

Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA

**ANALISIS EXERGETICOS Y ECONOMICOS EN ESQUEMAS
DE DESTILACION CON TERMOTRANSPORTADOR PROPUESTO.
TOMANDO COMO EJEMPLO LA SEPARACION DE PROPANO
PROPILENO.**



T E S I S

AMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUIMICA

Que para obtener el título de
INGENIERO QUIMICO

present a

ANDONI JOSEP AUSTRICH SENCOSIAIN

1 9 8 2



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

INDICE

1. Introducción	1
2. Exergía	5
2.1. Concepto de la exergía y su utilidad	5
2.1.1. Definición de exergía	5
2.1.2. Utilidad de la exergía	5
2.1.3. Anergía	6
2.2. Desarrollo termodinámico de la exergía	7
2.3. Balance de exergías	8
2.3.1. Balance de exergías en un sistema	8
2.3.2. Aspecto termodinámico de los balances de exergía	12
2.3.2.1. Término trabajo	12
2.3.2.2. Pérdidas	12
2.3.2.3. Exergía térmica	13
2.3.2.4. Exergía de transformación	14
2.3.3. Eficiencia exergética	15
3. Termotransportadores	16
3.1. Definiciones	17
3.2. Termotransportadores por compresión	18
3.2.1. Ciclo inverso de Rankine	19

3.2.2. Factores que afectan la eficiencia	21
3.2.2.1. La diferencia de temperaturas requeridas para la transferencia de calor	21
3.2.2.2. Potencia consumida por equipos auxiliares	23
3.2.2.3. Factores de ensuciamiento	23
3.2.2.4. Variaciones de temperatura de la fuente de calor	23
3.2.2.5. La eficiencia del compresor	23
3.2.2.6. Los motores de combustión	25
3.2.2.7. Los dispositivos de expansión	25
3.2.3. Termotransportadores por compresión ciclo abierto	25
3.3. Termotransportadores por absorción	27
3.3.1. Definición y clasificación	27
3.3.2. Termotransportadores por absorción de tipo I	29
3.3.3. Termotransportadores por absorción de tipo II	31
3.4. Termotransportadores por reacción química	32
3.5. Termotransportadores termoeléctricos	35
4. Aplicación de los termotransportadores a esquemas de destilación	36
4.1. Análisis de los esquemas de destilación	36
4.1.1. Esquema básico de destilación	36
4.1.2. Esquema de destilación con precalentamiento de la alimentación usando el calor de los productos de fondos	37
4.1.3. Esquema de destilación con termotransportador	40
4.1.4. Eficiencia exergética en los esquemas de destilación	42
4.2. Criterios de selección del termotransportador	42

5. Descripción de los esquemas de destilación con termotransportadores propuestos	44
5.1. Esquema con torre de destilación a presión alta	45
5.2. Esquema con torre de destilación a presión baja	51
5.3. Esquema con torre de destilación a presión intermedia	54
6. Caso de estudio	56
6.1. Presentación del caso de estudio y métodos de cálculo empleados	56
6.2. Presentación de resultados para el análisis comparativo	58
6.3. Análisis comparativo	84
6.3.1. Eficiencia exergetica y presión de destilación	84
6.3.2. Eficiencia exergetica y costos de servicio	86
6.3.3. Otras opciones	87
6.3.4. Alternativa seleccionada	88
6.3.5. Condiciones de operación	89
7. Conclusiones	90
Nomenclatura	92
Bibliografía	98

INTRODUCCION

Entre las necesidades fundamentales de la segunda mitad de nuestro siglo el disponer de suficiente energía a costos sociales bajos es una de las más apremiantes. De esta necesidad, que se agudiza en los países industrializados debido al mayor consumo per capita, no se escapan los países con altas reservas de energéticos, como México, baste recordar la crisis de energía eléctrica de 1980.

Su alto consumo ha sido la causa de que se busquen nuevas fuentes de energía así como de que se investiguen mejores formas de aprovechamiento de las existentes.

Una de estas formas de aprovechamiento son las bombas de calor o "termotransportadores".

La presente Tesis tiene como objetivos:

- 1) Mostrar cómo los termotransportadores representan una alternativa para optimizar el aprovechamiento de la energía en algunos procesos de destilación.
- 2) Presentar cómo la exergía es un concepto útil para el análisis del flujo de energía en todas sus manifestaciones, en sistemas y procesos.

La secuencia seguida para cubrir estos objetivos consiste en partir de las definiciones de "exergía", "anergía", "eficiencia exergética" y relacionarlas con los conceptos tradicionales de la termo-

dinámica, para así plantear el balance de "exergía" en varios sistemas.

En el tercer capítulo se explica qué son los termotransportadores, cómo se clasifican, en qué se basa su funcionamiento y cuáles son las condiciones necesarias para su óptimo rendimiento; se plantean las ventajas del uso de los termotransportadores tanto como sus limitaciones.

En el cuarto capítulo se discute la aplicación de los termotransportadores para el ahorro de la energía en procesos de destilación. De la discusión se obtiene:

- 1) Los termotransportadores son una buena alternativa para disminuir el consumo de energía.
- 2) Existen varios esquemas, para los sistemas de destilación, que, empleando termotransportadores, cumplen satisfactoriamente con el uso eficiente de la energía.
- 3) Para seleccionar el esquema más apropiado se requiere comparar las alternativas en términos de balances exergéticos y desde el punto de vista económico.

El quinto capítulo y parte central de la Tesis presenta los diferentes esquemas de destilación normales y los que se generan al considerar en ellos termotransportadores. Estos esquemas se dividen de

acuerdo a la presión de operación de la torre en:

- 1) Esquemas a presión alta: esta presión es la necesaria para poder concentrar los vapores de domos utilizando agua de enfriamiento de noventa grados Fahrenheit a ciento quince. Dentro de estos esquemas se encuentra el de uso común.
- 2) Esquemas a presión baja: considerando el bajo consumo de agua de enfriamiento que se tiene en los esquemas anteriores con termotransportador, permite usar agua helada en lugar de agua de enfriamiento y bajar la presión de operación de la torre, con las conocidas ventajas que esto representa.
- 3) Esquemas a presión media: tienen una presión intermedia entre las dos anteriores y son aquellos que, usando agua de enfriamiento, retiran el calor de una corriente que se encuentra a una mayor temperatura que la de los vapores salidos de domos.

Una vez planteados los aspectos anteriores a nivel teórico, se prosigue en el capítulo sexto con la presentación de cálculos numéricos en base a un caso de estudio que consiste en una columna de fraccionamiento de una mezcla de propano-propileno. Se presentan los resultados en forma tabular, incluyendo el balance de materia y energía de cada uno de los esquemas alternativos y la eficiencia exergética de cada uno de ellos. Finalmente, se reportan las inversiones del

equipo de cada esquema, así como de operación y totales, para concluir con la discusión técnico-económica respectiva.

(*) Entendemos por "optimizar" el encontrar una mejor alternativa en cuanto al uso eficiente de la energía, aunque ésta no sea necesariamente la mejor.

EXERGIA

2.1 CONCEPTO DE EXERGIA Y SU UTILIDAD.

2.1.1. DEFINICION DE LA EXERGIA:

La exergía es un concepto de uso reciente que permite calcular la cantidad de energía útil en un sistema, relacionada a las condiciones del medio ambiente. La energía libre de Gibbs se define también como el trabajo neto máximo:

$$W_{max} = G = DH - T (DS)$$

La diferencia entre energía libre de Gibbs y exergía son la presión y la temperatura de referencia, que para la exergía son siempre las del medio ambiente.

Por lo tanto, la exergía es igual a la energía libre de Gibbs, si se consideran como condiciones de referencia las del medio ambiente.

2.1.2. UTILIDAD DE LA EXERGIA:

El concepto de exergía es útil en tanto que es una energía libre e indica qué porcentaje de la energía usada en un proceso se ha degradado, por lo que es imposible utilizarla como trabajo.

Tomando como referencia las condiciones ambiente, al hacer el análisis del proceso, se permite tener en cuenta los alrededores, mientras que un análisis de entalpías tan sólo da la situación del siste-

mas y sus interrelaciones sin tomar en cuenta el medio que lo rodea.

Al analizar los sistemas y procesos con el concepto de exergía permite saber cuál es su eficiencia termodinámica ayudando, de este modo, en la selección del mejor de ellos.

2.1.3. ANERGIA:

Este concepto es el complementario del de exergía, y consiste en la energía que se halla dentro de un sistema, y que es imposible convertirlo en trabajo a las condiciones ambiente. (Fig. 1)

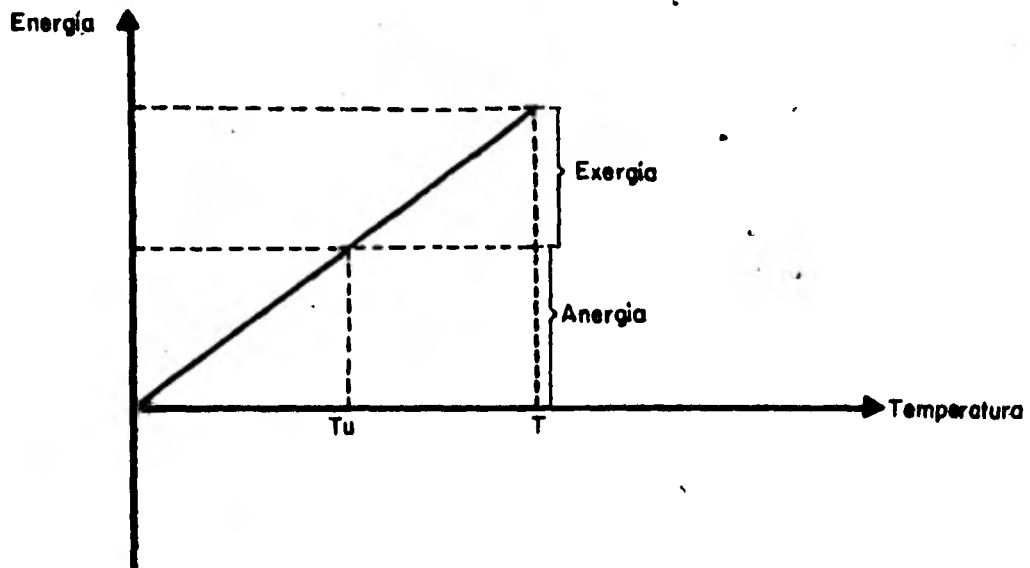


Figura 1.- Gráfico que representa la relación entre la energía, la exergía y la anergia. (T... ..)

$$\text{Energía} = \text{Exergía} + \text{Anergía}$$

2.2. DESARROLLO TERMODINAMICO DE LA EXERGIA:

En el presente inciso se darán los valores de la exergía en distintos procesos comunes en la industria de la transformación.

De la segunda ley de la termodinámica tenemos que el trabajo máximo que un sistema puede dar a sus alrededores está dado por la siguiente relación:

$$W_{\max} = Q_{\text{rev}} \left(\frac{T - T_u}{T} \right)$$

Aplicando esta ecuación a diferentes procesos y teniendo en cuenta la definición de exergía se obtiene:

a) Calentamiento de un sistema:

$$Ex = W_{\max} = Q_{\text{rev}} \left(\frac{T - T_u}{T} \right) = \frac{Q_{\text{rev}}}{T} (T - T_u) = DS (T - T_u)$$

b) Enfriamiento de un sistema:

$$Ex = W_{\min} = Q \left(\frac{T - T_u}{T} \right) = Q - Q \left(\frac{T_u}{T} \right)$$

c) Estado estacionario y reversible:

$$Ex = W_{\max} = Q - \frac{Q}{T} (T_u) = DH - DS (T_u)$$

Como DH = energía total disponible tenemos

$$DS (T_u) = \text{Energía}$$

d) Para los sistemas que se encuentran a temperatura inferior a la del medio ambiente, tenemos:

$$T < T_u \quad \text{y} \quad T > 0$$

Por tanto

$$T_u (S - S_u) < 0$$

$$| T_u (S - S_u) | > | H - H_u |$$

Lo que nos da por resultado que la exergía sea mayor que cero.

e) La compresión de un gas ideal implica:

$$H = H_u$$

$$S < S_u$$

Por tanto

$$Ex = - T_u (S - S_u)$$

y como

$$\left(\frac{dS}{dP} \right)_T = - \left(\frac{dV}{dT} \right)_P = - \frac{R}{P}$$

Por tanto

$$Ex = RT \left(\ln \left(\frac{P}{P_u} \right) \right)$$

f) Para compresión de un líquido:

$$E = E_u$$

$$S = S_u$$

Por tanto

$$E_x = DH = V (DP)$$

2.3. BALANCE DE EXERGIAS

2.3.1. FUENTE DE EXERGIAS EN UN SISTEMA:

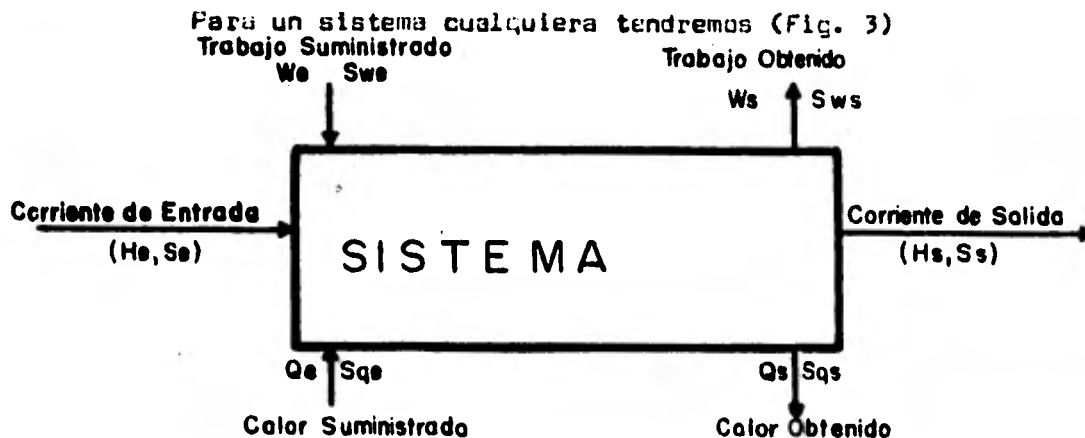


Figura 3.- Representación de un sistema y su balance energético.

De acuerdo a un balance de entalpías y por la primera ley de la termodinámica tendremos:

$$H_e + W_e + Q_e - (W_s + Q_s + H_s - q) = 0$$

donde la entalpía de la corriente de alimentación está representada por H_e y la entalpía de la corriente que sale del sistema está re-

presentada por H_s .

Esta ecuación, si referimos sus entalpías a las condiciones ambiente, tenemos:

$$Dh_e + W_e + Q_e - (W_s + Q_s + Dh_s = q) = 0 \dots (1)$$

Aplicando a este mismo sistema su balance de entropías obtenemos que la entropía que entra menos la entropía que sale más la entropía que se genera es igual a la entropía que se acumula. Refiriendo a la fig. 3 el anterior enunciado se obtiene:

$$S_e + S_{we} + S_{qe} - (S_s + S_{ws} + S_{qs}) + S_{gen} - S_{acum} = 0$$

Si se refieren ahora las entropías a las condiciones ambiente y se multiplican por la temperatura ambiente se obtiene:

$$T_u (Dh_e + W_e + Q_e) - T_u (Dh_s + W_s + Q_s) + T_u (S_{gen} - S_{acum}) = 0 \dots (2)$$

restando esta ecuación número 2 de la ecuación 1 :

$$\begin{aligned} Dh_e - T_u Dh_e + W_e - T_u W_s + Q_e - T_u Q_s &= \\ Dh_s - T_u Dh_s + W_s - T_u W_s + Q_s - T_u Q_s - (q - T_u (-S_{gen} + S_{acum})) &\dots (3) \end{aligned}$$

Entonces, por definición de exergía tenemos:

$$E_e = Dh_e - T_u Dh_e$$

$$E_s = Dh_s - T_u Dh_s$$

Además de la definición de entropía tenemos:

$$S = \frac{L_{rev}}{T}$$

Por tanto

$$q_s - T_u S_{qs} = q_s \left(1 - \frac{T_u}{T} \right) = q_s (N)$$

$$q_e = T_e S_{qe} = q_e \left(1 - \frac{T_u}{T} \right) = q_e (N)$$

Asimismo se tiene que el trabajo posee entropía igual a cero:

$$S_w = 0$$

Finalmente se tiene que:

$$q - T_u (S^{gen} - S^{acum}) = H - T_u DS = L$$

que es una energía libre referida a condiciones ambiente, es decir, es una exergía. Por lo que en realidad la ecuación 3 representa un balance de exergías, quedando:

$$E_e + w_e + q_e N_e = E_s + w_s + q_s N_s - L \quad \dots(4)$$

Esta es una ecuación en la cual todos los términos que posee son exergías, y tiene ventajas sobre un balance de entalpías en lo que respecta a:

- 1) Involucra los alrededores, y
- 2) Nos permite calcular la eficiencia termodinámica del proceso.

Los alrededores porque en tanto que toma en cuenta las condiciones de los mismos, permite saber cuál es el trabajo máximo disponible.

Para comprender el aspecto de la eficiencia termodinámica del proceso, conviene analizar cada término.

2.3.2. ASPECTO TERMODINAMICO DE LOS BALANCES DE EXERGIA

En el presente inciso se analizará cada uno de los términos de la ecuación 4.

$$E_e + W_e + Q_e \dot{N}_e = E_s + W_s + Q_s \dot{N}_s - L$$

2.3.2.1. Término trabajo:

Como corresponde a la definición de exergía (trabajo neto máximo referido a las condiciones ambiente) y en cuanto el trabajo, como tal, siempre es un trabajo neto máximo tendremos que el trabajo siempre tiene una eficiencia del cien por ciento; es decir, el trabajo es siempre totalmente exergía.

2.3.2.2. Pérdidas (L):

Debido a la imperfección de un sistema, siempre existen pérdidas de energía en forma de calor (la forma más degradada de la energía), lo que ocasiona que existan pérdidas de exergía e irreversibilidades de un proceso.

Las causas de estas pérdidas pueden ser:

- a) Disipación por fricción.
- b) Transferencia de calor. (Lo que ocasiona una reducción de la temperatura con lo que, aunque obtengamos la misma energía, ésta se encuentra más cercana a la temperatura ambiente, por lo que su valor exergético es menor).
- c) Reacciones químicas. (La energía de unión de los átomos en una molécula es cien por ciento exergía, sin embargo, éstos, al reaccionar, por ejemplo en una combustión, liberan calor, lo que ocasiona una degradación del valor exergético de esta energía).
- d) Mezclas físicas.

2.3.2.3. Exergía térmica:

Como se aprecia, por la deducción del balance de exergías:

$$E_q = \eta_c (\dot{Q})$$

donde η_c es el coeficiente de Carnot cuyo comportamiento se puede apreciar en la fig. 4.

Esta eficiencia sólo se obtiene por medio de un ciclo reversible perfecto que trabaje entre las temperaturas T_u y T .

Gracias al coeficiente y a la gráfica se puede llegar a las siguientes conclusiones:

- a) Es más valiosa la energía cuando se encuentra a más altas temperaturas.
- b) A temperatura ambiente, el valor exergético es cero, es decir, no tenemos propiamente energía térmica aprovechable.
- c) Se necesita trabajo para transferir calor a temperaturas inferiores al ambiente (refrigeración).

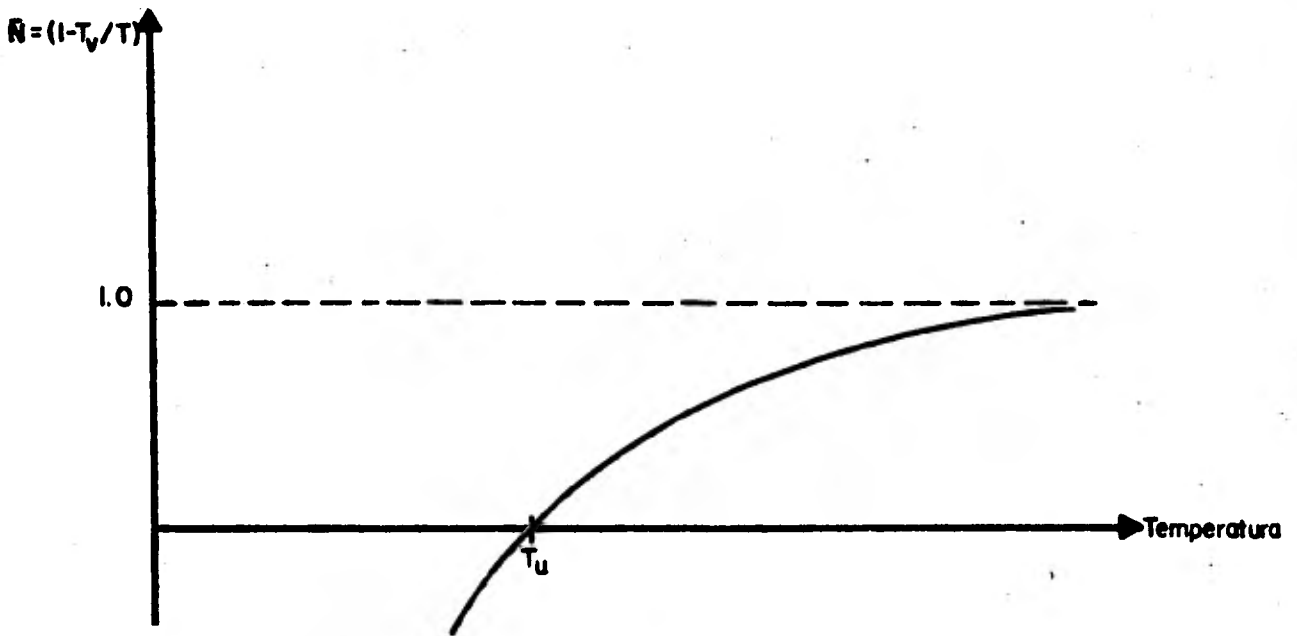


Figura 4.- Gráfica de la variación de la eficiencia termodinámica con la temperatura.

2.3.2.4. Exergía de transformación:

Esta exergía es la que posee una corriente de proceso debido a sus condiciones: presión, volumen, temperatura, composición.

Es la más difícil de evaluar; sin embargo, esto es posible y directo de la definición de exergía.

2.3.3. EFICIENCIA EXERGÉTICA:

Este concepto es el que nos permite evaluar el rendimiento termodinámico de un proceso y, por lo tanto, el aprovechamiento de la energía en el mismo.

La eficiencia exergética tiene por definición: la exergía que sale sobre la exergía que entra, que se pueda expresar:

$$n = \frac{E_s + W_s + E_{qs}}{E_e + W_e + E_{qe}} = \frac{E_e + W_e + E_{qe} - L}{E_e + W_e + E_{qe}} = 1 - \frac{L}{E_e + W_e + E_{qe}}$$

Por el primer principio de la termodinámica tenemos que las pérdidas siempre serán menores o, cuando mucho, iguales a la energía que entra, por lo que la eficiencia energética siempre tendrá valores positivos.

Por el segundo principio tenemos que las pérdidas siempre son mayores a cero y sólo en el estado reversible pueden ser iguales a cero. Por lo tanto, la eficiencia exergética siempre es menor o cuando mucho igual a uno.

El valor de este coeficiente consiste en que por él se obtiene el valor del rendimiento termodinámico de la energía, en un proceso dado. De decir, se indica la eficiencia con la que se usa la energía en el proceso.

TERMOTRANSPORTADORES

Los termotransportadores o bombas de calor son un arreglo de equipo que permiten conducir calor de fuentes térmicas que se encuentran a baja temperatura hacia puntos que estén a una temperatura mayor, mediante el uso de trabajo. El ejemplo por todos conocido es el refrigerador doméstico.

