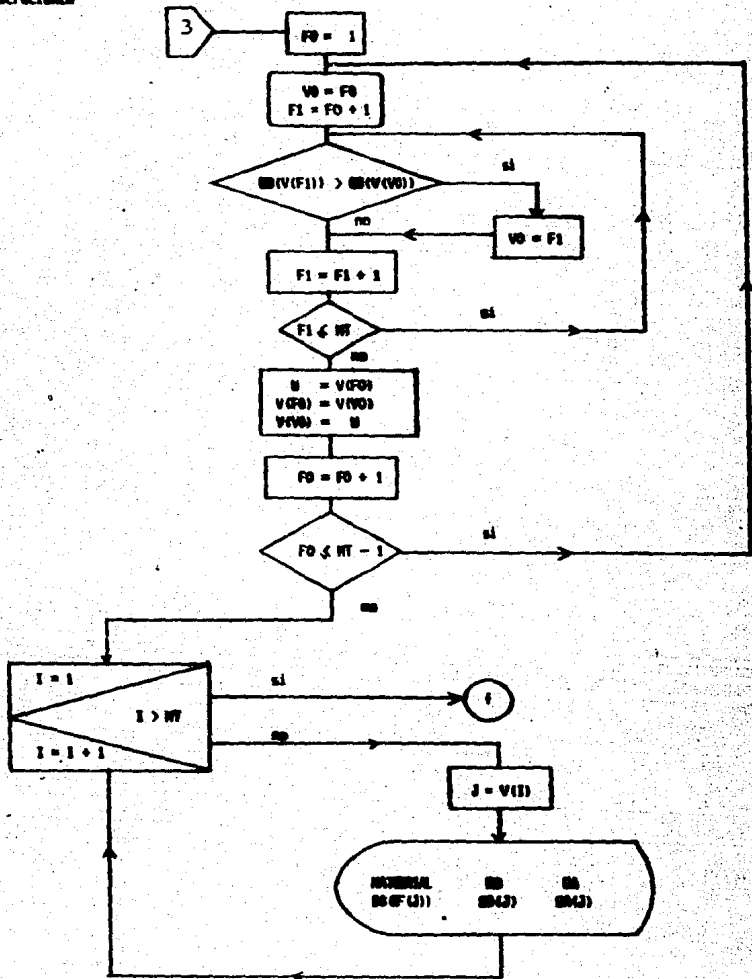


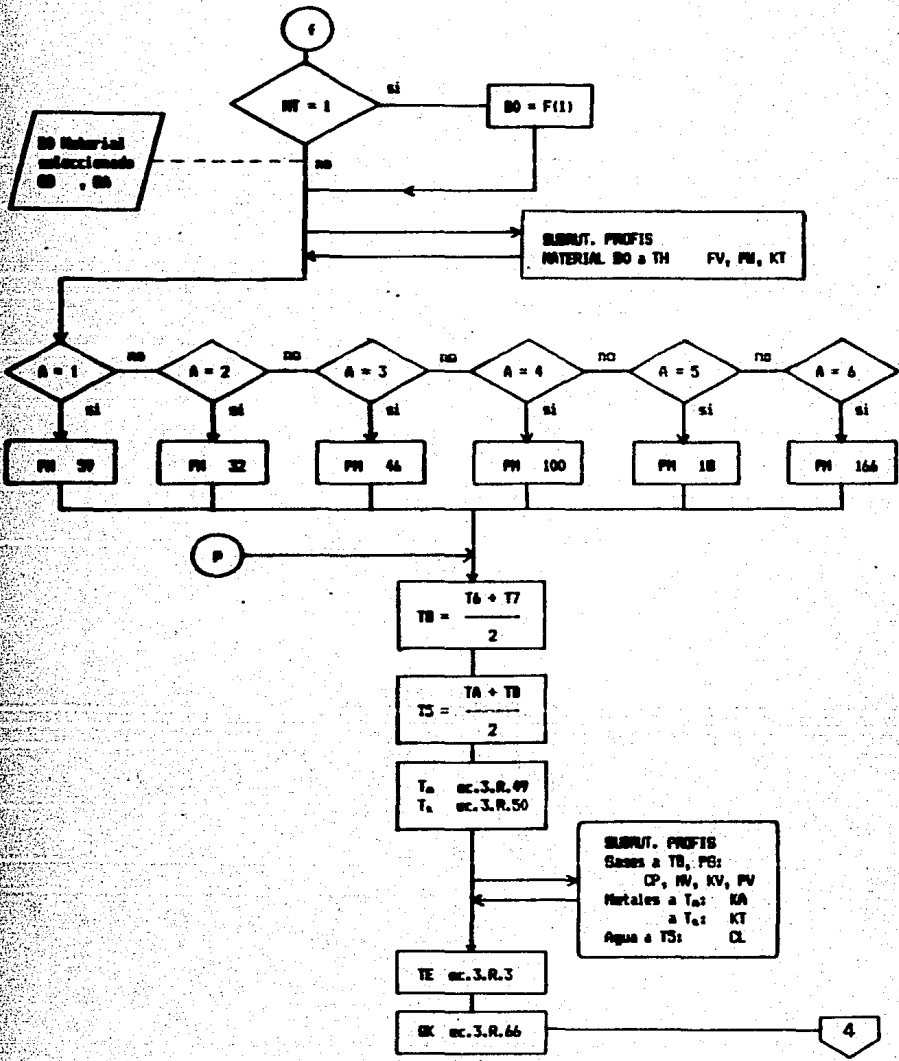
Ordenador decreciente de NL

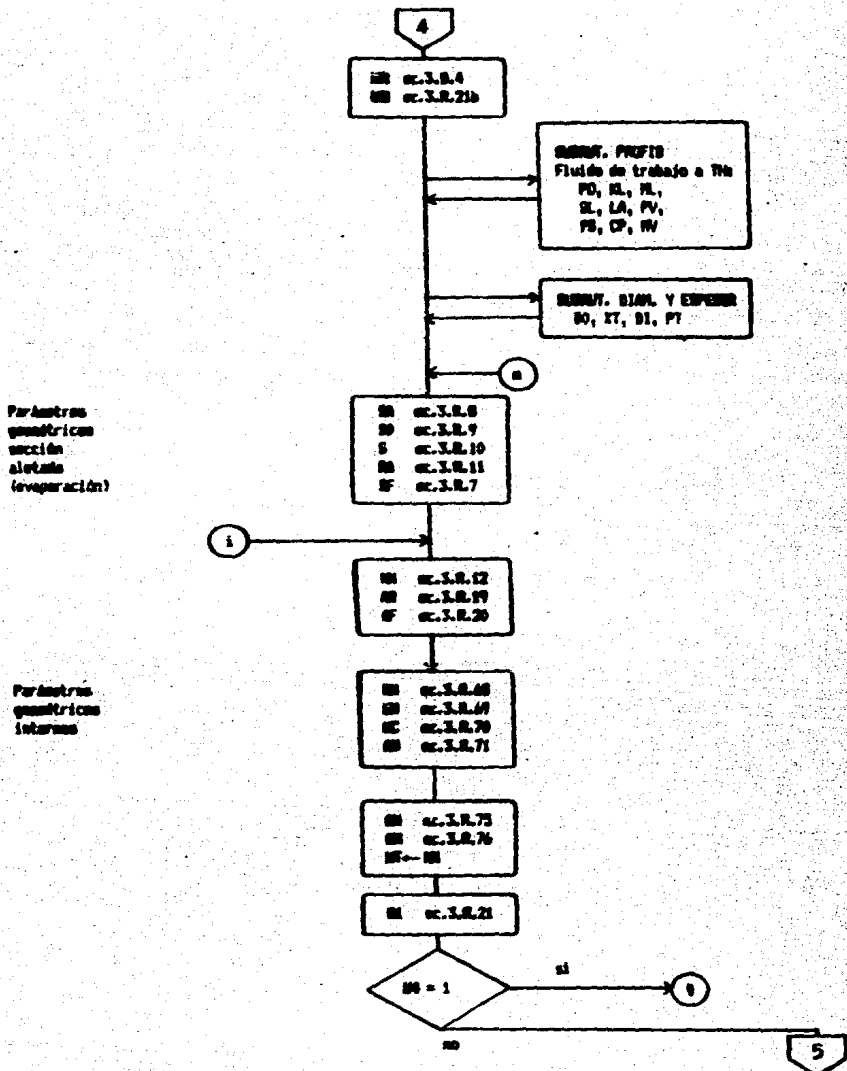


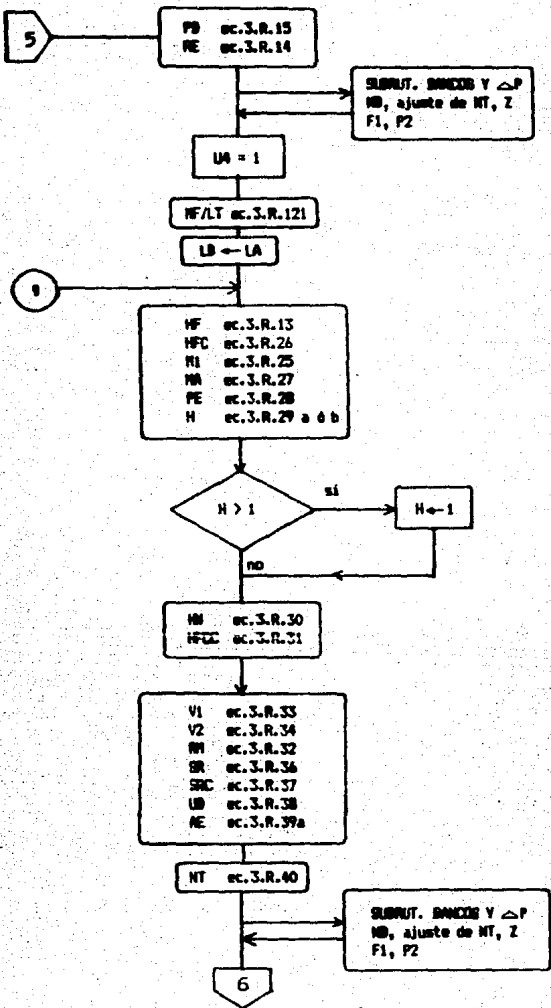


Ordenador decreciente de 80

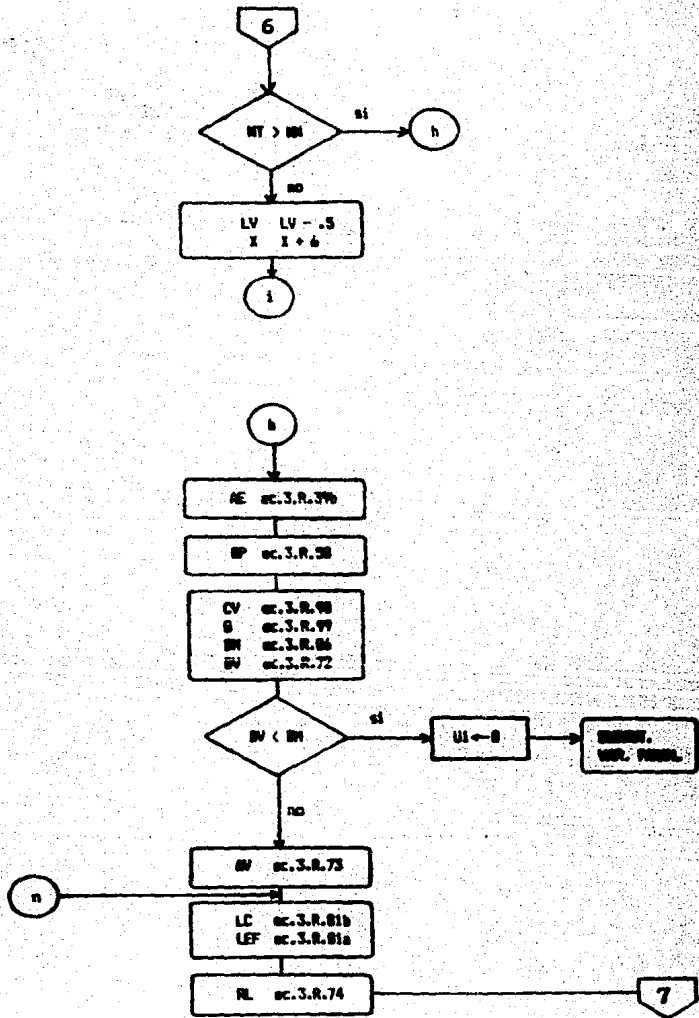


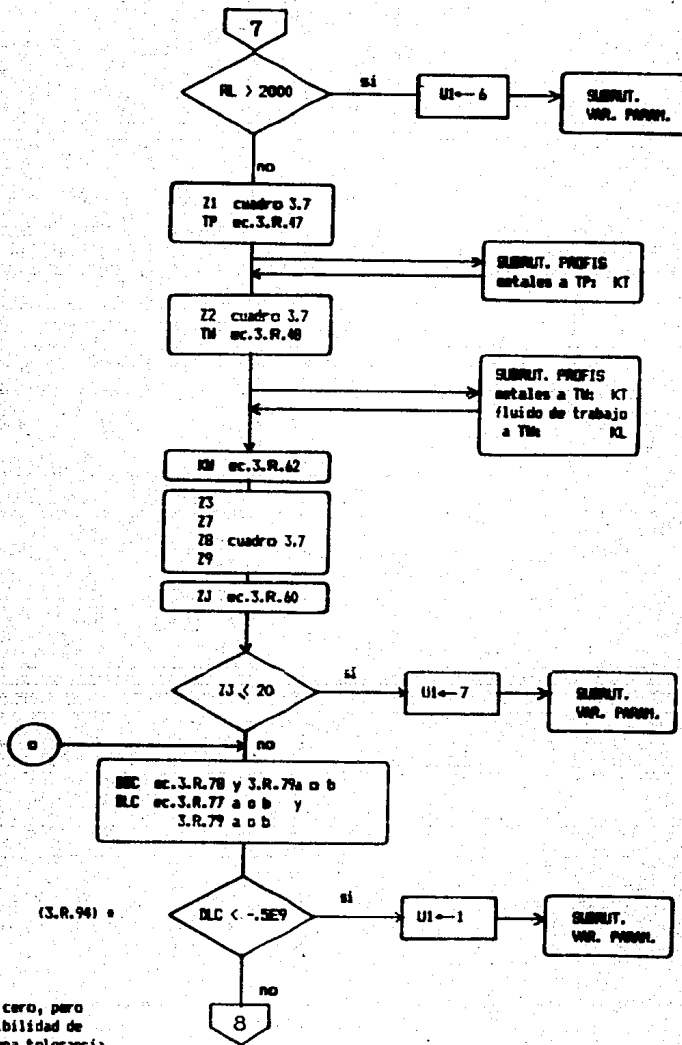




