

29^o

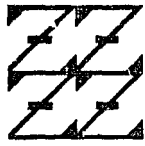


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
ZARAGOZA**

**ANALISIS ENERGETICO EN PROCESOS
DE SEPARACION**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A N :
BAZAN JIMENEZ SERGIO IGNACIO
SANCHEZ SANCHEZ SALVADOR



LO HUMANO ES
DE NUESTRA REFLEXION

México, D. F.

1993

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



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.

TESIS MAL

IMPRESO

REVISADO

INDICE

	<u>Pag.</u>
INTRODUCCION GENERAL	I
OBJETIVOS	IV
CAPITULO 1: PROCESOS DE SEPARACION	
1.1 PROCESOS QUIMICOS INDUSTRIALES	1
CAPITULO 2: BASES TERMODINAMICAS	
2.1 INTRODUCCION	6
2.2 PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA	7
2.2.1 FORMULACION DE LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA	7
2.3 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA	10
2.3.1 ENUNCIADO MATEMATICO DE LA SEGUNDA LEY	11
2.4 CICLO DE CARNOT	13
2.5 CICLO DE RANKINE	16
2.6 BALANCES DE ENERGIA	18
2.7 BALANCES DE ENTROPIA	20
2.8 FORMAS Y TIPOS DE TRABAJO TERMODINAMICO	23
2.8.1 TRABAJO EQUIVALENTE	23
2.8.2 TRABAJO EQUIVALENTE MINIMO	24
2.8.3 TRABAJO PERDIDO	25
2.8.4 EFICIENCIA	26
2.9 ANALISIS DE EXERGIA	26
2.9.1 GENERALIDADES	26
2.9.2 EL CONCEPTO DE EXERGIA	27
2.9.3 ANALISIS EXERGICO	29
2.9.4 ENTROPIA Y EXERGIA	32
CAPITULO 3: ANALISIS TERMODINAMICO DE PROCESOS	
3.1 INTRODUCCION	34
3.2 ANALISIS TERMODINAMICO DE PROCESOS	35
3.3 ANALISIS TERMODINAMICO EN EQUIPOS DE SEPARACION	37
3.3.1 MEDICION DEL AHORRO DE ENERGIA	37

I N D I C E

3.3.2 ECUACIONES PARA EL AHORRO EN DESTILACION	39
3.3.3 EXTRACCION	43
3.3.4 EL MEJOR METODO DE SEPARACION	45
3.3.5 CRISTALIZACION	48
3.3.6 EVAPORACION	51
3.3.7 ADSORCION E INTERCAMBIO IONICO	52
3.3.8 OSMOSIS INVERSA	54
3.4 ESQUEMAS DE CONSERVACION DE ENERGIA EN DESTILACION	56
3.4.1 ESTRATEGIA DE OPERACION PARA COLUMNAS EXISTENTES	56
3.4.2 MODIFICACION DE EQUIPO EXISTENTE	58
3.4.3 DISEÑO DE NUEVOS SISTEMAS	61
CAPITULO 4: SINTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR	
4.1 INTRODUCCION	63
4.2 METODOS DE DISEÑO	65
4.2.1 DISEÑO HEURISTICO	65
4.2.2 DISEÑO EVOLUTIVO	65
4.2.3 DISEÑO ALGORITMICO	66
4.3 ESTABLECIMIENTO DEL PROBLEMA DE SINTESIS	67
4.4 DESARROLLOS MAS RELEVANTES	68
4.4.1 CONSUMO MINIMO DE SERVICIOS	68
4.4.2 NUMERO MINIMO DE UNIDADES DE INTERCAMBIO DE CALOR	69
4.4.3 RED DE COSTO MINIMO DE INVERSION	69
4.4.4 MODIFICACION DE LOS PUNTOS DE PLIEGUE	70
4.5 LOCALIZACION DEL PUNTO DE PLIEGUE	73
4.6 SIGNIFICADO DEL PUNTO DE PLIEGUE	80
4.7 REPRESENTACION DEL PUNTO DE PLIEGUE	82
4.8 PROBLEMAS DE UMBRAL	83
4.9 EL PUNTO DE PLIEGUE DEBIDO A UN SERVICIO	85
4.10 IMPLICACIONES DEL PUNTO DE PLIEGUE EN LOS COSTOS DE CAPITAL	87
4.11 METODO DE DISEÑO DEL PUNTO DE PLIEGUE	89
4.11.1 LA FILOSOFIA DEL METODO	89
4.11.2 CRITERIOS DE FACTIBILIDAD EN EL PUNTO DE PLIEGUE	91
4.11.2.1 NUMERO DE CORRIENTES DE PROCESO PRESENTES EN EL PUNTO DE PLIEGUE	91

I N D I C E

4.11.2.2 DESIGUALDAD DE C_p PARA INTERCAMBIOS DE CALOR INDIVIDUALES	93
4.11.2.3 DIFERENCIA DE C_p	95
4.11.2.3.1 LA TABLA DE VALORES DE C_p	98
4.11.3 REGLA HEURISTICA	100
4.11.4 EL PROBLEMA RESTANTE	102
4.11.5 RESUMEN DEL METODO DE DISEÑO DEL PUNTO DE PLIEGUE	103
4.12 EJEMPLO DE ESTUDIO	104
4.12.1 DISEÑO DEL LADO CALIENTE	104
4.12.2 DISEÑO DEL LADO FRIO	105
4.13 DETERMINACION DE LA RELACION DE FLUJO RAMIFICADO	108
4.14 SOLUCIONES COMPLETAS DE SERVICIO MINIMO	108
4.15 REGLAS PARA UNA BUENA INTEGRACION DE ENERGIA	109
CAPITULO 5: RESULTADOS Y ANALISIS	
5.1 DESCRIPCION DEL PROCESO EJEMPLO I	111
5.2 DESCRIPCION DEL PROCESO EJEMPLO II	112
5.3 METODOLOGIA	114
5.4 RESULTADOS	115
5.5 PROCESO EJEMPLO I	115
5.5.1 ANALISIS DE RESULTADOS PROCESO EJEMPLO I	116
5.6 PROCESO EJEMPLO II	141
5.6.1 ANALISIS DE RESULTADOS PROCESO EJEMPLO II	149
CAPITULO 6: CONCLUSIONES	
	163
APENDICE A	166
APENDICE B	171
BIBLIOGRAFIA GENERAL	190

INTRODUCCION GENERAL

La separación de mezclas en componentes esencialmente puros es de gran importancia en la fabricación de productos químicos. La mayor parte del equipo de una planta química típica tiene como fin la purificación de materias primas, productos intermedios y productos finales, mediante las operaciones de transferencia de masa en múltiple fase.

Estas operaciones de separación son procesos de transferencia de masa entre fases debido a que implica la creación de una segunda fase, mediante la adición de calor, como ocurre en la destilación, o de un agente material de separación, como en la absorción o extracción, y la subsiguiente separación selectiva de los componentes químicos de la mezcla monofásica original por transferencia hacia la nueva fase creada.

Excepto cuando se dispone de un agente material de separación consumible y los productos pueden contaminarse, todos los procesos de separación requieren adición de energía en forma de calor y/o trabajo.

Históricamente los costos de separación siempre han sido importantes en comparación con los costos de depreciación del equipo. Sin embargo, en los últimos años los costos de energía se han hecho más significativos, por lo tanto es importante determinar las necesidades teóricas de energía para realizar una separación y tratar de encontrar un proceso práctico que se acerque a este límite o que minimice el empleo de formas de energía costosas. Para alcanzar el primer objetivo se emplea el análisis termodinámico.

La termodinámica proporciona los conceptos básicos para el ahorro y uso eficiente de la energía, si se considera un sistema definido por fronteras reales que lo separan del exterior, como puede ser un equipo, una sección de una planta, toda la planta completa o un complejo industrial. Este sistema intercambia materia con el exterior a través de las corrientes de proceso que cruzan la frontera. Además, puede existir intercambio de energía en forma de calor o trabajo.

El calor y el trabajo no son energía de la misma calidad, ya que el calor solo puede ser parcialmente convertido a trabajo de acuerdo con la eficiencia de Carnot. El calor siempre está asociado a una diferencia de temperaturas.

Para hacer un uso más eficiente de la energía, lo cual conlleva a un ahorro de energía, es necesario disminuir el trabajo perdido y por consiguiente la generación total de entropía (la generación de entropía es debida a las irreversibilidades termodinámicas que se presentan en el sistema). Para conseguir lo anterior, es necesario disminuir las irreversibilidades que ocurren en el proceso real, mediante modificaciones al proceso. La termodinámica no nos indica que modificaciones deben hacerse, sólo proporciona las magnitudes del trabajo perdido. Para poder sugerir modificaciones es conveniente identificar el origen de las irreversibilidades termodinámicas.

Existen diferentes causas de irreversibilidades en procesos industriales, una de las cuales es la transferencia de calor a través de un gradiente de temperaturas en cualquier equipo.

La transferencia de calor, en general, es la fuente más importante de generación de entropía, y por tanto, la integración térmica de procesos debe ser considerada con alta prioridad cuando se identifican alternativas para mejorar el uso de energía.

El análisis termodinámico de procesos es la aplicación de las bases termodinámicas, para determinar la eficiencia con que se utiliza la energía en un proceso, y por ende, las oportunidades de ahorro de energía en el proceso. Esto se conoce también como análisis de segunda ley, análisis exergético o análisis termodinámico de disponibilidad.

Este proyecto tiene como finalidad exponer los puntos básicos para llevar a cabo un ahorro de energía en procesos de separación.

Los requerimientos de energía de varios procesos de separación son estimados en base al valor del trabajo del flujo de energía.

La verdadera medición del ahorro de energía de cualquier proceso está determinada por la cantidad de combustible y diferentes tipos de energía que se requieren para hacer funcionar una planta de procesos, así como la calidad de éstas.

Los puntos principales para realizar un análisis energético en procesos de separación son:

- I).- Bases termodinámicas.
- II).- Análisis termodinámico de procesos.
- III).- Integración de energía en sistemas de separación.
 - Como secuencias de separación.
 - Como síntesis de redes de intercambio de calor.
 - Rutas de reacción.
 - Alternativas de los métodos clásicos de separación.
 - Etc.

Alguno de los procesos mencionados en el punto (III) será de vital importancia para determinar el ahorro de energía. La elección del mismo dependerá del tipo de problema a tratar y de que tan avanzado se encuentre la realización de un proyecto industrial; también dependerá de los arreglos y modificaciones de equipo que se pretendan hacer para tratar de ahorrar energía en el proceso de separación.

El material de este trabajo comprende temas tales como:

Una visualización general presentada en el capítulo 1 de los principales sistemas de separación, tanto de los que requieren agentes másicos de separación, como los que requieren algún medio de calentamiento o suministro de energía para llevar a cabo la separación y purificación de especies químicas, uno de los objetivos principales de las industrias químicas.

En el capítulo 2 se dan los fundamentos termodinámicos tales como la primera ley y la segunda ley de la termodinámica. Estableciéndose además las principales formas de medir la energía y comparar su eficiencia, esto es transformando la energía en trabajo, debido a que la energía y el trabajo no son de la misma calidad, y además de que sólo una parte de la energía puede ser transformada en trabajo. Esto se lleva a cabo en un análisis de ciclos ideales como los de Carnot o de Rankine. Se analiza de una manera muy general lo que se denomina Análisis Exergico, y se compara con el enunciado de la segunda ley.

En el capítulo 3 se propone un mecanismo para realizar un análisis de segunda ley en cualquier proceso de separación, esto con el fin de determinar los sitios donde la energía no es aprovechada en una forma eficiente. Se proponen además varios mecanismos para el análisis termodinámico en equipos de separación, principalmente el de

destilación, que se compara con algunos procesos unitarios de separación tales como extracción, cristalización, evaporación, adsorción e intercambio iónico.

En el capítulo 4 se propone un mecanismo de integración de energía para sistemas de separación, que corresponde al caso específico de Síntesis de Redes de Intercambio de Calor. Dicho método es de los más actuales y esta teniendo en la actualidad una participación muy relevante en lo que se refiere a la integración y recuperación de energía, además puede ser utilizado para reajustar procesos que ya existen o que requieren medidas de recuperación de energía urgentes a un bajo costo de inversión.

Para demostrar la utilización de este método se plantean dos problemas ejemplo, uno corresponde a una planta de separación de propano-propileno, el segundo corresponde a una planta combinada de tratamiento de crudo. Dichos procesos se analizan en el capítulo 5. Finalmente en el capítulo 6 se dan las conclusiones del análisis de dichos procesos.

Para llevar a cabo este trabajo de tesis se plantean los siguientes objetivos generales:

OBJETIVOS

- I.- Analizar las metodologías del análisis termodinámico de procesos de separación.
- II.- Analizar las bases teóricas para el análisis termodinámico en procesos de separación.
- III.- Aplicación de alguna metodología para el análisis termodinámico de algún proceso de separación previamente seleccionado.
- IV.- Reducir el consumo de energía del proceso previamente seleccionado.

CAPITULO I

PROCESOS DE SEPARACION

1. PROCESOS QUIMICOS INDUSTRIALES:

Los procesos químicos industriales manufacturan productos que difieren en la naturaleza química de las alimentaciones del proceso, que son materias primas naturales de los reinos mineral, animal o vegetal, productos intermedios, productos químicos comerciales, o residuos.

Una planta química comprende diferentes tipos de operaciones que se realizan bien *por cargas* o en forma *continua*. Estas operaciones pueden clasificarse en la siguiente forma:

Operaciones clave

- Reacción química
- Separación de productos químicos
- Separación de fases

u

Operaciones auxiliares

- Comunicación o retirada de calor (para modificar la temperatura o la condición de las fases)
- Comunicación o retirada de trabajo (para modificar la presión)
- Mezcla o división
- Aglomeración de sólidos mediante reducción de tamaños
- Separación de sólidos por tamaños

La Tabla (1.1) es una lista de las operaciones de separación habitualmente utilizadas que están basadas en la transferencia de materia en interfase. En la tabla se incluyen los símbolos adecuados para los diagramas de flujo de proceso. La entrada y salida de las fases de vapor y líquido y/o de sólido se representan por V, L y S, respectivamente. ^(10,14)

TABLA 1.1 OPERACIONES DE SEPARACION

OPERACION BASICA	SIMBOLO	FASE INICIAL O DE ALIMENTACION	FASE GENERADA O AÑADIDA	AGENTE(S) DE SEPARACION	EJEMPLO INDUSTRIAL
VAPORIZACION DE FLASH (1)		LIQUIDO	VAPOR	REDUCCION DE PRESION	RECUPERACION DE AGUA A PARTIR DE AGUA DE MAR
CONDENSACION PARCIAL (2)		VAPOR	LIQUIDO	TRANSMISION DE CALOR (AES)	RECUPERACION DE H2 Y N2 A PARTIR DE AMONIACO POR CONDENSACION Y SEPARACION DE FASES A ALTA PRESION
DETLACION (3)		VAPOR Y/O LIQUIDO	VAPOR Y LIQUIDO	TRANSMISION DE CALOR (AES) Y A VECES TRANSMISION DE TRABAJO	ESTABILIZACION DE LA GASOLINA NATURAL PARA SEPARAR EL ISOBUTANO E HIDROCARBUROS DE MENOR PESO MOLECULAR
DESTILACION EXTRATIVA (4)		VAPOR Y/O LIQUIDO	VAPOR Y LIQUIDO	DISOLVENTE LIQUIDO (AMS) Y TRANSMISION DE CALOR (AES)	SEPARACION DE TOLUENO A PARTIR DE AROMATICOS DE PUNTOS DE EBULLICION PROXIMOS UTILIZANDO FENOL COMO DISOLVENTE PARA MEJORAR LA SEPARACION
ADSORCION CON EBULLICION (5)		VAPOR Y/O LIQUIDO	VAPOR Y LIQUIDO	ABSORBENTE (AMS) Y TRANSMISION DE CALOR (AES)	SEPARACION DE ETANO E HIDROCARBUROS DE MENOR PESO MOLECULAR PROCEDENTES DEL PRODUCTO DE CEREZA DEL FRACCIONADOR PRINCIPAL DE UNA PLANTA DE CRAQUEO CATALITICO

TOMADA REF. (10)

TABLA 1.1 OPERACIONES DE SEPARACION (cont.)

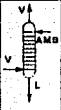
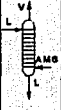
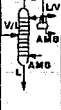

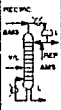


OPERACION BASICA	SIMBOLO	FASE INICIAL O DE ALIMENTACION	FASE GENERADA O ANADIDA	AGENTE(S) DE SEPARACION	EJEMPLO INDUSTRIAL
ABSORCION (6)		VAPOR	LIQUIDO	ABSORBENTE LIQUIDO (AMS)	SEPARACION DEL CO2 DE LOS PRODUCTOS DE COMBUSTION POR ABSORCION CON (150- LUCIONES ACUOSAS DE ETANLAMINA
STRIPPING (7)		LIQUIDO	VAPOR	VAPOR DE STRIPPING (AMS)	STRIPPING CON VAPOR DE AGUA DE NAFTA, QUEROSENO, Y CORTEES LATERALES DE GAS-OX PROCEDENTES DE UNA UNIDAD DE DESTILACION DE CRUDO PARA SEPARAR LOS RESIDUOS LIGEROS
STRIPPING CON REFLUJO (DESTILACION CON VAPOR DE AGUA) (8)		VAPOR Y/O LIQUIDO	VAPOR Y LIQUIDO	VAPOR DE STRIPPING (AMS) Y TRANSMISION DE CALOR (AES)	DESTILACION A VACIO DE CRUDO REDUCIDO UTILIZANDO VAPOR DE AGUA COMO AGENTE DE STRIPPING
STRIPPING CON EBULLICION (9)		LIQUIDO	VAPOR	TRANSMISION DE CALOR (AES)	SEPARACION DE RESIDUOS LIGEROS DE UN CORTE DE NAFTA
DESTILACION AZEOTROPICA (10)		VAPOR Y/O LIQUIDO	VAPOR Y LIQUIDO	LIQUIDO ARRASTRADOR (AMS); TRANSMISION DE CALOR (AES)	SEPARACION DE ACIDO ACETICO A PARTIR DE AGUA UTILIZANDO ACETATO DE n-BUTILO COMO ARRASTRADOR PARA FORMAR UN AZEOTROPO CON AGUA

TABLA 1.1 OPERACIONES DE SEPARACION (cont.)

OPERACION BASICA	SIMBOLO	FASE INICIAL O DE ALIMENTACION	FASE GENERADA O AÑADIDA	AGENTE(S) DE SEPARACION	EJEMPLO INDUSTRIAL
EXTRACCION LIQUIDO-LIQUIDO (11)		LIQUIDO	LIQUIDO	LIQUIDO DISOLVENTE (AMS)	UTILIZACION DE PRO-PANO COMO DISOLVENTE PARA DESASFALTAR UN CRUDO REDUCIDO
EXTRACCION LIQUIDO-LIQUIDO (DOS DISOLVENTES) (12)		LIQUIDO	LIQUIDO	DOS DISOLVENTES (AMS Y AMS2)	UTILIZACION DE PRO-PANO Y DE ACIDO CRESILICO COMO DISOLVENTES PARA SEPARAR PARAFINAS DE AROMATICOS Y NAFTALENOS
SECADO (13)		LIQUIDO Y CON FRECUENCIA SOLIDO	VAPOR	GAS (AMS) Y/O TRANSMISION DE CALOR (AES)	ELIMINACION DE AGUA DEL CLORURO DE POLIVINILO CON AIRE CALIENTE EN UN SECAEDRO ROTATORIO
EVAPORACION (14)		LIQUIDO	VAPOR	TRANSMISION DE CALOR (AES)	EVAPORACION DE AGUA DE UNA DISOLUCION DE UREA EN AGUA
CRISTALIZACION (15)		LIQUIDO	SOLIDO (Y VAPOR)	TRANSMISION DE CALOR (AES)	CRISTALIZACION DE p-ALDINO A PARTIR DE UNA MEZCLA CON m-YLENO
DESUBLIMACION (16)		VAPOR	SOLIDO	TRANSMISION DE CALOR (AES)	RECUPERACION DE ANHIDRIDO FTALICO A PARTIR DE GAS CONTENIENDO N2, O2, CO2, CO, H2O Y OTROS COMPUESTOS ORGANICOS POR CONDENSACION AL ESTADO SOLIDO

TABLA 1.1 OPERACIONES DE SEPARACION (cont.)

OPERACION BASICA	SIMBOLO	FASE INICIAL O DE ALIMENTACION	FASE GENERADA O AÑADIDA	AGENTE(S) DE SEPARACION	EJEMPLO INDUSTRIAL
LIXIVACION (17)		SOLIDO	LIQUIDO	DISOLVENTE LIQUIDO (AMS)	LIXIVACION ACUOSA DE UN LODO PARA RECUPERAR SULFATO DE COBRE
ADSORCION (18)		VAPOR O LIQUIDO	SOLIDO	ADSORBENTE SOLIDO (AMS)	SEPARACION DE AGUA DEL AIRE POR ADSORCION SOBRE ALUMINA ACTIVADA

CAPITULO II

BASES TERMODINAMICAS

2. BASES TERMODINAMICAS

2.1 INTRODUCCION

Para comprender el funcionamiento de un proceso o inclusive de un equipo se debe tener conocimiento suficiente de las leyes fundamentales de la termodinámica; dichas leyes son el fundamento básico para diseñar y reajustar procesos completos.

Dichas leyes y postulados nos proporcionan los límites de funcionalidad de dichos equipos y procesos, proporcionando además los conceptos básicos para el ahorro de energía, pero no el modo en que está deba llevarse a cabo.

El conocimiento de los diferentes tipos de energía y formas que ésta pueda tomar es fundamental, ya que muchos desarrollos termodinámicos para tratar de explicar las transformaciones de la energía fueron basados en procesos ideales (ciclo de Carnot, Rankine, etc.), lo cuál no ocurre en la vida real, de aquí surge la importancia del conocimiento de la segunda ley, de los análisis termodinámicos de segunda ley, etc., ya que estos toman en cuenta las restricciones de las transformaciones de la energía al comparar los procesos ideales con los reales.

De estos conocimientos han surgido técnicas innovadoras (en ingeniería de procesos, de servicios, etc.) que realizan los ajustes necesarios para que un sistema se desenvuelva bajo su mayor potencial de funcionalidad energética.

2.2 PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

Durante los años 1840-1878, J. P. Joule⁽⁴⁰⁾ llevó a cabo cuidadosos experimentos sobre la naturaleza del calor y el trabajo. Y demostró en forma concluyente que existe una relación cuantitativa entre trabajo y calor y que, en consecuencia, el calor es una forma de energía.

La energía interna de una sustancia no incluye la energía que ésta posea como resultado de su posición macroscópica o de su movimiento, sino que se refiere a la energía de las moléculas constitutivas de la sustancia, que se encuentran en movimiento continuo y poseen energía cinética de traslación y, a excepción de las moléculas monoatómicas, también cuentan con energía cinética de rotación y vibración interna. La adición de calor a una sustancia aumenta esa actividad molecular, por lo que causa un aumento en su energía interna. El trabajo realizado sobre una sustancia puede tener el mismo efecto, como demostró Joule.

2.2.1 FORMULACION DE LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

Una vez que se reconocieron el calor y la energía interna como formas de energía fue posible generalizar la ley de conservación de energía mecánica para aplicarla a estas formas tanto como al trabajo y a las energías cinética y potencial externas. Sin embargo, la generalización puede extenderse aún a otras formas, tales como energía superficial, eléctrica y magnética. Al principio, esta generalización sólo fue un postulado, pero se ha visto confirmado, sin excepción, por todas las observaciones de procesos ordinarios. De esta manera se llegó a establecer una ley natural, conocida como primera ley de la termodinámica, cuyo enunciado formal es el siguiente: La cantidad total de energía es constante aunque adopte diferentes presentaciones; cuando desaparece una forma de energía, surge simultáneamente con otra apariencia.

Al aplicar la primera ley a un proceso dado, la esfera de influencia del proceso se divide en dos partes: el sistema y sus alrededores. El primero se refiere a la parte en la que ocurre el proceso; todo lo demás, que no está incluido en el sistema, constituye los alrededores. El sistema puede tener cualquier tamaño, según las condiciones particulares; sus fronteras pueden ser reales o imaginarias, rígidas o flexibles. Con frecuencia, un sistema está constituido por una sustancia simple; en otros casos puede ser muy complejo. En todo caso, las ecuaciones termodinámicas se escriben con referencia a un sistema bien definido, lo que permite enfocar la atención en el proceso particular de interés, así como en el equipo y material directamente relacionado con este proceso.

Sin embargo, la primera ley se aplica al sistema y los alrededores, y no únicamente al sistema. En su forma básica, la primera ley se expresa como:

$$\Delta(\text{energía del sistema}) + \Delta(\text{energía de los alrededores}) = 0 \quad (2.1)$$

En el sistema pueden ocurrir cambios en la energía interna, en las energías cinética y potencial globales, o en las energías cinética y potencial de partes finitas de dicho sistema. Así mismo, el cambio de energía de los alrededores puede consistir en el aumento o disminución de varias formas de energía.

En el sentido termodinámico, el calor y el trabajo se refieren a energías en tránsito a través de la frontera entre el sistema y los alrededores. Estas formas de energía jamás serán almacenadas. La energía se almacena en sus formas cinética, potencial e interna, las cuales residen en objetos materiales y existen por la posición, configuración y movimiento de la materia. Las transformaciones de la energía de una forma a otra y su transferencia de un lugar a otro ocurren por los mecanismos de calor y trabajo.

Si la frontera del sistema no permite la transferencia de masa entre el sistema y los alrededores, se dice que el sistema es cerrado y su masa es necesariamente constante. Para estos sistemas, toda la energía que intercambian el sistema y los alrededores a través de las fronteras se transfiere como calor y trabajo. Por tanto, el cambio total de energía de los alrededores iguala a la transferencia neta de

energía de ellos o hacia ellos como calor y trabajo; entonces, el segundo término de la Ec. (2.1) se reemplaza por

$$\Delta(\text{energía de los alrededores}) = \pm Q \pm W$$

La elección del signo empleado con Q y W depende del sentido de la transferencia que se tome como positivo.

El primer término de la Ec. (2.1) puede ampliarse para demostrar los cambios de energía en diferentes formas. Si la masa del sistema es constante y sólo intervienen cambios en las energías interna, cinética y potencial,

$$\Delta(\text{energía del sistema}) = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_p$$

Con esas sustituciones, la Ec. (2.1) se transforma en

$$\Delta U + \Delta E_c + \Delta E_p = \pm Q \pm W \quad (2.2)$$

La elección convencional de los signos en el lado derecho de la Ec. (2.2) hace que el valor numérico del calor sea positivo cuando se transfiere de los alrededores al sistema, y que el valor numérico del trabajo sea positivo en el sentido opuesto.

Con este entendimiento, la Ec. (2.2) queda:

$$\Delta U + \Delta E_c + \Delta E_p = Q - W \quad (2.3)$$

En otras palabras, la Ec. (2.3) establece que la energía total del sistema es igual al calor agregado al sistema menos el trabajo realizado por éste. Esta ecuación se aplica a los cambios que ocurren durante un cierto tiempo en sistemas cerrados.

Con frecuencia, en estos sistemas los procesos no presentan cambios en las energías cinética y potencial externas, sino solamente variaciones en la energía interna. En este caso, la Ec. (2.3) se reduce a:

$$\Delta U = Q - W \quad (2.4)$$

La Ec. (2.4) se aplica a procesos que implican cambios finitos en el sistema. Para cambios diferenciales, la ecuación se escribe:

$$dU = dQ - dW \quad (2.5)$$

La Ec. (2.5) es útil cuando U , Q y W se expresan en función de las variables del proceso. A semejanza de la Ec. (2.4), ésta se emplea cuando el sistema cerrado sufre cambios únicamente en su energía interna.

2.3 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA

La termodinámica trata las transformaciones de la energía y sus leyes describen los límites dentro de los cuales se ha observado que ocurren esas transformaciones. La primera ley expresa que la energía se conserva en cualquier proceso común y corriente, y no impone ninguna restricción respecto a la dirección del proceso. Sin embargo, la experiencia indica la existencia de esa restricción, cuya formulación completa los fundamentos de la ciencia termodinámica y cuya expresión concisa constituye la segunda ley.^(40,44,51)

Es posible establecer muchos enunciados generales que describan esta restricción y que, por consiguiente, sirvan para expresar la segunda ley. Dos de los más comunes son:

1. Ningún aparato puede operar en forma tal que su único efecto (en el sistema y los alrededores) sea la conversión completa del calor absorbido por el sistema, en trabajo.
2. Ningún proceso puede consistir únicamente en la transferencia de calor de un nivel de temperatura dado a otro superior.

2.3.1 ENUNCIADO MATEMATICO DE LA SEGUNDA LEY

Considérense dos depósitos térmico, uno a la temperatura T_c y el otro a una temperatura inferior T_f , del depósito caliente se transfiere una cantidad de calor $|Q|$ al más frío. En el depósito a T_c , la entropía disminuye en

$$\Delta S_c = -\frac{|Q|}{T_c} \quad (2.6)$$

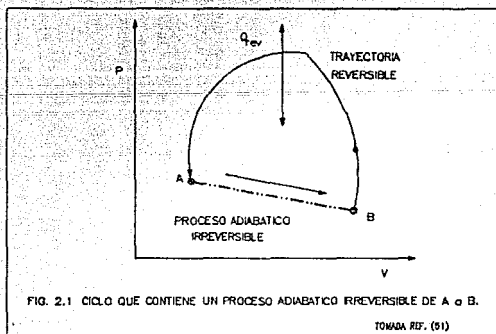
en tanto que el aumento de entropía en el depósito a T_f es

$$\Delta S_f = \frac{|Q|}{T_f} \quad (2.7)$$

Sumando estos dos cambios en la entropía se obtiene

$$\Delta S_{\text{total}} = \Delta S_c + \Delta S_f = -\frac{|Q|}{T_c} + \frac{|Q|}{T_f} \quad \text{ó}$$

$$\Delta S_{\text{total}} = |Q| \left(\frac{T_c - T_f}{T_c T_f} \right) \quad (2.8)$$



Como $T_C > T_F$, el cambio total en la entropía, como resultado de este proceso irreversible, es positivo. Además, cabe señalar que ΔS_{total} se hace menor cuando la diferencia $T_C - T_F$ también se hace menor. Cuando T_C es sólo infinitesimalmente superior a T_F , la transferencia de calor irreversible, ΔS_{total} siempre es positivo, tendiendo a cero cuando el proceso se hace reversible.

Considérese ahora procesos adiabáticos donde no existe transferencia de calor. En la Fig. (2.1) se ha representado en un diagrama PV una expansión adiabática irreversible de un fluido, desde un estado inicial de equilibrio en el punto A hasta el estado final de equilibrio en el punto B. Se supone que el fluido regresa a su estado inicial mediante un proceso reversible. Si en el proceso inicial resulta un cambio de entropía del fluido, debe existir una transferencia de calor durante el proceso de restauración reversible tal que

$$\Delta S \equiv S_A - S_B = \int_B^A \frac{dQ_{\text{rev}}}{T} \quad (2.9)$$

El proceso irreversible original junto con el proceso de restauración reversible constituyen un ciclo para el cual $\Delta U = 0$ y para el que, en consecuencia, el trabajo resulta

$$W = W_{\text{irr}} + W_{\text{rev}} = Q_{\text{rev}} = \int dQ_{\text{rev}} \quad (2.10)$$

Sin embargo, de acuerdo al enunciado 1o de la segunda ley, Q_{rev} no puede entrar al sistema, pues entonces en el ciclo habría una conversión completa de calor en trabajo. Así pues, dQ_{rev} es negativo y, por tanto, $S_A - S_B$ también es negativo, de donde $S_B > S_A$. Como el proceso original irreversible es adiabático, el cambio total en la entropía como resultado de este proceso es $\Delta S_{\text{total}} = S_B - S_A > 0$.

Para llegar a este resultado, la hipótesis fue que el proceso original irreversible causaba un cambio en la entropía del fluido. Si se considera que el proceso original no produce cambio en la entropía, entonces el sistema puede regresar a su estado inicial simplemente por un proceso adiabático reversible; pero este ciclo no se acompaña de ninguna transferencia de calor, por lo que no hay trabajo neto. Entonces, el sistema regresa a sus condiciones originales sin cambio

alguno, lo que implica que el proceso original es reversible y no irreversible.

El mismo resultado de los procesos con transferencia de calor se obtiene para los procesos adiabáticos: ΔS_{total} siempre es positivo y tiende a cero como límite cuando el proceso se hace reversible. Esta conclusión puede demostrarse para cualquier tipo de proceso, por lo que se establece la ecuación general:

$$\Delta S_{total} \geq 0 \quad (2.11)$$

Este es el enunciado matemático de la segunda ley, el cual afirma que cada proceso ocurre en una dirección tal que el cambio total en su entropía es positivo; el valor límite de cero sólo se alcanza cuando el proceso es reversible. No hay ningún proceso posible en el que la entropía total disminuya.

2.4 CICLO DE CARNOT

Una máquina térmica que opera en forma completamente reversible se le llama máquina de Carnot.^(10,11)

Los cuatro pasos que describen el funcionamiento de ésta máquina son:

- 1).- Un sistema, inicialmente en equilibrio térmico con un sumidero a la temperatura T_f , realiza un proceso adiabático reversible que causa que su temperatura se eleve hasta la de la fuente, T_c .
- 2).- El sistema se mantiene en contacto con la fuente a T_c y realiza un proceso isotérmico reversible, durante el cual absorbe calor $|Q_c|$ de la fuente.
- 3).- El sistema realiza un proceso adiabático reversible en la dirección opuesta al paso (1), lo que le lleva de nuevo a la temperatura del sumidero, T_f .

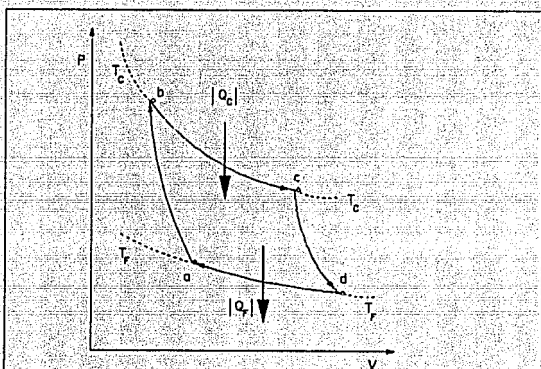


FIG. 2.2 DIAGRAMA PV DONDE SE OBSERVA EL CICLO DE CARNOT PARA UN GAS IDEAL.

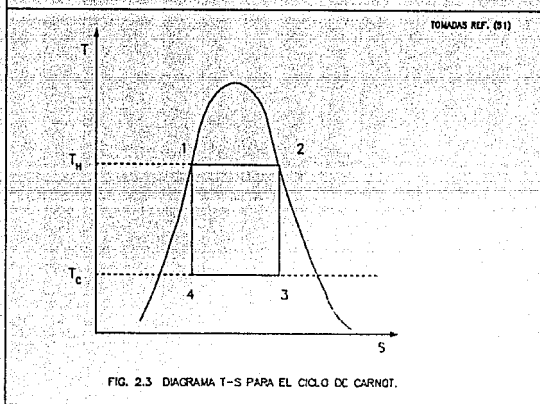


FIG. 2.3 DIAGRAMA T-S PARA EL CICLO DE CARNOT.

- 4).- El sistema se mantiene en contacto con el sumidero a T_f y realiza un proceso isotérmico reversible en la dirección opuesta a la del paso (2), regresando a su estado inicial mediante rechazo de calor $|Q_f|$ al sumidero.

Si el sentido de estos pasos se diera en forma inversa se convertiría en una máquina reversible de refrigeración.