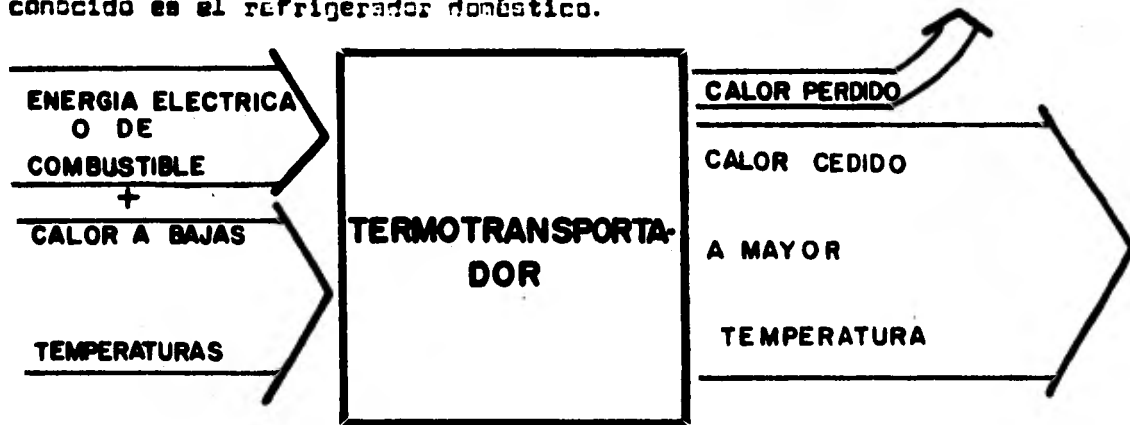


Figura 1.- Esquemas del funcionamiento de un termotransportador.

Estos termotransportadores se pueden clasificar según el proceso físico involucrado en:

- a) Termotransportadores por compresión.
- b) Termotransportadores por absorción.
- c) Termotransportadores por reacción química.
- d) Termotransportadores termopélicos.

O se pueden clasificar al tipo de ciclo involucrado:

- a) Termotransportadores de ciclo cerrado.
- b) Termotransportadores de ciclo abierto.

3.1. DEFINICIONES:

Las siguientes definiciones son de uso común en ingeniería:

- a) Eficiencia térmica de una máquina.- Se define como el trabajo obtenido por unidad de energía térmica suministrada.

$$\eta = \frac{W_s}{Q_e} \dots (1)$$

- b) Coeficiente de desempeño de máquinas refrigerantes.- Se define como el calor desalojado por unidad de trabajo suministrada.

$$COP = \frac{Q_e}{W_e} \dots (2)$$

- c) Coeficiente de desempeño de un termotransportador.- Se define como el calor obtenido por unidad de trabajo dada.

$$COPR = \frac{Q_s}{W_e} \dots (3)$$

- d) Razón de calores.- Se define como el calor obtenido por unidad de calor suministrada a alta temperatura.

$$F = \frac{Q_s}{Q_e} \dots (4)$$

- e) Coeficiente de energía primaria.- Se lo representa por "PER" y es la cantidad de energía obtenida por energía primaria suministrada.

3.2. TERMOTRANSPORTADORES POR COMPRESION:

Son aquellos en los cuales se encuentra involucrada la compresión de un gas, en un ciclo inverso de RANKINE.

3.2.1. CICLO INVERSO DE RANKINE

Este ciclo consiste en:

- a) La compresión de un gas saturado o sobrecalentado. (1-2)
- c) Un enfriamiento hasta tener un líquido saturado o subenfriado. (2-3)
- d) Una expansión isoentálpica. (3-4)
- e) Un calentamiento hasta obtener el gas original. (4-1)
(Figs. 2 y 3)

El sistema más elemental en el cual se puede realizar este ciclo se aprecia en la fig. 1. Y consiste de las siguientes partes:

- a) Compresor.
- c) Condensador (donde se cede calor).
- d) Dispositivo de expansión (válvula).
- e) Evaporador (donde se toma calor).

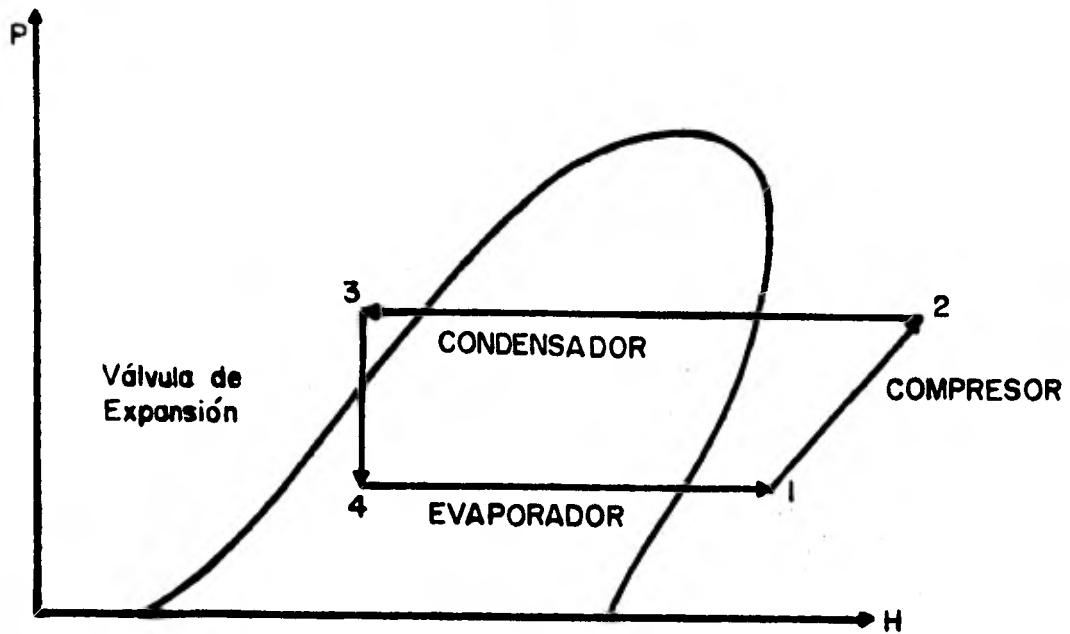


Figura 2.- Ruta seguida por el refrigerante de un termotransportador por compresión, ciclo cerrado.

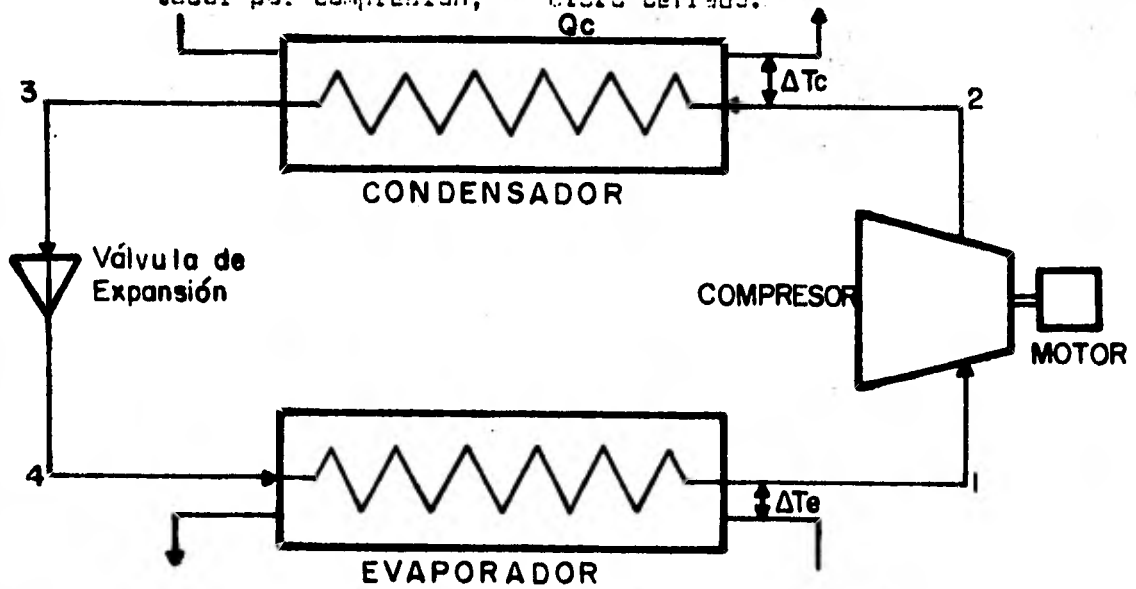


Figura 3.- Esquema de un termotransportador por compresión, de ciclo cerrado.

Las ecuaciones que rigen este ciclo son:

- 1) Calor cedido en el condensador.

$$Q_c = M_r (h_2 - h_3) \dots (6)$$

- 2) Calor tomado en el evaporador.

$$Q_e = M_r (h_1 - h_4) \dots (7)$$

- 3) Trabajo dado por el compresor, suponiendo una compresión isentrópica.

$$w_i = M_r (h_2 - h_1) \dots (8)$$

- 4) Trabajo real ejecutado por el compresor.

$$w_c = \frac{M_r (h_2 - h_1)}{N_i} \dots (9)$$

- 5) Trabajo realizado por el motor, tomando en cuenta la eficiencia del compresor.

$$w = \frac{M_r (h_2 - h_1)}{N_i (N_o)} \dots (10)$$

donde:

$$N_o = N_m (N_e) N_{mc} \dots (11)$$

N_m = eficiencia mecánica del motor.

N_e = eficiencia eléctrica del motor.

N_{mc} = eficiencia mecánica del compresor.

Si recordamos la definición de coeficiente de desempeño de un termotransportador, ecuación (3), y aplicamos el teorema de Carnot según el cual el valor máximo que puede llegar a tener es:

$$\text{COPHm} = \frac{T_c}{T_c - T_e} \dots (13)$$

que, comparado con el coeficiente de desempeño de una máquina refrigerante nos dará:

$$\text{COPH} = \text{COP} + 1 \dots (14)$$

Si sustituimos las ecuaciones (6), (7) y (8) obtenemos otra correlación para el COPH, que es:

$$\text{COPH} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \dots (16)$$

lo que nos permite ver que cuanto más alta sea la temperatura a la salida del evaporador, mayor será nuestro COPH, lo mismo que contra más cercanas sean las temperaturas del evaporador y del condensador.

3.2.2. FACTORES QUE AFECTAN LA EFICIENCIA.

3.2.2.1. La diferencia de temperaturas requeridas para la transferencia de calor:

Debido a que el fluido a calentar en un intercambiador de calor no puede salir a una mayor temperatura que la temperatura de entrada del fluido a enfriar, y que para salir a la misma tem-

peratura sería necesaria un área infinita, se produce entonces un acercamiento de temperaturas entre la entrada del fluido a calentar en el condensador y el refrigerante, lo que igualmente sucede en el evaporador. Estos acercamientos afectan al rendimiento de la siguiente manera:

$$T_c = T_p + DT_c \dots (17)$$

$$T_e = T_c - DT_e \dots (18)$$

Normalmente, estos incrementos son del orden de cinco a diez grados centígrados, por lo que el COP_{HM} quedará:

$$\text{COP}_{HM} = \frac{T_c}{T_c - T_e} = \frac{T_p + DT_c}{T_p - T_s + (DT_c + DT_e)} \dots (20)$$

Y como la temperatura del fluido a calentar en el condensador menos la temperatura del fluido a enfriar en el evaporador siempre es menor que la temperatura del fluido a calentar en el condensador y, además, tenemos que el incremento de temperatura en el condensador siempre será menor que el incremento de temperatura en el condensador más el incremento de temperatura en el evaporador, resulta:

$$\frac{T_p}{T_p - T_s} < \frac{T_c}{T_c - T_e}$$

Por lo que estos acercamientos ocasionan una disminución en el valor del COP_{HM}.

3.2.2.2. Potencia consumida por auxiliares.

Las bombas, ventiladores u otros equipos que son necesarios y que consumen energía mecánica se suman al trabajo del compresor en la ecuación que determina el valor del COPM reduciéndolo.

La ineficiencia de estos equipos produce calor que puede ser usado para recuperar un poco el valor de su rendimiento

3.2.2.3. FACTORES DE ENSUCIAMIENTO:

El ensuciamiento del condensador del evaporador ocasiona que los acercamientos de temperatura aumenten su valor.

3.2.2.4. VARIACIONES DE TEMPERATURA DE LA FUENTE DE CALOR:

Estas variaciones de temperatura de la fuente de calor o fluido a calentar se pueden resolver por medio de una integración del valor del COPM con el tiempo y por unidad del mismo.

3.2.2.5. LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR:

Debido a que el ciclo irreversible de un compresor no existe, la eficiencia del mismo siempre es menor. Esta irreversibilidad se debe:

- a) Irreversibilidad interna.- Es el calor generado por la disipación viscosa del refrigerante, cierta parte de esta pérdida se recupera en el condensador, sin embargo siempre el COPM se ve disminuido. Su eficien-

cio esté dada por:

$$\eta_1 = \frac{(\text{COPH})_{\text{act}} - 1}{(\text{COPH})_1 - 1} \dots (21)$$

- b) Irreversibilidad externa.- Es la debida al calor que se pierde a través de las paredes del compresor.

De las dos la más significativa es la interna y para la mayoría de los compresores tenemos una eficiencia isoentrópica del setenta al ochenta por ciento y una eficiencia del motor del ochenta al noventa por ciento.

Sabiendo que para los compresores de desplazamiento positivo la masa movida es igual a la densidad del gas por la eficiencia volumétrica del compresor por el volumen del gas a las condiciones de salida y por el número de pasos, tendremos que la variable más significativa es la densidad, ya que al aumentar la temperatura del evaporador ésta aumenta, lo que ocasiona que el compresor requiera mayor potencia.

Estas variaciones dificultan el control del sistema y la solución a este problema sería modular la velocidad del compresor, pero esto resulta de un costo prohibitivo. Sin embargo, existen otras soluciones tales como:

- a) Acoplar de dos a cuatro poleas al motor para poder variar la velocidad del compresor.
- b) Hacer uso de varios compresores.
- c) Variar el barrido del pistón.
- d) Usar compresores rotatorios.

3.2.2.6. Motores de combustión:

Estos dan un mejor rendimiento, ya que puede ser aprovechado el calor de la combustión. Y esta eficiencia puede llegar a dar un PER dos veces mayor al de un motor eléctrico, teniendo ambas el mismo COPH.

Tienen como muy seria desventajas sus altos costos de mantenimiento, el ruido que producen y los gases de combustión.

3.2.2.7. Dispositivos de expansión:

Su importancia no nada más está en la caída de presión, sino también por el efecto que producen en el flujo del refrigerante. Los dispositivos de expansión pueden ser:

- a) Válvula reguladora.
- b) Tubo capilar.
- c) Una turbina de expansión.- Este dispositivo permite recuperar cierto trabajo para el compresor, sin embargo los problemas de control que presenta lo hacen impracticable.

3.2.3. TERMOESTRANSPORTADORES POR COMPRESION DE CICLO ABIERTO:

Es el mismo sistema que de ciclo cerrado, tan sólo difieren en que en lugar de usar un refrigerante se usa directamente el fluido que se desea calentar.

Un caso de particular interés lo representa el termocompresor, (ver figs. 4 y 5) el cual se utiliza para purificar fluidos, llegando a trabajar hasta con diferencias de temperatura entre el condensador y el evaporador de tan sólo siete grados centígrados y un COPM de nueve. Estos se están utilizando actualmente en la purificación de líquidos y en la obtención de agua dulce a partir de agua salobre.

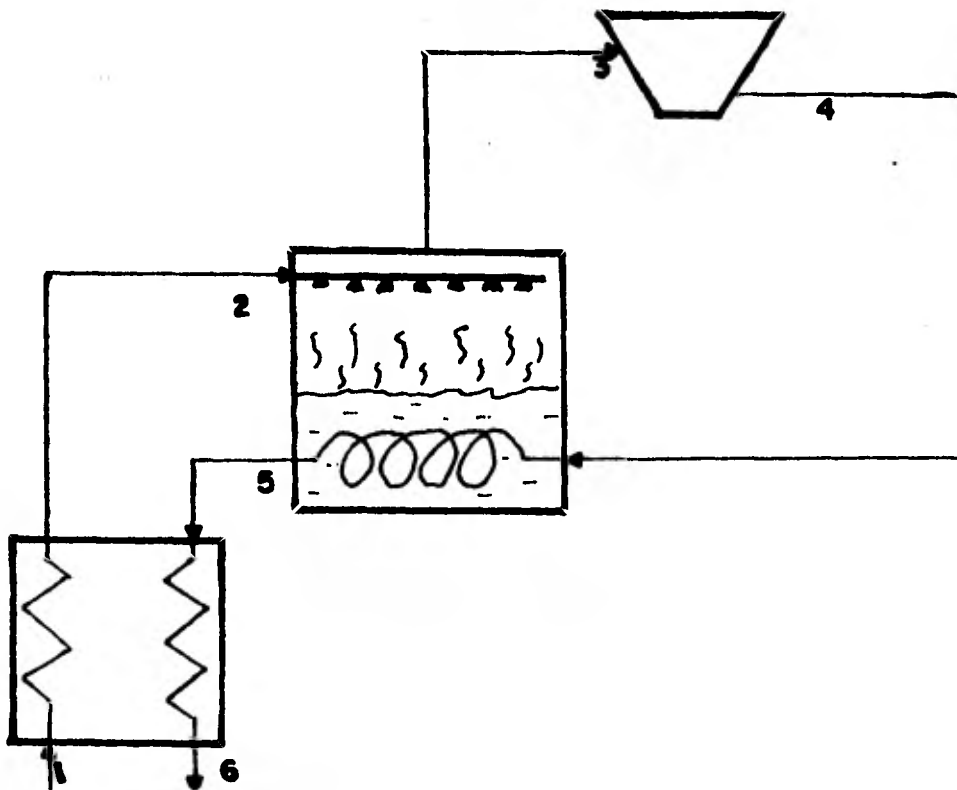


Figura 4.- Termosifón (termotransportador por compresión, de ciclo abierto).

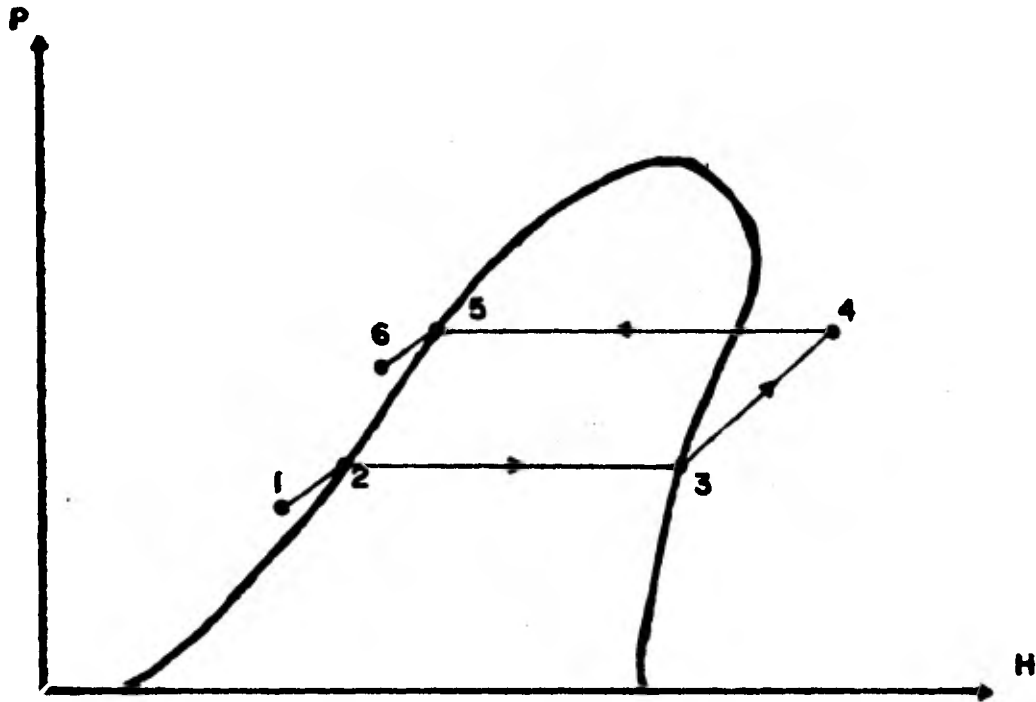


Figura 5.- Ciclo seguido en un diagrama de presión contra entalpía por un termotransportador de ciclo abierto.

3.3. TERMOTRANSPORTADORES POR ABSORCIÓN.

3.3.1. DEFINICIÓN Y CLASIFICACIÓN:

Estos termotransportadores funcionan a través de un ciclo de absorción y se usan para diferencias de temperaturas más restringidas / a temperaturas más bajas (esta última restricción se debe a que siempre se han usado sistemas amoníaco-agua o bromuro de litio-agua. Sin embargo, es de esperar que si, en la práctica se prueba su efi-

ciencia la busquen otros sistemas).

Estos sistemas ya se han usado en la industria de la refrigeración con máquinas de varios modelos.

La ciencia y la tecnología involucradas en esta tecnología operadora caen en alguna de estas tres áreas:

- a) Ciclo de operación.
- b) Par refrigerante-absorbente usado.
- c) Maquinas mecánicas.

Para los objetivos de la presente tesis sólo es de interés el primer punto.

El ciclo de un termostato portador de solución se puede ver en la fig. 6 este esquema es general para cualquier termostato portador por absorción.

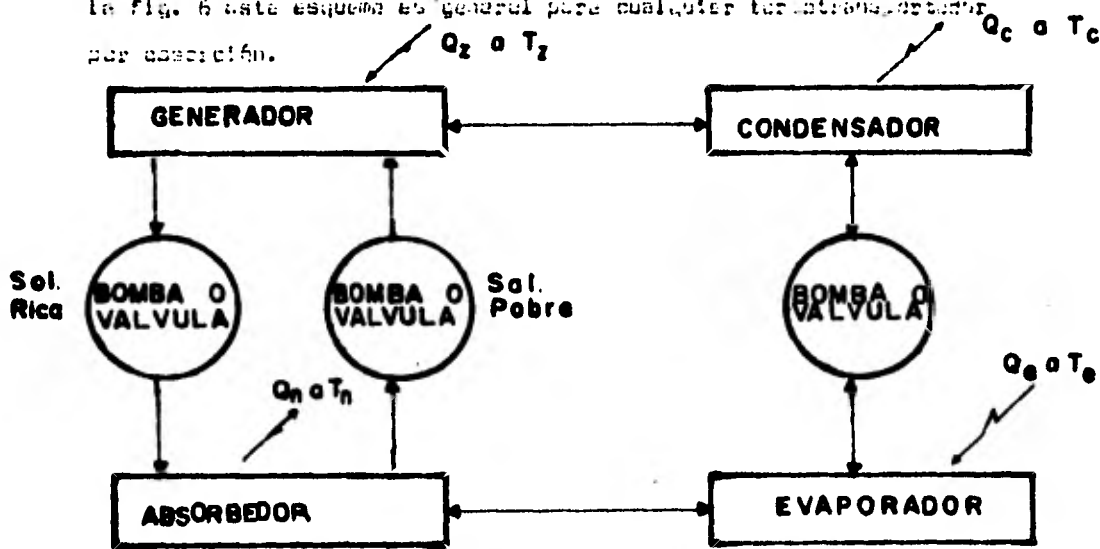


Figura 6. Ciclo de termostato portador de solución por absorción.

El vapor del refrigerante entra al absorbedor, donde se encuentra una solución pobre en refrigerante que lo absorbe. De ahí es transportada al generador, donde el refrigerante es desorcido y para lo cual se requiere calor. El absorbente regresa al absorbedor y el refrigerante pasa al condensador a ceder calor, de ahí al evaporador a recibir calor y de éste lugar, nuevamente, al absorbedor. (ver fig. 6).

Los termotransportadores por absorción se dividen en:

- a) De tipo 1.
- b) De tipo 2.

La diferencia entre uno y otro se debe a la presión en que trabajan, ya que en el termotransportador de tipo 1 la presión en el absorbedor es menor que la presión en el generador mientras que en los termotransportadores del tipo 2 la presión en el absorbedor es mayor a la presión en el generador. Por ello es que las bombas y las válvulas de expansión ocupan lugares contrarios en cada ciclo.