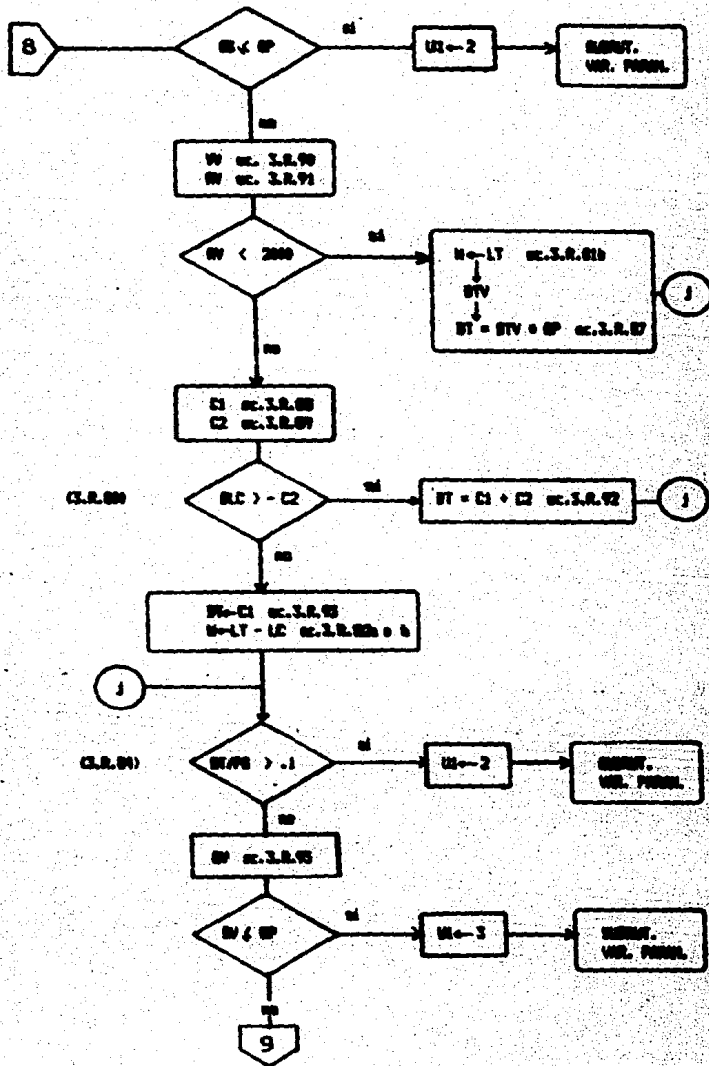


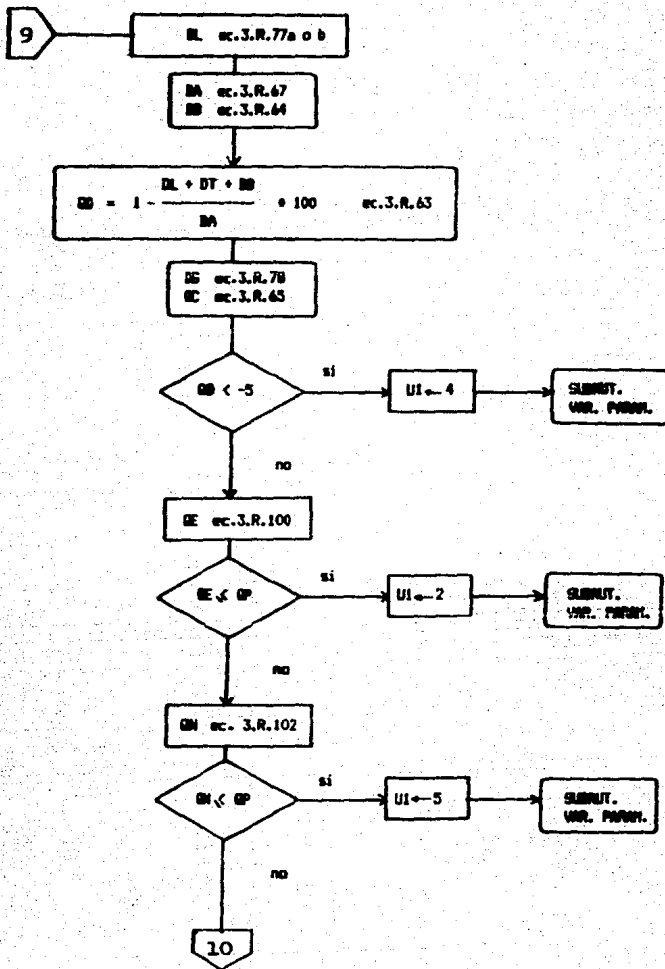
Listas
operativas
interiores





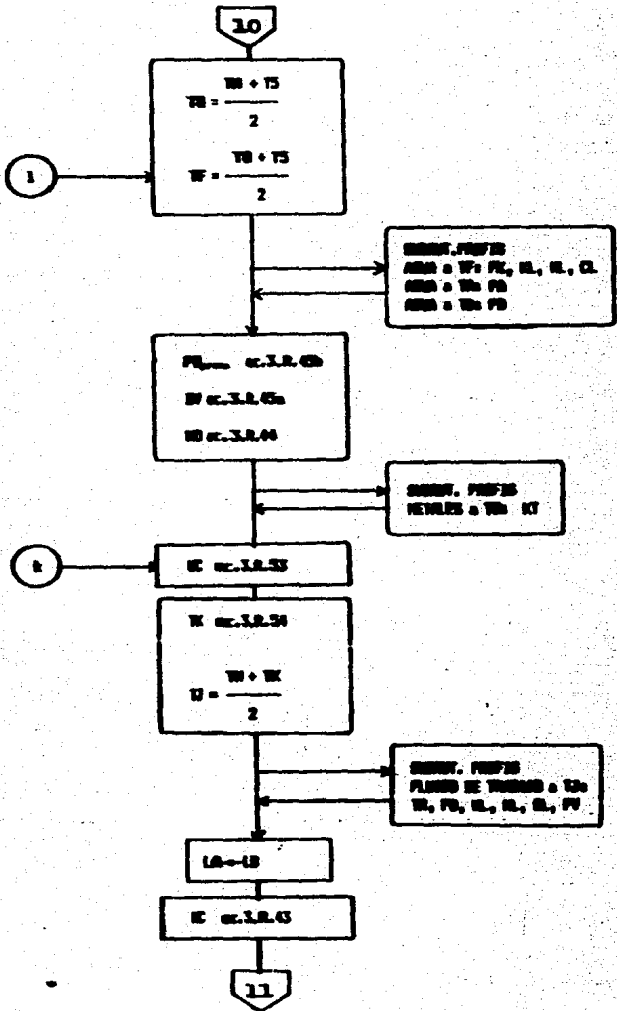
* el limite estricto es cero, pero debido a la alta sensibilidad de las ecuaciones se da una tolerancia de $-.5E9$ por las unidades.