El teorema de Carnot establece que ninguna máquina puede tener una eficiencia superior a la de la máquina de Carnot, cuando ambas operan entre los mismos depósitos térmicos. La representación gráfica de la máquina de Carnot se muestra en las Figs. (2.2) y (2.3)

$$dQ = C_v dT + PdV \quad (2.12)$$

$$b \rightarrow c \quad P = \frac{RT_c}{V} \quad |Q_c| = \int \frac{V_c}{V_b} PdV = RT_c \ln \frac{V_c}{V_b} \quad (2.13)$$

$$d \rightarrow a \quad P = \frac{RT_f}{V} \quad Q_{ab} = RT_f \ln \frac{V_d}{V_a} \quad (2.14)$$

$$|Q_f| = RT_f \ln \frac{V_d}{V_a} \quad (2.15)$$

$$\frac{|Q_c|}{|Q_f|} = \frac{T_c \ln (V_c/V_b)}{T_f \ln (V_d/V_a)} \quad (2.16)$$

para un proceso adiabático

$$-C_v dT = PdV = \frac{RT}{V} dV \quad (2.17)$$

$$\frac{-C_v dT}{R T} = \frac{dV}{V} \quad (2.18)$$

$$a \rightarrow b \quad \int \frac{T_c}{T_f} \frac{C_v dT}{R T} = \ln \frac{V_a}{V_b} \quad (2.19)$$

$$c \rightarrow d \quad \int \frac{T_c}{T_f} \frac{C_V}{R} \frac{dT}{T} = \ln \frac{V_d}{V_c} \quad (2.20)$$

$$\therefore \ln \frac{V_a}{V_b} = \ln \frac{V_d}{V_c} \quad \text{ó} \quad \ln \frac{V_c}{V_b} = \ln \frac{V_d}{V_a} \quad (2.21)$$

$$\left| \frac{Q_c}{Q_f} \right| = \frac{T_c}{T_f} \quad (2.22)$$

$$\eta = 1 - \frac{T_c}{T_f} \quad (2.23)$$

2.5 CICLO DE RANKINE

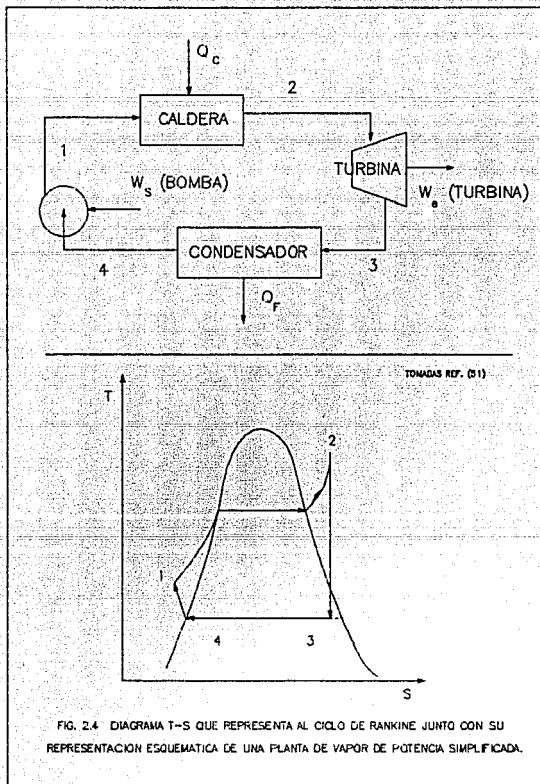
El ciclo de Carnot sólo sirve para comparar las eficiencias ideales con las reales, pero en la práctica presenta ciertas dificultades; por lo que se ha desarrollado un modelo alternativo llamado ciclo de Rankine^(40, 51), Fig. (2.4).

Este ciclo se describe como: (basado en plantas de potencia)

1 a 2 Proceso de calentamiento a presión constante en una caldera. La trayectoria sigue una isóbara (la presión de la caldera) y consta de tres secciones: calentamiento del agua líquida hasta su temperatura de saturación, vaporización a temperatura y presión constantes, y sobrecalentamiento del vapor hasta una temperatura bastante superior a la de saturación.

2 a 3 Expansión adiabática reversible (isentrópico) del vapor en la turbina hasta la presión del condensador. La trayectoria normalmente cruza la curva de saturación y produce vapor húmedo a la descarga. Sin embargo, el sobrecalentamiento logrado en el paso 1 a 2 lleva la trayectoria bastante a la derecha en la figura del ciclo de Rankine de T vs S, por lo que el contenido de humedad no es muy grande.

3 a 4 El proceso a temperatura y presión constantes en el condensador produce líquido saturado en el punto 4.



4 a 1 Bombeo adiabático reversible (isentrópico) del líquido condensado hasta la presión de la caldera. La trayectoria vertical es muy corta, puesto que el aumento en la temperatura asociado a la compresión del líquido es muy pequeño.

El ciclo de Rankine y el de Carnot se diferencian en dos aspectos principales:

- 1.- El calentamiento, etapa 1 - 2, se sigue más allá de la vaporización, produciendo un vapor sobrecalentado.
- 2.- El enfriamiento, etapa 3 - 4, se lleva hasta condensación completa, produciendo líquido saturado, el cual se bombea a la caldera.

2.6 BALANCES DE ENERGÍA

Consideremos un sistema formado por fronteras reales que lo separan del exterior (Figs. (2.5) y (2.6)). El sistema puede ser un equipo, una sección de una planta, toda la planta completa ó un complejo industrial. Este sistema intercambia materia con el exterior a través de las corrientes de proceso que cruzan la frontera. Además, puede existir intercambio de energía en forma de calor o de trabajo. El trabajo puede adoptar cualquiera de las dos formas siguientes :

- 1.- Trabajo de flecha. En este caso, deberá existir una flecha o un eje que cruce la frontera del sistema.
- 2.- Trabajo eléctrico. En este caso, cables eléctricos con una diferencia de potencial cruzarán la frontera del sistema.

El calor siempre está asociado a una diferencia de temperaturas, en este caso entre el sistema, T_{sistema} , y el exterior, T_{exterior} .

Considerese un sistema a régimen permanente.

I).- Balance de energía a régimen dinámico.

$$\frac{d}{dt} \left(U + Mgz + \frac{1}{2} MV^2 \right)_{\text{sistema}} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{\text{CE}} \left(H + gz + \frac{1}{2} V^2 \right) \dot{M}_E - \sum_{\text{CS}} \left(H + gz + \frac{1}{2} V^2 \right) \dot{M}_a \quad (2.24)$$

En términos de diferencias

$$\Delta \left(U + Mgz + \frac{1}{2} V^2 \right)_{\text{sistema}} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{\text{CE}} \left(H + gz + \frac{1}{2} V^2 \right) \dot{M}_E - \sum_{\text{CS}} \left(H + gz + \frac{1}{2} V^2 \right) \dot{M}_a \quad (2.25)$$

A régimen permanente en la que el término de acumulación es cero, se tiene:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum_{\text{CS}} \left(H + gz + \frac{1}{2} V^2 \right) \dot{M}_a - \sum_{\text{CE}} \left(H + gz + \frac{1}{2} V^2 \right) \dot{M}_E \quad (2.26)$$

Consideremos ahora un sistema cerrado

$$dU = dQ + dW \quad (2.27)$$

$$U = Q + W \quad (2.28)$$

Para nuestro caso de análisis de energía, el balance de energía estará dado por:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum (H_a \dot{M}_a) - \sum (H_E \dot{M}_E) \quad (2.29)$$

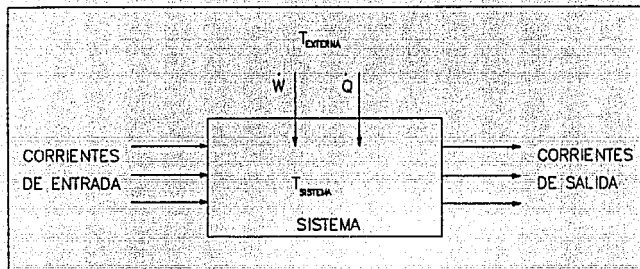


FIG. 2.5 REPRESENTACION DE UN SISTEMA DEFINIDO POR FRONTERAS REALES QUE LO SEPARAN DEL EXTERIOR.

TOMADA REF. (2)

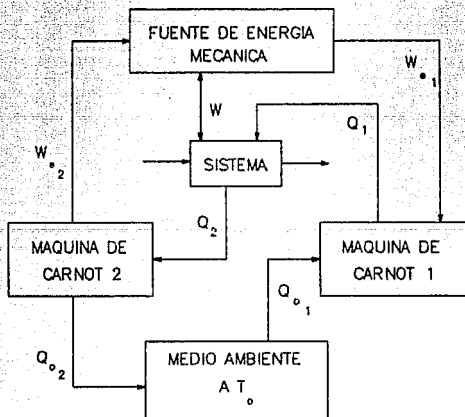


FIG. 2.6 DIAGRAMA PARA REPRESENTAR LA TRANSFORMACION DE ENERGIA (Q y W) ENTRE DOS MAQUINAS IDEALES. ESTA REPRESENTA QUE: LA UNICA FUENTE DE ENERGIA SERA LA ENERGIA MECANICA O TRABAJO; Y QUE EL UNICO CAMBIO DE CALOR SERA CON EL MEDIO AMBIENTE A T_0 .

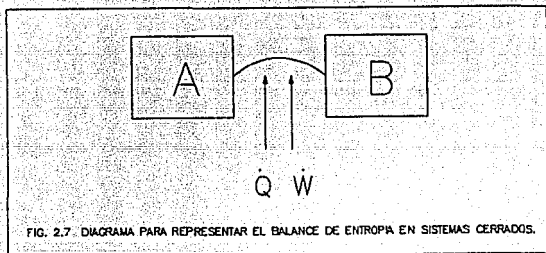
2.7 BALANCES DE ENTROPIA

Estado de equilibrio: Un sistema se encuentra en equilibrio cuando sus propiedades no cambian con el tiempo, ni dependen de la trayectoria seguida por el sistema para llegar a este estado.

Balace de entropía en un sistema cerrado (Fig. (2.7)).

$$S_B - S_A = \int \frac{dQ}{T} = \frac{Q}{T} \quad \text{Proceso reversible} \quad (2.30)$$

$$S_B - S_A \geq \int \frac{dQ}{T} \quad \text{Proceso irreversible} \quad (2.31)$$



En términos generales tenemos que

$$S_B - S_A = \int \frac{dQ}{T} + S_{gen}$$

$$S_B - S_A = \frac{Q}{T} + S_{gen} \quad (2.32)$$

$$S_{gen} = 0 \quad \text{Proceso reversible} \quad (2.33)$$

$$S_{gen} > 0 \quad \text{Proceso irreversible} \quad (2.34)$$

Balance de entropía en sistemas abiertos (Fig. (2.8)).

El desarrollo general se expresa como:

$$\text{ENTRADAS} - \text{SALIDAS} + \text{GENERACION} = \text{ACUMULACION}$$

$$\text{ENTRADAS} = \sum (S_E \dot{M}_E) + \frac{\dot{Q}}{T} \quad (2.35)$$

$$\text{SALIDAS} = \sum (S_S \dot{M}_S) \quad (2.36)$$

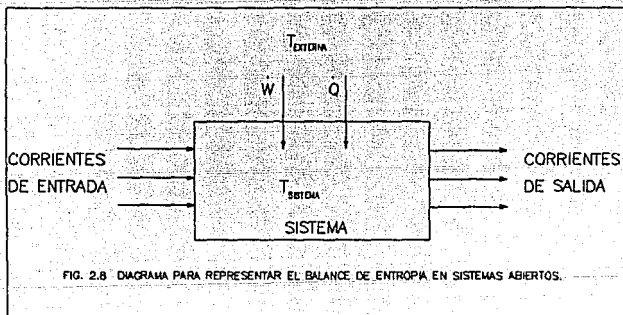


FIG. 2.8 DIAGRAMA PARA REPRESENTAR EL BALANCE DE ENTROPÍA EN SISTEMAS ABIERTOS.

$$\text{GENERACION} = S_{gen} \quad (2.37)$$

$$\text{ACUMULACION} = (S_{sist.})_{t=L} - (S_{sist.})_t$$

$$\text{ACUMULACION} = \Delta S_{sist.} \quad (2.38)$$

$$\Delta S_{sist.} = \sum_{CE} (S_E \dot{M}_E) - \sum_{CS} (S_S \dot{M}_S) + \frac{\dot{Q}}{T_{sist.}} + \dot{S}_{gen} \quad (2.39)$$

(interna)

$$\dot{A}S_{\text{total}} = \sum_{CE} (S_E \dot{M}_E) - \sum_{CS} (S_S \dot{M}_S) + \frac{\dot{Q}}{T_{\text{total}}} + \dot{S}_{\text{gen}} \quad (2.40)$$

S_{gen} = Generación de entropía por las irreversibilidades (internas) dadas al interior del sistema.

S_{gen} = Generación de entropía por las irreversibilidades (calor) asociadas a la transferencia de calor.

$$S_{\text{gen}} = S_{\text{gen}} + S_{\text{gen}} \quad (2.41)$$

(total) (interna) (calor)

$$S_{\text{gen}} = \frac{\dot{Q}}{T_{\text{total}}} - \frac{\dot{Q}}{T_{\text{ext}}} = \dot{Q} \left[\frac{1}{T_{\text{total}}} - \frac{1}{T_{\text{ext}}} \right] \quad (2.42)$$

(calor)

Para un proceso diferencial $t \rightarrow dt$

$$dS_{\text{total}} = \sum_{CE} (S_E dM_E) - \sum_{CS} (S_S dM_S) + \int \frac{dQ}{T_{\text{total}}} + dS_{\text{gen}} \quad (2.43)$$

(interna)

$$\frac{dS_{\text{total}}}{dt} = \sum_{CE} (S_E \dot{M}_E) - \sum_{CS} (S_S \dot{M}_S) + \frac{\dot{Q}}{T_{\text{total}}} + \dot{S}_{\text{gen}} \quad (2.44)$$

(interna)

$$\frac{dS_{\text{total}}}{dt} = \sum_{CE} (S_E \dot{M}_E) - \sum_{CS} (S_S \dot{M}_S) + \frac{\dot{Q}}{T_{\text{ext}}} + \dot{S}_{\text{gen}} \quad (2.45)$$

(total)

Para un proceso a régimen permanente

$$\sum_{CE} (S_E \dot{M}_E) - \sum_{CS} (S_S \dot{M}_S) + \frac{\dot{Q}}{T_{\text{total}}} + \dot{S}_{\text{gen}} \quad (2.46)$$

(interna)

$$\sum_{CE} (S_E \dot{M}_E) - \sum_{CS} (S_S \dot{M}_S) + \frac{\dot{Q}}{T_{\text{ext}}} + \dot{S}_{\text{gen}} \quad (2.47)$$

(total)

2.8 FORMAS Y TIPOS DE TRABAJO TERMODINÁMICO

2.8.1 TRABAJO EQUIVALENTE

El trabajo y el calor no son energía de la misma calidad, ya que el calor solo puede ser parcialmente convertido a trabajo de acuerdo con la eficiencia de Carnot. (10,16,40,44,51)

Para comparar la eficiencia con que dos procesos diferentes utilizan la energía, se define el trabajo mecánico equivalente que se proporciona a un proceso por medio de la siguiente relación, por definición:

$$W_E = W + Q \left[1 - \frac{T_o}{T_{ext}} \right] \quad (2.48)$$

$$\dot{W}_E = \dot{W} + \dot{Q} - \frac{T_o}{T_{ext}} \dot{Q} \quad (2.49)$$

Para analizar un proceso se requiere que:

- La única fuente de energía sea la energía mecánica o trabajo.
- El único intercambio de calor será con el medio ambiente a T_o .

$$\dot{W}_{E2} = \dot{Q}_2 \left(1 - T_o/T_2 \right) \quad (2.50)$$

El trabajo equivalente W_{E1} sirve para llevar el Q_{o1} a la temperatura T_1

$$\dot{W}_{E1} = \dot{Q}_{o1} \left(1 - T_o/T_1 \right) \quad (2.51)$$

En general, el trabajo equivalente total necesario para un proceso se determina por la Ec. (2.48)

$$\dot{W}_E = \dot{W} + \dot{Q} \left(1 - T_o/T \right)$$

\dot{W}_E para un proceso a régimen permanente se obtiene substituyendo los balances de entalpía y entropía de la siguiente manera:

Balance de energía:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum (H_S \dot{M}_S) - \sum (H_E \dot{M}_E)$$

Balance de entropía:

$$\frac{\dot{Q}}{T_{ext}} + \dot{S}_{gen} = \sum (S_S \dot{M}_S) - \sum (S_E \dot{M}_E)$$

$$\dot{W}_E = \sum (H_S - T_0 S_S) \dot{M}_S - \sum (H_E - T_0 S_E) \dot{M}_E + T_0 \dot{S}_{gen} \quad (2.52)$$

(total)

S_{gen} es que tan reversible o irreversible es un sistema e implica además la energía desperdiciada.

2.8.2 TRABAJO EQUIVALENTE MINIMO

Para cualquier proceso en flujo estable, existe una cantidad mínima de trabajo que debe suministrarse al sistema para producir un cambio, o que el sistema desprenda una cantidad máxima para realizar un trabajo. Este valor límite se denomina trabajo ideal W_{id} , y es el trabajo que resulta cuando el cambio de estado del fluido se realiza en forma totalmente reversible. Esto implica:

- 1).- Todos los cambios dentro del volumen de control son reversibles.
- 2).- La transferencia de calor de ó a los alrededores también es reversible.

Un proceso totalmente reversible es hipotético y su único fin es comparar el trabajo real del proceso con el hipotético del proceso reversible.

Para que exista completa reversibilidad del proceso con los alrededores y viceversa, se deben efectuar los cambios a la temperatura de los alrededores, T_0 , del proceso nipotético.

Para realizar esto se recomienda utilizar máquinas de Carnot o bombas de calor, estas no contribuyen al cambio de estado del sistema por ser cíclicas.

$$\dot{S}_{gen(total)} = 0 \quad \text{Proceso reversible}$$

$$\dot{W}_E \cdot \min = \dot{H}_{tot} - T_0 \dot{S}_{tot} \quad (2.53)$$

$$\dot{W}_E \cdot \min = \sum (H_E - T_0 S_E) \dot{M}_E - \sum (H_S - T_0 S_S) \dot{M}_S \quad (2.54)$$

donde:

$$\dot{H}_{tot} = \sum (H_S \dot{M}_S) - \sum (H_E \dot{M}_E) \quad (2.44)$$

$$\dot{S}_{tot} = \sum (S_S \dot{M}_S) - \sum (S_E \dot{M}_E) \quad (2.56)$$

2.8.3 TRABAJO PERDIDO

Es la energía inaprovechable para producir un trabajo debido a las irreversibilidades de un proceso. El proceso real consume más energía de la requerida.

$$\dot{W}_P = \dot{W}_{real} - \dot{W}_{ideal} \quad (2.57)$$

$$\dot{W}_P = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (2.58)$$

(total)

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{tot} - \frac{\dot{Q}}{T_{ext.}} \quad (2.59)$$

$$S_{\text{tot}} \geq 0, \quad S_{\text{gen}} \geq 0, \quad W_p \geq 0$$

(total)

El significado es: cuanto mayor sea la irreversibilidad de un proceso, mayor será la producción de entropía y mayor la cantidad de energía no aprovechable como trabajo o calor.

2.8.4 EFICIENCIA

La eficiencia termodinámica (η) se define como la relación entre el trabajo real y el ideal.

$$\eta_{\text{(trabajo producido)}} = \frac{W_{\text{real}}}{W_{\text{ideal}}} \quad (2.60)$$

$$\eta_{\text{(trabajo requerido)}} = \frac{W_{\text{ideal}}}{W_{\text{real}}} \quad (2.61)$$

2.9 ANALISIS DE EXERGIA

2.9.1 GENERALIDADES

Los análisis exérgicos son análisis termodinámicos en los que la evaluación de las pérdidas y eficiencias se realizan tanto en base a la segunda ley de termodinámica como a la primera ley, de manera que pertenecen a la categoría de análisis conocidos como análisis de la segunda ley o análisis de disponibilidad.^(10,13,14)

Este tipo de análisis es indispensable para determinar la calidad de la energía, así como para medir la degradación de energía que se produce en todo proceso real, puesto que la segunda ley gobierna los límites de convertibilidad entre las diferentes formas de energía.

2.9.2 EL CONCEPTO DE EXERGIA

La exergia puede definirse como el máximo potencial de trabajo de un sistema, una substancia o una forma determinada de energía con respecto al ambiente, o dicho de otra manera, la exergia es una medida, expresada en términos de trabajo, de la capacidad de una forma dada de energía para producir un cambio.

La exergia es por tanto una función termodinámica de un sistema o de una substancia que mide la cantidad máxima de trabajo que puede obtenerse cuando dicha substancia es llevada de su estado inicial hasta el estado de equilibrio térmico, mecánico y químico con el ambiente que lo rodea.

La exergia de una substancia puede dividirse en cuatro componentes básicos, de acuerdo a la ecuación siguiente:

$$Ex_{tot} = Ex_{cin} + Ex_{pot} + Ex_{fis} + Ex_{quim} \quad (2.62)$$

en donde:

Ex_{tot} = exergia total.

Ex_{cin} = exergia cinética.

Ex_{pot} = exergia potencial.

Ex_{fis} = exergia física.

Ex_{quim} = exergia química.

Los primeros dos componentes de exergia, Ex_{cin} y Ex_{pot} , están asociados con formas de energía que se almacenan de manera ordenada y que son completamente convertibles a otras formas de energía. Por lo tanto, en el caso de una corriente ordenada, la exergia cinética de la corriente es igual a su energía cinética si la velocidad de la corriente está referida a la superficie de la tierra. De manera

similar, la exergía potencial de una corriente es igual a su energía potencial si ésta está referida al nivel del mar.

Las formas de energía asociadas con los componentes físicos y químicos de la exergía se almacenan de una manera que involucra un elemento de desorden. Por lo tanto, la determinación de estos dos componentes de la exergía involucra consideraciones mucho más complejas que para los componentes anteriores, puesto que es necesario utilizar la segunda ley de la termodinámica y considerar al ambiente como estado de referencia. La exergía física de una sustancia está dada por la siguiente ecuación:

$$E_{k \text{ fis}} = (H_i - H_o) - T_o(S_i - S_o) \quad (2.63)$$

en donde H es la entalpía, S es la entropía, T es temperatura y los subíndices i y o indican respectivamente las condiciones de temperatura y presión de la corriente y del medio ambiente.

En el caso de exergía química, la situación se complica aún más puesto que es necesario considerar la composición del medio ambiente. La ecuación para calcular la exergía química de una sustancia compuesta de varios componentes es:

$$E_{k \text{ quim}} = \sum x_i E_{koi} + RT_o \sum x_i \ln(\gamma x_i) \quad (2.64)$$

en donde R es la constante universal de los gases, x_i es la fracción mol de componente i, γ es el coeficiente de actividad, y E_{koi} es la exergía química estándar de cada componente.

La exergía química estándar se calcula a partir de la composición elemental del componente, considerando la diferencia de potenciales químicos de determinadas sustancias de referencia que contengan a cada elemento y el cambio de la energía libre de Gibbs para la reacción mediante la cual cada elemento puede alcanzar el equilibrio con el ambiente.

2.9.3 ANALISIS EXERGICO

Como se mencionó anteriormente la exergía mide la capacidad máxima que tiene un objeto o una sustancia para producir un cambio. Esta capacidad existe debido a que el objeto no se encuentra en equilibrio completo y estable con el medio que lo rodea.

Con el fin de considerar la calidad y no sólo la cantidad de la energía se desarrolló el análisis exérgico, como una aplicación sistematizada de las dos leyes fundamentales de la termodinámica.

Es importante recordar que la primera ley dice que la energía se conserva, esto es, que no puede ser creada ni destruida, y que en todo proceso real, su magnitud permanece constante. La segunda ley, por su parte, sin negar el enunciado de la primera, expresa que en todo proceso real la energía se degrada, y que dicha degradación esta dada por la disminución en exergía.

El análisis exérgico complementa, no reemplaza, los análisis convencionales en base a la primera ley. El balance de materia, cuando se usa junto con el balance de energía y otras herramientas de cálculo, sirve para obtener un proceso o sistema operable.

La finalidad del análisis exérgico es ayudar a aproximar el diseño o la operación de un proceso o sistema hacia el óptimo.

La manera principal en la que el análisis exérgico ayuda es detectando la verdadera localización y la magnitud real de las pérdidas irreversibles que se producen al operar un sistema o proceso.

Usando únicamente el balance de energía pueden generarse medidas efectivas de aprovechamiento de la energía, puesto que las únicas pérdidas que pueden detectarse, y sin conocer su magnitud real, son las producidas al desalojar corrientes al ambiente. El método convencional no es capaz de percibir las pérdidas producidas por irreversibilidad, que la mayoría de las veces son las de mayor importancia, ni mucho menos determinar su localización.

La metodología general para la aplicación de un análisis exérgico involucra varias etapas. La primera es realizar un balance de materia y entalpía del proceso, después debe elaborarse un diagrama de bloques para posteriormente realizar el balance de exergía.

A partir del balance de exergía deben entonces obtenerse las pérdidas de exergía irreversibles y efluentes en cada bloque

considerado, así como la efectividad exérgica de cada bloque y el potencial de mejoramiento. La información así generada permite establecer los puntos críticos del sistema, en los que es necesario realizar acciones que reduzcan las pérdidas totales y aumenten la efectividad global del sistema.

DIAGRAMA DE BLOQUES:

El primer paso para aplicar un análisis de exergía en un sistema complejo consiste en traducir el diagrama convencional de flujo de proceso en un diagrama de bloques que determinará el procedimiento de cálculo. Este diagrama provee una técnica para ordenar los cálculos analíticos para alcanzar cualquier grado de precisión que se desee en los resultados.

Las entradas y salidas de cada bloque representan los parámetros de proceso pertinentes incluyendo los valores de exergía total para cada corriente considerando tanto las corrientes de proceso como las corrientes de servicios y efluentes.

BALANCE DE EXERGIA:

Una vez que el proceso ha sido representado en el diagrama de bloques, se realizan balances convencionales de materia, entalpía y entropía, a partir de los cuales se obtiene el balance de exergía.

El cálculo de la exergía total para cada corriente debe considerar la exergía física, definida por sus condiciones de presión y temperatura relativas a la presión y temperatura del medio ambiente, y la exergía química, cuando se requiera, que depende además de la composición química de la corriente y de la composición del medio ambiente, así como del modelo ambiental seleccionado.

PERDIDAS DE EXERGIA:

Las pérdidas de exergía irreversibles en cada bloque de la unidad pueden obtenerse a partir de la diferencia entre la exergía total de entrada y la exergía total de salida, o bien, si se desea utilizar los valores de entropía, las pérdidas irreversibles pueden obtenerse de la diferencia de entropía multiplicada por la temperatura del medio

ambiente, con lo cual se cancela el efecto de la selección de un modelo ambiental particular.

Las pérdidas irreversibles, conocidas también como irreversibilidades, aniquilaciones de exergía, destrucciones de exergía o consumos de exergía, se generan por la producción entrópica que ocurre en los procesos que se realizan en cada bloque.

Además de las pérdidas irreversibles, existen bloques en los que se arroja exergía al ambiente por el desalojo de efluentes calientes.

EFFECTIVIDAD EXERGICA:

Las pérdidas de exergía proporcionan información muy valiosa para analizar un proceso, sin embargo, para comparar los diferentes bloques entre sí es necesario determinar la efectividad. La efectividad se define como la ganancia neta de exergía que se desea obtener dividida entre la exergía neta suministrada para lograrlo.

POTENCIAL DE MEJORAMIENTO:

Para describir el proceso un tercer parámetro es muy útil. Este parámetro, denominado potencial de mejoramiento, es una medida de qué tanto y qué tan fácilmente puede mejorarse un sistema y se obtiene a partir de las pérdidas irreversibles multiplicadas por uno menos la efectividad (expresada en tanto por uno) más las pérdidas efluentes. Por lo tanto, el potencial de mejoramiento está formado por tres contribuciones, el potencial relativo, el potencial absoluto y el potencial ambiental.

El potencial relativo (uno menos la efectividad) es una medida de qué tan fácil puede mejorarse un sistema; si la efectividad es muy baja, el potencial relativo se aproxima a su valor máximo, de manera que en principio el sistema debe ser capaz de ser mejorado fácilmente. El potencial absoluto (pérdidas irreversibles) es una medida de qué tanto puede mejorarse un sistema. El potencial ambiental (pérdidas efluentes) es una medida de qué tanto podría mejorarse el sistema si se utilizaran los efluentes (debido a su alta temperatura por ejemplo) en lugar de desalojar su exergía al ambiente.

2.9.4 ENTROPIA Y EXERGIA

La exergía se define como:

$$Ex = H - T_0S \quad (2.65)$$

donde T_0 es la temperatura de los alrededores. Para cambios finitos:

$$\Delta Ex = \Delta H - T_0\Delta S \quad (2.66)$$

Esta ecuación es un punto importante para mostrar que la exergía en las corrientes de proceso tienen un potencial para realizar un trabajo en los alrededores a T_0 , esto es, la máxima cantidad de trabajo que puede ser derivada de la corriente de un proceso reversible. Sobre cualquier pieza real de equipo o sistema un balance de exergía puede ser realizado y este siempre encuentra que potencial de trabajo se pierde. En otras palabras cada sistema real actúa como un "sumidero de exergía". Así :

$$\sum Ex_E = \sum Ex_S + \Delta Ex_{irreversible} \quad (2.67)$$

De nuevo, esto es un punto importante para mostrar que:

$$\Delta Ex_{irreversible} = T_0\Delta S_{irreversible} \quad (2.68)$$

Entender las causas de las pérdidas es de ayuda frecuentemente para referirnos a la eficiencia de la segunda ley. La Ec. (2.68) provee una base objetiva para evaluar la eficiencia de la segunda ley.

El intercambio de calor provee un simple ejemplo. Supongase un proceso de intercambio a contracorriente de dos corrientes de proceso ambas por arriba de la temperatura ambiente, la corriente A se enfría y la corriente B se calienta, la ecuación del balance es:

$$Ex_{E_A} + Ex_{E_B} = Ex_{S_A} + Ex_{S_B} + \Delta Ex_{irreversible} \quad (2.69)$$

Esta ecuación puede fácilmente arreglarse para quedar en términos de diferencias de exergía, y con esto poder expresar la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica, tal que:

$$Ex_{E_A} - Ex_{S_A} = Ex_{S_B} - Ex_{E_B} + \Delta Ex_{\text{irreversible}} \quad (2.70)$$

$$\therefore \text{Eficiencia} = \frac{Ex_{S_B} - Ex_{E_B}}{Ex_{E_A} - Ex_{S_A}} \quad (2.71)$$

la cual es la relación de exergía recibida por la corriente de calentamiento a la exergía removida por la corriente de enfriamiento.

Note que la exergía es cero cuando se tiene una corriente a temperatura ambiente. Esto es por que, por definición, $Ex = 0$ a $T = T_0$.

CAPITULO III

ANALISIS TERMODINAMICO

DE PROCESOS

3 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE PROCESOS

3.1 INTRODUCCION

El análisis termodinámico de procesos implica la utilización de bases termodinámicas para determinar la eficiencia con que se utiliza la energía de un proceso, y por ende, las oportunidades de ahorro de energía del proceso.

El análisis termodinámico es conocido también como:

- Análisis de segunda ley.
- Análisis exergetico.
- Análisis termodinámico de disponibilidad.

Si bien las aplicaciones termodinámicas a los procesos con frecuencia se basan en la suposición de reversibilidad, los procesos reales irreversibles admiten el análisis termodinámico. La meta de tal análisis es determinar con cuanta eficiencia se emplea o produce la energía y mostrar cuantitativamente el efecto de las ineficiencias en cada etapa del proceso. El costo de la energía repercute en cualquier operación de manufactura, y el primer paso de toda tentativa para reducir los requerimientos de energía, consiste en determinar donde y con que alcance se desperdicia ésta por las irreversibilidades del proceso. (2,4,10,16)

3.2 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE PROCESOS

El análisis termodinámico es una vía sistemática de caracterización que acontece a la disponibilidad de energía de los materiales en un proceso de interés. (2,4,10,16)

Este se basa en el usual balance de energía y materia para el proceso pero extendiéndose para involucrar los cambios de entropía y el acompañamiento de las pérdidas de energía disponible.

Los pasos del proceso son relativamente simples a primera vista. En forma breve estos son:

- 1.- Establecer las condiciones de operación del proceso que se desea estudiar.
- 2.- Efectuar todas las mediciones de temperatura, presión, flujo y composición, en lo posible simultáneamente, para determinar las condiciones del mayor número de corrientes de proceso y de servicio (vapor, agua, gas combustible, electricidad, etc.).
- 3.- Dividir el proceso en secciones de modo que se conozcan las condiciones de las corrientes de entrada y salida involucradas, de preferencia que incluyan el menor número de equipos posibles.
- 4.- Efectuar los balances de energía en cada sección aplicando la Ec.(3.1). En caso de que esta ecuación no se cumpla, se deberán revisar las condiciones de las corrientes de proceso, regresando al punto (2). En todo caso será necesario revisar los medidores para que sus lecturas reflejen correctamente los valores de las propiedades que se miden.
Para efectuar los balances de energía, de acuerdo con la Ec. (3.1) se deberá calcular el cambio de entalpía entre las corrientes de salida y de entrada.

$$\dot{W} + \dot{Q} = \sum H_S \dot{M}_S - \sum H_E \dot{M}_E \quad (3.1)$$

$$\dot{\Delta H}_{\text{tot}} = \sum \dot{H}_s M_s - \sum \dot{H}_e M_e \quad (3.2)$$

- 5.- Calcular el cambio de entropía entre las corrientes de salida y de entrada.

$$\dot{\Delta S}_{\text{tot}} = \sum \dot{S}_s M_s - \sum \dot{S}_e M_e \quad (3.3)$$

Ahora se puede conocer el trabajo equivalente mínimo en cada sección del proceso.

$$(\dot{W}_e)_{\text{min}} = \dot{\Delta H}_{\text{tot}} - T_0 \dot{\Delta S}_{\text{tot}} \quad (3.4)$$

- 6.- Calcular la generación de entropía en cada sección del proceso y el trabajo perdido.

$$\dot{\Delta S}_{\text{gen}} = \dot{\Delta S}_{\text{tot}} - \dot{Q} / T_{\text{ext}} \quad (3.5)$$

$$\dot{W}_p = T_0 \dot{\Delta S}_{\text{gen}} \quad (3.6)$$

- 7.- Enlistar las causas de las irreversibilidades en cada una de las secciones del proceso.

- 8.- Proponer modificaciones al proceso que tiendan a reducir las irreversibilidades, sobre todas aquellas que generen la mayor cantidad de la entropía.

Con el objeto de ilustrar la metodología presentada en esta sección, se analizará el ciclo de Rankine de generación de potencia, el cual viene dado en el apéndice (A).

3.3 ANALISIS TERMODINAMICO EN EQUIPOS DE SEPARACION

Los requerimientos de energía de los diferentes procesos de separación son estimados en base al valor del trabajo del flujo de energía. Los criterios que se presentan sirven para guiar al ingeniero de procesos en la selección del proceso más eficiente energéticamente. El ascendente costo de la energía y la amenaza de la escasez de combustible dictamina que se debe prestar mayor atención al incremento de los requerimientos de energía de los procesos de separación. La destilación ha tenido siempre la potencia de la tecnología de separación.⁽²²⁾

La estrategia del diseño de procesos usualmente usa la destilación si es posible para cualquier tipo de separación. Si la destilación no pudiese ser usada o no concuerda con las restricciones del costo de proyecto, entonces otro método de separación debe ser considerado.

Con el advenimiento del alto costo de las fuentes de energía, la destilación ha venido disminuyendo las críticas de que era un método de separación con muchos desperdicios de energía.

Algunos de estos ataques son justificados, pero muchas de las críticas son mal fundamentadas debido al desconocimiento de la segunda ley de la termodinámica.

3.3.1 MEDICION DEL AHORRO DE ENERGIA

La medición real del ahorro de energía de cualquier proceso está en la cantidad de combustible que debe ser quemado para suministrar los requerimientos de energía que entran al proceso. La planta con un sistema del servicio de vapor balanceado, es proporcional a la cantidad de trabajo que podría, potencialmente, ser extraído del vapor usado. Un proceso el cuál utiliza vapor a 50 psi (345 kPa) para suministrar su calor tiene substancialmente mayor ahorro de energía que uno que requiere la misma cantidad de calor introducido desde una fuente de vapor a 600 psi (4134 kPa). Ambas fuentes tienen mucho mayor

ahorro de energía que un proceso que requiere la misma cantidad de energía introducida en la forma de trabajo mecánico o eléctrico.

La validez del trabajo equivalente como medida del ahorro de energía se ilustra en el siguiente ejemplo, típico de muchas plantas:

Las plantas requieren una gran cantidad de potencia (trabajo energético). El vapor es generado a grandes presiones y extraído de varios niveles para proveer los requerimientos de energía del proceso. Para encontrar los requerimientos de potencia, una cantidad significativa de vapor agotado de las turbinas debe ser condensado con agua de enfriamiento para transferir el calor residual finalmente a la atmósfera. Cualquier proceso el cual pueda usar una fuente de calor a la presión final de condensación del sistema de vapor podría no requerir quemar combustible adicional para satisfacer sus requerimientos de calor. Así; aunque se requiera de una entrada de calor, esto no incrementa el consumo total de combustible de la planta.

Si un proceso requiere calor a una temperatura entre las temperaturas de generación y condensación de vapor, la cantidad de calor tirado a la atmósfera por condensación es reducida. Sin embargo, la cantidad de potencia extraída por libra de vapor es menor cuando el agotado de la turbina es extraído a una temperatura elevada (presión). Por consiguiente, algo de vapor adicional deberá ser generado por la combustión de combustible para encontrar la potencia requerida de la planta. Una unidad de calor a estos niveles intermedios eleva el uso de energía en la planta más que una transferencia a la temperatura de condensación del agotado de la turbina.

Finalmente, un proceso el cual requiere calor a una temperatura correspondiente a la presión de generación de vapor no ofrece la oportunidad de extraer trabajo para usarlo como calor. Una unidad de calor usada a esta temperatura requiere que una unidad de calor sea transferida dentro del sistema de vapor desde el quemador de combustible. El último ejemplo ha tenido un gran impacto en la introducción de energía a la planta que cualquiera de los ejemplos previos.