3.3.2. TERMOTRANSPORTADORES POR ABSORCIÓN DE TIPO 1:

En este ciclo el vapor a baja presión entra en el absorbedor, donde el absorbente lo toma y se genera un calor " Q_1 " a una temperatura " T_1 ". Esta mezcla ahí formada es bombeada e intercambia calor con el absorbente proveniente del generador, para pasar al generador donde absorbe un calor " Q_2 " a una temperatura " T_2 " y el

refrigerante se desasora del líquido transportador. El refrigerante pasa al condensador, donde cede calor " Q_c " a una temperatura " T_c ", para pasar a la válvula de expansión, donde pierde presión y disminuye su temperatura y de ahí pasa al evaporador donde recibe calor " Q_e " a una temperatura de la fuente " T_e " y nuevamente al absorbedor, con lo que se cierra el ciclo (ver fig. 7).

Debido a que a mayor presión mayor temperatura y, examinando el ciclo, se tiene:

$$T_2 > T_c > T_e$$

$$T_2 > T_n > T_e$$

Para tener una temperatura homogénea de salida se suele hacer que la temperatura que se obtiene en el condensador sea igual a la temperatura que se obtiene en el absorbedor, aunque esto no es indispensable. La razón de calores será:

$$F = \frac{Q_e + Q_c}{Q_2} > 1$$

Se puede apreciar que el único trabajo añadido al sistema es el de la bomba, que si lo comparamos con el trabajo requerido en un compresor, que requieren los termotransportadores por compresión, resulta despreciable. Razón por la cual no se usa el COPM para su análisis.

El tipo 1 es especialmente útil cuando tenemos dos posibles fuentes de energía térmica: una mayor de la necesaria y otra menor.

El uso de esta manera la fuente de mayor temperatura da por resultado que se obtiene una mayor energía que utilizando un intercambiador de calor, basta con ver que la razón de calores es mayor que 1.

3.3.3. TERMO-TRANSPORTADORES POR ASORCIÓN DE TIPO 2:

En este ciclo se sufre una inversión en las presiones entre el absorbedor y el generador.

Por lo tanto, en este ciclo tendremos que el vapor de alta presión entra al absorbedor, donde se mezcla con líquido a alta presión. De este lugar sale a un intercambiador donde se enfría y calienta al líquido proveniente del generador, para pasar a una válvula de expansión y al generador, donde absorbe calor y el refrigerante se desorbe.

El absorbente pasa del generador al absorbedor por medio de una bomba e intercambiando calor con la corriente arriba mencionada.

El refrigerante pasa a un condensador de baja temperatura en donde se condensa y por medio de una bomba es conducido al evaporador de alta presión, donde nuevamente se convierte en vapor para pasar al absorbedor y cerrar el ciclo (ver fig. 2).

El calor obtenido del condensador en general de baja temperatura, por lo que no siempre es aprovechable, se suele despreciar. Por lo tanto, la razón de calor será:

$$F = \frac{Q_c}{Q_z + Q_c} < 1$$

Como se puede apreciar de la fig., en este ciclo tendremos:

$$T_c < T_z < T_n$$

$$T_c < T_e < T_n$$

En este caso se suele hacer que la temperatura en el evaporador sea la misma que la temperatura en el generador.

Por lo general este ciclo es funcional cuando se desea energía a más alta temperatura de la disponible, y en menor cantidad. Además de requerir de una corriente a baja temperatura para trabajar en el condensador.

3.4. TERMOTRANSPORTADORES POR REACCION QUIMICA:

Estos aún se encuentran en fase experimental, y debido a los problemas que resultan del manejo de sólidos, no son de fácil uso.

Para su explicación, tomemos el siguiente ejemplo:

a) Reacción 1: a T₁.



b) Reacción 2: a T₂.



c) Reacción 3: a T₃.



Estas tres reacciones se verifican a diferentes temperaturas, siendo T_1 mayor a T_3 y a su vez T_3 mayor a T_2 . Siendo las dos primeras exotérmicas y la tercera endotérmica se tendrá una cierta cantidad de energía a una temperatura T_1 mayor que la temperatura de la fuente, que se encontrará a T_3 .

Por lo tanto, en estas bombas transferimos calor de una temperatura baja T_3 a una temperatura alta T_1 y siendo el calor transferido menor al tomado de la fuente de energía.

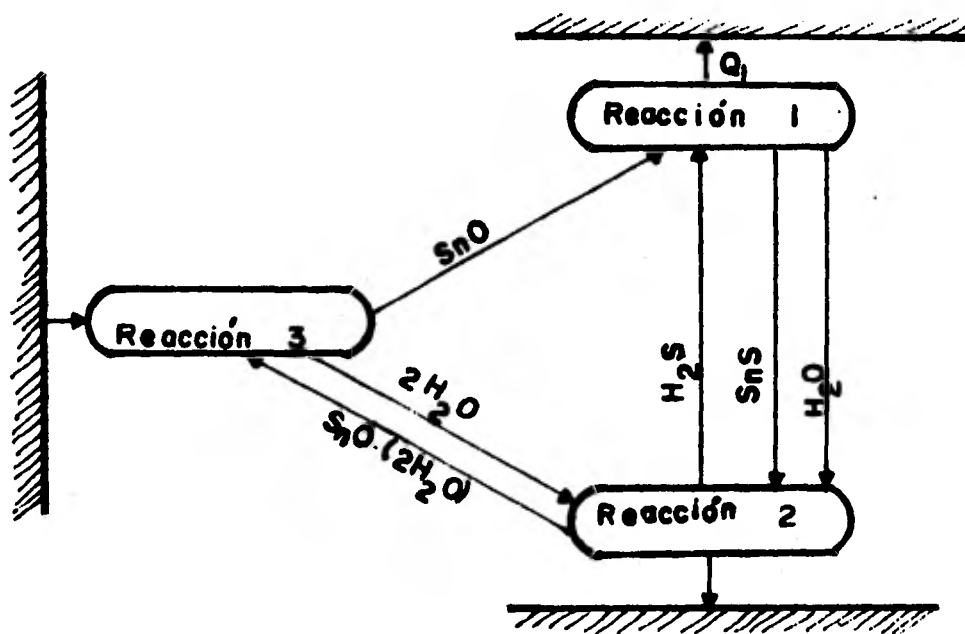


Figura 9.- Esquema de un termotransportador por reacción química.

3.5. TERMO-TRANSPORTADORES TERMOELECTRICOS:

Estos termotransportadores están fuera del estudio de esta Tesis debido a sus principios involucrados y al hecho de que trabajan con eficiencias muy bajas.

El principio en el cual se basan es el hecho de que al pasar una corriente directa a través de una termobatería de un lado se mantendrá una temperatura más baja que del otro (ver Fig. 10).

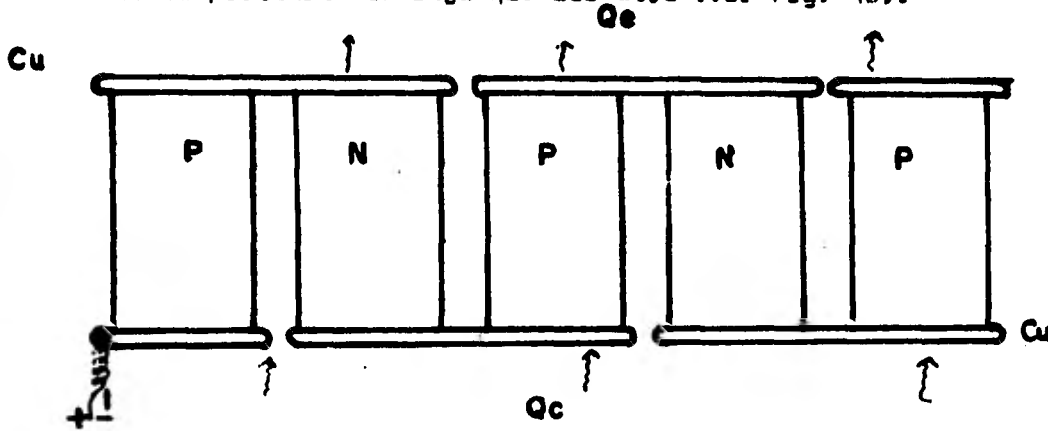
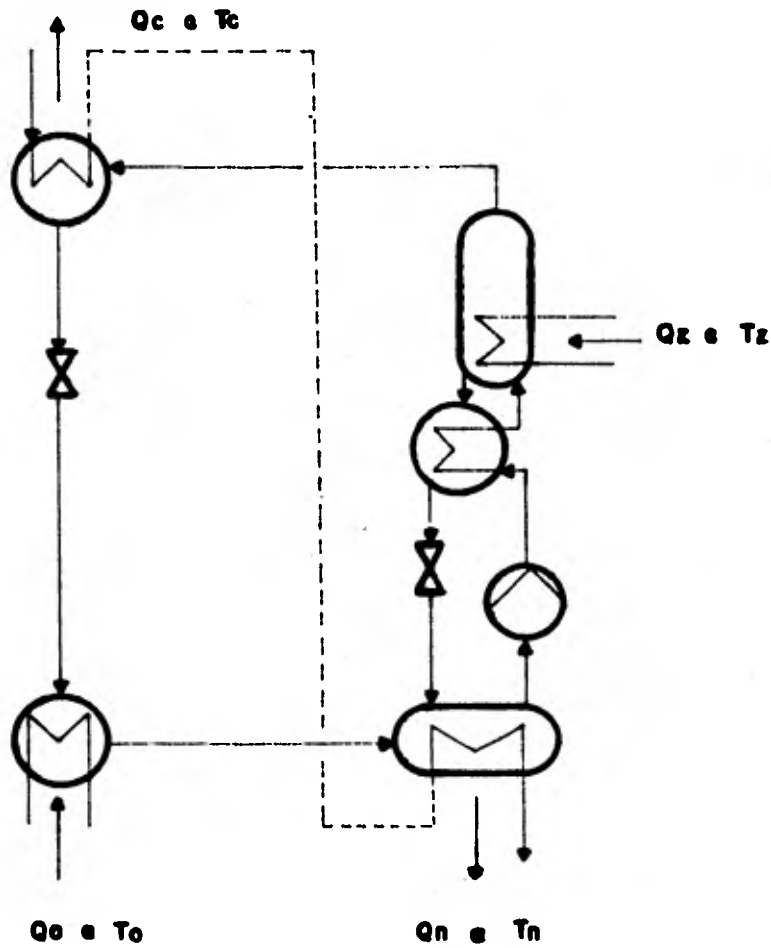
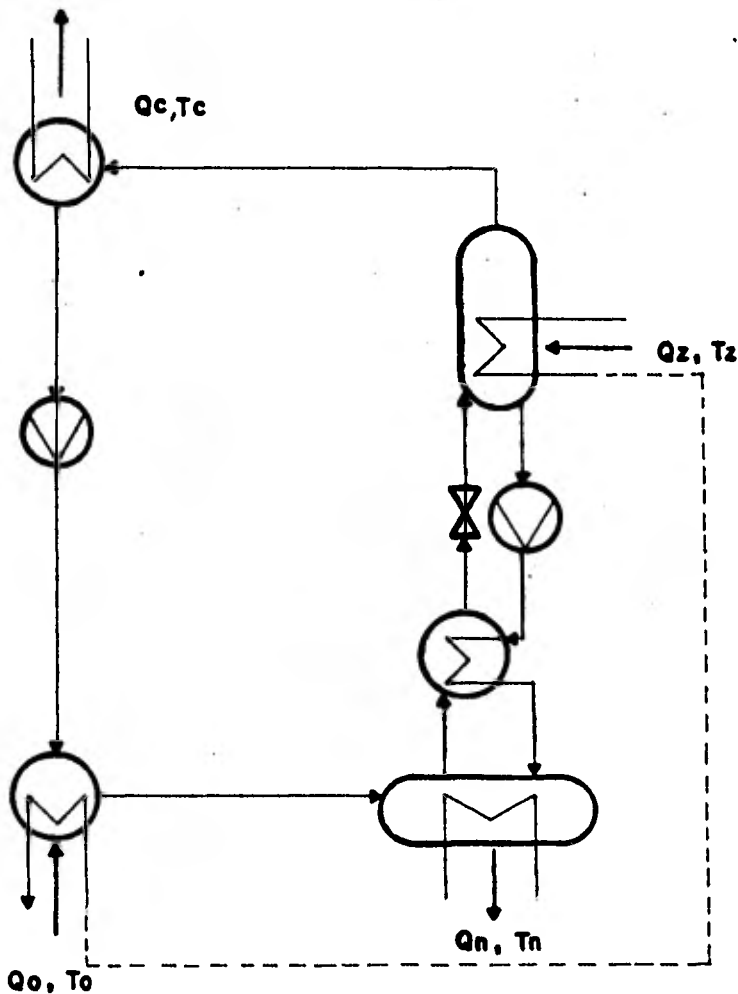


Figura 10.- Esquema de un termotransportador termoelectrico.



TEMPERATURA	$T_0 < T_n < T_z$	T I P O I	
CONDICIONES	$T_0 < T_c < T_z$	ABSORBEDOR	DESORBEDOR
TEMPERATURA		BAJA	ALTA
PRESION		BAJA	ALTA
DE	$F = Q_n / Q_z = (Q_a + Q_c) / Q_z > 1$	FIG 8 COMPARACION DE LOS TERMOTRANS;	
	$Q_0 = \text{CERO}$	PORTADORES POR ABSORCION	



CONDICIONES	T_c	T_z	T_n	TIPO II	
TEMPERATURA	T_c	T_o	T_n	ABSORBEDOR	DESORBEDOR
TEMPERATURA				ALTA	BAJA
PRESION				ALTA	BAJA
DE $F \equiv Q_n/Q_z = Q_a/(Q_z+Q_o) < 1$				FIG. 8'	COMPARACION DE LOS TERMOTRASPORTADORES POR ABSORCION
$Q_c = \text{cero}$					

APLICACION DE LOS TERMOTRANSPORTADORES A ESQUEMAS DE DESTILACION

En el presente capítulo se verá la utilidad de aplicar termotransportadores al proceso de destilación, se seleccionarán los más adecuados, y se explicará la necesidad del uso de la exergía para el análisis de estos sistemas.

4.1. ANÁLISIS DE LOS ESQUEMAS DE DESTILACION:

Para optimizar el aprovechamiento de la energía en un sistema o en un proceso es una condición indispensable partir del análisis del mismo. Por lo que se comenzará con el análisis del esquema básico o normal de destilación.

4.1.1. ESQUEMA BASICO DE DESTILACION:

En la fig. 1 se muestra un esquema básico de destilación a partir del cual se pueden obtener los balances de entalpía siguientes:

a) Balance de entalpía del sistema.

$$H_L + Q = H_D + H_F + q \dots (1)$$

b) Balance de entalpía en la torre.

$$H_L + H_R + H_W = H_B + H_S \dots (2)$$

c) Balance de entalpía en el rehervidor.

$$H_T + Q = H_W \dots (3)$$

d) Balance de entalpía en el condensador.

$$H_B = H_D + H_R + q \dots (4)$$

Estos balances corresponden a un sistema tradicional o básico de destilación.

4.1.2. ESQUEMA DE DESTILACION CON PRECALENTAMIENTO DE LA ALIMENTACION USANDO EL CALOR DE LOS PRODUCTOS DE FONDOS:

Una primera forma de aprovechar la energía es calentar la corriente de alimentación con los productos de los fondos de destilación, lo cual ocasiona que en la misma cantidad en que la entalpía de la corriente de fondos disminuye, la corriente de alimentación aumenta.

$$H_F' = H_F - DH_F \dots(5)$$

$$H_L' = H_L + DH_F \dots(6)$$

Ve que las entalpías de las corrientes de salida de la torre no se modifican.

$$H_B + H_S = K \dots(7)$$

Del balance de entalpías de la torre se tendrá:

$$H_L' + H_R' + H_W' = K \dots(8)$$

Como

$$H_L' > H_L \dots(9)$$

se tendrá una de estas tres opciones:

a) $H_R' > H_R \dots(10)$

b) $H_W' < H_W \dots(11)$

c) Las dos anteriores.

Ve que no conviene subenfriar la corriente de condensados que recircula a la torre, se tendrá:

$$H_R' = H_R \dots(12)$$

$$\text{y } H_W' = H_W - DH_F \dots(13)$$

quedando entonces el balance de la torre.

$$H_L' + H_R + H_W' = K = H_B + H_S \dots(14)$$

El balance de entalpías del condensador es el mismo, y tomando en cuenta que la corriente de alimentación hacia el rehervidor es la misma, se obtiene:

$$H_W' = Q' + H_T \dots(15)$$

$$Q' = Q - DH_F \dots(16)$$

Y el balance del sistema es:

$$H_L' + Q' = H_F + H_D + q \dots(17)$$

$$\text{ó } H_L + Q' = H_F' + H_D + q \dots(18)$$

De donde se aprecia que el calor necesario a dar en el rehervidor disminuye (Fig. 2).

Esta forma de recuperar calor es de uso actual en la industria.

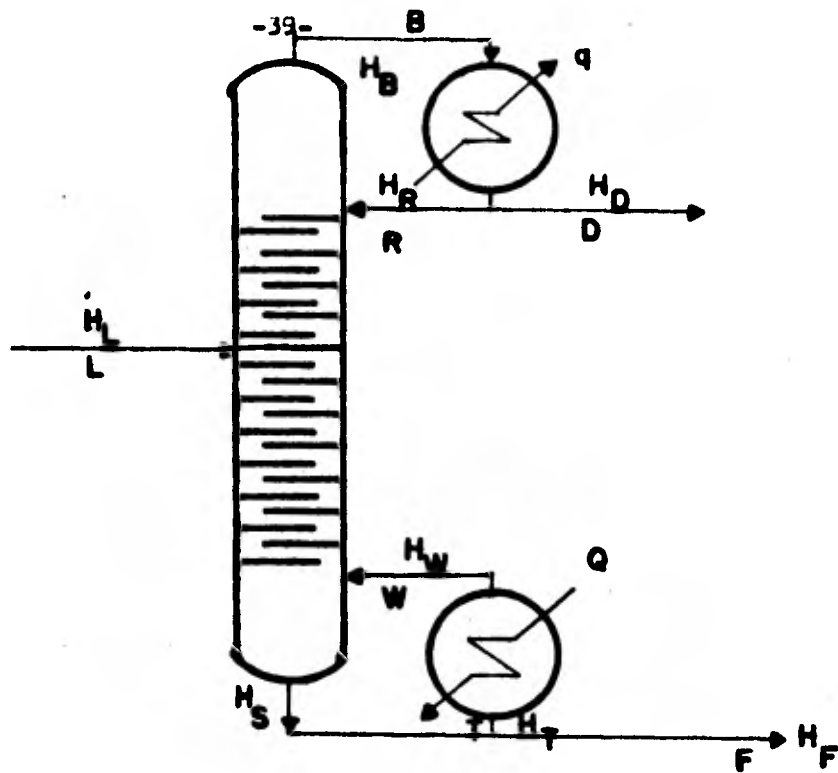


Figura 1.- Diagrama que muestra las corrientes y su entalpía en una torre de destilación.

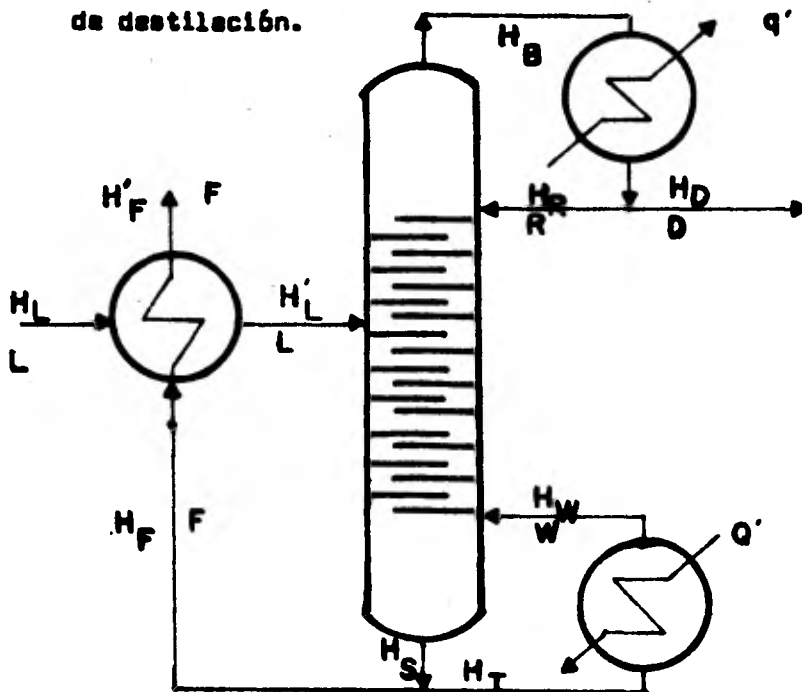


Figura 2.- Diagrama que muestra las corrientes y sus entalpías en una torre de destilación con recuperación de calor de fondos.

4.1.3. ESQUEMA DE DESTILACION CON TERMOTRANSPORTADOR:

Una segunda forma de recuperar energía consiste en el empleo de un termotransportador (Fig. 3).

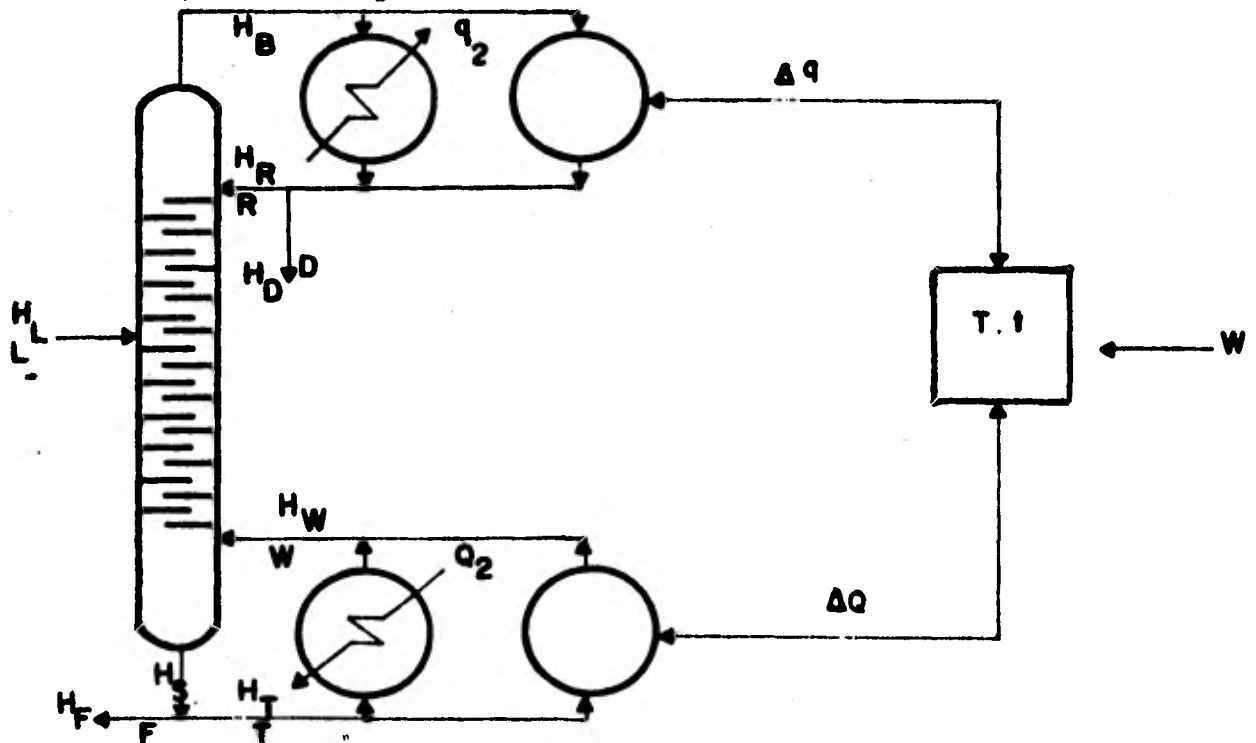


Figura 3.- Diagrama que muestra las corrientes y sus entalpía en una torre de destilación con termotransportador.