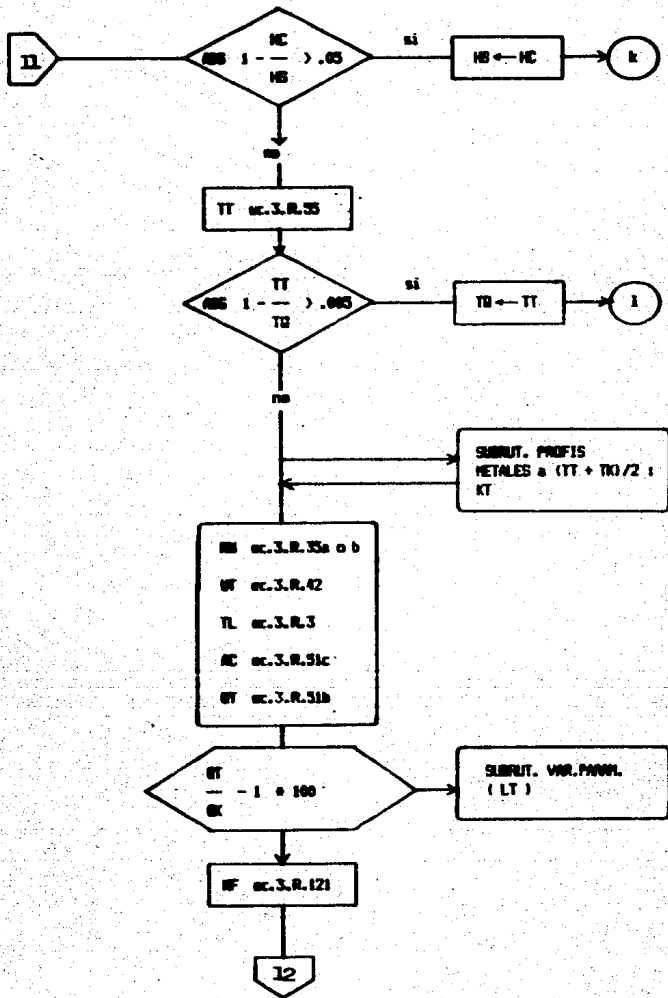




• no de una tolerancia de 5% debido a la sensibilidad de las ecuaciones

Sección de
Continuación



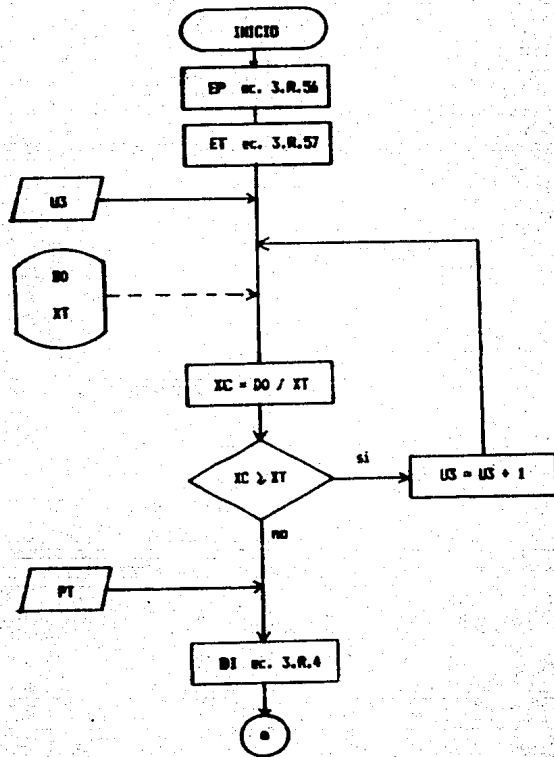


Formal Table

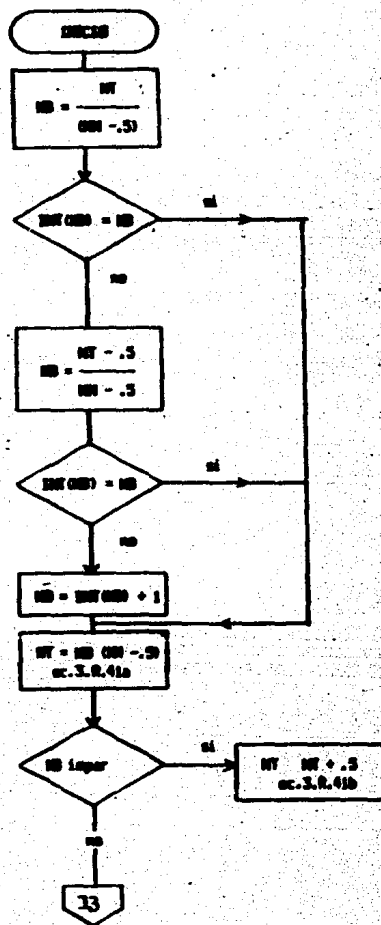
12

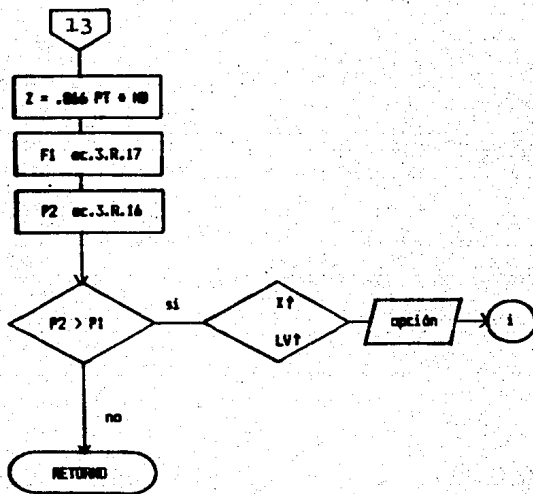
BO	AO	LV	I	SUSTANCIA DE TRABAJO			
BI	AO	LC	MI	MATERIAL DE TUBOS			
PI	FI	LB	MO	MATERIAL DE ALETAS			
IT	MC	LE	I				
		LT	NT				
TH	RI	NR	P1	OK	OV	MF	AE
TA	RB	OB	P2	OP1	OS	ME	AC
T7	OB				OE	ND	
TB					OC	NC	
TA					OH		

ALGORITMO DIAMETRO Y ESPESOR (DIAM. ESPESOR)

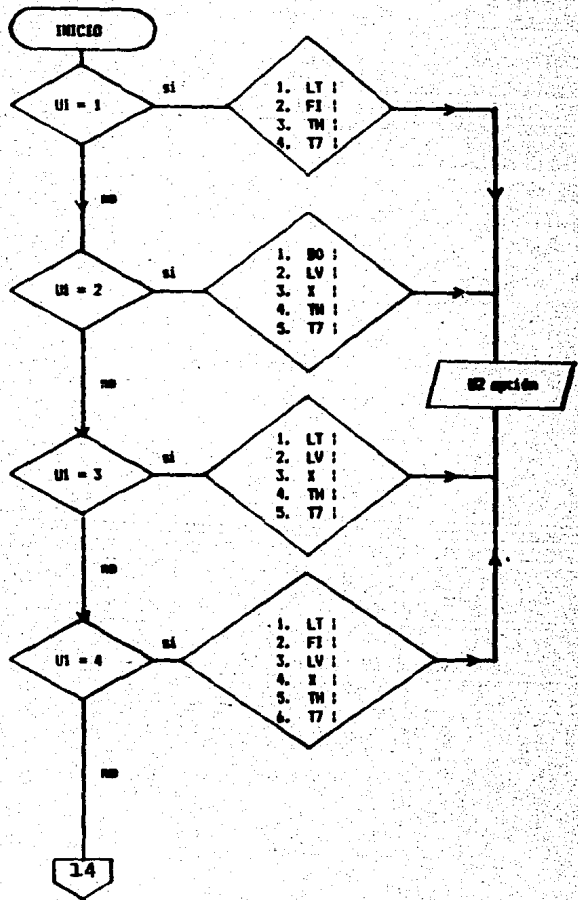


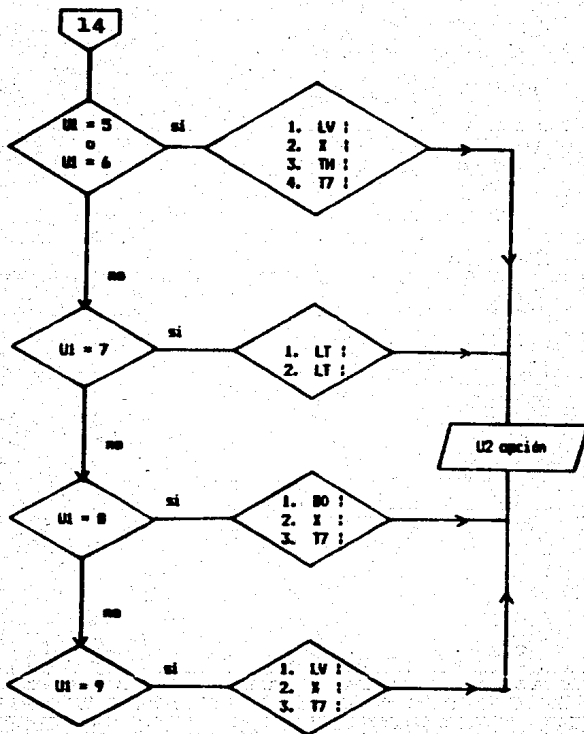
ALGORITMO PARA LA CAIDA DE PRESION Y NÚMERO DE BUCES (Δ P Y BUCES)