Estos ejemplos ilustran el hecho que es la pérdida de capacidad (disponibilidad de energía aprovechable) para ser transmitida como trabajo (disponibilidad termodinámica), no la cantidad de flujo de energía requerida (entalpía termodinámica), que finalmente determina

el desperdicio en la energía primaria de suministro tal como gas, fuel oil, y carbón. Esto, acoplado con la relativa abundancia y costo de la fuente primaria de energía, determina el verdadero ahorro de energía de cualquier proceso.

Note que el trabajo, W , disponible de una fuente de calor, Q , a una temperatura absoluta, T , con los alrededores a T_0 , está dado por:

$$W = Q \left[\frac{T - T_0}{T} \right] \epsilon_p \quad (3.7)$$

donde ϵ_p es la eficiencia del ciclo de potencia (relativo al ciclo de Carnot). Cuando $T < T_0$, W es negativo, implica que el trabajo debe ser suministrado para remover calor. En otras palabras, la refrigeración es involucrada como:

$$W = \frac{Q}{\epsilon_R} \left[\frac{T_0 - T}{T} \right] \quad (3.8)$$

Las Ecs. (3.7) y (3.8) son tomadas para representar los requerimientos de combustible en términos del trabajo equivalente, donde T es la temperatura del servicio de calentamiento o enfriamiento usado para manejar el proceso. T_0 es tomada como la temperatura más baja que pueda ser alcanzada en una corriente de proceso enfriada por agua de enfriamiento no refrigerada.

De esta definición de trabajo equivalente, se han desarrollado ecuaciones aproximadas para representar el ahorro de energía de varios procesos comerciales de separación. Los criterios son desarrollados para escoger (basados en el trabajo mínimo requerido) entre la destilación y métodos alternativos.

3.3.2 ECUACIONES PARA EL AHORRO EN DESTILACION

La destilación es el proceso de separación más ampliamente usado en las industrias petroquímicas y químicas. Para trazar el valor de las alternativas para la destilación, se debe primero entender el rol de la energía en el proceso de destilación.

En su forma más simple, una columna de destilación recibe calor en los fondos (reboiler) y extrae calor de los domos (condensador). La cantidad de calor (energía) que fluye usualmente se aproxima a la ecuación:

$$q_b = q_o = DAH_V(R_D + 1) \quad (3.9)$$

donde:

q_b = razón de calor absorbida en los fondos de la columna.

q_o = razón de calor extraída de el domo de la columna.

D = razón de producto de domos.

DAH_V = calor latente de vaporización del producto de domos.

R_D = relación de refujo externo.

En el caso de una columna de destilación calentada por vapor y enfriada por una torre de agua de enfriamiento,

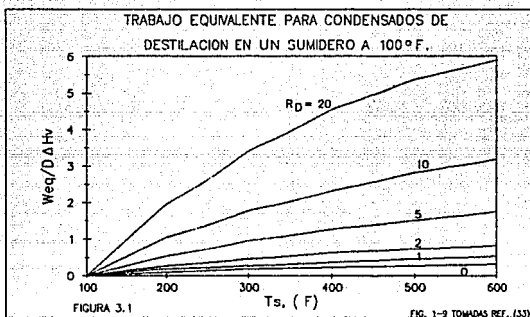
$$W_{vq} = DAH_V(R_D + 1) \epsilon_p \frac{(T_s - T_o)}{T_s} \quad (3.10)$$

donde T_s es la temperatura absoluta del vapor usado para suministrar el calor. En la Ec. (3.10), la temperatura del reboiler de la columna es el valor más bajo posible para T_s , pero algunas diferencias de temperatura son necesarias para la transferencia de calor, y la temperatura suministrada en el cabezal de vapor u otro medio actual de calentamiento usado es el valor propio para T_s .

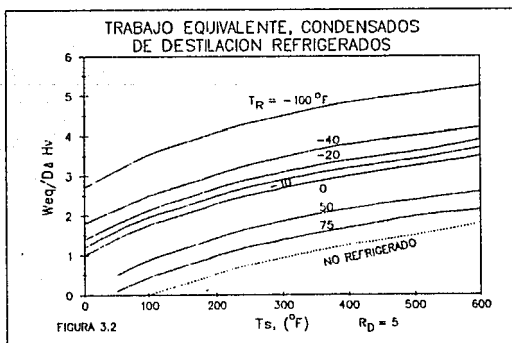
En el caso en el que el reboiler sea directamente calentado por un horno de combustible, es adecuado usar la temperatura de generación de vapor más alta en el sistema de vapor. La Fig. (3.1) ilustra el resultado de la Ec. (3.10) para un sumidero a 100 °F (37.8 °C). El efecto de la temperatura del medio de calentamiento y la relación de refujo (dificultad de separación) son rápidamente visibles.

Si la refrigeración debe ser suministrada al condensador de domos, se tiene un término adicional:

$$W_{vq} = DAH_V(R_D + 1) \left[\epsilon_p \frac{T_s - T_o}{T_s} + \frac{T_o - T_R}{\epsilon_R T_o} \right] \quad (3.11)$$



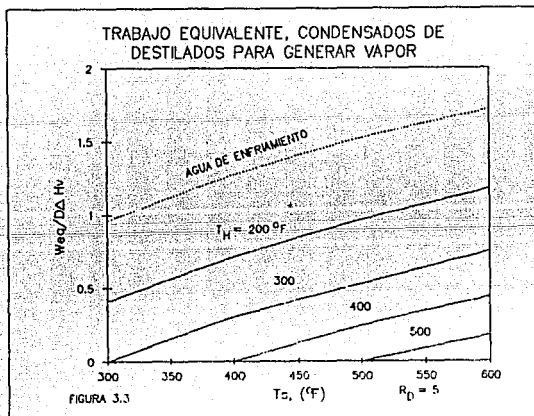
donde T_R es la temperatura del refrigerante, la cual es casi siempre menor que la temperatura del condensador de la columna. La Fig. (3.2) ilustra el efecto de un refrigerante en el condensador sobre el ahorro de energía.



En columnas operando a altas temperaturas, es algunas veces posible la recuperación de calor desde los domos del condensador para usarlo en otro lugar. Si esto se practica, tenemos que:

$$W_{eq} = -DAH_v(R_D+1)C_p \left[\frac{T_s - T_o}{T_s} - \frac{T_H - T_o}{T_H} \right] \quad (3.12)$$

donde T_H = la temperatura del medio de calentamiento generado (p.e. vapor a baja presión). La Ec. (3.12) muestra que hay siempre una pérdida en trabajo disponible, porque T_s es siempre más grande que T_H . Si el ahorro de energía estuviera basado solamente en la transferencia de entalpía, entonces no habría pérdida aparente. La Fig. (3.3) ilustra el incremento de la eficiencia de la energía cuando la condensación de domos puede ser usada como medio de calentamiento. La reducción en el trabajo equivalente puede ser absolutamente drástica.



En el diseño convencional de destilación, D y R_D son las únicas variables que afectan los requerimientos de energía. D relaciona la fracción y calidad del producto y es relativamente flexible. La

selección de R_D se basa en una comparación entre el costo de capital y el costo de energía. Sin embargo, hay un valor mínimo para R_D cerca del cual la columna no puede alcanzar la separación deseada. Este está relacionado con la especificación de la pureza de domos y la volatilidad relativa del componente clave. El valor de R_D mínimo llega a ser más grande tanto como la especificación de pureza de domos se incrementa y tanto como la volatilidad relativa del componente clave se aproxima a 1. Una separación más difícil requiere mayor reflujo.

Esto algunas veces es posible para modificar el diseño convencional y reducir los requerimientos de energía. En el caso de una columna con una diferencia de temperaturas amplia entre los domos y el fondo, algo de calor puede ser suministrado a un nivel intermedio en la columna, y así reducir la carga en el reboiler. La Ec. (3.10) puede ser usada para cada cantidad calor introducida separadamente. Cuando el nivel intermedio de calentamiento puede ser suministrado con una fuente a temperatura, T_s , más baja que la requerida por el reboiler, el W_{tq} total de todas las fuentes frecuentemente es menor que el requerido cuando todo el calor es adicionado en el reboiler, aunque el calor total requerido es más grande cuando se usa un nivel intermedio de calentamiento.

Otros métodos, tales como destilación de múltiple efecto y bombas de calor pueden algunas veces ser usados para mejorar la eficiencia de la energía de los procesos de destilación. Para este estudio, sin embargo, solamente la destilación convencional es comparada con algunos métodos de separación.

3.3.3 EXTRACCION

La extracción consiste en poner en contacto una solución líquida (de componentes a ser separados) con un disolvente el cual es parcialmente miscible con la solución. Los componentes a separarse varían en sus solubilidades en el disolvente. Así, cuando las fases se separan, uno o más componentes están concentrados, en la fase disolvente (extracto). Los componentes remanentes están enriqueciéndose en la otra fase (refinado).

El contacto de múltiples etapas con flujo a contracorriente de las fases extracto y refinado es practicada para incrementar el grado de separación obtenible. La única energía involucrada al parecer es la potencia de bombeo y/o la agitación interna para mantener las fases en contacto íntimo. La cantidad de energía requerida para estos propósitos es usualmente pequeña. Se puede considerar despreciable.

Este es un panorama simple, sin embargo, no presenta el verdadero requerimiento de energía del proceso de separación. El extracto contiene un producto disuelto en el disolvente. Esta solución puede ser separada por algún otro medio (usualmente la destilación) para recuperar el producto y reusar el disolvente.

El refinado contiene pequeñas cantidades de disolvente disuelto en este. Esto, también, debe ser separado (usualmente por destilación) para evitar la contaminación del refinado y/o pérdidas del valioso disolvente. Para que la extracción reemplace a la destilación, el proceso debe ser más atractivo económicamente que un proceso de destilación para producir N_c mol/hr de productos de domos y N_b mol/hr de productos de fondos.

Mientras un análisis completo podría determinar la selección final entre la extracción y la destilación. El trabajo equivalente perdido para competir con el proceso de destilación se da en las Ecs. (3.10), (3.11) y (3.12).

El trabajo equivalente perdido para el proceso de extracción depende de la fácil separación entre el disolvente y el producto deseado, y que el disolvente sea más o menos volátil que los componentes a ser separados. En la mayoría de los casos la extracción se favorece si el disolvente es esencialmente no volátil. En este caso, los pasos de separación del disolvente pueden ser por simple flasheo sin reflujo, y el trabajo equivalente del proceso de extracción llega a ser:

$$W_{eq} = (D + B)\Delta H_v c_p \frac{T_{se} - T_0}{T_{se}} \quad (3.13)$$

donde T_{se} = temperatura absoluta de la fuente de calor en los pasos de separación del disolvente.

B = relación de productos de fondo.

3.3.4 EL MEJOR METODO DE SEPARACION

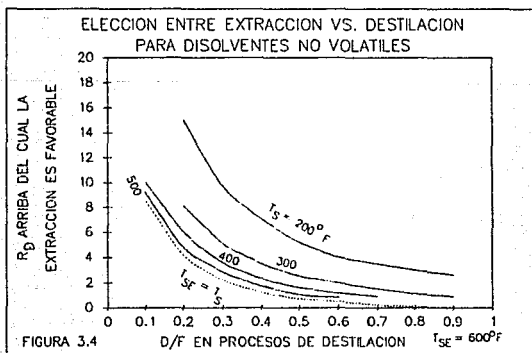
Para que la extracción sea más atractiva que la destilación desde el punto de vista energético, W_{eq} calculado por la Ec. (3.13) debe ser menor que W_{eq} calculado por la Ec. (3.10). Este criterio conduce a:

$$R_D > \left[1 + \frac{B}{D} \right] \left[\frac{T_S}{T_{SE}} \right] \left[\frac{T_{SE} - T_0}{T_S - T_0} \right] - 1 \quad (3.14)$$

en general, $T_{SE} \geq T_S$, y usualmente $T_{SE} > T_S$

$$\text{si } T_{SE} = T_S, \quad R_D > B/D \quad (3.15)$$

Así, la Ec. (3.15) implica que cuando todas las temperaturas del reboiler son iguales y el disolvente de extracción no es volátil, la extracción es más eficiente energéticamente que la destilación cuando la relación de reflujo de la destilación excede la relación de productos de fondos a domos. La Fig. (3.4) ilustra algunos resultados calculados con las Ecs. (3.14) y (3.15).



La separación del disolvente del producto no es usualmente tan simple como se refleja en las Ecs. (3.13) a la (3.15). Es deseable que el disolvente sea menos volátil que los productos, para que una relación de reflujo R_E sea utilizada para la separación del extracto y R'_E para la separación del refinado. Así, el trabajo equivalente perdido está dado por:

$$W_{eq} = \left[\frac{D(1 + R_E)(T_{SE} - T_0)}{T_{SE}} + \frac{Nd(1 + R'_E)(T'_{SE} - T_0)}{T'_{SE}} \right] c_p \Delta H_v \quad (3.16)$$

La Ec. (3.16) comparada con (3.10) llega al criterio de que la extracción es más eficiente, cuando

$$R_D > \left[1 + R_E + \frac{B}{D} (1 + R'_E) \frac{T_{SE}(T'_{SE} - T_0)}{T'_{SE}(T_{SE} - T_0)} \right] \left[\frac{T_S(T_{SE} - T_0)}{T_{SE}(T_S - T_0)} \right] - 1 \quad (3.17)$$

Esto es razonable si se asume que $T_{SE} = T'_{SE}$ así en ambas separaciones los fondos consisten principalmente de disolvente. En este caso, la Ec. (3.17) llega a ser:

$$R_D > \left[1 + R_E + \frac{B}{D} (1 + R'_E) \right] \left[\frac{T_S}{T_{SE}} \right] \frac{(T_{SE} - T_0)}{(T_S - T_0)} - 1 \quad (3.18)$$

Usualmente, $T_{SE} > T_S$. Sin embargo, si $T_{SE} = T_S$, la Ec. (3.18) es:

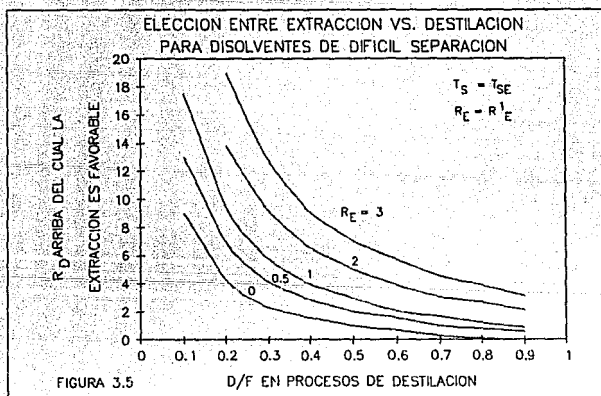
$$R_D > R_E + (1 + R'_E)B/D \quad (3.19)$$

Algunos resultados de la Ec. (3.19) son mostrados en la Fig. (3.5).

Si los productos a ser separados son en su totalidad materiales de alta ebullición, es deseable que el disolvente de extracción sea más volátil que los productos a ser separados. En este caso, el disolvente podría ir en los domos en los pasos de separación del extracto y refinado. La pérdida de trabajo equivalente está dado por:

$$W_{eq} = \left[\frac{N_s(1 + R_E)(T_{SE} - T_o)}{T_{SE}} + \frac{N'_s(1 + R'_E)(T'_{SE} - T_o)}{T'_{SE}} \right] c_p \Delta H_{vs} \quad (3.20)$$

donde ΔH_{vs} = calor latente de vaporización del disolvente.



De este modo los fondos del extracto y refinado en el paso de separación son los mismos que los productos de la columna de destilación, esto es razonable para asumir $T_{SE} = T'_{SE} = T_s$, lo cual produce también un criterio:

$$R_D > \left[\frac{(1 + R_E)N_s}{D} + \frac{(1 + R'_E)N'_s}{B} \right] \left[\frac{\Delta H_{vs}}{\Delta H_v} \right] - 1 \quad (3.21)$$

Este análisis asume que el componente del domo de destilación es favorecido por la fase extracto. Si este no es el caso, alteraciones relativamente menores son requeridas en las Ecs. (3.15) a la (3.21).

Las discusiones anteriores asumen que el mismo grado de separación puede ser obtenido por el proceso de destilación o por el de extracción.

Desde el punto de vista del requerimiento de energía, la combinación de los dos métodos puede ser la elección óptima, de otra forma incrementan el número de pasos en el proceso tendiendo a incrementar el capital requerido e introduce problemas de control y otros problemas de operación.

3.3.5 CRISTALIZACION

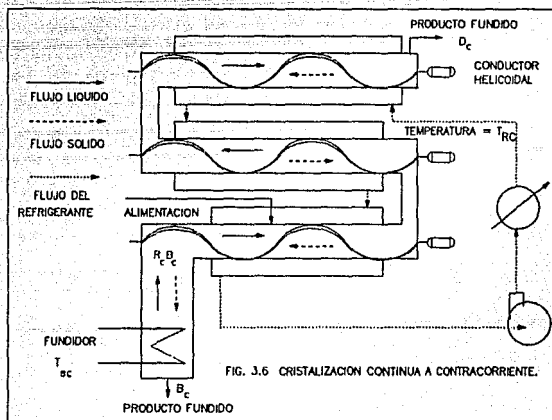
La cristalización como un medio de separación puede ser realizada ya sea por cristalización por fusión o en solución. En la cristalización por fusión, todos los componentes de la mezcla son capaces de existir en fase sólida o líquida en el rango de condiciones de operación encontradas. En la cristalización por solución, el disolvente que está presente nunca aparece en la fase sólida.

La cristalización por solución puede ser llevada a cabo por manipulación de las temperaturas para un precipitado selectivo del soluto o por evaporación del disolvente. El método anterior es similar en principio y consumo de energía a la cristalización por fusión, aunque los tipos de equipos usados sean diferentes.

La cristalización por fusión puede ser considerada como una analogía de la destilación sólido-líquido. Una esquematización de múltiples etapas a contracorriente de la cristalización por fusión se muestra en la Fig. (3.6). El calor es adicionado desde una fuente a una temperatura T_{sc} para completar la fusión (o disolución) de todos los cristales, con una porción del líquido, B_c , retirada como producto de fondos, y el remanente, $R_c(N_b)c$, fluye de regreso dentro del cristizador contribuyendo al movimiento de la fase sólida. R_c es la relación de reflujo del cristizador. La cantidad aproximada de calor adicionado a la sección de fusión es:

$$q = B_c (R_c + 1) \Delta H_f \quad (3.22)$$

donde ΔH_f = calor de fusión (o congelamiento) del componente al final de la fusión, del cristizador.



El trabajo equivalente perdido para el calentamiento final es:

$$(W_{eq})_m = B_c c_p (R_c + 1) \Delta H_f (T_{sc} - T_o) / T_{sc} \quad (3.23)$$

En la posición opuesta del cristizador, aproximadamente la misma cantidad de calor debe ser removida para promover la formación del sólido el cual se moverá (usualmente por transporte mecánico) hacia el extremo caliente del cristizador. Este enfriamiento frecuentemente requiere refrigeración. En este caso, el trabajo equivalente perdido por enfriamiento es:

$$(W_{eq})_c = B_c (R_c + 1) \Delta H_f (T_o - T_{rc}) / T_{sc} \quad (3.24)$$

Así, el trabajo equivalente total perdido por el proceso de cristalización es:

$$W_{eq} = B_C (R_C + 1) \Delta H_F \left[\epsilon_P \frac{(T_{sc} - T_o)}{T_{sc}} + \frac{(T_o - T_{rc})}{\epsilon_R T_o} \right] \quad (3.25)$$

Tomando en cuenta solamente la consideración de conservación de energía, la cristalización puede ser preferida cuando la Ec. (3.25) produce un valor más bajo de W_{eq} que el correspondiente valor para la destilación. Si consideramos el caso de destilación representado por la Ec. (3.10), los criterios son:

$$R_D > (R_C + 1) \left[\frac{\Delta H_F}{\Delta H_V} \right] \left[\frac{B_C}{D} \right] \left[\left(\frac{T_{sc} - T_o}{T_s - T_o} \right) \left(\frac{T_s}{T_{sc}} \right) + \frac{1}{\epsilon_P \epsilon_R} \left(\frac{T_o - T_{rc}}{T_s - T_o} \right) \left(\frac{T_s}{T_o} \right) \right] - 1 \quad (3.26)$$

Para el caso en donde $T_s = T_{sc}$ (normalmente, $T_s > T_{sc}$), la Ec. (3.26) llega a ser:

$$R_D > (R_C + 1) \left[\frac{\Delta H_F}{\Delta H_V} \right] \left[\frac{B_C}{D} \right] \left[1 + \frac{1}{\epsilon_P \epsilon_R} \left(\frac{T_o - T_{rc}}{T_s - T_o} \right) \left(\frac{T_s}{T_o} \right) \right] - 1 \quad (3.27)$$

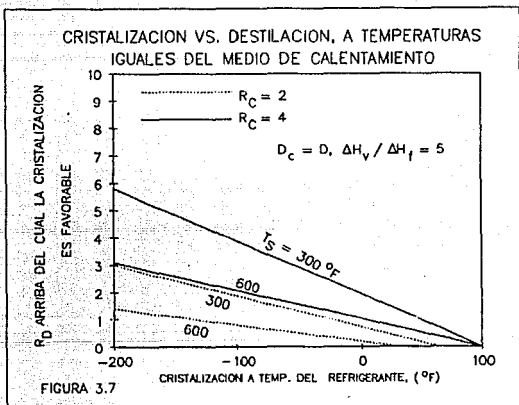
Si, en adición, $(N_B)_C = D$

$$R_D > (R_C + 1) \left[\frac{\Delta H_F}{\Delta H_V} \right] \left[1 + \frac{1}{\epsilon_P \epsilon_R} \left(\frac{T_o - T_{rc}}{T_s - T_o} \right) \left(\frac{T_s}{T_o} \right) \right] - 1 \quad (3.28)$$

Además, si el enfriamiento no requiere refrigeración:

$$R_D > (R_C + 1) (\Delta H_F / \Delta H_V) - 1 \quad (3.29)$$

Ya que el valor de $\Delta H_F / \Delta H_V$ es típicamente alrededor de 0.2 las Ecs. 3.26 a la 3.29 muestran una ventaja en energía para la cristalización. Algunos resultados son mostrados en la Fig. (3.7).



3.3.6 EVAPORACION

La evaporación no es considerada como una alternativa de la destilación, sin embargo representa un caso especial en el cual una etapa simple es suficiente para la separación y no requiere reflujo. Como tal es equivalente en requerimientos de energía a una etapa flash, a un separador (múltiples etapas, pero sin reflujo), o a un reboiler absorbedor (también de múltiples etapas pero sin reflujo). Los requerimientos de energía son aproximadamente:

$$q = DAH_V \quad (3.30)$$

y el trabajo equivalente perdido es:

$$W_{eq} = DAH_{VP} \frac{c_p (T_s - T_o)}{T_s} \quad (3.31)$$

En el caso de un absorbedor con reboiler, D es interpretada como la relación de vapor en la porción de la columna debajo de la etapa de alimentación de gas. Para otros casos, esta representa la relación de productos de domos.

Las Ecs. (3.30) y (3.31) difieren de la correspondiente expresión para la destilación solamente en la ausencia del factor $(R_D + 1)$. Los evaporadores de mayor aplicación son los de múltiple efecto. Los evaporadores de triple efecto son comunes en la industria, y en plantas desalinizadoras a gran escala. La aproximación al calor requerido para múltiples efectos es:

$$q = DAH_V / N_{eff} \quad (3.32)$$

donde N_{eff} es el número de efectos.

3.3.7 ADSORSION E INTERCAMBIO IONICO

La adsorción, el intercambio iónico y la destilación son raramente consideradas para la misma separación. La adsorción e intercambio iónico son cíclicas, no procesos continuos. Dos o más lechos son requeridos: un adsorbedor está activado mientras que el otro está siendo regenerado. Como los lechos de adsorción llegan a cargarse con el material que está siendo adsorbido, este debe ser desviado para regenerarlo y un lecho regenerado se coloca en la posición de adsorción.

La regeneración usualmente se acompaña de una temperatura de agitación: i.e., un gas regenerador es usado a una temperatura substancialmente más alta que el lecho en el modo de adsorción. La regeneración puede también acompañarse de una presión de agitación. En

este caso, la presión del gas de regeneración es substancialmente más baja que la presión de adsorción. La adsorción en fase líquida y el intercambio iónico son similares, pero el regenerador es un disolvente líquido o solución de químicos activados los cuales reemplazan las substancias adsorbidas.

Solamente la temperatura de agitación del gas del proceso de adsorción puede ser rápidamente fijada para usos de energía.

En la temperatura de agitación del gas de adsorción, el calor requerido para la regeneración se da por:

$$q = [(C_p + C_b/Z)(T_{Reg} - T_{ads}) + \Delta H_{ads}]WN_{ads} = \xi N_{ads} \quad (3.33)$$

donde:

C_p = capacidad calorífica del material adsorbido, Btu/lb-mol^oR.

C_b = capacidad calorífica del lecho adsorbente, Btu/lb-mol^oR.

Z = concentración promedio adsorbida al final del ciclo de adsorción, lb-mol material adsorbido / lb adsorbente.

T_{Reg} = temperatura de regeneración del lecho, ^oR.

T_{ads} = temperatura del lecho durante la adsorción, ^oR.

ΔH_{ads} = calor de adsorción, Btu/lb-mol.

Ψ = factor para justificar el exceso de calor del gas de regeneración.

N_{ads} = relación promedio de adsorción, lb-mol/hr.

ξ = calor total de regeneración / lb-mol adsorbida.

El trabajo equivalente p rdido se da por:

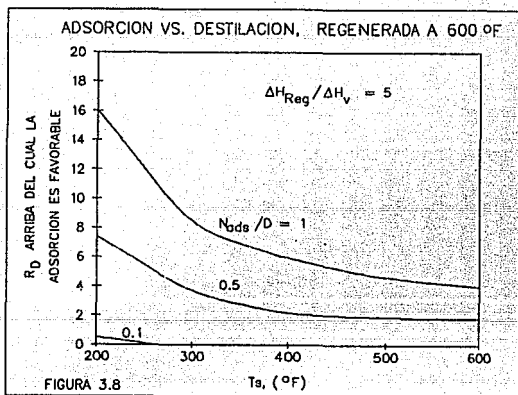
$$W_{eq} = \xi N_{ads} c_p (T_{ra} - T_o) / T_{ra} \quad (3.34)$$

donde T_{ra} es la temperatura de suministro del gas regenerador. Si comparamos las Ecs. (3.34) y (3.10), la adsorción tiene un valor más bajo de trabajo equivalente p rdido cuando:

$$R_D > \left[\frac{N_{ads}}{D} \right] \left[\frac{\xi}{\Delta H_v} \right] \left[\frac{T_s}{T_{ra}} \right] \left[\frac{T_{ra} - T_o}{T_s - T_o} \right] - 1 \quad (3.35)$$

En general, $\Delta H_{ads} > \Delta H_v$; consecuentemente, $(\xi/\Delta H_v)$ es substancialmente más grande que la unidad.

Usualmente es el componente menos volátil el que es más rápidamente adsorbido. Así, N_{ads}/D corresponde a B/D en el caso donde la adsorción y la destilación podrían esperarse que desarrollaran la misma separación. La Fig. (3.8) muestra que la adsorción es favorable para la remoción de pequeñas cantidades del componente menos volátil (producto de fondos de la destilación) y para destilación muy difícil (muy grande R_D).



3.3.8 OSMOSIS INVERSA

La ósmosis inversa usa una membrana para separar virtualmente un disolvente puro de una solución mientras se va concentrando simultáneamente al soluto en la solución. La Fig. (3.9) muestra, esquemáticamente, la operación del proceso de ósmosis inversa. La fuerza de movimiento para la separación es la caída de presión, P , a través de la membrana, la cual debe ser más grande que la presión

osmótica, π , dada por:

$$\Pi = -\rho_m RT \ln (\gamma x_{R_o,j}) \quad (3.36)$$

donde:

ρ_m = densidad molar del disolvente.

R = constante de los gases.

γ = coeficiente de actividad del disolvente, usualmente se asume igual a 1.

T = temperatura absoluta.

$x_{R_o,j}$ = fracción mol del disolvente en la solución concentrada.

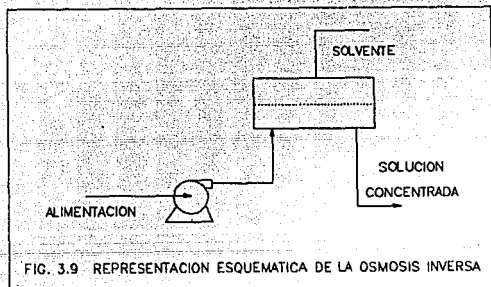


FIG. 3.9 REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LA OSMOSIS INVERSA

El trabajo requerido es la presión, P , multiplicada por el flujo volumétrico. Si consideramos despreciable la ineficiencia mecánica del bombeo, la energía neta requerida se da entonces por:

$$W_{RO} = -F \frac{P}{\Pi} RT \ln (\gamma x_{R_o,j}) \quad (3.37)$$

La Ec. (3.37) puede ser comparada con el trabajo equivalente de cualquier proceso competitivo para determinar las eficiencias relativas de energía. Desde el punto de vista solamente energético, la ósmosis inversa usualmente es vista como muy buena.

La probabilidad de encontrar una membrana la cual sea selectiva, tenga altas permeabilidades, y pueda resistir las diferencias de presiones requeridas, es muy pequeña.

Así, la combinación de la ósmosis inversa con la evaporación u otro proceso de separación puede ser muy atractivo como un medio de conservación de energía cuando las soluciones diluidas son procesadas.

3.4 ESQUEMAS DE CONSERVACION DE ENERGIA EN DESTILACION

Cuando la administración hace frente al problema de la conservación de energía en los procesos de destilación, tres áreas generales son tomadas en cuenta^(1, 2, 14, 27, 32, 37):

- 1.- Mejorar la operación de las columnas existentes con poco o sin gasto de capital.
- 2.- Modificación extensiva del equipo existente, y
- 3.- Diseño de nuevos sistemas de destilación.

3.4.1 ESTRATEGIA DE OPERACION PARA COLUMNAS EXISTENTES

Para consumir un mínimo de energía, una columna de destilación debe ser operada a una relación de reflujo calculado con las concentraciones de domos y fondos a requerimientos de calidad mínima. Los siguientes niveles de administración podrían ser de interés en la conservación de energía y revisiones periódicas de los planos de energía de una planta.

ESPECIFICACIONES DE LA CALIDAD: Las especificaciones de pureza de domos y fondos debe por lo general ser cambiada. Cambios pequeños en las concentraciones de domos y fondos pueden resultar en un gran incremento de energía. Por ejemplo, una columna de destilación de 70 platos con una volatilidad relativa de 1.4 es diseñada para una concentración de materiales ligeros en domos de 98%, y una concentración de fondos pesados de 99.6%. Operando a 99% los domos ligeros y 99.7% los fondos podría resultar un incremento del 8% en el consumo de energía. Recíprocamente, un decremento en la concentración de fondos y/o domos resultan en una significativa conservación de energía.

PROPORCIÓN VS. EFICIENCIA: Las columnas de destilación deben ser operadas a relaciones que den la eficiencia de separación máxima. Al reducir la proporción de la alimentación, la destilación a vacío puede llevarse a cabo a una eficiencia óptima por la reducción de la presión de operación tope normal. Las columnas operando cerca de la eficiencia máxima requieren de una buena instrumentación y atención de operación.

PLATO DE ALIMENTACIÓN MAL LOCALIZADO: El plato de alimentación mal localizado en columnas de destilación continuas puede provocar la reducción de la eficiencia e incrementar el consumo de vapor. Si las condiciones de operación del diseño original son cambiadas es necesario recalcular el punto óptimo de alimentación. La mayoría de las columnas continuas tienen múltiples puntos de alimentación que pueden rápidamente cambiarse.

MATERIALES CON CALOR SENSIBLE: Cuando se destilan materiales con calor sensible, nos recuerda que por cada libra de producto destruido o transformado dentro de la columna nos representa un tamaño considerable de inversión energética por tener ese punto en el proceso. Reducir las temperaturas en la columna de destilación y/o mejores inhibidores pueden permitir un significativo rendimiento y mejoramientos energéticos.

AUXILIARES DE LA COLUMNA: Los equipos auxiliares de destilación mal empleados, tales como trampas de vapor, eyectores de vapor, pueden provocar un incremento del desperdicio de energía.

3.4.2 MODIFICACION DE EQUIPO EXISTENTE

Frecuentemente, los internos de la columna de destilación estan en muy mala forma. Esto ocurre por que la alimentación operará por debajo de la de diseño o con columnas con grandes factores de seguridad, debido a una pobre volatilidad relativa durante los cálculos de diseño. Cuando los internos se corroen o rompen son difíciles de detectar si la relación de reflujo es incrementada por el operador para compensar la pérdida de eficiencia. La solución por supuesto es reparar los internos de la columna, o mejor aún, desviar los internos de la columna a una más nueva y con platos de mayor eficiencia o empacarla.

CALENTAMIENTO EN CASCADA: Cuando se tienen columnas múltiples operando una cerca de la otra a diferentes niveles de temperaturas, es muy posible usar un sistema en cascada para calentamiento. El vapor caliente de domos de una columna con una temperatura muy alta puede ser condensado con el reboiler de otra columna con temperatura más baja, reemplazando completamente el consumo de vapor usado en el reboiler de esta columna.

Las dos columnas con calentamiento en cascada crean algunos problemas de control, estos pueden sobrellevarse con una buena instrumentación, tal vez, con el uso de un condensador ajustable para modificar momentáneamente el desequilibrio de calor en el sistema.

AGUA DE ENFRIAMIENTO EN CASCADA: Otra técnica efectiva en cascada, es correr el agua de enfriamiento en serie a través de los condensadores que operan en la destilación a diferentes temperaturas. El agua a baja temperatura desde la torre de enfriamiento pasa primero a través de un condensador a baja temperatura, luego a través del condensador a alta temperatura antes de retornar de nuevo a la torre de enfriamiento. Esta técnica puede salvar potencia de bombeo de recirculación y caída de potencia en la torre de enfriamiento.

GENERACION DE VAPOR: Donde la columna de destilación tenga que condensar producto de domos a altas temperaturas (aproximadamente 280 °F) es frecuentemente posible generar vapor a baja presión (20 lb/in²)

para usarse en otras partes del proceso. Es recomendable usar esta corriente de vapor a baja presión en equipos de proceso cercanos.

REBOILERS A FUEGO DIRECTO: El vapor para el reboiler en una columna puede ser reemplazado con fuego directo de un horno usando como combustible una corriente de desecho. Esto es muy conveniente en columnas que usan vapor a altas presiones en sus reboilers.

TRAMPAS DE VAPOR: Debido a las ineficiencias de las trampas de vapor y a su tendencia a pegarse en la posición abierto, estas son frecuentemente reemplazadas por tanques de condensado más caros con un indicador controlador de nivel.

EYECTORES DE VAPOR: Para columnas de destilación a vacío, los eyectores de vapor a vacío son ineficientes comparados con bombas mecánicas de vacío. Aunque eléctricamente son aproximadamente 3 o 4 veces tan caras como el vapor en una base B.t.u., las bombas mecánicas de vacío son diez veces tan eficientes como el eyector de vapor, dando un costo real y ventajas energéticas para la bomba mecánica. Estas bombas reducen la cantidad de agua de enfriamiento y eliminan la necesidad de un barómetro.

AISLAMIENTO: Otra área que no debe ser descuidada está en la posibilidad de aislar la columna y el reboiler. En columnas viejas, a parte de ver la posibilidad de recubrir las partes gastadas, esto se debe realizar cuando el costo este por debajo de \$ 1/millon Btu. Así, el aislamiento adicional o un nuevo aislamiento puede reducir significativamente las pérdidas de calor.

MEJORAMIENTO DE LA INSTRUMENTACION: El elevado costo de la energía ha justificado la instalación de instrumentación más sofisticada:

- 1.- Sistemas de computo para controlar algunos procesos como la destilación, etc.
- 2.- Lazos de control de retroalimentación son ampliamente usados junto con controladores computarizados y no computarizados del proceso.

3.- En algunas plantas se reemplaza el equipo obsoleto, y el servicio de manutención.

4.- Registradores de flujo son instalados en todos los reboilers que consumen grandes cantidades de vapor, así que el vapor actual usado por cada unidad es comparado con el diseño usado.

DESTILACION BATCH VS. CONTINUA: Algunas destilaciones batch tienen que ser cambiadas a destilaciones continuas, en las cuales una sección de separación puede resultar en relaciones de reflujo mucho más bajas y consecuentemente menores requerimientos de servicios.

CAMBIO DE LAS PARTES INTERNAS DE LA COLUMNA: Algunas columnas requieren cambios drásticos en su diseño original, sobre todo si se operan con grandes cantidades de vapor y agua de enfriamiento. Los cambios en los internos de la columna pueden salvar gran cantidad de energía, algunas técnicas son:

1.- Reemplazar los platos de flujo dual con anillos empacados Pall para mantener la caída de presión relativamente baja por etapa teórica mientras se obtengan grandes caídas.

