

2ej
19



Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Estudios Superiores "Cuautitlán"



DESCRIPCION Y CALCULO TERMODINAMICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION MECANICO EN CASCADA PARA LICUEFACCION DE ETILENO CON PROPILENO COMO REFRIGERANTE.

Tesis Profesional

Que para obtener el título de:

INGENIERO QUIMICO

P r e s e n t a :

ARTURO MONTILLA MARTINEZ

Dir.: I.Q. Sergio Cruz Preciado



V N A M

Cuautitlán Izcalli, Edo. de México

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES - CUAUTITLÁN



Departamento de
Estudios Profesionales



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

CONTENIDO.

CAPITULO	PAGINAS.
I.- INTRODUCCION.	1 - 6
II.- FUNDAMENTOS TERMODINAMICOS	7 - 30
a) Licuefacción de gases por enfriamiento propio.	
a.1) Licuefacción por expansión libre.	
a.2) Licuefacción por expansión isentrópica.	
b) Refrigeración mecánica.	
b.1) Elementos esenciales del ciclo de Carnot.	
b.2) Ciclo de Carnot.	
b.3) Ciclo invertido y ciclo reversible.	
b.4) Ciclo invertido de Carnot.	
b.5) Refrigeración mecánica por compresión de vapores.	
b.6) Descripción de un sistema simple de refrigeración por compresión de vapores.	
b.7) Desviación del ciclo real de refrigeración con respecto al ciclo ideal.	
b.8) Ciclos en cascada.	
III.- DESCRIPCION DEL PROCESO: AMPLIACION TERMINAL PAJARITOS, PAJARITOS, VERACRUZ.	31 - 45
Etileno proceso y etileno servicio.	
Ciclo de Propileno.	
Representación gráfica en el plano Presión-Entalpía del etileno proceso.	
Diagrama de flujo A.	
Balance de materia.	
Lista de equipo.	
Relación de cambiadores de calor.	
Propiedades termodinámicas etileno/propileno.	
IV.- DESCRIPCION DEL METODO "SINTESIS POR DISEÑO EVOLUTIVO".	46 - 57
Configuración base, diagrama de flujo C.	

CONTINUACION.

CAPITULO

PAGINAS.

	Proceso propuesto, diagrama de flujo B.	
	Parámetros de equipos.	
	Costos de operación.	
	Costos fijos.	
	Estimación de costos de compra de equipo.	
V.-	DESCRIPCION DEL PROCESO PROPUESTO (DIAGRAMA DE FLUJO B).	58 - 75
	Etileno proceso más etileno servicio.	
	Ciclo de propileno.	
	Representación gráfica en el plano Presión-Entalpía del etileno proceso más etileno servicio	
	Diagrama de flujo B.	
	Bases de diseño.	
	Criterios de diseño.	
	Balances de materia.	
	Lista del equipo del proceso propuesto.	
	Relación de cambiadores de calor.	
	Propiedades termodinámicas etileno/propileno.	
	Diagramas de Mollier para etileno y propileno.	
VI.-	EVALUACION DE ALTERNATIVAS.	76 - 78
	Proceso establecido, diagrama de flujo A.	
	Proceso propuesto, diagrama de flujo B.	
	Evaluación económica.	
VII.-	CONCLUSION.	80 - 81
	BIBLIOGRAFIA.	

CAPITULO I

INTRODUCCION.

CAPITULO I.

INTRODUCCION.

El etileno es una de las materias primas principales de la Petroquímica Básica, el cual es utilizado para la producción de Dicloroetano, Acetaldehído, Oxido de Etileno y Polietileno en -- sus diferentes clasificaciones (Ver Tabla 1).

Petróleos Mexicanos produce etileno en el sureste del país, contando para tal efecto con dos plantas de etileno, (Plantas: - Etileno I y Etileno II) en el Complejo Petroquímico "Pajaritos," y una en el Complejo Petroquímico "La Cangrejera", (Planta: Etileno III). Ambos Complejos ubicados al sureste de la Ciudad de -- Coahuacoalcos, Veracruz. El etileno es producido en éstas plantas mediante la pirólisis del etano a una temperatura de 850°C.- También existen plantas de etileno en Reynosa, Tamaulipas y Poza Rica, Veracruz, teniendo su centro de almacenamiento en Tuxpan,- Veracruz.

El almacenamiento de éste producto debe hacerse en forma líquida, ya que de lo contrario sería materialmente imposible e incontable su distribución para el consumo interno o bien para su exportación. Se cuenta para ésto con una terminal de Barcos localizada en la Laguna de Pajaritos, Veracruz. La Terminal consta de dos tanques criogénicos de 2 000 Toneladas cada uno, que - almacenan el producto líquido a la presión de 1.5 psig. y temperatura de -157°F; un sistema de recibo y entrega de etileno líquido de y a buquestanque y un muelle con los servicios indispensables.

Como ésta Terminal nada más fué diseñada para absorber la - producción de etileno del Complejo Pajaritos, al entrar en operación la planta de Etileno III del Complejo La Cangrejera, se instaló una Ampliación a la Terminal. Esta Ampliación de la Terminal Marítima puede recibir en fase gaseosa, refrigerar y almacenar en fase líquida todo el etileno enviado desde la Planta III- y cuenta con todas las facilidades para recibir o entregar etileno líquido a los Complejos Pajaritos y La Cangrejera. La Amplia-

ción de la Terminal Marítima cuenta con un tanque criogénico con capacidad de 8 000 Tonedas para almacenar el etileno líquido.

En el siguiente trabajo se hace una descripción y comparación de dos procesos para la licuefacción de una corriente gaseosa de etileno para su almacenamiento: El primer proceso es el ya establecido en la Ampliación de la Terminal Marítima de Pajaritos, Veracruz (Diagrama de Flujo A), el cual consiste en dos sistemas de refrigeración mecánica en cascada, el de nivel de temperatura mayor con propileno, y el de nivel de temperatura menor, con etileno, ciclos aislados de la corriente de proceso. Este proceso se describe en el capítulo III, contándose con la información mínima necesaria de diseño. El segundo proceso (Diagrama de Flujo B), es una opción obtenida por el método llamado "Síntesis por Diseño Evolutivo", el proceso consiste también en dos ciclos de refrigeración mecánica en cascada similar al anterior, con la variante ahora de que la corriente de proceso se mezcla con el ciclo de nivel de temperatura menor (Etileno servicio) y así obtener un ciclo abierto para licuar y almacenar el etileno.

En el Capítulo IV se describe la metodología utilizada por los Ingenieros Flores, Barnés y Ramírez, para la obtención del esquema que se utilizará como base para la comparación de ambos procesos, ya que es de sumo interés e ilustrativo conocer las técnicas que deben aplicarse para la optimización del sistema de refrigeración.

En el Capítulo V se desarrolla el diseño del proceso propuesto, basado en el trabajo de Flores, Barnés y Ramírez, incluyendo el cálculo del balance de materia y energía, así como el dimensionamiento preliminar de equipos, información que será utilizada para efectuar la comparación en el diseño existente.

En el Capítulo VI se hace la evaluación de las dos alternativas y finalmente en el Capítulo VII se da la conclusión del trabajo.

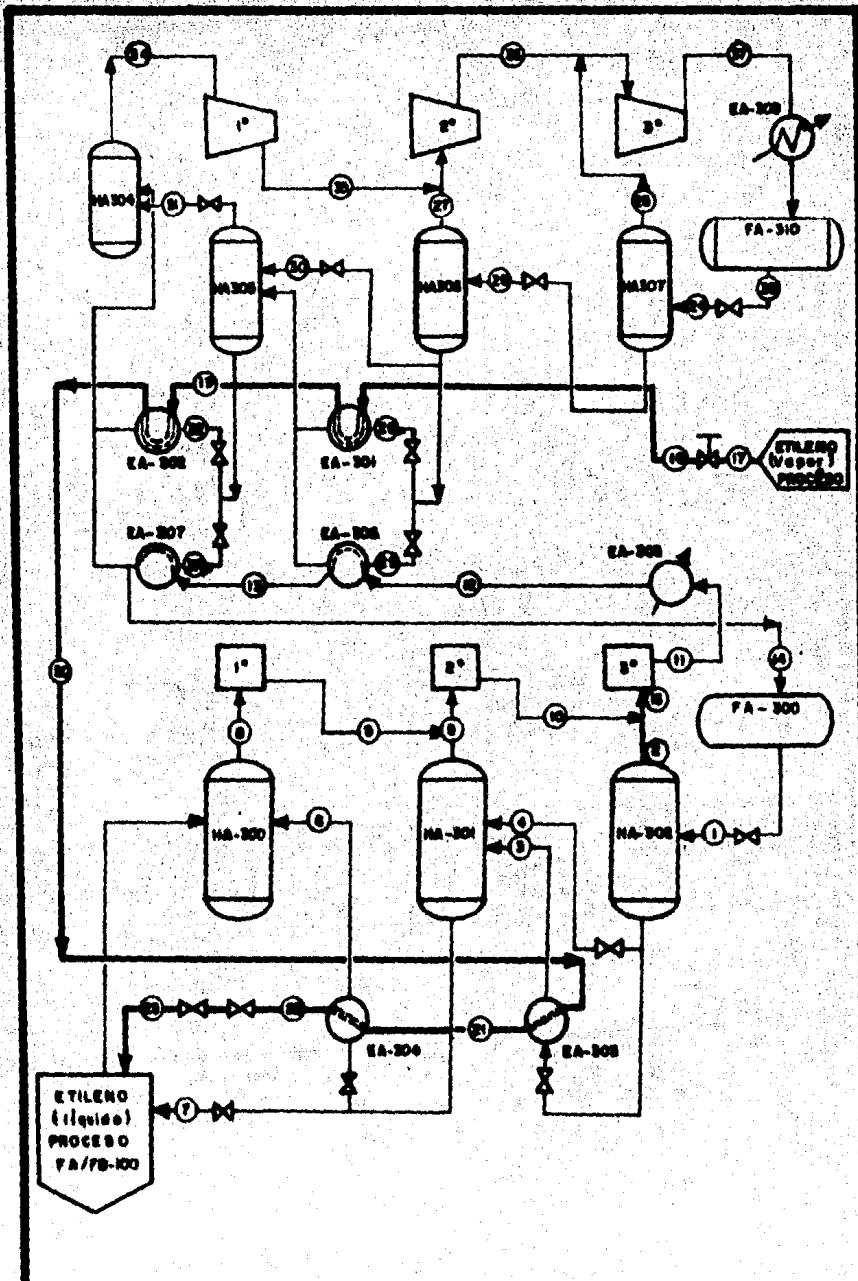


DIAGRAMA DE FLUJO " A "
AMPLIACION TERMINAL MARITIMA PAJARITOS, VER.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - U.N.A.M.	CARRERA: "INGENIERO QUIMICO"
TESIS PROFESIONAL	NOMBRE: ARTURO MONTILLAMARTINEZ

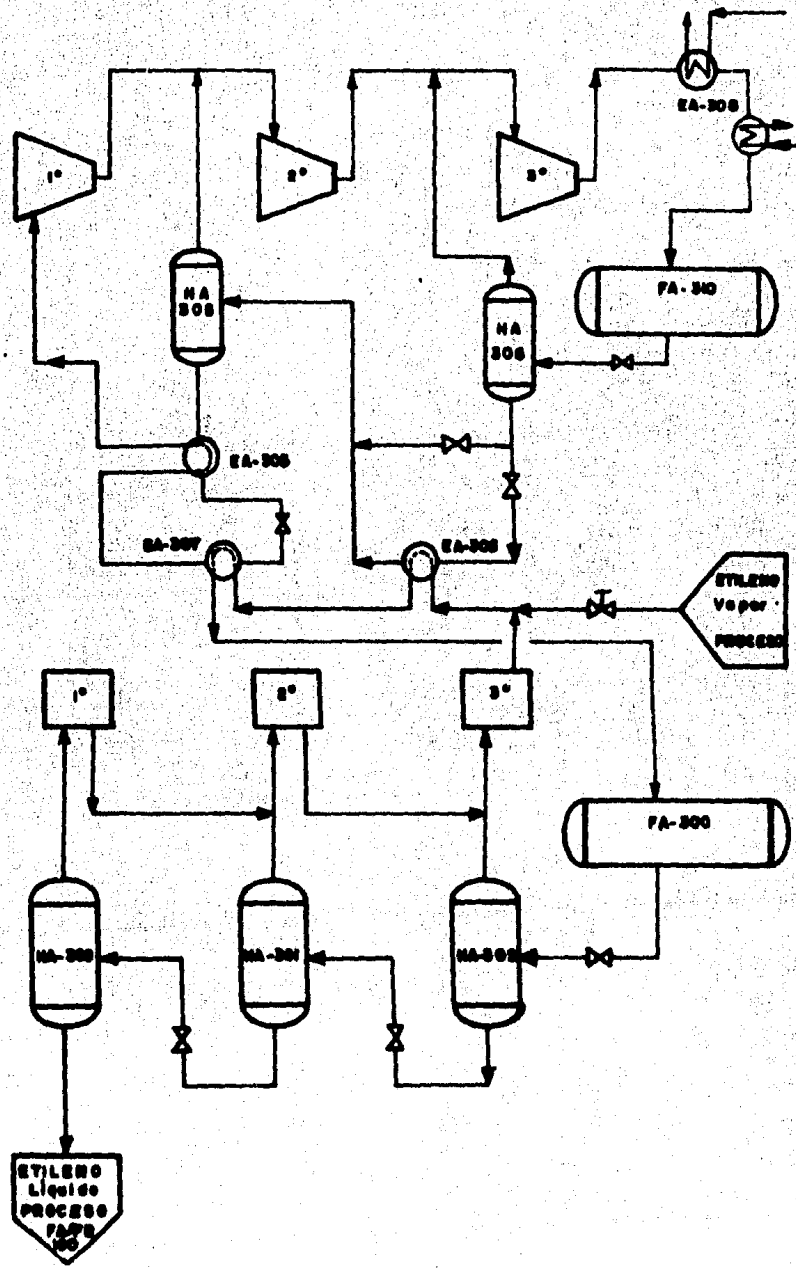


DIAGRAMA DE FLUJO "B" PROCESO PROPUESTO

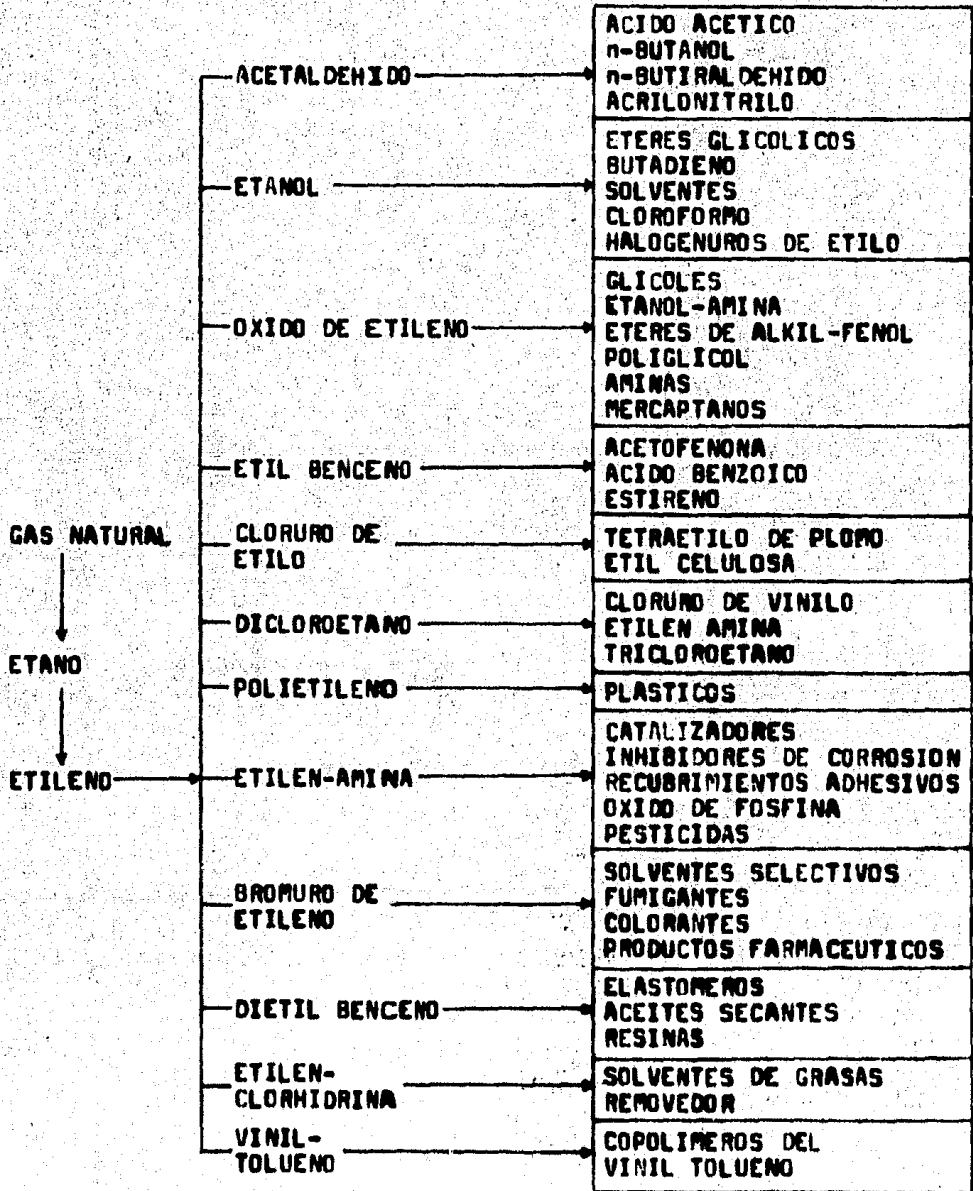
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
"CUAUTITLAN" - U.N.A.M.

CARRERA: "INGENIERO QUIMICO"

TESIS PROFESIONAL

NOMBRE: ARTURO MONTILLA MARTINEZ

TABLA 1.- PRINCIPALES PRODUCTOS DEL ETILENO.



CAPITULO II
FUNDAMENTOS TERMODINAMICOS.

CAPITULO II.

FUNDAMENTOS TERMODINAMICOS.

En los procesos químicos y físicos son de uso frecuente una serie de dispositivos mecánicos utilizados en la licuefacción de gases, tales como:

- a).- Licuefacción por enfriamiento propio, ya sea por expansión libre o por expansión isoentrópica, y;
 - b).- Refrigeración mecánica.
- a).- Licuefacción de gases por enfriamiento propio.

La licuefacción de gases tiene por fin reducir el espacio de almacenamiento y los costos de transporte, la producción de temperaturas extraordinariamente bajas para procesos especiales y la separación de mezclas gaseosas en sus componentes puros por destilación fraccionada de la mezcla líquida (procesos criogénicos).

Si la temperatura crítica del gas es inferior a la temperatura del agua de refrigeración disponible, se requiere métodos especiales de licuefacción. Por ejemplo, el oxígeno debe enfriarse a una temperatura inferior a su valor crítico, de -118°C (-180°F) para poderlo licuar. La licuefacción de tales gases se realiza por compresión y enfriamiento previo; primero por medio de cambiadores de calor convencionales o refrigeración y luego por autoenfriamiento, como se indica en la figura no.1.

- a.1).- Licuefacción por expansión libre.

Refiriéndonos a la figura no. 1, el gas que va a licuarse se suministra al sistema a la temperatura T_1 y presión P_1 , y se combina con el gas recirculado que disminuye ligeramente su temperatura a T_2 . Después se comprime a la presión P_3 generalmente en un compresor de etapas múltiples que emplea enfriadores intermedios.