La intención de usar un termotransportador es la de retirar el calor del condensador y aplicarlo en el rehervidor. De la fig. 3 se obtiene el siguiente balance de entalpías:

a) Balance de entalpía del sistema.

$$H_L + q_2 + W = H_D + H_F + q_2 \dots (19)$$

b) Balance de entalpía de la torre.

$$H_L + H_R + H_W = H_B + H_S \dots(20)$$

c) Balance de entalpía del rehervidor.

$$H_T + K_2 + DQ = H_W \dots(21)$$

d) Balance de entalpía del condensador.

$$H_B = H_R + H_D + q_2 + Dq \dots(22)$$

e) Balance de entalpía del termotransportador.

$$Dq + W = DQ \dots(23)$$

Si estas balances se restan a los provenientes de un esquema básico de destilación se obtiene:

a) Del balance de entalpías del sistema.

$$Q - Q_2 - W = q - q_2 \dots(24)$$

b) Del balance de entalpías del rehervidor.

$$Q = Q_2 + DQ \dots(25)$$

c) Del balance de entalpías del condensador.

$$q = q_2 + Dq \dots(26)$$

Por lo tanto, la entalpía que se suministra al usar un termotransportador, es:

$$H_L + Q_2 + W$$

y por el hecho de ser

$$Q = W + Q_2 + Dq \dots(27)$$

tenemos que la energía suministrada al sistema de destilación siempre es

menor que cuando no se emplea ya que

$$4 > 4_2$$

4.1.4. EFICIENCIA ENERGETICA EN LOS SISTEMAS DE DESTILACION:

Si usamos como herramienta de análisis de estos esquemas a la entalpia, para saber qué esquema represente un mejor aprovechamiento de la energía, el resultado siempre favorecerá al esquema que posee un termotransportador por utilizar menor energía. Sin embargo, el usar este criterio implica igualar el calor con el trabajo y, aunque ambos son energías, por la segunda ley de la termodinámica se sabe que no es posible transformar todo el calor en trabajo.

El concepto teórico que nos permite igualar la cantidad de trabajo obtenible a partir de una cierta cantidad de calor en las condiciones en las que el proceso se realiza, es el de la exergía.

Concluyendo, se demostró que los termotransportadores implican un ahorro de energía, y para saber si este ahorro represente un mejor aprovechamiento de la energía es necesario hacer uso del concepto de la exergía.

4.2. CRITERIOS DE SELECCION DEL TERMOTRANSPORTADOR

Del inciso anterior tenemos que es conveniente analizar el uso de los termotransportadores aplicados al proceso de destilación, y en el capítulo 2 se vio ya cuáles son. Para saber ahora cuáles son los termotransportadores más convenientes a usar, se debe tener en cuenta:

- a) Los termotransportadores por reacción química y termoeléctricos se encuentran en fase experimental y no se tienen antecedentes

de uso industrial.

- b) Los termotransportadores por absorción son de amplio uso en la industria de la refrigeración, pero tienen la seria desventaja de que sólo se puedan emplear en ciclo cerrado.
- c) Los termotransportadores por compresión, al igual que los anteriores, han sido ampliamente usados en la industria, y pueden ser de ciclo abierto o cerrado.
- d) Los termotransportadores de ciclo cerrado, como se muestra en el capítulo 2, debido al acercamiento de temperaturas en el condensador y en el evaporador, presentan una menor eficiencia que los de ciclo abierto, en donde sólo existe el acercamiento en uno de estos equipos, y no en los dos.

De lo anterior se concluye que los termotransportadores de ciclo abierto darán más altos valores en cuanto a su eficiencia exergética, y para mostrar esto en el caso de análisis se incluye un ejemplo de ciclo cerrado. Debido a esto mismo, los termotransportadores por absorción no se analizan, ya que operan en ciclo cerrado.

**DESCRIPCION DE LOS ESQUEMAS
PROPUESTOS DE DESTILACION CON TERMOTRANSPORTADOR***

La generación de los diferentes esquemas que se presentan en seguida es el resultado del análisis hecho al caso de estudio.

Aparte de las presentes alternativas se consideraron otras, que fueron desechadas debido a su ineficiencia (tales como optimización del área de intercambiadores, flujos en serie en lugar de en paralelo, etc.).

Estos esquemas son aplicables a la separación de otras mezclas, presentando un mayor beneficio en separaciones con:

- a) Temperatura de domos cercana a la de fondos. Esto permite tener un valor mayor en el COPH, lo que reditúa en una mayor eficiencia del uso de la energía.
- b) Volatilidades relativas muy cercanas de los componentes. Esto nos permite tener poca variación de temperaturas en el evaporador y en el condensador, lo que, nuevamente, reditúa en valores más altos del COPH.
- c) Un punto de ebullición muy bajo, ocasionando con ello altas presiones en la torre para poder usar agua de enfriamiento. El uso de un termotransportador permite disminuir el gasto de agua de enfriamiento a niveles tales que vuelve atractiva la búsqueda de otros medios de enfriamiento.

(*) La nomenclatura empleada a partir de este capítulo (véase más adelante, pág. .) obedece a : la primera sigla (E) significa esquema, el núme-

5.1. ESQUEMAS CON TORRE DE DESTILACION A PRESION ALTA:

Este caso de estudio, que es la separación de propano-propileno, tiene como limitación las temperaturas del agua de enfriamiento que se emplean en el condensador ($90-115^{\circ} F$). Por lo que la temperatura de domos se fija en $125^{\circ} F$.

Los termotransportadores a emplear son por compresión y de ciclo abierto, con dos posibilidades:

- a) Usando vapor de domos como refrigerante.
- b) Usando liquido de fondos como refrigerante.

Además de estas dos opciones se analiza un esquema de ciclo cerrado y uno con recuperación de calor de los productos de fondos para mostrar la ineficiencia de ambos.

Por lo tanto, los esquemas son:

- E-1-a) Esquema básico de destilación (fig. 1)
- E-2-a) Esquema con termotransportador de ciclo cerrado (fig. 2)
- E-3-a) Esquema con termotransportador de ciclo abierto y vapor de domos como refrigerante (fig. 3)
- E-4-a) Esquema con termotransportador de ciclo abierto y liquido de fondos como refrigerante (fig. 4)
- E-5-a) Esquema con termotransportador de ciclo abierto y vapor de domos con refrigerante y con recuperación de calor de los productos de fondos (fig. 5)

Lo que se refiere a la figura del presente capítulo, en donde se representa a dicho esquema; las letras A, B y M significan la presión de la torre (alta, baja o media). Así por ejemplo, E - 6 - B = Esquema representado en la fig. 6 y que corresponde al caso de baja presión.

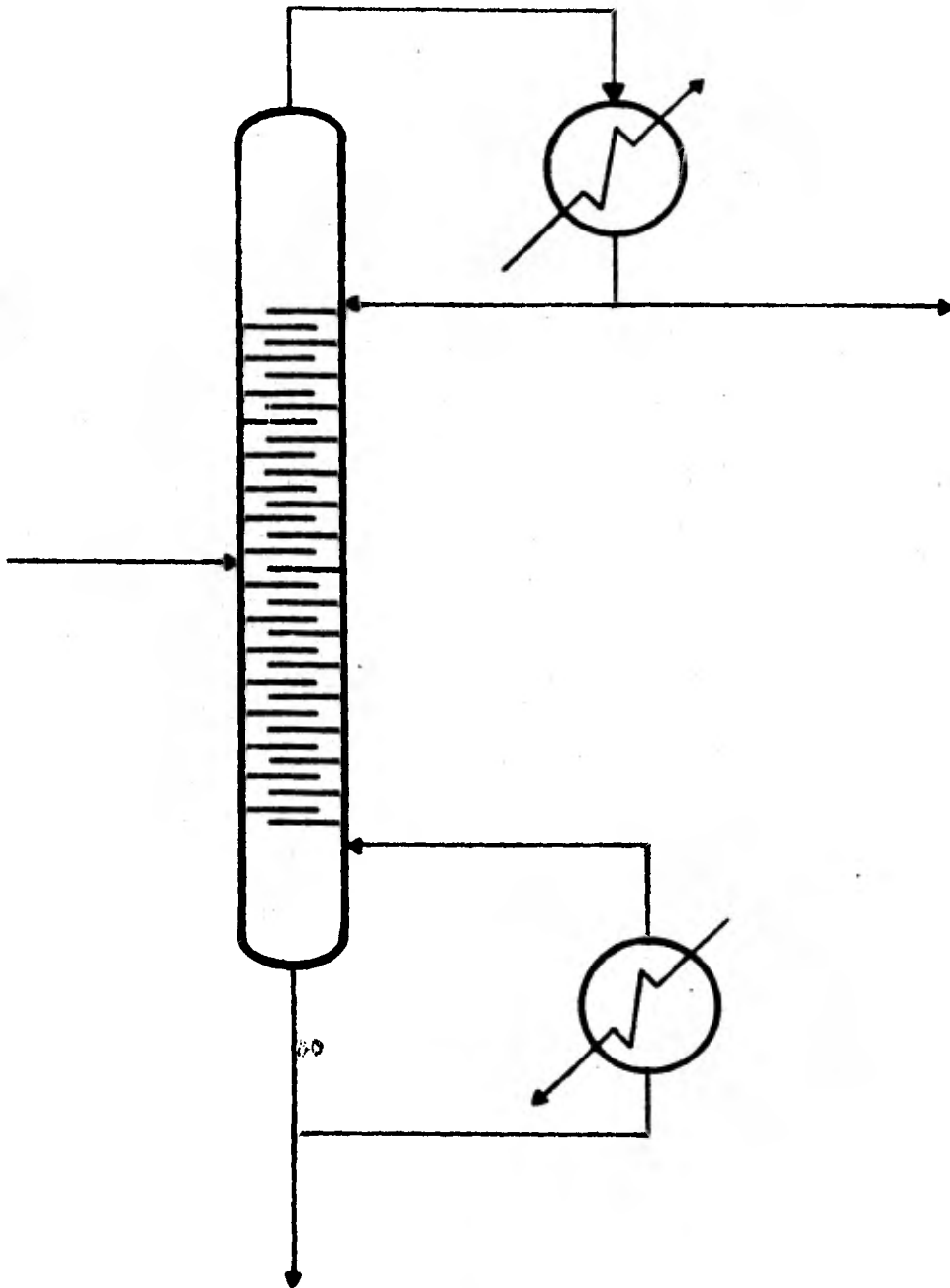


Figura 1.- Esquema básico de destilación. (E-1-A), (E-1-B) y (E-1-M).

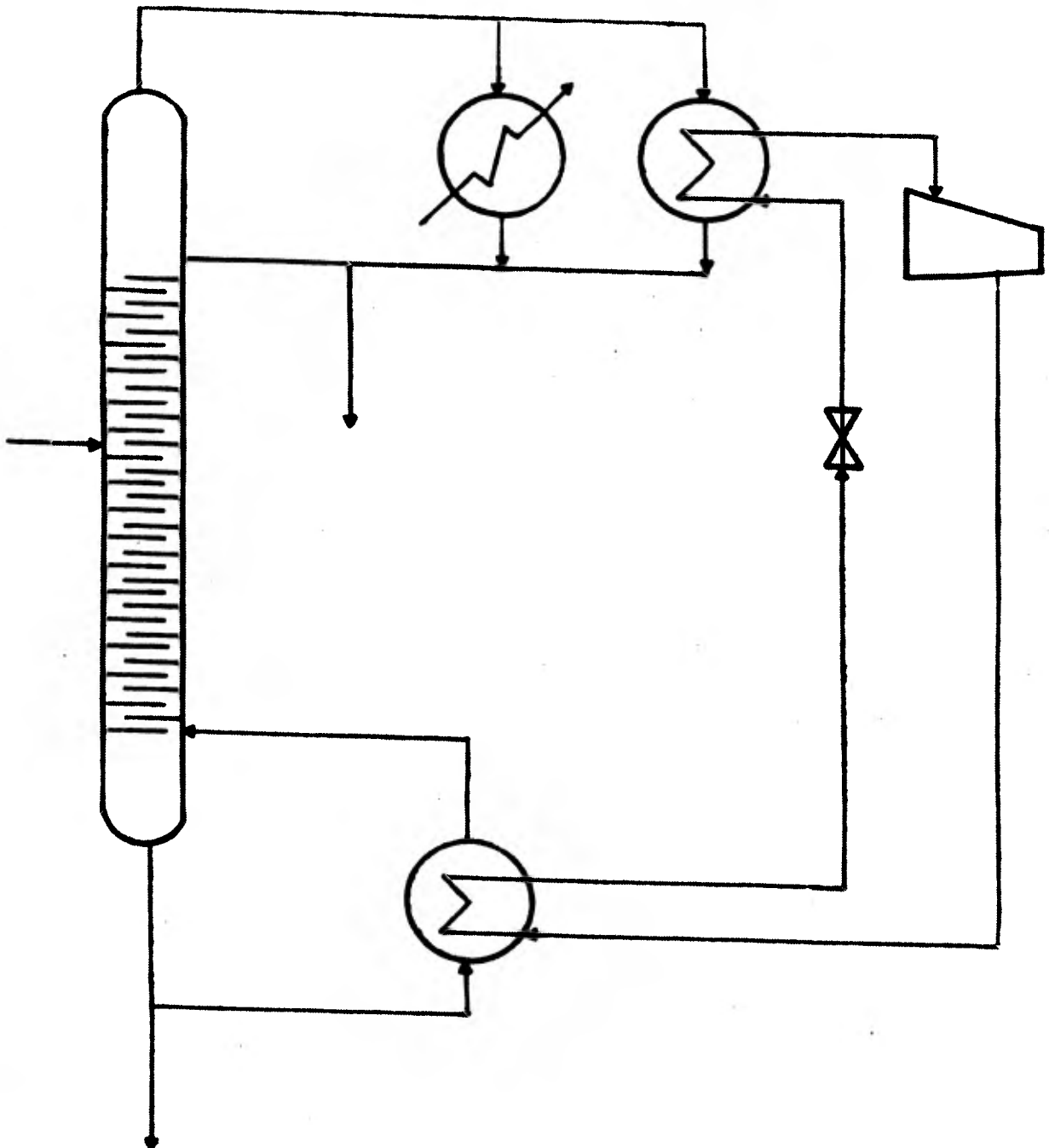


Figura 2.- Esquema con termotransportador de ciclo cerrado (E-2-A).

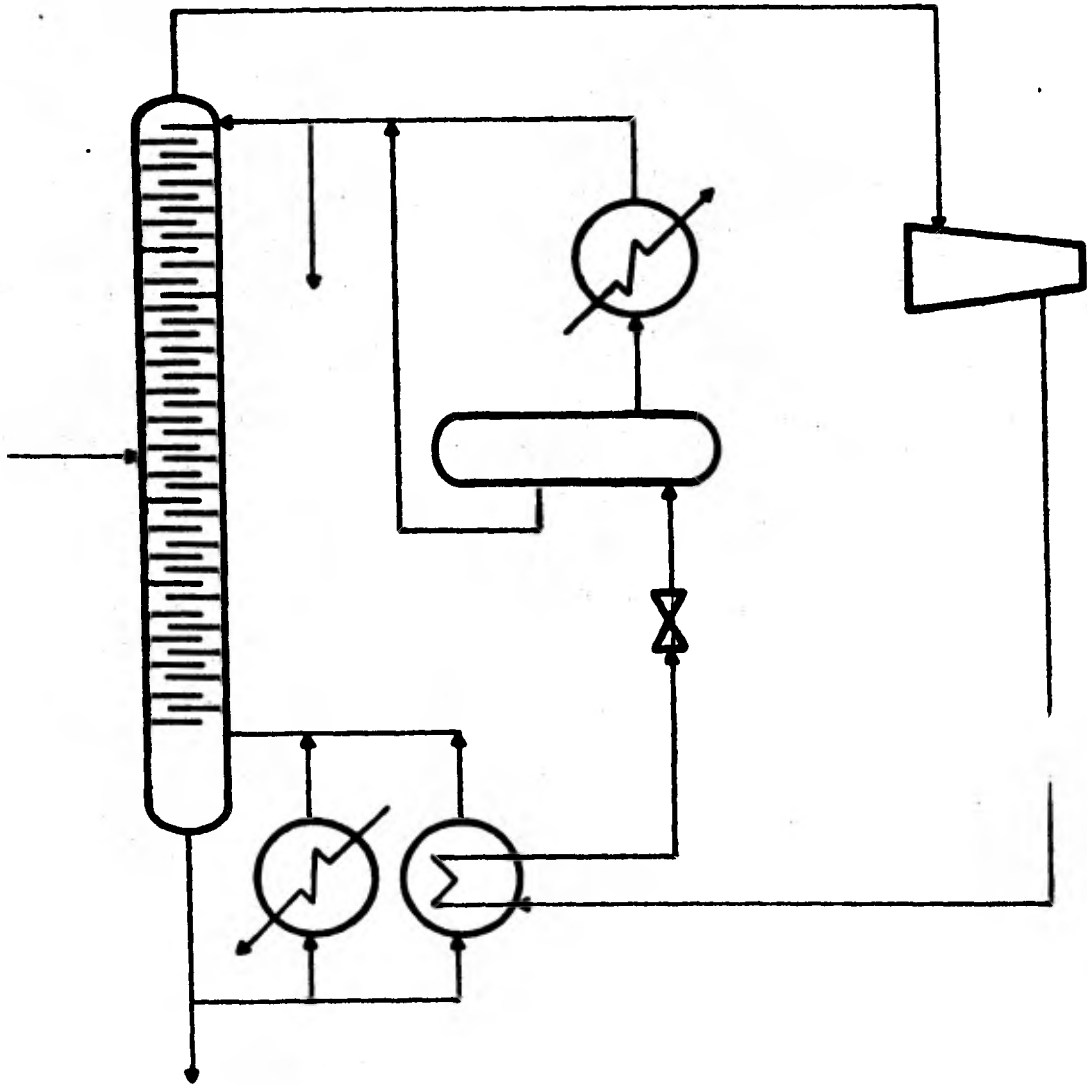


Figura 3.- Esquema con termotransportador de ciclo abierto y vapor de domos como refrigerante (E-3-A) y (E-3-B)

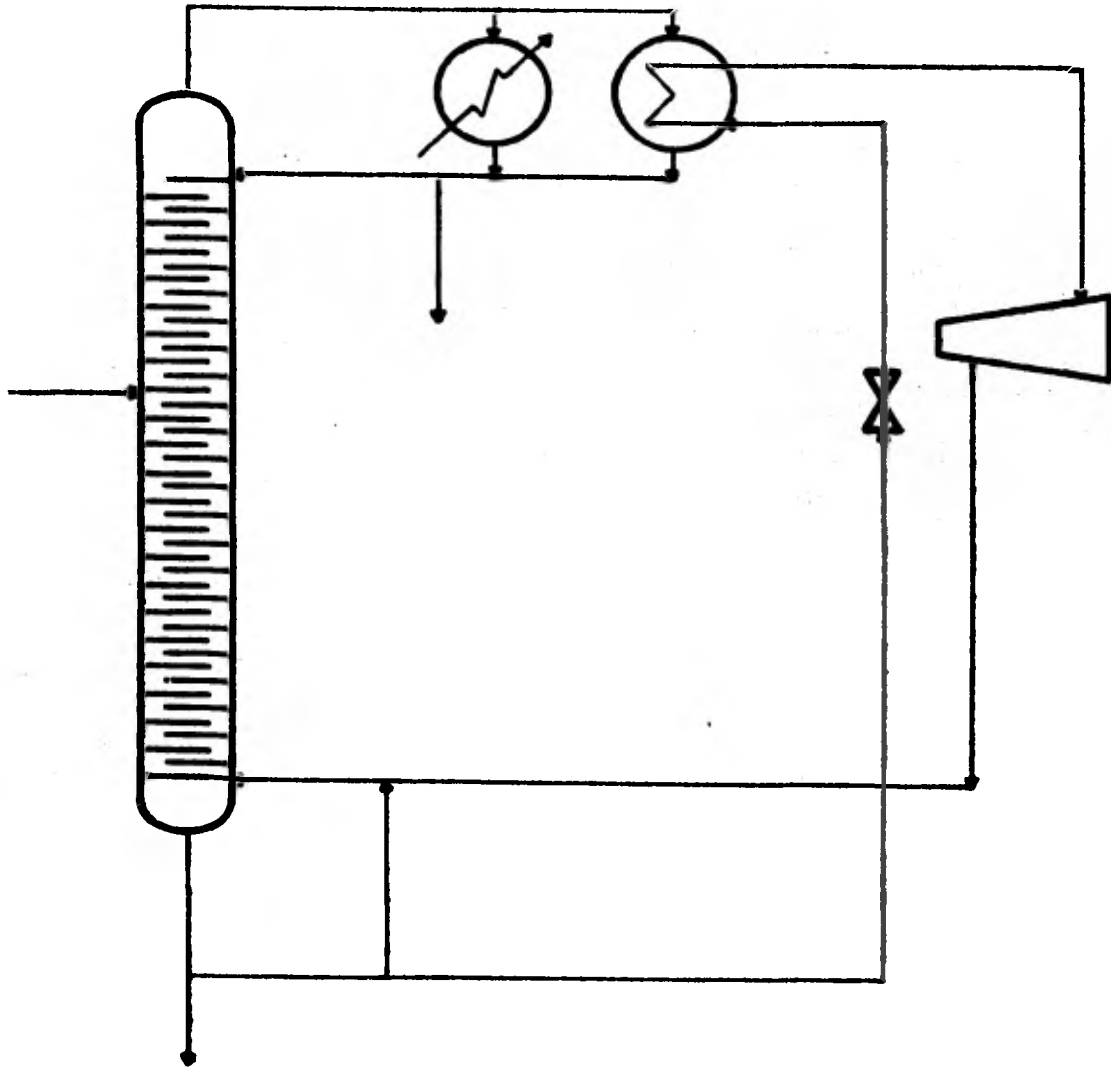


Figura 4.- Esquema con termotransportador de ciclo abierto y líquido de fondos como refrigerante (E-4-A) y (E-4-B)

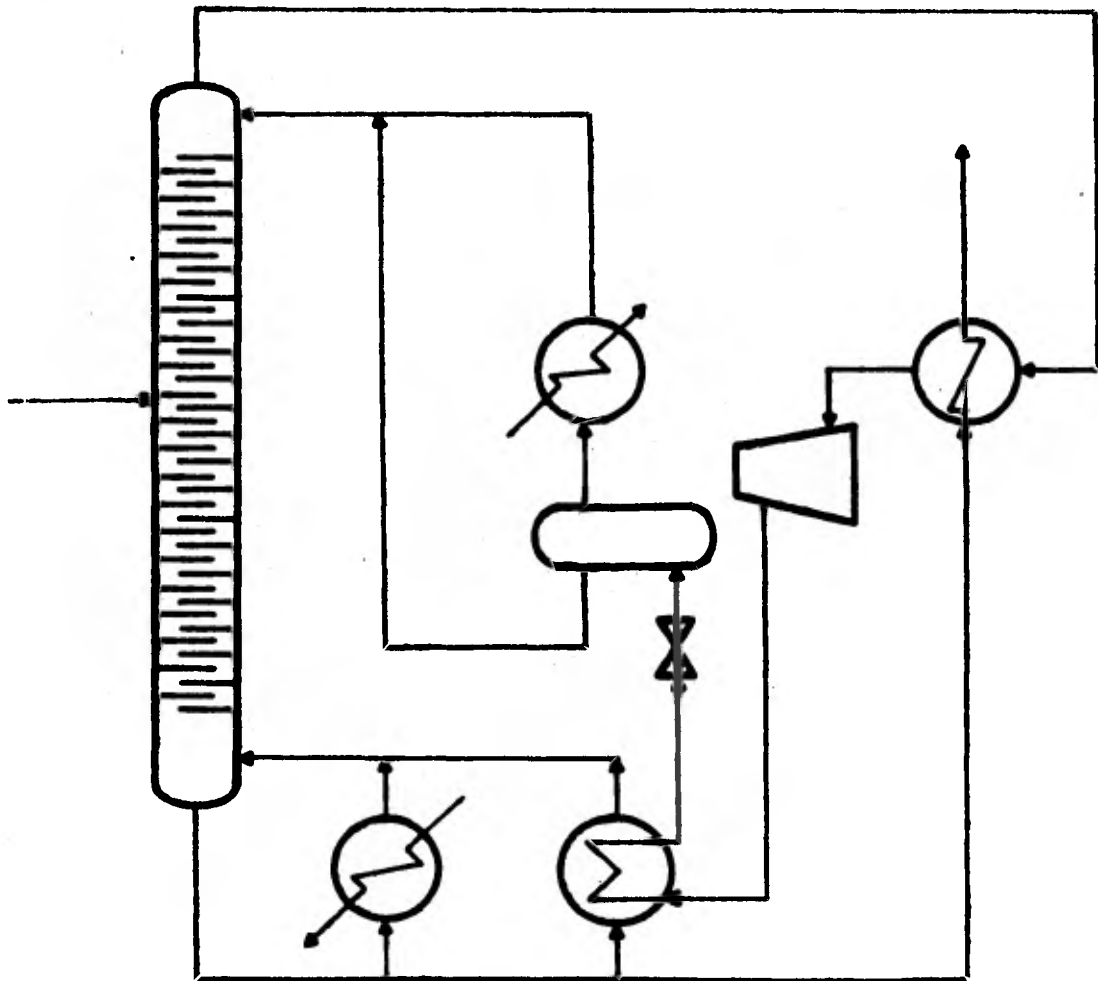


Figura 5.- Esquema con termotransportador de ciclo abierto, vapor de domos como refrigerante y recuperación de calor de los productos de fondos (E-5-A).