2.- Cambiar el tamaño y número de agujeros en flujo dual y cubiertas de tamizado donde grandes periodos de operación a relaciones bajas sean necesarios.

3.- Reemplazar los platos con empaques Sulzer para dar mayor separación en un sistema donde un material con calor sensible limite la aceptable caída de presión global de la columna.

4.- Instalar las válvulas de registro en lugar de registros de tamizado donde se requiera operaciones con un amplio rango de relaciones de operación.

USO DE CALOR SENSIBLE: Se puede usar el calor sensible de los fondos para precalentar corrientes de alimentación e intercambiar con otras corrientes de proceso, como una alimentación a un reactor.

3.4.3 DISEÑO DE NUEVOS SISTEMAS

El diseño de un sistema de destilación da una oportunidad de observar el proceso global. El diseño de reactores, equipo de extracción y otros equipos que no son de destilación frecuentemente tienen un efecto grande en los requerimientos de energía, para los pasos actuales de la destilación.

El diseño podría iniciar con la premisa de que los procesos exotérmicos pueden suministrar todos los requerimientos de energía. Entonces, se podría diseñar un proceso que cumpla esto y sólo adicionar energía externa para eliminar el capital que no puede ser justificado por la energía salvada.

Diseñando de esta manera se encontraría usualmente un proceso que usará menor energía de la inicial con un modelo de proceso simple y adicionar capital donde se justifique por el valor de la energía salvada.

DATOS DE EQUILIBRIO DE VAPOR: Para diseñar apropiadamente el equipo de destilación es necesario poseer buenos datos de equilibrio de vapor-líquido. Generar estos datos es caro, pero es aún más caro diseñar con grandes factores de seguridad dentro del equipo. Para obtener la separación deseada, el reflujo entonces debe ser incrementado, gastando energía térmica y reduciendo la columna en todas sus partes.

CONTROL OPTIMO: Como la fuerza-hombre, la energía y el costo del stock de alimentación se incrementan, el diseñador puede gastar más dinero del permitido para la columna bajo un estrecho control óptimo. Para columnas más largas se puede justificar el control por computadora, ahora que hay computadoras pequeñas disponibles no tan caras.

DISEÑO DE LOS INTERNOS DE LA COLUMNA: Desde que el costo de la energía es mucho más elevado que hace algunos años, los internos de la columna pueden ser diseñados para operar sobre grandes rangos de proporciones posibles a mínimos usos de vapor:

- 1.- Las torres empacadas y los platos de válvula pueden usarse donde hay flujo dual y platos de coladera que no tengan grandes caldas.
- 2.- Donde sea necesario trenes de destilación múltiple, es algunas veces conveniente diseñar alguna que corra a su capacidad máxima y otras que posean flexibilidad extrema para manejar capacidades oscilantes.
- 3.- Columnas grandes deben ser diseñadas estrechamente para la relación de producción máxima especificada.
- 4.- En general deben preverse diseños futuros a una columna que se esta diseñando para una planta nueva como facilidad de cambios de tipos de platos cuando se manejan amplios rangos de relación de producción, etc.

CAPITULO IV

SINTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO

DE CALOR

4. SINTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR

4.1 INTRODUCCION

El rápido incremento en los costos de energía ha motivado un mayor interés por el uso más eficiente y conservación de ésta.

Para hacer un uso más eficiente de la energía, lo cual conlleva a un ahorro de energía, es necesario disminuir el trabajo perdido y por consiguiente la generación total de entropía (la generación de entropía es debida a las irreversibilidades termodinámicas que se presentan en el sistema). Para conseguir lo anterior, es necesario disminuir las irreversibilidades que ocurren en el proceso real, mediante modificaciones al proceso. El análisis termodinámico no nos indica que modificaciones deben hacerse, sólo proporciona las magnitudes del trabajo perdido. Para poder sugerir modificaciones es conveniente identificar el origen de las irreversibilidades termodinámicas.^(1,10)

Existen diferentes causas de irreversibilidades en procesos industriales, una de las cuales es la transferencia de calor a través de un gradiente de temperaturas en cualquier equipo.

La transferencia de calor, en general, es la fuente más importante de generación de entropía, y por tanto, la integración térmica de procesos debe ser considerada con alta prioridad cuando se identifican alternativas para mejorar el uso de la energía.

Un campo concerniente a la conservación de la energía es la recuperación y reuso de calor en los procesos. Esto no solo reduce el consumo de combustible, sino que también minimiza la cantidad de calor relegado al sistema de enfriamiento.

La síntesis de procesos tiene por objetivo seleccionar la estructura del proceso (arreglo del equipo, secuencia de etapas, etc.), así como el tipo y diseño de las unidades. Evaluar todas las posibilidades que un proceso tiene involucraría tiempo y costo, por lo que la síntesis de procesos permite desarrollar una estrategia para determinar la mejor alternativa sin tener que evaluar todas las posibilidades. También el objetivo es obtener una red de

intercambiadores de calor a contracorriente que satisfaga las restricciones impuestas por el diseñador (acercamiento de temperaturas y otros) a un costo anual mínimo.

En la industria de los procesos químicos algunas corrientes de proceso tienen que ser enfriadas y otras que ser calentadas. En general es eficiente y de bajo costo transferir la energía de las corrientes que tienen que ser enfriadas a las corrientes que tienen que ser calentadas. El determinar la combinación óptima de las corrientes para transferir calor es el objetivo de la síntesis de redes de intercambio de calor.

La síntesis de redes de intercambio de calor es un área de la síntesis de procesos, la cual ha recibido gran atención en la literatura de Ingeniería Química en los últimos años.

El diseño de redes de intercambio de calor es un aspecto clave en el diseño de procesos químicos, típicamente de un 20 a un 30% de la energía es recuperada.

El presente capítulo tiene como alcance:

Dar un panorama general de la importancia de las redes de intercambio de calor, haciendo gran énfasis en el llamado método pinch o método del punto de pliegue, presentándose el algoritmo de dicho método, para localizar el punto de pliegue y la determinación de consumos mínimos de servicios. Explicando también el significado físico del punto de pinch y lo que implica en el uso de servicios de calentamiento y enfriamiento, descubriendo también los factores que afectan la existencia de puntos de pliegue en problemas industriales de redes de intercambio de calor.

Para realizar un análisis de esta magnitud se precisa en primer lugar identificar las fuentes de pérdidas de energía mediante un análisis termodinámico, posteriormente encontrar algún método para modificar dicho proceso, algunas alternativas se proponen en el capítulo III para el caso de diseños nuevos o plantas nuevas para el caso de destilación que se compara con algunos métodos alternativos de separación, pero no definitivos; para los casos de diseños de plantas nuevas ó que ya existen se propone el método del punto de pliegue o método pinch, con las características ya mencionadas.

4.2. METODOS DE DISEÑO

La ingeniería de procesos proporciona las herramientas necesarias para concebir y diseñar, en forma general, un proceso capaz de producir a un costo mínimo los productos deseados, conociendo únicamente los datos que se refieren a materias primas y servicios disponibles.⁽¹⁰⁾

Dentro del área de la Ingeniería de Procesos, los trabajos realizados en los últimos años de síntesis de procesos han conducido al desarrollo de una gama considerable de herramientas y técnicas de diseño que permiten la generación y evaluación de las alternativas más prometedoras para la configuración de un proceso.

La síntesis de procesos se basa en diferentes métodos de diseño los cuales se describen a continuación en forma breve.

4.2.1 DISEÑO HEURÍSTICO

Es un método de diseño que se basa en el análisis de las alternativas desarrolladas en experiencias anteriores para situaciones similares y que permiten la deducción de una serie de reglas empíricas o heurísticas que, de ser seguidas, conducirán a la selección de la mejor alternativa en todos o en la mayoría de los casos. Estas reglas ahorran gran cantidad de esfuerzo y dinero, sobre todo en las etapas iniciales del diseño de un proceso, donde resultaría incosteable optimizar la condición de diseño de cada una de las alternativas consideradas.

4.2.2 DISEÑO EVOLUTIVO

Tiene como meta la adquisición sistemática de la experiencia (por ejemplo, adquirir mayor conocimiento del sistema por simulación de un

modelo) que permita proponer modificaciones al diseño base de un proceso, tendientes a mejorar la economía o confiabilidad del mismo, sin pasar por la etapa de implementación a escala comercial de cada una de las etapas intermedias.

4.2.3 DISEÑO ALGORITMICO

Los métodos agrupados bajo esta clasificación están basados en algoritmos matemáticos que permiten generar en forma exhaustiva todas las posibles alternativas y evaluarlas, explícita o implícitamente, para determinar cual es la óptima de acuerdo con la función previamente establecida. Estos métodos tienen la ventaja de garantizar que la configuración del proceso seleccionado será la óptima, pero están limitados a la resolución de un número reducido de problemas cuyas posibles alternativas de configuración están perfectamente definidas y, por lo tanto, no se presentan fácilmente para el estudio de problemas abiertos, (problemas que no están totalmente definidos). En algunos casos es posible distinguir mediante reglas heurísticas, las posibles alternativas de un problema abierto permitiendo la aplicación de alguno de estos métodos.

La clasificación que se ha realizado de síntesis de procesos, de acuerdo a la naturaleza del problema es:

- SINTESIS DE RUTAS DE REACCION, cuyo objetivo es encontrar una secuencia de reacción que pueda ser utilizada para obtener un producto determinado a partir de diferentes materias primas, utilizando más eficientemente estas, así como los productos intermedios y subproductos.
- SINTESIS DE SECUENCIAS DE SEPARACION, en la cual a partir de una mezcla multicomponente el objetivo es encontrar una secuencia óptima de separación, el tipo de cada separador, así como las condiciones de operación de cada separador.

- SINTESIS DE SISTEMAS DE CONTROL, cuyo objetivo es seleccionar los controladores necesarios para satisfacer las condiciones de control especificadas para una configuración de planta. Se seleccionan las variables a medir, cuales manipular y que tipo de controlador utilizar.

- SINTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR, cuyo objetivo es el siguiente: Dado un conjunto de corrientes de proceso calientes a ser enfriadas y otro conjunto de corrientes frías a ser calentadas, disponiendo de un conjunto de corrientes de servicio (vapor y agua de enfriamiento), desarrollar la estructura de la red de menor costo para lograr el calentamiento y el enfriamiento requerido. El costo incluye los servicios auxiliares así como la inversión de las unidades de intercambio de calor.

4.3 ESTABLECIMIENTO DEL PROBLEMA DE SINTESIS

La red de recuperación de calor es uno de los componentes cruciales en una planta de proceso, dado que su tarea es intercambiar calor entre corrientes de proceso con el propósito de reducir el consumo de servicios de calentamiento y enfriamiento adicionales.

El problema de síntesis de una red de recuperación de calor puede establecerse de la siguiente manera: En un sistema de procesamiento existe un conjunto de corrientes calientes que se requieren enfriar, y un conjunto de corrientes frías que se requieren calentar. Para cada corriente caliente se requiere conocer su flujo másico, capacidad calorífica. De manera similar, para cada corriente se conoce su flujo masico, capacidad calorífica. Dado que la cantidad de calor que requieren las corrientes calientes y frías es a menudo diferente, y debido a las restricciones termodinámicas (diferencia de temperatura) en la transferencia de calor, se requiere utilizar calentamiento y enfriamientos auxiliares. Considerando que se tiene la disponibilidad de un conjunto de servicios de calentamiento (por ejemplo: vapor de agua, combustible) y un conjunto de servicios de enfriamiento (por ejemplo: agua, refrigerantes).

El objetivo del problema de síntesis es el obtener una red de intercambiadores de calor en contracorriente que satisfaga las restricciones impuestas por el diseñador (acercamiento de temperaturas y otras), a un costo anual mínimo.^{13, 9, 7, 11, 12, 20, 21, 22, 23}

4.4 DESARROLLOS MAS RELEVANTES

Debido al gran número de posibles configuraciones de la red y a las no linealidades involucradas en las funciones de costo de inversión de los cambiadores de calor, en los últimos años la tendencia ha sido la de desarrollar objetivos que simplifiquen y reduzcan el tamaño del problema de síntesis. Aunque estos objetivos no pueden garantizar una rigurosa minimización de los costos, tienen la propiedad de generar redes con una máxima recuperación de calor que a menudo corresponde a una solución óptima o cercana a la óptima.

Los objetivos más importantes pueden resumirse en cuatro desarrollos principales que pueden utilizarse para el diseño de redes energéticamente eficientes. Estos son: consumo mínimo de servicios, número mínimo de unidades de intercambio de calor, costo mínimo de inversión de la red, y modificación de los puntos de pliegue que limitan la integración de calor. Los primeros dos objetivos fueron identificados primeramente por Hohmann y posteriormente por Linnhoff y Flower, el tercer objetivo fue desarrollado por Floudas, Ciric y Grossmann, mientras que el cuarto objetivo fue propuesto por Umeda y col.

4.4.1 CONSUMO MINIMO DE SERVICIOS

Este es el objetivo más importante para el diseño de una red eficiente de intercambio de calor, dado que corresponde a la máxima integración de calor que puede obtenerse en una red que sea factible para un acercamiento de temperaturas establecido. También, dado que el

costo de los servicios comúnmente es el término dominante (del orden de 20 veces el costo de inversión anualizado), este objetivo permite la eliminación de muchas configuraciones de la red que son ineficientes y costosas. La predicción del consumo mínimo de servicios de calentamiento y enfriamiento puede llevarse a cabo antes de desarrollar la estructura de la red de recuperación de calor. Posteriormente, este objetivo puede refinarse mayormente con la predicción del costo mínimo de servicios. Esto es necesario y muy recomendable porque en redes reales, comúnmente se emplean una variedad de servicios de calentamiento y enfriamiento, y cada servicio tiene un costo diferente (por ejemplo: combustible, vapor de calentamiento a diferentes niveles de presión, aceites térmicos, agua caliente, agua de enfriamiento, refrigerante, etc.).

4.4.2 NUMERO MINIMO DE UNIDADES DE INTERCAMBIO DE CALOR

Otro objetivo importante es la determinación del número mínimo de unidades de intercambio de calor requerido en la red, este objetivo intenta minimizar indirectamente el costo de inversión de la red dado que el costo de cada intercambiador se asume como una función cóncava del área de transferencia de calor. De acuerdo a lo señalado por Hohmann, el número mínimo de unidades es comúnmente igual a la suma del número total de corrientes de proceso y corrientes de servicio requeridas, menos una unidad.

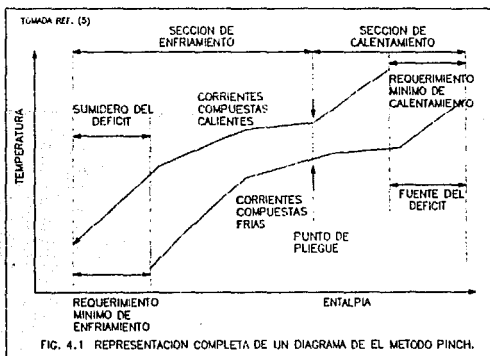
4.4.3 RED DE COSTO MINIMO DE INVERSION

Este objetivo consiste en determinar la configuración final de la red que corresponde al costo mínimo de inversión y que cumple con las restricciones de consumo mínimo de servicios y número mínimo de unidades de intercambio de calor. La configuración de la red de recuperación de calor no está limitada, pudiéndose manejar arreglos en

serie y/o en paralelo de las unidades de intercambio de calor, así como las divisiones, mezclados y derivación de las corrientes que intercambian calor. (21,22,27)

4.4.4 MODIFICACION DE LOS PUNTOS DE PLIEGUE

Un punto de pliegue puede considerarse como un cuello de botella que limita la integración de calor que puede alcanzarse en la red. Un ejemplo de un punto de pliegue se muestra en la Fig. 4.1, en la que las curvas compuestas por las corrientes calientes y frías de un proceso se grafican en un diagrama temperatura-entalpia. Como se puede observar la presencia del punto de pliegue limita la máxima integración de calor que es posible. Por lo tanto, es importante identificar la localización de los puntos de pliegue antes de desarrollar el diseño de una red con el propósito de considerar cambios en el proceso que puedan eliminar o modificar estos cuellos de botella y por lo tanto mejorar la integración de calor.



Los primeros dos objetivos se han usado en métodos para la síntesis de redes de intercambio de calor eficientes. Flower y Linnhoff propusieron el algoritmo termodinámico-combinatorial que genera todas las redes de número mínimo de unidades de intercambio de calor con consumo mínimo de servicios, sin permitir división de las corrientes. El primer paso del algoritmo termodinámico-combinatorial es dividir el rango completo de temperaturas de las corrientes en intervalos de temperatura de acuerdo a las reglas de partición que permiten un intercambio de calor factible. A continuación, se predicen el consumo mínimo de servicios de calentamiento y enfriamiento mediante el procedimiento de cálculo de la tabla problema reportado por Linnhoff. El último paso consiste en generar todas las redes que requieren un consumo mínimo de servicios y que tienen el menor número de unidades.

Una estrategia similar para la síntesis de redes de recuperación de calor ha sido propuesta por Cerda y colaboradores, y Cerda y Westerberg. En la fase inicial se considera el problema de consumo mínimo de servicios. El rango de temperaturas de todas las corrientes se divide en intervalos de temperaturas, pero entonces el problema se modela como un problema de transporte donde se consideran todas las rutas posibles en las que el calor es transportado desde las corrientes calientes hacia las corrientes frías. Dado que el calor puede fluir únicamente de una corriente caliente de mayor temperatura, se asignan coeficientes de costos grandes a las rutas que son termodinámicamente factibles. Este modelo de transporte de programación lineal se puede modificar si se considera necesario tomar en cuenta intercambios prohibidos entre ciertas corrientes y se resuelve empleando un algoritmo. El siguiente paso, consiste en determinar las redes de consumo mínimo de servicios que involucran el menor número de unidades. Esto se realiza mediante la formulación del problema de transporte como un problema lineal mixto entero, y entonces se relajan las restricciones enteras con el propósito de resolver el problema lineal. La estructura final de la red de recuperación de calor se deriva a menudo por cálculos manuales, y si se requiere puede llevarse a cabo la división de corrientes.

Se han resuelto exitosamente varios problemas ejemplo empleando los dos métodos de síntesis descritos anteriormente. Aunque estos métodos no pueden garantizar una red de costo mínimo, se obtienen

diseños eficientes que en muchos casos son soluciones óptimas o cercanas a las óptimas. Por lo tanto, los objetivos de consumo mínimo de servicios y mínimo número de unidades proporcionan una herramienta muy poderosa en la síntesis de redes de recuperación de calor.

Papoulinas y Grossmann proponen una estrategia de síntesis que hace uso de los dos primeros objetivos. Inicialmente usan el modelo de transbordo obteniéndose un problema de programación lineal mixta entera y su solución genera redes que involucran un número mínimo de unidades de intercambio de calor con posibilidades de división y mezclado de corrientes, e incluso pueden asignarse preferencias en los intercambios de calor entre corrientes. La principal ventaja de estos modelos consiste en que pueden resolverse con un razonable esfuerzo computacional.

Para derivar la estructura final de la red de recuperación de calor Floudas, Ciric y Grossmann hacen uso del tercer objetivo. ellos encuentran la estructura final mediante una formulación que considera todas las posibles configuraciones de la red de intercambio de calor, esta formulación consiste en un problema de programación no lineal que puede resolverse por algoritmos de cálculo comunes. La solución que corresponde a una red de costo mínimo de inversión (y que cumple con las restricciones de costo mínimo de servicios y número mínimo de unidades), proporciona la configuración final de la red.

Es importante resaltar que uno de los desarrollos de mayor relevancia en el área de síntesis de redes de intercambio de calor, fue la predicción del consumo mínimo de servicios y la localización del punto de pliegue, porque eliminó la naturaleza combinatorial de este problema.

Este desarrollo cuyo mérito se debe a Hohmann, Linnhoff y Flower, aunado a los desarrollos generados por Grossman y colaboradores, han permitido que la tarea de obtener redes eficientes de recuperación de calor pueda realizarse en una manera sencilla, rápida y confiable a través de métodos que requieren ser programados en una computadora.

4.5 LOCALIZACIÓN DEL PUNTO DE PLIEGUE

El método de punto de pliegue o punto pinch encuentra el consumo mínimo de energía y establece un procedimiento para integrar la red de intercambio de calor.

La cantidad de calor que es necesario suministrar a las corrientes frías está determinado por las condiciones de proceso. Este calor será proporcionado por corrientes de proceso y por calentamiento externo. Al aumentar el intercambio de calor entre las corrientes de proceso aumenta el área de transferencia de calor en los cambiadores pero reduce el tamaño del equipo de calentamiento externo y además reduce el área de transferencia de calor en los equipos de enfriamiento externo.

La integración energética de las corrientes de proceso tiene un límite ya que debe existir un gradiente de temperaturas apropiado para llevar a cabo la transferencia de calor. El acercamiento mínimo de temperaturas en los cambiadores de calor es un parámetro importante en el diseño, ya que un valor pequeño redundará en un consumo menor de energía externa pero en un área mayor de los cambiadores de calor.

El ingeniero de proceso debe escoger un valor apropiado para el acercamiento de temperaturas entre las corrientes frías y calientes de proceso que intercambian calor.

Mediante el algoritmo de la tabla problema presentado por Linnhoff y Flower, puede localizarse el punto de pliegue para una red de intercambio de calor.

La tarea de localizar el punto de pliegue y por consiguiente la aplicación del método de la tabla problema se ilustra mediante un problema ejemplo.

1. Una vez establecidas las condiciones del proceso, ya sea en un caso de diseño o el correspondiente a una planta en operación, el primer paso consiste en establecer cuales son las corrientes de proceso que se desean integrar a la red de intercambio de calor.

2. El siguiente paso consiste en calcular las necesidades de enfriamiento o calentamiento de cada una de las corrientes de proceso llenando la información requerida en la tabla 1. Para cada corriente

se necesita la siguiente información:

- * Temperatura de entrada (TE)
- * Temperatura de salida (TS)
- * Capacidad calorífica (WCP) de cada corriente

TABLA 4.1 DATOS DE LAS CORRIENTES PARA EL
PROBLEMA EJEMPLO

CORRIENTE, NUMERO Y TIPO	CAPACIDAD CALORIFICA MCP [KW/°C]	(TE) TEMPERATURA ENTRADA [°C]	(TS) TEMPERATURA SALIDA [°C]
(1) CALIENTE	2.	150	60
(2) CALIENTE	8.	90	60
(3) FRIA	2.5	20	125
(4) FRIA	3.	25	100

$\Delta T_{\min} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Nótese que los datos se basan en una capacidad calorífica constante. Esta característica a menudo era considerada una desventaja por muchos autores que realizaban desarrollos en esta área. Sin embargo, muchos procesos prácticos, con o sin cambio de fase, pueden fácilmente describirse en términos de datos linealizados de temperatura-entalpía (es decir, Cp constante).

La capacidad calorífica global de cada corriente se calcula mediante la siguiente relación:

$$C_p = \frac{Q}{T_S - T_E} \quad (4.1)$$

tanto Q como Cp son cantidades positivas.

3. Valor de ΔT_{\min}

El punto de pliegue es la temperatura a la cual la diferencia de temperaturas disponible para la transferencia de calor entre las corrientes calientes y las frías es igual al mínimo preestablecido. Para localizarse se establece en primer lugar, la diferencia de temperaturas mínima, o sea, el acercamiento mínimo en los cambiadores de calor. Como se señaló anteriormente, este valor es un parámetro de diseño importante ya que repercutirá en la energía externa requerida y en los costos de los equipos. El valor apropiado sigue criterios económicos. En caso de que de antemano no se disponga de un valor recomendado, será necesario efectuar el diseño de la red de intercambio de calor con varios valores, calcular los costos de cada arreglo y escoger el más apropiado. Para el problema ejemplo se utiliza un $\Delta T_{\min} = 20^{\circ}\text{C}$.

Se ha observado que la localización del punto de pliegue es diferente a diferentes ΔT_{\min} . Consecuentemente, la cercanía de las corrientes en ambos lados del punto de pliegue es diferente en cada caso y también el medio de intercambios opcionales es diferente.

4. Definición de los intervalos de temperatura. En este paso se realiza la partición del rango de temperaturas de todas las corrientes de proceso.

a) A todas las temperaturas de las corrientes calientes (TE Y TS) se les resta el ΔT_{\min} , como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} 150 - (\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{C}) &= 130 \\ 90 - 20 &= 70 \\ 60 - 20 &= 40 \end{aligned}$$

b) A todas las temperaturas de las corrientes frías (TE como TS) se les suma el ΔT_{\min} , como sigue:

$$\begin{aligned} 125 + (\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{C}) &= 145 \\ 100 + 20 &= 120 \\ 25 + 20 &= 45 \\ 20 + 20 &= 40 \end{aligned}$$

c) El siguiente paso es listar todas las temperaturas de las corrientes calientes junto con las temperaturas obtenidas en el paso b) y se ordenan en orden decreciente

150, 90, 60, 145, 120, 45, 40
ordenandolas
150, 145, 120, 90, 60, 45, 40

siendo estas últimas los límites de los intervalos de las temperaturas calientes.

d) Las temperaturas de las corrientes frías se listan junto con las temperaturas obtenidas en el paso a) y se ordenan de mayor a menor

125, 100, 25, 20, 130, 70, 40
ordenandolas
130, 125, 100, 70, 40, 25, 20

siendo estos los límites de los intervalos del lado de las corrientes frías.

Los resultados obtenidos con este procedimiento de cálculo se muestran en la tabla 2.

En esta tabla, se presentan a la izquierda, los datos de las corrientes divididas en 6 intervalos de temperatura, correspondientes a las subredes y por consiguientes llamados SN(1), SN(2), SN(3), SN(4), SN(5) y SN(6). Estos intervalos se definen por las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de proceso.

Nótese que para asegurar la factibilidad de un intercambio de calor, las corrientes calientes y frías están separadas por el ΔT_{\min} . Por ejemplo, el límite superior de SN(3) está definido por la corriente fría 4 a 100°C, mientras que la corriente caliente en este punto está a 120°C. La factibilidad de los intercambios de calor entre las corrientes calientes y frías es una característica importante del algoritmo de la tabla problema.

TABLA 4.2 TABLA PROBLEMA PARA EL CASO DE EJEMPLO

SUBRED	CORRIENTES Y TEMPERATURAS				1	2	3	4	5
	CORRIENTES FRIAS		CORRIENTES CALIENTES						
	(3)	(4)	T(°C)	(1)	(2)	ENTRADA AE(i)	SALIDA AS(i)	ENTRADA FE(i)	SALIDA FS(i)
			150						
SN1		125	145		-10	0	10	107.5	117.5
SN2	↑		100	120		12.5	10	-2.5	117.5
SN3		↑	70	90		105	-2.5	-107.5	105
SN4			40	60	↓ ↓	-135	-107.5	27.5	0
SN5			25			82.5	27.5	-55	135
SN6			20			12.5	-55	-67.5	52.5

5. En cada subred será necesario proporcionar calor a las corrientes frías y eliminar calor de las corrientes calientes. En este paso se tiene que calcular el calor para cada subred tanto del lado de las corrientes frías, $Q_f(i)$, como del lado de las corrientes calientes $Q_c(i)$, el cual se calcula por medio de la siguiente fórmula:

todas las corrientes calientes en el intervalo i

$$Q_c(i) = \sum W C p_{\text{calientes}} \cdot \Delta T_{\text{intervalo}} \quad (4.2)$$

todas las corrientes frías en el intervalo i

$$Q_f(i) = \sum W C p_{\text{frías}} \cdot \Delta T_{\text{intervalo}} \quad (4.3)$$

6. En cada subred existirá un déficit o un exceso de calor neto pero nunca se presentarán ambos. Este déficit se muestra en la columna 1 de la tabla 2. Este se calcula de la siguiente ecuación:

$$D(i) = Q_f(i) - Q_c(i) \quad (4.4)$$

La convención es tal que, un número positivo significa que a la subred en consideración será necesario proporcionar esa energía para calentar las corrientes frías, ya que el calor disponible de las corrientes no es suficiente. Un número negativo indica que es necesario proporcionar enfriamiento externo ya que las corrientes frías no pueden efectuar el enfriamiento de todas las corrientes calientes de la subred.

Otra característica importante del algoritmo de la tabla problema es la factibilidad de transferir calor de las subredes que se encuentran a mayor temperatura hacia las subredes de menor temperatura (transferencia de calor en cascada). En otras palabras, el exceso de calor que se encuentre en las subredes de mayor temperatura puede emplearse para satisfacer el déficit de calor que se presente en las subredes de menor temperatura. El cálculo de la cantidad de calor que puede transferirse de esta manera se lleva a cabo en las columnas 2 y 3 de la tabla 2. Inicialmente se supone que el calor suministrado por los servicios de calentamiento externos es cero $AE(i)=0$. Esto se representa en la tabla 2 por una entrada de calor cero en la subred $SN(1)$ (columna 2). Habiéndose hecho esta suposición, es una tarea fácil calcular la salida de calor de $SN(1)$ mediante la adición del exceso a la entrada de calor. Esta salida de calor de la subred $SN(1)$ es la entrada a la subred $SN(2)$. El procedimiento que se sigue es el siguiente:

$$\begin{aligned} & \text{suponer } AE(i)=0 \text{ para } i=1 \\ & AS(1) = AE(1) - D(1) \\ & AE(i) = AS(i-1) \quad i=2,\dots,NET \\ & AS(i) = AE(i) - D(i) \quad i=2,\dots,NET \end{aligned}$$

donde NET es el número de subredes.

Para que la red sea factible, el flujo de calor de las subredes de mayor temperatura hacia las subredes de menor temperatura no debe ser negativo. Así que, si se generan valores negativos en las columnas 2 y 3 de la tabla 2, el flujo de calor de entrada a $SN(1)$ (que corresponde a los servicios de calentamiento) debe incrementarse. El mínimo incremento será el que garantice que todos los flujos de calor sean positivos o iguales a cero - ver las columnas 4 y 5 de la tabla

2-. (Es decir, el mínimo incremento que garantiza que todos los flujos de calor sean positivos o igual a cero, corresponde a la entrada de calor de valor más negativo - ver la columna 2-). Así, el mínimo uso de servicios de calentamiento está dado por la alimentación a la subred SN(1) (columna 4). El mínimo uso de servicios de enfriamiento está dado por la salida de calor de la subred más fría (último valor de la columna 5). Así el procedimiento usado es:

$$FE(1) = \text{ABS}[\text{del AS}(1) \text{ más negativo}]$$

$$FS(1) = FE(1) - D(1)$$

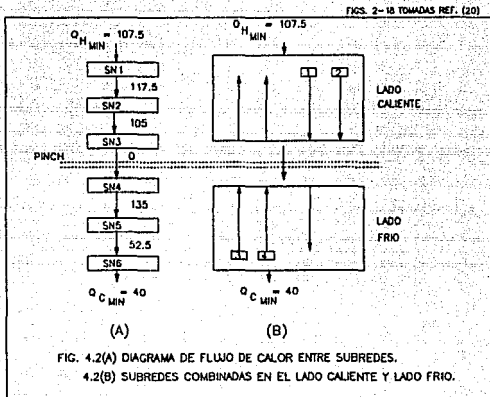
$$FE(i) = FS(i-1) \quad i=2, \dots, \text{NET}$$

$$FS(i) = FE(i) - D(i) \quad i=2, \dots, \text{NET}$$

Los resultados generados por el análisis de la tabla problema (tabla 2) se muestran esquemáticamente en la Fig. 4.2a. Cada subred se muestra con todos los flujos de calor que fueron calculados por el algoritmo de la tabla problema. Obsérvese que el flujo de calor de la subred SN(3) a la subred SN(4) es cero. Todos los demás flujos son positivos. El punto donde el flujo de calor es cero (como se aprecia en las columnas 4 y 5 de la tabla 2), representa el punto de pliegue.

En la Fig. 4.2, se muestra el punto de pliegue dividiendo el problema en dos regiones, un lado caliente y un lado frío. El lado caliente comprende todas las corrientes o partes de las corrientes que están más calientes que la temperatura del punto de pliegue, y en este lado se permite el intercambio de calor entre las corrientes de proceso que se encuentran en esta región y únicamente se requiere calor proveniente del servicio de calentamiento, no se requiere servicio de enfriamiento. El lado frío, comprende todas las corrientes o partes de las corrientes que están más frías que la temperatura del punto de pliegue, y en este lado se permite el intercambio de calor entre las corrientes de proceso que se encuentran en esta región y únicamente se requiere el uso de servicio de enfriamiento, no se requiere el uso de servicio de calentamiento. Como se puede observar, no existe transferencia de calor a través del punto de pliegue, y los requerimientos de servicios corresponden al mínimo posible.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA



4.6 SIGNIFICADO DEL PUNTO DE PLIEGUE

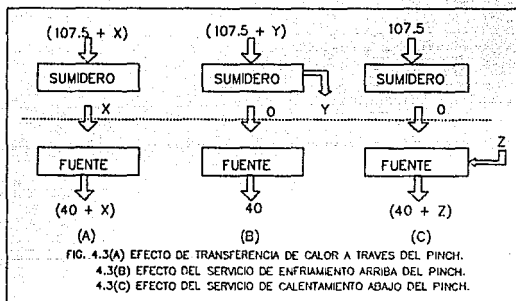
Con el propósito de presentar las causas y efectos de utilizar el consumo de servicios de calentamiento y enfriamiento mayor que el consumo requerido, se hará uso del mismo problema ejemplo, dividido en lado caliente y lado frío (véase la Fig. 4.3). Nótese que en esta figura el lado caliente se refiere como un "sumidero de calor", ya que únicamente se requiere el uso de servicio de calentamiento.

Primero, se considera el efecto de transferir calor a través del punto de pliegue (véase la Fig. 4.3a). Cualquier cantidad de calor que se transfiera a través del punto de pliegue, debe (por un balance de entalpía alrededor del sumidero) ser suministrado por un servicio de calentamiento en exceso al requerimiento mínimo. Similarmente, un balance de entalpía alrededor de la fuente (lado frío) muestra que la transferencia de calor a través del punto de pliegue también incrementa el uso de servicio de enfriamiento arriba del mínimo requerido. En otras palabras, la transferencia de calor a través del punto de pliegue incurre en una doble penalidad, incrementándose los

requerimientos de servicios de calentamiento y enfriamiento en el diseño de la red de intercambio de calor.

Empleando argumentos equivalentes, pueden estudiarse los efectos de utilizar un servicio de enfriamiento arriba del punto de pliegue (lado caliente) y utilizar un servicio de calentamiento abajo del punto de pliegue (lado frío), (véanse Fig. 4.3b y 4.3c).

Retirar una cantidad (Y) del sumidero, incrementa ambos servicios en una cantidad (Y) (véase Fig. 4.3b). Un sumidero de calor (Z) en la fuente tiene efectos análogos (véase Fig. 4.3c). De esta manera, para emplear el mínimo consumo de servicios, no se permite utilizar servicio de enfriamiento arriba del punto de pliegue, y servicio de calentamiento abajo del punto de pliegue.



Las relaciones anteriores entre el punto de pliegue y el uso de servicios son observaciones fundamentales que el diseñador deberá tener presentes si se desea obtener diseños de redes de intercambio de calor óptimos. Sin tal conocimiento, el diseño de la red con un buen aprovechamiento de la energía será una mera casualidad.

En redes complejas es común y casi inevitable que los intercambiadores de calor empleando servicios de calentamiento y enfriamiento se sitúen en posiciones que violen el punto de pliegue. El resultado es que se requiera de un mayor consumo de servicios de calentamiento y enfriamiento que el mínimo necesario. En estudios de

rehabilitación o rediseño de plantas existentes se aplican argumentos similares. En conclusión, cuando se tienen equipos que violen el punto de pliegue se limita el diseño de la red de intercambio de calor, requiriéndose un mayor consumo de servicios de calentamiento y enfriamiento.

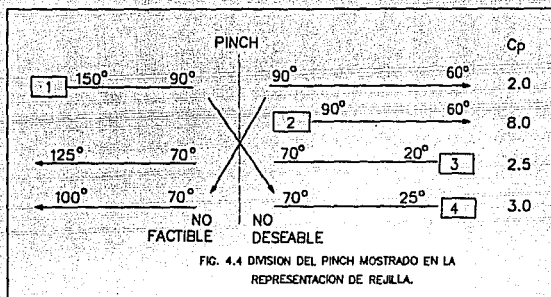
4.7 REPRESENTACION DEL PUNTO DE PLIEGUE

Cuando se desarrolla un diseño, ya sea un diseño nuevo o la rehabilitación de una planta existente, es deseable contar con una representación práctica que muestre conjuntamente los datos de las corrientes y el punto de pliegue. Adicionalmente, la representación debe ser lo suficientemente flexible que permita la fácil manipulación de los intercambios de calor.