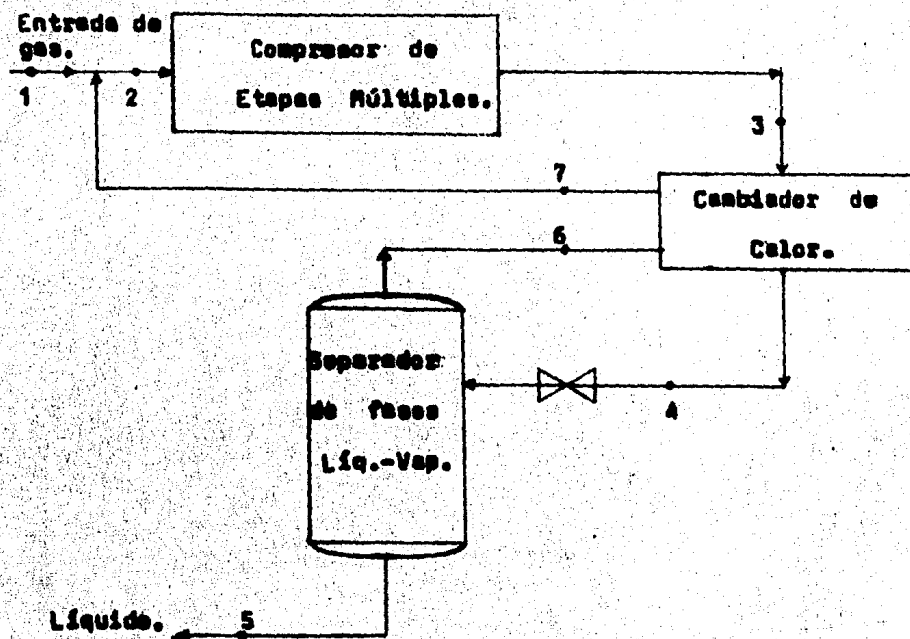


Figura no.1 .- Licuefacción de gases a baja temperatura.

El gas comprimido a la temperatura T_3 y presión P_3 pasa a un cambiador de calor donde se enfría por el flujo de retorno -- del gas residual recirculado no condensado. La temperatura desciende de T_3 a T_4 , mientras que la presión no varía apreciablemente. El gas comprimido se expande a través de una válvula de estrangulamiento hasta la presión P_5 produciéndose así un descenso de temperatura suficiente para producir licuefacción. La mezcla del líquido y gas saturado pasa a un separador a la temperatura T_5 y presión P_5 . El gas no condensado pasa entonces a través del cambiador de calor y su temperatura desciende de T_5 a T_7 , sin descenso apreciable de presión. Considerando sólo aquella porción del sistema que incluye el cambiador de calor, la -- válvula de estrangulamiento y el separador y admitiendo una operación adiabática, puede escribirse las siguientes ecuaciones de balance energético, en las cuales Y_5 representa la fracción del-

gas que entra en el punto 3 y que se licúa a continuación :

Para el cambiador de calor, tenemos que:

$$H_3 + (1 - Y_5)H_6 = H_4 + (1 - Y_5)H_7 \quad (1)$$

Para la válvula de estrangulamiento y separador:

$$H_4 = Y_5H_5 + (1 - Y_5)H_6 \quad (2)$$

Balance total:

$$H_3 = Y_5H_5 + (1 - Y_5)H_7 \quad (3)$$

Como sólo dos de éstas tres ecuaciones son independientes, - pueden utilizarse para determinar a lo sumo dos incógnitas del sistema. En los casos típicos las incógnitas suelen ser Y_5 y T_4 mientras que los datos conocidos son T_3 , P_3 , T_5 , P_5 y T_7 .

La fracción condensada Y_5 se obtiene de la ecuación (3) - reajustando:

$$Y_5 = \frac{H_7 - H_3}{H_7 - H_5} \quad (4)$$

La temperatura desconocida T_4 , se determina por medio de la ecuación 1 ó 2. Mediante ensayos sucesivos puede determinarse - el valor de T_4 , que satisface éstas ecuaciones.

a.2).- Licuefacción por expansión isoentrópica.

En lugar del gas frío y comprimido que se expande a través de una válvula de estrangulamiento como en el caso anterior - indicado en la figura no. 1, puede utilizarse el método de expansión isoentrópica en una máquina. La potencia así desarrollada - puede aprovecharse para compensar los requisitos de potencia del compresor o bien utilizarse en otros menesteres.

Suponiendo que el sistema opera adiabáticamente pueden establecerse ecuaciones análogas a las del proceso por expansión libre, entonces:

Para el cambiador de calor:

$$H_3 + (1 - Y_5)H_6 = H_4 + (1 - Y_5)H_7 \quad (5)$$

Para la máquina de expansión y el separador:

$$H_4 = W_s + Y_5H_5 + (1 - Y_5)H_6 \quad (6)$$

Balance total:

$$H_3 = W_s + Y_5H_5 + (1 - Y_5)H_7 \quad (7)$$

Además como la máquina opera isentrópicamente, resulta válida la siguiente ecuación para el balance de entropías:

$$S_4 = Y_5S_5 + (1 - Y_5)S_6 \quad (8)$$

Como tenemos tres ecuaciones independientes, podrá determinarse hasta un máximo de tres incógnitas. Normalmente las incógnitas son Y_5 , T_4 y W_s .

En un problema de éste tipo T_4 se determina mediante la siguiente ecuación, que se obtiene combinando las ecuaciones (5) y (8):

$$\frac{(H_3 - H_4) - (H_7 - H_6)}{(H_7 - H_6)} - \frac{(S_4 - S_6)}{(S_6 - S_5)} = 0 \quad (9)$$

Mediante ensayos sucesivos se determina el valor de T_4 que satisface la ecuación (9).

El valor de Y_5 se obtiene con la ecuación (5) o con la ecuación (8). Por último el trabajo mecánico se deduce con la ecuación (6) ó (7).

b).- Refrigeración mecánica.

El objetivo de la refrigeración es producir una región de -

temperatura inferior a la atmosférica. El resultado neto es la extracción de calor de la región de baja temperatura y su transmisión de éste calor a la temperatura más elevada de sus alrededores o del medio refrigerante disponible.

Las aplicaciones y usos de sistemas de refrigeración son muy diversos, tales como; la conservación de los alimentos, fabricación de hielo, acondicionamiento de aire y aplicaciones industriales; como la fabricación de caucho en frío, en los procesos de refinación del petróleo, en el tratamiento del acero, en la fabricación de productos químicos y en la licuefacción de hidrocarburos ligeros y gases.

Primeramente analizaremos el ciclo de Carnot, definiendo los elementos esenciales de éste ciclo termodinámico (motor térmico).

b.1).- Elementos esenciales del ciclo de Carnot (motor térmico).

1).- Una sustancia de trabajo.- Es un medio para recibir y rechazar o desprender calor que realiza trabajo, y que experimenta variaciones de estado.

2).- Una fuente calorífica, llamada también cuerpo caliente dentro del cual se añade calor a la sustancia de trabajo.

3).- Un sumidero de calor, llamado también receptor o cuerpo frío, que es un cuerpo al cual la sustancia de trabajo rechaza o cede calor (en la práctica un sumidero es un receptor natural, como la atmósfera, un río, un lago o el mar).

4).- Un motor o máquina en el cual la sustancia de trabajo puede realizar trabajo, o bien, recibir el que se haga sobre ella. Otros diversos dispositivos y accesorios son esenciales para completar cualquier ciclo particular. Durante cada ciclo que trabaje en un estado estacionario la sustancia de trabajo - pase por la misma serie de procesos y retorna a su condición inicial. Esta puede ser una condición escogida en cualquier punto del ciclo; por ejemplo, en la figura no. 2 , la condición de la sustancia (P, V, T, S, etc.), en todo momento en que pasa -

por el punto (a) es siempre la misma durante un funcionamiento de estado estacionario.

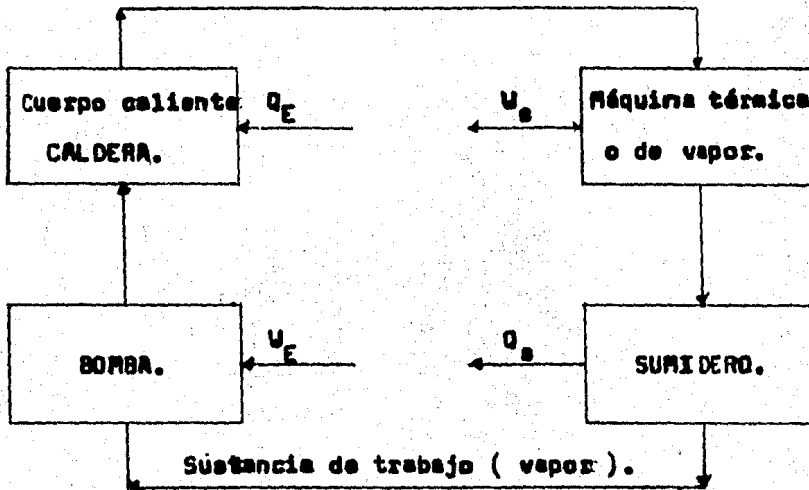


Figura no.2.- Elementos esenciales de un ciclo termodinámico, ciclo de Carnot (motor térmico).

b.2).- Ciclo de Carnot.

El ciclo de Carnot consiste en dos procesos isotérmicos y dos isentrópicos, como se indica en el plano S-T de la figura no. 3. Principiando en el punto "a" encontramos que;

1).- El calor se toma del depósito del calor y se añade a lo largo del proceso isotérmico, "ab".

2).- La sustancia se expande a lo largo de una trayectoria isentrópica, "bc", durante la cual no se añade ni se extrae calor.

3).- El calor es rechazado o cedido al depósito frío a una temperatura constante a lo largo de la trayectoria "cd".

4).- La sustancia se comprime isentrópicamente a lo largo de la trayectoria "da" hasta el punto inicial.

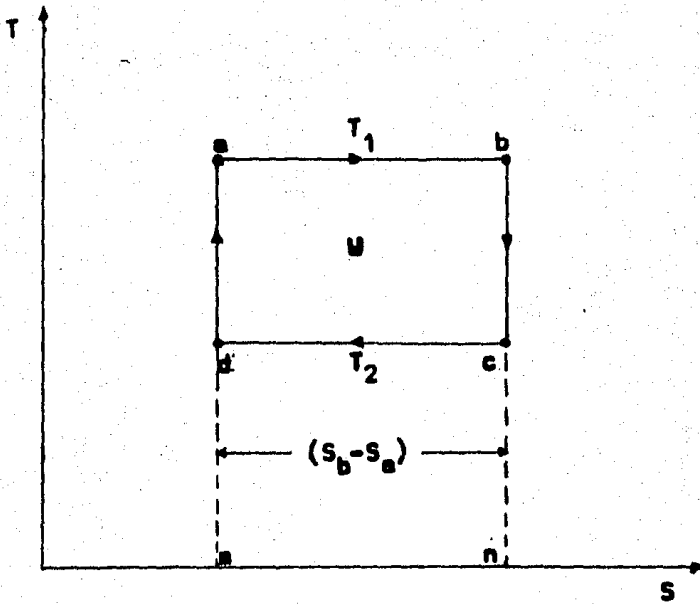


Figura no. 3.- Ciclo de Carnot, cualquier sustancia.

Obsérvese que para que el punto de estado retorne hasta "a" (punto inicial), completando así el ciclo, debe moverse hacia la izquierda de alguna manera después de haber llegado hasta "b". Como un movimiento del punto de estado en sentido hacia la izquierda en el plano S-T indica calor rechazado, podemos decir ahora que una parte del calor tiene que ser rechazada y todo el calor suministrado no puede convertirse en trabajo.

Refiriéndonos al plano S-T de la figura no. 3 los procesos describen un rectángulo, cualquiera que sea la sustancia de trabajo que intervenga. Si las temperaturas son absolutas, entonces podemos usar :

$$Q = \int T dS = T \int dS \quad (10)$$

Para el proceso reversible y obtener :

$$Q_E = T_1 (S_b - S_a), \text{ Área "abnm"} \quad (11)$$

$$Q_S = T_2 (S_d - S_c) = - T_2 (S_c - S_d), \text{ \u00c1rea "cdmn" } \quad (12)$$

y como:

$\sum Q = W$ (cualquier sustancia; procesos reversibles e irreversibles).

por lo tanto:

$$W = \sum Q = T_1(S_b - S_a) - T_2(S_c - S_d) = (T_1 - T_2)(S_b - S_a) \quad (13)$$

ya que de la figura no. 3 podemos ver que:

$$(S_c - S_d) = (S_b - S_a).$$

Ahora podemos ver otra propiedad importante del plano S-T. Si un ciclo se compone de procesos internamente reversibles el \u00e1rea encerrada por la trayectoria del punto de estado en el plano S-T representa el trabajo en unidades energ\u00e9ticas, porque dicha \u00e1rea ser\u00e1 siempre el calor a\u00f1adido, menos el calor rechazado o cedido.

El rendimiento t\u00e9rmico es :

$$\rho = \frac{W}{Q_E} = \frac{(T_1 - T_2)(S_b - S_a)}{T_1 (S_b - S_a)} \quad \text{\u00f3 bien ;}$$

$$\rho = \frac{(T_1 - T_2)}{T_1} \quad (14)$$

(rendimiento t\u00e9rmico del ciclo de Carnot y otros ciclos termodin\u00e1micos reversibles).

Esta ecuaci\u00f3n nos da el rendimiento t\u00e9rmico m\u00e1ximo concebible para los l\u00edmites de temperatura de funcionamiento.

b.3).- Ciclo invertido y ciclo reversible.

El proceso de refrigeraci\u00f3n es un ciclo termodin\u00e1mico, definido como un ciclo invertido de Carnot. Primeramente se definir\u00e1 que es un ciclo invertido y que es un ciclo reversible:

Un ciclo invertido es una expresión general que incluye todos aquellos en que el trabajo neto es una energía consumida y el calor neto es rechazado; Q_1 es numéricamente mayor que Q_2 .

Un ciclo reversible es aquél, que después de completar un proceso, se pueden volver a seguir en orden inverso los distintos estados del proceso original, si todas las cantidades de energía absorbidas por el medio circundante o cedidas por éste - pueden retornarse a sus estados originales (trabajo retornado - en trabajo, calor reintegrado en calor, etc.). Lo cual quiere decir que en los procesos que componen un ciclo no hay rozamiento y el calor se transmite con una caída infinitesimal de temperaturas.

Las consecuencias de ésta última definición son que el calor se recibe mientras la sustancia de trabajo está a la misma temperatura constante que la fuente, el calor es rechazado mientras la sustancia de trabajo está a la misma temperatura constante que el sumidero (gradiente de temperatura casi cero), aparte de que en un generador tienen lugar los intercambios reversibles de calor dentro del sistema. Un sistema imaginario que reciba calor de una fuente exterior mientras su temperatura varíe, puede hacerse externamente reversible mediante la utilización imaginaria de máquinas reversibles, pero si éstos elementos extraños son necesarios para que el funcionamiento sea reversible, el ciclo como se ha definido no será calificado como tal. Todo ciclo termodinámico que no reciba ni rechace calor a temperatura constante tendrá un rendimiento térmico menor que:

$$\frac{(T_1 - T_2)}{T_1}$$

donde: T_1 = temperatura máxima, T_2 = temperatura mínima.

Se pueden invertir ciclos termodinámicos que reciban y rechacen calor mientras la temperatura de la sustancia de trabajo varía, pero como la irreversibilidad externa es inevitable en una transmisión natural de calor, con temperatura variable, dicho

ciclo, aunque invertido no es un ciclo reversible, véase la figura no. 4.

Reversibilidad interna es suponer que no existe fricción o rozamiento del fluido y reversibilidad externa es suponer que no habrá una transmisión de calor a través de una caída de temperaturas.

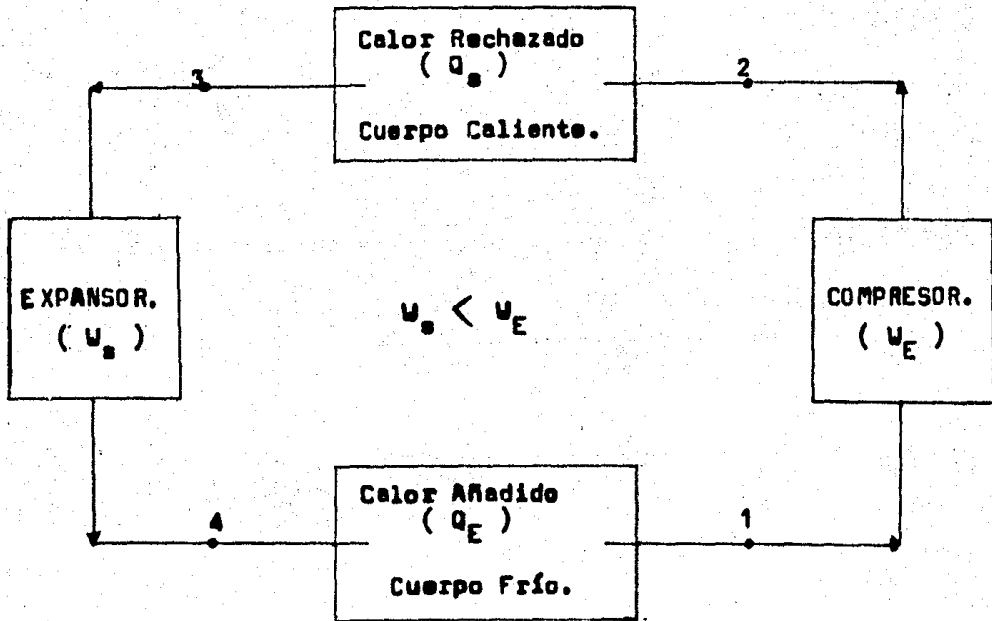


Figura no. 4.- Ciclo invertido o bomba de calor.

Observemos que el calor es rechazado a la temperatura más alta y que se añade a la temperatura más baja. El trabajo neto es: $W_{\text{neto}} = W_s - W_E = \sum Q_{\text{neto}} = Q_E - Q_s$, un número negativo indica que el trabajo se hace sobre la sustancia (pasando al sistema).

Los ciclos invertidos se emplean para dos fines:

- 1.- Proporcionar un efecto de enfriamiento (máquina refrigeradora).
- 2.- Proporcionar un efecto de calentamiento (bomba de calor).

Si el sistema recibe trabajo del exterior, se puede hacer que fluya calor hacia adentro del sistema desde el depósito -- frío y que el flujo procedente del sistema entre el depósito ca-
liente, figura no. 4. De manera que un nombre general de los -
ciclos invertidos es el de la bomba de calor, pero el uso común
sólo aplica la expresión bomba de calor cuando se utiliza el ci-
clo para obtener efecto de calentamiento.

b.4).- Ciclo invertido de Carnot.

Puesto que cada proceso del ciclo de Carnot es interna y -
externamente reversible, el ciclo mismo puede hacerse trabajar-
como un ciclo invertido o bomba de calor.