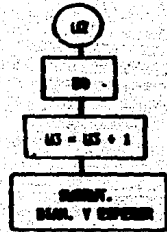
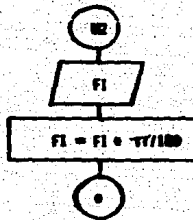
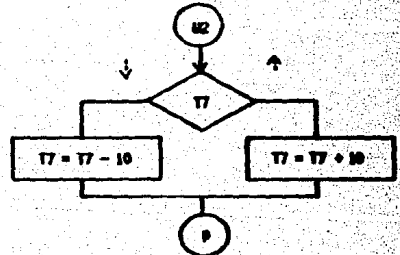
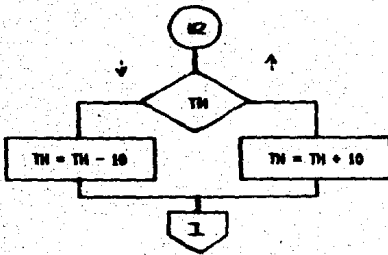
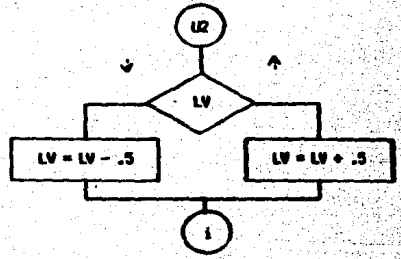
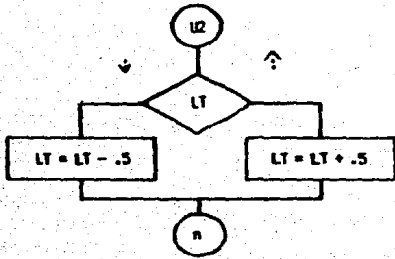




SUBROUTINA VARIACION DE PARAMETROS (VAR.PARAL.)







NOVENCLATURA CAPITULO UNO

- A/MC** relación destilado/medio de calentamiento en plantas de destilación instantánea.
- a_w** actividad del agua en la solución salina.
- DIME** destilación instantánea multietapa.
- c_d** diferencial de concentración.
- ED** electrodiálisis.
- ΔF** cambio de energía libre.
- ΔH** cambio de entalpia.
- n_1, n_2** número de moles iniciales y finales en solución.
- ME** destilación multiefecto.
- min** mínimo.
- OI** ósmosis inversa.
- ΔP** diferencia de presión.
- P_1, P_2** presiones de vapor inicial y final.
- R** constante universal de los gases.
- ΔS** cambio de entropía.
- T** temperatura absoluta.
- TC** teraocompresión.
- V** volumen del vapor de agua por unidad de masa.
- W** trabajo hecho sobre el sistema.

NOMENCLATURA DESALADORA

- A variable auxiliar, y variable dimensionada en la subrutina de propiedades físicas.
- A1 y A3 a A7 variable dimensionada para el cálculo de propiedades físicas.
- A2 pulg²; Área de flujo de la envolvente del evaporador.
- AC función para el cálculo del arco coseno.
- AE °F; aumento en el punto de ebullición.
- AF1 pulg²; Área de flujo de tubos en el condensador.
- AH pie²/pie; Área de transferencia por pie lineal de tubo en el evaporador.
- AJ pulg²; Área de flujo en tubos (subrutina ΔP).
- AL pie²/pie; Área de transferencia por pie lineal de tubo en el condensador.
- AM pie²; Área de la malla deshumidificadora.
- AR pie²; Área de transferencia supuesta en el condensador.
- AB pie²; Área de transferencia de calor supuesta para el evaporador.
- AV pulg²; Área transversal, vista de planta del espacio vapor.
- AW pulg²; Área longitudinal del espacio vapor.
- AX factor de corrección para el coeficiente de ebullición nucleada en el evaporador.
- B7 variable dimensionada para el cálculo de propiedades físicas.

BCF factor de corrección para el coeficiente individual de ebullición (texto).

BL adia.; coeficiente de expansión volumétrica del líquido en el evaporador.

BM pulg.; espesor de los tubos.

C1 parámetro para coeficiente externo del condensador.

C2 factor de corrección del coeficiente de convección en fase líquida. Evaporador.

C3 frac.peso; concentración de agua de mar a la entrada del sistema.

C4 función de densidades a la salida del evaporador.

C5 factor de corrección del coeficiente de convección en fase líquida. Evaporador.

CA tipo de arreglo de tubos.
1) cuadrado, 2) triangular.

CC contador en subrutina Profis.

CL BTU/lb°F; capacidad calorífica del líquido.

CN pie; cabeza neta positiva en la succión del eductor.

CS frac.peso; concentración de agua de mar a la salida del evaporador (salmuera).

CV BTU/lb°F; capacidad calorífica del vapor.

D variable dimensionada para subrutina Profis.

DO pulg.; diámetro externo de tubos del condensador.

D1 pulg.; diámetro imaginario del envolvente del condensador.

DA lb/pie³; densidad de agua de mar a T2.

DB lb/pie³; densidad de agua de mar a TR.

DC lb/pie³; densidad de agua de mar a T4.

DE pulg.; diámetro equivalente del envolvente del rehervidor.

DE °F; TB - TP, en evaporador.

DHI pulg.; diámetro interno de tubos del evaporador.

DI pulg.; diámetro interno de tubos del condensador.

DR pulg.; diámetro externo de tubos del evaporador.

DT °F; diferencia verdadera de temperatura en el evaporador.

DU derivada de U para el cálculo de Temperatura de saturación en subrutina Profis.

E1 lb/hr; gasto de agua evaporada.

EE pulg.; altura ocupada por el líquido en el evaporador.

EF lb_{agua}/lb_{gas}; relación o índice de arrastre.

F parámetro de corrección debido a gases incondensables menores a 4%, para el coeficiente externo del condensador.

F1 pie²/pulg²; factor de fricción de Fanning para tubos en el condensador.

F2 adim.; factor de fricción para el lado externo del condensador.

F3 adim.; factor de fricción para el cálculo de caída de presión. Lado externo del evaporador.

FE adim.; factor de eficiencia del eductor.

FT adim.; factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperatura en el evaporador.

- FO** adim.; parámetro de caída de presión a dos fases en el evaporador.
- FR** adim.; relación de flujo entre los tubos del condensador y la entrada a la alberca del evaporador.
- FV** lb/pulg²; esfuerzo último del material del espejo. (placa Cu-Ni 90/10).
- G** lb/h pie²; masa velocidad por tubos (subrut. ΔP).
- GH** lb/h pie²; masa velocidad lado externo del evaporador.
- GT** lb/h pie²; masa velocidad en los tubos de condensador.
- H1** pie; cabeza de operación del eductor.
- H2** lb/pulg², pie; cabeza en la salida del eductor.
- H3** BTU/h pie²*F; coeficiente sensible en el lado externo del evaporador.
- H4** BTU/h pie²*F; coeficiente de ebullición nucleada en el lado externo del evaporador.
- HC** BTU/h pie²*F; coeficiente interno del evaporador corregido por viscosidad.
- HDF** BTU/h pie²*F; coeficiente convectivo a dos fases en el lado externo del evaporador.
- hg** BTU/h pie²*F; coeficiente de película del gas.
- HI** BTU/h pie²*F; coeficiente interno del condensador.
- HIO** BTU/h pie²*F; coeficiente interno del condensador corregido por diámetro externo.
- HL** BTU/h pie²*F; coeficiente convectivo del líquido en el lado externo del evaporador.

HM BTU/h pie²*F; coeficiente externo del condensador.

HM_e BTU/h pie²*F; coeficiente externo del condensador, si hay incondensables mayores a 4%.

HO BTU/h pie²*F; coeficiente externo supuesto del evaporador.

HP BTU/h pie²*F; coeficiente ponderado en el lado externo del evaporador.

HR BTU/h pie²*F; coeficiente externo calculado del evaporador.

HS BTU/h pie²*F; coeficiente externo supuesto del condensador.

HTI BTU/h pie²*F; coeficiente interno del evaporador.

HW BTU/h pie²*F; razón de pesos en operación, es decir, masa en la succión entre masa del fluido motriz en el eductor.

I banderas: 0) condensador 1) evaporador.

I2 contador.

IA lb/h; cantidad de aire infiltrado.

IB BTU/lb; entalpia de agua de mar líquida.

ID pulg.; diámetro interno de tubos (subrutina ΔP).

IV BTU/lb; entalpia de vapor de agua pura.

IW BTU/lb; entalpia de agua pura líquida.

J función definida para el cálculo de temperatura de saturación (subrut. Profis).

J1 función derivada de J.

JA función definida para el cálculo de densidad de agua de mar (subrut. Profis).

K adim.; constante para cálculo del espacio vapor.
 KA parámetro para el cálculo de densidad de agua de mar.
 (subrut. profis).
 KL BTU/h °F pie; conductividad del líquido.
 KP BTU/h °F pie; conductividad de la pared de tubos del
 evaporador.
 KV BTU/h °F pie; conductividad de vapor.
 KW BTU/h °F pie; conductividad de la pared de tubos del
 condensador.
 L pies; longitud de tubos (subrutina ΔP).
 L lb/h pie²; masa velocidad del líquido arrastrado
 (texto).
 LA BTU/lb; calor latente de agua pura.
 LB BTU/lb; calor latente de agua de mar.
 LE pies; longitud espejo a espejo en el condensador.
 LH pulg.; altura del espacio vapor.
 LT pies; longitud tubos condensador.
 LR pies; longitud tubos evaporador.
 M variable dimensionada en subrutina Profis.
 MA cp; cambio de variable, viscosidad de líquido a T5.
 ML cp; viscosidad de líquido.
 MV cp; viscosidad de vapor.
 MW lb/lbaol; peso molecular promedio.
 N número de pasos por tubos (subrut. ΔP).
 N1 número de tubos (subrut. ΔP).
 N2 número de hileras de tubos en la línea central del
 evaporador.