La representación de rejilla, presentada por primera vez por Linnhoff y Flower, puede modificarse para cumplir con los objetivos propuestos. Para ilustrar esta representación, el problema ejemplo se presenta esquematizado en la representación de rejilla modificada en la Fig. 4.4, las corrientes calientes se agrupan y se localizan en la parte superior, dirigiéndose de izquierda a derecha, desde su temperatura de entrada (TE) hacia la temperatura de salida (TE). Las corrientes frías se localizan en contracorriente en la parte inferior. El punto de pliegue se muestra en el diagrama dividiendo los datos de las corrientes a la temperatura correspondiente al punto de pliegue, manteniéndose separadas las corrientes calientes y frías por un ΔT_{\min} .

Los intercambiadores de calor entre corrientes de proceso se representan por círculos en las corrientes que intercambian calor unidos por una línea vertical (véase Fig. 4.5). Los equipos de servicios de calentamiento se representan mediante círculos en las corrientes frías que lo requieren, y los equipos de servicio de enfriamiento se representan por círculos en las corrientes calientes que lo requieren (véase Fig. 4.5).

Como se indica en la Fig. 4.4, el intercambio de calor entre corrientes calientes que se localizan en el lado frío y corrientes frías que se localizan en el lado caliente no es factible porque viola



el $\Delta T_{\min} = 20^{\circ}\text{C}$. El intercambio de calor entre corrientes calientes que se localizan en el lado caliente y corrientes frías que se encuentran en el lado frío no es deseable ya que esto ocasionaría que se transfiriera calor a través del punto de pliegue incurriéndose en las penalidades de energía mostradas en las Fig. 4.3a.

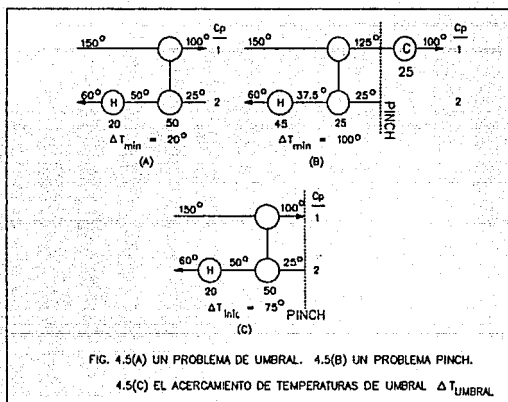
De esta manera, la representación de rejilla mostrada en la fig. 4.4, implica dos tareas de diseño separadas, una para el lado caliente y otra para el lado frío de la red de intercambio de calor.

4.8 PROBLEMAS DE UMBRAL

En problemas de redes de intercambio de calor no siempre se presenta un punto de pliegue. Ciertos problemas permanecen sin punto de pliegue hasta que el acercamiento de temperaturas permitido ΔT_{\min} se incrementa más allá de un valor de umbral, ΔT_{umbral} . Es por esta razón que a estos problemas se les llama "problemas de umbral".

El concepto de un problema de umbral puede entenderse como

aquella red de intercambio de calor en la que una corriente caliente "muy caliente" intercambia calor con una corriente fría "muy fría" (véase Fig. 4.5a). El diseño para esta "red" consiste de un solo intercambiador de calor y un equipo que emplea ya sea servicio de calentamiento o enfriamiento. El intercambiador de proceso satisface completamente los requerimientos de la corriente de proceso con menor carga térmica. El intercambiador que emplea servicio de calentamiento o enfriamiento se requiere unicamente para alcanzar el balance de energía para el problema total.



En el ejemplo de la Fig. 4.5a la carga térmica del servicio de calentamiento permanece constante siempre y cuando ΔT_{min} sea menor que el acercamiento de temperaturas correspondiente al valor de umbral, es decir, ΔT_{umbral} , que para este ejemplo corresponde a 75°C . (Para propósitos de este ejemplo, se supone que la temperatura de entrada del servicio de calentamiento es tal que el menor acercamiento de temperaturas siempre ocurre en el intercambiador que comprende a las corrientes de proceso caliente y fría). Sin embargo, cuando el valor

de ΔT_{\min} excede el valor de ΔT_{umbral} , surge la necesidad de emplear ambos servicios de calentamiento y enfriamiento, como se muestra en la Fig. 4.5b. Esto se debe a que ya no es factible el intercambio de calor completo entre las dos corrientes de proceso sin violar el ΔT_{\min} . Obsérvese también, que se introduce en el problema la existencia de un punto de pliegue.

Cuando el valor de ΔT_{\min} iguala el valor de ΔT_{umbral} se presenta un caso límite (véase Fig. 4.5c). Aunque se introduce la presencia de un punto de pliegue, el consumo de servicios es el mismo que para valores menores de ΔT_{\min} . Este caso límite o frontera es una característica general de un problema de umbral.

4.9 EL PUNTO DE PLIEGUE DEBIDO A UN SERVICIO

En la aplicación del procedimiento de cálculo de la tabla problema en el ejemplo presentado inicialmente, se supuso que los servicios de calentamiento y enfriamiento se encontraban disponibles a las temperaturas externas, es decir, el servicio de calentamiento estaba lo suficientemente caliente y el servicio de enfriamiento lo suficientemente frío para satisfacer todos los requerimientos del proceso. En la práctica, esto no es siempre deseable, dado que los servicios menos extremos tienen un costo menor. Por ejemplo, el vapor de calentamiento de baja presión es de menor costo que el vapor de calentamiento de alta presión, el agua de enfriamiento es de menor costo que un refrigerante. A menudo se tienen buenos incentivos económicos para reducir las cargas térmicas de los servicios de temperaturas extremas mediante la introducción de servicios de temperaturas intermedias. Como se vio anteriormente, la existencia de un punto de pliegue indica que cualquier servicio de calentamiento deberá suministrarse arriba del punto de pliegue y cualquier servicio de enfriamiento deberá suministrarse abajo del punto de pliegue. Cualquier falta a esta regla incurrirá en la doble penalidad de incrementar el consumo de servicios de calentamiento y enfriamiento.

En la Fig. 4.6a se introduce un nuevo servicio de calentamiento en el lado caliente de un problema hipotético. Conforme se incrementa

la carga térmica de este nuevo servicio de calentamiento, se ahorra en el suministro de calentamiento de mayor temperatura (véase Fig 4.6b). Se alcanzará un punto en el que la carga térmica del servicio de mayor temperatura se reduce a una extensión tal que solo satisface los requerimientos de calentamiento de la región más caliente del problema (véase Fig. 4.6c). El resultado es la división del lado caliente en dos regiones separadas, es decir se ha creado un nuevo punto de pliegue, y por consiguiente se ha dividido en dos tareas de diseño del lado caliente de la red.

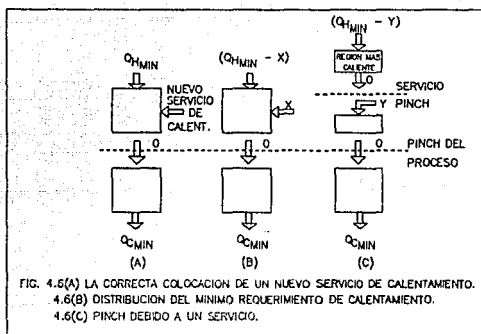


FIG. 4.6(A) LA CORRECTA COLOCACION DE UN NUEVO SERVICIO DE CALENTAMIENTO.
4.6(B) DISTRIBUCION DEL MINIMO REQUERIMIENTO DE CALENTAMIENTO.
4.6(C) PINCH DEBIDO A UN SERVICIO.

Dado que este nuevo punto de pliegue es una consecuencia directa de la introducción de un nuevo servicio, se le conoce como punto de pliegue debido a un servicio. El algoritmo de la tabla problema puede adaptarse fácilmente para calcular las cargas térmicas máximas en servicios de temperatura intermedia y la localización de los puntos de pliegue resultantes.

En el diseño de redes de intercambio de calor de aplicación industrial es extremadamente raro encontrar un problema sin punto de pliegue o un problema de umbral. La norma es el problema con punto de pliegue.

4.10 IMPLICACIONES DEL PUNTO DE PLIEGUE EN LOS COSTOS DE CAPITAL

Linnhoff y Grimes independientemente uno del otro demostraron que el número mínimo de unidades y el consumo mínimo de servicios a menudo son mutuamente incompatibles en algunos problemas de redes de intercambio de calor. Esta incompatibilidad es resultado de la división del problema por el punto de pliegue.

Demostraron que la ecuación para determinar el "número mínimo de unidades", U_{\min} , está dado por:

$$U_{\min} = NH + NC + NW + NS - 1 \quad (4.5)$$

donde:

U_{\min} = número mínimo de unidades de intercambio de calor.

NH = número de corrientes calientes de proceso.

NC = número de corrientes frías de proceso.

NW = número de servicios de enfriamiento.

NS = número de servicios de calentamiento.

La Fig. 4.7a muestra el resultado que se obtiene cuando la ecuación (4.5) se aplica al problema ejemplo, primero el lado caliente y luego el lado frío.

Se requiere un mínimo de 7 unidades para obtener un diseño de consumo mínimo de servicio, 3 unidades para el lado caliente, y 4 unidades para el lado frío. Observese que al introducirse la división del punto de pliegue, las corrientes 1, 3, y 4 se contabilizan dos veces en la ecuación para determinar el número mínimo de unidades. Estas corrientes existen en ambos lados caliente y frío.

La Fig. 4.7b muestra el resultado que se obtiene cuando la ecuación (4.5) se aplica al problema completo. Las corrientes 1, 3, y 4 no se contabilizan dos veces por lo que el número mínimo de unidades para el diseño completo de la red es de 5. Sin embargo, el obtener un diseño de 5 unidades en la práctica puede significar que:

- * Una cantidad de calor "X" deba transferirse a través del punto de pliegue, incurriendo en la doble penalidad de incrementar el consumo de servicios de calentamiento y enfriamiento, (véase la Fig. 4.7) ó
- * La restricción de ΔT_{\min} impuesta inicialmente pueda relajarse en ciertos intercambiadores de calor, sujeta a $\Delta T_{\min} > 0$.

En el primer caso, existe un compromiso de costos entre el número de unidades y el consumo de servicios. En el segundo caso, existe un compromiso de costos entre el número de unidades y el área de transferencia de calor. El análisis de costos de estos casos puede conducir al diseñador a la obtención del diseño óptimo de la red de intercambio de calor.

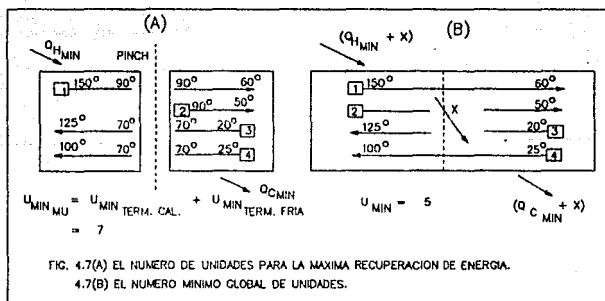


FIG. 4.7(A) EL NÚMERO DE UNIDADES PARA LA MÁXIMA RECUPERACION DE ENERGIA.
4.7(B) EL NÚMERO MÍNIMO GLOBAL DE UNIDADES.

4.11 METODO DE DISEÑO DEL PUNTO DEL PLIEGUE

4.11.1 LA FILOSOFIA DEL METODO

El punto de pliegue representa la región más restringida de un diseño; después de todo, el acercamiento de temperatura ΔT_{min} se presenta para todas las corrientes calientes y frías en el punto de pliegue. Como resultado, el número de intercambios de calor factibles en esta región está severamente restringido. Muy a menudo existe un intercambio de calor crucial o "clave", si este intercambio de calor no se realiza se tendrá por resultado que se transfiera calor a través del punto de pliegue y de esta manera se incrementa el uso de servicios de calentamiento y enfriamiento. Por lo tanto, el método del punto de pliegue:

- * Reconoce la división del punto de pliegue.
- * Inicia el diseño en el punto de pliegue desarrollándolo en forma separada en dos problemas, uno para el lado caliente y otro para el lado frío.

Este procedimiento es completamente diferente del procedimiento normal en el que intuitivamente se iniciaba el diseño en el lado caliente y se desarrollaba hacia el lado frío. Cuando un diseño se inicia en el lado caliente, las decisiones que se tomen al inicio pueden conducir a que posteriormente se tomen decisiones que violen el punto de pliegue, por otro lado, cuando el diseño se comienza en el punto de pliegue, las decisiones que se toman al inicio del diseño se realizan en la parte más restringida del problema y es menor la probabilidad de que se tengan dificultades posteriores en el diseño.

De esta manera, comenzando el diseño en el punto de pliegue se tiene la ventaja de permitir al diseñador identificar intercambios de calor "claves", u opciones en la topología en la región más restringida del diseño que está íntimamente relacionada con el mínimo consumo de servicios. Se tiene la ventaja adicional de que el diseñador siempre tendrá la opción de violar el punto de pliegue si así lo requiere, con el completo conocimiento de las penalidades en que incurrirá. Cuando un intercambio de calor se sitúa sabiendo que

viola el punto de pliegue puede establecerse rápidamente el flujo de calor a través del punto. Este flujo de calor es equivalente al incremento final en el servicio de calentamiento y servicio de enfriamiento.

Cuando se aleja del punto de pliegue, el diseño ya no se encuentra restringido dado que, comúnmente el número de opciones en los intercambios se incrementa. Este incremento en el número de opciones puede usarse con ventaja por el diseñador. Después de todo, el objetivo de diseño no es únicamente la identificación de una topología de costo óptimo sino también una que sea segura y controlable. Mediante una discriminación entre las opciones en los intercambios de calor, el diseñador puede dirigir su diseño, usando su juicio y conocimiento del problema, hacia una red de recuperación de calor práctica, segura, y controlable.

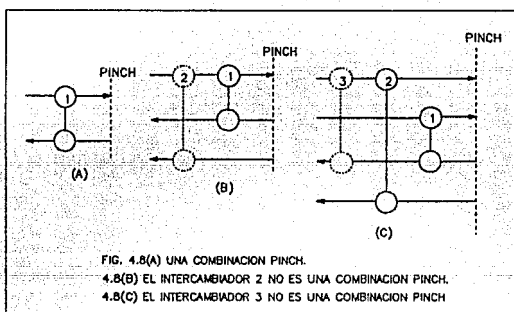
En el desarrollo del método de diseño del punto de pliegue, se han reconocidos estos beneficios. Como resultado, el método no indica al diseñador que intercambios de calor deben realizarse pero le informa de las opciones existentes. En la región de temperatura más restringida cercana al punto de pliegue, se identifican intercambios de calor claves usando criterios de factibilidad. Los mismos criterios informan al diseñador de cuales opciones se disponen en el punto de pliegue y si se requiere división de corrientes.

Cuando el diseño se aleja del punto de pliegue, la necesidad de emplear criterios de factibilidad disminuye y el método permite al diseñador seleccionar las topologías basado en los requerimientos del proceso.

Resumiendo, el método de diseño del punto de pliegue incorpora dos características importantes fundamentales. La primera, que reconoce el punto de pliegue como la región de temperatura más restringida. El diseño se inicia en el punto de pliegue y se desarrolla alejándose de él hacia los lados. La segunda, que permite al diseñador seleccionar entre las diferentes opciones existentes.

4.11.2 CRITERIOS DE FACTIBILIDAD EN EL PUNTO DE PLIEGUE

La identificación de intercambios de calor "claves" en el punto de pliegue, de las opciones de diseño disponibles y de las necesidades de división de corrientes, se realizó mediante la aplicación de tres criterios de factibilidad a los datos de las corrientes que cruzan el punto de pliegue. En el desarrollo de estos criterios de factibilidad se hace referencia a los cambiadores de calor que se localizan en el punto de pliegue llamados cambiadores "pinch" (también se les llama intercambios "pinch"). Como se muestra en la Fig. 4.8, estos cambiadores de calor presentan el acercamiento de temperatura ΔT_{min} , cuando menos en un lado que corresponde al punto de pliegue.

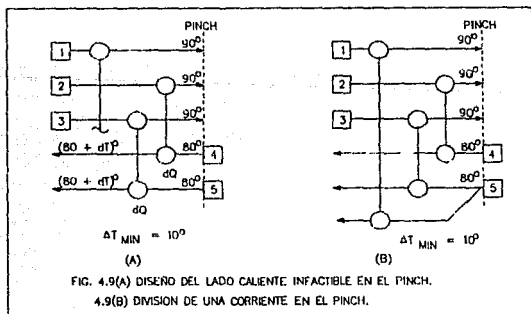


4.11.2.1 NUMERO DE CORRIENTES DE PROCESO PRESENTES EN EL PUNTO DE PLIEGUE

El primer criterio de factibilidad se refiere al número de corrientes de proceso calientes y frías presentes en el punto de pliegue. Este número deberá ser tal que permita un arreglo de cambiadores compatible con el consumo mínimo de servicios.

Considere el diseño del lado caliente del problema que se muestra en la Fig. 4.9a. Si se empleara servicio de enfriamiento arriba del punto de pliegue se violaría el objetivo de consumo mínimo de servicios. Por lo tanto, cada corriente caliente tiene que enfriarse hasta la temperatura del punto de pliegue mediante un intercambio con una corriente de proceso fría. Esto se intenta en la Fig. 4.9a) colocando intercambios "pinch" entre las corrientes caliente 2 y fría 4 y entre las corrientes caliente 3 y fría 5. Sin embargo, nótese, que habiéndose hecho estos intercambios la corriente caliente 1 no puede intercambiar calor con una corriente de proceso fría sin violar la restricción de acercamiento de temperaturas ΔT_{\min} . Por lo tanto, ahora se requeriría del uso de servicios de enfriamiento arriba del punto de pliegue para enfriar la corriente caliente 1 hasta la temperatura del punto de pliegue. En tales circunstancias se dice que los datos originales de las corrientes en el punto de pliegue no son compatibles con el diseño de consumo mínimo de servicios.

Cuando ocurre esta incompatibilidad, se requiere que las corrientes que se presentan en el punto de pliegue se "corrijan" mediante una división de corrientes (véase Fig. 4.9b). Mediante la división de una corriente fría, se crea una "ramificación", que permitirá un intercambio "pinch" con la corriente caliente 1.



Resumiendo, el número de corrientes de proceso presentes en el punto de pliegue es compatible con un diseño de mínimo consumo de servicios sólo si puede encontrarse un intercambio "pinch" para cada corriente caliente. Para que esto ocurra, debe aplicarse la siguiente desigualdad:

$$NH \leq NC$$

(4.6(a))

donde

NH es el número de corrientes calientes o ramificaciones, y
NC es el número de corrientes frías o ramificaciones.

Puede recurrirse a la división de corrientes para asegurar que se cumpla esta restricción.

Para el lado frío que se localiza abajo del punto de pliegue, se aplican los argumentos contrarios al lado caliente descritos anteriormente. Para evitar el uso de servicio de calentamiento abajo del punto de pliegue, cada corriente de proceso fría debe calentarse hasta la temperatura del punto de pliegue mediante un intercambio con una corriente de proceso caliente (véase Fig. 4.10). Como resultado, se requiere un intercambio "pinch" para cada corriente de proceso fría en el punto de pliegue, y esto es posible solo si se cumple la siguiente desigualdad:

$$NH \geq NC$$

(4.6(b))

Nuevamente, puede recurrirse a la división de corrientes para asegurar que se cumpla esta restricción.

4.11.2.2 DESIGUALDAD DE C_p PARA INTERCAMBIOS DE CALOR INDIVIDUALES

El segundo criterio de factibilidad se refiere a la factibilidad de temperaturas de las corrientes. Como se muestra en la Fig. 4.11, el potencial térmico (diferencia de temperaturas) en un intercambio "pinch" no puede disminuir al alejarse del punto de pliegue. Para que

se cumpla esta condición se deben de aplicar las siguientes desigualdades de C_p en cada intercambio de calor "pinch":

Intercambio "pinch" en el lado caliente

$$C_{pH} \leq C_{pC} \quad (4.7(a))$$

intercambio "pinch" en el lado frío

$$C_{pH} \geq C_{pC} \quad (4.7(b))$$

donde:

C_{pH} es el producto de flujo x capacidad calorífica de una corriente de proceso caliente o ramificación de una corriente de proceso caliente, y

C_{pC} es el producto de flujo x capacidad calorífica de una corriente de proceso fría o ramificación de una corriente de proceso fría.

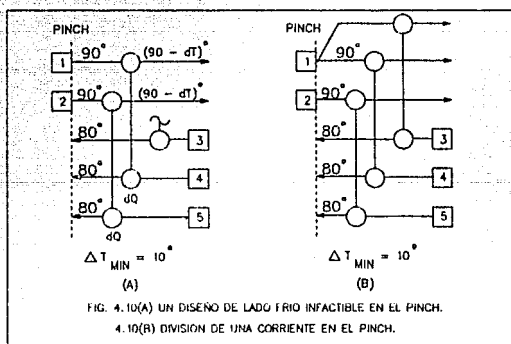


FIG. 4.10(A) UN DISEÑO DE LADO FRÍO INFACIBLE EN EL PINCH.

4.10(B) DIVISION DE UNA CORRIENTE EN EL PINCH.

Si se tiene una situación donde no es posible un arreglo de intercambios que satisfagan estas desigualdades, entonces es necesario cambiar uno o más C_p 's mediante la división de corrientes.

Debe notarse que las desigualdades 4.7(a) y 4.7(b) son aplicables únicamente en el punto de pliegue. Alejándose del punto de pliegue, el potencial térmico (diferencia de temperaturas) puede haberse

incrementado lo suficiente para permitir intercambios de calor en los que los C_p 's de las corrientes que intercambian calor violen estas desigualdades.

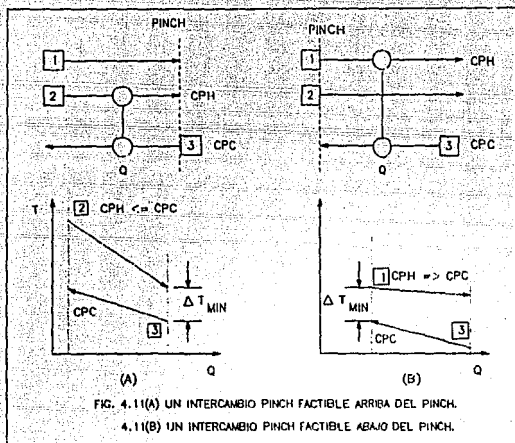


FIG. 4.11(A) UN INTERCAMBIO PINCH FACTIBLE ARRIBA DEL PINCH.

4.11(B) UN INTERCAMBIO PINCH FACTIBLE ABAJO DEL PINCH.

4.11.2.3 DIFERENCIA DE C_p

Para entender el tercer criterio de factibilidad en el punto de pliegue, es conveniente definir la "diferencia de C_p ".

Para un intercambio "pinch" en el lado caliente.
diferencia de $C_p = C_{pC} - C_{pH}$ (4.8(a))

Para un intercambio "pinch" en el lado frío.
diferencia de $C_p = C_{pH} - C_{pC}$ (4.8(b))

Pueden escribirse ecuaciones similares para las diferencias en la suma total de los C_p 's de las corrientes calientes y corrientes frías en el punto de pliegue.

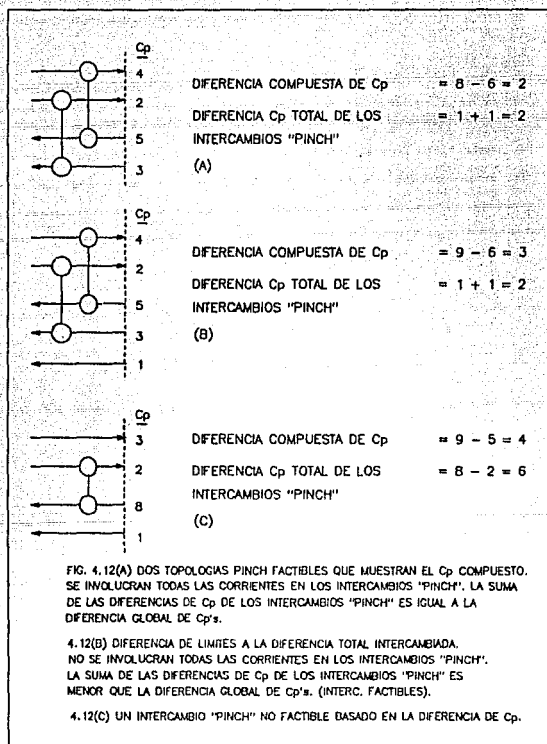
Inmediatamente arriba del punto de pliegue

$$\text{diferencia global de } C_p = \sum_{i}^{NC} C_{pC} - \sum_{i}^{NH} C_{pH} \quad (4.9(a))$$

Inmediatamente abajo del punto de pliegue

$$\text{diferencia global de } C_p = \sum_{i}^{NH} C_{pH} - \sum_{i}^{NC} C_{pC} \quad (4.9(b))$$

La Fig. 4.12 ilustra como puede usarse el concepto de la diferencia de C_p para una rápida identificación de los intercambios de calor que son factibles entre ellos mismos pero que no son compatibles con una red factible. En la Fig. 4.12a se muestra un caso donde la suma de las diferencias de C_p de los intercambios de calor "pinch" es igual a la diferencia global de C_p 's. Todas las corrientes en el punto de pliegue están involucradas en intercambios "pinch". La Fig. 4.12b muestra un caso en el punto de pliegue del lado caliente para un problema diferente donde la suma de las diferencias de C_p de los intercambios de calor "pinch" es menor que la diferencia global de C_p 's. En este caso, no se involucran todas las corrientes presentes en el punto de pliegue, en los intercambios "pinch". La Fig. 4.12c muestra otro problema diferente donde la suma de las diferencias de C_p de los intercambios "pinch" es mayor que la diferencia global de C_p 's. El intercambio "pinch" mostrado en la Fig. 4.12c es factible por si mismo (ya que satisface la desigualdad de la ec. 4.7(a)) pero es incompatible con la diferencia global de C_p 's, (el intercambio "pinch" tiene una diferencia de C_p de 6 mientras que el total disponible es solamente de 4). De esta manera, manteniendo este intercambio "pinch", no es posible completar este diseño, ya que no es factible un intercambio entre las corrientes restantes caliente y fría, el cual es requerido para enfriar la corriente caliente hasta la temperatura del punto de pliegue. Puede generalizarse afirmando que las diferencias de C_p de todos los intercambios "pinch" debe siempre estar limitada por la diferencia global de C_p .



4.11.2.3.1 LA TABLA DE VALORES DE C_p

En las Figs. 4.13a y 4.13b se muestra un procedimiento paso por paso para aplicar los criterios de factibilidad listados anteriormente. Siguiendo esta secuencia, el diseñador puede:

- * Identificar intercambios de calor "claves" en el punto de pliegue.
- * Identificar opciones de intercambios disponibles en el punto de pliegue.
- * Identificar la necesidad de división de corrientes y generar opciones de divisiones de corrientes en el punto de pliegue.

Este procedimiento es auxiliado por el uso de un nuevo concepto, la "tabla de valores de C_p ". En las tablas 1 y 2 se muestran los datos de un problema ejemplo y los resultados de aplicar el procedimiento de cálculo de la tabla problema a este ejemplo. En las Figs. 4.14 y 4.15 se muestran las tablas de valores de C_p para los lados caliente y frío respectivamente para este problema. En estas tablas se listan separadamente y por orden numérico los valores de C_p de las corrientes caliente y fría en el punto de pliegue. En la parte superior de la tabla se señalan los criterios de factibilidad apropiados, y los valores de C_p que representan a las corrientes que tienen que involucrarse en el intercambio de calor en el punto de pliegue se enmarcan para dar un mayor énfasis. Un intercambio "pinch" se representa en la tabla mediante el apareamiento de los valores de C_p de una corriente caliente y una corriente fría. Las divisiones de corriente se representan escribiendo el valor de C_p de las ramificaciones separadas adyacentes al valor original de C_p , (véase la Fig. 4.15c). De esta manera, el procedimiento de cálculo descrito paso por paso en la Fig. 4.13 se sigue fácilmente en la tabla de valores de C_p .

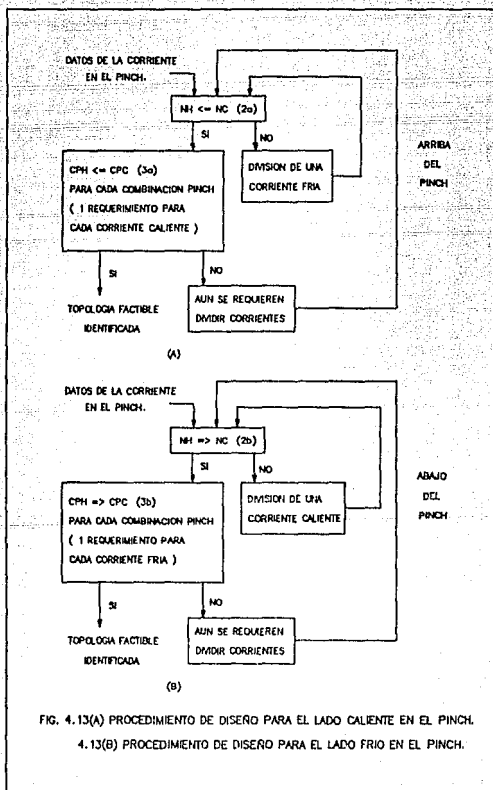


FIG. 4.13(A) PROCEDIMIENTO DE DISEÑO PARA EL LADO CALIENTE EN EL PINCH.

4.13(B) PROCEDIMIENTO DE DISEÑO PARA EL LADO FRIO EN EL PINCH.

4.11.3 REGLA HEURISTICA

Una vez que se ha seleccionado una topología en el punto de pliegue, el diseño de ambos lados caliente y frío debe continuarse de manera que los costos de capital se mantengan en un mínimo, es decir, el diseño final debe dirigirse hacia la obtención del número mínimo de unidades. Esto puede realizarse empleando una regla heurística para identificar las cargas térmicas en los cambiadores "pinch".

La regla heurística resulta directamente de la ecuación que determina el mínimo número de unidades:

$$U_{\min} = N - 1 \quad (4.10)$$

donde

U_{\min} = Mínimo número de unidades.

N = Número de corrientes de proceso y servicios.

Esta ecuación se satisface si cada intercambio de calor lleva a una corriente de proceso a su temperatura de salida o si agota un servicio. En este caso, se dice que el intercambio de calor "elimina" la corriente o el servicio, es decir, la corriente de proceso o el servicio no necesita considerarse más como parte de la tarea de diseño restante.

Los cambiadores "pinch" comunmente pueden "eliminar" corrientes si se escoge una carga térmica del cambiador igual a la carga térmica menor de las dos corrientes que intercambian calor. Las desigualdades de C_p de las ecuaciones 4.7(a) y 4.7(b) garantizan la posibilidad de seleccionar cargas térmicas de los cambiadores "pinch" para "eliminar" corrientes tanto como los valores de C_p de las corrientes se mantengan constantes conforme varía la temperatura y tanto como los cruces de temperaturas de las corrientes fría y caliente no requieran un número de envolventes en serie excesivamente grande para un solo intercambio "pinch".

Este procedimiento de "eliminar" corrientes es "heurístico" ya que ocasionalmente puede penalizar el diseño requiriéndose incrementar el uso de servicios.

El algoritmo de la tabla problema descrito inicialmente en este capítulo, puede emplearse para revisar si un intercambio "pinch" seleccionado con la regla heurística, cumple con el consumo mínimo de servicios establecido. Por ejemplo, considere el diseño del lado caliente de una red. Si se aplicará el algoritmo de la tabla problema a todas las corrientes (o partes de las corrientes) presentes en el lado caliente se obtendría como resultado que se requiere servicio de calentamiento y no se requiere servicio de enfriamiento, es decir, el lado caliente efectivamente constituye un problema de umbral donde el acercamiento de temperaturas ΔT_{min} especificado es el valor de ΔT_{umbral} . Ahora, considérese el caso en que se ha identificado un intercambio "pinch" y su carga térmica se determinó usando la regla heurística de "eliminar" corrientes. Existirá un "problema restante" de corrientes frías y calientes (estrictamente hablando parte de las corrientes) para el que se requiere un trabajo de diseño. Entonces, puede aplicarse el algoritmo de la tabla problema a este problema restante, obteniéndose uno de los dos resultados siguientes:

1. El algoritmo puede calcular que no se requiera servicio de enfriamiento para resolver el problema restante y el servicio de calentamiento calculado será el mismo que el que se haya calculado para toda la red. En este caso, el diseñador sabe que la carga térmica que asigno al intercambio "pinch" mediante la regla heurística de eliminar corrientes, no penaliza el diseño en términos de un incremento en el uso de servicios.

2. El algoritmo puede calcular que se requiera de servicio de enfriamiento para el problema restante del lado caliente y que por lo tanto, se incremente en esta proporción el servicio de calentamiento total de la red. En este caso, el diseñador sabe que la carga térmica que asigno al intercambio "pinch" mediante la regla heurística de eliminar corrientes, es incompatible con el consumo mínimo de servicios.

Esta técnica se ha denominado el análisis del problema restante. Es un mecanismo dependiente para comprobar las consecuencias de la aplicación de la regla heurística de eliminar corrientes. Sin embargo, debido al esfuerzo involucrado, se recomienda emplearlo únicamente en

situaciones complejas para confirmar los pasos de diseño claves.

Otro problema que puede presentarse por la aplicación de la regla heurística de "eliminar corrientes", consiste en que puede presentarse ciertas dificultades en la obtención de la topología de la red que cumpla con el acercamiento de temperaturas ΔT_{\min} especificado. En tales casos, el diseñador puede proceder de cualquiera de las siguientes maneras:

- * Reduciendo la carga térmica del intercambio "pinch" que está afectando aunque corra el riesgo de necesitar más unidades que el mínimo posible.
- * Empleando otra topología en el punto de pliegue en la que la regla heurística de eliminar corrientes no cause que no se cumpla el acercamiento de temperaturas ΔT_{\min} .

4.11.4 EL PROBLEMA RESTANTE

De acuerdo con la filosofía del método de diseño del punto de pliegue, el diseñador tiene "libertad" de seleccionar los intercambios de calor, una vez que el potencial térmico de los intercambios no restringen las opciones en la topología.

Así, cuando el diseño se aleja del punto de pliegue, al resolver el problema restante, los intercambios se escogen indistintamente por el diseñador para satisfacer los objetivos del proceso. Por ejemplo, los calentadores y los enfriadores pueden ser colocados de manera que se tenga un control directo de las temperaturas de salida de las corrientes. Es aquí donde puede realizarse un análisis de topologías preferidas, necesidades de materiales de construcción, seguridad u otras restricciones para localizar otros intercambios de calor.

Además, la técnica de análisis del problema restante discutida anteriormente, no está restringida a la revisión de la localización de los intercambios "pinch", sino que también puede usarse para asegurar que los intercambios que se seleccionen en el problema restante sean compatibles con el objetivo de consumo mínimo de servicios.

4.11.5 RESUMEN DEL METODO DE DISEÑO DEL PUNTO DE PLIEGUE

Este método incorpora cinco etapas importantes, que son:

- * El problema de síntesis de redes de intercambio de calor se divide en el punto de pliegue en problemas separados.
- * El diseño de estos problemas separados se inicia en el punto de pliegue y se desarrolla alejándose hacia los extremos. En el punto de pliegue, se identifican intercambios "pinch" claves, opciones de intercambio y requerimientos de división de corrientes, mediante la aplicación de los criterios de factibilidad.
- * Cuando se tienen varias opciones en el punto de pliegue, el ingeniero tiene la libertad de efectuar su selección en base a los requerimientos del proceso.
- * Las cargas térmicas de los cambiadores en el punto de pliegue, se determinan empleando la regla heurística de "eliminar" corrientes. En caso de que se tengan problemas (incremento en el uso de servicios), se puede seleccionar una topología diferente en el punto de pliegue o se puede reducir la carga térmica del intercambio que esté afectando.
- * Al alejarse del punto de pliegue se tiene, por lo general, "libertad" en la selección de los intercambios de calor. El procedimiento no determina intercambios de calor en particular sino que permite que el diseñador haga una discriminación entre las posibilidades basado en su juicio y conocimiento del proceso.

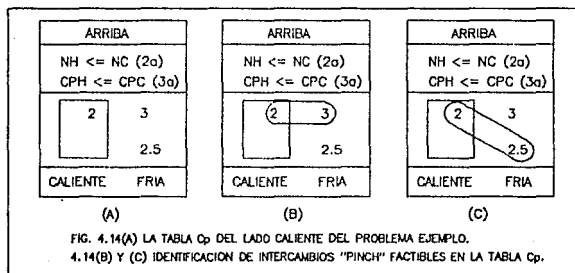
4.12 EJEMPLO DE ESTUDIO

Anteriormente ya se ha obtenido: la temperatura del pinch, los requerimientos mínimos de servicio, y la identificación de los lados caliente y frío. El diseño pinch y el problema restante completo se considerará a continuación. En esta etapa no se intenta optimizar el valor de ΔT_{\min} .

4.12.1 DISEÑO DEL LADO CALIENTE

La tabla de Cp's del lado caliente se muestra en la Fig. 4.14a. Una topología "pinch" es identificada en esta tabla para aplicar los criterios de factibilidad de acuerdo a la Fig. 4.13a.