El hecho de que en todos los esquemas sea necesario emplear un condensador se debe a que el calor retirado del sistema en la condensación de los vapores de domos, es superior al dado al sistema en la evaporación de los líquidos de fondo (Tabla 1 del cap. 4).

Los esquemas E-3 y E-5 requieren del uso de un rehervidor, ya que para que pueda transmitir la corriente de domos todo el calor necesario en el rehervidor, se requiere aumentar la compresión a niveles tales que ocasiona una disminución en la eficiencia exergética y un aumento en costos, por lo que, en estos casos, resulta más conveniente hacer uso de un rehervidor pequeño.

5.2. ESQUEMAS CON TORRE DE DESTILACION A PRESION BAJA:

Como resultado de los esquemas con termotransportador tenemos que la cantidad de agua de condensación es muy baja (ver Tabla 21 del cap. 4), lo que invita a explorar el uso de agua helada logrando bajar la presión de operación de la torre, con lo que se obtiene:

- a) Disminución en el número de platos.
- b) Costos de equipo más bajos por menor presión.

Teniendo como resultado los siguientes esquemas a presión baja:

- E-1-b) Esquema básico a presión baja (fig. 1)
- E-3-b) Esquema con termotransportador de ciclo abierto y vapor de domos como refrigerante (fig. 3)
- E-6-b) Esquema con termotransportador de ciclo abierto, vapor de domo como refrigerante y subenfriado antes de la válvula de expansión (fig. 6)

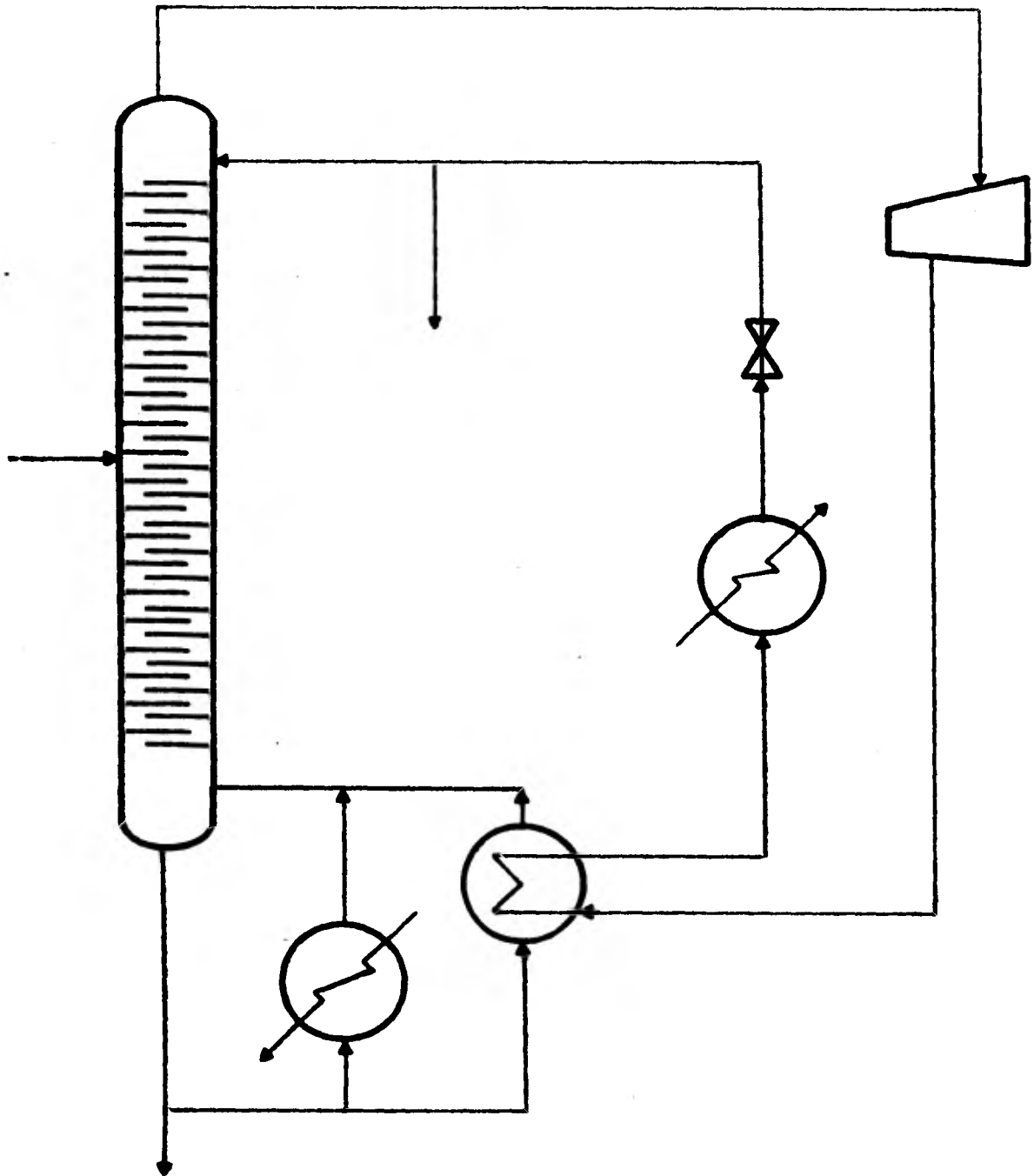


Figura 6.- Esquema de destilación con termotransportador de ciclo abierto, vapor de domos como refrigerante y subenfriado antes de la válvula de expansión (E-6-B) Y (E-6-M)

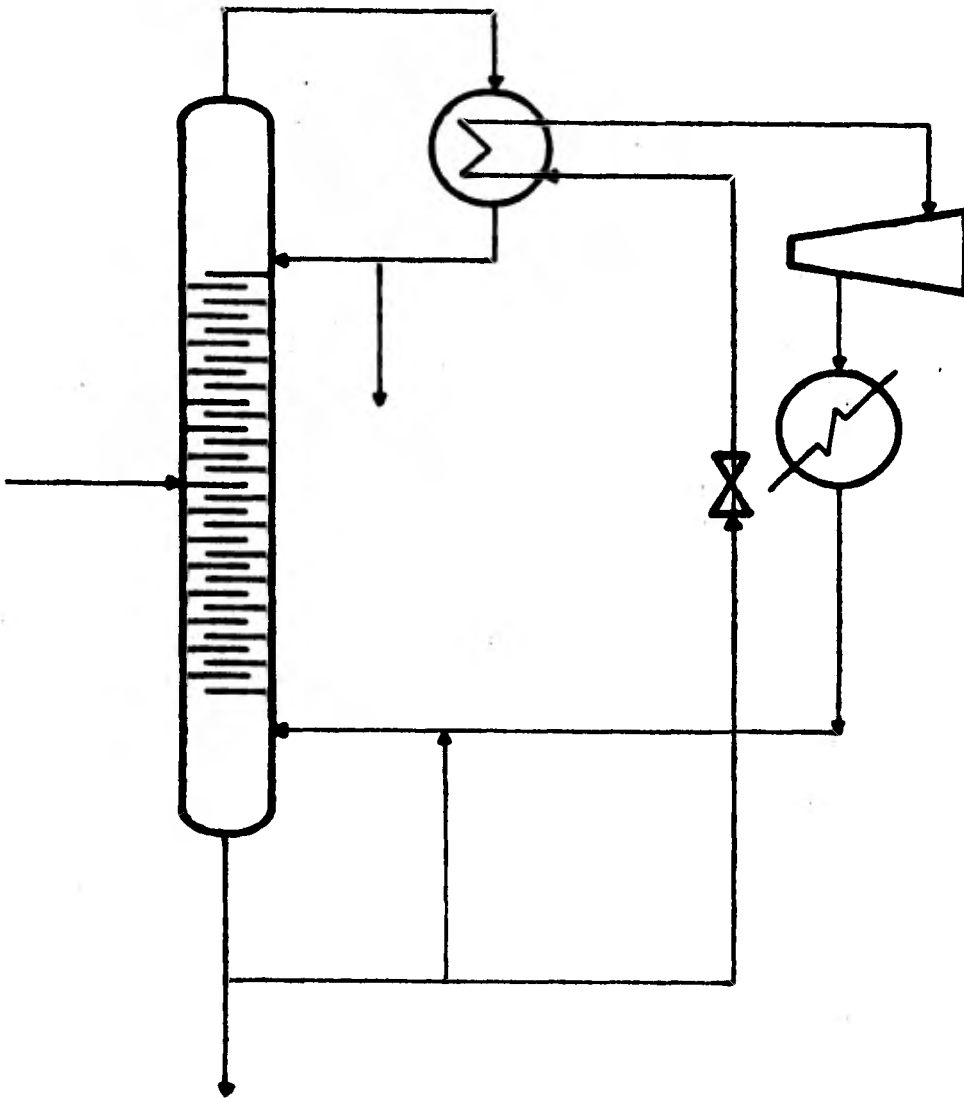


Figura 7.- Esquema de destilación con termotransportador de ciclo abierto, líquido de fondos como refrigerante y condensador después del compresor. (E-7-B) y (E-7-M).

E-7-b) Esquema con termotransportador de ciclo abierto, líquido de fondos como refrigerante y condensador después del compresor (Fig. 7)

5.3 ESQUEMA CON TORRE DE DESTILACION A PRESION MEDIA:

El disminuir la presión de una torre de destilación siempre resulta atractivo, y esto se puede lograr usando agua helada en lugar de agua de enfriamiento en el condensador. Sin embargo, la diferencia de costos de una y otra hace prohibitivo el uso de la primera, además de que no en todas las instalaciones industriales se dispone de ellas.

Otra forma de hacer uso de las ventajas que representa una destilación a presiones más bajas se puede llevar a cabo, en los sistemas que usan termotransportador, retirando el calor en corrientes que se encuentran a temperaturas más altas que la de la salida de vapores de domos, como se ve en las figs. 6 y 7.

Por lo tanto, la alternativa de presiones medias dará los siguientes esquemas:

E-1-m) Esquema básico a presión media (Fig. 1)

E-6-m) Esquema con termotransportador de ciclo abierto, vapor de domos como refrigerante y subenfriamiento antes de la válvula de expansión (Fig. 6)

E-7-m) Esquema con termotransportador de ciclo abierto, líquido de fondos como refrigerante y condensador después de compresor (Fig. 7)

Como se ve, la corriente que va al compresor (en la fig. 7) tiene mayor temperatura de lo necesario, lo que origina mayor trabajo por parte de este equipo, pero, a cambio, se puede usar agua de enfriamiento en lugar de agua helada o disponer de una mayor diferencia de temperaturas, lo que permite tener menor área de condensación.

La presente tabla es un resumen de los diferentes esquemas de destilación examinados:

	PRESION		ESQUEMA			
	BASICO		CON TERMOTRANSPORTADOR			
			CICLO CERRADO		CICLO ABIERTO	
			VAPOR DE DOMOS O LIQUIDO DE LOS FONDOS COMO REFRIGERANTE			
			CON RECUPERACION DE CALOR DE FONDOS		SIN RECUPERACION DE CALOR DE FONDOS	
			CONDENSACION DE VAPORES DE DOMOS		CONDENSACION DE VAPORES DE DOMOS	ENFRIAMEN. EN OTRAS LINEAS.
ALTA	E-1-A	E-2-A	E-5-A	E-3-A	E-4-A	
BAJA	E-1-B			E-3-B		E-6-D E-7-B
Media	E-1-M					E-6-H E-7-M

CASO DE ESTUDIO

En los capítulos anteriores se obtuvieron los esquemas de destilación y se seleccionó el tipo de termotransportador más adecuado. En el presente capítulo se enumerarán los métodos de cálculo y se expondrán y explicarán los resultados de dichos cálculos, terminando con la selección de la mejor alternativa.

6.1. PRESENTACION DEL CASO DE ESTUDIO Y METODOS DE CALCULO EMPLEADOS:

El caso que en la presente Tesis se estudie consiste en la separación de propano-propileno de las siguientes características:

- a) Flujo total 40 000 libras por hora.
- b) Líquido saturado en la alimentación a la torre.
- c) Composición: 60 por ciento en mol de propileno y 40 por ciento de propano.

Y se desea separar con un 98 por ciento en mol de pureza de propileno en domos y un 97 por ciento en mol de propano en fondos.

Los métodos de cálculo que se emplearon en el diseño de la torre de destilación son:

- a) Reflujo mínimo - Underwood.
- b) Número de platos mínimo - Jinn.
- c) Número de platos teóricos - Gilliland.
- d) Reflujo de operación - Van Winkle.

- e) Plato de alimentación - Kirbridge.
- f) Eficiencia de plato - Drickramer y Bradford
- g) Distancia entre platos - Davis.
- h) Caída de presión por plato - 0.2 PSI.
- i) Diámetro de torre - Koch.

Para las propiedades termodinámicas del propileno, del propano y del agua se usó la ecuación de Redlich-Kwong modificación de Soave y diagramas de Mollier.

En el trabajo de compresión se usó un 75 por ciento de eficiencia termodinámica y en la válvula de expansión se supuso un proceso iso-entálpico.

Tanto para los condensadores como para los rehervidores e intercambiadores de calor se hizo uso U_D recomendadas. El rehervidor se supuso tipo Kettle con 50 por ciento de evaporación.

Los cálculos de costo se obtuvieron del artículo de Gutri y se actualizaron con índices del Chemical Engineering a octubre de 1980, con un cambio de 23.10 pesos por dólar. Se supuso una amortización lineal a ocho años y con cero de recuperación de capital.

Para los costos fijos, sólo se supusieron los de inversión de equipo e instalación, con un 10 por ciento de mantenimiento, a excepción del compresor, que fue del 15 por ciento. Además se supuso un 20 por ciento de costos de instalación y un 90 por ciento de tiempo de servicio (328.5 días al año).

Para costos variables sólo se consideraron los costos de servicios.

6.2. PRESENTACION DE RESULTADOS PARA EL ANALISIS COMPARATIVO:

Los resultados se presentan en forma tabular, y aquellos resultados más significativos también se presentan en forma gráfica.

La Tabla 1 indica las características que tienen las torres de destilación, según sea la presión a la que trabajen.

En la Tabla 2 se dan las condiciones de referencia o de medio ambiente ($T = 68^{\circ} F$ y $P = 1$ atmósfera), que se emplearon para los cálculos de las exergías.

La Tabla 3 nos sirve para un mejor uso y comprensión de las Tablas 4 a la 15, Tablas donde se dan las diferentes presiones, temperaturas, gastos, entalpías, entropías y exergías de cada una de las corrientes de los diferentes esquemas.

En la Tabla 16 se tienen las energías que entran a los sistemas, como son la entalpía en la corriente de alimentación a la torre, el calor dado en el rehervidor, el trabajo conseguido en el compresor y la suma de ellas.

La Tabla 17 nos da los U_0 usados para los cálculos para los intercambiadores de calor.

La Tabla 18 da la eficiencia exergética de los equipos empleados en cada esquema y la del sistema en su conjunto.

La Tabla 19 nos da los costos totales de cada equipo y los costos en la inversión, tomando en cuenta la amortización

La Tabla 20 da los costos por hora de cada servicio en cada esquema y los costos de servicios totales, anuales de cada esquema.

La Tabla 21 nos da el calor intercambiado en cada equipo de acuerdo al esquema en que se encuentra.

En la Tabla 22 aparece la exergía que entra en el sistema, la que sale, la que se pierde y la eficiencia exergética.

La Tabla 23, que podríamos llamar Tabla general de resultados, nos compara la entalpía suministrada, la eficiencia exergética, los costos anuales de inversión, los costos anuales de servicio, los costos totales anuales así como una comparación del porcentaje de costos totales referidos al esquema E-1-A, que sería el esquema normal con el que se efectuaría esta separación.

Además, se tienen tres gráficas de las cuales la primera nos da la forma en que varía la presión de domos de las torres en relación a la eficiencia exergética para los esquemas llamados básicos. La segunda gráfica nos relaciona los costos de servicio y la eficiencia exergética. La tercera gráfica nos relaciona los costos totales contra la eficiencia exergética.

TABLA I
(características de la torre de destilación)

CARACTERISTICA	PRESION ALTA	PRESION BAJA	PRESION MEDIA
Número de torres	2	2	2
Altura de cada torre (ft)	115	80	95
Diámetro de torre (ft)	20	20	20
Espaciamiento entre plato (ft)	1.5	1.5	1.5
Eficiencia de plato	0.88	0.88	0.88
Número mínimo de platos	70	49	58
Número teórico de platos	109	77	91
Número de platos reales	125	85	105
Plato de alimentación	56	40	47
Reflujo mínimo	14.4	9.86	11.87
Reflujo de operación	21.75	14.67	17.8
Presión Domo (psia)	320	155	235
Temperatura condensador (°F)	133	76	107
Vaporización molar del rehervidor	0.5	0.5	0.5
Calor en el condensador ($\frac{BTU}{HR}$)	62834175	55542216	59309285
Calor en el rehervidor ($\frac{BTU}{HR}$)	62808699	55514010	59279827

TABLA II

(Condiciones de referencia una atmósfera y 68°F)

COMPOSICION (% en mol)	ENTALPIA ($\frac{BTU}{lb}$)	ENTROPIA ($\frac{BTU}{lb \cdot F}$)
100% agua	820.63	0.07094
60% propileno, 40%propano	121.18	0.79
98% propileno, 2%propano	108.55	0.4998
97% propano, 3% propileno	139.29	1.1432

TABLA III

(Tabla de relación de figuras, tablas y esquemas de destilación)

TABLA	FIGURA	ESQUEMA
4	1	E-1-A
5	2	E-2-A
6	3	E-3-A
7	4	E-4-A
8	5	E-5-A
9	1	E-1-B
10	3	E-3-B
11	6	E-6-B
12	7	E-7-B
13	1	E-1-M
14	6	E-6-M
15	7	E-7-M

TABLA IV

(Se utiliza con la figura 1, y se refiere al E-1-A)

Corriente	Presión (psia)	T _{Comp} (°F)	Gasto ($\frac{Lb}{hr}$)	Entalpía ($\frac{BTU}{hr}$)	Entropía ($\frac{BTU}{hr \cdot ^\circ F}$)	Exergía ($\frac{BTU}{hr}$)
1	321	136	40000	425000	19000	2230800
2	320	127	536279	56894500	195300	37122300
3	315	126	536279	-5939600	88300	30784200
4	315	126	23571	-261100	3900	1351600
5	315	126	532708	-5678500	84400	29432600
6	342	148	1221932	49136100	1044000	65367600
7	342	148	16429	660600	14000	906600
8	342	148	1205494	48475500	1030000	64461000
9	342	148	1205494	111284200	1133300	72727300
10	30	90	2521203	-2013602957	282257	777398
11	25	115	2521203	-1950767384	397846	2581763
12	65	298	68207	22641424	111689	22197170
13	65	298	68207	-40167263	29635	2712765

La gran precisión de esta tabla y las siguientes, fue necesaria para poder evaluar coeficientes exergéticos adecuados.

TABLA V

(Se utiliza con la figura 2, y se refiere al E-2-A)

Corriente	Presión (psia)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{lb}{Hr}$)	Entalpía ($\frac{BTU}{Hr}$)	Entropía ($\frac{BTU}{Hr \cdot F}$)	Exergía ($\frac{BTU}{Hr}$)
1	321	136	4000	425000	19000	2230800
2	320	127	536279	56894500	195300	37122300
3	315	126	536279	-5939600	88300	30784200
4	315	126	23571	-261100	3900	1351600
5	315	126	532708	-5678500	84400	29432600
6	342	148	1221932	49136100	1044000	65367600
7	342	148	16429	660600	14000	906600
8	342	148	1205494	48475500	1030000	64461000
9	342	148	1205494	111284200	1133300	72727300
21	320	127	466876	49531434	170025	32318075
22	315	126	466876	-5613955	76876	26800228
23	320	127	69403	7636066	25275	4804225
24	315	126	69403	-767645	11427	3983972
25	30	90	327174	-261303471	36628	100883
26	25	115	327174	-253149355	51628	335031
R1	277	115	622459	64822200	216600	23971200
R2	466	177	622459	72948700	220400	30091300
R3	451	158	622459	10139900	110500	21085700
R4	282	116	622459	10139900	121500	19633700

TABLA VI

(Se utiliza co la figura 3, y se refiere al E-3-A)

Corriente	Presión (psia)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{lb}{Hr}$)	Entalpía ($\frac{BTU}{Hr}$)	Entropía ($\frac{BTU}{Hr \cdot F}$)	Exergía ($\frac{BTU}{Hr}$)
1	321	136	40000	425000	19000	2230800
2	320	127	536279	56894500	195300	37122300
3	315	126	536279	-5939600	88300	30784200
4	315	126	23571	-261100	3900	1351600
5	315	126	532708	-5678500	84400	29432600
6	342	148	1221932	49136100	1044000	65367600
7	342	148	16429	660600	14000	906600
8	342	148	1205494	46475500	1030000	64461000
9	342	148	1205494	111204200	1133300	72727300
31	456	172	536279	61744600	197200	40969200
32	451	158	536279	9084400	112300	33136200
33	325	129	536279	9084400	112300	32977800
34	325	129	536279	-3670100	70200	42610500
35	325	129	536279	12754500	43600	73079900
36	320	125	536279	-1447500	19400	71655500
38	342	148	1010712	40642590	863574	54045489
39	342	148	1010712	93303067	950183	60976138
40	342	148	194782	7832598	166426	10415511
41	342	148	194782	17981133	183117	11751169
42	30	90	569850	-455120737	63795	176638
43	25	115	569850	-440918448	89922	583539
44	65	298	11021	3658367	18046	3586610
45	65	298	11021	-6490166	4789	438264

TABLA VII

(Se utiliza con la figura 4, y se refiere al E-4-A)

Corriente	Presión (psia)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{lb}{Hr}$)	Entalpfa ($\frac{BTU}{Hr}$)	Entropfa ($\frac{BTU}{Hr \cdot ^\circ F}$)	Exergfa ($\frac{BTU}{Hr}$)
1	321	136	40000	425000	19000	2230800
2	320	127	536279	56894500	195300	37122300
3	315	126	536279	-5939600	88300	30784200
4	315	126	23571	-261100	3900	1351600
5	315	126	532708	-5678500	84400	29432600
6	342	148	1221932	49136100	1044000	65367600
7	342	148	16429	660600	14000	906600
8	342	148	1205494	48475500	1030000	64461000
9	342	148	1205494	111284200	1133300	72727300
60	233	115	567592	22823800	486500	29538711
61	228	115	567592	79744600	585900	33976311
62	342	158	567592	85656100	588300	38620611
63	342	148	567592	22823800	484900	30383511
64	320	127	50469	5354387	18380	3493612
65	315	126	50469	-558981	8310	2897128
66	320	127	485809	51540113	176920	3628668
67	315	126	485809	-5380619	74990	27887072
68	30	95	237273	-189501947	26563	68534
69	25	115	237273	-183588699	37442	237697

TABLA VIII

(Se utiliza con la figura 5, y se refiere al E-5-A)