NB número de saoparas en el condensador.
 NC número de hileras de tubos cruzados en la sección de flujo cruzado en el condensador.
 ND número de saoparas en el evaporador.
 NE número de espejos en el condensador.
 NH número de tubos en el evaporador.
 NK contador de iteraciones.
 NN número de trayectorias hacia las salidas del espacio vapor.
 NP número de pasos por los tubos en el condensador.
 NR número de pasos por los tubos en el evaporador.
 NT número de tubos en el condensador.
 NV bandera para calcular o no algunas propiedades antes de subrutina ΔP .
 OD pulg.; diámetro externo de tubos (subrut. ΔP).
 OH pulg.; diámetro lichte de tubos en evaporador.
 OTL pulg.; diámetro lichte de tubos en condensador.
 P lb/pulg²; presión.
 P1 lb/pulg²; presión de saturación de agua de mar a TE. (sistema de vacío).
 P2 lb/pulg²; caída de presión permisible en la envolvente del condensador.
 P3 adia.; número de Prandtl en el lado externo del evaporador.
 P5 lb/pulg²; presión de descarga del eductor.
 P6 lb/pulg²; caída de presión total por tubos (subrut. ΔP).

P(1) adim.; número de Prandtl para los tubos del condensador.

P(2) adim.; número de Prandtl para los tubos del evaporador.

PATH lb/pulg²; presión atmosférica.

PC adim.; espaciamento centro a centro de tubos del condensador.

PD lb/pulg²; presión estática de diseño en la succión del sistema de vacío.

PE lb/pulg²; presión estática de entrada del fluido matriz del eductor antes de la boquilla de descarga.

PF derivada de la presión P, en subrutina Profis.

PH pulg.; espaciamento centro a centro de tubos del evaporador.

PJ pulg.; espaciamento centro a centro de tubos en subrutina ΔP .

PK lb/pulg²; caída de presión en sección ideal de flujo cruzado en el lado externo del condensador.

PL lb/pulg²; caída de presión en tramos rectos (subrut. ΔP).

PO lb/ft³; densidad de líquido.

PH lb/pulg²; caída de presión en la malla.

PN adim.; número de Prandtl en el lado externo del condensador.

PP pulg.; espaciamento centro a centro de tubos, paralelo.

PQ() lb/pulg²; caída de presión en el lado externo del evaporador. (1) líquido, (2) dos fases.

PR lb/pulg²; caída de presión en retornos. (subrut. ΔP)

PS lb/pulg²; presión de operación del sistema.

PT lb/pulg²; caída de presión total dentro de tubos en el condensador.

PV lb/pie³; densidad del vapor.

PW lb/pulg²; presión de vapor de agua a TS, condensador y sistema de vacío.

PX lb/pie³; cambio de variable, densidad del líquido.

PZ lb/pulg²; presión de entrada de agua al proceso.

Q función para el cálculo de temperatura de saturación (subrub. Profis).

Q1 derivada de Q.

Q3 BTU/h pie²; flux supuesto para el evaporador.

Q4 BTU/h pie²; flux máximo por tubo para el evaporador.

Q5 BTU/h pie²; flux calculado para el haz del evaporador.

Q6 BTU/h pie²; flux máximo para el haz.

Q(1) BTU/h; calor de sobrecalentamiento del condensador.

Q(2) BTU/h; calor de condensación.

Q(3) BTU/h; calor sensible en el evaporador.

Q(4) BTU/h; calor de evaporación.

QA parámetro del cálculo de densidad y viscosidad del agua de mar.

QC BTU/h; calor total del condensador.

QD BTU/h; carga térmica disponible en el evaporador.
QG BTU/h; calor sensible eliminado por el gas, para casos con más de 4% de incondensables.
QM BTU/h pie²; flux máximo por tubo en el evaporador.
QR BTU/h; calor total del evaporador.
R parámetro para cálculo de FT.
R1 adim.; número de Reynolds (subrut. ΔP).
R2 adim.; número de Reynolds en el lado externo del condensador.
R3 adim.; número de Reynolds en el lado externo del evaporador, considerando la fracción (1-XE), para el coeficiente.
R4 adim.; número de Reynolds en el lado externo del evaporador.
RC adim.; relación de cabezas en el eductor.
RD adim.; relación de dimensiones (ZH/OH), en el espacio vapor.
RH h pie² °F/BTU; factor de incrustación interno del evaporador.
RI h pie² °F/BTU; factor de incrustación interno del condensador.
RO h pie² °F/BTU; factor de incrustación externo del condensador.
RP h pie² °F/BTU; resistencia de la pared del evaporador.
RR h pie² °F/BTU; factor de incrustación externo del evaporador.

RW h pie² °F/BTU; resistencia de la pared del condensador.
 S Z; salinidad.
 S adis.; parámetro para cálculo de FT.
 S1 variable auxiliar en subrutina Profis.
 SB pulg.; espaciamiento entre masparas en el condensador.
 SD pulg.; espaciamiento entre masparas en el evaporador.
 SF pulg²; área de flujo cruzado en la línea central de una sección de flujo cruzado en el condensador.
 SJ pulg; espaciamiento entre masparas en subrutina ΔP.
 SL lb/pie; tensión superficial.
 SN función arco seno.
 SP variable de suma en subrutina Profis.
 SV variable de suma en subrutina Profis.
 T °F; temperatura, en subrutina Profis.
 T0 °F; temperatura de saturación en el condensador.
 T1 °F; temperatura de entrada del agua de mar a los tubos del condensador.
 T2 °F; temperatura de salida de los tubos del condensador.
 T3 °F; temperatura promedio entre T1 y T2.
 T4 °F; temperatura promedio entre TR y T2.
 T5 °F; temperatura promedio entre TA y TB.
 T(0) °F; temperatura de agua de mar al iniciar la condensación.

- T(1) °F; temperatura media logaritmica de sobrecalentamiento en el condensador.
- T(2) °F; temperatura media logaritmica de condensación.
- T(3) °F; temperatura de agua pura de los tubos al iniciar la evaporación.
- T(4) °F; temperatura media logaritmica de sobrecalentamiento en el evaporador.
- T(5) °F; temperatura media logaritmica de evaporación.
- TA °F; temperatura de entrada del fluido de calentamiento al evaporador.
- TB °F; temperatura de salida del fluido de calentamiento del evaporador.
- TC °F; temperatura promedio entre TO y TR
- TE °F; temperatura de entrada al eductor.
- TF °F; temperatura de película lado externo de ambos equipos.
- TL °F; temperatura media logaritmica ponderada del condensador.
- TM °F; temperatura media logaritmica ponderada en el evaporador.
- TN °F; temperatura nueva para cálculo por Newton-Raphson, de la temperatura de saturación (subrut. Profis).
- TP °F; temperatura de la pared del evaporador.
- TR °F; temperatura de saturación del agua de mar en el evaporador.
- TS °F; temperatura de succión del sistema de vacío.

TW °F; temperatura de la pared del condensador.
 TX pulg.; espesor del espejo del condensador.
 UI a US variables para subrutina de impresión.
 UC BTU/h ft² °F; coeficiente global de transferencia de calor calculado en el condensador.
 UH BTU/h ft² °F; coeficiente global de transferencia de calor supuesto para el evaporador.
 URC BTU/h ft² °F; coeficiente global de transferencia de calor calculado para el evaporador.
 URCC BTU/h ft² °F; coeficiente global de transferencia de calor corregido para el evaporador.
 V parámetro para el cálculo de viscosidad de agua de mar.
 V1 pie/s; velocidad del gas en dirección vertical (espacio vapor).
 V2 pie/s; velocidad del gas en dirección horizontal (espacio vapor).
 V3 pie/s; velocidad efectiva del gas, promedio geométrico entre V1 y V2.
 V5 pie/s; velocidad a la descarga del difusor del eductor.
 VB pie/s; velocidad en el orificio de la boquilla del eductor.
 VC pie/s; velocidad calculada por tubos en el condensador.
 VD pie/s; velocidad en la garganta del difusor del eductor.

VE pie/s; velocidad de entrada del fluido motriz al
eductor, antes de la boquilla de descarga.

VG pie/s; velocidad máxima de diseño para gas (espacio
vapor).

VH pie/s; velocidad mínima permisible por tubos.
(subrutina ΔP).

VP pie/s; velocidad máxima permisible por tubos.
(subrutina ΔP).

VO pie/s; velocidad de flujo a través del área abierta
del haz del evaporador.

VS pie/s; velocidad en la succión del eductor.

VT pie/s; velocidad por tubos (subrut. ΔP).

W lb/h; gasto por tubos (subrut. ΔP).

W1 lb/h; masa total de agua e incondensables que llegan
al condensador.

W2 lb/h; capacidad total de la desaladora.

W3 lb/h; gasto de agua de mar en el lado externo del
evaporador.

W4 lb/h; gasto por tubos supuesto en el condensador.

W5 lb/h; gasto a la descarga del eductor.

WA lb_{agua}/lb_s; relación de gastos de agua e
incondensables.

WD lb/h; gasto total en la succión del eductor.

WE lb/h; gasto de fluido motriz (agua de mar) en el
eductor.

WG lb/h; masa de incondensables que llegan al
condensador.

WR lb/h; gasto de agua por los tubos del evaporador.
 WS lb/h; gasto de salmuera que sale del evaporador.
 WT lb/h; gasto de agua de mar por los tubos del condensador.
 WV lb/h; gasto de vapor de agua en la succión del sistema de vacío.
 X adia.; fracción de incondensables.
 X1 a X5 parámetros para subrutina Profis.
 XA variable independiente de la función JA para el cálculo de la densidad de agua de mar.
 XE adim.; fracción peso de agua de mar evaporada.
 XT adim.; parámetro de Martinelli para flujo a dos fases en el evaporador.
 Y variable de control en subrutina Profis. Toma los siguientes valores:

- 0) una propiedad. 1) P
- 2) T 3) LA
- 4) KV 5) MV
- 6) LB
- 7) todas las propiedades de líquido
- 8) PD, BL agua de mar.
- 9) todas las propiedades de agua de mar.