Un examen de la figura no. 5 muestra que para un intervalo
dado de temperaturas y para una isoterma particular "ad", el --
trabajo tiene que ser necesariamente el mismo que en el ciclo -
de Carnot, teniendo que ser el calor rechazado por el ciclo in-
vertido a la temperatura más alta igual al calor añadido al ci-
clo de Carnot, y el calor añadido en el ciclo invertido debe --
ser el mismo que el rechazado en el ciclo de Carnot. El rendi-
miento térmico de un ciclo invertido significa generalmente el
trabajo neto del ciclo dividido por el calor transmitido al --
cuerpo caliente, número que es igual al que se hubiese obtenido
para el rendimiento del mismo ciclo trabajando como un ciclo de
Carnot. Sin embargo, en la práctica un número llamado COEFI---
CIENTE DE PERFORMANCIA o REALIZACION, abreviado COP y represen-
tado por β , se aplica extraordinariamente a ciclos inverti-
dos para expresar el rendimiento de su funcionamiento. De a---
cuerdo con el objetivo del ciclo invertido, el COP :

Producción es :
Consumo

$$\beta = \frac{\text{Refrigeración}}{\text{Trabajo Neto}} = \frac{Q_E}{W} \quad (\text{usado para enfriar})$$

$$\beta = \frac{\text{Calor que sale}}{\text{Trabajo Neto}} = \frac{Q_S}{W} \quad (\text{usado para calentar})$$

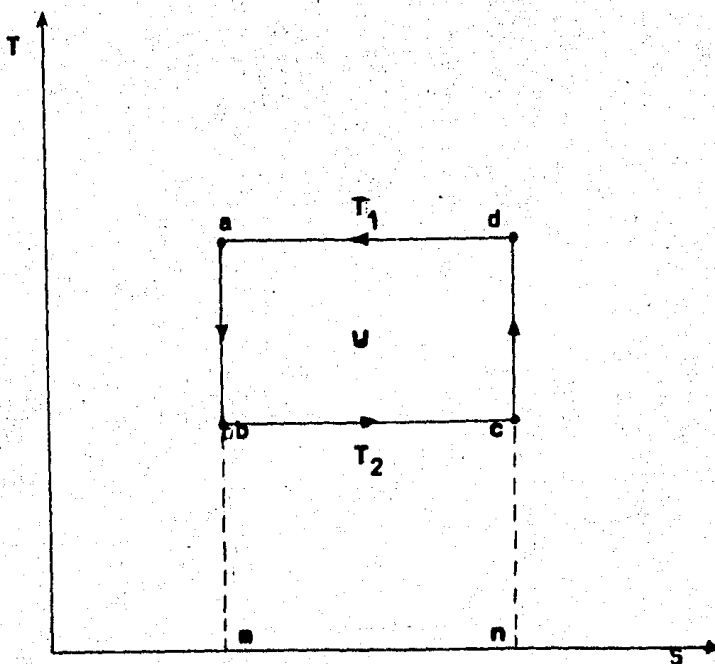


Figura no. 5.- Ciclo invertido de Carnot, para cualquier sustancia.

Supongamos que una máquina de Carnot recibe calor de una fuente a temperatura T_H mientras que su temperatura es T_1 , -- siendo T_H mayor que T_1 , figura no. 6 (a). En forma similar, admitamos que el sistema a T_2 expulsa o descarga calor a un sumidero a T_0 , siendo T_2 mayor que T_0 , el rendimiento de la máquina es $(T_1 - T_2)/T_1$, como se vió anteriormente pero como se ha descrito si el gradiente de temperaturas es finito, entonces el ciclo es externamente irreversible. Como resultado, cae por de bajo del posible máximo rendimiento de $(T_H - T_0)/T_H$, con los depósitos caloríficos dados. El ciclo invertido puede hacerse trabajar entre dos temperaturas cualesquiera para servir a cualquier fin deseado, pero las relaciones normales de las temperaturas se indican en la figura no. 6 (b) y (c). El ciclo de refrigeración rechaza el calor a un sumidero natural disponible,-

T_0 , y recibe calor del sistema que se ha de enfriar hasta T_c .

El ciclo de calentamiento o calefacción recibe el calor de un sumidero natural disponible y lo rechaza o cede a la habitación que ha de mantenerse a la temperatura T_r . Cada uno de éstos ciclos tiende a la irreversibilidad externa a medida que el gradiente de temperaturas tiende a cero.

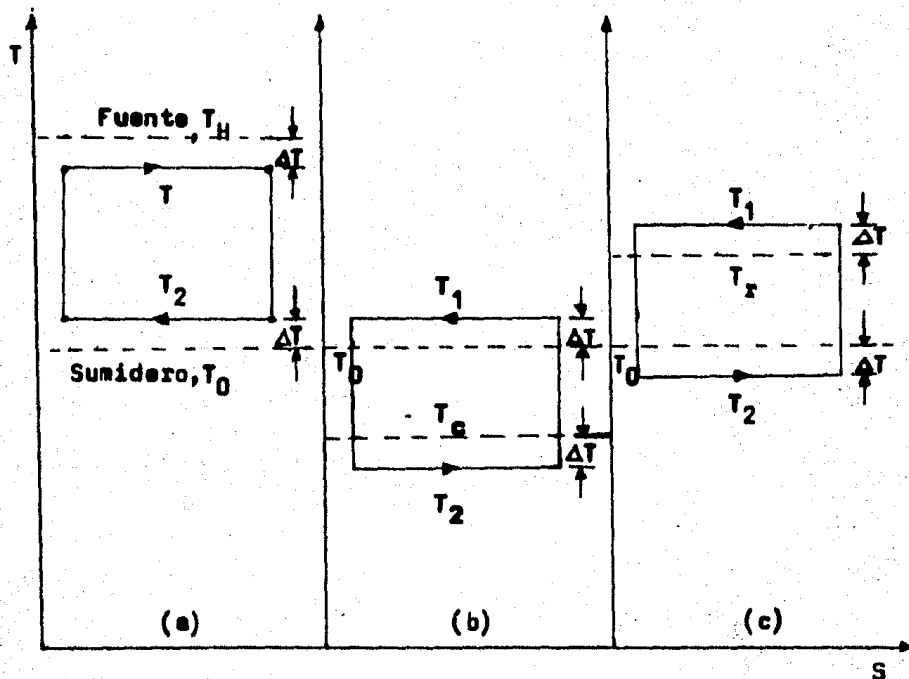


Figura no. 6.- (a) ciclo de Carnot; (b) ciclo de refrigeración; (c) ciclo de calefacción.

Si el ciclo invertido de Carnot se utiliza para refrigeración, figura no. 7, el refrigerante se comprime isentrópicamente, "ab", desde una temperatura fría T_1 hasta otra, T_2 mayor -- que la de un sumidero naturalmente disponible, T_0 . El sistema- (refrigerante) descarga o cede calor luego a una temperatura - constante, T_2 a lo largo de "bc". En un estado dado, "c" una - expansión isentrópica, "cd", baja la temperatura hasta T_1 , -- que es menor que la temperatura del espacio refrigerado T al re- frigerante, enfriando así a aquél. El refrigerante recibe ca--

lor a lo largo de la trayectoria "da" y a partir de ahí el ciclo se repite.

$$W = (T_2 - T_1) \Delta S \quad \text{en unidades caloríficas} \quad (15)$$

como un número positivo, donde $\Delta S = (S_A - S_D) = (S_b - S_c)$.

A pesar de que el trabajo hecho sobre un sistema es convencionalmente negativo, generalmente se encuentra conveniente no considerar el signo negativo en el trabajo del ciclo invertido. El signo únicamente indica el sentido del flujo de energía, y una vez que éste se conoce, el ciclo puede tomarse positivo al tratar casos concretos. La producción del ciclo de refrigeración es la refrigeración, que es calor añadido al sistema desde el espacio frío, área "ndae" figura no. 7

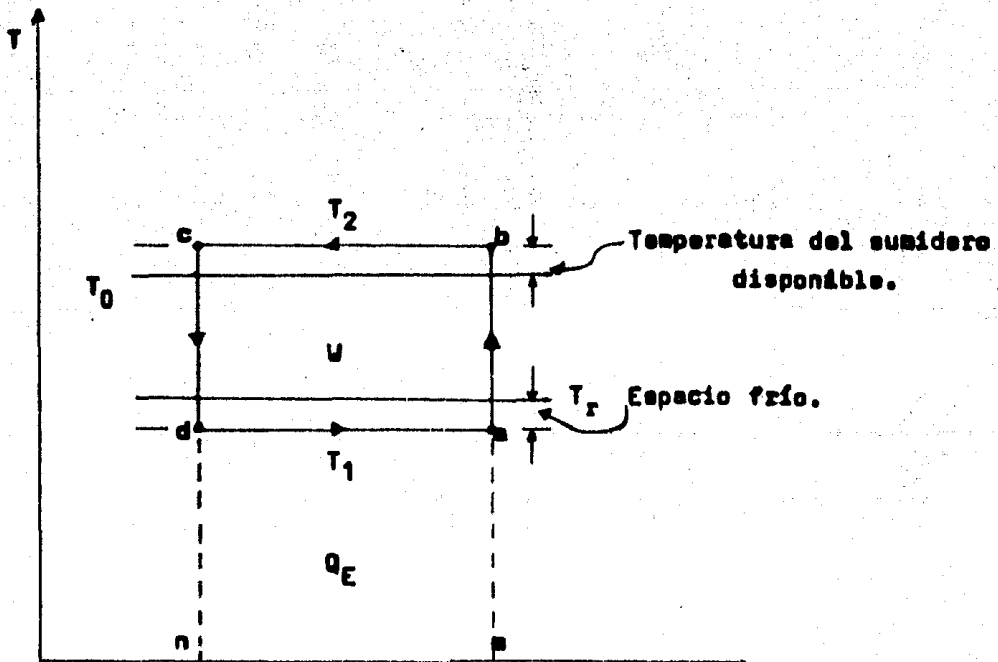


Figura no. 7.- Ciclo de refrigeración.

$$Q_E = T_1(s_a - s_d) = T_1 \Delta S \quad (16)$$

$$\text{con COP } \gamma = \frac{Q_E}{W} = \frac{T_1 \Delta S}{(T_2 - T_1) \Delta S} = \frac{T_1}{(T_2 - T_1)} \quad (17)$$

b.5).- Refrigeración mecánica (por compresión de vapores).

El procedimiento más común de proporcionar refrigeración es mediante un sistema de compresión de vapores. Los dispositivos necesarios para llevar a cabo un ciclo de refrigeración de vapores son simples, y están representados esquemáticamente en la figura no. 8. En el caso ideal, todo el flujo o corriente es sin rozamiento, excepto al pasar por una válvula de expansión, y todos los procesos, excepto los del condensador y los del evaporador, son adiabáticos. La figura no. 9 representa el ciclo de vapor invertido (ciclo de refrigeración) idealizado 1-2-3-4 en el plano S-T con números que corresponden a los de la figura no. 8. Empezando en el estado 1 los vapores del refrigerante entran en el compresor, que puede ser una máquina rotativa o una de movimiento alternativo. El refrigerante está a una temperatura baja cuando entra al compresor, pero puesto que la compresión es realmente casi adiabática en 1-2' figura no. 9, e idealmente isentrópica en 1-2, sale del mismo a una presión P_2 , tal que la temperatura de saturación correspondiente a ésta presión es mayor que la normal del sumidero, T_0 . Saliendo del compresor en la condición 2 (ó 2'), el vapor entra en los serpentines del condensador. Como regla general, el calor de condensación es extraído por el agua de circulación como en el condensador de vapor, pero a veces el aire circundante absorbe el calor rechazado Q_c . El condensador quita el calentamiento (si es que existe), el calor latente de vaporización y generalmente, subenfria un poco el líquido por ejemplo, desde (f) hasta (3), véase figura no. 9. En el estado 3, en que sale del condensador el líquido entra en una válvula de expansión, que es una válvula de estrangulamiento que separa la región de alta presión con la de baja presión. En 4

la mezcla muy húmeda entra en el evaporador, absorbiendo el calor Q_E del medio ambiente (realizando refrigeración sobre éste) proceso 4-1. El medio circundante puede ser el de un espacio frío como el del interior de un refrigerador casero, o bien otra sustancia.

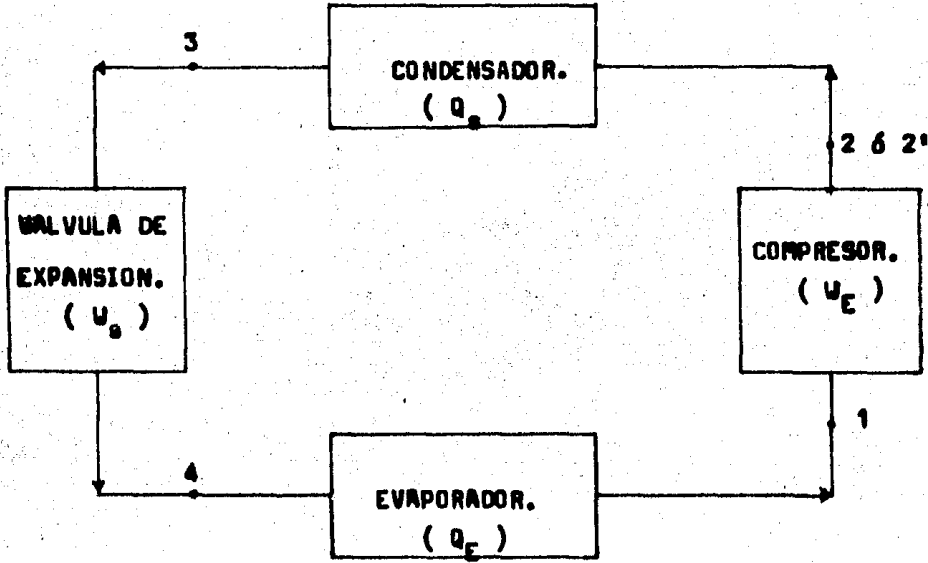


Figura no. 8.- Sistema de compresión para vapores.

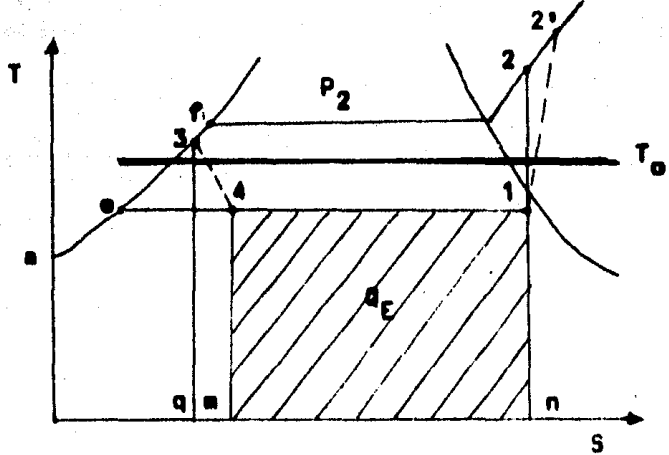


Figura no. 9.- Ciclo de refrigeración, plano S-T.

El diagrama de energía correspondiente a la figura no.8 demuestra que $Q_E - Q_C = W$. Si el sistema está trabajando a flujo estacionario, o corriente constante, con variación de energía cinética ($K = 0$) igual cero y trabajo igual a cero en el condensador y en el evaporador ($U=0$), entonces el calor es $Q = \Delta H$. En consecuencia, tanto para presión constante, como en la figura no. 9, como para flujo estacionario ($H_3 = H_4$) ;

Para el evaporador, o sea calor absorbido:

$$Q_E = H_1 - H_4 = H_1 - H_3 \quad (18)$$

Para el condensador, calor rechazado o cedido:

$$Q_C = H_2 - H_3 \quad (19)$$

Como número positivo, el trabajo es:

$$W = Q_C - Q_E = H_2 - H_3 - (H_1 - H_3) = H_2 - H_1 \quad (20)$$

Ahora bien, se observa que $H_2 - H_1$ es la diferencia de las entalpías en los extremos de la compresión isentrópica ($S_1 = S_2$). Esta energía está representada muy aproximadamente, por el área 1-2-3-e-1, de la figura no. 9. El área n-4-1-n representa la refrigeración. El área n-2-f-3-q, representa el calor rechazado o cedido en el condensador. El valor de H_3 se toma como correspondiente al líquido saturado a la temperatura T_3 , la pequeña cantidad de subenfriamiento es casi despreciable. El coeficiente de Performancia (o rendimiento) del ciclo ideal de vapor para refrigeración es:

$$\gamma = \frac{H_1 - H_4}{H_2 - H_1} = \frac{H_1 - H_3}{H_2 - H_1} \quad (21)$$

Como el proceso real de compresión es irreversible (con entropía creciente), para un estado final 2' de la figura no. 9 -

tenemos que:

$$W' = H_2 - H_1 - Q \quad (22)$$

De la ecuación de flujo estacionario para $\Delta P = 0$ (caída de presión igual a cero), tenemos que:

$$Q = \Delta H + \Delta K + W \quad (23)$$

para $\Delta K = 0$, con los signos de los términos del segundo miembro cambiados para dar un signo positivo a W' , y si la compresión es adiabática, $Q = 0$, el rendimiento de la compresión es:

$$\eta_c = \frac{W}{W'} \quad (24)$$

b.6).- Descripción de un sistema simple de refrigeración por compresión de vapores.

Un sistema típico simple se muestra en la figura no. 10 el ciclo se encuentra construido por un evaporador, un tanque de succión, un compresor, un condensador, un acumulador y una válvula de expansión.

En el tanque acumulador el refrigerante líquido se encuentra a la presión de condensación, ya sea saturado o subenfriado-punto número 4 de la figura no. 11 , el líquido es expandido en forma isocentélpica sufriendo un enfriamiento y dando como resultado una mezcla líquide-vapor (punto 1 de la figura no. 11).

El refrigerante líquido es evaporado conforme absorbe calor de la corriente a enfriar, este proceso se lleva a cabo en el evaporador a presión y temperatura constante obteniéndose como efluente un vapor saturado (punto 2 de la figura no. 11). Este vapor es enviado al tanque de succión del compresor donde es eliminado el posible líquido que pudiera ser arrastrado por el vapor, enviándose este último al compresor en el cual se eleva la presión del refrigerante desde la presión del evaporador hasta la presión de condensación (punto 3 de la figura no. 11). El-

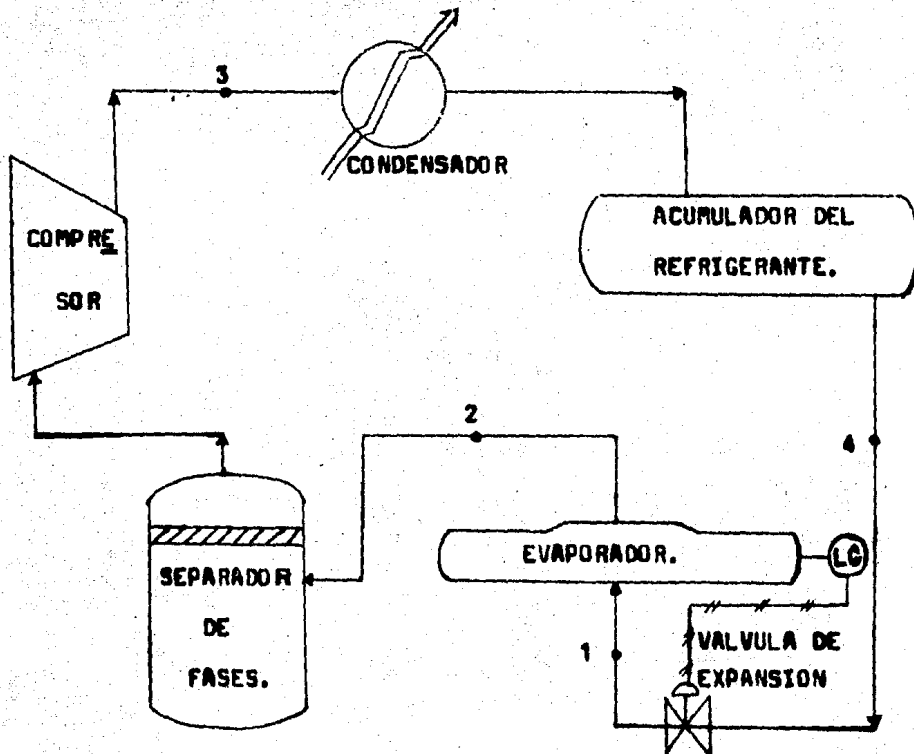


Figura no. 10.- Ciclo de refrigeración simple.

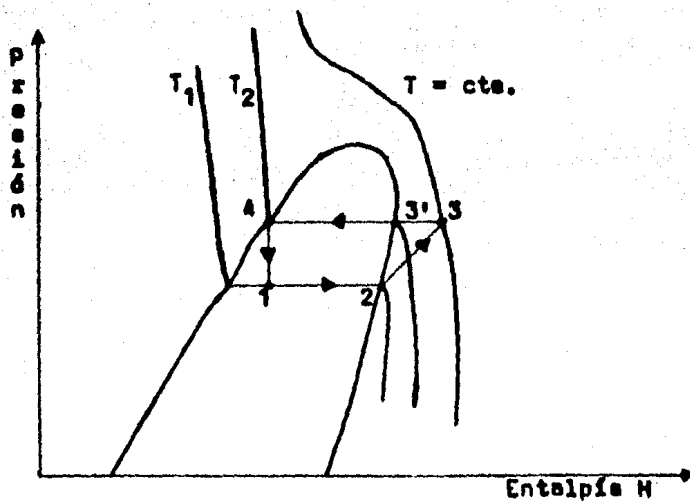


Figura no. 11.- Ciclo de refrigeración, plano P - H.

refrigerante a una temperatura y presión elevadas se envía al condensador en donde es sobrecalentado y condensado, éste proceso se efectúa a presión constante. El condensado se envía al tanque acumulador cerrándose así el ciclo.

b.7).- Desviación del ciclo real de refrigeración con respecto al ciclo ideal.