La primera factibilidad checada 4.6(a) muestra que la vecindad de las corrientes en el punto de pliegue es consistente con un diseño usando el mínimo de servicios. Hay menos corrientes calientes que frías. Aplicando el segundo requerimiento de factibilidad 4.7(a) nos muestra que hay dos opciones de diseño, (ver Figs. 4.14b y 4.14c).



Los diseños finales del lado caliente se muestran en las Figs. 4.16a y 4.16b.

En la Fig. 4.16a, la carga de la combinación "pinch" identificada en la Fig. 4.14b ha sido maximizada por la corriente No. 1. La carga residual es de 17.5 unidades en la corriente No. 3 formando entonces una nueva corriente en el problema residual. Identificar una topología para este problema residual es una tarea trivial. No hay opciones, la topología del problema residual puede ser solucionado colocando dos calentadores.

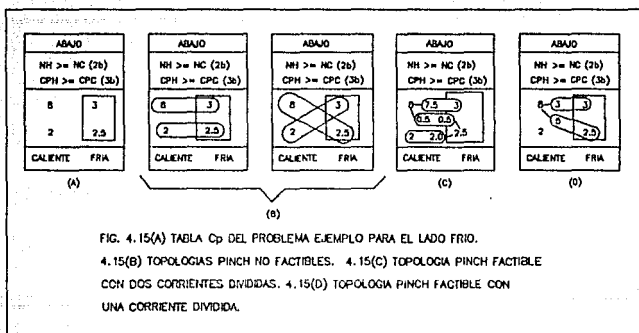
La otra opción de diseño identificada en la Fig. 4.14c es desarrollada hasta su diseño final en la Fig. 4.16b. La carga en el intercambio "pinch" es ahora la corriente No. 4. Esta deja una corriente residual en la corriente No. 1 de 30 unidades con solamente la corriente No. 3 para combinarse de nuevo. Así el problema residual es resuelto colocando un intercambiador y un calentador.

4.12.2 DISEÑO DEL LADO FRIO

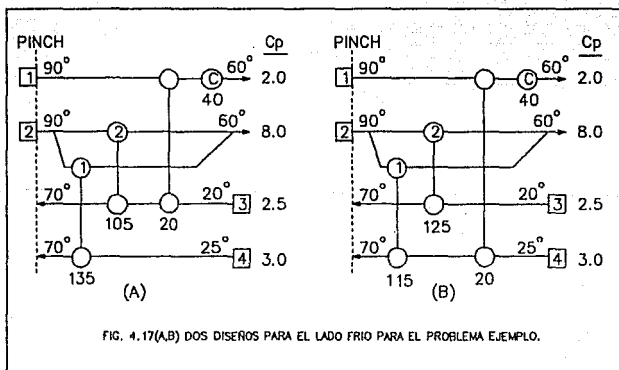
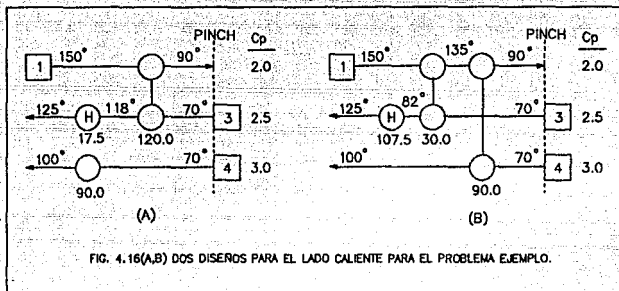
Una tabla vacía de Cp's de el lado frío es mostrada en la Fig. 4.15a. Una topología "pinch" es identificada en esta tabla usando los criterios de factibilidad de acuerdo a la Fig. 4.15b. El primer criterio de factibilidad, la desigualdad 4.6(b), muestra que la vecindad de las corrientes en el punto de pliegue es consistente con un diseño de servicio mínimo. Sin embargo, un arreglo de intercambios "pinch" no puede ser encontrado dado que el criterio de factibilidad 4.7(b) no puede ser aplicado a todos los intercambios "pinch" simultáneamente (ver Fig. 4.15b). Una división de corrientes es requerida si el problema va a ser resuelto utilizando el mínimo uso de servicios y mediante la observación de la restricción del ΔT_{min} .

Uno podría pensar que en esta situación sería conveniente dividir una corriente fría de tal forma que el Cp de la corriente fría llegará a ser más pequeño. Sin embargo, la situación es más compleja que esto. Como el número de corrientes calientes y frías es igual sabemos que si dividimos una corriente fría tendremos entonces, de ser necesario, que dividir una corriente caliente para cumplir con la desigualdad 4.6(b).

Para demostrar esto la Fig. 4.15c muestra un arreglo "pinch" factible en el cual el C_p frío de 2.5 es primeramente dividido. Fue entonces necesario dividir el C_p caliente de 8 en orden de cumplir la desigualdad 4.6(b). Dada esta explicación, es preferible dividir una corriente caliente tal que se mantenga la desigualdad 4.6(b) y pueda permitir encontrar una solución con solamente una corriente dividida. Tal solución es mostrada en la Fig. 4.15d.



Dos diseños diferentes del lado frío pueden ser desarrollados de esta topología "pinch" dependiendo de como la heurística de "eliminación" sea aplicada. En las Figs. 4.17a y 4.17b, las combinaciones No. 1 y No. 2 son intercambios "pinch" esenciales. La topología en la Fig. 4.17a resulta cuando la carga en la combinación No. 1 es seleccionada para la corriente fría No. 4. La topología en la Fig. 4.17b resulta cuando la carga en la combinación No. 2 es escogida para la corriente fría No. 3.



4.13 DETERMINACIÓN DE LA RELACION DE FLUJO RAMIFICADO

Será notado que la identificación de las corrientes divididas en la tabla de Cp no requiere los cálculos de las ramificaciones de los Cp's actuales que podrían ocurrir en el diseño final. Es suficiente simplemente asignar una división inicial de Cp. Las restricciones sobre esta asignación de ramificación de Cp son:

- * Este debe cumplir las desigualdades 4.6(a) ó 4.6(b).
- * La diferencia de Cp's entre el Cp ramificado y el Cp de la corriente asociada no debe exceder la diferencia de Cp global para el problema (o de el residual si otras combinaciones ya han sido identificadas).

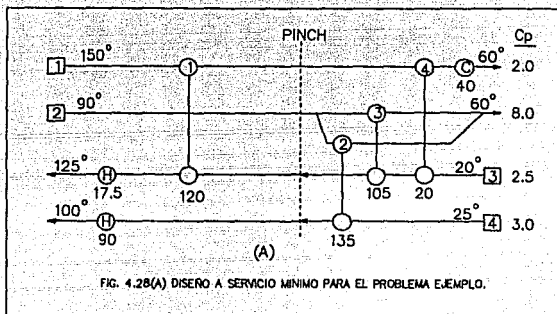
De hecho, cuando usamos la tabla de Cp's, es recomendable colocar un Cp ramificado igual al Cp de su corriente o ramificación asociada. Esto mantiene un buen "stock" de la diferencia global de Cp's para combinaciones posteriores. Este procedimiento es el adoptado para la topología de la Fig. 4.15d.

La ramificación Cp final es seleccionada cuando la topología "pinch", identificada en la tabla de Cp, es transferida a la rejilla y las cargas y temperaturas son asignadas a los intercambios "pinch". Las Figs. 4.17a y 4.17b muestran los resultados para el lado frío del caso de ejemplo.

4.14 SOLUCIONES COMPLETAS DE SERVICIO MÍNIMO

Los diseños completos de servicios mínimos son obtenidos por la combinación de cualquier diseño de lado caliente con cualquier diseño de lado frío. La Fig. 4.18 muestra como tal una combinación que involucra el diseño del lado caliente de la Fig. 4.16a y el diseño del lado frío de la Fig. 4.17a.

El diseño final total se caracteriza por el uso mínimo de servicios y tiene un total de siete unidades.



4.15 REGLAS PARA UNA BUENA INTEGRACION DE ENERGÍA

La metodología del punto de pliegue establece varias reglas que deben observarse si se desea ahorrar energía mediante una buena integración térmica del proceso.

a) No transferir calor a través del punto de pliegue. El punto de pliegue divide el proceso en dos grandes zonas una caliente a temperatura por arriba del punto de pliegue y una fría a temperatura por debajo. Se debe evitar transferir calor entre las corrientes calientes que se encuentran en la zona caliente con corrientes frías que se encuentran en la zona fría. La cantidad de calor que cruce el punto de pliegue repercutirá adicionalmente en los requerimientos mínimos de calentamiento y enfriamiento.

b) Solo calentar con servicios externos en la zona caliente. Las corrientes frías que no alcanzaron a ser calentadas por corrientes de proceso, y deben por lo tanto ser calentadas con servicios externos, estarán localizadas en la zona caliente. De caso contrario, cualquier

calentamiento en la zona fría sera en exceso del mínimo necesario.

c) Solo enfriar con servicios externos en zonas frías. Las corrientes calientes que no alcanzaron a ser enfriadas con corrientes de proceso y deben por lo tanto ser enfriadas con servicios externos, estarán localizadas en la zona fría. De caso contrario, cualquier enfriamiento de la zona caliente demandara una cantidad igual de energía suministrada por los servicios de calentamiento externos en excesos de mínimo necesario.

d) Integración de servicios de generación de potencia. Una instalación industrial de generación de potencia se desecha energía que puede ser aprovechado por el proceso que se esta estudiando como medio de calentamiento.

e) Recuperación de energía para generación de potencia. La energía disponible en las corrientes calientes de proceso que no pudo ser aprovechada por las corrientes frías, pueden ser utilizadas para generar potencia.

f) Localización de bombas de calor. Para que una bomba de calor reduzca el consumo global de energía, se necesita que utilice la energía disponible en la zona fría y la transfiera a la zona caliente. Para esta operación se requiere suministrar trabajo mecánico a la bomba de calor.

CAPITULO V

RESULTADOS Y ANALISIS

5. RESULTADOS Y ANALISIS

5.1 DESCRIPCION DEL PROCESO EJEMPLO I

El proceso seleccionado es: el proceso-separador de propileno de la corriente proveniente de una planta FCC y compuesta en su mayor parte por propano y propileno, es de mucha importancia, ya que el primero se usa para la producción de etileno, nitroparafinas, compuestos clorados, cetonas, etc., y el segundo para producir polipropileno, acrilonitrilo, cumeno, isopreno, acetona y óxido de propileno principalmente.

La operación unitaria involucrada es la destilación, que proporciona la flexibilidad necesaria para la separación, está involucrada en el sistema denominado de doble efecto:

La alimentación a las torres fraccionadoras se lleva a cabo con bombas centrifugas que toman el líquido saturado del tanque de balance y por medio de un relacionador de flujo, se divide aproximadamente en dos partes iguales. Las torres denominadas como de alta presión (460 psia) y de baja presión (300 psia) están acopladas para trabajar simultáneamente. El producto del domo de la torre de alta presión se alimenta a cambiadores de calor donde al condensarse proporciona el calor requerido para recalentar los fondos de la torre de baja presión, por lo que a esas unidades se les denominará condensadores - rehervidores.

El producto condensado se recibe en un tanque acumulador y de allí se bombea como reflujo a la torre y a almacenamiento, regulándose por medio de un controlador de flujo.

El rehervidor para la torre de alta presión es del tipo termosifón vertical utilizando vapor de agua saturado como medio de calentamiento para los fondos y regulándose por un control de nivel instalado en el tanque acumulador.

Los vapores que salen del domo de la torre de baja presión se condensan por medio de unidades horizontales colocadas en paralelo, usando agua de enfriamiento como medio de condensación; esta corriente se recibe en un tanque acumulador de donde se bombea como refujo a la torre y a almacenamiento, regulada por medio de un control de nivel colocado en el tanque acumulador.

Si alguno de los productos no cumple con las especificaciones de pureza requerida, será necesario retornar esa corriente a la de alimentación y seguir el proceso descrito.

5.2 DESCRIPCION DEL PROCESO EJEMPLO II

Se analizará un segundo ejemplo para tener más claro el concepto de redes de intercambio de calor; dicho ejemplo corresponde a una planta de tratamiento de crudo combinada.

Esta planta tiene una capacidad de diseño de 150,000 Bbl. por día aunque ha procesado aproximadamente 190,000 Bbl. por día.

El crudo recibido de los tanques de almacenamiento pasa por 2 desaladoras para disminuir su contenido de sal hasta valores de 2 Lbs/1000 Bbl. máximo como especificación. Alto contenido de sal en el crudo desalado, provoca formación de ácido clorhídrico en las torres despuntadoras y fraccionadoras, causando corrosión en las mismas.

En algunas desaladoras se recomienda la adición de sosa para eliminar el ácido sulfhídrico del crudo, el cual también causa corrosión en todos los equipos posteriores.

DESTILACION ATMOSFERICA: Esta sección de la planta cuenta con una torre de destilación, la cual es alimentada con carga procedente de un calentador. La torre de 33 platos cuenta también con una alimentación de vapor de arrastre que facilita la separación de las fracciones más pesadas del petróleo.

En la torre fraccionadora primaria se obtienen los siguientes productos (sección de destilación atmosférica):

1. Gas licuado que se envía a la compresora de la planta reductora de viscosidad o a gas combustible.
2. Gasolina que junto con la gasolina de despunte se envía al sector de plantas hidros para su reformación.
3. Turbosina que se envía a la unidad 800 de hidros para su eliminación de compuestos de azufre.
4. Kerosina que se envía a tanques para elaboración de diáfano.
5. Gasóleo ligero, enviado a tanques para elaboración de diesel nacional o a la unidad 700 para hidrodesulfurizarlo y elaborarlo diesel especial.
6. Gasóleo pesado que se envía a la planta catalítica o a tanques para elaboración de diesel nacional.
7. Residuo primario que se envía como carga a la torre de vacío.

DESTILACION AL ALTO VACIO: Esta sección es alimentada con el residuo procedente de la torre de destilación atmosférica despues de pasar por un calentador. Mediante este proceso de destilación al alto vacío, se abaten las temperaturas de ebullición de los productos pesados, facilitando su separación.

En la torre fraccionadora de vacío, con una capacidad de diseño de 61,000 Bls por día, que opera regularmente a una presión absoluta de 50 a 100 mmHg se obtienen los siguientes productos:

1. Gasóleo ligero de vacío, y gasóleo pesado de vacío que son enviados como carga a la planta catalítica.
2. Residuo de vacío, que es enviado como carga a la planta reductora de viscosidad.

5.3 METODOLOGIA

La metodología a seguir para aplicar, tanto el análisis termodinámico como la síntesis de intercambio de calor, se ejemplifica en el apéndice A, en base a un ejemplo de una planta generadora de potencia de Rankine. También como herramienta de trabajo se emplea un programa para el cálculo de propiedades termodinámicas, el cual es discutido en el apéndice B, este programa determina tanto la entalpía como la entropía real de una mezcla de hidrocarburos, basándose en los métodos de Ecuaciones de Estado de Soave-Redlich-kwong y de Peng-Robinson.

Con los resultados de estos programas se determina el Análisis Termodinámico de Segunda Ley, del cual se analizan los resultados para averiguar en donde se producen las mayores pérdidas de energía, y proponer un método alternativo para evitar dichas pérdidas debido a las irreversibilidades de los procesos.

De esta manera se aplica el análisis y la síntesis de integración para el proceso propuesto, los resultados se dan en el capítulo siguiente.

5.4 RESULTADOS

Los resultados mostrados en el presente capítulo representan el análisis termodinámico y el análisis de red de intercambio de calor mediante el método del pinch, aplicados a una planta para separar propileno y propano, y a una planta de tratamiento de crudo combinada.

5.5 PROCESO EJEMPLO I

Como se hace notar del análisis termodinámico, en los intercambiadores y columnas de destilación se pierde más energía, con tal motivo se realizó un análisis de "Redes de Intercambio de Calor", esta herramienta de la ingeniería de procesos es una de las más usadas en la actualidad para ajustar los procesos a las condiciones, cada día más premiantes, de uso mínimo de energía, servicios de proceso, equipos, etc.

Dicho análisis requiere de un acercamiento mínimo de temperaturas (ΔT_{\min}), el cual proporciona el nivel óptimo para poder combinar corrientes de proceso calientes con corrientes de proceso frías, este valor de ΔT_{\min} , debe aproximarse a un óptimo si se quiere ahorrar energía y capital de inversión expresados estos como ahorro de servicios de proceso, disminución de equipos de transferencia y área de transferencia, aprovechamiento del área de transferencia de calor existente, disminución de la misma en diseños preliminares y de retroajuste (lo último en ocasiones, ya que por lo general se aprovecha el área existente), etc..

La importancia de dicho valor repercutirá en la inversión inicial y en el período de recuperación de la misma.

Con tal motivo se realizó un análisis con diferentes valores de ΔT_{\min} . En dicho análisis se observa que no hay combinación de corrientes calientes con corrientes frías, excepto las que ya tenía combinadas el proceso.

5.5.1 ANALISIS DE RESULTADOS PROCESO EJEMPLO 1

Antes de comenzar con el análisis de redes, veamos primero el análisis de "Segunda Ley" o "Análisis Termodinámico de Procesos", para tal efecto se requiere de antemano todas las condiciones de las corrientes de proceso que intervienen en este, dichas condiciones se muestran en las Tablas (5.1) y (5.2).

Con estos datos se realizan los cálculos necesarios para determinar la cantidad de servicios en los reboilers, condensadores e intercambiadores de calor, esto para ambas columnas de destilación, lo cual se muestra a continuación como sigue:

ANALISIS DE LAS COLUMNAS DA-101 Y DA-102.

$$Q_C = W_D (R + 1) (H_N - H_D) \quad (5.1)$$

$R = 21.628$
$W_D = 226.8735 \text{ lbmol/hr}$
$H_N = 7149.5313 \text{ Btu/lbmol}$
$H_D = 2646.6732 \text{ Btu/lbmol}$

$$Q_C = (226.8735) (21.628+1) (7149.5313-2646.6732)$$

$$Q_C = 23,116,447.58 \text{ Btu/hr}$$

Como son dos condensadores-ebullidores el calor de cada uno es:

$$Q_{C1} = 11,558,223.79 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_R = (R + 1) (W_D H_N) - R W_D H_D + W_B H_B - W_F H_F \quad (5.2)$$

$W_D = 123.1265 \text{ lbmol/hr}$	$W_F = 350.0 \text{ lbmol/hr}$
$H_D = 4539.494 \text{ Btu/lbmol}$	$H_F = 3739.6322 \text{ Btu/lbmol}$

TABLA S.1 PROPIEDADES TERMODINAMICAS DE LAS CORRIENTES DE PROCESO.

CORRIENTE	T (°K)	P (PSIA)	N (Cal/mol)	S (Cal/mol°K)	F (lbmol/hr)
0	0	0	0	0	0
2	346.29	450.00	2057.4580	3.153916	704.0000
3	346.06	448.00	2047.4920	3.126348	704.0000
4	346.06	448.00	2047.4920	3.126348	350.0000
5	346.06	448.00	2047.4920	3.126348	354.0000
6	347.47	460.00	2109.5140	3.297860	350.0000
7	343.85	455.00	3974.5980	8.570119	5133.6936
8	354.20	465.00	2523.5980	4.781521	5256.8201
9	343.85	455.00	3974.5980	8.571109	2566.8468
10	343.85	455.00	3974.5980	8.571109	2566.8468
11	333.85	454.00	1471.3400	1.286598	2566.8468
12	333.85	454.00	1471.3400	1.286598	2566.8468
13	332.00	453.00	1402.3690	1.059967	5133.6936
14	332.00	453.00	1402.3690	1.059967	5133.6936
15	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
16	332.00	453.00	1402.3690	1.059967	4906.8201
17	336.00	455.00	1554.3650	1.513939	4906.8201
18	332.00	453.00	1402.3690	1.059967	226.8735
19	354.20	465.00	2523.5980	4.781521	123.1265
20	354.20	465.00	2523.5980	4.781521	5133.6936
21	358.00	464.00	4531.7210	10.448880	5133.6936
22	346.06	455.00	2116.4770	3.320984	354.0000
23	322.43	295.00	3952.0500	9.073580	3973.1419
24	332.39	305.00	1601.5500	2.197173	4331.3904
25	332.39	305.00	1601.5500	2.197173	2103.4284
26	332.39	305.00	1601.5500	2.197173	2103.4284
27	344.39	303.90	4656.3030	11.369230	2103.4284
28	344.39	303.90	4656.3030	11.369230	2103.4284
29	340.50	302.00	4564.7910	11.111630	4206.8568
30	332.39	305.00	1601.5500	2.197173	124.5336
31	322.43	295.00	3952.0500	9.073580	1324.3806
32	322.43	295.00	3952.0500	9.073580	1324.3806
33	322.43	295.00	3952.0500	9.073580	1324.3806
34	309.80	293.00	694.5331	-1.062034	1324.3806
35	309.80	293.00	694.5331	-1.062034	1324.3806
36	309.80	293.00	694.5331	-1.062034	1324.3806
37	309.80	293.00	694.5331	-1.062034	3973.1419
38	319.00	293.00	0.00	0.00	0.00
39	309.80	293.00	694.5331	-1.062034	3973.1419
40	309.80	293.00	694.5331	-1.062034	3743.6755
41	309.80	293.00	694.5331	-1.062034	3743.6755
42	309.80	293.00	694.5331	-1.062034	229.4664
43	314.80	340.00	843.7596	-0.600012	229.4664
44	336.00	455.00	1554.3650	1.513939	226.8735
45	343.29	380.00	2031.6130	3.425367	247.6691
46	327.90	397.50	1270.4670	0.689752	456.3399
47	325.91	300.00	1272.6190	0.906756	354.0000
S-2	417.99	60.00	1177.5000	1.643700	1393.2815
W-2	298.71	95.00	-88.6770	10.558250	390.0880

TABLA 5.2 BALANCE DE MASA Y ENERGIA.

CORRIENTE	2	3	4	5	6	7	8	9
DESCRIPCION	CARGA A PROCESO	CARGA A PROCESO	CARGA A PROCESO	CARGA A PROCESO	CARGA A DA-101	DOMO TGRR. DA-101	FONDO DE DA-101	A CONDEN. EA-109
EDD. FIS.	LIQ	LIQ	LIQ	LIQ	LIQ	VAP	LIQ	VAP
PES. MOL.	42.8644	42.8644	42.8644	42.8644	42.8644	42.0764	44.3168	42.0764
T (°K)	346.29	346.06	346.06	346.06	347.47	343.85	354.20	343.85
P (psia)	450.00	449.00	448.00	448.00	460.00	455.00	465.00	455.00
P (bar)	31.0264	30.8895	30.8895	30.8895	31.7158	31.3711	32.0606	31.3711
H (Cal/gr-mol)	2057.4580	2047.4920	2047.4920	2047.4920	2109.5140	3974.5880	2523.5980	3974.5880
S (Cal/grmol*°K)	3.153916	3.126348	3.126348	3.126348	3.297860	8.570119	4.781521	8.571109
lb/hr	30176.5376	30176.5376	15002.5400	15173.5976	15002.5400	216007.3454	232965.4450	108003.6727
lb-mol/hr	704.0000	704.0000	350.0000	354.0000	350.0000	5133.6936	5256.8201	2566.8468
ETANO	2.1120	2.1120	1.0500	1.0500	1.0500	23.6150		11.8075
PROPILENO	466.1184	466.1184	231.7350	234.3834	231.7350	4981.2229	494.6668	2490.6115
PROPANO	228.3072	228.3072	113.5050	114.8022	113.5050	128.8557	4603.9230	64.4279
I-BUTENO	1.5488	1.5488	0.7700	0.7798	0.7700			33.1180
ISOBUTANO	5.8432	5.8432	2.9050	2.9382	2.9050		124.0610	
N-BUTANO	0.0704	0.0704	0.0350	0.0354	0.0350		1.0514	
ETANO	0.0030	0.0030	0.0030	0.0030	0.0030	0.0946	0.0000	0.0046
PROPILENO	0.6621	0.6621	0.6621	0.6621	0.6621	0.9703	0.0741	0.9703
PROPANO	0.3243	0.3243	0.3243	0.3243	0.3243	0.0251	0.8758	0.0251
I-BUTENO	0.0022	0.0022	0.0022	0.0022	0.0022	0.0000	0.0063	0.0000
ISOBUTANO	0.0083	0.0083	0.0083	0.0083	0.0083	0.0000	0.0236	0.0000
N-BUTANO	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0000	0.0002	0.0000

CORRIENTE	10	11	12	13	14	15	16	17
DESCRIPCION	A CONDEN. EA-113	CONDENSADO DOMO DA-101	CONDENSADO DOMO DA-101	ALIMENTAC. A SA-103	A REFLUJO Y PRODUCTO	A GAS COMBUSTIBLE	CARGA A 6A-103	REFLUJO A DOMO DA-101
EDD. FIS.	VAP	LIQ	LIQ	LIQ	LIQ	VAP	LIQ	LIQ
PES. MOL.	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764
T (°K)	343.85	333.85	333.85	332.00	332.00		332.00	336.00
P (psia)	455.00	454.00	454.00	453.00	453.00		453.00	455.00
P (bar)	31.3711	31.3021	31.3021	31.2332	31.2332	0.0000	31.2332	31.3711
H (Cal/gr-mol)	3974.5880	1471.3400	1471.3400	1402.3690	1402.3690		1402.3690	1554.3650
S (Cal/grmol*°K)	8.571109	1.266598	1.266598	1.059967	1.059967		1.059967	1.513939
lb/hr	108003.6727	108003.6727	108003.6727	216007.3454	216007.3454	0.0000	205461.3253	206461.3253
lb-mol/hr	2566.8468	2566.8468	2566.8468	5133.6936	5133.6936	0.0000	4906.8201	4996.8201
ETANO	11.8075	11.8075	11.8075	23.6150	23.6150		22.5714	22.5714
PROPILENO	2490.6115	2490.6115	2490.6115	4981.2229	4981.2229		4761.0875	4761.0875
PROPANO	64.4279	64.4279	64.4279	128.8557	128.8557		123.1612	123.1612
I-BUTENO								
ISOBUTANO								
N-BUTANO								
ETANO	0.0046	0.0046	0.0046	0.0046	0.0046		0.0046	0.0046
PROPILENO	0.9703	0.9703	0.9703	0.9703	0.9703		0.9703	0.9703
PROPANO	0.0251	0.0251	0.0251	0.0251	0.0251		0.0251	0.0251
I-BUTENO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000
ISOBUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000
N-BUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000

RESULTADOS Y ANALISIS

119

CORRIENTE	18	19	20	21	22	23	24	25
DESCRIPCION	CARGA A GA-103A	PROPANO FROD. DA-101	A REBOILER EA-108	REFLUJO A FONDO DA-101	CARGA A VALV. PRES.	DOMO TORR. DA-102	FONDO DE DA-102	A REBOILER EA-113
EDD. FIS.	LIQ	LIQ	LIQ	VAP	LIQ	VAP	LIQ	LIQ
PES. MOL.	42.0764	44.3168	44.3168	44.3168	42.8644	42.0764	44.3168	44.3168
T (°K)	332.00	354.20	354.20	358.00	346.80	322.43	332.39	332.39
P (psia)	453.00	465.00	465.00	464.00	455.00	295.00	305.00	305.00
P (bar)	31.2332	32.0606	32.0606	31.9916	31.3711	20.3395	21.0290	21.0290
H (Cal/gr-mol)	1402.3690	2523.5980	2523.5980	4531.7210	2116.4790	3952.0500	1601.5500	1601.5500
S (Cal/grmol°K)	1.059967	4.781521	4.781521	10.448680	3.320984	9.073580	2.197173	2.197173
lb/hr	9546.0201	5456.5725	227508.8725	227508.8725	15173.9976	167175.5078	191953.5621	93217.2157
lb-mol/hr	226.8735	123.1265	5133.6936	5133.6936	354.0000	3973.1419	4331.3904	2103.4284
ETANO	1.0436				1.0620	18.2765		
PROPILENO	220.1354	11.5852	483.0806	483.0806	234.3834	3855.1396	407.5838	197.9326
PROPANO	5.6945	107.8342	4496.0889	4496.0889	114.8022	99.7259	3793.4317	1842.1826
I-BUTENO		0.7757	32.3423	32.3423	0.7788		27.2878	13.2516
ISOBUTANO		2.9058	121.1552	121.1552	2.9382		102.2208	49.6409
N-BUTANO		0.0246	1.0267	1.0267	0.0354		0.8663	0.4207
ETANO	0.0046	0.0000	0.0000	0.0000	0.0030	0.0046	0.0000	0.0000
PROPILENO	0.9703	0.0941	0.0941	0.0941	0.8621	0.9703	0.0941	0.0941
PROPANO	0.0251	0.8758	0.8758	0.8758	0.3243	0.0251	0.8758	0.8758
I-BUTENO	0.0000	0.0063	0.0063	0.0063	0.0022	0.0000	0.0063	0.0063
ISOBUTANO	0.0000	0.0236	0.0236	0.0236	0.0083	0.0000	0.0236	0.0236
N-BUTANO	0.0000	0.0002	0.0002	0.0002	0.0001	0.0000	0.0002	0.0002

CORRIENTE	26	27	28	29	30	31	32	33
DESCRIPCION	A REBOILER EA-109	EVAP. FONDO DA-102	EVAP. FONDO DA-102	REFLUJO A FONDO DA-102	PROPANO FROD. DA-102	A CONDEN. EA-110	A CONDEN. EA-111	A CONDEN. EA-112
EDD. FIS.	LIQ	VAP	VAP	VAP	LIQ	VAP	VAP	VAP
PES. MOL.	44.3168	44.3168	44.3168	44.3168	44.3168	42.0764	42.0764	42.0764
T (°K)	332.39	344.39	344.39	340.50	332.39	322.43	322.43	322.43
P (psia)	305.00	303.90	303.90	302.00	305.00	295.00	295.00	295.00
P (bar)	21.0290	20.9531	20.9531	20.8221	21.0290	20.3395	20.3395	20.3395
H (Cal/gr-mol)	1601.5500	4656.3030	4656.3030	4584.7910	1601.5500	3952.0500	3952.0500	3952.0500
S (Cal/grmol°K)	2.197173	11.369230	11.369230	11.111630	2.197173	9.073580	9.073580	9.073580
lb/hr	93217.2157	93217.2157	93217.2157	186434.4314	5518.3066	55725.1679	55725.1679	55725.1679
lb-mol/hr	2103.4284	2103.4284	2103.4284	4206.8568	124.5336	1324.3806	1324.3806	1324.3806
ETANO						6.0922	6.0922	6.0922
PROPILENO	197.9326	197.9326	197.9326	395.8652	11.7106	1285.0465	1285.0465	1285.0465
PROPANO	1842.1826	1842.1826	1842.1826	3684.3652	109.0665	33.2420	33.2420	33.2420
I-BUTENO	13.2516	13.2516	13.2516	26.5032	0.7846			
ISOBUTANO	49.6409	49.6409	49.6409	99.2818	2.9390			
N-BUTANO	0.4207	0.4207	0.4207	0.8414	0.0749			
ETANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0046	0.0046	0.0046
PROPILENO	0.0941	0.0941	0.0941	0.0941	0.0941	0.9703	0.9703	0.9703
PROPANO	0.8758	0.8758	0.8758	0.8758	0.8758	0.0251	0.0251	0.0251
I-BUTENO	0.0063	0.0063	0.0063	0.0063	0.0063	0.0000	0.0000	0.0000
ISOBUTANO	0.0236	0.0236	0.0236	0.0236	0.0236	0.0000	0.0000	0.0000
N-BUTANO	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000

CORRIENTE	34	35	36	37	38	39	40	41
DESCRIPCION	CONDENSADO DOMO DA-102	CONDENSADO DOMO DA-102	CONDENSADO DOMO DA-102	ALIMENTAC. A SA-104	A GAS COMBUSTIBLE	A REFLUJO Y PRODUCTO	CARGA A GA-104	REFLUJO A DOMO DA-102
EDD. FIS.	L10	L10	L10	L10	VAP	L10	L10	L10
PES. MDL.	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764
T (*K)	309.80	309.80	309.80	309.80	319.00	309.80	309.80	309.80
P (psia)	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00
P (bar)	20.2016	20.2016	20.2016	20.2016	20.2016	20.2016	20.2016	20.3395
H (Cal/gr-mol)	694.5331	694.5331	694.5331	694.5331		694.5331	694.5331	697.3655
S (Cal/grmol*K)	-1.062034	-1.062034	-1.062034	-1.062034		-1.062034	-1.062034	-1.051965
lb/hr	55725.1679	55725.1679	55725.1679	167175.5078	0.0000	167175.5078	157520.3878	157520.3878
lb-mol/hr	1324.3806	1324.3806	1324.3806	3973.1419	0.0000	3973.1419	3743.6755	3743.6755
ETANO	6.0922	6.0922	6.0922	18.2765		18.2765	17.2209	17.2209
PROPILENO	1285.0465	1285.0465	1285.0465	3855.1396		3855.1396	3632.4883	3632.4883
PROPANO	33.2420	33.2420	33.2420	99.7259		99.7259	93.9663	93.9663
I-BUTENO								
ISOBUTANO								
N-BUTANO								
ETANO	0.0046	0.0046	0.0046	0.0046		0.0046	0.0046	0.0046
PROPILENO	0.9703	0.9703	0.9703	0.9703		0.9703	0.9703	0.9703
PROPANO	0.0251	0.0251	0.0251	0.0251		0.0251	0.0251	0.0251
I-BUTENO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000	0.0000
ISOBUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000	0.0000
N-BUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000	0.0000

CORRIENTE	42	43	44	45	46	47	S-2	M-2
DESCRIPCION	CARGA A GA-104A	PROPILENO PROD. DA-102	PROPILENO PROD. DA-101	PROD. C3 DA-101, 102	PROD. C3= DA-101, 102	CARGA A DA-102	VAP. DE AGUA A FESBILER	AGUA DE ENFRIAMIENTO
EDD. FIS.	L10	L10	L10	L10	L10	L10	VAP	L10
PES. MDL.	42.0764	42.0764	42.0764	44.3168	42.0764	42.8644	18.00	18.00
T (*K)	309.80	314.80	336.09	343.29	327.90	325.91	417.99	298.71
P (psia)	293.00	340.00	455.09	389.00	397.50	300.00	60.00	95.00
P (bar)	20.2016	23.4421	31.3711	26.2000	27.4066	20.6842	4.1368	6.5500
H (Cal/gr-mol)	694.5331	1328.6870	1554.3650	2031.6130	1270.4670	1272.6190	1177.5000	-88.6770
S (Cal/grmol*K)	-1.062034	0.895919	1.513939	3.425367	0.689752	0.906756	1.643700	10.558750
lb/hr	9655.1209	9655.1209	9546.0201	10975.5931	19201.1402	15173.9976	25079.0670	7021.5810
lb-mol/hr	229.4664	229.4664	226.8735	247.6601	456.3399	354.0000	1393.2815	390.0880
ETANO	1.0555	1.0555	1.0436		2.0992	1.0620	DEL H =	DEL H =
PROPILENO	222.6512	222.6512	220.1754	23.3048	442.7866	234.3934	915.4000	1105.2276
PROPANO	5.7594	5.7595	5.6945	216.9007	11.4541	114.8022	BTU/lb	BTU/lb
I-BUTENO				1.5603		0.7788		
ISOBUTANO				5.8448		2.9382	T sal. =	T sal. =
N-BUTANO				0.0495		0.0354	235.112 °F	164.0 °F
ETANO	0.0046	0.0046	0.0046	0.0000	0.0046	0.0030		
PROPILENO	0.9703	0.9703	0.9703	0.0941	0.9703	0.6621		
PROPANO	0.0251	0.0251	0.0251	0.8759	0.0251	0.3243		
I-BUTENO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0063	0.0000	0.0022		
ISOBUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0226	0.0000	0.0083		
N-BUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0002	0.0000	0.0001		

$$Q_R = (21.628+1) (226.8735) (7149.5313) - (21.628) (226.8735) (2644.673) + (123.1265) (4539.494) - (350) (3794.6322)$$

$$Q_R = 22,957,378.01 \text{ Btu/hr}$$

Para la columna DA-102, se tiene que $Q_{CDA-101} = Q_{RIDA-102}$

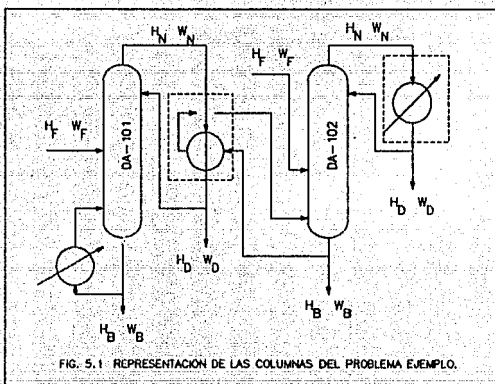


FIG. 5.1 REPRESENTACIÓN DE LAS COLUMNAS DEL PROBLEMA EJEMPLO.