YV fracción peso de vapor respecto a la mezcla vapor líquido arrastrado. (texto).
 Z tipo de cabezal

- 1) cualquiera
- 2) tipo U

Z1 variable auxiliar.
Z3 opción de diámetro.
ZH pulg.; altura del piso del evaporador a la malla.
(espacio vapor).
ZL variable auxiliar.

INDICES

Zf dos fases.
A aleta.
b burbuja.
D desaladora.
c condensado.
E entrada.
G gas incondensable.
i dimensión interna, íesimo.
m mezcla.
o dimensión externa
p pared.
R recuperador de calor.
S salida.
v vapor.

NOMENCLATURA RECUPERADOR

- A índice de sustancia seleccionada.
- As() nombres de sustancias de trabajo.
- AA pulg.; altura de aleta.
- AB pie²; área de transferencia externa extendida por banco en la sección de evaporación.
- AC pie²; área de transferencia externa de la sección de condensación.
- AD pulg²; área de flujo libre mínimo diagonal entre dos tubos (texto).
- AE pie²; área de transferencia externa extendida total de la sección de evaporación.
- AF pulg²; área transversal de flujo de gases de combustión.
- AS pie/s; velocidad del sonido en el vapor.
- AT pulg²; área transversal de un tubo (texto).
- AV pulg²; área de la vena de un tubo térmico.
- AW pulg²; sección transversal de un capilar del tubo.
- AX parámetro de supresión del crecimiento de las burbujas.
- B(,) °F; intervalos de temperatura para sustancias de trabajo.
- Bs() nombres de los materiales para tubos.
- B0 índice del material del tubo seleccionado.
- B1 pulg.; espesor del capilar.
- B2 pulg.; ancho del canal del capilar.
- B3 pulg.; ancho de la cresta del capilar.
- BA lb/pulg²; diferencia máxima de presión capilar.

- C() factor de conductancia.
- C1 lb/pulg²; caída de presión del vapor en el evaporador y de la sección adiabática.
- C2 lb/pulg²; caída de presión del vapor en el condensador.
- CL BTU/lb°F; capacidad calorífica del líquido.
- CV BTU/lb°F; capacidad calorífica del vapor.
- CP BTU/lb mol°F; capacidad calorífica del vapor a presión constante.
- D0 pulg.; diámetro externo de tubos lisos.
- DA pulg.; diámetro externo de las aletas (texto).
- DC lb/pie³; densidad crítica.
- DS lb/h² pie; componente de la caída de presión del líquido debida a la inclinación del tubo.
- DI pulg.; diámetro interno de tubos lisos.
- DL lb/h² pie; coeficiente de fricción del líquido dentro de tubos; caída de presión de líquido dentro de tubos.
- DLC lb/h² pie; caída de presión del líquido en el condensador.
- DN pulg.; diámetro mínimo del conducto de vapor.
- DT lb/h² pie; caída de presión del vapor dentro de tubos.
- DTV lb/h² pie; coeficiente de fricción del vapor.
- DV pulg.; diámetro del conducto de vapor.
- EH adim.; porosidad del capilar del tubo.
- EP adim.; relación diámetro externo/espesor mínima de la pared del tubo.

ET adim.; relación diámetro externo/ espesor de las tapas del tubo.

F() materiales compatibles.

FO a F2 variables auxiliares en los ordenamientos de sustancias y materiales.

F1 $\text{pie}^2/\text{pulg}^2$; factor de fricción en la caída de presión externa del evaporador.

FI grados, rad.; ángulo de inclinación de los tubos.

FT adim.; factor de corrección de la temperatura media logarítmica para arreglos en flujo cruzado.

FV lb/pulg^2 ; esfuerzo último del material.

G relación de capacidades caloríficas a presión y volumen constante.

G1 $\text{lb}/\text{h pie}^2$; masa velocidad máxima de gases de escape.

H adim.; eficiencia de aleta

HC $\text{BTU}/\text{h pie}^2\text{°F}$; coeficiente de transferencia de calor interno sección condensación.

HE $\text{BTU}/\text{h pie}^2\text{°F}$; coeficiente de transferencia de calor interno sección evaporación.

HF $\text{BTU}/\text{h pie}^2\text{°F}$; coeficiente de transferencia de calor externo sección evaporación.

HFC $\text{BTU}/\text{h pie}^2\text{°F}$; coeficiente de transferencia de calor externo sección evaporación, corregido.

HO $\text{BTU}/\text{h pie}^2\text{°F}$; coeficiente de transferencia de calor externo sección condensación.

HM adim.; eficiencia ponderada de la aleta.

I contador.

IT índice de cálculo de propiedades de materiales. 0) todas, 1) una propiedad.

IM contador.

J contador, variable auxiliar.

J1 a J3 variables para subrutina de impresión.

JK parámetro de Bell.

JM contador.

K permeabilidad del capilar (texto).

K(,) parámetros para cálculo de propiedades de sustancias de trabajo.

K1() función definida 4° orden.

K2() función definida tipo $A + (T-B)/(C+T)$, donde T es temperatura.

KA BTU/h pie °F; conductividad de la aleta.

KE BTU/h pie °F; conductividad del capilar.

KL BTU/h pie °F; conductividad del líquido.

KT BTU/h pie °F; conductividad del tubo.

KV BTU/h pie °F; conductividad del vapor.

L() variable dimensionada y definida para propiedades de los gases.

LA BTU/lb; calor latente.

LC pies; longitud de la sección de condensación del tubo.

LD pies; longitud de la sección adiabática del tubo.

LEF pies; longitud efectiva del tubo.

LT pies; longitud total de los tubos.

LV pies; longitud de la sección de evaporación del tubo.

MI adim; parámetro de la eficiencia de la aleta.
 MAA adim; parámetro de la eficiencia de la aleta.
 MF lb; masa del fluido de trabajo dentro de un tubo.
 ML cp; viscosidad del líquido.
 MT número de materiales compatibles.
 MV cp; viscosidad del vapor.
 N número de sustancias.
 NI contador.
 NA número de aletas por pulgada.
 NB número de bancos de tubos.
 NC número de canales totales.
 NH número de hileras de tubos en un banco.
 NL BTU/pie² s²; factor de transporte de líquido.
 NM adim.; número de Mach.
 NN número de tubos siniac a CP máximo.
 NP número de hileras de tubos promedio en un banco.
 NTT número de tubos total.
 P lb/pulg²; presión.
 P1 lb/pulg²; caída de presión permisible lado externo sección evaporación.
 P2 lb/pulg²; caída de presión calculada lado externo sección evaporación.
 PA lb/pie³; densidad de líquido a TA.
 PB lb/pie³; densidad de líquido a TB.
 PC lb/pulg²; presión crítica.
 PD adim.; número de Prandtl lado externo sección evaporación.

PD pulg.; espaciamiento diagonal centro a centro de los tubos (texto).
 PE adia.; relación de radios, para cálculo de eficiencia de aleta.
 PG lb/pulg²; presión gases de combustión.
 PH lb/lb mol; peso molecular.
 PN adia.; número de Prandtl lado externo sección de condensación.
 PO lb/pie³; densidad de líquido.
 PP pulg.; espaciamiento paralelo centro a centro de tubos.
 PR lb/pulg²; presión reducida.
 PS lb/pulg²; presión de saturación.
 PT pulg.; espaciamiento transversal centro a centro de tubos.
 PV lb/pie³; densidad de gases o vapor.
 PW lb/pie³; densidad del material del tubo.
 QA 1/pie; relación densidad del material/esfuerzo último.
 QB producto conductividad del tubo, esfuerzo último.
 QC BTU/h; calor máximo transferible por llaite capilar, considerando $DT = 0$.
 QD %; por ciento de desviación de la desigualdad de presiones de llaite capilar.
 QE BTU/h; calor máximo transferible por llaite de arrastre.
 QK BTU/h; carga térmica a transferir en el sistema de recuperación de calor.

QM BTU/h; carga térmica máxima por tubo para $RL < 2000$.
 QN BTU/h; calor máximo a transferir por límite de ebullición nucleada.
 QPT BTU/h; carga térmica a transferir por tubo.
 QR BTU/h; carga térmica requerida en la desaladora.
 QS BTU/h; calor máximo a transferir por límite sónica.
 QT BTU/h; carga térmica calculada en la sección del condensador.
 QV BTU/h; calor máximo a transferir por límite de presión de vapor.
 R 1545 lb pie/ lbmol^oR; constante de los gases ideales.
 R' 1.9872 cal/ gmol^oK; constante de los gases ideales.
 R₁ adim.; parámetro para cálculo de FT (texto).
 R₂ adim.; parámetro para cálculo de FT (texto).
 RA adim.; relación de área externa total respecto al área de tubo liso en un tubo aletado.
 RC h pie² °F/BTU; factor de incrustación interno de la sección de condensación (vapor).
 RD h pie² °F/BTU; factor de incrustación externo de la sección de condensación.
 RE adim.; número de Reynolds para los gases de combustión.
 RH pulg.; radio hidráulico efectivo de los canales internos del tubo, corresponde al mínimo radio capilar.
 RI h pie² °F/BTU; factor de incrustación interno de la sección de evaporación (líquido).
 RL adim.; número de Reynolds del líquido dentro del tubo.

RM h pie² °F/BTU; resistencia de aleta y soldadura.
 RN pulg.; radio de nucleación (texto).
 RO h pie² °F/BTU; factor de incrustación externo de la sección de evaporación.
 RV adim.; número de Reynolds del vapor dentro del tubo.
 S pie²/pie; superficie de transferencia por pie lineal para un tubo liso.
 SO pie²/pie; área de transferencia de un tubo aletado, parte lisa, por pie lineal de tubo.
 SA pie²/pie; área de transferencia transversal de aleta por pie lineal de tubo.
 SF pulg.; espaciamiento entre aletas.
 SL lb/pie; tensión superficial de líquido.
 SR h pie² °F/BTU; suma de resistencias a la transferencia de calor en la zona de evaporación excluyendo las externas.
 SAC SR corregido.
 T °F; temperatura.
 T5 °F; temperatura promedio entre TA y TB.
 T6 °F; temperatura de entrada de los gases de combustión.
 T7 °F; temperatura de salida de los gases de combustión.
 T8 °F; temperatura promedio entre T6 y T7.
 T9 °F; temperatura promedio entre T8 y TH.
 TA °F; temperatura de salida del recipiente del agua de calentamiento de la desaladora.
 TB °F; temperatura de entrada al recipiente del agua de calentamiento de la desaladora.