Un ciclo de refrigeración real se desvía del ciclo ideal, principalmente debido a las caídas de presión asociadas a la -- circulación del flujo refrigerante y la transmisión de calor hacia o desde el medio exterior. El ciclo podría ser aproximado por el que se muestra en la figura no. 12.

El vapor que entra en el compresor probablemente estará sobrecalentado, durante el proceso de compresión, hay irreversibilidades y transmisión de calor tanto hacia, como desde el medio circundante, dependiendo de la temperatura del refrigerante y del medio exterior. Por consiguiente, la entropía puede aumentar o disminuir durante este proceso, pues la irreversibilidad y la transmisión de calor al refrigerante originan un aumento de entropía en tanto que la transmisión de calor desde el refrigerante produce una disminución de entropía. Estas posibilidades están representadas por las dos líneas punteadas 1-2 y 1-2'.

La presión del líquido que sale del compresor será menor que la presión del vapor que entra y la temperatura del refrigerante en el condensador será algo mayor que la del medio circundante el cual se transmite el calor.

Usualmente la temperatura del líquido que sale del condensador es menor que la temperatura de saturación y podría descender un poco más en la tubería que conecta el condensador con la válvula de expansión. Esto representa una ganancia, sin embargo como resultado de la transmisión de calor, el refrigerante entra en el evaporador con una entalpía menor, permitiendo así una mayor transmisión de calor al refrigerante en el evaporador.

Hay una caída de presión a medida que el refrigerante pasa por el evaporador, podría estar ligeramente sobrecalentado cuando sale de éste, y debido a la transmisión de calor desde el me

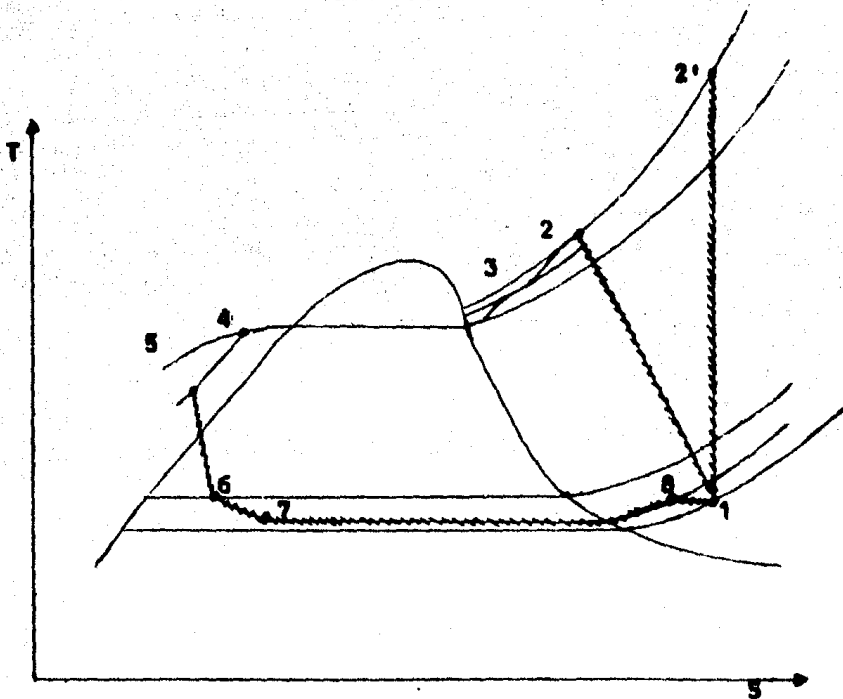
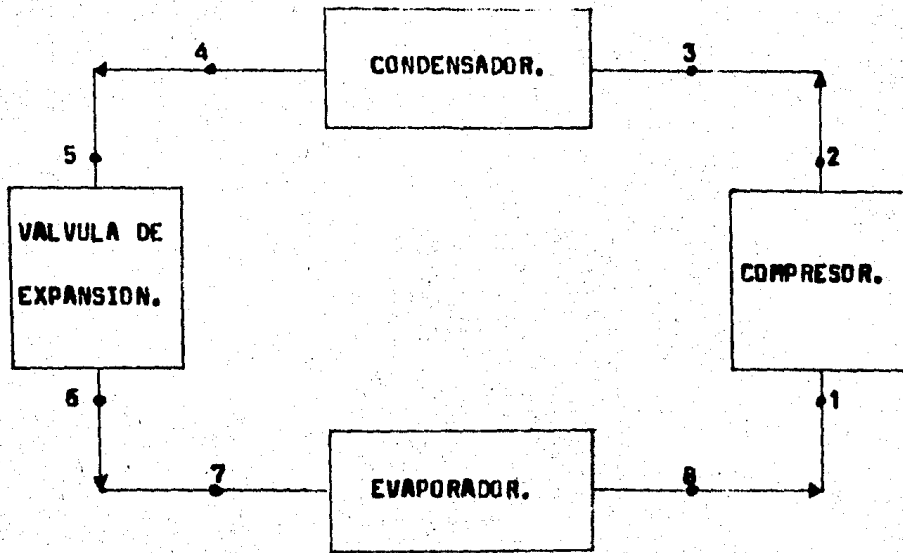


Figura no. 12.- Desviación del ciclo real de refrigeración - con respecto al ciclo ideal.

dio exterior, la temperatura aumentará en la tubería entre el evaporador y el compresor. Esa transmisión de calor representa una pérdida, porque aumenta el trabajo del compresor como el resultado del mayor volumen específico que entra en éste.

b.8).- Ciclos en cascada.

El reciente desarrollo de la industria criogénica ha originado gran interés en las técnicas de obtención de temperaturas muy bajas. Un examen de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes comúnmente usados muestra que no es posible alcanzar estas temperaturas extremadamente bajas (menores de -300°F en un sólo ciclo de compresión de vapor). Sin embargo, puede lograrse temperaturas muy bajas usando un ciclo en cascada, como se muestra en la figura no. 13.

Aunque los ciclos en cascada pueden construirse con cualquier número de etapas teóricamente, parece ser que el límite práctico máximo son tres o cuatro.

El ciclo III de la figura no. 13, deberá usar un refrigerante con un punto de ebullición normal cercano a la temperatura más baja que se quiere alcanzar, el calor es absorbido en el evaporador del ciclo III, el condensador del ciclo III cede su calor en el evaporador del ciclo II, el refrigerante del ciclo II deberá ser uno con el punto de ebullición normal alrededor de las dos terceras partes entre la diferencia de temperatura del ambiente a la temperatura del evaporador del ciclo III. El condensador del ciclo II descarga su calor en el evaporador del ciclo I, el cual finalmente, cede el calor al agua de enfriamiento o a algún otro tipo de receptor térmico conveniente. El refrigerante para el ciclo I deberá ser uno tal que tenga un punto normal de ebullición cercano a la mitad entre la temperatura del agua de enfriamiento y la temperatura del evaporador en el ciclo II.

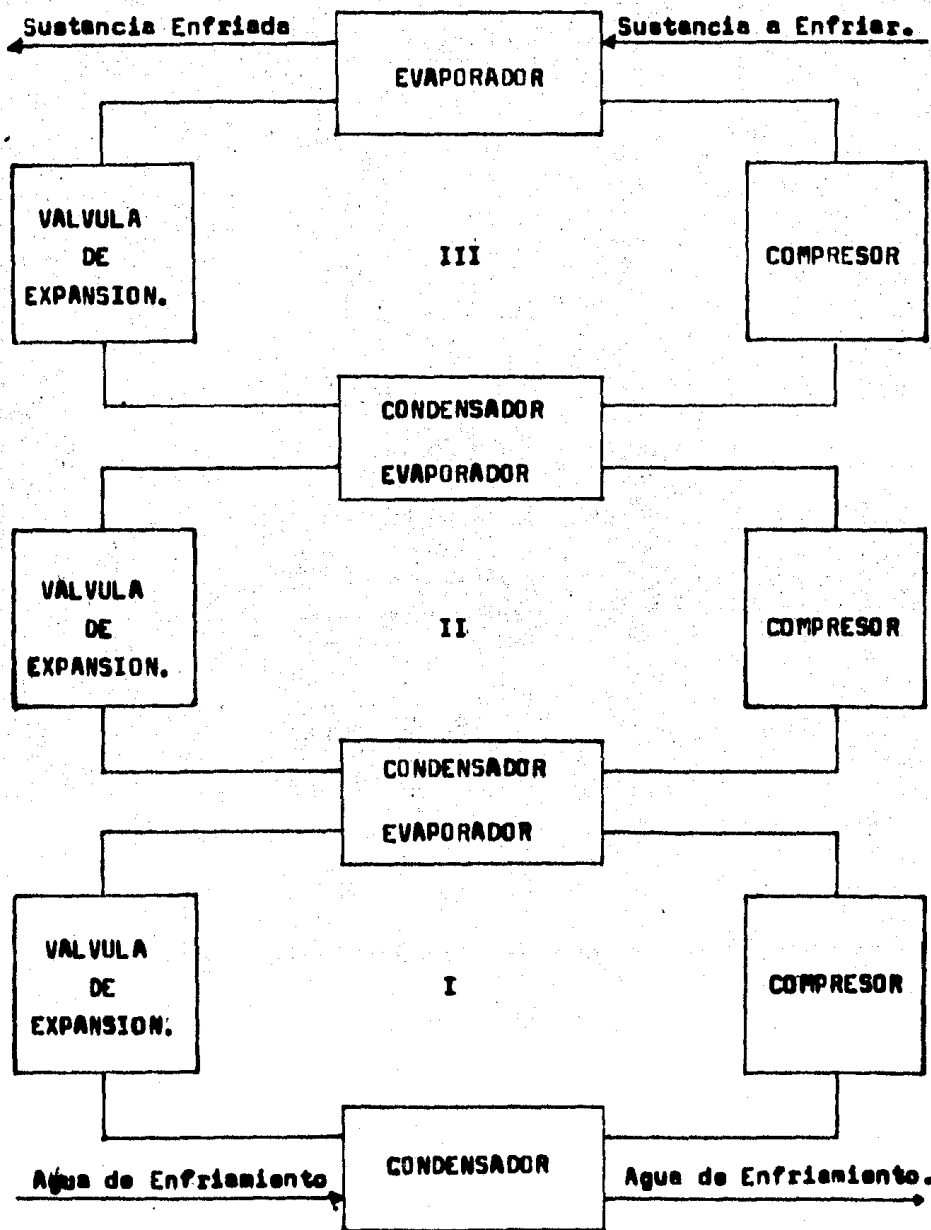


Figura no. 13.- Ciclos en Cascada.

CAPITULO III.

**DESCRIPCION DEL PROCESO: AMPLIACION TERMINAL MARITIMA PAJARITOS,
PAJARITOS, VERACRUZ.**

CAPITULO III.

DESCRIPCION DEL PROCESO: AMPLIACION TERMINAL MARITIMA PAJARITOS, VERACRUZ. (DIAGRAMA DE FLUJO A).

ETILENO PROCESO Y ETILENO SERVICIO.

La carga de etileno gaseoso proveniente de la planta Congrejera a una presión de 327 psia. y una temperatura de 100°F, pasa por un medidor de flujo y un controlador de presión que - tiene por objeto operar dentro de un rango de presión definido (300 psia.), a continuación se enfría hasta 40°F en el enfriador EA-301 usando como medio de enfriamiento vaporización de - propileno a -38.6°F y 21.1 psia., el etileno se condensa a - -19.9°F y 295 psia. en el condensador EA-302 usando también va - porización de propileno a -49.5°F y 16.5 psia. como medio de - condensación. El etileno se subenfria hasta -50°F y 294.5 - psia. en el subenfriador EA-303 usando vaporización de etileno a -114.2°F y 45 psia. como medio de enfriamiento y se sigue -- subenfriando hasta -90°F y 294 psia. en el subenfriador EA-304 usando también como medio de enfriamiento vaporización de etileno a -151.3°F y 15.9 psia. El etileno subenfriado se pasa - después a través de una válvula controladora de presión para - abatir la presión hasta 16.2 psia. que es la del tanque de al - macenamiento, provocándose una vaporización del 18.52 % y se - obtiene etileno en equilibrio a -152.5°F condiciones a las cua - les se almacena el etileno.

Los vapores formados en el tanque de almacenamiento, pro - venientes de la línea de descarga de barcos a -107°F, los que - se obtienen por expansión de la válvula controladora de etile - no subenfriado de la carga de la planta de Congrejera, los va - pores generados por la válvula controladora de presión del ci - clo de refrigeración, más los generados por el enfriamiento de - líneas y equipos, que entran a través del anillo rociador ins - talado en el tanque de almacenamiento, y por ganancia de calor - en el mismo tanque, pasan al tambor de succión HA-300 en donde

se mezclan con los vapores procedentes del subenfriador EA-304, la corriente de vapores sale del tambor hacia la succión del -- primer paso de los compresores recíprocos GB-300 A/B. El -- tambor mencionado tiene por objeto servir de trampa de líquidos que pudieran arrastrarse del tanque de almacenamiento o del cambiador de calor EA-304 a la succión del primer paso del compresor. El vapor de etileno de la descarga del tercer paso del -- compresor que se encuentra a 167.7°F y 377 psia. se enfría hasta 120°F y 373.5 psia. en el enfriador EA-305 utilizando agua de enfriamiento a 90°F posteriormente pasa al enfriador EA-306 en donde se enfría a 40°F y 371.5 psia. usando como medio de enfriamiento vaporización de propileno a -38.6°F y 21.1 psia. y se condensa en el EA-307 a -3.0°F y 371 psia. usando también vaporización de propileno a 49.5°F y 16.5 psia.. Ya en fase líquida se alimenta al tambor de capacitancia FA-300 que tiene -- por objeto retener cierta cantidad líquida amortiguando las -- fluctuaciones del gasto del condensador EA-307, aparte de recibir etileno líquido necesario para el arranque del sistema de refrigeración, haciendo más estable la operación del ciclo. Del tambor de capacitancia se pasa al etileno líquido al economizador HA-302 a través de una válvula controladora de nivel del mismo economizador, la cual abate la presión adiabáticamente hasta 130 psia. con una temperatura de equilibrio de 64.5°F , -- provocándose una vaporización del flujo que entra de 25.95 %.

Los vapores obtenidos en éste economizador van a la succión del tercer paso del compresor en donde se mezclan con la -- descarga del segundo paso y enfrían ésta corriente que se encuentra a 62.5°F y 130.0 psia. obteniéndose una corriente a 33°F .

La corriente de etileno líquido de éste economizador (HA-302), se divide en dos corrientes, una va al cambiador de calor tipo kettle EA-303, en donde entra a través de una válvula controladora de nivel y la vaporización es utilizada para subenfriar a -50°F el etileno líquido de la carga de la planta de -- Cangrejera; y la otra corriente pasa a través de una válvula --

controladora de nivel del segundo economizador HA-301 donde se abate su presión y temperatura a 45 psia. y -114°F respectivamente, produciéndose una vaporización del 15.81 % y entra al economizador en donde se une con los vapores producidos en el subenfriador EA-303. La corriente de vapores pasa a la succión del segundo paso del compresor en donde se mezclan con la descarga del primer paso produciéndose una temperatura de -60.1°F y una presión de 45 psia.

El etileno líquido del segundo economizador HA-301 que está a -114°F y 45 psia. se divide en dos corrientes; una que va al subenfriador EA-304 pasando a través de una válvula controladora de nivel y que se emplea para subenfriar el etileno de la planta de Congrejera a -90°F ; el balance de materia en el ciclo se consigue mediante la segunda corriente líquida del HA 301 que se depresiona adiabáticamente hasta las condiciones del tanque de almacenamiento, usando para éste efecto una válvula controladora de presión en donde se forma un 10.63 % de vapores que vuelven al sistema de refrigeración a través del tanque de almacenamiento. La corriente obtenida en fase gaseosa en el EA-304 a -151.3°F y 15.9 psia. se envía al tambor de succión del primer paso del compresor.

CICLO DE PROPILENO.

La carga térmica cedida por el ciclo de etileno define la capacidad y las condiciones de operación del ciclo de propileno que actúa como refrigerante formando un circuito cerrado.

La descarga del compresor centrífugo GB-301 a 203.4°F y 275 psia. se enfría y condensa a 113°F en el condensador EA-308 que utiliza agua a 90°F como medio de enfriamiento.

El propileno líquido a 113°F y 270.5 psia. se retiene en el tambor de capacitancia FA-310, cuyo objeto es recibir propileno líquido para el proceso de arranque y amortiguar las variaciones de carga del proceso que se produzcan en el condensador EA-308.

Del FA-310 se pasa propileno líquido a la válvula contro-

ladora de nivel del economizador HA-307, donde se abate la presión hasta 150 psia. a la cual corresponde una temperatura de -70.5°F produciéndose una vaporización del 19.79 % ; los vapores formados se envían a la succión del tercer paso del compresor - GB-304. El líquido obtenido en el economizador HA-307 se pasa a través de la válvula de control de nivel del segundo economizador HA-306 donde se le abate la presión hasta 70 psia. obteniéndose una temperatura de saturación de 22.1°F con lo cual se produce una vaporización del 16.99 % ; el vapor formado se mezcla con la descarga del primer paso y se manda a la succión del segundo paso del compresor a 70 psia.

El líquido del economizador HA-306 se divide en tres corrientes; una va a enfriar el etileno de carga de Cangrejera en el enfriador EA-301 pasando a través de la válvula de control de nivel y obteniéndose en el equipo una corriente de vapor a 21.1 psia. y una temperatura de -38.6°F , la otra corriente se utiliza para enfriar la descarga de los compresores de etileno - GB-300 A/B en el enfriador EA-306 pasando también a través de una válvula de control de nivel y obteniéndose vapores en el equipo a 21.1 psia y -38.6°F ; éstos vapores mezclados con los que se obtienen en el enfriador EA-301 se envían al separador HA-305. La tercera corriente se envía al separador HA-305 a través de una válvula de control de nivel donde se abate la presión a 21.1 psia. y una temperatura de -38.6°F y una vaporización del 18.72 %. El líquido del tambor HA-305 que se encuentra en equilibrio a 21.1 psia. y -38.6°F , se divide a su vez en dos corrientes ; la primera se usa para condensar la descarga del tercer paso de los compresores de etileno GB-300 A/B en el condensador EA-307 pasando previamente por una válvula controladora de nivel y obteniéndose en el chiller vapores a -49.5°F y 16.5 psia.. La segunda corriente se pasa al condensador EA-302 donde se condensa la carga de etileno de Cangrejera pasando también a través de una válvula de control de nivel y generándose en el equipo una corriente de vapores a -49.5°F y 16.5 psia. ; éstos vapores se anexan a los generados en el EA-307 y se en---

vían al tambor HA-304.

Finalmente los vapores del HA-305 se envían al tambor HA-304 a través de una válvula controladora de presión. Este último tambor tiene como objetivo evitar el paso de líquido hacia la succión del primer paso del compresor centrífugo GB-301.