Despejando R de la ecuación para Q_R se tiene:

$$R_{op} = \frac{Q_R - W_D H_N - W_B H_B + W_F H_F}{W_D (H_N - H_D)} \quad (5.3)$$

Para las condiciones de la segunda columna se tiene:

$H_N = 7109.0195 \text{ Btu/lbmol}$	$W_D = 229.4664 \text{ lbmol/hr}$
$H_B = 2880.8973 \text{ Btu/lbmol}$	$W_F = 354.0 \text{ lbmol/hr}$
$H_F = 2289.2102 \text{ Btu/lbmol}$	$W_B = 124.5336 \text{ lbmol/hr}$
$H_D = 1249.3388 \text{ Btu/lbmol}$	

Sustituyendo los valores para la ecuación R_{op} se tiene:

$$R_{op} = 16.3147$$

$$Q_c = 23,281,342.76 \text{ Btu/hr}$$

Como son tres condensadores la carga de cada uno de ellos es:

$$Q_c = 7,760,447.59 \text{ Btu/hr}$$

Hay dos reboilers-condensadores, cada uno con una carga de:

$$Q_R = 11,558,223.79 \text{ Btu/hr}$$

Calculo de vapor de agua en el reboiler EA-108

$$Q_R = 22,957,378.01 \text{ Btu/hr} \quad \lambda_{VAP} = 16477.2 \text{ Btu/lbmol}$$

$$Q_R = W_V \lambda_{VAP} \Rightarrow W_V = 1393.2815 \text{ lbmol/hr} \quad (5.4)$$

Calculo del agua de enfriamiento en los condensadores EA-110 a EA-112

$$Q_c = 7,760,447.59 \text{ Btu/hr} \quad \lambda_{llq} = 19894.0966 \text{ Btu/lbmol}$$

$$Q_c = W_L \lambda_{llq} \Rightarrow W_L = 390.088 \text{ lbmol/hr}$$

Reajustando los flujos de la columna DA-102.

Con el cálculo de $R_{op} = 16.3147$

$$R = \frac{L}{D} \Rightarrow L = RD = (16.3147)(229.4664) = 3743.6755 \text{ lbmol/hr}$$

$$V = L + D = 3743.6755 + 229.4664 = 3973.1419 \text{ lbmol/hr}$$

Haciendo un balance en el reboiler-condensador

$$Q_R = W_S H_S - W_E H_E \Rightarrow W_S = W_E \Rightarrow W = \frac{Q_R}{H_S - H_E}$$

$$W_{25} = 2103.4284 \text{ lbmol/hr}$$

$$W_{25} = W_{26} = W_{27} = W_{28}$$

W_{30} = producto de fondos.

Flujo para la corriente 24 $W_{24} = W_{25} + W_{26} + W_{30}$

$$W_{24} = 4331.3904$$

Una vez realizado el análisis de la cantidad de servicios requeridos para los equipos de intercambio se procede a realizar el análisis termodinámico de procesos.

El análisis de segunda ley se muestra en la Tabla (5.3), la cual muestra las pérdidas de energía por equipo de proceso, haciéndose notar que en las columnas y en los equipos de intercambio es en donde se pierde más energía, esto es debido a que en estos equipos se produce una mayor cantidad de entropía generada (ΔS_{gen}); en los demás equipos la generación de entropía es debida precisamente al desajuste en los equipos mencionados. Esto puede ser visto en la Graf. (5.1), la cual muestra las pérdidas de energía totales por equipos.

Las irreversibilidades de estos equipos se deben principalmente a que se están manejando gradientes de temperatura excesivos en los equipos de intercambio, cuando se mezclan las corrientes alguna de sus propiedades difiere considerablemente como puede ser presión ó temperatura, hay una expansión súbita en la alimentación a la columna DA-102 lo cual causa una pérdida considerable de energía, esto es en general algunas de las causas que producen las irreversibilidades en el proceso.

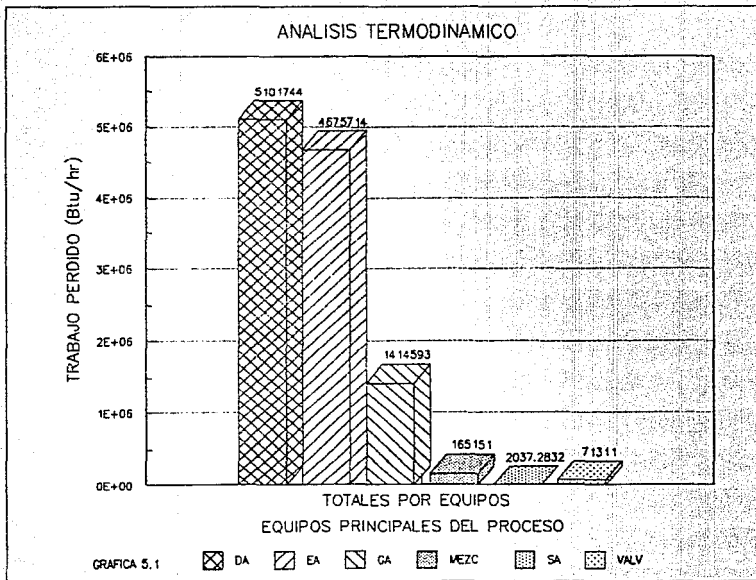
Una vez realizado el análisis termodinámico de procesos se observa de la graf. (5.1) que en las columnas y en los equipos de intercambio se pierde mayor energía, por lo tanto, se procederá a realizar el análisis de redes, que en estos casos lo que ha dado los mejores resultados para ajustes de procesos.

Como ya se ha mencionado, se hizo el análisis con diferentes valores de ΔT_{min} , de lo cual se concluye que:

TABLA 5.3 ANALISIS TERMODINAMICO DE SEGUNDA LEY.

EQUIPOS	D	W	DEL H tot.	DEL S tot.	W _e	(W _e) _{min.}	DEL S gen.	W _p
	(Btu/hr)	(Btu/hr)	(Btu/hr)	(Btu/hr*°K)	(Btu/hr)	(Btu/hr)	(Btu/hr*°K)	(Btu/hr)
DA-101	0.0000	3670724.6536	3670724.6536	12427.6065	3670724.6536	-96704.2711	12427.6065	3767420.9247
DA-102	0.0000	692469.4711	692469.4711	4456.2445	692469.4711	-650441.0346	4456.2445	1350910.5054
EA-108	18544175.5806	0.0000	18544175.5806	52333.8419	5094890.1258	2679171.4175	7968.7241	2415718.7083
EA-109	0.1741	0.0000	0.1741	977.1261	0.0000	-296215.6142	977.1256	296215.6142
EA-110	-7760447.4709	0.0000	-7760447.4709	-24146.2754	115350.6303	-440504.0978	1833.5963	555854.7281
EA-111	-7760447.4709	0.0000	-7760447.4709	-24146.2754	115350.6303	-440504.0978	1833.5963	555854.7281
EA-112	-7760447.4709	0.0000	-7760447.4709	-24146.2754	115350.6303	-440504.0978	1833.5963	555854.7281
EA-113	0.1741	0.0000	0.1741	977.1261	0.0000	-296215.6142	977.1256	296215.6142
GA-102	0.0000	39048.2061	39048.2061	107.9016	39048.2061	6313.5765	107.9016	32734.6275
GA-102A	0.0000	43929.6555	43929.6555	123.9406	43929.6555	6357.0527	123.9406	37572.6028
GA-103	0.0000	1341589.2519	1341589.2519	4066.9736	1341589.2519	126875.2119	4066.9736	1214714.0400
GA-103A	0.0000	62030.2035	62030.2035	185.2679	62030.2035	5866.2400	185.2679	56163.9555
GA-104	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GA-104A	0.0000	61595.9746	61595.9746	187.4059	61595.9746	4783.8739	187.4059	56812.1007
MI1 1	-636918.3232	0.0000	-636918.3232	-1908.1508	0.0000	-58462.4028	192.8498	58462.4028
MI1 2	-692505.2204	0.0000	-692505.2204	-1949.3547	0.0000	-101558.3515	335.0102	101558.3515
MI1 3	60271.3433	0.0000	60271.3433	199.3217	0.0000	-153.0386	0.5048	153.0386
MI1 4	-12626.0804	0.0000	-12626.0804	-25.2322	0.0000	-4976.9516	16.4175	4976.9516
MI1 5	0.1249	0.0000	0.1249	-0.0002	0.0000	0.1828	-0.0006	-0.1828
SA-102	-12620.6237	0.0000	-12620.6237	-34.9112	0.0000	-2037.2832	6.7204	2037.2832
SA-103	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SA-104	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
VALV	-537354.5604	0.0000	-537354.5604	-1537.3163	0.0000	-71311.0694	235.2336	71311.0694
TOTALES =	-6568919.8738	5911387.4161	-657537.4076	-1910.9749	11352329.4327	-78220.3595	37705.9205	11430549.7922

TOTALES POR EQUIPOS:	
COLUMNAS	5118339.4303
INTERCAMB.	4675714.1211
BOMBAS	1397997.3265
MEZCLADORES	165150.5617
ACUMULADORES	2037.2832
VALVULA	71311.0694



Para los casos de ΔT_{\min} de 15 y 20 °K, se deduce que sólo se requieren servicios de calentamiento por arriba del pinch y servicios de enfriamiento por debajo del pinch y no hay ninguna combinación factible sin que se viole el significado del pinch. Estos valores son demasiado altos y la carga de los servicios se incrementa también, por lo tanto, son inadecuados para usarse. Los datos para estos análisis se muestran en las Tablas (5.6b), (5.7b). En dichas tablas se aprecia la generación de dos puntos pinch y relaciones de servicio idénticas (ver Figs. (5.4) y (5.5)).

Como se puede observar, en el caso con $\Delta T_{\min} = 10$ °K, hay una combinación factible abajo del pinch, y también como se puede ver, es que el ΔT del intervalo en donde se encuentra la combinación es muy pequeño y el intervalo siguiente a esta combinación que es el restante de las corrientes calientes es relativamente más grande, esto está implicando que se requiere de servicio de enfriamiento adicional para llevar dicha corrientes a su temperatura destino, lo que implica además que en lugar de ahorrar estamos introduciendo equipo y servicios en estas corrientes, siendo que antes no se requería (ver Fig. (5.3)). Esto mismo es observado en el caso en el que $\Delta T_{\min} = 5$ °K (ver Fig. (5.2)). Esto nos está indicando que se está perdiendo energía que no puede ser ya combinada en el proceso pinch.

Hay que tomar en cuenta también que no se puede disminuir demasiado el ΔT_{\min} , ya que esto implicará mayor área de intercambio y mayor inversión en la misma.

Por lo tanto, se concluye que en esta sección de la planta antes de realizar el análisis de redes de intercambio de calor es necesario disminuir el exceso de rango de temperaturas en los intercambiadores que ya tiene instalada la planta.

Esta reducción de los rangos de temperatura nos va a ayudar a reducir las pérdidas de energía en cambiadores de calor, columnas, mezcladores, acumuladores y bombas, esto es debido a que las corrientes en lugar de manejarse a condiciones de sobrecalentamiento ó de subenfriamiento, se van a manejar a sus condiciones de saturación, lo que nos va a permitir manejar rangos de temperatura más bajos y por ende van a generar rangos de entropía más bajos en dichos equipos, lo cual como ya se indico es el indicativo de que tan irreversible es el proceso.

TABLA 5.4A CORRIENTES DEL PROCESO A COMBINAR CON UN $T_{\text{min}}=5^{\circ}\text{K}$

TIPO DE CORRIENTE C=CAL., F=FRIA	NUMERO DE CORRIENTE	CAPACIDAD DE FLUJO (Btu/hr $^{\circ}\text{K}$)	TEMP. INIC. ($^{\circ}\text{K}$)	
			SALIDA	ENTRADA
C	0	0	0.00	0.00
C	1	1155822.3790	333.85	343.85
C	2	1155822.3790	333.85	343.85
C	3	614445.5732	309.80	322.43
C	4	614445.5732	309.80	322.43
C	5	614445.5732	309.80	322.43
F	6	6041415.2650	358.00	354.20
F	7	963185.3158	344.39	332.39
F	8	963185.3158	344.39	332.39

No. SUBSIST.	INTERV. TEMP		Q caliente (Btu/hr)	Q fria (Btu/hr)	DEFICIT (Btu/hr)	ACUMULADO		FLUJOS DE CALOR	
	C. C.	C. F.				ENTRADA (Btu/hr)	SALIDA (Btu/hr)	ENTRADA (Btu/hr)	SALIDA (Btu/hr)
1	343.00	358.00	0.00	22957378.01	22957378.01	0.00	-22957378.01	33629471.31	10672093.30
2	359.20	354.20	0.00	0.00	0.00	-22957378.01	-22957378.01	10672093.30	10672093.30
3	349.39	344.39	0.00	10672093.30	10672093.30	-22957378.01	-33629471.31	10672093.30	0.00
4	343.85	338.85	14933225.14	12444354.78	-2488870.86	-33629471.31	-3114060.45	0.00	2488870.86
5	337.39	332.39	8183222.44	0.00	-8163222.44	-3114060.45	-22957378.01	2488870.86	10672093.30
6	333.85	328.85	0.00	0.00	0.00	-22957378.01	-22957378.01	10672093.30	10672093.30
7	322.43	317.43	23281342.77	0.00	-23281342.77	-22957378.01	323964.76	10672093.30	33953436.07
	309.00	304.80							

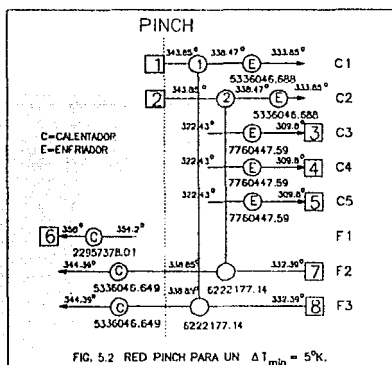


TABLA 5.5 TABLA PROBLEMA A UN $T_{\min}=10^{\circ}\text{K}$.

No. SUBSIST.	INTERV. TEMP		Q caliente (Btu/hr)	Q fria (Btu/hr)	DEFICIT (Btu/hr)	ACUMULADO		FLUJOS DE CALOR	
	C. C.	C. F.				ENTRADA (Btu/hr)	SALIDA (Btu/hr)	ENTRADA (Btu/hr)	SALIDA (Btu/hr)
1	368.00	358.00	0.00	22957378.01	22957378.01	0.00	-22957378.01	43261324.46	20303946.46
2	364.20	354.20	0.00	0.00	0.00	-22957378.01	-22957378.01	20303946.46	20303946.46
3	354.39	344.39	0.00	20303946.46	20303946.46	-22957378.01	-43261324.46	20303946.46	0.00
4	343.85	333.85	3375001.35	2812501.12	-562500.22	-43261324.46	-42698824.24	0.00	562500.22
5	342.39	332.39	19741446.23	0.00	-19741446.23	-42698824.24	-22957378.01	562500.22	20303946.46
6	333.85	323.85	0.00	0.00	0.00	-22957378.01	-22957378.01	20303946.46	20303946.46
7	322.43	312.43	23281342.77	0.00	-23281342.77	-22957378.01	323964.76	20303946.46	43585209.23
	309.80	299.80							

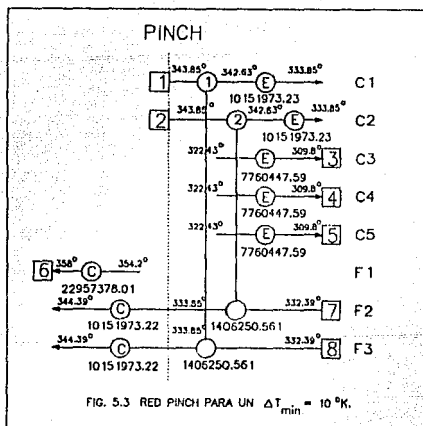


TABLA 5.6 TABLA PROBLEMA A UN $T_{\min}=15^{\circ}\text{K}$.

No. SUBSIST.	INTERV. TEMP		Q caliente (Btu/hr)	Q fria (Btu/hr)	DEFICIT (Btu/hr)	ACUMULADO		FLUJOS DE CALOR	
	C. C.	C. F.				ENTRADA (Btu/hr)	SALIDA (Btu/hr)	ENTRADA (Btu/hr)	SALIDA (Btu/hr)
1	373.00	358.00	0.00	22957378.01	22957378.01	0.00	-22957378.01	46073825.59	23116447.58
2	369.20	354.20	0.00	0.00	0.00	-22957378.01	-22957378.01	23116447.58	23116447.58
3	359.39	344.39	0.00	23116447.58	23116447.58	-22957378.01	-46073825.59	23116447.58	0.00
4	347.39	332.39	0.00	0.00	0.00	-46073825.59	-46073825.59	0.00	0.00
5	343.85	328.85	23116447.58	0.00	-23116447.58	-46073825.59	-22957378.01	0.00	23116447.58
6	333.85	318.85	0.00	0.00	0.00	-22957378.01	-22957378.01	23116447.58	23116447.58
7	322.43	307.43	23281342.77	0.00	-23281342.77	-22957378.01	323964.76	23116447.58	46397790.35
	309.80	294.80							

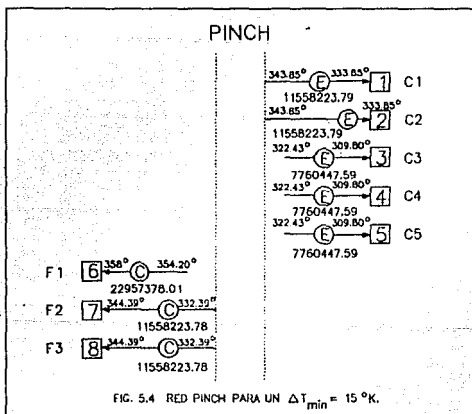
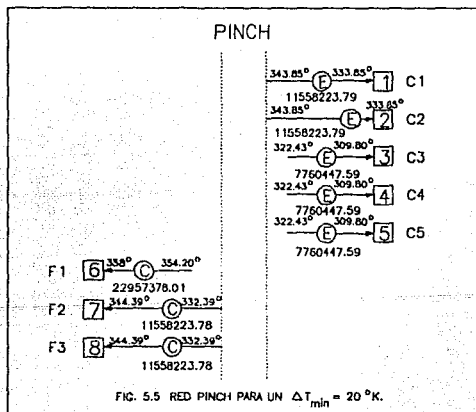


TABLA S.7 TABLA PROBLEMA A UN $T_{min}=20^{\circ}K.$

No. SUBSIST.	INTERV. TEMP		Q caliente (Btu/hr)	Q fria (Btu/hr)	DEFICIT (Btu/hr)	ACUMULADO		FLUJOS DE CALOR	
	C. C.	C. F.				ENTRADA (Btu/hr)	SALIDA (Btu/hr)	ENTRADA (Btu/hr)	SALIDA (Btu/hr)
1	378.00	358.00	0.00	22957378.01	22957378.01	0.00	-22957378.01	46073825.59	23116447.58
2	374.20	354.20	0.00	0.00	0.00	-22957378.01	-22957378.01	23116447.58	23116447.58
3	364.39	344.39	0.00	23116447.58	23116447.58	-22957378.01	-46073825.59	23116447.58	0.00
4	352.39	332.39	0.00	0.00	0.00	-46073825.59	-46073825.59	0.00	0.00
5	343.85	323.85	23116447.58	0.00	-23116447.58	-46073825.59	-22957378.01	0.00	23116447.58
6	333.85	313.85	0.00	0.00	0.00	-22957378.01	-22957378.01	23116447.58	23116447.58
7	322.43	302.43	23281342.77	0.00	-23281342.77	-22957378.01	323964.76	23116447.58	46397790.35
	309.80	289.80							



Este nuevo ajuste del proceso se indica a partir de la Tabla (5.8) y (5.9) que muestran las propiedades termodinámicas de las corrientes de proceso corregidas.

Con los ajustes realizados a los equipos se vuelve a calcular el balance de masa y energía para las columnas de destilación, esto con la idea de ajustar las cargas y las relaciones de reflujo.

La R_{op} de la columna DA-101 se mantiene, por lo tanto, la R_{op} de la columna DA-102 estará en función de las condiciones de Q_c de DA-101.

CALCULOS PARA DA-101.

$$R_{op} = 21.628$$

Con este valor y los datos de la Tabla (5.8), se obtiene las cargas de los condensadores-reboilers y del reboiler para DA-101, de acuerdo a la Ec. (5.1):

$$Q_c = 19,479,857.38 \text{ Btu/hr}$$

Como hay dos condensadores-reboilers cada uno tiene una carga de:

$$Q_c = 9,989,928.69 \text{ Btu/hr}$$

De la Ec. (5.2) se determina la carga del reboiler para DA-101

$$Q_r = 19,949,743.57 \text{ Btu/hr}$$

Para la columna DA-102 $Q_c(DA-101) = Q_r(DA-102)$ y de esta relación se obtiene R_{op} con ayuda de la Ec. (5.3):

$$R_{op} = 15.7351$$

$$Q_c = 19,994,946.45 \text{ Btu/hr}$$

Como hay tres condensadores cada uno tiene una carga de:

$$Q_c = 6,664,982.15 \text{ Btu/hr}$$

TABLA 5.B PROPIEDADES TERMODINAMICAS DE LAS CORRIENTES DE PROCESO CORREGIDAS.

CORRIENTE	T (°K)	P (PSIA)	H (Cal/Mol)	S (Cal/Mol°K)	F (lbmol/hr)
0	0	0	0	0	0
2	346.29	450.00	2057.4580	3.153916	704.0000
3	346.29	450.00	2057.4580	3.153916	704.0000
4	346.29	450.00	2057.4580	3.153916	350.0000
5	346.29	450.00	2057.4580	3.153916	354.0000
6	347.47	450.00	2109.5140	3.297860	350.0000
7	343.85	455.00	3974.5880	8.570119	5133.6936
8	354.20	465.00	2523.5980	4.781521	5256.8201
9	343.85	455.00	3974.5880	8.571109	2566.8468
10	343.85	455.00	3974.5880	8.571109	2566.8468
11	342.00	454.00	1810.9970	2.271365	2566.8468
12	342.00	454.00	1810.9970	2.271365	2566.8468
13	342.00	453.50	1811.4190	2.272929	5133.6936
14	342.00	453.50	1811.4190	2.272929	5133.6936
15	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
16	342.00	453.50	1811.4190	2.272929	4906.8201
17	343.50	455.00	1882.1210	2.478289	4906.8201
18	342.00	453.50	1811.4190	2.272929	226.8735
19	354.20	465.00	2523.5980	4.781521	123.1265
20	354.20	465.00	2523.5980	4.781521	5133.6936
21	355.00	464.00	4417.7590	10.128980	5133.6936
22	346.80	455.00	2116.4790	3.320984	354.0000
23	322.43	295.00	3952.0500	9.073580	3840.1432
24	332.39	305.00	1601.5500	2.197173	4107.0852
25	332.39	305.00	1601.5500	2.197173	1991.2758
26	332.39	305.00	1601.5500	2.197173	1991.2758
27	333.85	303.90	4390.5190	10.585810	1991.2758
28	333.85	303.90	4390.5190	10.585810	1991.2758
29	333.85	301.00	4392.9460	10.596620	3982.5516
30	332.39	305.00	1601.5500	2.197173	124.5336
31	322.43	295.00	3952.0500	9.073580	1280.0477
32	322.43	295.00	3952.0500	9.073580	1280.0477
33	322.43	295.00	3952.0500	9.073580	1280.0477
34	321.06	294.00	1057.4700	0.087796	1260.0477
35	321.06	294.00	1057.4700	0.087796	1280.0477
36	321.06	294.00	1057.4700	0.087796	1280.0477
37	321.06	294.00	1057.4700	0.087796	3840.1432
38	319.00	293.00	0.00	0.00	0.00
39	321.06	294.00	1057.4700	0.087796	3840.1432
40	321.06	294.00	1057.4700	0.087796	3616.6768
41	321.20	295.00	1062.0420	0.101511	3616.6768
42	321.06	294.00	1057.4700	0.087796	229.4664
43	321.20	295.00	1062.0420	0.101511	229.4664
44	343.50	455.00	1882.1210	2.478289	226.8735
45	343.29	380.00	2031.6130	3.425367	217.6601
46	332.35	366.37	1448.2630	1.245020	456.3399
47	325.91	300.00	1272.6190	0.996756	354.0000
S-2	417.89	60.00	1177.5000	1.643700	1210.7484
W-2	298.71	95.00	-88.6770	10.598250	335.0231

TABLA 3.9 BALANCE DE MASA Y ENERGIA CORREGIDO.

CORRIENTE	2	3	4	5	6	7	8	9
DESCRIPCION	CARGA A PROCESO	CARGA A PROCESO	CARGA A PROCESO	CARGA A PROCESO	CARGA A DA-101	DOMO TORR. DA-101	FONDO DE DA-101	A CONDEN. EA-101
EDD. FIS.	LTO	LTO	LTO	LTO	LTO	VAP	LTO	VAP
PES. MOL.	42.8644	42.8644	42.8644	42.8644	42.8644	42.0764	44.3168	42.0764
T (°K)	346.29	346.06	346.06	346.06	347.47	343.85	354.20	343.85
P (psia)	450.00	448.00	448.00	448.00	460.00	455.00	465.00	455.00
P (bar)	31.0264	30.8885	30.8885	30.8885	31.7158	31.3711	32.0606	31.3711
H (Cal/gr-mol)	2057.4580	2057.4580	2057.4580	2057.4580	2109.5140	3974.5880	2523.5880	3974.5880
S (Cal/gr-mol°K)	3.153916	3.153916	3.153916	3.153916	3.297860	8.570119	4.781521	8.571109
lb/hr	30176.5376	30176.5376	15002.5400	15173.9976	15002.5400	216007.3454	232965.4450	108003.6727
lb-mol/hr	704.0000	704.0000	350.0000	354.0000	350.0000	5133.6936	5256.8201	2566.8468
ETANO	2.1120	2.1120	1.0500	1.0620	1.0500	23.6150		11.8075
PROPILENO	466.1184	466.1184	231.7350	234.3834	231.7350	4981.2229	494.6668	2490.6115
PROPANO	228.3072	228.3072	113.5050	114.8022	113.5050	128.8557	4603.9230	64.4279
I-BUTENO	1.5488	1.5488	0.7700	0.7788	0.7700		33.1180	
ISOBUTANO	5.8432	5.8432	2.9050	2.9382	2.9050		124.0610	
N-BUTANO	0.0704	0.0704	0.0350	0.0354	0.0350		1.0514	
ETANO	0.0030	0.0030	0.0030	0.0030	0.0030	0.0046	0.0000	0.0046
PROPILENO	0.6621	0.6621	0.6621	0.6621	0.6621	0.9703	0.0941	0.9703
PROPANO	0.3243	0.3243	0.3243	0.3243	0.3243	0.0251	0.8758	0.0251
I-BUTENO	0.0027	0.0027	0.0027	0.0027	0.0027	0.0000	0.0063	0.0000
ISOBUTANO	0.0093	0.0093	0.0063	0.0083	0.0083	0.0000	0.0236	0.0000
N-BUTANO	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0000	0.0002	0.0000

CORRIENTE	10	11	12	13	14	15	16	17
DESCRIPCION	A CONDEN. EA-113	CONDENSADO COMO DA-101	CONDENSADO COMO DA-101	ALIMENTAC. A SA-103	A REFLUJO Y PRODUCTO	A GAS COMBUSTIBLE	CARGA A 6A-103	REFLUJO A DOMO DA-101
EDD. FIS.	VAP	LTO	LTO	LTO	LTO	VAP	LTO	LTO
PES. MOL.	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764
T (°K)	343.65	342.00	342.00	342.00	342.00	342.00	342.00	343.50
P (psia)	455.00	454.00	454.00	453.50	453.50		453.50	455.00
P (bar)	31.3711	31.3021	31.3021	31.2677	31.2677	0.0000	31.2677	31.3711
H (Cal/gr-mol)	3974.5880	1810.9970	1810.9970	1811.4190	1811.4190		1811.4190	1882.1210
S (Cal/gr-mol°K)	8.571109	2.271365	2.271365	2.272929	2.272929		2.272929	2.478289
lb/hr	108003.6727	15603.6727	168003.6727	216007.3454	216007.3454	0.0000	206461.3253	265461.3253
lb-mol/hr	2566.8468	2566.8468	2566.8468	5133.6936	5133.6936	0.0000	4906.8201	4906.8201
ETANO	11.8075	11.8075	11.8075	23.6150	23.6150		22.5714	22.5714
PROPILENO	2490.6115	2490.6115	2490.6115	4981.2229	4981.2229		4761.0875	4761.0875
PROPANO	64.4279	64.4279	64.4279	128.8557	128.8557		125.1612	123.1612
I-BUTENO								
ISOBUTANO								
N-BUTANO								
ETANO	0.0046	0.0046	0.0046	0.0046	0.0046		0.0046	0.0046
PROPILENO	0.9703	0.9703	0.9703	0.9703	0.9703		0.9703	0.9703
PROPANO	0.0251	0.0251	0.0251	0.0251	0.0251		0.0251	0.0251
I-BUTENO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000
ISOBUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000
N-BUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000

CORRIENTE	18	19	20	21	22	23	24	25
DESCRIPCION	CARGA A 6A-103A	PROPANO PROD. DA-101	A REBOILER EA-108	REFLUJO A FONDO DA-101	CARGA A VALV. PRES.	DOMO TORR. DA-102	FONDO DE DA-102	A REBOILER EA-113
EDD. FIS.	L10	L10	L10	VAP	L10	VAP	L10	L10
PES. MDL.	42.0764	44.3168	44.3168	44.3168	42.0644	42.0764	44.3168	44.3168
T (*K)	342.00	354.20	354.20	355.00	346.80	322.43	332.39	332.39
P (psia)	453.50	465.00	465.00	464.00	455.00	295.00	305.00	305.00
P (bar)	31.2677	32.0606	32.0606	31.9916	31.3711	20.3395	21.0290	21.0290
H (Cal/gr-mol)	1811.4190	2523.5980	2523.5980	4417.7590	2116.4790	3952.0500	1601.5500	1601.5500
S (Cal/grmol*K)	2.272929	4.781521	4.781521	10.128980	3.320584	9.073580	2.197173	2.197173
lb/hr	9546.0201	5456.5725	227508.8725	227508.8725	15173.9976	161579.4013	182101.5070	88246.9714
lb-mol/hr	226.8735	123.1265	5133.6936	5133.6936	354.0090	3840.1432	4109.0852	1991.2758
ETANO	1.0436				1.0620	17.6647		
PROPILENO	220.1354	11.5862	483.0806	483.0806	234.3034	3726.0969	386.6649	187.3791
PROPANO	5.6445	107.8342	4496.0889	4496.0889	114.8022	96.3876	3598.7368	1743.9593
I-BUTENO		0.7757	32.3423	32.3423	0.7768		25.8872	12.5450
ISOBUTANO		2.9058	121.1552	121.1552	2.9382		96.9744	46.9941
N-BUTANO		0.0246	1.0267	1.0267	0.0354		0.0218	0.3983
ETANO	0.0046	0.0000	0.0000	0.0000	0.0030	0.0046	0.0000	0.0000
PROPILENO	0.9703	0.0941	0.0941	0.0941	0.6621	0.9703	0.0941	0.0941
PROPANO	0.0251	0.8758	0.8758	0.8758	0.3243	0.0251	0.8758	0.8758
I-BUTENO	0.0000	0.0063	0.0063	0.0063	0.0022	0.0000	0.0063	0.0063
ISOBUTANO	0.0000	0.0236	0.0236	0.0236	0.0083	0.0000	0.0236	0.0236
N-BUTANO	0.0000	0.0002	0.0002	0.0002	0.0001	0.0000	0.0002	0.0002

CORRIENTE	26	27	28	29	30	31	32	33
DESCRIPCION	A REBOILER EA-109	EVAP. FONDO DA-102	EVAP. FONDO DA-102	REFLUJO A FONDO DA-102	PROPANO PROD. DA-102	A CONDEN. EA-110	A CONDEN. EA-111	A CONDEN. EA-112
EDD. FIS.	L10	VAP	VAP	VAP	L10	VAP	VAP	VAP
PES. MDL.	44.3168	44.3168	44.3168	44.3168	44.3168	42.0764	42.0764	42.0764
T (*K)	332.39	333.85	333.85	334.00	332.39	322.43	322.43	322.43
P (psia)	305.00	301.90	301.90	303.00	305.00	295.00	295.00	295.00
P (bar)	21.0290	20.9531	20.9531	20.8911	21.0290	20.3395	20.3395	20.3395
R (Cal/gr-mol)	1601.5500	4390.5190	4390.5190	4392.9460	1601.5500	3952.0500	3952.0500	3952.0500
S (Cal/grmol*K)	2.197173	10.585810	10.585810	10.596420	2.197173	9.073580	9.073580	9.073580
lb/hr	88246.9714	88246.9714	88246.9714	176493.9427	5518.9306	53859.7990	53859.7990	53859.7990
lb-mol/hr	1991.2758	1991.2758	1991.2758	3982.5516	124.5336	1280.0477	1280.0477	1280.0477
ETANO						5.8882	5.8882	5.8882
PROPILENO	187.3791	187.3791	187.3791	374.7581	11.7186	1242.0303	1242.0303	1242.0303
PROPANO	1743.9593	1743.9593	1743.9593	3487.9187	109.6645	12.1292	12.1292	12.1292
I-BUTENO	12.5450	12.5450	12.5450	25.0901	0.7846			
ISOBUTANO	46.9941	46.9941	46.9941	93.9882	2.9370			
N-BUTANO	0.3983	0.3983	0.3983	0.7965	0.0249			
ETANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0046	0.0046	0.0046
PROPILENO	0.0941	0.0941	0.0941	0.0941	0.0941	0.9703	0.9703	0.9703
PROPANO	0.8758	0.8758	0.8758	0.8758	0.8758	0.0251	0.0251	0.0251
I-BUTENO	0.0063	0.0063	0.0063	0.0063	0.0063	0.0000	0.0000	0.0000
ISOBUTANO	0.0236	0.0236	0.0236	0.0236	0.0236	0.0000	0.0000	0.0000
N-BUTANO	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000

CORRIENTE	34	35	36	37	38	39	40	41
DESCRIPCION	CONDENSADO DOMO DA-102	CONDENSADO DOMO DA-102	CONDENSADO DOMO DA-102	ALIMENTAC. A SA-101	A GAS COMBUSTIBLE	A REFLUJO Y PRODUCTO	CARGA A 6A-101	REFLUJO A DOMO DA-102
EDD. FIS.	LIQ	LIQ	LIQ	LIQ	VAP	LIQ	LIQ	LIQ
PES. MOL.	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764	42.0764
T (*K)	321.06	321.06	321.06	321.06	321.06	321.06	321.06	321.20
P (psia)	294.00	294.00	294.00	294.00	294.00	294.00	294.00	295.00
P (bar)	20.2705	20.2705	20.2705	20.2705	20.2705	20.2705	20.2705	20.3395
H (Cal/gr-eol)	1057.4700	1057.4700	1057.4700	1057.4700		1057.4700	1057.4700	1062.0420
S (Cal/gr-eol*K)	0.087796	0.087796	0.087796	0.087796		0.087796	0.087796	0.101511
Lb/hr	53859.7990	53859.7990	53859.7990	161579.4013	0.0000	161579.4013	151924.2813	151924.2813
Lb-mol/hr	1286.0477	1286.0477	1286.0477	3840.1432	0.0000	3840.1432	3610.6768	3610.6768
ETANO	5.8882	5.8882	5.8882	17.6647		17.6647	16.6091	16.6091
PROPILENO	1247.0303	1242.0303	1242.0303	3728.0909		3728.0909	3503.4397	3503.4397
PROPANO	32.1292	32.1292	32.1292	96.3876		96.3876	90.6280	90.6280
I-BUTENO								
ISOBUTANO								
N-BUTANO								
ETANO	0.0046	0.0046	0.0046	0.0046		0.0046	0.0046	0.0046
PROPILENO	0.9703	0.9703	0.9703	0.9703		0.9703	0.9703	0.9703
PROPANO	0.0251	0.0251	0.0251	0.0251		0.0251	0.0251	0.0251
I-BUTENO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000	0.0000
ISOBUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000	0.0000
N-BUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		0.0000	0.0000	0.0000

CORRIENTE	42	43	44	45	46	47	5-2	M-2
DESCRIPCION	CARGA A EA-104A	PROPILENO FRDD. DA-102	PROPILENO FRDD. DA-101	FRDD. nC3 QA-101, 102	FRDD. C3= DA-101, 102	CARGA A DA-102	VAP. DE AGUA A REBOILER	AGUA DE ENFRIAMIENTO
EDD. FIS.	LIQ	LIQ	LIQ	LIQ	LIQ	LIQ	VAP	LIQ
PES. MOL.	42.0764	42.0764	42.0764	44.3168	42.0764	42.0644	18.00	18.00
T (*K)	321.06	321.20	343.50	343.29	332.35	325.91	417.99	298.71
P (psia)	294.00	295.00	455.00	380.00	366.37	300.00	60.00	95.00
P (bar)	20.2705	20.3395	31.3711	28.2600	25.2603	20.6842	4.1368	6.5500
H (Cal/gr-eol)	1057.4700	1062.0420	1092.1210	2051.6130	1448.2630	1272.6190	1177.5000	-88.6770
S (Cal/gr-eol*K)	0.087796	0.101511	2.478289	3.425367	1.245020	0.906756	1.643700	10.559250
Lb/hr	9655.1200	9655.1700	9566.0201	10975.5031	19201.1402	15173.9976	21793.4712	6050.4158
Lb-mol/hr	229.4664	229.4664	228.8735	247.6601	456.3399	354.0000	1210.7484	335.0231
ETANO	1.0555	1.0555	1.0436		2.0592	1.0620	DEL H =	DEL H =
PROPILENO	222.6512	222.6512	229.1354	213.3048	447.7866	234.3834	915.4000	1105.2276
PROPANO	5.7596	5.7596	5.6945	216.9007	11.4561	114.8222	BTU/lb	BTU/lb
I-BUTENO				1.5603		0.7768		
ISOBUTANO				5.8448		2.9382	T sat. =	T sat. =
N-BUTANO				0.0495		0.0354	235.112 *F	104.0 *F
ETANO	0.0046	0.0046	0.0046	0.0000	0.0046	0.0030		
PROPILENO	0.9703	0.9703	0.9703	0.0941	0.9703	0.6621		
PROPANO	0.0251	0.0251	0.0251	0.0750	0.0251	0.3243		
I-BUTENO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0063	0.0000	0.0022		
ISOBUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0236	0.0000	0.0083		
N-BUTANO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0002	0.0000	0.0001		

CALCULO DE LOS SERVICIOS.