Corriente	Presión (psia)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{lb}{Hr}$)	Entalpía ($\frac{BTU}{Hr}$)	Entropía ($\frac{BTU}{Hr \cdot F}$)	Exergía ($\frac{BTU}{Hr}$)
1	321	136	40000	425000	19000	2230000
2	320	127	536279	56894500	195300	37122300
3	315	126	536279	-5939600	88300	30784200
4	315	126	23571	-261100	3900	1351600
5	315	126	532708	-5678500	84400	29432600
6	342	148	1221932	49136100	1044000	65367600
7	342	148	16429	660600	14000	906600
8	342	148	1205494	48475500	1030000	64461000
9	342	148	1205494	111284200	11333000	72727300
80	315	127	536279	57077100	195900	36988100
81	456	173	536279	62179300	197900	41034300
82	451	158	536279	9084000	112300	33135800
83	325	129	536279	9084000	113800	32343800
84	325	129	416102	-3670100	70200	23933101
85	325	129	120177	12754000	43600	8410598
86	320	125	120177	-1447500	19400	6986698
87	342	148	186437	7497030	159296	9968910
88	342	148	186437	17210777	175272	11247329
89	342	148	1019057	4097847	870704	54492090
90	342	148	1019057	94073423	958028	61479971
91	30	90	569850	-455120727	63795	176638
92	25	115	569850	-440918448	84922	583539
93	65	298	10548	3501634	17274	3432944
94	65	298	10548	-6212122	4583	419485
95	37	135	16429	478100	13700	882500

TABLA IX

(Se utiliza con la figura 1, y se refiere al E-1-B)

Corriente	Presión (psia)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{lb}{hr}$)	Entalpia ($\frac{BTU}{hr}$)	Entropia ($\frac{BTU}{hr \cdot ^\circ F}$)	Exergía ($\frac{BTU}{hr}$)
1	162	79	40000	-1283800	16100	2053200
2	155	71	369428	36212700	138900	20295400
3	150	69	369428	-19329500	34200	20034800
4	150	69	23571	-1233300	2200	1277000
5	150	69	345857	-18096200	32000	18757800
6	170	91	777292	-3879500	631100	39138000
7	170	91	16429	-78700	12800	800900
8	170	91	793721	-3800800	618300	38337100
9	170	91	793721	51713200	719000	40681500
10	30	46.4	4083987	-3439655950	119130	1856390
11	25	60	4083987	-3384113733	227356	255469
12	65	298	60285	20011817	98717	19619165
13	65	298	60285	-35502182	26193	2397625

TABLA X

(Se utiliza con la figura 3, y se refiere al E-3-B)

Corriente	Presión (PSIA)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{lb}{HR}$)	Entalpfa ($\frac{BTU}{HR}$)	Entropfa ($\frac{BTU}{HR \cdot ^\circ F}$)	Exergfa ($\frac{BTU}{HR}$)
1	162	79	40000	-1283800	16100	2053200
2	155	71	369428	36212700	138900	20295400
3	150	69	369428	-19329500	34200	20034800
4	150	69	23571	-1233300	2200	1277000
5	150	69	345857	-18096200	32000	18757800
6	170	91	777292	-3879500	631100	39138000
7	170	91	16429	-78700	12800	800900
8	170	91	793721	-3800800	618300	38337100
9	170	91	793721	51713200	719000	40681500
31	238	117	369428	40617600	140800	23697100
32	233	100	369428	-11390700	48500	20414870
33	155	71	369428	-11390700	49100	20098070
34	155	71	320043	-16227000	30650	17411394
35	155	71	49385	4836200	18450	2686676
36	150	65	49385	-3102500	4200	2354847
38	170	91	743514	-3560377	579189	35912050
39	170	91	743514	-48442038	673519	38108153
40	170	91	50208	-240423	39111	2425050
41	170	91	50208	3271162	45481	2573347
42	30	46.4	583728	-483694473	32496	265336
43	25	60	583728	-491633173	17027	36514
44	65	298	3813	1265871	6244	1241030
45	65	298	3813	-2245733	1657	151664

TABLA XI

(Se utiliza con la figura 6, y se refiere al E-G-B)

Corriente	Presión (psia)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{lb}{Hr}$)	Entalpia ($\frac{BTU}{Hr}$)	Entropia ($\frac{BTU}{Hr \cdot ^\circ F}$)	Exergía ($\frac{BTU}{Hr}$)
1	162	79	40000	-1283800	16100	2053200
2	155	71	369428	36212700	138900	20295400
3	150	69	369428	-19329500	34200	20034800
4	150	69	23571	-1233300	2200	1277000
5	150	69	345857	-18096200	32000	18757800
6	170	91	777292	-3079500	631100	39138000
7	170	91	16429	-78700	12800	800900
8	170	91	793721	-3800800	618300	38337100
9	170	91	793721	51713200	719000	40681500
31	238	117	369428	40617600	140800	23697100
32	233	100	369428	-11390700	49100	20098070
38	170	91	743514	-3560377	57018.9	35912050
39	170	91	743514	48442038	673519	38108153
40	170	91	50208	-240423	39111	2425050
41	170	91	50208	3271162	45481	2573347
42	30	46.4	583728	-483694473	32496	265336
43	25	60	583728	-491633173	17027	36514
44	65	298	3813	1265871	624	1241030
45	65	298	3813	-2245733	1657	151664
100	228	71	369428	-19329500	33950	20166800

TABLA XII

(Se utiliza con la figura 7, y se refiere al E-7-B)

Corriente	Presión (psia)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{lb}{HR}$)	Entalpía ($\frac{BTU}{HR}$)	Entropía ($\frac{BTU}{HR \cdot F}$)	Exergía ($\frac{BTU}{HR}$)
1	162	79	40000	-1283800	16100	2053200
2	155	71	369428	36212700	138900	20295400
3	150	69	369428	-19329500	34200	20034800
4	150	69	23571	-1233300	2200	1277000
5	150	69	345857	-18096200	32000	18757800
6	170	91	777292	-3879500	631100	39138000
7	170	91	16429	-78700	12800	800900
8	170	91	793721	-3800800	618300	383 ³ 7100
9	170	91	793721	51713200	719000	40681500
60	97	52	413671	-1980900	323200	19475093
61	92	60	413671	53561300	432800	17148493
62	174	117	413671	60918500	436000	22816093
63	170	91	413671	-1980900	322200	20003093
68	30	46.4	543110	-450037184	30235	246873
69	25	60	543110	-457423479	15842	33973
110	170	91	413671	53532200	427300	20023393

TABLA XIII

(Se utiliza con la figura 1, y se refiere al E-1-M)

Córriente	Presión (psia)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{lb}{HR}$)	Entalpía ($\frac{BTU}{HR}$)	Entropía ($\frac{BTU}{HR \cdot ^\circ F}$)	Exergía ($\frac{BTU}{HR}$)
1	244	110	40000	-388000	17700	2104200
2	235	102	442959	45738000	163900	28016900
3	230	100	442959	-13571300	58300	24464400
4	230	100	23571	-722200	3100	1312900
5	230	100	419388	-12849100	55200	23151500
6	253	122	983574	824300	805700	49617300
7	253	122	16429	304700	13500	814700
8	253	122	967145	17938300	792200	48802600
9	253	122	967145	77218100	894100	54279200
10	30	46.4	4366394	-3677507474	127368	1984759
11	15	60	4366394	-3618124524	243078	273153
12	65	298	64375	21369323	105413	20950035
13	65	298	64375	-37910480	27970	2560350

TABLA XIV

(Se utiliza con la figura 6, y se refiere al E-6-M)

Corriente	Presión (psia)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{\text{lb}}{\text{HR}}$)	Entalpfa ($\frac{\text{BTU}}{\text{HR}}$)	Entropfa ($\frac{\text{BTU}}{\text{HR} \cdot \text{F}}$)	Exergfa ($\frac{\text{BTU}}{\text{HR}}$)
1	244	110	40000	-388000	17700	2104200
2	235	102	442959	45738000	163900	28016900
3	230	100	442959	-13571300	58300	24464400
4	230	100	23571	-722200	3100	1312900
5	230	100	419388	-12849100	55200	23151500
6	253	122	983574	824300	805700	49617300
7	253	122	16429	304700	13500	814700
8	253	122	967145	17938300	792200	48802600
9	253	122	967145	77218100	894100	54279200
31	330	141	442959	49784300	165500	31218400
32	325	128	442959	-4211900	74100	25481400
38	253	122	880939	16066456	709535	44452614
39	253	122	880939	69667583	800802	49441060
40	253	122	86206	1811844	82665	4349987
41	253	122	86206	8116717	93298	4838140
42	30	46.4	645341	-534748847	35926	293710
43	25	60	645341	-543525484	18824	40368
44	65	298	5738	1904743	9395	1867367
45	65	298	5738	-3379132	2493	228215
110	320	103	442959	-12988100	58800	24783600

TABLA XV

(Se utiliza con la figura 7, y se refiere al E-7-M)

Corriente	Presión (psia)	Temp (°F)	Gasto ($\frac{lb}{Hr}$)	Entalpía ($\frac{BTU}{Hr}$)	Entropía ($\frac{BTU}{Hr \cdot ^\circ F}$)	Exergía ($\frac{BTU}{Hr}$)
1	244	110	40000	-388000	17700	2104200
2	235	102	442959	45738000	163900	28016900
3	230	100	442959	-13571300	58300	24464400
4	230	100	23571	-722200	3100	1312900
5	230	100	419388	-12849100	55200	23151500
6	253	122	983574	824300	805700	49617300
7	253	122	16429	304700	13500	814700
8	253	122	967145	17938300	792200	48802600
9	253	122	967145	77218100	894100	54279200
60	173	92	505714	9379700	415200	25007081
61	168	92	505714	68689000	523300	27239581
62	255	133	505714	74267200	525600	31603381
63	253	122	505714	9379700	414200	25535081
68	30	464	290163	-231847000	32490	94368
69	25	60	290163	-224612000	45808	297266
110	253	122	505714	68659500	515700	31222881

TABLA XVI

(Energía suministrada a cada esquema en BTU/Hr.)

Esquema	Entalpía de la C.1	Calor del rehervidor	Trabajo	Total
E-1-A	-4422000	62808699	--	58386700
E-2-A	-4422000	--	8115349	3693500
E-3-A	-4422000	10148500	4843423	10620000
E-4-A	-4422000	--	5903397	1481400
E-5-A	-4422000	10148500	5095282	10821782
E-1-B	-6130800	55514010	--	49383200
E-3-B	-6130800	3511592	4398932	1779724
E-6-B	-6130800	3368304	4398932	1636436
E-7-B	-6130800	--	7347109	1216308
E-1-M	-5235000	59279827	--	54044827
E-6-M	-5235000	5283868	4040725	4089593
E-7-M	-5235000	--	5570620	335620

TABLA XVII

(U_D utilizados en los cálculos, se obtuvieron de referencia 15)

Corriente uno	Corriente dos	U_D ($\frac{BTU}{lb \cdot FHR}$)
Propano (liq)	Vapor de agua	120
Agua (liq)	Propileno (vapor)	100
Agua (liq)	Propano (vapor)	100
Propileno (liq)	Propano (vapor)	100

TABLA XVIII

(Eficiencia Exergética por equipo de cada esquema)

Esquema	Torre	Rehervidor	Condensador	Intercambiadores	Compresor	Val. Exp.	Sist.
E-1-A	0.9818	0.8706	0.8804	---	---	---	0.2996
E-2-A	0.9818	---	0.8805	0.9773 0.9922	0.9378	0.9309	0.2482
E-3-A	0.9818	0.8705	0.9861	0.9905	0.9762	0.9952	0.3027
E-4-A	0.9818	---	0.9459	0.9459	0.9684	0.9722	0.3043
E-5-A	0.9818	0.8705	0.7964	0.9958 0.9905	0.9751	0.9761	0.2960
E-1-B	0.9665	0.7433	0.9160	---	---	---	0.2011
E-3-B	0.9665	0.7433	0.9622	0.9818	0.9596	0.9845	0.2847
E-6-B	0.9665	0.7433	0.9910	0.9818	0.9596	0.9845	0.2847
E-7-B	0.9665	---	0.8617	0.9349	0.9314	0.9736	0.2189
E-1-M	0.9761	0.8149	0.8603	---	---	---	0.1981
E-6-M	0.9761	0.8149	0.8690	0.9901	0.9738	0.9871	0.3076
E-7-M	0.9761	---	0.9944	0.9751	0.9632	0.9793	0.3121

TABLA XIX

(Costos de inversión de cada equipo de acuerdo a su esquema)

Esquema	Condensadores	Rehervidores	Intercambiadores	Compresor	Torre	Costos Tot
E-1-A	9335400	1893200	---	---	54800000	66028600
E-2-A	1405660	---	27057800	4150000	54800000	87413460
E-3-A	1897560	568000	12779000	3006700	54800000	73131360
E-4-A	1229900	---	14899360	4524400	54800000	75453760
E-5-A	1897560	568000	15296000	3151600	54800000	75715152
E-1-B	10699820	1325200	---	---	34346000	46371200
E-3-B	1723460	246115	11359000	4544180	34346000	52218182
E-6-B	1300000	246115	11359000	4544180	34346000	51854546
E-7-B	215400	---	10772000	8832000	34346000	53715150
E-1-M	4021400	1751200	---	---	42784000	48561600
E-6-M	754000	378600	17039000	3753000	42784000	64709090
E-7-M	1136000	---	18960000	5514000	42784000	68393940

El costo de los equipos está dado en pesos.

TABLA XX

(Costos de servicio por hora, y costos de servicio totales anuales)

Esquema	Agua Enfri.	Vapor	Energía Elec.	Agua Helada	Costos Totales Anuales
E-1-A	267	672.08	---	---	7405000
E-2-A	34.65	---	948.55	---	7752000
E-3-A	60.35	108.59	566.13	---	5795000
E-4-A	25.13	---	696.58	---	5638000
E-5-A	60.35	103.94	595.56	---	5990000
E-1-B	---	594.03	---	1470.68	16278000
E-3-B	---	37.58	514.17	210.21	6007000
E-6-B	---	37.58	514.17	210.21	6007000
E-7-B	---	---	858.77	195.12	8310000
E-1-M	---	639.04	---	1570.42	17370000
E-6-M	---	55.17	472.3	258	6193000
E-7-M	30.73	---	651.13	---	5376000

El costo de los servicios está dado en pesosos.

TABLA XXI

(Calor intercambiado en los equipos de acuerdo al esquema, BTU/Hr.)

Esquema	Rehervidor	Condensador	Intercambiador 1	Intercambiador 2
E-1-A	62808699	62834175	---	---
E-2-A	---	8151875	62808699	54682300
E-3-A	10148509	14201973	52660190	---
E-4-A	---	5913380	56920795	---
E-5-A	9713747	14201973	53094952	182579
E-1-B	55514010	55542216	---	---
E-3-B	3511593	7541454	52002417	---
E-6-B	3368304	7150973	52145705	---
E-7-B	---	7386324	55542216	---
E-1-M	59279827	59309285	---	---
E-6-M	5283873	8776742	53995959	---
E-7-M	---	5310850	59309285	---

TABLA XXII

(Exergías de entrada, salida, la diferencia de ambas, y la eficiencia exergética del esquema)

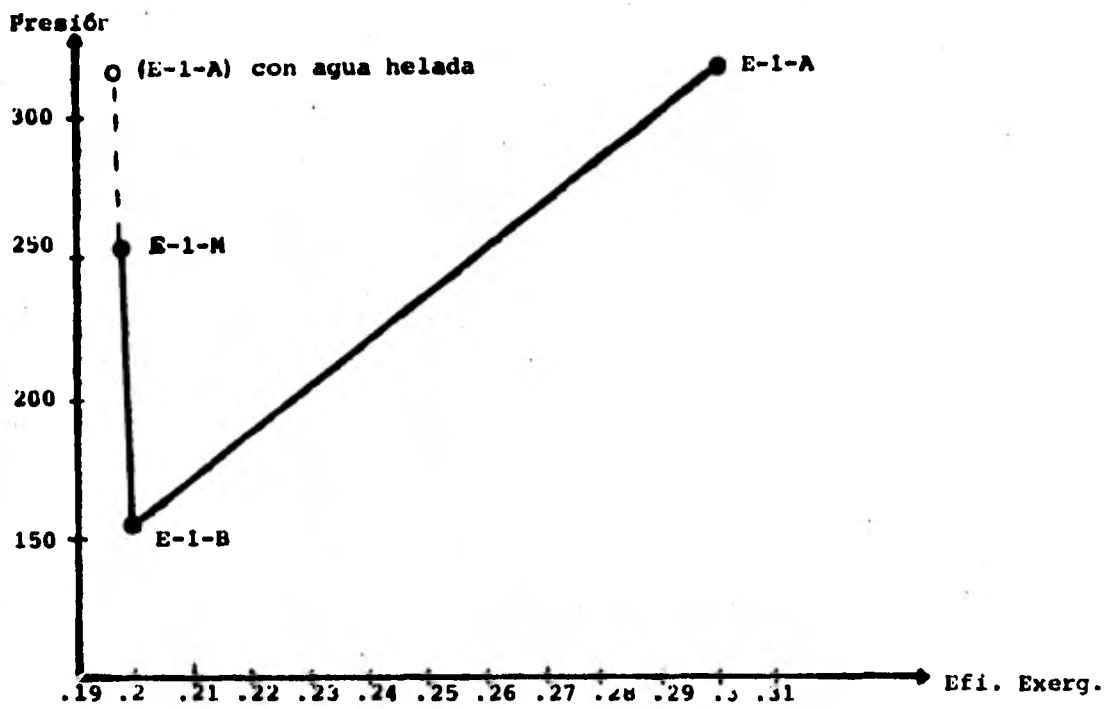
Esquema	Exerg. Entrada	Exerg. Salida	Increment. Exerg.	Eficien. Exer
E-1-A	25205368	7552789	17652580	0.2996
E-2-A	10447032	2593267	7853765	0.2482
E-3-A	10837471	3279961	7557510	0.3027
E-4-A	8202731	2496091	5706640	0.3043
E-5-A	10935664	3237066	7698598	0.2960
E-1-B	23528755	4731633	18797123	0.2011
E-3-B	7958497	2265784	5692713	0.2847
E-6-B	7958497	2265784	5692713	0.2847
E-7-B	9647253	2111784	7535470	0.2189
E-1-M	25038993	4961103	20078027	0.1981
E-6-M	8306002	2396175	5909827	0.2885
E-7-M	7769188	2424766	5344424	0.3121

TABLA XXIII

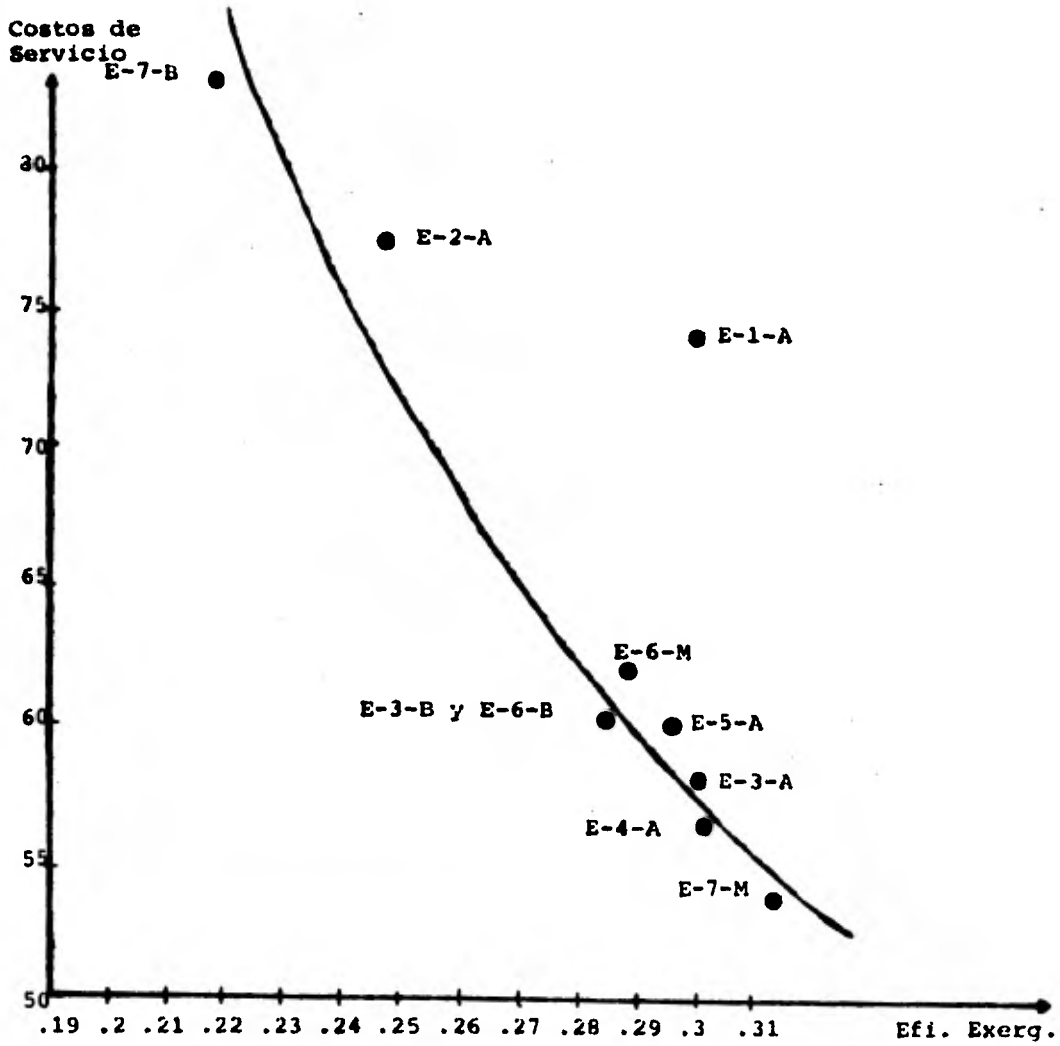
(Tabla General de resultados)

Esquema	Entalpía Suministrada	Eficiencia Energética	Costos de Inver- sión anuales.	Costos de Ser- vicio anuales.	Costos Totales	Costos de E-1-A como 100% (ref)
E-1-A	58386700	0.2996	10895000	7405000	18300000	100.00
E-2-A	3693350	0.2482	14423000	7752000	22175000	121.17
E-3-A	10620000	0.3027	12067000	5795000	17862000	97.61
E-4-A	1481400	0.3043	12450000	5638000	18088000	98.84
E-5-A	10821782	0.2960	12493000	5990000	18483000	101.00
E-1-B	49383200	0.2011	7650000	16278000	23928000	130.75
E-3-B	1779724	0.2847	8616000	6007000	14623000	79.91
E-6-B	1636436	0.2847	8556000	6007000	14563000	79.58
E-7-B	1216308	0.2189	8863000	8310000	17173000	93.84
E-1-M	54044827	0.1981	8013000	17370000	25385000	138.70
E-6-M	4089593	0.2885	10677000	6193000	16870000	92.19
E-7-M	335620	0.3121	11285000	5376000	16661000	91.04

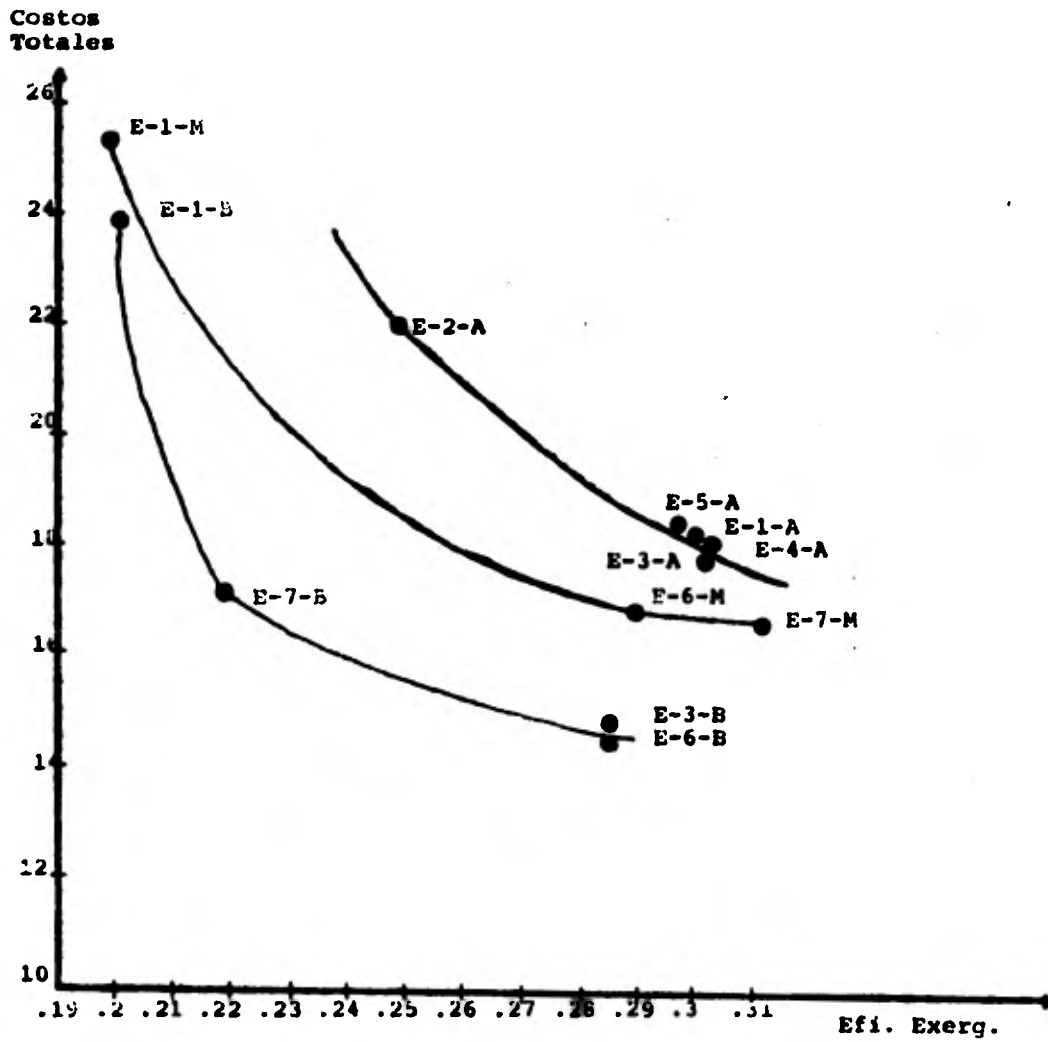
Los costos tanto de los servicios como de los equipos está dado en pesos.