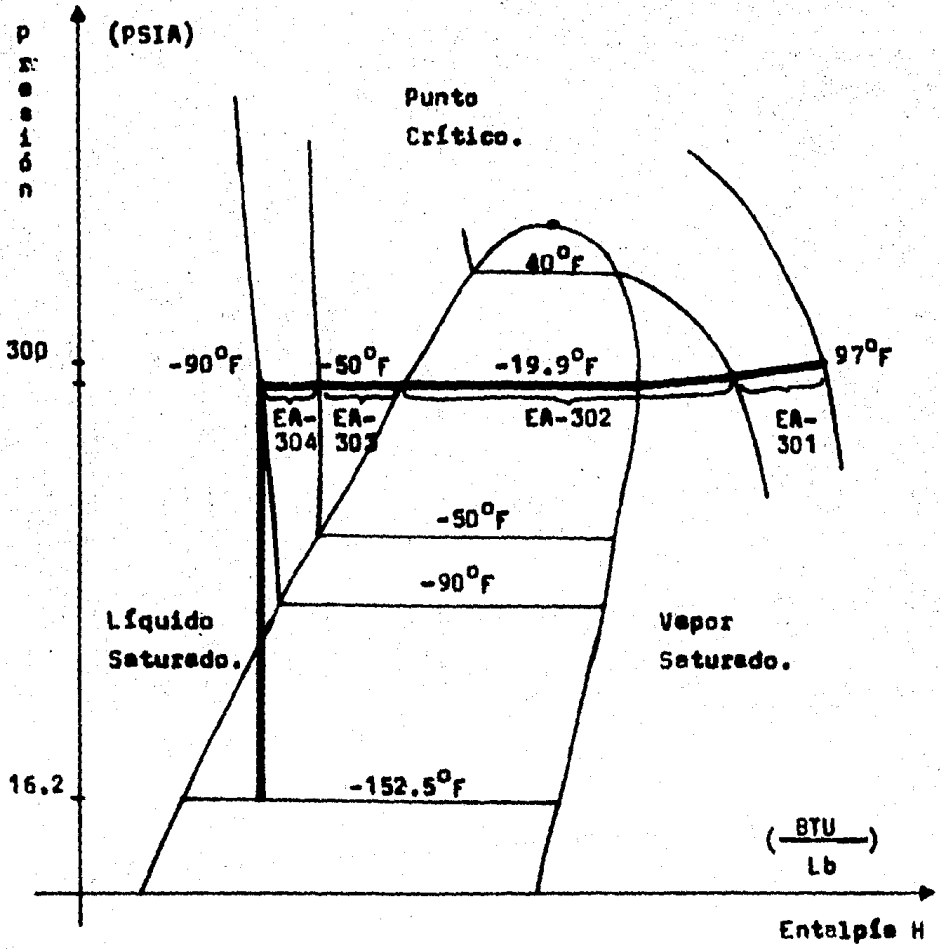


Figura no. 14.- Representación en el plano Presión-Entalpía del Etileno proceso. (Diagrama de flujo A)

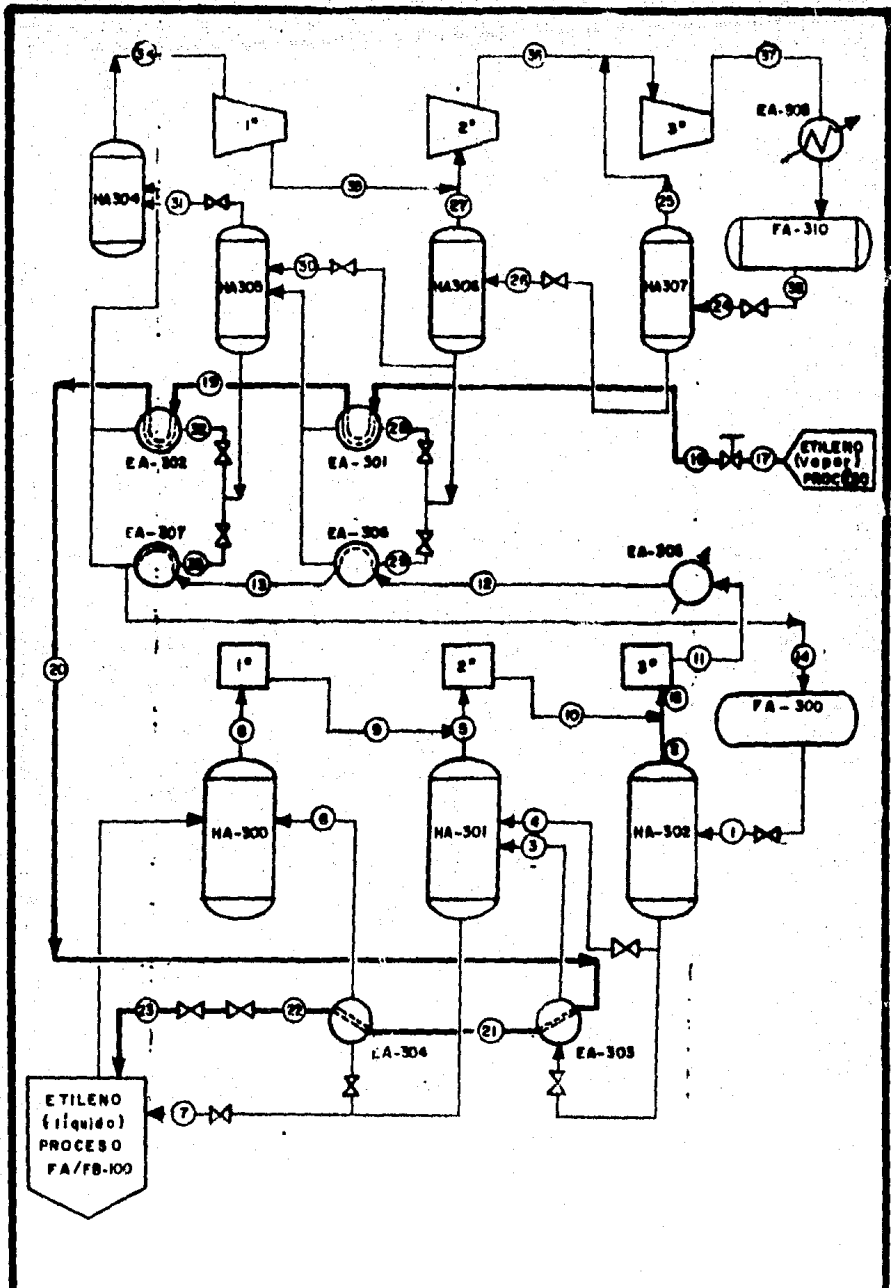


DIAGRAMA DE FLUJO "A"
AMPLIACION TERMINAL MARITIMA PAJARITOS, VEP.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
 "CUAUTILAN" - U.N.A.M.
 TESIS PROFESIONAL

CARRERA: "INGENIERO QUIMICO"
 NOMBRE: ARTURO MONTILLA MARTINEZ

BALANCE DE MATERIA DEL DIAGRAMA DE FLUJO A.

ETILENO SERVICIO.				
CORRIENTE	PESO MOLECU LAR.	GASTO LB/HR.	TEMPERATURA °F	PRESION PSIA
1	28	40128.6	-64.5	130
2	28	13428.3	-64.5	130
3	28	3508.2	-114.2	45
4	28	28336.2	-114.2	45
5	28	10703.3	-114.2	45
6	28	3669.1	-149.2	15.9
7	28	16888.2	-152.2	16.2
8	28	23481.6	-149.2	15.9
9	28	21241.1	44.8	45
10	28	29716.1	62.2	130
11	28	41404.2	167.7	377
12	28	41404.2	120.0	373
13	28	41404.2	40.0	371
14	28	41404.2	-3.0	370
15	28	31944.4	-60.1	45
16	28	43144.4	33.0	130
ETILENO PROCESO.				
17	28	27500.0	100.0	327
18	28	27500.0	97.0	300
19	28	27500.0	40.0	295
20	28	27500.0	-19.9	290
21	28	27500.0	-50.0	289
22	28	27500.0	-90.0	285
23	28	27500.0	-152.5	16.2
PROPILENO SERVICIO.				
24	42	132141.4	70.5	150
25	42	26157.2	70.5	150
26	42	105984.2	21.1	70
27	42	18008.2	21.1	70
28	42	4465.5	-38.6	21.1
29	42	10243.8	-38.5	21.1
30	42	73266.5	-38.6	21.1
31	42	28426.2	-49.5	16.5
32	42	25427.4	-49.5	16.5
33	42	34122.2	-49.5	16.5
34	42	87975.8	-49.5	16.5
35	42	87975.8	78.0	70
36	42	105984.2	150.0	150
37	42	132141.4	203.0	275
38	42	132141.4	113.0	270

A continuación se presenta la lista del equipo de proceso -- del diagrama de flujo A. Información obtenida de los libros de proceso y libros de operación de la Terminal Marítima de Pajaritos, Veracruz. Superintendencia de Elaboración, Petroleos Mexicanos Zona sureste.

Compresores:			
Compresor Reciprocante: GB-300 A/B dos unidades en paralelo.			
Número de pasos: Tres (3) cada uno.			
BHP	Primer paso	297.5	
BHP	Segundo paso	535.8	
BHP	Tercer paso	871.6	
BHP	Total	1 704.9	
Capacidad	Primer paso	23 481.6 lb/hr	Etileno
Capacidad	Segundo paso	31 944.4 lb/hr	Etileno
Capacidad	Tercer paso	43 144.4 lb/hr	Etileno
Relación de compresión por paso		2.83/ 2.88/ 2.90	
Accionador: Motor eléctrico.			
Compresor Centrifugo: GB-301 una unidad.			
Número de pasos: Tres (3)			
BHP	Primer paso	1 348.0	
BHP	Segundo paso	1 014.0	
BHP	Tercer paso	1 043.0	
BHP	Total	3 405.0	
Capacidad	Primer paso	87 975.8 lb/hr	Propileno
Capacidad	Segundo paso	105 984.2 lb/hr	Propileno
Capacidad	Tercer paso	132 141.4 lb/hr	Propileno
Relación de compresión por paso		4.24/ 2.14/ 1.83	
Accionador: Motor eléctrico.			

Tanques de balance, separadores, economizadores y de almacenamiento. (Diagrama de flujo A)

Equipo	Servicio	Dimensiones	
		D.I.	x L.T.
HA-300	Tambor de succión primer paso del compresor GB-300 A/B.	4'-0"	8'-0"
HA-301	Segundo economizador del ciclo de etileno.	3'-6"	9'-0"
HA-302	Primer economizador del ciclo de etileno.	4'-0"	10'-0"
HA-304	Tambor de succión del primer paso del compresor GB-301.	7'-0"	12'-0"
HA-305	Tambor separador del ciclo de Propileno.	6'-0"	12'-0"
HA-306	Segundo economizador del ciclo de propileno.	5'-6"	14'-0"
HA-307	Primer economizador del ciclo de propileno.	5'-6"	16'-0"
FA-300	Tambor de capacitancia y arranque de etileno.	5'-0"	15'-0"
FA-310	Tambor de capacitancia y arranque de propileno.	7'-0"	21'-0"
FA-100	Tanque de almacenamiento de etileno no proceso (Tanques concéntricos)	Capacidad 8 000	
FB-100		Ton métricas.	
FA-100		D.I.= 102'-4.375"	x Altura = 64'-2.3125"
FA-100	D.I.= 107'-4.1875"	x Altura = 67'-11.375"	

CAMBIADORES DE CALOR DEL DIAGRAMA DE FLUJO A.

EQUIPO SERVICIO TIPO	EA-301 ENFRIADOR DE ETILENO. (KETTLE).	EA-302 CONDENSADOR DE ETILENO. (KETTLE).	EA-303 SUBENFRIADOR DE ETILENO. (KETTLE).	EA-304 SUBENFRIADOR DE ETILENO. (KETTLE).
CARGA TERMICA BTU/HR X 10 ⁶	0.667213	4.60	0.579660	0.673975
FLUJOS: CORAZA LB/HR. TUBOS	4465.5 C ₃ ^m 27500.0 C ₂ ^m	25427.4 C ₃ ^m 27500.0 C ₂ ^m	3608.2 C ₂ ^m 27500.0 C ₂ ^m	3669.1 C ₂ ^m 27500.0 C ₂ ^m
LMTD °F	105.0	54.0	78.3	99.54
DIAM. CORAZA (in) BUNDLE	31.0 15.25	66.0 33.0	31.0 15.25	31.0 15.25
DIAMETRO DEL TUBO (in)	0.75	0.75	0.75	0.75
NUMERO DE TUBOS.	124.0	718.0	124.0	124.0
LONGITUD DE TUBO (ft)	16.0	20.0	14.0	16.0
AREA DE TRANS FERENCIA DE CALOR. (ft ²).	390.0	2818.8	340.8	389.5
COEFICIENTE - DE TRANSFEREN CIA. U _d	16.3	30.2	21.7	17.38
FACTOR DE EN- SUCIAMIENTO.	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
CAIDA DE PRE- SION. TUBOS (PSI) CORAZA	4.5 0.1	0.5 0.1	0.5 0.1	0.5 0.1
NUMERO DE PA- SOS. CORAZA-TUBOS	1 - 2	1 - 2	1 - 2	1 - 2

CAMBIADORES DE CALOR DEL DIAGRAMA DE FLUJO A.

EQUIPO SERVICIO TIPO	EA-305 ENFRIADOR DE ETILENO. TUBOS/CORAZA	EA-306 ENFRIADOR DE ETILENO. (KETTLE).	EA-307 CONDENSADOR DE ETILENO. (KETTLE).	EA-308 ABCD. CONDENSADOR DE PROPILENO. TUBOS/CORAZA.
CARGA TERMICA BTU/HR X 10 ⁶	0.960444	1.530597	6.173295	5.94471110
FLUJOS: CORAZA LB/HR. TUBOS	41404.2 C ₂ ^m 38417.7 H ₂ O	10243.8 C ₂ ^m 41404.2 C ₂	34122.2 C ₂ ^m 41404.2 C ₂	33035.35 C ₃ ^m 237788.4 H ₂ O
LMTD OF	38.57	113.96	65.67	18.41
DIAM. : CORAZA (in) BUNDLE	19.25 ----	39.0 19.25	70.0 35.0	42.0 ----
DIAMETRO DEL TUBO (in)	0.75	0.75	0.75	0.75
NUMERO DE - TUBOS.	192.0	220.0	824.0	1148.0
LONGITUD DE TUBO (ft).	16.0	20.0	20.0	16.0
AREA DE TRANS FERENCIA DE CALOR. (ft ²).	603.03	863.7	3235.02	3605.63
COEFICIENTE - DE TRANSFEREN CIA. Ud	41.3	15.5	29.0	89.95
CAIDA DE PRE- SION, TUBOS (PSI) CORAZA	4.0 3.5	2.0 0.1	0.5 0.1	3.0 4.5
NUMERO DE PA- SOS. CORAZA-TUBOS	2 - 6	1 - 2	1 - 2	1 - 8

DATOS Y PROPIEDADES TERMODINAMICAS: ETILENO C₂

P PSIA	T °F	$K \frac{BTU}{hr ft^2 °F}$	$C \frac{BTU}{p lb °F}$	$v \frac{ft^3}{lb}$	$\beta \frac{lb}{ft^3}$	N	cp	$\sigma \frac{lb}{ft^2}$	ESTADO FISICO
377	167.7	0.020	0.43	0.583	1.7152	0.0125	--	Vapor	
373.5	120.0	0.01375	0.40	0.533	1.8762	0.0113	--	"	
371.5	40.0	0.100	0.35	0.40	2.50	0.010	--	"	
350.0	233.0	0.020	0.43	0.726	1.3774	0.0129	--	"	
349.2	120.0	0.0142	0.383	0.575	1.7391	0.0113	--	"	
300	97.3	0.0140	0.39	0.64	1.5625	0.0102	--	"	
295.5	40.0	0.0100	0.35	0.55	1.8181	0.0096	--	"	
45.1	-114.2	0.0066	0.50	2.85	0.351	0.0064	--	"	
15.9	-151.3	0.0050	0.29	7.8	0.1282	0.0055	--	"	
295	-19.9	0.067	0.76	0.036	27.77	0.060	--	Líquido	
290	-50.0	0.010	0.67	0.033	30.30	0.080	--	"	
371	-3.0	0.060	0.80	0.0364	27.47	0.030	--	"	
290	-90.0	0.048	0.61	0.0305	32.786	0.100	--	"	
45.1	-114.2	0.094	0.30	0.0295	33.90	0.110	0.000855	"	
16.0	-151.3	0.110	0.58	0.0280	35.714	0.150	0.001095	"	

PROPIEDADES TERMODINAMICAS : (C₃) PROPILENO.

P PSIA	T °F	K $\frac{\text{BTU}}{\text{hr Ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$	C _p $\frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$	v $\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}$	ρ $\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$	M cp	σ $\frac{\text{lbF}}{\text{ft}}$	ESTADO FISICO
275.0	230.0	0.016	0.42	0.560	1.785	.100	--	VAPOR
270.0	113.7	0.056	0.73	0.035	28.571	0.130	--	LIQUIDO
21.1	-38.6	0.086	0.50	0.0278	35.97	0.18	0.0010278	"
21.1	-38.6	0.005	0.31	4.9	0.20408	0.006	--	VAPOR
16.6	-49.5	0.087	0.51	0.0274	36.496	0.18	0.001096	LIQUIDO
16.6	-49.5	0.009	0.30	6.00	0.1666	0.0063	--	VAPOR
PARA EL AGUA DE ENFRIAMIENTO								
50.0	90	0.356	1.0	0.01603	62.38	0.81	--	LIQUIDO
45.00	115	0.068	1.0	0.01603	62.38	0.61	--	"

CAPITULO IV.

· DESCRIPCION DEL METODO " SINTESIS POR DISEÑO EVOLUTIVO " .

CAPITULO IV.

DESCRIPCION DEL METODO: "SINTESIS POR DISEÑO EVOLUTIVO".

A continuación se da una descripción breve del método "síntesis por diseño evolutivo", utilizado por los ingenieros Flores, Bernés y Ramírez (Diseño evolutivo de un proceso de licuefacción de etileno), para la obtención del proceso del diagrama de flujo B, el cual es utilizado en éste trabajo para compararlo con el proceso del diagrama de flujo A (Ampliación Terminal Marítima Pejaritos) ya establecido, con el fin de verificar el grado de optimización del primero.

El Diseño evolutivo consiste en proponer una configuración base y a partir del análisis de ésta, generar una modificación con el objeto de reducir el efecto de la principal contribución al costo global del proceso. Si dicha modificación tiene éxito se aplica el método en forma recursiva, partiendo de la mejor configuración propuesta hasta el momento y continuando hasta que no se encuentre ninguna modificación adicional que mejore la economía del proceso. Este método tiene la ventaja de permitir la evaluación cualitativa del efecto de cada una de las modificaciones, pudiéndose discriminar las que tienen gran repercusión en la economía global del proceso de las que no la tienen y permitiendo incorporar al proceso de selección criterios diferentes al económico.

Como configuración base seleccionaron el diagrama de flujo C originalmente propuesto a la firma de ingeniería PYCORSA.

Para el análisis de la configuración base contaron con un modelo matemático que representó el proceso físico y una función objetivo que suministró una medida de la efectividad en el cumplimiento de las restricciones establecidas. Adaptada a la función objetivo utilizaron un método matemático de optimización con el objeto de obtener una base común de comparación. Finalmente, para la síntesis contaron con reglas heurísticas que redujeron el enorme número de posibles modificaciones a sé-

lo unas cuantas.

El modelo matemático lo construyeron con el simulador de procesos criogénicos de estructura variable (Flores, 1975) e implementándolo en la computadora BURROUGHS 6700 del CIMAS. Con este modelo detectaron únicamente la diferencia global de costos entre las diferentes configuraciones sistetizadas (siete configuraciones en total). Y tomaron en consideración los elementos más relevantes en la economía del proceso, despreciando las contribuciones de costos comunes a todas ellas o aquellas que carecieran de importancia. Además consideraron a los refrigerantes y a las corrientes de proceso como sustancias puras.

Los parámetros de los equipos utilizados se encuentran resumidos en la tabla 2 .

La función objetivo utilizada la acoplaron a una serie de subrutinas para la optimización de funciones no lineales de múltiple variable, desarrolladas por Ramírez y Farías (Farías, 1975). Estas subrutinas hacen uso de un algoritmo de variable-métrica propuesto por Fletcher (1970), el cual usa un método particularmente eficiente para aproximar la inversa de la matriz del hessiano.

Como el objetivo de un sistema de refrigeración es el de satisfacer la demanda al menor costo posible, consideraron como medida de la efectividad del sistema el costo total anual para licuar la corriente de proceso.