TC °F; temperatura crítica.

TE °F; temperatura media logarítmica entre gases y fluido interno.

TF °F; temperatura de película externa en la sección de condensación.

TH °F; temperatura de operación del tubo térmico.

TJ °F; temperatura de película interna sección de condensación.

TK °F; temperatura de pared interna sección de condensación.

TL °F; temperatura media logarítmica entre agua de calentamiento de desaladora y fluido interno.

TM °F; temperatura límite de validez de correlaciones de propiedades.

TP °F; temperatura de pared externa sección de evaporación.

TQ °F; temperatura de pared externa supuesta para la sección de condensación.

TR adia; temperatura reducida.

T8 °F; grado de sobrecalentamiento del líquido.

TT °F; temperatura de pared externa calculada de la sección de condensación.

TW °F; temperatura de pared interna sección evaporación.

U1 índice para subrutina de variación de parámetros.

U2 índice de selección en subrutina de variación de parámetros.

U3 índice de opciones de diámetros.

- U4,U5 banderas.
- UC coeficiente de transferencia de calor en la sección de condensación.
- UD coeficiente global de transferencia de calor calculado en la sección de evaporación.
- US coeficiente global de transferencia de calor supuesto para la sección de evaporación referida al área extendida.
- UT coeficiente global de transferencia de calor calculado en la sección de condensación.
- V() directorio de sustancias para ordenamiento.
- V0 variable auxiliar en el ordenamiento de sustancias.
- V1, V2 parámetros para el cálculo de la resistencia a la transferencia de calor de las aletas y las soldaduras.
- VV pie/s; velocidad del vapor dentro del tubo térmico.
- W variable auxiliar.
- WS lb/h; gasto de gases de combustión.
- WR lb/h; gasto de agua de calentamiento de la desaladora.
- X1 a X5 parámetros para cálculo de propiedades físicas de agua.
- X6, X7 parámetros para cálculo de propiedades físicas de sustancias de trabajo.
- XA pulg.; espesor de la aleta.
- XC pulg.; espesor de la pared del tubo en la parte más angosta.
- XT pulg.; espesor del tubo.

Y variable auxiliar en la subrutina de propiedades físicas del agua.
Z pulg.; altura de los bancos de tubos.
Z1 a Z9 resistencias térmicas.
Z6 = Z10 resistencia térmica.
ZJ razón de resistencias térmicas.
ZT resistencia térmica global (texto).

ANEXO DE NOMENCLATURA (cap. 2 y 3).

abs() valor absoluto de un número.
a constante.
b constante.
c parámetro para el cálculo de infiltración de aire.
d diámetro promedio de las cavidades en la superficie calefactora del recuperador de calor.
f punto de inundación incipiente en la malla (desaladora).
g aceleración de la gravedad.
g_c constante gravitacional.
h coeficiente de transferencia de calor.
int() parte entera de un número.
N₁ número total de hileras de tubos normales a la dirección de flujo. (evaporador desaladora).
p relación presión del sistema/ presión crítica.
q flux de calor.

- r radio o radio de curvatura (rec. calor).
- r punto de rearrastre de la malla (desaladora).
- s velocidad del sonido en el vapor.
- S_i claro total horizontal entre tubos externos de la hilera i .
- x dimensión característica de la superficie del capilar.
- \propto proporcional.
- Δ incremento.
- θ Angulo de contacto.
- π 3.1416
- Σ suma.

CUADRO A - 1 : PROPIEDADES TERMOFISICAS

SUSTANCIA	FASE	PROPIEDAD	NOMENCULTURA	UNIDADES	REFERENCIA
AGUA	líquido-vapor	presión saturación	PS	lb/pulg ²	*
	líquido-vapor	temperatura sat.	T	F	*
	líquido-vapor	calor latente	LA	BTU/lb	19
	líquido	densidad	PO	lb/pie ³	*
	líquido	tensión superficial	SL	lb/pie	*, 3
	líquido	conduct. térmica	KL	BTU/h pie °F	*
	líquido	viscosidad	ML	cp	33
	líquido	capacid calorífica	CL	BTU/ lb°F	19
	vapor	densidad	PU	lb/pie ³	*
	vapor	conduct. térmica	KV	BTU/h pie°F	*
	vapor	viscosidad	MV	cp	*
	vapor	capacid. calorífica	CV	BTU/ lb°F	*
	vapor	entalpia	IH	BTU/ lb	19
	AGUA DE MAR	líquido	capacid. calorífica	CL	BTU/lb°F
líquido		densidad	PO	lb/ pie ³	3
líquido		viscosidad	ML	cp	10
líquido		tensión superficial	SL	lb/ pie	3
líquido		conduct. térmica	KL	BTU/h pie °F	19
líquido		elev.punto ebull.	RE	F	19
líquido		entalpia	IB	BTU/lb	19
ACETONA, METANOL, TERMEK		todas excepto presión			33
		presión saturación	PS	lb/ pulg ²	*
ETANOL, N-HEPTANO		todas			22
GAS COMBUSTION	GAS COMBUSTION	todas			46
solubilidades		oxígeno, nitrógeno, dióxido de carbono			19

* documento confidencial

APENDICE A-2: FACTORES DE INCOMBUSTACION EXTERIOR, NO, PARA GASES DE COMBUSTION, h ft² °F / BTU Y ESPACIAMIENTO RECOMENDADO ENTRE ALETAS RECOMENDADO, SF, pulg.

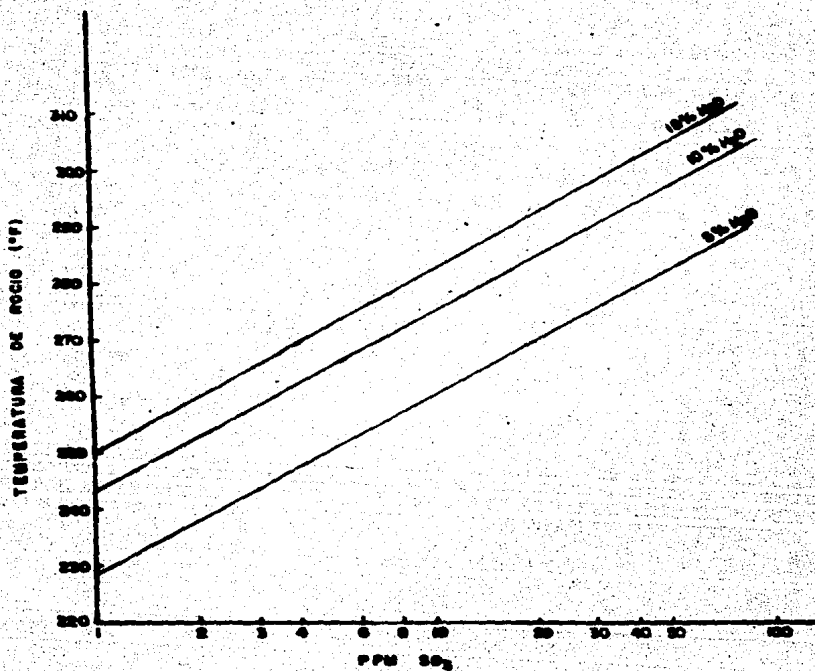
COMBUSTIBLE	AIRE SECO	GRAS NATURAL	PROPANO	BUTANO	COMBUS. no. 2	COMBUS. no. 6	ACEITE CRUDO	ACEITE RESIDUAL	CARBON	PIRRENA
NO	.0005	.001	.001	.001	.002	.003	.008	.01	.01	.01
		.003	.003	.003	.004	.007	.015	.02	.05	.05
SF	.05	.07	.07	.07	.012	.18	.20	.20	.34	.34

APENDICE A-3: FACTORES DE INCOMBUSTACION PARA AGUA Y AGUA DE MAR, h ft² °F / BTU.

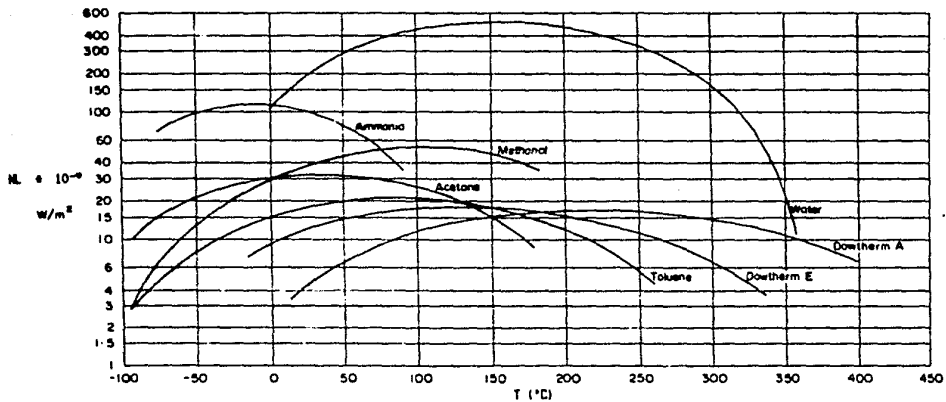
Temperaturas del agua	123°F o menos		arriba de 123°F	
	Velocidad del agua pies / s			
Tipo de agua	3 pies/s o menos		arriba de 3 pies/s	
	3 pies/s o menos	arriba de 3 pies/s	3 pies/s o menos	arriba de 3 pies/s
Agua de Mar	.0085	.0005	.001	.001
Agua Salobre	.002	.001	.003	.002
Agua de enfriamiento de máquinas	.001	.001	.001	.001
Agua destilada	.0005	.0005	.0005	.0005
Agua de alimentación a calderas, tratada	.001	.0005	.001	.001

Líquidos orgánicos .001 h ft² °F / BTU
 Vapores de alcohol .0 h ft² °F / BTU

Vapores orgánicos .0005 h ft² °F / BTU



TEMPERATURA DE ROCIO DE GASES DE COMBUSTION ACIDOS.



APENDICE A-5: FACTOR DE MERITO, NL , PARA TUBOS TERMICOS PROMOVIDOS POR CAPILARIDAD.