Gráfica 1.- Presión de domos de torre contra eficiencia exergética, para los esquemas llamados básicos.



Gráfica 2.- Costos de servicios contra eficiencia exergetica.



Gráfica 3.- Costos totales contra eficiencia exergética.

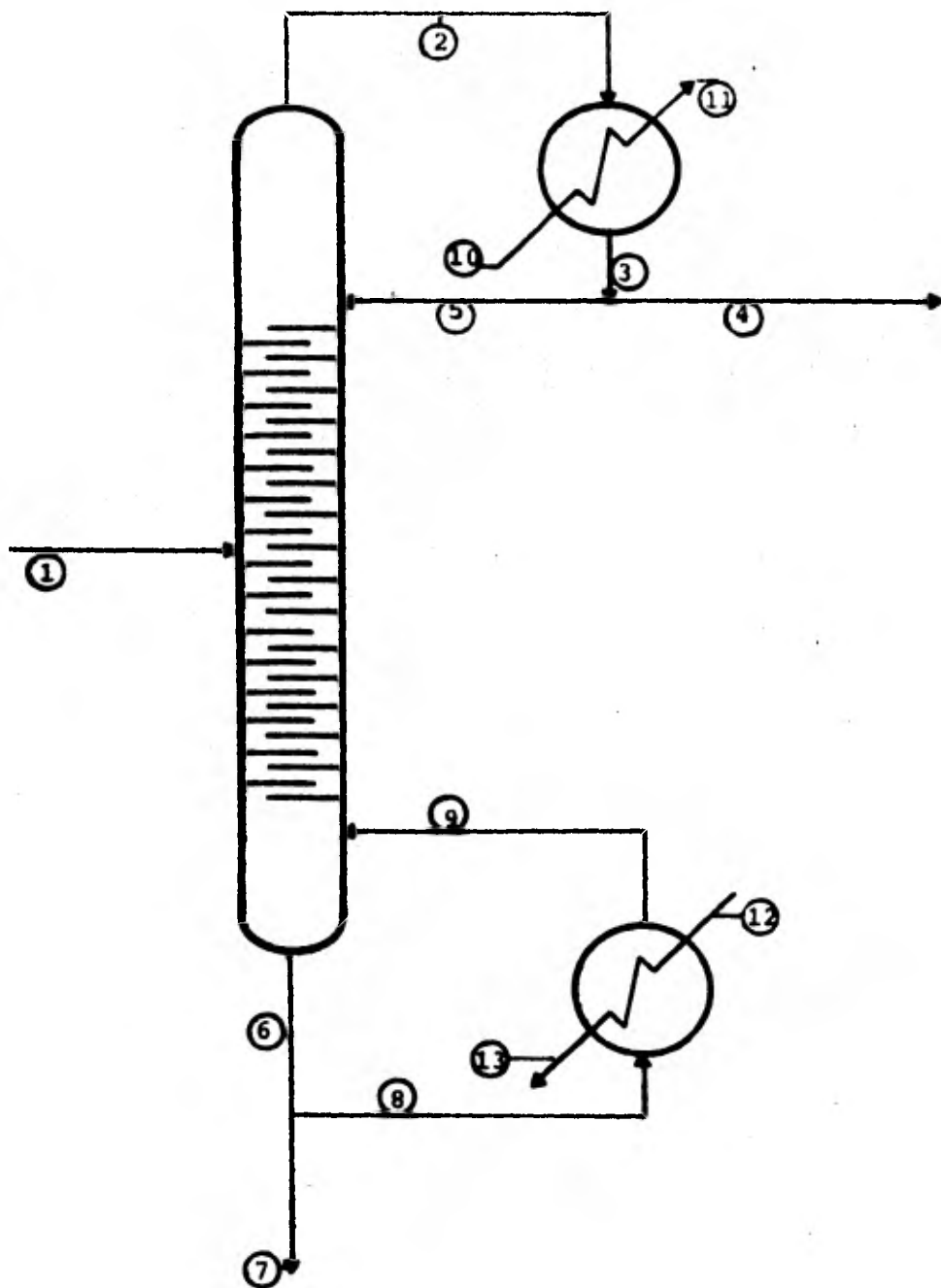


Figura 1.- Esquema básico de destilación (E-1-A), (E-1-B) y (E-1-M).

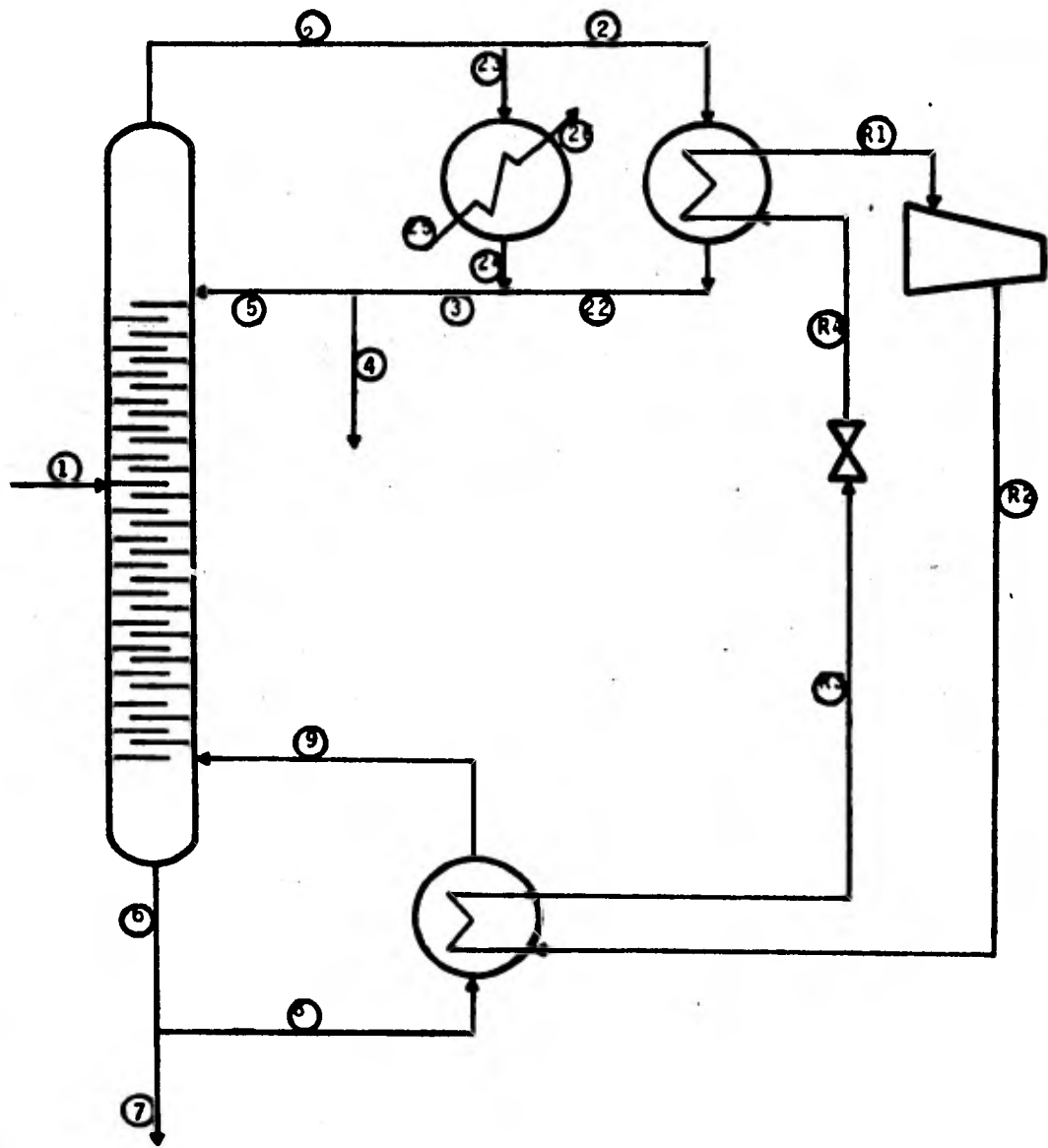


Figura 2.- Esquema con termotransportador de ciclo cerrado (E-2-A).

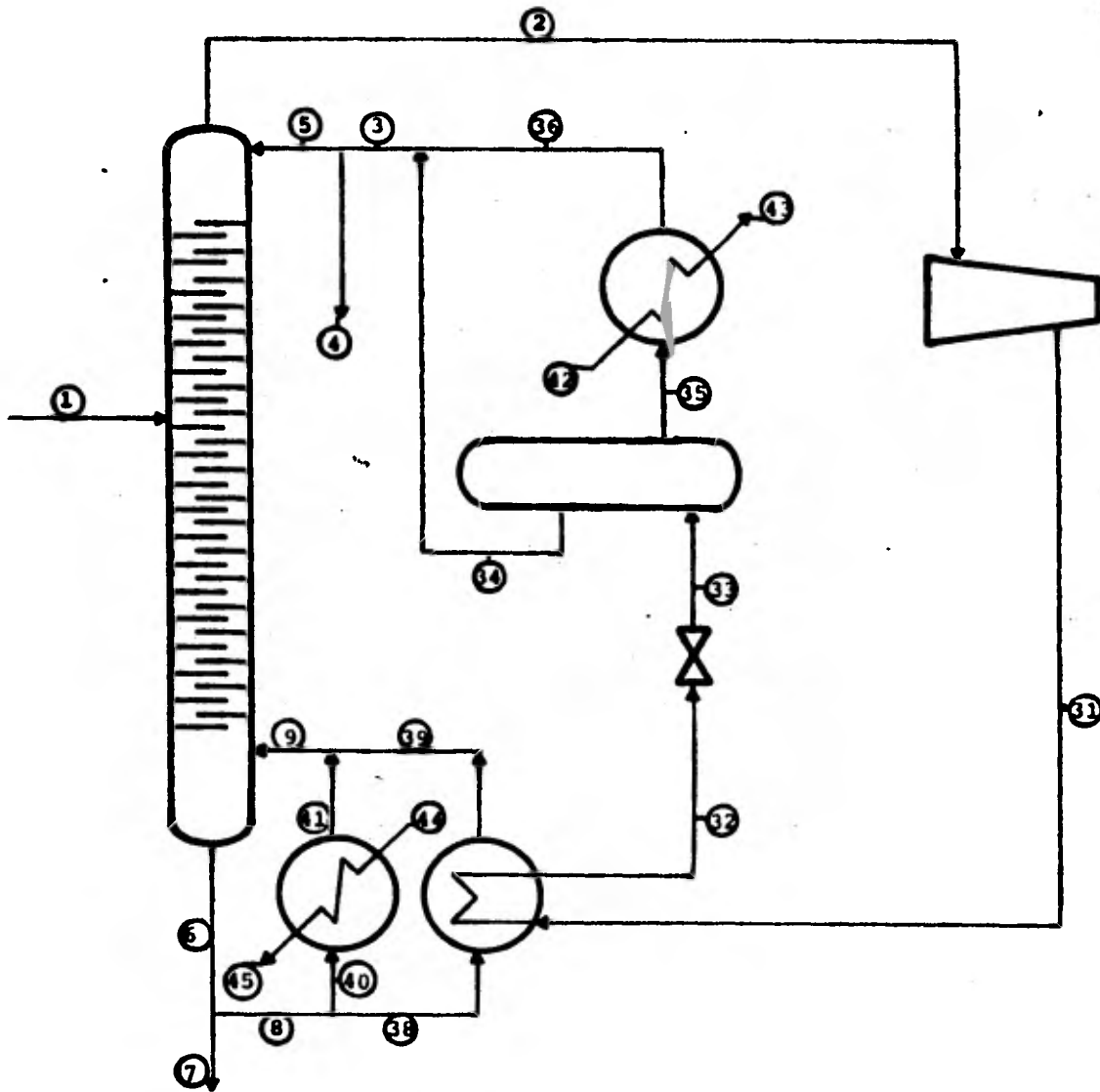


Figura 3.- Esquema de destilación con termotransportador de ciclo abierto y vapor de domos como refrigerante (E-3-A) Y (E-3-B).

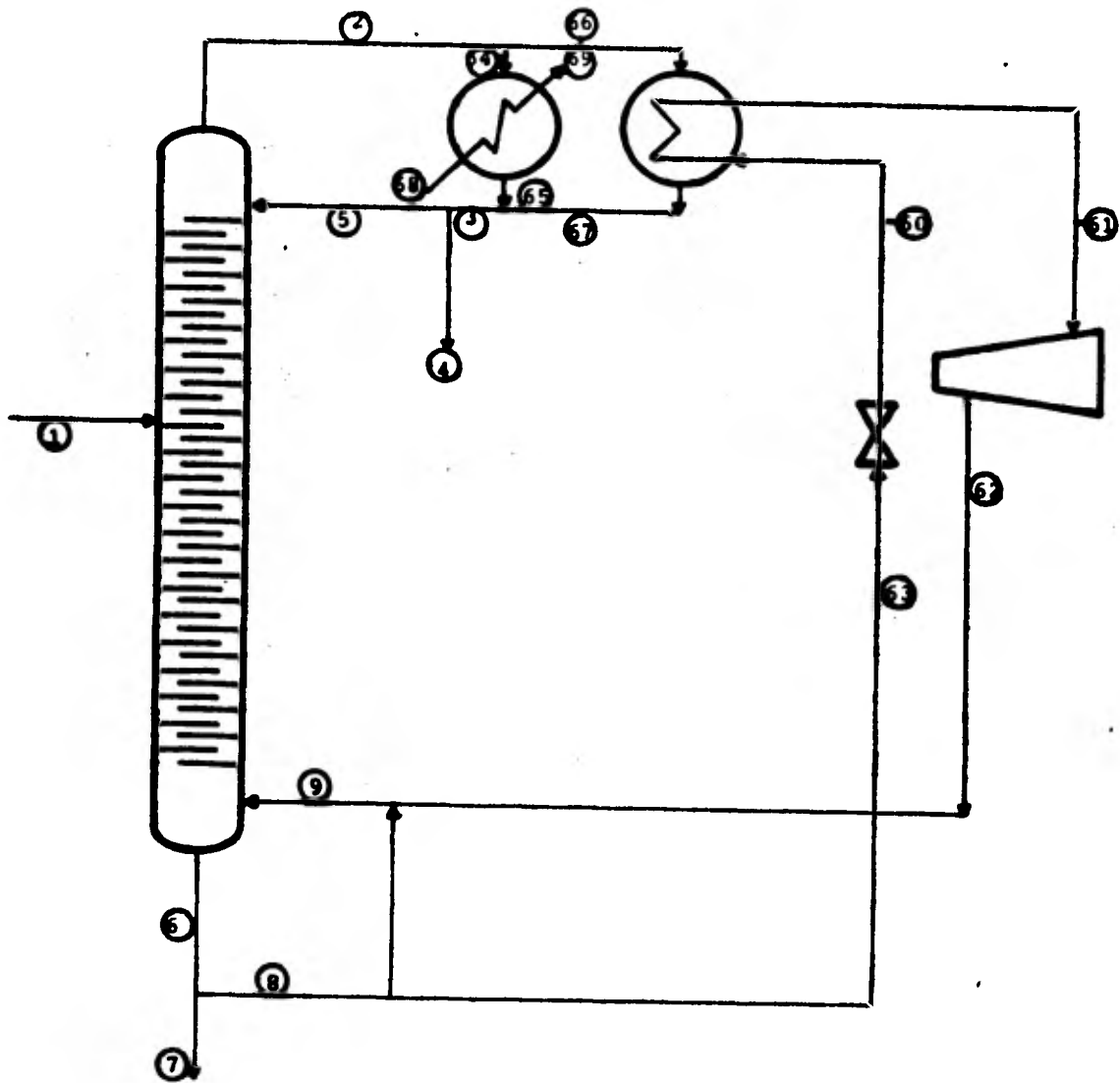


Figura 4.- Esquema de destilación con termotransportador de ciclo abierto y líquido de fondos como refrigerante (E-4-A) y (E-4-B).

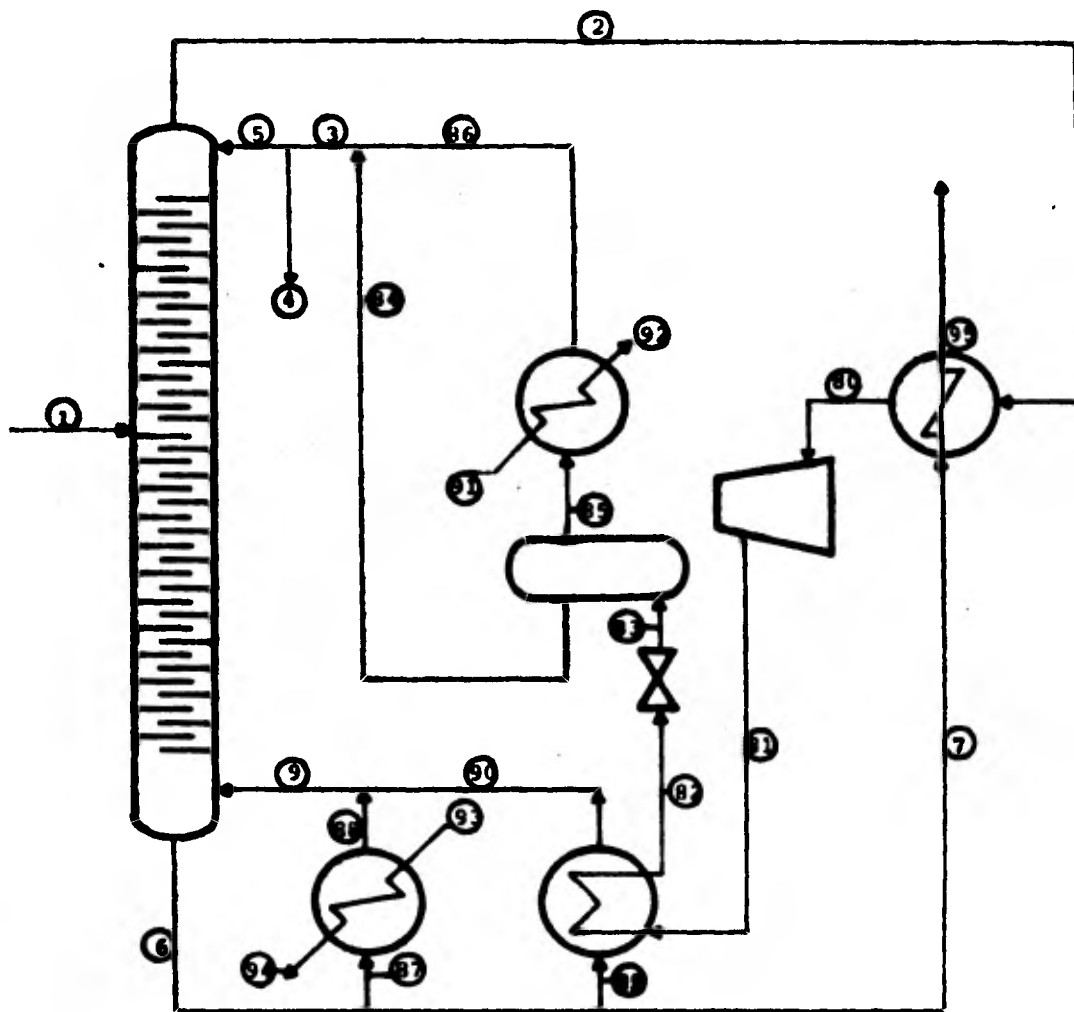


Figura 5.- Esquema de destilación con termotransportador de ciclo abierto, vapor de domos como refrigerante y recuperación de calor de los productos de fondos (E-5-A).

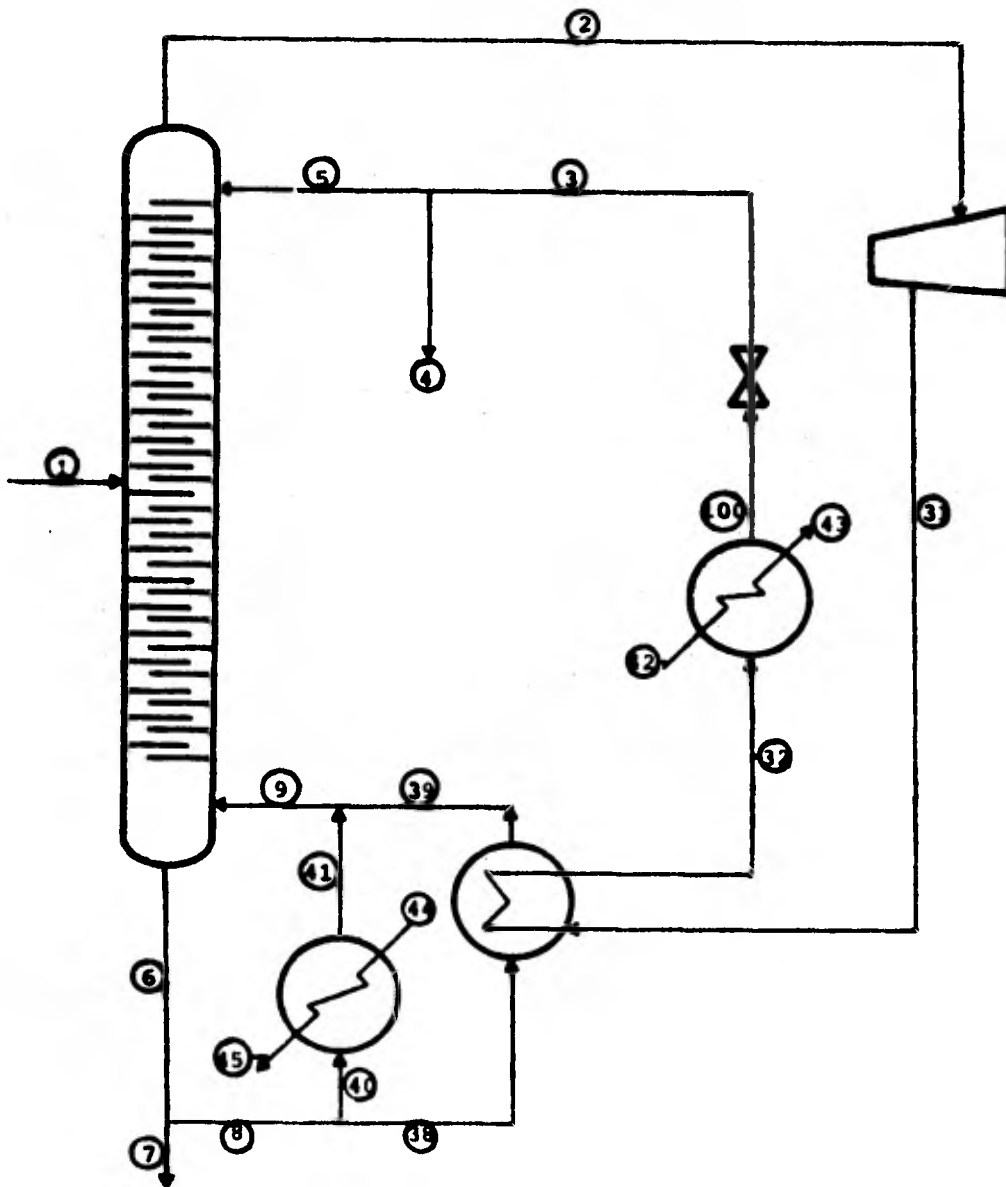


Figura 6.- Esquema de destilación con termotransportador de ciclo abierto, vapor de domos como refrigerante y subenfriado antes de la válvula de expansión (E-6-B) y (E-6-M).