Los costos totales anuales que integraron la función objetivo pueden desglosarse en costos de operación y costos fijos anuales. Los costos de operación están constituidos, por el de la energía eléctrica requerida para operar los compresores, el del agua de enfriamiento y los costos de mantenimiento dados como un porcentaje de la inversión fija total (Tabla 3). Los costos fijos están compuestos por la amortización de la inversión de capital fijo y el interés del capital invertido, en función del costo de compra de equipo (Tabla 4). Este a su vez incluye los costos de los compresores y de los cambiadores de calor (Tabla 5). El costo de los tanques separadores no lo in

cluyeron, así como tampoco los motores eléctricos. Los primeros porque no existía mucha variación el costo de configuración a configuración y porque su contribución no es muy importante, y los motores eléctricos porque sólo se encuentran en tamaños discretos, introduciendo discontinuidades en la función objetivo.

Después de un análisis preliminar encontraron que el número de variables que determina completamente a todas y cada una de las configuraciones sintetizadas puede agruparse en tres grupos:

- a).- La presión de condensación en cada uno de los ciclos. Estas presiones determinan a su vez el mínimo acercamiento de temperatura en los condensadores, por lo que éstas presiones deberán ser siempre mayores a las de saturación correspondientes a las temperaturas de los medios de enfriamiento (propileno y agua).
- b).- Los niveles de presión intermedios en ambos ciclos. Se deben tomar las medidas convenientes para que el método de optimización no altere el orden de los niveles intermedios y que el nivel intermedio de mayor presión sea siempre menor al de condensación.
- c).- Las temperaturas de las corrientes de salida de todos los cambiadores de calor, excepto los condensadores. Se deben imponer restricciones para asegurar siempre una diferencia positiva entre éstas y las de los refrigerantes usados. Aún más las temperaturas de salida deben ser siempre iguales o menores que las de entrada.

Las reglas heurísticas, las reglas de diseño necesarias para sistemas de licuefacción y refrigeración en cascada las obtuvieron del análisis preliminar de proceso (Barnés y King, 1974) basándose en la descomposición de ciclos y aplicando los principios de la teoría de gráficas.

Antes de pasar a enumerar las reglas de diseño es necesario definir algunos conceptos de utilidad.

Un ciclo simple se define como un ciclo cerrado donde la -

misma cantidad de refrigerante fluye en cada punto, es decir es un ciclo sin niveles intermedios.

Un ciclo complejo se define como un ciclo cerrado con mezcla y división de corrientes. Un ciclo complejo puede ser considerado como una superposición de ciclos simples operando reversiblemente en cascada, donde los ciclos más calientes proporcionan la refrigeración para enfriar y condensar el vapor comprimido del siguiente ciclo más frío. Por lo tanto, los presuradores e interenfriadores son conceptualmente equivalentes a los postenfriadores y los economizadores a los condensadores.

Un ciclo de licuefacción se define como un ciclo abierto con alimentación de vapor y con producto líquido. La alimentación de vapor se supone saturada a la presión de condensación. Un ciclo de licuefacción puede ser descompuesto en un ciclo de licuefacción cerrado y una corriente de proceso que pasa a través del condensador y varios pasos de expansión y recondensación. La refrigeración suministrada por el ciclo cerrado es reversible en la condensación.

Este análisis permite transformar el cálculo de un ciclo complejo o abierto, que aparentemente es iterativo, en una secuencia de cálculos estrictamente directa de ciclos simples.

Reglas de diseño para ciclos simples ideales (Barnés y King, 1974).

Un ciclo en el que los costos de equipo se consideran despreciables y sólo los costos de operación prevalecen se denomina ideal.

Las siguientes son reglas de diseño aplicables a este tipo de sistema.

Regla 1 (Condensadores). El refrigerante vapor debe ser condensado totalmente antes de ser expandido.

Regla 2 (Compresores). El vapor no debe ser comprimido más allá de la presión a la cual la condensación es posible con el medio de enfriamiento disponible.

Regla 3 (Intercambiadores vapor-líquido). Si un vapor es sobrecalentado antes de la compresión, la corriente líquida en---

friada debe ser utilizada para elevar su temperatura y en cada operación la temperatura del vapor debe ser la de entrada de la corriente líquida. Este tipo de operación es recomendable en refrigerantes de alto peso molecular.

Regla 4 (Interenfriadores y Postenfriadores). Si un refrigerante en particular es usado para enfriar hacia la saturación un vapor parcial o totalmente comprimido, todos los refrigerantes potenciales de mayor temperatura deben ser usados en cambiadores anteriores.

El vapor debe ser completamente enfriado en cada equipo - hasta la temperatura del refrigerante usado.

Regla 5 (Interenfriador Inicial). Esta regla es un corolario de la anterior. El vapor de salida del compresor debe ser enfriado por lo menos, hasta la temperatura del siguiente refrigerante más frío.

Reglas de diseño de ciclos complejos ideales.

Regla 6 (Mezcla). La corriente de vapor producida en un nivel intermedio y el vapor comprimido parcialmente deben ser -- llevados a la temperatura de algún refrigerante disponible antes de ser mezclados.

Corolario. Presaturar el vapor comprimido en un nivel intermedio aumenta la eficiencia de un ciclo, solamente si no es económico sobrecalentarlo. Esta operación es recomendable para refrigerantes de bajo peso molecular.

Regla 7 (Economizadores). Los economizadores deben ser suministrados en todos los niveles de presión intermedios, para separar el vapor producido de la expansión del líquido antes de que el líquido prosiga su expansión.

Reglas de diseño de ciclos reales.

En un ciclo real el costo del equipo es significativo, -- por lo tanto se debe permitir un gradiente finito de temperatura en la operación de condensadores, enfriadores o intercambiadores de calor.

Regla 6a. (Mezcla). Cuando el costo del equipo es significativo, puede ser más conveniente mezclar cualquier vapor par---

cialmente comprimido con el proveniente de la expansión del nivel de presión correspondiente.

Regla 4a. (Enfriadores y Presaturadores). La política de usar el refrigerante más barato disponible (Regla 4) no necesariamente es la óptima. Usando un refrigerante más caro presenta la ventaja de requerir un menor número de enfriadores con una área total reducida.

Regla 5a. (Enfriamiento Inicial). Por la misma razón no es necesariamente la política óptima enfriar el vapor comprimido hasta una temperatura cercana al del siguiente refrigerante.

Regla 3a. (Intercambiadores vapor-líquido). Similarmente, se puede sobrecalentar un vapor parcialmente o totalmente comprimido, subenfriando cualquier refrigerante líquido disponible a mayor temperatura.

Regla 5b. (Compresores). Si las diferentes etapas de compresión en un ciclo complejo son realizadas en un cuerpo del compresor, existe la posibilidad de seleccionar el material del compresor global. No se deben permitir temperaturas de admisión menores al límite propio de un material de construcción dado.

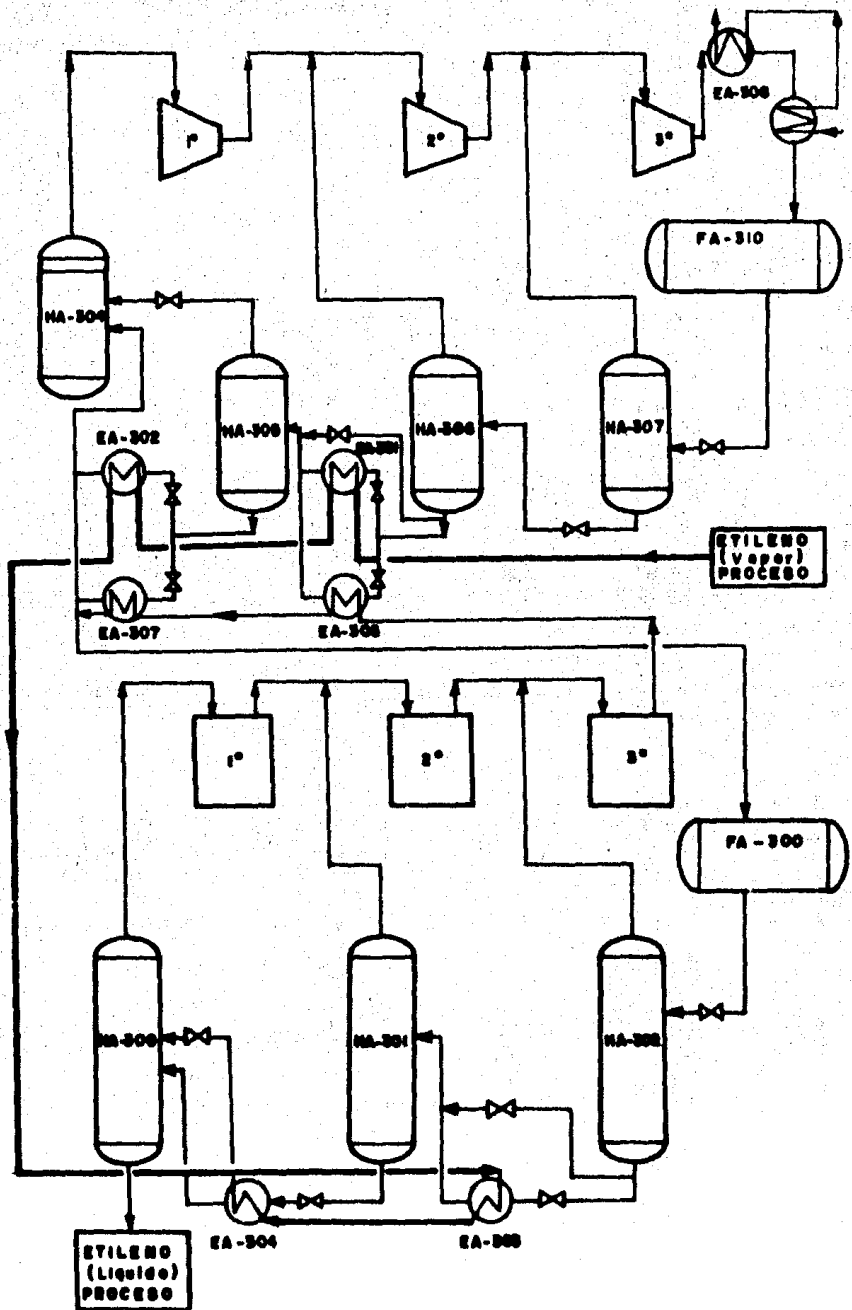


DIAGRAMA DE FLUJO "C" CONFIGURACION BASE

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN - U.N.A.M.

CARRERA: "INGENIERO QUIMICO"

TESIS PROFESIONAL

NOMBRE: ARTURO MONTILLA MARTINEZ

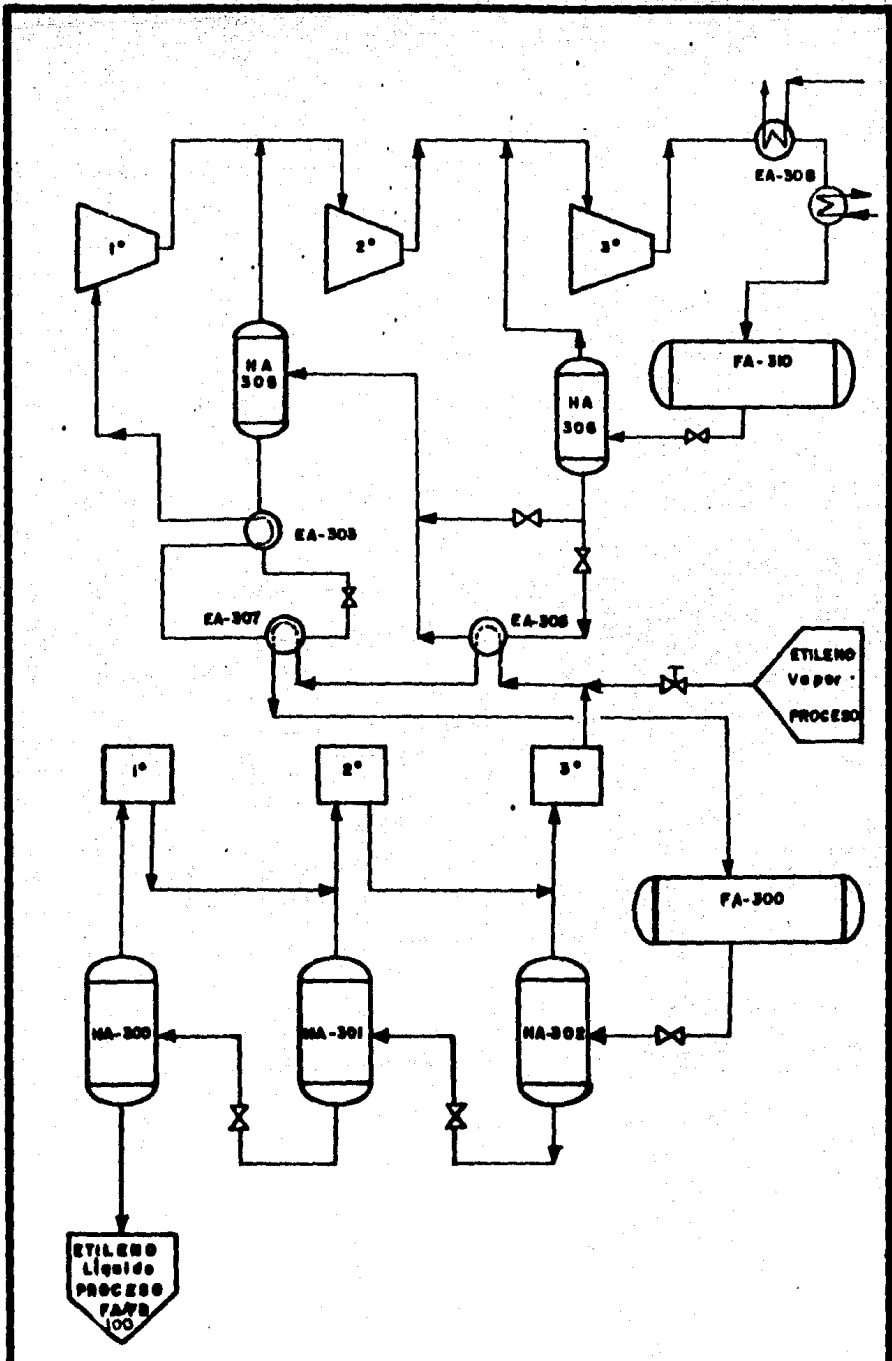


DIAGRAMA DE FLUJO "B" PROCESO PROPUESTO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
"CUAUTITLAN" - U.N.A.M.

CARRERA: "INGENIERO QUIMICO"

TESIS PROFESIONAL

NOMBRE: ARTURO MONTLLAMARTNEZ

TABLA 2.- PARAMETROS DE EQUIPO.

CONCEPTO	COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR U. (BTU/HR FT ² °F)	CAIDA DE PRESION EN CAMBIADORES DE CALOR (LB/IN ²)
DESOBRECALENTAMIENTO DE PROPILENO-CALENTAMIENTO DE AGUA.	40.0	
CONDENSACION DE PROPILENO-CALENTAMIENTO DE AGUA.	115.0	
SUBENFRIAMIENTO DE - PROPILENO-SOBRECALENTAMIENTO DE PROPILENO	35.0	
DESOBRECALENTAMIENTO DE ETILENO-VAPORIZACION DE PROPILENO.	95.0	
CONDENSACION DE ETILENO-VAPORIZACION DE PROPILENO.	90.0	
SUBENFRIAMIENTO DE - ETILENO-VAPORIZACION DE ETILENO.	40.0	
DESOBRECALENTAMIENTO		5 - 10
CONDENSACION.		5 - 10
SUBENFRIAMIENTO.		5 - 10
VAPORIZACION TIPO ALBERCA.		0 - 5
COMPRESORES	EFICIENCIA EN (%)	
COMPRESOR DE ETILENO	80.0	
COMPRESOR DE PROPILENO	80.0	

TABLA 3.- COSTOS DE OPERACION

COSTOS DE SERVICIOS	PRECIO UNITARIO	REFERENCIA
ENERGIA ELECTRICA	\$ 0.25/Kw-hr	CABRERA, 1975
AGUA DE ENFRIAMIENTO	\$ 0.15/m ³	CABRERA, 1975
COSTO ANUAL DE MANTENIMIENTO	=0.04x(IFT)	BARNES, 1975

TABLA 4.- COSTOS FIJOS

AMORTIZACION DE LA INVERSION DE CAPITAL FIJO	$(AIC) = \frac{i}{(1-i)^n} (IFT)$
INTERES DEL CAPITAL INVERTIDO (ICI)	ICI = i(IFT)
COSTOS FIJOS ANUALES (CFA)	CFA = AIC + ICI
D O N D E	n = 10,0 i = 25%
INVERSION FIJA TOTAL; REFER.: PETER & TIMINERHAUS, 1968 BOURQUET, 1970.	
COSTO DE COMPRA DE EQUIPO (CCE)	1.00
INSTALACION	0.40
INSTRUMENTACION	0.20
TUBERIA	0.80
AISLAMIENTO	0.35
INSTALACION ELECTRICA	0.05
COSTO DIRECTO DE LA PLANTA (CDP)	2.80
INGENIERIA Y SUPERVISION (0.10 CDP)	0.28
GASTOS DE CONSTRUCCION (0.10 CDP)	0.28
HONORARIOS DE CONSTRUCTORES (0.06 CDP)	0.16
CONTINGENCIAS (0.10 CDP)	0.28
INVERSION FIJA TOTAL (IFT)	3.00

TABLA 5.- ESTIMACION DE COSTOS DE COMPRA DE EQUIPO.

	$CCE = X (AREA)^Y$		
EQUIPO DE INTER-CAMBIO DE CALOR.	DONDE: CCE = COSTO DE COMPRA DE EQUIPO, \$		
	$X = 7$ (MAT. DE CONST.) = 980 AC. AL CARBON.		
	$Y = 0.6$ CORRELACION DE DATOS ESTUDIADOS		
	AREA = AREA DE TRANSFERENCIA 10000 ft ² .		
	$CCE_2 = CCE_1 \left(\frac{Pot_2}{Pot_1} \right)^Y$		
EQUIPO DE COMPRESION DE VAPOR.	DONDE: CCE _{1,2} = COSTO DE COMPRA DE EQUIPO, \$		
	Pot _{1,2} = POTENCIA, HP		
	COMPRESOR CENTRIFUGO	COMPRESOR RECIPROCANTE	
	CCE ₁ = \$4'290000 AC. Cr-Ni 3%	CCE ₁ = \$1'050000 AC. Cr-Ni 3%	
	Pot ₁ = 3 200 HP	Pot ₁ = 630 HP	
	Y = 0.60	Y = 0.70	
FACTORES DE CORRECCION POR MAT. DE CONST.	REFER.: AICHE STUDENT CONTEST PROBLEM, 1959.		
MAT. DE CONSTRUCCION	CAMBIADOR DE CALOR COMPRESOR RANGO DE TEMP. °F		
ACERO AL CARBON	1.00	0.70	MAYOR DE -20
ACERO Cr-Ni 3%	2.12	1.00	-20 a -154
ACERO Cr-Ni 6%	3.00	1.15	-154 a -280

CAPITULO V.

DESCRIPCION DEL PROCESO PROPUESTO: DIAGRAMA DE FLUJO B.

CAPITULO V.

DESCRIPCION DEL PROCESO PROPUESTO (DIAGRAMA DE FLUJO B).

ETILENO PROCESO + ETILENO SERVICIO.

La corriente de etileno proceso que viene del Complejo Petroquímico "La Cangrejera" en fase vapor a 327 psia. y temperatura 100°F, pasa por un medidor de flujo y un controlador de presión, que opera dentro un rango de presión definido (300 psia.), se une con la corriente de la descarga del compresor GB-300 A/B del ciclo de etileno, ya mezclados pasan por el desbrecalentador de etileno EA-306 enfriándose a 19°F usando vaporización de propileno como medio de enfriamiento a 15°F y 65 psia., posteriormente la corriente de etileno se condensa en el EA-307 a -27°F, usando también vaporización de propileno como medio de enfriamiento a -37°F y 22.5 psia., el etileno condensado pasa al tambor de balance FA-300 y que tiene el mismo objetivo que en el diagrama de flujo A. De éste tambor de balance se pasa el etileno líquido al primer economizador, la cual abate la presión hasta 125 psia. con una temperatura de equilibrio de -68°F, provocándose una vaporización del flujo que entra, del 15.62 %.