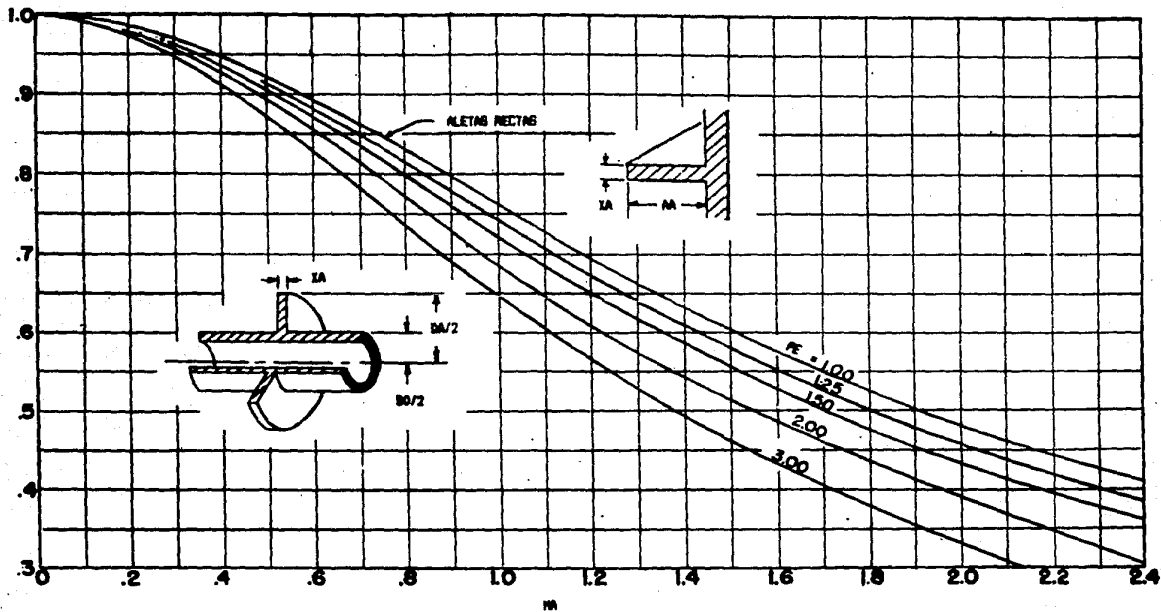


FIGURA A-6: EFICIENCIA DE ALETAS ANGALES

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

1. Delyannis A. A. y E. A. Delyannis, GELIN HANDBUCH DER ANORGANISCHEN CHEMIE. Ed. Springer-Verlag (Gelin Institute). Berlin, 1974.
2. Kemmer F. y J. Mc Callion, MANUAL DEL AGUA. SU NATURALEZA, TRATAMIENTO, Y APLICACIONES. Nalco Chemical Co. Mc Graw Hill, 1a ed. México, 1982.
3. U.S. Dept. of the Interior, Office of Saline Water OSW, TECHNICAL DATA BOOK.
4. Mc Ilhenny W.F. y M.A. Zeitoun, "A Chemical Engineer's Guide to Seawater Part 2", Chem. Eng. 76, 251, 1969.
5. Water Reuse Promotion Center ed., GENERAL DESCRIPTION OF DEBALINATION PROCESSES WITH THEIR COMPARISON AND EVALUATION, Doc. 5541, Tokio, 1980.
6. Stern G., B. J. Bayles y O. H. Chukumerije, "Choosing Materials for Desalting by Distillation", Chem. Eng., 87, 171, 1980.
7. Mechanical Equipment Co. VAPOR COMPRESSION DISTILLATION, WASTE HEAT RECOVERY WATER MAKER. Catálogo de Fabricante. 1986.
8. Permutit. WATER & WASTE TREATMENT FOR INDUSTRY & MUNICIPALITY. Catálogos de Fabricante. 1986.
9. Sideman S. "Some Design Aspects of Thin Film Evaporators/Condensers in Water Desalination". En HEAT EXCHANGERS. THERMAL-HYDRAULIC FUNDAMENTALS AND DESIGN, Kakac S., A. E. Bergles y F. Mayinger, p.681. Mc. Graw Hill, USA, 1981.

10. Mc Ilhenny W.F. y M. A. Zeitoun, "A Chemical Engineer's Guide to Seawater Part 1" Chem. Eng. 76, 81, 1969.
11. Amerlaan A.C.F. "Seawater Desalting Energy Requirements as a Function of Various Local Conditions", Desalination, 40, 317, 1982.
12. Rautenbach R. y B. Arzt, "Gas Turbine Waste Heat Utilization for Distillation", Desalination, 52, 105, 1985.
14. Finnegan D. R. y W. N. Wagner, "Process Selection Guide to Seawater Desalting", Desalination, 38, 29, 1981.
15. Wagner W. N. y D. R. Finnegan, "Select a Seawater Desalting Process", Chem. Eng. 90, 71, 1983.
16. Morris M., "A Comparison of Desalting Processes from an Energy Point of View" Desalination, 40, 237, 1982.
17. Winters H., I. R. Isquith y R. Bankish, "Influence of Desalination Effluents on Marine Ecosystems" Desalination, 30, 403, 1979
18. Kern D.O., PROCESS HEAT TRANSFER. 1st. ed. Mc. Graw Hill, Tokio, 1950
19. Water Reuse Promotion Center, SALINE WATER CONVERSION BY MULTISTAGE FLASH DISTILLATION METHOD. Doc. 5542, Tokio, 1980.
20. McCabe W. L. y J. C. Smith, UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING. 3d. ed. Mc Graw Hill, Tokio, 1976.
21. Perry R.H. y C. H. Chilton, CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK. 5th ed. Mc Graw Hill, New York, 1973.

22. Heat Exchanger Design Handbook. vol. 2. FLUID MECHANICS AND HEAT TRANSFER. Hemisphere, 1983.
23. Hougen O. A., K. M. Watson y R. A. Ragatz, CHEMICAL PROCESS PRINCIPLE Part 1. Material & Energy Balances. 2a ed. John Wiley, New York, 1966.
24. A. C. S. Industries Inc. Mr. Mesh Entrainment Separators. Calculation Method for Sizing Wire Mesh Extractors and Separators. Woonsocket R. I. Catálogo de Fabricante.
25. Koch Engineering Co. DIVMET Division., FLEXIMESH DESIGN MANUAL. New Jersey. Catálogo de Fabricante.
26. Ludwig E. E. APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS VOL. 1. Gulf Pub. Co. Houston, 1965.
27. Heat Exchange Institute. STANDARDS FOR STEAM SURFACE CONDENSERS. Secc. 4 Venting Equipment Capacity. 7a. ed., 1978.
28. Jumpeter A. M., "Jet Pumps". En PUMP HANDBOOK Sección 4, Karassik I. J., Mc Graw Hill, New York.
29. AMETEK, "Ejectors and Their Applications" 2a impresión. Cornwells Heights Pa. 1977. Catálogo Comercial.
30. Stratton H., "Liquid Jet Eductors- The "Pumps" with No Moving Parts", Plant Engineering, abr.29, 215, 1976.
31. Engel M. O., "Some Problems in the Design and Operation of Jet Ejectors", Proc. Inst. Mech. Engr. 177, 1963
32. Pacini F. "Gas Turbines in Desalination Plants", Desalination, 45, 281, 1983

33. Engineering Science Data Unit. HEAT PIPES - GENERAL INFORMATION ON THEIR USE, OPERATION AND DESIGN. Data Item No. 80013. London, 1980
34. Dunn P.D. y D.A. Reay, HEAT PIPES. 1a. ed. Pergamon Press. Oxford, 1976
35. Foust A.S., et al, PRINCIPIOS DE OPERACIONES UNITARIAS. 1a ed. Cia. Ed. Continental. México 1980.
36. Mc Adams W.H., HEAT TRANSMISION, 3a. ed. Mc Graw Hill, Tokio, 1954
37. Rabas T. J. y D. Cane, "An Update of Intube Forced Convection Heat Transfer Coefficients of Water", Desalination 44, 109, 1983
38. Dodd R. Heat Exchangers Design, Performance and Operation for the Process Industries. Center for Professional Advancement, (Conferencia dictada por Bell), New Jersey, dec. 4-8, 1978.
39. Heat Exchange Institute. STANDARS FOR STEAM JET EJECTORS. 1971.
40. Fair J. R. y A. Klip, "Thermal Design for Horizontal Reboilers", Chem. Eng. Progr. 79, 86, 1983.
41. Ludwig E. E., APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS. Vol 3, Gulf Pub. Co. Houston 1965.
42. PROCESS HEAT TRANSFER. Mc Graw Hill. 1984.
43. Pallen J. W. y W. M. Small, "New Way to Design Kettle and Internal Reboiler", Hydroc. Process. 43, 199, 1964.
44. Tammami B., "Simplifying Reboiler Entrainment Calculations", Oil & Gas J. 83, 134, 1985.

45. Vyas B. D. y S. Kar, "Standardisation of Water Jet Pumps", Symp. on Jet Pumps and Ejectors. Paper 10, London 1st. Nov. 1972. p. 155.
46. ESCDA Fin tube Co. DESIGN MANUAL. Pryor Oklahoma, 1979. Catálogo de Fabricante.
47. Kern, D.Q. y A. P. Kraus, EXTENDED SURFACE HEAT TRANSFER. Mc Graw Hill, New York, 1972.
48. Kays W. M. y A. L. London, COMPACT HEAT EXCHANGERS. 2a. ed. Mc Graw Hill. New York, 1964.
49. Engineering Sciences Data Unit. HEAT PIPES - PERFORMANCE OF CAPILLARY - DRIVEN DESIGNS. Data Item No. 79012. Londres, 1979
50. Engineering Sciences Data Unit. HEAT PIPES - PERFORMANCE OF TWO PHASE CLOSED THERMOSYPHONS. Data Item No. 81038. Londres, 1981
51. Engineering Sciences Data Unit. HEAT PIPES - PROPERTIES OF COMMON SMALL - PORE WICKS. Data Item No. 79013. Londres, 1979
52. Engineering Sciences Data Unit. THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF HEAT PIPE WORKING FLUIDS: OPERATING RANGE BETWEEN -60°C AND 300°C. Data Item No. 80017. Londres, 1980.