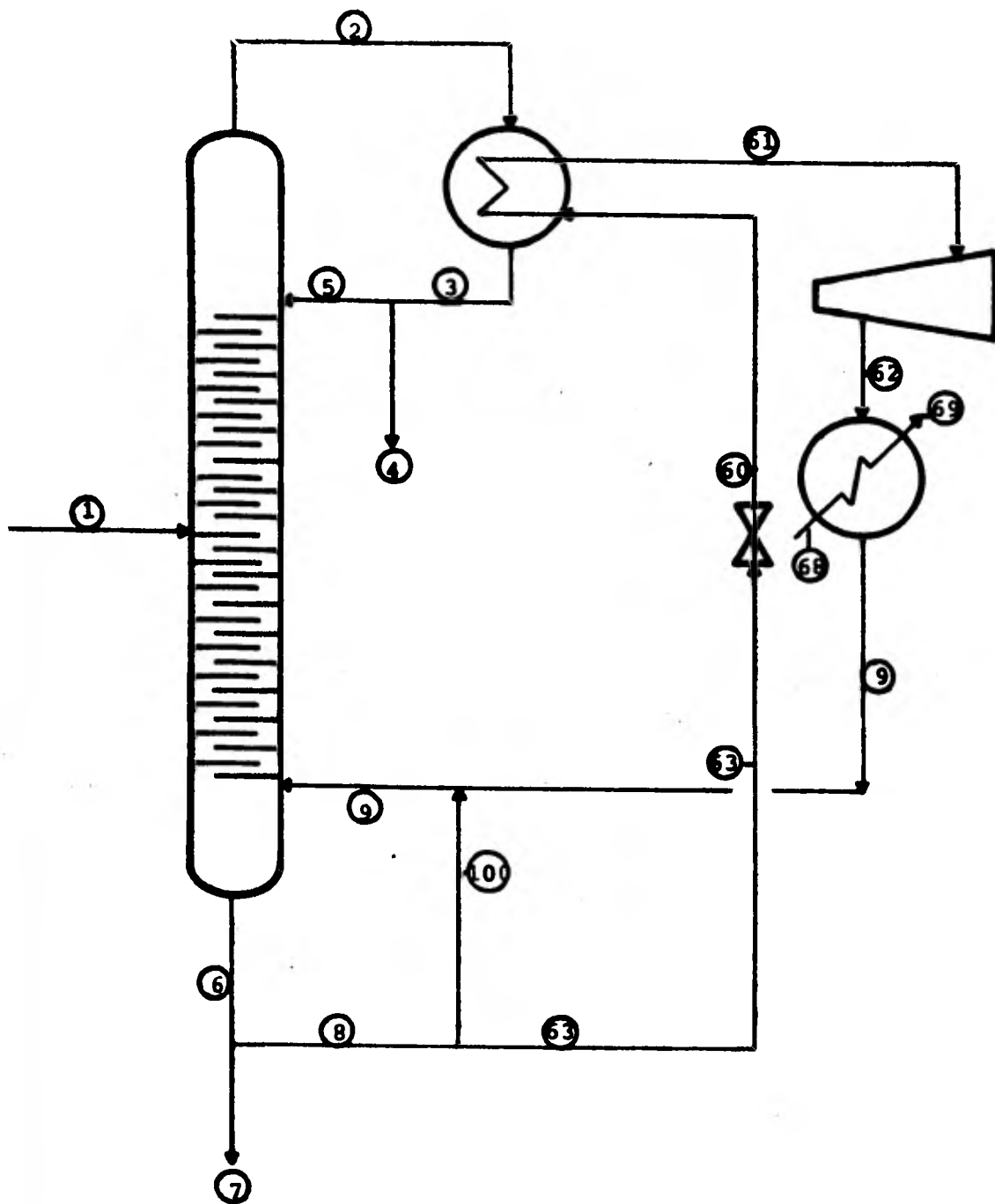


Figura 7.- Esquema de destilación con termotransportador de ciclo abierto, líquido de fondos como refrigerante y condensador después del compresor (E-7-B) y (E-7-M).

6.3. ANÁLISIS COMPARATIVO:

De los costos totales anuales se puede determinar directamente cuál de los esquemas es el óptimo. Pero antes haremos un análisis de estas Tablas para comprender mejor sus resultados.

Ahora bien, antes de comenzar dicho análisis conviene tener presente que los esquemas E-1-A, E-2-A, E-3-A, E-4-A, E-5-A, E-7-M tienen como medio condensante agua de enfriamiento ($90-115^{\circ} F$), mientras que los esquemas E-1-B, E-3-B, E-6-B, E-7-B, E-1-M y E-6-M tienen como medio condensante agua helada ($56^{\circ} C$).

6.3.1. EFICIENCIA EXERGETICA Y PRESION DE DESTILACION:

Examinando los llamados esquemas básicos de destilación: E-1-A, E-1-B, E-1-M en la Tabla XXIII y la gráfica 1 se puede apreciar que mientras que para E-1-B y E-1-M, al aumentar la presión, disminuye la eficiencia exergetica mientras que para E-1-A, que es el de los tres esquemas el de mayor presión es también el de más alto valor exergetico. Esto se debe a que dicho esquema usa agua de enfriamiento que, al aumentar su temperatura, aumenta su exergía mientras que E-1-B y E-1-M usan agua helada que, al aumentar su temperatura, disminuye su exergía, siendo esta la razón de la diferencia, ya que si usamos agua helada en lugar de agua de enfriamiento en E-1-M tendremos que éste es el esquema básico de más baja eficiencia exergetica.

Lo mismo sucede con los esquemas E-7-B y E-7-M.

El hecho de que al disminuir la presión aumenta la eficiencia exergética obedece a que el gasto de la corriente de vapor disminuye al disminuir la presión (esto se comprende al ver a todo el esquema como un sistema, con lo que dicha corriente de vapor resulta ser significativamente la de mayor valor exergético. Tablas IV, IX y XIII). Esta disminución, que se debe a la menor cantidad de calor necesario a dar en el rehervidor, aumenta la eficiencia exergética.

La correspondencia entre eficiencia exergética y presión de torre que se mantiene en esquemas semejantes, haciendo la distinción entre los que tengan agua helada y agua de enfriamiento, no se mantiene en el caso de los esquemas E-6-M y E-6-B (Tabla XXIII). En este caso, al aumentar la presión la eficiencia exergética aumenta.

Si examinamos con cuidado los términos involucrados en el cálculo de la eficiencia exergética de estos esquemas, se verá que el trabajo dado en el compresor del E-6-B es superior al del E-6-M (Tabla XVI). Además, si observamos los volúmenes manejados por el compresor en ambos esquemas, el de menor presión (E-6-B) maneja un volumen menor, como era de esperar. Por lo tanto, la razón de este mayor trabajo consiste en que la razón de compresión es superior en el esquema de menor presión.

Esto se realizó para ver el efecto de los acercamientos de temperatura en los intercambiadores, ya que en E-6-B se dio un acercamiento de 15° F y en E-6-M se dio un acercamiento de 11.5° F, y esta diferencia de 3.5° F fue lo suficiente para que el compresor tuviera que ejercer mayor tra-

bajo y, por lo tanto, bajar el rendimiento exergético del esquema.

De esto último y del esquema E-2-A, donde en lugar de tener un acercamiento tenemos dos, debido a que se trata de un ciclo cerrado, se puede concluir que, de todos los factores que afectan la eficiencia exergética señalados en el capítulo 2, los acercamientos de temperatura son los más importantes.

6.3.2. EFICIENCIA EXERGETICA Y COSTOS DE SERVICIO:

La eficiencia exergética, por ser un índice de la utilidad con la que usamos la energía, debería darnos una tendencia de los costos de servicio. Si vemos la Tabla XXIII y la gráfica 2 notamos dos excepciones:

- a) El caso arriba señalado entre los esquemas E-6-B, E-6-M, cuyas razones ya se vieron.
- b) El esquema E-1-A, que en cuanto a eficiencia exergética es el cuarto mejor y en cuanto a costos disminuye hasta el noveno.

Para entender esta segunda excepción es necesario observar que el alto valor de la eficiencia exergética de este sistema es engañoso. La exergía de la corriente de agua de enfriamiento a la salida del condensador (que, en este esquema, tiene un gasto muy alto) tiene un valor muy grande. Pero este valor no resulta útil, ya que la energía que lleva esta corriente se tirará a la atmósfera en las torres de enfriamiento de agua, y este no-uso no lo contempla la eficiencia exergética.

Si se eliminan las contribuciones de esta agua de enfriamiento el valor de la eficiencia exergética es poco superior a 0.2.

Si se pretendiera, a partir de los resultados anteriores, establecer una relación matemática que diera el costo de servicios a partir de la exergía se incurriría en un visible error, ya que:

- a) Los costos de servicio son función del trabajo social así como de las condiciones de mercado, en tanto que la exergía se refiere a un trabajo máximo termodinámico.
- b) El coeficiente exergético de la utilidad con la cual se está usando la energía, sin tener en cuenta la cantidad empleada.

A favor se puede decir que la relación o tendencia que existe entre costos de servicios y eficiencia exergética es más clara conforme los esquemas se asemejen así como si se utilizan los mismos servicios en iguales proporciones.

En la gráfica 3 se relacionan los costos totales con la eficiencia exergética, en la que una de las curvas representa una presión de operación, y la distancia entre ellas representa el costo de la torre.

6.3.3. OTRAS OPCIONES:

Además de los dos esquemas anteriores se exploraron otras opciones, tales como:

- a) Opciones a presiones más bajas para que, usando agua helada, se enfriara en las corrientes de más alta temperatura (como, por ejemplo, los esquemas del tipo 6 y 7), pero el límite impuesto por la temperatura del agua helada y el acercamiento

mínimo de temperaturas en los intercambiadores tan sólo permitían un ahorro de tres platos con un enorme incremento en el área de los intercambiadores.

- b) Opciones a presiones ligeramente superior a la media para que los esquemas del tipo 6, con agua de enfriamiento, funcionaran. Sin embargo, esta presión mínima necesaria era muy superior a la presión media.

En ninguna de las otras opciones exploradas se encontró un mejor aprovechamiento exergético de la energía que en E-7-M, ni costos más bajos que los de E-6-B.

5.3.4. ALTERNATIVA SELECCIONADA:

Viendo la Tabla XXIII y la gráfica 3 es fácil concluir que la mejor alternativa es E-6-B, y aunque E-7-M, por un lado, nos da el mayor rendimiento exergético y, por otro, nos fija unos costos de servicios más bajos, se requeriría de una amortización a 35 años para que este esquema representara una mejor inversión que E-6-B.

Lo mismo ocurre entre las opciones E-3-A y E-4-A, en las cuales el tiempo de amortización es de 20 años.

Por lo tanto, las alternativas seleccionadas son:

- a) Si la planta posee agua helada, E-6-B.
- b) Si la planta no posee agua helada, E-7-M.

6.3.5. CONDICIONES DE OPERACION:

Los principales problemas de operación se presentarán en el arranque y en los paros. En el momento del arranque, tratándose de los esquemas que no poseen un pequeño rehervidor, el calor necesario será dado por el compresor hasta que comiencen a fluir los condensados. Por lo que, si se espera tener un gran número de paros, conviene tener un pequeño rehervidor que ayude en esta operación.

En los paros, cuando se suspende la alimentación a la torre, se detendrá el compresor dirigiendo los gases directamente al pequeño condensador el drenado de los fondos.

CONCLUSIONES

Las conclusiones de la presente Tesis son de tres tipos:

- A) Referentes a la exergía.
- B) Referentes a los termotransportadores.
- C) Referentes a costos.

A) Referentes a la exergía:

- 1) La eficiencia exergética permite comparar esquemas de proceso, indicando cuál de ellos maneja más eficientemente la energía.
- 2) Para gastos de energía semejantes, en esquemas de proceso semejantes, diferencias marcadas en el valor de la eficiencia exergética, acusan mayores costos de servicios en el valor más bajo del rendimiento exergético.

B) Referentes a los termotransportadores:

- 1) El uso de los termotransportadores permite optimizar el aprovechamiento de la energía.
- 2) Los termotransportadores son especialmente útiles en destilaciones:
 - a) con pequeñas diferencias de temperatura entre domos y fondos
 - b) cuando la presión de operación sea alta debido al uso de agua de enfriamiento, ya que los termotransportadores permiten bajar la presión haciendo atractivos otros medios refrigerantes o permitiendo enfriar el sistema en otro lugar a temperaturas más elevadas, y
 - c) cuando el calor dado en el rehervidor es mayor al retirado en el condensador.

- 3) Los termotransportadores más útiles para la destilación son los de ciclo abierto.
 - 4) Los termotransportadores en una planta deben servir para optimizar el uso de la energía en la planta y no de cada equipo.
 - 5) Los termotransportadores por compresión no compiten con cambiadores de calor, ya que su servicio es distinto.
 - 6) Para el presente caso, no conviene hacer uso de economizadores, ya que la diferencia de temperaturas que se tiene entre los fondos y los destilados es muy pequeña.
- C) Referentes a los costos:
- 1) Los termotransportadores representan un ahorro en los costos de servicio (gastos en vapor, agua, energía eléctrica, etc.).
 - 2) Los termotransportadores permiten un ahorro en los costos de inversión cuando se logra disminuir significativamente la presión de operación.

NOMENCLATURA.

COP = Coeficiente Desempeño en Máquinas refrigerantes.

COPH = Coeficiente Desempeño en Termotransportadores.

COP_{HM} = Coeficiente de Desempeño en Termotransportadores máximo. Se puede obtener de acuerdo a un ciclo de Carnot.

d = Derivada o diferencial.

D = Significa lo mismo que una Delta mayúscula cuando se antepone a una variable (incremento).

E = Energía. (BTU).

E_e = Exergía de entrada a un sistema. (BTU).

E_s = Exergía de salida de un sistema. (BTU).

E_x = Exergía. (BTU).

E_u = Energía de una corriente a condiciones ambiente. (BTU).

F = Razón de calores, y es igual a dividir el calor obtenido entre el suministrado.

G = Energía libre de Gibbs. (BTU).

h = Entalpía de una corriente de refrigerante en algún punto de su ciclo. (BTU).

H = Entalpía. (BTU)..

H_g = Entalpía de la corriente de salida de domos en una torre de destilación. (BTU).

H_D = Entalpía de la corriente del producto de domos de una torre de destilación. (BTU).

H_e = Entalpía de una corriente de entrada a un sistema. (BTU).

H_F = Entalpía de la corriente del producto de fondos de una torre de destilación. (BTU).

H_F' = Entalpía de la corriente de producto de fondos subenfriado de una torre. (BTU).

H_L = Entalpía de la corriente de alimentación a una torre de destilación. (BTU).

H_L' = Entalpía de la corriente de alimentación en una torre de destilación con precalentamiento de la alimentación usando el calor del producto de fondos. (BTU).

H_R = Entalpía de la corriente de reflujo en una torre de destilación. (BTU).

H_s = Entalpía de una corriente a la salida de un sistema. (BTU).

H_S = Entalpía de la corriente de fondos proveniente de la torre de destilación. (BTU).

H_T = Entalpía de la corriente de alimentación al rehervidor de la torre de destilación. (BTU).

H_u = Entalpía de una corriente a las condiciones ambiente. (BTU).

H_W = Entalpía de la corriente de salida del rehervidor en una torre de destilación. (BTU).

H_W' = Entalpía de la corriente de salida del rehervidor en una torre de destilación con precalentamiento de la alimentación usando calor del producto de fondos. (BTU).

K = Constante.

L = Pérdidas de exergía en un sistema. (BTU).

M_R = Flujo másico de un refrigerante. (lb/Hr).

N = Eficiencia isentrópica de un compresor.

N_1 = Eficiencia adiabática de un compresor.

N_0 = Eficiencia mecánica del per compresor-motor.

N_e = Eficiencia eléctrica del motor.

N_m = Eficiencia mecánica del motor.

N_{m1} = Eficiencia mecánica del compresor.

N_c = Coeficiente de eficiencia de Carnot en la entrada de un sistema ($1 - T_u/T_e$).

N_s = Coeficiente de eficiencia de Carnot a la salida de un sistema ($1 - T_u/T_e$).

P = Presión. (psia).

P_q = Presión del medio ambiente. (psia).

q = Calor que pierde o cede un sistema. (BTU).

q_2 = Calor cedido en un condensador en una torre de destilación con termotransportador. (BTU).

Q = Calor suministrado a un sistema. (BTU).

Q' = Calor dado en el rehervidor de una torre de destilación donde se precalienta la alimentación usando el calor de los productos de fondo. (BTU).

Q_2 = Calor cedido en el rehervidor de una torre de destilación por termotransportador. (BTU).

$Q_e = Q_n =$ Calor obtenido en el absorbedor. (BTU).

$Q_t =$ Calor intercambiado en el condensador. (BTU).

$Q_e =$ Calor suministrado a un sistema o al evaporador. (BTU).

$Q_{rev} =$ Calor obtenido o necesario en un proceso reversible. (BTU).

$Q_e =$ Calor cedido por un sistema. (BTU).

$Q_z =$ Calor necesario a dar en el desorbedor. (BTU).

$R =$ Constante universal de los gases. (BTU/lb mol $^{\circ}F$).

$S =$ Entropía. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S_{acum} =$ Entropía acumulada. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S^{\circ}_{acum} =$ Entropía acumulada referida a las condiciones ambiente. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S_e =$ Entropía de una corriente de entrada a un sistema. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S_{gen} =$ Entropía generada. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S^{\circ}_{gen} =$ Entropía generada referida a las condiciones ambiente. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S_{qe} =$ Entropía del calor obtenido por un sistema. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S_{qs} =$ Entropía del calor suministrado a un sistema. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S_s =$ Entropía de una corriente a la salida de un sistema. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S_u =$ Entropía de una corriente a las condiciones ambiente. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S_{we} =$ Entropía del trabajo suministrado a un sistema = 0. (BTU/ $^{\circ}F$).

$S_{ws} =$ Entropía del trabajo obtenido por un sistema = 0. (BTU/ $^{\circ}F$).

$T =$ Temperatura. ($^{\circ}F$).

$T_e = T_n =$ Temperatura del absorbedor. ($^{\circ}F$).

$T_c =$ Temperatura del condensador. ($^{\circ}F$).

$T_e =$ Temperatura del evaporador. ($^{\circ}F$).

$T_p =$ Temperatura de la corriente que se calienta en el condensador. ($^{\circ}F$).

T_e = Temperatura de la corriente que se enfría en un evaporador. ($^{\circ}F$).

T_u = Temperatura ambiente. ($^{\circ}F$).

T_z = Temperatura del desasorbedor. ($^{\circ}F$).

V = Volumen. (ft^3).

W = Trabajo real hecho por el par motor-compresor. (BTU).

W_c = Trabajo adiabático hecho por un compresor. (BTU).

W_i = Trabajo isoentrópico hecho por un compresor. (BTU).

W_{max} = Trabajo máximo termodinámico. (BTU).

W_{min} = Trabajo mínimo termodinámico. (BTU).

W_s = Trabajo obtenido de un sistema. (BTU).*

(*) La presente Tesis utiliza el sistema técnico inglés de medidas debido a su amplia aceptación y uso corriente dentro de la ingeniería química.



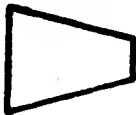
Condensador.



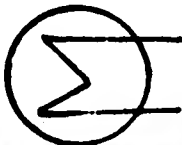
Rehervidor.



Válvula de expansión.



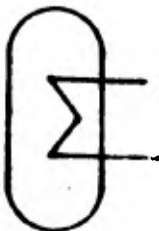
Compresor.



Intercambiador.



Absorbedor.



Agotador.



Bomba.

BIBLIOGRAFIA

1. Armstrong, Enrique J.: "Equipment-purchasing policies that save energy", en: Chemical Engineering, vol. 84, núm. 14, pp. 110-112.
2. Saasel, W. D.: Preliminary Chemical Engineering Plant Design, Ed. Elsevier, 1976.
3. Barber, R. E.: "Rankine-Cycle Systems for Waste Heat Recovery", en Chemical Engineering, nov. 25, 1974, pp. 101-106.
4. "Bulletin P-25" de Elliot Multistage Compressors, Ed. Carrier Corporation, 1973.
5. Camantini, E.: Heat Pumps.
6. Danziger, R.: "Distillation Columns with Vapor Recompression", Sulzer Company.
7. Davis, James A.: "Bubble Tray Design and Layout", Petroleum Refinery, vol. 29, núm. 9, agosto, 1950.
8. Drickamer, H. G. and J. E. Bradford: "Overall Plate Efficiency of Commercial Hydrocarbon Fractionating Columns as Function of Viscosity". Presented at the New York meeting Mass., 10, 11, 1943, AIChE.

9. Edmister, W. C.: Applied Hydrocarbon Thermodynamics, vol. I, Gulf Publishing Company, 1961.
10. Energy Commission Paper Numb. 1: Working Document on the Energy Policy. Published by the Department of Energy World, enero, 1978, pp. 5-9.
11. Glasstone, Samuel: Termodinámica para Químicos, Ed. Aguilar, 1972.
12. Guthrie, K. M.: "Capital Cost Estimating", en Chemical Engineering, marzo 24, 1969, pp. 114-143.
13. Kern, D. Q.: Procesos de Transferencia de calor, CECSA, 1974.
14. Koch Engineering Co. Inc.: Koch Flexitray Design Manual, sept. 2, 1960.
15. Ludwig, E. E.: Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, 3 vols., Gulf Publishing Company, 1969.
16. Merrit, R.: "Best Ideas for Saving Energy", en: Instruments and Control Systems, diciembre, 1980, pp. 43-46.
17. Perry, J. H.: Manual del Ingeniero Químico, Ed. UTHCA, 1974.
18. Petterson, W. C. and T. A. Wells: "Energy-Saving schemes in distillation", en Chemical Engineering, vol. 84, núm. 20, pp. 78-86.

19. Riekert, Lothar: "The Efficiency of Energy Transformation in Chemical Process". Presented at the New York meeting Mass., AICHE, 1975, E-4-1.
20. Smith, J. M. and H. C. Van Ness: Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics, Ed. McGraw-Hill, 1975.
21. Soave, Giorgio: "Equilibrium constant from modified Redlich-Kwong Equation of state", en: Chemical Process, vol. 27, núm. 6-A, pp. 1197-1203.
22. Taylor, G. A.: Ingeniería Económica, Ed. Limusa, 1978.
23. Van Winkle, M.: Distillation, McGraw-Hill, 1967.
24. Zednik, S. G.: "Balancing energy costs against equipment costs", en: Chemical Engineering, vol. 84, núm. 14, pp. 97-102.