Los vapores obtenidos en el economizador HA-302 van a la succión del tercer paso del GB-300 A/B, en donde se mezclan con la descarga del segundo paso, y enfrían ésta corriente que se encuentra a 127°F y 125 psia., obteniéndose una corriente a -16°F.

La corriente de etileno líquido del economizador HA-302 pasa a través de una válvula controladora de nivel del mismo economizador la cual abate la presión hasta 51 psia., con una temperatura de equilibrio de 111°F, provocándose una vaporización del flujo que entra del 14.02 %.

Los vapores obtenidos en el economizador HA-301 pasan a la succión del segundo paso del GB-300 A/B en donde se mezclan con la descarga del primer paso produciéndose una temperatura de -

-79°F y presión de 51 psia.

El etileno líquido del segundo economizador (HA-301), pasa al tambor separador de fases y tambor de succión del primer paso del GB-300 A/B el HA-300, a través de una válvula controladora de nivel del tambor, la cual abate la presión a 15.8 psia, - con una temperatura de equilibrio de -151°F, provocándose una vaporización del flujo que entra del 12.44 %.

Los vapores obtenidos en éste tambor van a la succión del primer paso del compresor GB-300 A/B a las condiciones señaladas arriba, y la corriente líquida pasa al tanque de almacenamiento FA-100 a 15.8 psia. y 151°F, condiciones a las cuales se desea almacenar el etileno.

CICLO DE PROPILENO.

Como en el proceso del diagrama A, la carga térmica cedida por el ciclo de etileno, definen la capacidad y las condiciones de operación del ciclo de propileno que actúa como refrigerante formando un circuito cerrado.

El propileno proveniente de la descarga del compresor GB-301 a 196°F y 280 psia. se enfría y condensa a 113°F y 271 psia en el condensador EA-308 que utiliza agua de enfriamiento a -90°F.

El propileno líquido pasa al tambor de balance FA-310, que tiene el mismo objetivo del proceso del diagrama A.

El propileno líquido del FA-310 pasa al segundo economizador HA-306 a través de una válvula controladora de nivel del economizador, donde se abate la presión a 149 psia. con una temperatura de equilibrio de 67°F produciéndose una vaporización del 20.60 %.

Los vapores obtenidos en el HA-306 van a la succión del tercer paso del compresor GB-301 en donde se mezclan con la carga del segundo paso produciéndose una temperatura de 132°F.

El propileno líquido del HA-306 se divide en dos corrientes, una va a enfriar el etileno de carga de Cangrejera más etileno de servicio, en el enfriador EA-306 pasando a través de la

válvula de control de nivel y obteniéndose en el equipo una corriente de vapor a 65 psia. y 15°F la cual es enviada al primer economizador HA-305. La segunda corriente se envía al separador HA-305 a través de su válvula de control de nivel, donde se abate la presión a 65 psia. con una temperatura de equilibrio de 15°F y obteniéndose una vaporización del 18.08 %.

Los vapores obtenidos en el primer economizador (HA-305), van a la succión del segundo paso del compresor GB-301 en donde se mezclan con la descarga del primer paso, produciéndose una temperatura de 71°F.

El propileno líquido del primer economizador, que se encuentra en equilibrio a 65 psia. y 15°F se subenfria en el EA-305 hasta 4°F que utiliza propileno vapor como medio de enfriamiento proveniente del EA-307. El propileno líquido subenfriado a 4°F, es utilizado para servicio en el EA-307 pasando por un proceso más etileno para enfriar y condensar la corriente de etileno proveniente del EA-305, calentándose éstos vapores en el chiller por una válvula controladora de nivel y obteniéndose en el intercambiador EA-305, pasando éstos vapores a -20°F hasta -20°F pasando a la succión del primer paso del compresor GB-301 cerrándose así el ciclo de propileno.

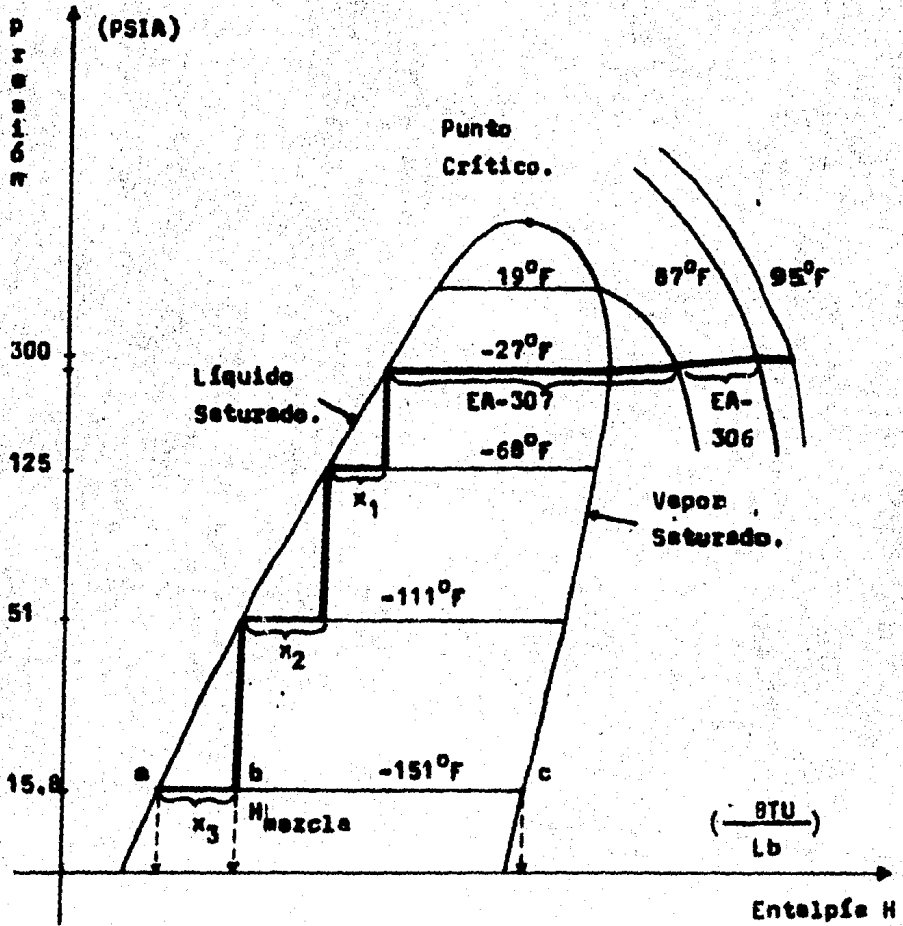


Figura no. 15.- Representación en el plano Presión-Entalpía del Etileno proceso más Etileno servicio. (Diagrama de flujo B)

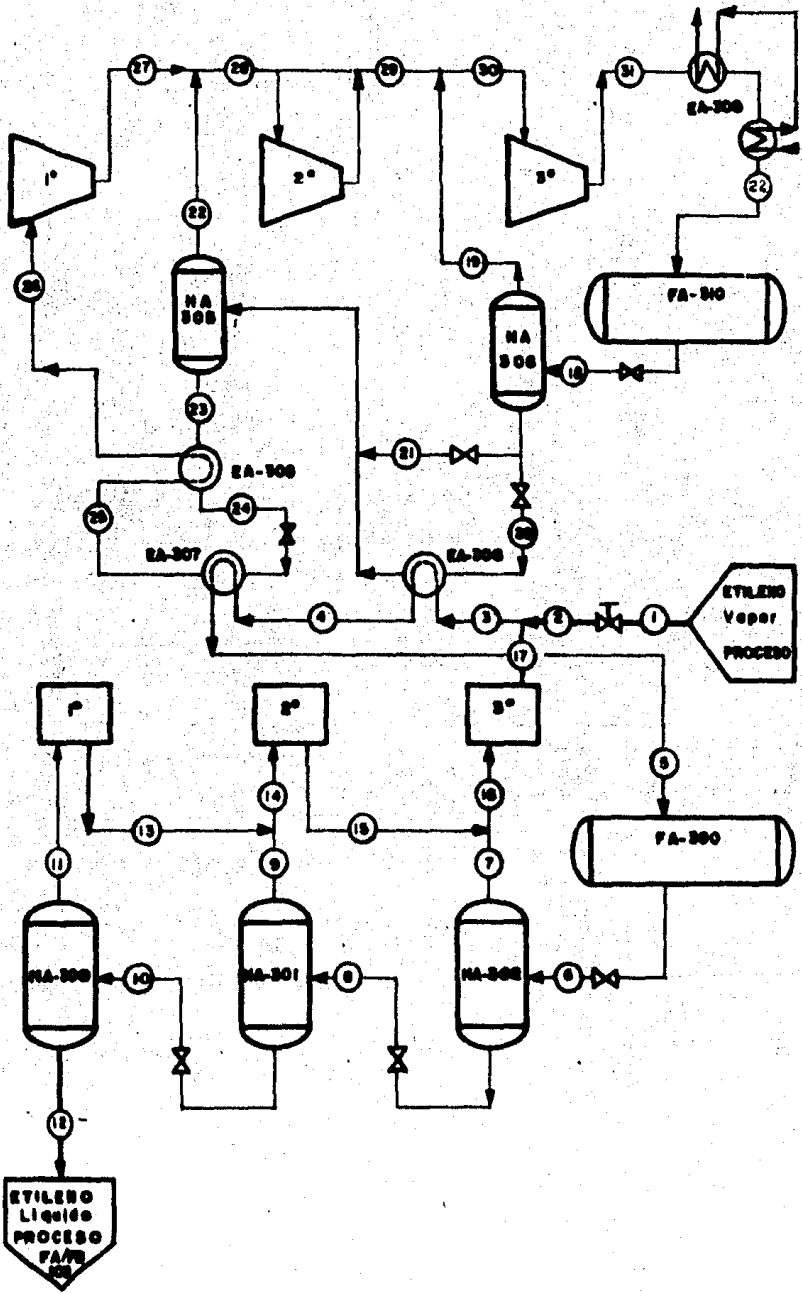


DIAGRAMA DE "FLUJO" "B" PROCESO PROPUESTO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
"CUAUTITLAN" - U. N. A. M.

CARRERA: "INGENIERO QUIMICO"

TESIS PROFESIONAL

NOMBRE: ARTURO MONTILLA MARTINEZ

BASES DE DISEÑO.

Las bases de diseño son las mismas que las del proceso del diagrama de flujo A y son :

Corriente de proceso constituida prácticamente por etileno puro (vapor) 99.97 % de pureza con 0.03 % de etano. Esta corriente que se encuentra a una presión de 300 psia. y una temperatura de 95°F se almacena en fase líquida a una presión de 15.8 psia. y una temperatura de -151.0°F, a razón de 12.5 Toneladas métricas/Hora, para lo cual se dispone de dos ciclos de refrigeración en cascada (diagrama de flujo B). El primero constituido por una mezcla con alto porcentaje de propileno 99.60 % de pureza con 0.3 % de etano y metano 0.1 % ; con una presión mínima de admisión al compresor centrífugo de 15.5 psia. Para su condensación se dispone de agua de enfriamiento con un rango de 25°F. En el segundo ciclo se emplea como refrigerante el mismo etileno de alimentación, siendo la presión mínima de admisión al compresor de 15.8 psia.. El equipo que suministra el trabajo es un compresor recíprocante. El desobrecalentamiento y condensación del etileno se realiza con el refrigerante del ciclo superior.

BALANCE DE MATERIA.

A partir del diagrama de flujo B y con ayuda del diagrama de Mollier para cada uno de los componentes (Etileno y propileno respectivamente) y utilizando el método gráfico (regla de la palanca) se obtuvo primeramente las vaporizaciones respectivas en cada una de las expansiones isoentálpicas para cada uno de los ciclos. Ya con éstas vaporizaciones se calculó la cantidad de materia de ambos componentes en cada uno de los ciclos que satisficieran las necesidades requeridas por el proceso.

Refiriéndonos a la figura no. 15, tenemos el cálculo de las vaporizaciones de la siguiente manera:

$$x = \text{VAPORIZACION} = \frac{H \text{ mezcla} - H \text{ liq. sat.}}{H \text{ vap. sat.} - H \text{ liq. sat.}} (100)$$

6

$$x = \text{VAPORIZACION} = \frac{\text{DISTANCIA } \overline{a b}}{\text{DISTANCIA } \overline{a c}} (100)$$

Los criterios utilizados para el balance de materia, y energía y para el diseño de equipos, son los utilizados en el proceso del diagrama de flujo A, ya que se tuvo acceso a ésta información en los libros de diseño y en los libros de operación de éste proceso. Superintendencia de Elaboración, Terminal Marítima, PAJARITOS, VERACRUZ.

Para el cálculo termodinámico de los cambiadores de calor se realizó un balance calorífico alrededor de cada equipo y aplicando las siguientes ecuaciones :

$$\begin{aligned} Q &= m C_p (T_2 - T_1) \\ &= m (H_2 - H_1) \\ &= m \text{ vaporización o condensación.} \end{aligned}$$

Donde:

- Q = Carga Térmica, $\frac{\text{BTU}}{\text{HR}}$
- m = Masa de la sustancia, lb
- Cp = Calor específico, $\frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$
- T_{1/2} = Temperaturas, entrada/salida.
- H_{1/2} = Entalpía, entrada/salida.
- = Calor latente, vaporizar o condensar.

El cálculo mecánico de dichos cambiadores térmicos se realizó con los siguientes criterios, los cuales fueron utilizados también en los cambiadores del proceso establecido. Diagrama de Flujo A.

Para cambiadores de calor tipo Kettles:

1.- Relación de diámetros:

$$\frac{\text{DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS (BUNDLE)}}{\text{DIAMETRO DE LA CORAZA}} = 0.5$$

2.- Relación de carga térmica con el área de transferencia de calor:

$$\left(\frac{Q}{A} \right)_{\text{Máx.}} = 2000$$

3.- En el proceso se encuentran dos variantes en el fluido que manejan los cambiadores por el lado de los tubos:

- a).- Cuando ocurre cambio de fase.
- b).- Sin cambio de fase.

Para los dos casos anteriores se usaron fórmulas apropiadas para cada tipo de fenómeno antes descrito, todas basadas en el libro de transferencia de calor del autor Donald Q. Kern.

4.- En estos procesos, debido a que el fluido que va por la coraza tiene un proceso isotérmico por ésta razón no se pueden utilizar o usar una media logarítmica corregida como es común en cambiadores de tubo y coraza ya que los factores de corrección dan cero.

Para los cambiadores de calor y condensadores horizontales se utilizaron métodos de cálculo tradicionales de los del tipo tubo y coraza, que vienen descritos ampliamente en el libro de transferencia de calor del autor mencionado.

Para el cálculo de la potencia de los compresores, se realizó con la ayuda del diagrama de Mollier para cada componente (Mollier para el etileno y el propileno), realizando un balance de trabajo para cada paso.

$$\text{TRABAJO} = W = m (H_{\text{salida}} - H_{\text{entrada}}) \text{ (Factor de conversión de unidades).}$$

donde:

W = Trabajo realizado por la sustancia.

m = Masa de la sustancia.

H = Entalpías.

F = Factor de conversión = 2 545 (=) $\frac{\text{BTU} - \text{HR}}{\text{HP}}$

Utilizándose eficiencias del 80 % en cada caso. (Tabla 2).

Para el dimensionamiento de los recipientes separadores y tanques de balance se utilizaron los siguientes criterios:

1.- Tanques verticales:

	Con Malla	Sin Malla		
Rd	1.3	0.2	a	0.5
L/D	1.5 a 2.0	2.0	a	3.0

2.- Tanques Horizontales:

L/D de 3.0 a 5.0

3.- Tiempos de retención (t):

	Recip.Sep.	Tques.Balance
a).- Para el máximo nivel	4 min.	6 min.
b).- Para el mínimo nivel	1.25 a 2.0	2
c).- Para el espacio vapor	0.75 D	0.5 D

Utilizando las siguientes ecuaciones:

$$D = \left(\frac{V \text{ carga}}{0.178 R_d} \right)^{0.5}$$

$$V \text{ carga} = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0.5} Q_v$$

Donde:

D = Diámetro del recipiente en (ft)

V carga = carga en (ft³/seg).

Rd = Rel. de vel. a una vel. base en (ft/seg).

ρ_v = Densidad del vapor en (lb/ft³).

ρ_l = Densidad del líquido en (lb/ft³).

Q_v = Carga del vapor en (ft³/min).

y la ecuación:

$$V_R = 2 t Q_1$$

Donde:

V_R = Volumen del recipiente en (ft^3).

t = tiempo de retención.

Q_1 = Carga del líquido en (ft^3/min).

BALANCE DE MATERIA DEL DIAGRAMA DE FLUJO B.

ETILENO PROCESO MAS ETILENO SERVICIO.				
CORRIENTE	PESO MOLECULAR.	GASTO LB/HR.	TEMPERATURA °F	PRESION PSIA
1	28	27500.0	100.0	327
2	28	27500.0	95.0	300
3	28	43290.67	87.0	300
4	28	43290.67	19.0	290
5	28	43290.67	-27.0	280
6	28	43290.67	-68.0	125
7	28	6762.00	-68.0	125
8	28	36528.67	-111.0	51
9	28	5121.64	-111.0	51
10	28	31407.03	-151.0	15.0
11	28	3907.03	-151.0	15.0
12	28	27500.0	-151.0	15.0
13	28	3907.03	-35.0	51
14	28	9028.67	-79.0	51
15	28	9028.67	127.0	125
16	28	15790.67	-16.0	125
17	28	15790.67	80.0	300
PROPILENO SERVICIO.				
18	42	88225.06	67.0	149
19	42	18174.36	67.0	149
20	42	9537.10	15.0	65
21	42	60513.67	15.0	65
22	42	20477.90	15.0	65
23	42	49572.80	15.0	65
24	42	49572.80	4.0	60
25	42	49572.80	-37.0	22.6
26	42	49572.80	-20.0	22.6
27	42	49572.80	94.0	65.0
28	42	70050.70	71.0	65
29	42	70050.70	149.0	149
30	42	88225.06	132.0	149
31	42	88225.06	196.0	280
32	42	88225.06	113.0	271

Lista de equipo de proceso del diagrama de flujo B.

Compresores:

Compresor Reciprocante: GB-300 A/S dos unidades en paralelo.
Número de pasos: Tres (3) cada uno.

BHP Primer paso	59.07		
BHP Segundo paso	272.75		
BHP Tercer paso	164.71		
BHP Total	496.53		
Capacidad Primer paso	3 907.03	lb/hr	Etileno
Capacidad Segundo paso	9 028.67	lb/hr	Etileno
Capacidad Tercer paso	15 790.67	lb/hr	Etileno
Relación de compresión por paso	3.23 / 2.45 / 2.40		
Accionador: Motor eléctrico.			

Compresor Centrifugo: GB-301 una unidad.
Número de pasos: Tres (3)

BHP Primer paso	749.00		
BHP Segundo paso	705.49		
BHP Tercer paso	665.94		
BHP Total	2 120.43		
Capacidad Primer paso	49 572.80	lb/hr	Propileno
Capacidad Segundo paso	70 050.70	lb/hr	Propileno
Capacidad Tercer paso	88 225.06	lb/hr	Propileno
Relación de compresión por paso	2.88 / 2.29 / 1.88		
Accionador: Motor eléctrico.			

Tanques de balance, separadores, economizadores y almacenamiento. (Diagrama de flujo B)

Equipo	Servicio	Dimensiones D.I. x L.T.	
HA-300	Tambor separador succión primer - paso del compresor CB-300 A/B.	3'-0"	10'-0"
HA-301	Segundo economizador del ciclo de etileno.	4'-0"	12'-0"
HA-302	Primer economizador del ciclo de etileno.	4'-6"	15'-0"
HA-305	Segundo economizador del ciclo de Propileno.	6'-0"	12'-0"
HA-306	Primer economizador del ciclo de propileno.	5'-6"	14'-0"
FA-300	Tambor de capacitancia y arranque de etileno.	5'-0"	15'-0"
FA-310	Tambor de capacitancia y arranque de propileno.	6'-0"	18'-0"
FA-100	Tanque de almacenamiento de etileno	Capacidad 8 000	
FB-100	no procese (Tanques concéntricos)	Ton métricas.	
FA-100	D.I. = 102'-4.375" x Altura = 64'-2.3125"		
FB-100	D.I. = 107'-4.1875" x Altura = 67'-11.375"		

CAMBIADORES DE CALOR DEL DIAGRAMA DE FLUJO B.

EQUIPO SERVICIO TIPO	EA-305 ENFRIADOR DE PROPILENO. TUBOS/CORAZA	EA-306 DESOBRECALEN- TADOR DE ETI- LENO (KETTLE)	EA-307 CONDENSADOR DE ETILENO. (KETTLE).	EA-308 ABCD CONDENSADOR DE PROPILE- NO TUBOS/ CORAZA.
CARGA TERMICA BTU/HR X 10 ⁶	0.25619223	1.0523962	6.935858	3.5867898
FLUJOS: CORAZA LB/HR. TUBOS	49572.8 C ₃ ^m 49572.8 C ₃	9537.10 C ₃ ^m 43290.67 C ₂ ^m	49572.8 C ₃ ^m 43290.67 C ₂ ^m	22056.26 C ₃ ^m 14347.6 H ₂ O
LMTD °F	37.16	23.52	26.70	15.88
DIAM. CORAZA (in) BUNDLE	17.25 -	17.25 8.00	50.00 25.00	35.00 -
DIAMETRO DEL TUBO (in)	1.00	0.75	0.75	0.75
NUMERO DE TUBOS.	112.0	32.0	532.0	748.0
LONGITUD DE TUBO (ft).	12.0	60.0	50.0	16.0
AREA DE TRANS FERENCIA DE CALOR. (ft ²).	351.86	376.89	5221.88	2349.32
COEFICIENTE - DE TRANSFERN CIA. Ud	19.6	118.72	49.74	96.14
FACTOR DE EN- SUCIAMIENTO.	0.0005	0.0005	0.0030	0.0003
CAIDA DE PRE- SION. TUBOS (PSI) CORAZA	2.0 0.2	0.25 0.10	0.25 0.10	3.0 4.5
NUMERO DE PA- SOS. CORAZA-TUBOS	1 - 2	1 - 2	1 - 1	1 - 8

PROPIEDADES TERMODINAMICAS: PROPILENO / ETILENO. DIAGRAMA B

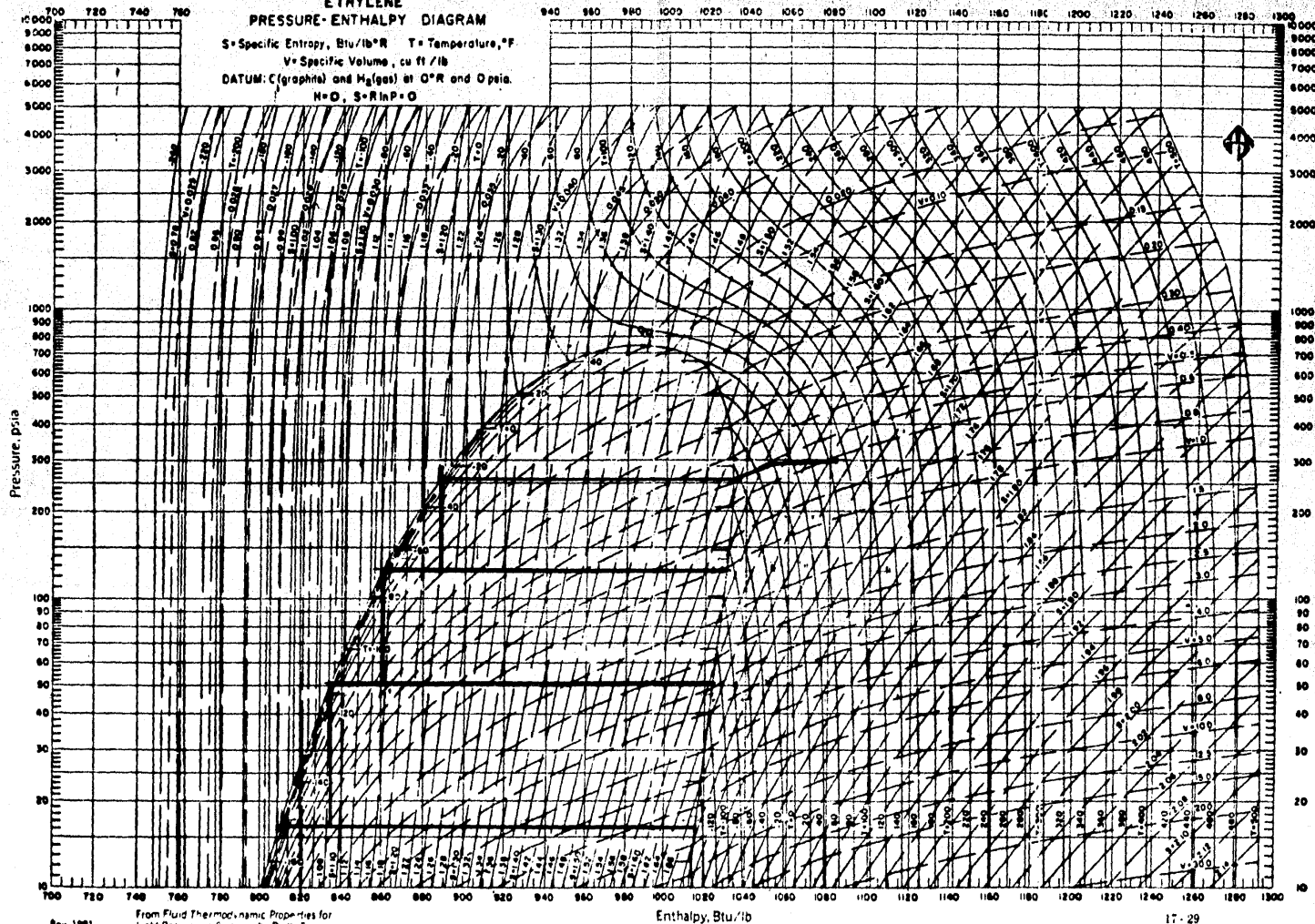
P. PSIA	T °F	K $\frac{BTU}{hr ft^2 °F}$	C _p $\frac{BTU}{lb °F}$	V $\frac{ft^3}{lb}$	ρ $\frac{lb}{ft^3}$	M cp	σ $\frac{lb_f}{ft}$	ESTADO FISICO
280.0	196.0	0.017	0.425	0.48	2.083	0.010	--	C ₃ ^m Vap.
271.0	113.0	0.056	0.730	0.035	28.5714	0.13	--	C ₃ ^m Lf. q.
65.0	15.0	0.070	0.50	0.0292	34.246	0.069	0.00032	C ₃ ^m Lf. q.
65.0	15.0	0.003	0.328	1.700	0.588	0.002	--	C ₃ ^m Vap.
60.0	4 °F	0.072	0.500	0.0291	34.25	0.06	--	C ₃ ^m Lf. q.
22.5	-37	0.086	0.500	0.0276	36.231	0.18	0.00102	C ₃ ^m Lf. q.
22.5	-37	0.005	0.2983	4.7	0.2127	0.006	--	C ₃ ^m Lf. q.
20.0	-20	0.007	0.309	5.0	0.200	0.0059	--	C ₃ ^m Vap.
PARA EL ETILENO								
300	87	0.012	0.376	0.620	1.6129	0.0100	--	C ₂ ^m Vap.
290	19	0.009	0.339	0.510	1.960	0.0086	--	C ₂ ^m Vap.
280	-27	0.06	0.720	0.0352	28.410	0.062	--	C ₂ ^m Lf. q.
PARA EL AGUA DE ENFRIAMIENTO.								
50.0	90	0.356	1.0	0.01603	62.38	0.81	--	Lf. q.
45.0	115	0.368	1.0	0.01603	62.38	0.61	--	Lf. q.

25

ETHYLENE

FIG. 17-24
ETHYLENE
PRESSURE-ENTHALPY DIAGRAM

S = Specific Entropy, Btu/lb°R T = Temperature, °F
V = Specific Volume, cu ft/lb
DATUM: C(graphite) and H₂(gas) at 0°R and 0 psia.
H = 0, S = R ln P = 0



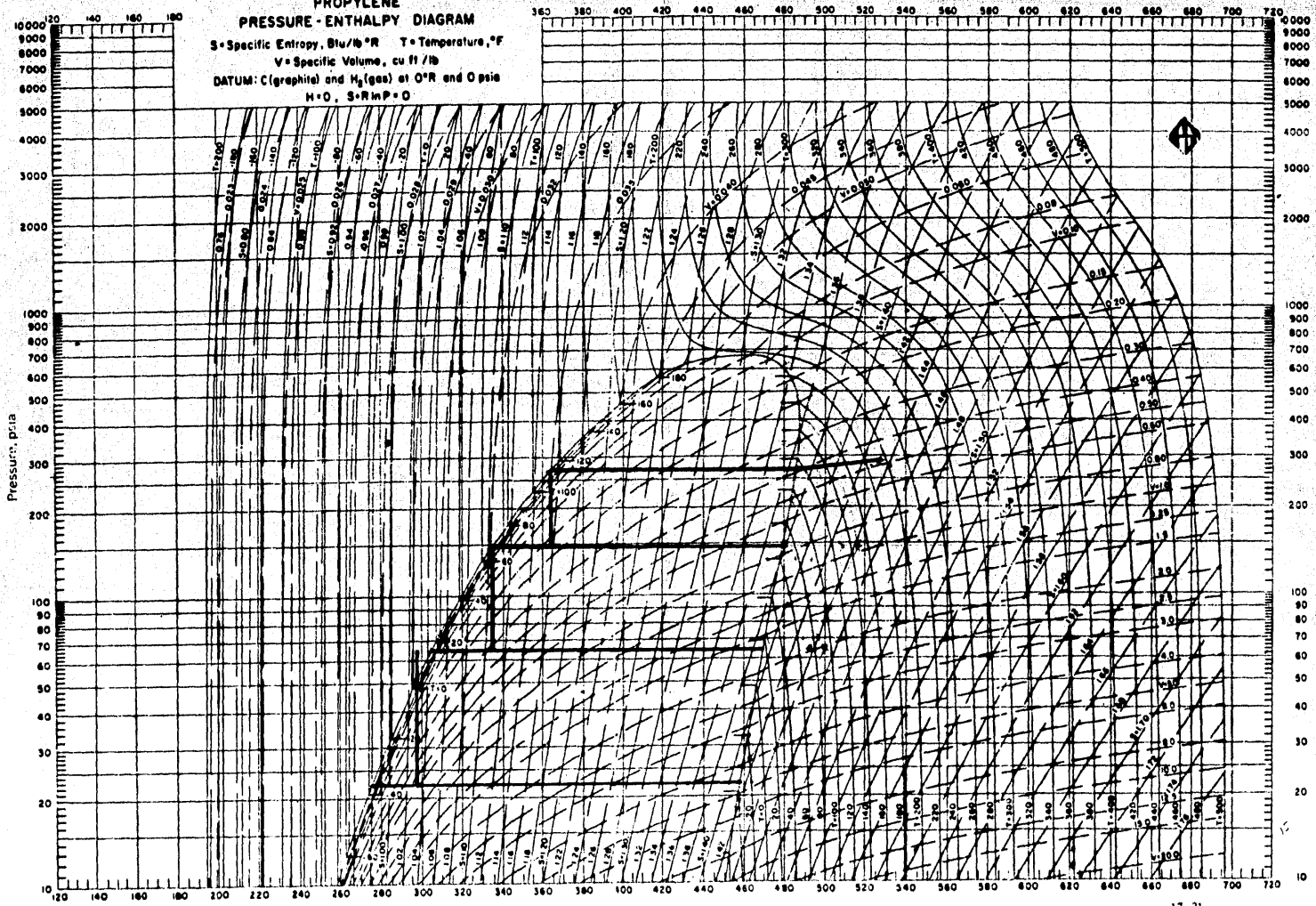
Rev. 1981

From Fluid Thermodynamic Properties for
Light Petroleum Systems, by Dr. R. E.
Starling, copyright © Gulf Publishing
Company, reproduced by permission.

Enthalpy, Btu/lb

FIG. 17-26
PROPYLENE
PRESSURE-ENTHALPY DIAGRAM

S = Specific Entropy, Btu/lb °R T = Temperature, °F
V = Specific Volume, cu ft / lb
DATUM: C (graphite) and H₂ (gas) at 0°R and 0 psia
H = 0, S = R ln P = 0



Rev. 1981

From Fluid Thermodynamic Properties for
Light Petroleum Systems by Dr. K. E.
Staring copyright © Gulf Publishing
Company reproduced by permission

Enthalpy Btu/lb

CAPITULO VI.

EVALUACION DE ALTERNATIVAS.

CAPITULO VI.

EVALUACION DE ALTERNATIVAS.

DIAGRAMA DE FLUJO A.

Analizando el ciclo de etileno se observa una temperatura de condensación muy por arriba de la temperatura de la corriente de propileno refrigerante, si bien el área del condensador correspondiente es pequeña, la medida repercutió en una elevación en los costos del compresor de etileno, de la energía y del flujo de propileno necesario en el ciclo superior, por lo que para disminuir éste último instalaron un desobrecalentador de etileno en la descarga del compresor, usando como medio de enfriamiento agua.

El material de construcción de los chiller y del compresor de éste ciclo caen en la clasificación de acero cromo-níquel 3% (Tabla 5), aumentando el costo de éstos equipos.

En el ciclo de propileno existen cuatro niveles de presión--intermedios, los dos primeros abastecen la carga de refrigeración externa, el vapor resultante del segundo nivel de presión indebidamente se le abate su presión malgastando su energía sin obtener ningún provecho.

Lo mismo que en el ciclo de etileno, el material de construcción de los chiller y del compresor son de acero cromo-níquel 3%.

DIAGRAMA DE FLUJO B.

La temperatura de condensación en el ciclo de etileno se redujo de -3.0°F a -27°F , reduciéndose también por lo mismo la potencia del compresor al disminuirse la presión de descarga de éste. Por otra parte, la corriente de etileno proceso se unió con la descarga del compresor de etileno servicio abriéndose así el ciclo para reducir el número de cambiadores térmicos, de siete a dos con respecto al diagrama de flujo A, y así restar irreversibilidades al proceso.

El material de construcción del compresor y del condensador de etileno siguen siendo de acero cromo-níquel 3 %, pero el sobrecalentador de etileno ahora es de acero al carbón.

En el ciclo de propileno la potencia del compresor disminuyó a consecuencia de la disminución de la carga de refrigeración requerida por el ciclo de etileno. Los niveles de presión intermedios fueron reducidos de cuatro a dos, para dar un mayor gradiente de temperatura en los equipos de transferencia de calor.

Para cambiar de material de construcción en el compresor de propileno de acero cromo-níquel 3 % al de acero al carbón y así a batir en gran medida el costo de éste equipo, se sobrecalentó el vapor de admisión al primer paso hasta una temperatura de -20°F , mediante el subenfriamiento del líquido saturado del segundo nivel de presión intermedio de propileno.

TABLA 6.- EVALUACION ECONOMICA DE AMBOS PROCESOS.

ALTERNATIVA/COSTO DE COM PRA DE EQUIPO.	DIAGRAMA DE FLUJO A	DIAGRAMA DE FLUJO B
COMPRESOR DE ETILENO	2 033 815.00	857 847.94
COMPRESOR DE PROPILENO	4 318 091.90	2 275 256.60
CAMBIADORES DE CALOR	1 426 562.70	870 764.60
COSTO TOTAL.	7 778 469.60	4 003 869.10
INVERSION FIJA TOTAL	29 558 184.00	15 214 703.00
COSTO FIJO ANUAL	8 258 902.40	4 251 167.00
COSTOS DE OPERACION		
AGUA DE ENFRIAMIENTO	518 124.16	312 614.45
ENERGIA ELECTRICA	7 340 420.00	3 760 150.00
MANTENIMIENTO	1 182 327.40	608 588.12
COSTO DE OPERACION ANUAL	9 040 871.60	4 681 352.60
COSTO TOTAL ANUAL.	17 299 774.00	8 932 519.60

NOTA: La evaluación económica para ambos procesos fué realizada utilizando los criterios y las ecuaciones citadas en el capítulo IV, tablas 3, 4 y 5.

CAPITULO VII.

CONCLUSION.

CAPITULO VII.

CONCLUSION.

En base a las evaluaciones técnicas y económicas realizadas en el capítulo VI y en la tabla 6 respectivamente de ambos procesos, se concluye que la alternativa propuesta (para la licuefacción y almacenamiento de etileno, diagrama de flujo B), tiene un grado de optimización bueno, ya que se obtuvo una disminución del 48.5 % en la inversión fija total y un 48.2 % en los costos de operación (conceptos definidos en el capítulo IV), con respecto al proceso ya establecido de la ampliación Terminal Marítima en Pajaritos, Veracruz.

Por lo que se comprueba que realmente las técnicas y métodos de optimización utilizados por los ingenieros Flores, Barrón y Ramírez son de importancia y de gran ayuda para el diseño de los procesos de tipo criogénicos, en especial la refrigeración mecánica, utilizados comúnmente en la industria petrolera para el almacenamiento de hidrocarburos ligeros.

Con respecto a la operación y flexibilidad del proceso propuesto, se puede decir que no representa ningún problema adicional en comparación con el proceso ya establecido, ya que se tienen los mismos equipos (en menor cantidad, ver tabla 7) y por ende son válidos los mismos principios operacionales.

TABLA 7. RESUMEN DE EQUIPO DE AMBOS PROCESOS.

DIAGRAMA A	DIAGRAMA B	EQUIPO
Uno	Uno	Compresor Centrifugo.
Uno	Uno	Compresor Reciprocante.
Seis	Dos	Camb.calor tipo Kettle.
Cinco	Cinco	Camb.calor tubos/coraza.
Dos	Dos	Tanques de balance.
Siete	Cinco	Tanques separador de fases (líquido-vapor).

BIBLIOGRAFIA.

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

- 1.- Diseño Evolutivo de un Proceso de Licuefacción de Etileno.
Ings.: José Luis Flores L., Fco. Barnés, y A. Ramírez G.
Revista del I M I Q., septiembre, 1976.
- 2.- Optimization of an Ethylene Liquefaction Cycle.
Ings.: Barnés, f., Ramírez A., Flores, J.L.
5º Congreso Internacional de Ingeniería Química. Ago. 1975
- 3.- Principios de los Procesos Químicos. Tomo II.
Hougen and Watson.
Ed. Reverté, S.A.
- 4.- Procesos de Transferencia de Calor.
Donald Q. Kern .
Ed. CECSA.
- 5.- Equipment Design Handbook.
Cap. V Separadores y acumuladores.
Frank Evans.
- 6.- Normas PEMEX D-III-32. Gerencia de Seguridad Industrial.
Manejo, Transporte y almacenamiento de Propileno.
Enero, 1974.
- 7.- Normas PEMEX DIII-27 Gerencia de Seguridad Industrial.
Manejo, Transporte y Almacenamiento de Etileno.
Julio, 1976.
- 8.- Manual de Diseño y Operación de la Planta "Ampliación Terminal Marítima". AINSA - PEMEX.
Superintendencia de Elaboración. Pajaritos, Veracruz.
- 9.- Memorias de Labores de Petróleos Mexicanos.
Años, 1985 y 1986.
- 10.- Desarrollo de un Simulador de Procesos Criogénicos.
Flores Luna, J.L. Tesis Profesional. UNAM 1975.
- 11.- Optimización de Reactores Empleando el algoritmo Fletcher.
Farras, M. Tesis Profesional. UNAM. 1975