Para el reboiler EA-108, de la Ec. (5.4) y con el mismo valor de λ_v se tiene:

$$W_v = 1210.7484 \text{ lbmol/hr}$$

Para los condensadores EA-110 a EA-112, de la Ec. (5.4) y con el mismo valor de λ_l se tiene:

$$W_l = 335.0231 \text{ lbmol/hr}$$

Reajustando los flujos de DA-102 en base al R_{op} obtenido se tiene:

$$L = RD = W_{44} = 3610.6768 \text{ lbmol/hr}$$

$$V = L + D = W_{29} = 3840.1432 \text{ lbmol/hr}$$

Haciendo un balance en el condensador-reboiler para la corriente de la columna DA-102 se tiene:

$$W = 1991.2758 \text{ lbmol/hr} = W_{25, 26, 27, 28}$$

$$W_{20} = W_{27} + W_{28} = 3982.5516 \text{ lbmol/hr}$$

$$W_{24} = W_{25} + W_{26} + W_{30} = 4107.0852 \text{ lbmol/hr}$$

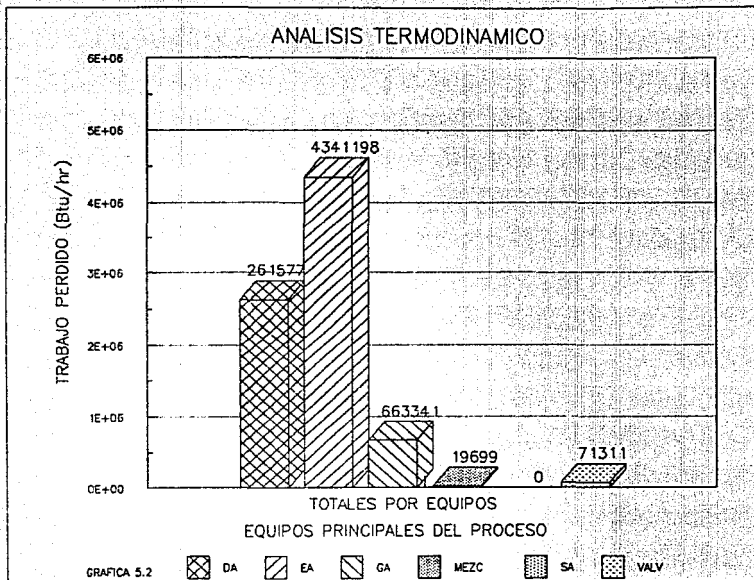
Habiendo completado de nuevo el balance de masa y energía, se procede a realizar de nuevo el análisis termodinámico de procesos, dicho análisis se muestra en la Tabla (5.10).

Las correcciones efectuadas a los equipos muestran una reducción significativa de la energía no aprovechada (W_p), esto es debido a que se redujeron las irreversibilidades debidas a la entropía total generada.

TABLA 5.10 ANALISIS TERMODINAMICO DE SEGUNDA LEY CORREGIDO.

EQUIPOS	Q	W	DEL H tot.	DEL S tot.	W _e	(W _e) _{min.}	DEL S gen.	W _p
	(Btu/hr)	(Btu/hr)	(Btu/hr)	(Btu/hr°K)	(Btu/hr)	(Btu/hr)	(Btu/hr°K)	(Btu/hr)
DA-101	0.0000	1830185.1231	1830185.1231	6868.0888	1830185.1231	-251876.0051	6868.0888	2092061.1282
DR-102	0.0000	-47113.6058	-47113.6058	1760.5423	-47113.6058	-580822.0171	1760.5423	533708.4113
EA-108	17491784.1994	0.0000	17491784.1994	49381.5462	4805752.5239	2521768.4831	7534.1713	2283984.0408
EA-109	-0.2846	0.0000	-0.2846	959.8712	0.0000	-290985.2418	959.8721	290985.2418
EA-110	-6664982.2570	0.0000	-6664982.2570	-20690.4241	99067.7286	-392680.1770	1622.1273	491747.9056
EA-111	-6664982.2570	0.0000	-6664982.2570	-20690.4241	99067.7286	-392680.1770	1622.1273	491747.9056
EA-112	-6664982.2570	0.0000	-6664982.2570	-20690.4241	99067.7286	-392680.1770	1622.1273	491747.9056
EA-113	-0.2846	0.0000	-0.2846	959.8712	0.0000	-290985.2418	959.8721	290985.2418
GA-102	0.0000	32773.7483	32773.7483	90.6252	32773.7483	5300.7247	70.6252	27473.0236
GA-102A	0.0000	37583.4896	37583.4896	106.3858	37583.4896	5332.6233	106.3858	32250.8662
GA-103	0.0000	624049.6019	624049.6019	1812.6054	624049.6019	74558.2761	1812.6054	549491.3238
GA-103A	0.0000	28853.7820	28853.7820	83.8083	28853.7820	3447.3034	83.8083	25406.4785
GA-104	0.0000	29694.9168	29694.9168	69.0766	29694.9168	2691.3359	69.0766	27003.5809
GA-104A	0.0000	1887.1768	1887.1768	5.6610	1887.1768	171.0403	5.6610	1716.1366
MIX 1	3896.9934	0.0000	3896.9934	14.4429	0.0000	-481.3673	1.5879	481.3673
MIX 2	17386.7522	0.0000	17386.7522	77.4416	0.0000	-6089.6723	20.0880	6089.6723
MIX 3	-17639.4641	0.0000	-17639.4641	-31.2980	0.0000	-8151.4724	26.8892	8151.4724
MIX 4	-12626.0804	0.0000	-12626.0804	-25.2322	0.0000	-4976.9516	16.4175	4976.9516
MIX 5	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SA-102	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SA-103	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SA-104	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
VALV	-537354.5604	0.0000	-537354.5604	-1537.3363	0.0000	-71311.0694	235.2336	71311.0694
TOTALES *	-3049499.5002	2537914.2327	-511585.2675	-1455.1723	7640869.9425	-70449.7811	25437.3074	7711319.7236

TOTALES POR EQUIPOS:	
COLUMNAS	2615769.5395
INTERCAMB.	4341158.2413
BOMBAS	663341.4097
MEZCLADORES	19699.4636
ACUMULADORES	0.0000
VALVULA	71311.0694



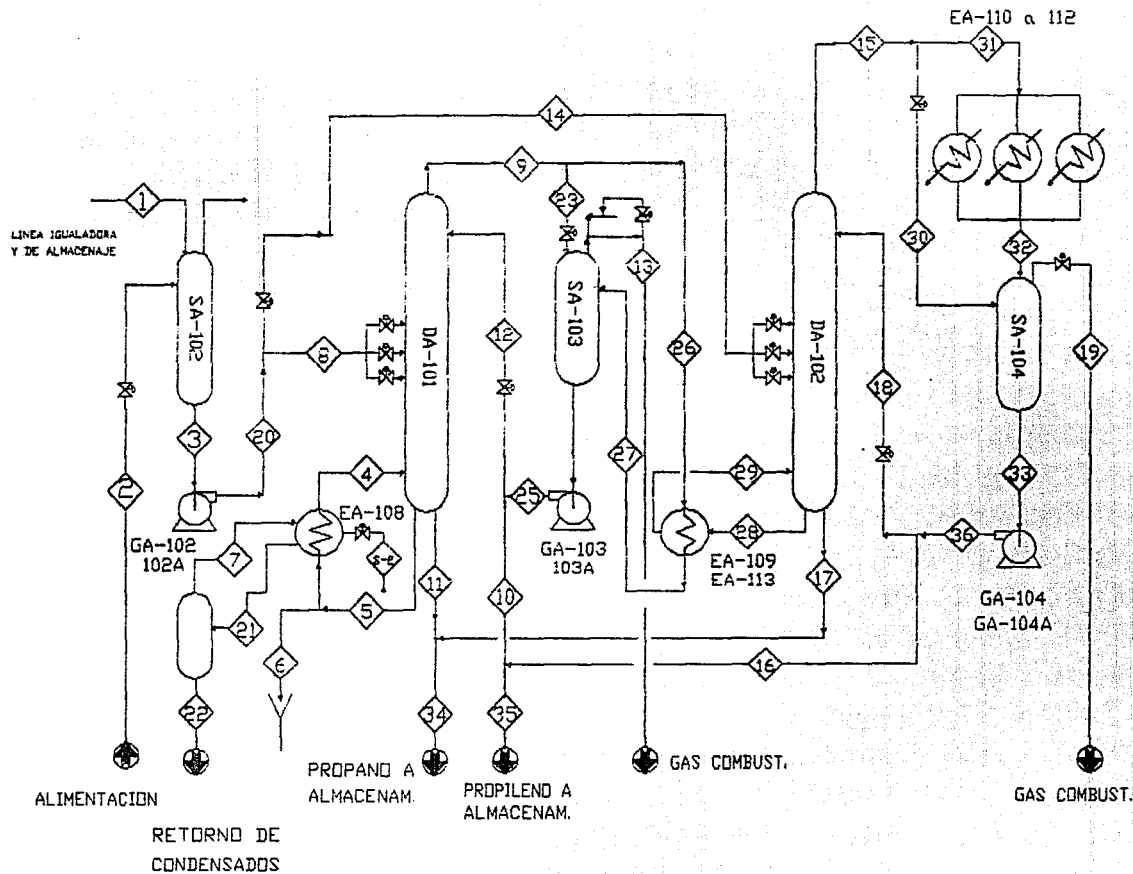
En el proceso original se observa que las mayores pérdidas de energía (W_p) están localizadas en las columnas y en los equipos de transferencia, esto debido a que había un exceso en los gradientes de temperaturas manejadas, al disminuir estos se aprecia una recuperación significativa de la energía en estos equipos y en general en todos los equipos del proceso.

En la siguiente tabla se muestra el porcentaje de recuperación de energía por equipos manejados en este problema ejemplo.

EQUIPOS	PROC. ORIGINAL	PROC. MODIFICADO	(%)
COLUMNAS	5101744.3190	2615769.5395	48.7279
INTERCAMBIADORES	4675714.1211	4341198.2413	7.1543
BOMBAS	1414592.5003	663341.4097	53.1072
MEZCLADORES	165150.5240	19699.4636	88.0718
ACUMULADORES	2037.2832	0.0	100.0
VALVULA	713111.0694	71311.0694	-----
TOTALES	11430549.8171	7711319.7236	32.5376
	(BTU/HR)	(BTU/HR)	RECUPERADO

Con este análisis se observa que en total se recupera el 32.5% de la energía originalmente perdida. En bombas, mezcladores, columnas y tanques acumuladores se aprecia una recuperación altamente significativa.

Esto puede ser visto en la Graf. (5.2), en la que se observan las reducciones de pérdidas de energía comparandola con la Graf. (5.1).



FES ZARAGOZA

INGENIERIA QUIMICA

DIAGRAMA DE FLUJO

DESTILACION PROPANO-PROPIENO

BAZAN JUANEZ SERGIO IGNACIO ANALISIS ENERGETICO DE
 SANCHEZ SANCHEZ SALVADOR PROCESOS DE SEPARACION

5.6 PROCESO EJEMPLO II

Primeramente se analizó el proceso original (dibujo 01) aplicando el análisis de segunda ley, para lo cual se requirió de todas las condiciones del proceso.

El resultado de este análisis se muestra en la tabla (5.11). Esta tabla muestra las pérdidas de energía por equipo, el mayor porcentaje de esta pérdida 60% corresponde a los equipos de transferencia de calor, un 33% para las columnas de destilación y el resto para los otros equipos.

Como se mencionó anteriormente, la pérdida de energía está asociada a la generación total de entropía la cual a su vez es debida a las irreversibilidades termodinámicas que se presentan en el proceso. Para hacer un uso más eficiente de la energía, es necesario disminuir la energía perdida y por consiguiente la generación total de entropía. Para conseguir lo anterior es necesario disminuir las irreversibilidades que ocurren en el proceso, mediante modificaciones a este.

La transferencia de calor, en general, es la fuente más importante de generación de entropía, y por tanto, la integración térmica debe ser considerada con alta prioridad cuando se identifican alternativas para mejorar el uso de la energía.

Para llevar a cabo la integración térmica se utilizó el método del punto de pliegue de Linnhoff.

La integración térmica de las corrientes de proceso tiene un límite ya que debe existir un gradiente de temperaturas apropiado para llevar a cabo la transferencia de calor. El acercamiento mínimo de temperaturas (ΔT_{\min}) en los cambiadores de calor es un parámetro importante en el diseño, ya que un valor pequeño redundará en un consumo menor de energía externa pero en una área mayor de los cambiadores de calor.

TABLA S.11 ANALISIS TERMODINAMICO DE SEGUNDA LEY.

EQUIPOS	Q (Btu/hr)	W (Btu/hr)	DEL H tot. (Btu/hr)	DEL S tot. (Btu/hr°F)	We (Btu/hr)	(We)min. (Btu/hr)	DEL S gen. (Btu/hr°F)	Wp (Btu/hr)
DA-103A	0.000	-4178616.000	-4178616.000	310.104	-4178616.000	-4202494.008	310.104	23878.008
DA-103B	0.000	20090298.800	20090298.800	52502.503	20090298.800	16047606.061	52502.503	4042692.739
DA-103C	0.000	-1432005.200	-1432005.200	6073.503	-1432005.200	-1899664.931	6073.503	467659.731
DA-101	0.000	206936530.000	206936530.000	424708.277	206936530.000	174233992.640	424708.277	32702537.360
DA-102	0.000	97367644.008	97367644.008	622998.456	97367644.008	49396762.877	622998.456	47970891.131
DA-201	0.000	85384950.000	85384950.000	9632.496	85384950.000	84643247.809	9632.496	741702.192
EA-101	0.000	7533800.000	7533800.000	162860.000	7533800.000	-5006420.000	162860.000	1254020.000
EA-102	0.000	4721400.000	4721400.000	227165.646	4721400.000	-12770354.742	227165.646	17491754.742
EA-103	0.000	-400260.000	-400260.000	133210.825	-400260.000	-10657493.540	133210.825	10257233.540
EA-104	0.000	2953730.000	2953730.000	143261.118	2953730.000	-8077376.117	143261.118	11031106.117
EA-105	0.000	24370310.000	24370310.000	195676.600	24370310.000	9303211.769	195676.600	15067098.231
EA-106	0.000	-4267790.000	-4267790.000	152184.254	-4267790.000	-15985977.558	152184.254	11718187.558
EA-107A	0.000	3263760.000	3263760.000	149814.043	3263760.000	-8271921.334	149814.043	11535681.334
EA-107C	0.000	-1833800.000	-1833800.000	63098.006	-1833800.000	-6492346.462	63098.006	4858546.462
EA-108	0.000	-4885005.000	-4885005.000	109829.241	-4885005.000	-13341856.565	109829.241	8456051.565
EA-110	0.000	49715438.200	49715438.200	100699.439	49715438.200	41946181.382	100699.439	7769256.818
EA-116	0.000	48812650.000	48812650.000	449389.744	48812650.000	14209639.712	449389.744	34603010.288
EA-201	0.000	7707375.000	7707375.000	81922.316	7707375.000	1399356.691	81922.316	6308018.309
EA-203	0.000	-4664480.000	-4664480.000	19830.038	-4664480.000	-6191392.941	19830.038	1526912.941
EA-101	0.000	341914063.664	341914063.664	19481.837	341914063.664	340413962.230	19481.837	1500101.434
BA-201	0.000	104873954.960	104873954.960	75252.360	104873954.960	99079523.232	75252.360	5794431.728
FA-105	0.000	4124473.992	4124473.992	6303.571	4124473.992	3639099.044	6303.571	485374.948
FA-102	0.000	7530860.000	7530860.000	75308.600	7530860.000	1732097.800	75308.600	5798762.200
FA-203	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

252691899.375

TABLA 5.12 CORRIENTES DE PROCESO QUE CONFORMAN LA RED

No. CORR.	CORRIENTES DE		TEMPERATURAS		MBtu/hr*F WCP
	ENTRADA	SALIDA	TE [°F]	TS [°F]	
C1	65	66	611	327	0.23940
C2	62	17	557	250	0.22540
C3	68	15	554	110	0.07432
C4	69	14	470	110	0.13380
C5	84	13	429	110	0.12660
C6	30	88	680	526	0.38570
C7	29	81	555	459	0.71560
C8	83	85	459	256	0.10880
C9	79	45	459	435	0.55880
C10	28	76	415	215	0.19450
C11	74	46	215	120	0.15560
C12	10	71	307	100	1.13044
F1	2	59	68	460	1.14336
F2	4	9	445	682	1.93510
F3	20	77	650	725	1.22880

Una vez establecidas las condiciones del proceso, se tienen que establecer que corrientes van a conformar la red. Para este caso las corrientes que van a participar en la integración se muestran en la tabla (5.12).

Para localizar el punto de pliegue es necesario establecer el ΔT_{min} . Como se mencionó anteriormente, este valor es un parámetro de diseño importante ya que repercutirá en la energía externa requerida y en el costo de los equipos.

En base a lo anterior dado que no se tiene un valor de ΔT_{min} , se procedió a construir la tabla problema a diferentes valores de ΔT_{min} , los resultados se muestran en las tablas (5.13), para lo cual se desarrollo un programa que calcula esta tabla. La tabla problema sirve para localizar el punto de pliegue para una red a un ΔT_{min} dado. Además de proporcionar la ubicación del punto de pliegue, también muestra el número de subredes así como la cantidad mínima de servicios de calentamiento y enfriamiento requeridos por el proceso. Esta tabla no muestra información sobre las posibles combinaciones entre las corrientes en cada subred.

TABLA PROBLEMA A UN DT= 10

		DEFICIT	ACUMULADO		FLUJO DE CALOR	
			ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
735	725					
	SN(1)	52.8384	0.0000	-52.8384	378.1449	325.3065
692	682					
	SN(2)	37.9668	-52.8384	-90.8052	325.3065	287.3397
680	670					
	SN(3)	55.5640	-90.8052	-146.3692	287.3397	231.7757
660	650					
	SN(4)	75.9206	-146.3692	-222.2898	231.7757	155.8551
611	601					
	SN(5)	70.7400	-222.2898	-293.0298	155.8551	85.1151
557	547					
	SN(6)	2.1692	-293.0298	-295.1990	85.1151	82.9459
555	545					
	SN(7)	0.3690	-295.1990	-295.5680	82.9459	82.5769
554	544					
	SN(8)	8.2510	-295.5680	-303.8190	82.5769	74.3259
526	516					
	SN(9)	38.1013	-303.8190	-341.9203	74.3259	36.2246
470	460					
	SN(10)	18.5893	-341.9203	-360.5097	36.2246	17.6352
459	449					
	SN(11)	6.9518	-360.5097	-367.4614	17.6352	10.6835
455	445					
	SN(12)	-3.9432	-367.4614	-363.5182	10.6835	14.6267
435	425					
	SN(13)	2.1698	-363.5182	-365.6880	14.6267	12.4568
429	419					
	SN(14)	3.2906	-365.6880	-368.9786	12.4568	9.1663
415	405					
	SN(15)	3.5675	-368.9786	-372.5461	9.1663	5.5988
327	317					
	SN(16)	5.5988	-372.5461	-378.1449	5.5988	-0.0000
307	297					
	SN(17)	-43.3755	-378.1449	-334.7694	-0.0000	43.3755
256	246					
	SN(18)	-4.4502	-334.7694	-330.3192	43.3755	47.8257
250	240					
	SN(19)	-18.0705	-330.3192	-312.2487	47.8257	65.8962
215	205					
	SN(20)	-45.3530	-312.2487	-266.8957	65.8962	111.2492
120	110					
	SN(21)	-3.2180	-266.8957	-263.6777	111.2492	114.4672
110	100					
	SN(22)	0.1292	-263.6777	-263.8070	114.4672	114.3380
100	90					
	SN(23)	25.1539	-263.8070	-288.9609	114.3380	89.1840
78	68					

TABLA PROBLEMA A UN DT= 20

		DEFICIT	ACUMULADO		FLUJO DE CALOR	
			ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
745 725					
	SN(1)	52.8384	0.0000	-52.8384	389.5786	336.7402
702 682					
	SN(2)	69.6058	-52.8384	-122.4442	336.7402	267.1344
680 660					
	SN(3)	27.7820	-122.4442	-150.2262	267.1344	239.3524
670 650					
	SN(4)	91.4146	-150.2262	-241.6408	239.3524	147.9378
611 591					
	SN(5)	70.7400	-241.6408	-312.3808	147.9378	77.1977
557 537					
	SN(6)	2.1692	-312.3808	-314.5500	77.1977	75.0285
555 535					
	SN(7)	0.3690	-314.5500	-314.9190	75.0285	74.6595
554 534					
	SN(8)	8.2510	-314.9190	-323.1700	74.6595	66.4085
526 506					
	SN(9)	31.2975	-323.1700	-354.4675	66.4085	35.1110
480 460					
	SN(10)	18.2374	-354.4675	-372.7049	35.1110	16.8736
470 450					
	SN(11)	8.4497	-372.7049	-381.1546	16.8736	8.4239
465 445					
	SN(12)	-1.4710	-381.1546	-379.6837	8.4239	9.8949
459 439					
	SN(13)	-4.7318	-379.6837	-374.9518	9.8949	14.6267
435 415					
	SN(14)	2.1698	-374.9518	-377.1217	14.6267	12.4569
429 409					
	SN(15)	3.2906	-377.1217	-380.4122	12.4569	9.1663
415 395					
	SN(16)	3.5675	-380.4122	-383.9797	9.1663	5.5988
327 307					
	SN(17)	5.5988	-383.9797	-389.5786	5.5988	-0.0000
307 287					
	SN(18)	-43.3755	-389.5786	-346.2031	-0.0000	43.3755
256 236					
	SN(19)	-4.4502	-346.2031	-341.7529	43.3755	47.8257
250 230					
	SN(20)	-18.0705	-341.7529	-323.6824	47.8257	65.8962
215 195					
	SN(21)	-45.3530	-323.6824	-278.3294	65.8962	111.2492
120 100					
	SN(22)	-3.2180	-278.3294	-275.1114	111.2492	114.4672
110 90					
	SN(23)	0.1292	-275.1114	-275.2406	114.4672	114.3380
100 80					
	SN(24)	13.7203	-275.2406	-288.9609	114.3380	100.6177
88 68					

TABLA PROBLEMA A UN DT= 30

		DEFICIT	ACUMULADO		FLUJO DE CALOR	
			ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
755 725					
	SN(1)	52.8384	0.0000	-52.8384	401.0122	348.1737
712 682					
	SN(2)	101.2448	-52.8384	-154.0832	348.1737	246.9290
680 650					
	SN(3)	106.9086	-154.0832	-260.9918	246.9290	140.0203
611 581					
	SN(4)	70.7400	-260.9918	-331.7318	140.0203	69.2803
557 527					
	SN(5)	2.1692	-331.7318	-333.9010	69.2803	67.1111
555 525					
	SN(6)	0.3690	-333.9010	-334.2700	67.1111	66.7421
554 524					
	SN(7)	8.2510	-334.2700	-342.5210	66.7421	58.4911
526 496					
	SN(8)	24.4937	-342.5210	-367.0147	58.4911	33.9974
490 460					
	SN(9)	27.3561	-367.0147	-394.3708	33.9974	6.6413
475 445					
	SN(10)	-0.5568	-394.3708	-393.8140	6.6413	7.1981
470 440					
	SN(11)	-2.6968	-393.8140	-391.1173	7.1981	9.8949
459 429					
	SN(12)	-4.7318	-391.1173	-386.3854	9.8949	14.6267
435 405					
	SN(13)	2.1696	-386.3854	-388.5552	14.6267	12.4569
429 399					
	SN(14)	3.2906	-388.5552	-391.8458	12.4569	9.1663
415 385					
	SN(15)	3.5675	-391.8458	-395.4133	9.1663	5.5988
327 297					
	SN(16)	5.5988	-395.4133	-401.0122	5.5988	-0.0000
307 277					
	SN(17)	-43.3755	-401.0122	-357.6367	-0.0000	43.3755
256 226					
	SN(18)	-4.4502	-357.6367	-353.1865	43.3755	47.8257
250 220					
	SN(19)	-18.0705	-353.1865	-335.1160	47.8257	65.8962
215 185					
	SN(20)	-45.3530	-335.1160	-289.7630	65.8962	111.2492
120 90					
	SN(21)	-3.2180	-289.7630	-286.5450	111.2492	114.4672
110 80					
	SN(22)	0.1292	-286.5450	-286.6742	114.4672	114.3380
100 70					
	SN(23)	2.2867	-286.6742	-288.9609	114.3380	112.0513
98 68					

TABLA PROBLEMA A UN DT= 40

	DEFICIT	ACUMULADO		FLUJO DE CALOR	
		ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
765 725					
SN(1)	52.8384	0.0000	-52.8384	412.4457	359.6073
722 682					
SN(2)	101.2448	-52.8384	-154.0832	359.6073	258.3625
690 650					
SN(3)	19.3510	-154.0832	-173.4342	258.3625	239.0115
680 640					
SN(4)	106.9086	-173.4342	-280.3428	239.0115	132.1029
611 571					
SN(5)	70.7400	-280.3428	-351.0828	132.1029	61.3629
557 517					
SN(6)	2.1692	-351.0828	-353.2520	61.3629	59.1937
555 515					
SN(7)	0.3690	-353.2520	-353.6210	59.1937	58.8247
554 514					
SN(8)	8.2510	-353.6210	-361.8720	58.8247	50.5736
526 486					
SN(9)	17.6899	-361.8720	-379.5619	50.5736	32.8838
500 460					
SN(10)	27.3561	-379.5619	-406.9180	32.8838	5.5277
485 445					
SN(11)	-1.6704	-406.9180	-405.2476	5.5277	7.1981
470 430					
SN(12)	-2.6968	-405.2476	-402.5508	7.1981	9.8948
459 419					
SN(13)	-4.7318	-402.5508	-397.8190	9.8948	14.6267
435 395					
SN(14)	2.1698	-397.8190	-399.9888	14.6267	12.4568
429 389					
SN(15)	3.2906	-399.9888	-403.2793	12.4568	9.1663
415 375					
SN(16)	3.5675	-403.2793	-406.8469	9.1663	5.5987
327 287					
SN(17)	5.5988	-406.8469	-412.4457	5.5987	-0.0001
307 267					
SN(18)	-43.3755	-412.4457	-369.0702	-0.0001	43.3754
256 216					
SN(19)	-4.4502	-369.0702	-364.6200	43.3754	47.8256
250 210					
SN(20)	-18.0705	-364.6200	-346.5495	47.8256	65.8961
215 175					
SN(21)	-45.3530	-346.5495	-301.1965	65.8961	111.2491
120 80					
SN(22)	-3.2180	-301.1965	-297.9785	111.2491	114.4671
110 70					
SN(23)	0.0258	-297.9785	-298.0044	114.4671	114.4413
108 68					
SN(24)	-9.0435	-298.0044	-288.9609	114.4413	123.4848
100 60					

TABLA PROBLEMA A UN DT= 50

		DEFICIT	ACUMULADO ENTRADA	SALIDA	FLUJO DE CALOR ENTRADA	SALIDA
775	725					
	SN(1)	52.8384	0.0000	-52.8384	423.8794	371.0409
732	682					
	SN(2)	101.2448	-52.8384	-154.0832	371.0409	269.7962
700	650					
	SN(3)	38.7020	-154.0832	-192.7852	269.7962	231.0942
680	630					
	SN(4)	106.9086	-192.7852	-299.6938	231.0942	124.1856
611	561					
	SN(5)	70.7400	-299.6938	-370.4338	124.1856	53.4455
557	507					
	SN(6)	2.1692	-370.4338	-372.6030	53.4455	51.2763
555	505					
	SN(7)	0.3690	-372.6030	-372.9720	51.2763	50.9073
554	504					
	SN(8)	8.2510	-372.9720	-381.2230	50.9073	42.6563
526	476					
	SN(9)	10.8861	-381.2230	-392.1091	42.6563	31.7702
510	460					
	SN(10)	27.3561	-392.1091	-419.4652	31.7702	4.4141
495	445					
	SN(11)	-2.7840	-419.4652	-416.6812	4.4141	7.1981
470	420					
	SN(12)	-2.6968	-416.6812	-413.9844	7.1981	9.8949
459	409					
	SN(13)	-4.7318	-413.9844	-409.2526	9.8949	14.6267
436	385					
	SN(14)	2.1698	-409.2526	-411.4224	14.6267	12.4569
429	379					
	SN(15)	3.2906	-411.4224	-414.7130	12.4569	9.1663
415	365					
	SN(16)	3.5675	-414.7130	-418.2805	9.1663	5.5988
327	277					
	SN(17)	5.5988	-418.2805	-423.8794	5.5988	-0.0000
307	257					
	SN(18)	-13.3755	-423.8794	-380.5039	-0.0000	43.3755
256	206					
	SN(19)	-4.4502	-380.5039	-376.0537	43.3755	47.8257
250	200					
	SN(20)	-18.0705	-376.0537	-357.9832	47.8257	65.8962
215	165					
	SN(21)	-45.3530	-357.9832	-312.6302	65.8962	111.2492
120	70					
	SN(22)	-0.6436	-312.6302	-311.9866	111.2492	111.8928
118	68					
	SN(23)	-11.7213	-311.9866	-300.2653	111.8928	123.6141
110	60					
	SN(24)	-11.3044	-300.2653	-288.9609	123.6141	134.9185
100	50					

De estas tablas se analizaron las de $\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{F}$ y $\Delta T_{\min}=30^{\circ}\text{F}$, debido a que el consumo de servicios aumenta conforme aumenta la diferencia mínima de temperaturas y porque no se puede disminuir demasiado el ΔT_{\min} , ya que esto implicará mayor área de intercambio y mayor inversión en la misma. Siguiendo las reglas del método del punto de pliegue se obtuvieron las redes de intercambio de calor correspondientes que se muestran en las Figs. (5.6 y 6.7) y el proceso integrado se muestra en los dibujos 02, 03, 04, y 05.

A cada red se le aplico el análisis termodinámico en base a las nuevas condiciones, obteniendo los resultados que se muestran en las tablas (5.14 y 5.15). Los resultados son satisfactorios ya que el trabajo perdido calculado para cada una de las redes es menor que el calculado para el proceso original.

5.6.1 ANALISIS DE RESULTADOS PROCESO EJEMPLO II

La variación de la diferencia mínima de temperaturas ΔT_{\min} para un sistema de corrientes tiene como consecuencia la variación de la localización del punto de pliegue, y con ello las opciones de intercambio de calor, requerimientos de servicios, complejidad de la red, y grado de recuperación de energía.

Como puede apreciarse en las tablas (5.13), el punto de pliegue varía conforme varía el ΔT_{\min} , de esa misma manera los requerimientos de servicios aumenta conforme aumenta el ΔT_{\min} . Por lo tanto los requerimientos mínimos de servicios se logra cuando se transfiere la mayor cantidad de calor entre las corrientes de proceso, reduciendo al mínimo necesario los gradientes de temperatura para la transferencia de calor (con las limitantes que tiene esta disminución).

De esta manera las redes obtenidas son diferentes. Las dos redes estan constituidas por 25 unidades de transferencia de calor cada una: la red a $\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{F}$ tiene 17 intercambiadores, 7 enfriadores, y 1 calentador; la red a $\Delta T_{\min}=30^{\circ}\text{F}$ tiene 20 intercambiadores, 4

enfriadores, y 1 un calentador. Esto es debido a la diferencia de opciones de intercambio causada por la ubicación del punto de pliegue.

Debido a la diferencia en las opciones de intercambio en cada red, la complejidad en la red a $\Delta T_{\min}=30^{\circ}\text{F}$ es mayor que la red a $\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{F}$, sin embargo, el grado de recuperación es del 36.8% para la red a $\Delta T_{\min}=30^{\circ}\text{F}$ y del 35.9% para la red a $\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{F}$ con respecto al proceso original.

Los diseños de las redes de intercambio de calor obtenidos no son definitivos, ya que para tomar la decisión de elegir uno u otro se tienen que analizar otros aspectos tales como control, seguridad, procedimientos de arranque, rentabilidad, etc.

TABLA 5.14 ANALISIS TERMODINAMICO DE SEGUNDA LEY A $T_{\text{min}}=20^{\circ}\text{F}$.

EQUIPOS	Q (Btu/hr)	W (Btu/hr)	DEL H tot. (Btu/hr)	DEL S tot. (Btu/hr*F)	W _e (Btu/hr)	(W _e) _{min.} (Btu/hr)	DEL S gen. (Btu/hr*F)	W _p (Btu/hr)
DA-103A	0.000	-4178616.000	-4178616.000	310.104	-4178616.000	-4202494.008	310.104	23878.000
DA-103B	0.000	20090298.800	20090298.800	52502.503	20090298.800	16047606.061	52502.503	4042692.739
DA-103C	0.000	-1432005.200	-1432005.200	6073.503	-1432005.200	-1899664.931	6073.503	467659.731
DA-101	0.000	206936530.000	206936530.000	424708.277	206936530.000	174233992.640	424708.277	32702537.360
DA-102	0.000	97388364.008	97388364.008	623065.947	97388364.008	49412865.055	623065.947	47976077.193
DA-201	0.000	85384950.000	85384950.000	9632.496	85384950.000	84643247.808	9632.496	741702.952
EA-101	0.000	-1081226.808	-1081226.808	60008.198	-1081226.808	-5701858.631	60008.198	4620651.223
EA-102	0.000	5154530.000	5154530.000	62566.664	5154530.000	336896.872	62566.664	4817633.128
EA-103	0.000	16499300.000	16499300.000	19495.959	16499300.000	14998111.188	19495.959	1501188.812
EA-104	0.000	-4920320.000	-4920320.000	15739.590	-4920320.000	-6132268.461	15739.590	1211940.461
EA-105	0.000	-3791970.000	-3791970.000	10812.242	-3791970.000	-4624512.665	10812.242	832542.665
EA-106	0.000	-127940.000	-127940.000	14145.998	-127940.000	-1217181.861	14145.998	1089241.861
EA-107	0.000	14918875.000	14918875.000	34072.057	14918875.000	12295326.642	34072.057	2623548.358
EA-108	0.000	-3784290.000	-3784290.000	14111.154	-3784290.000	-4870848.873	14111.154	1086558.873
EA-109	0.000	-7784290.000	-7784290.000	10664.311	-7784290.000	-8665441.932	10664.311	821151.932
EA-110	0.000	-79290.000	-79290.000	20281.370	-79290.000	-16409555.521	20281.370	1561665.521
EA-111	0.000	2874060.000	2874060.000	33431.643	2874060.000	299823.489	33431.643	2574236.511
EA-112	0.000	1041480.000	1041480.000	6181.786	1041480.000	565482.486	6181.786	475997.514
EA-113	0.000	80943576.202	80943576.202	5848.115	80943576.202	80493271.315	5848.115	450304.887
EA-114	0.000	-3700140.000	-3700140.000	1121.767	-3700140.000	-3786516.074	1121.767	86376.074
EA-115	0.000	-35740505.000	-35740505.000	1298.508	-35740505.000	-35940490.093	1298.508	99985.093
EA-116	0.000	15342050.000	15342050.000	49224.705	15342050.000	11551747.715	49224.705	3790302.285
EA-117	0.000	-10811620.000	-10811620.000	3849.758	-10811620.000	-11108051.335	3849.758	296431.335
EA-118	0.000	-29181325.000	-29181325.000	7128.890	-29181325.000	-29730249.722	7128.890	548923.722
EA-119	0.000	-412103.400	-412103.400	31286.721	-412103.400	-2021180.917	31286.721	2409077.517
EA-120	0.000	2192452.660	2192452.660	85643.009	2192452.660	-4402057.027	85643.009	6594511.687
EA-121	0.000	5695874.200	5695874.200	65328.775	5695874.200	665558.494	65328.775	5030315.706
EA-122	0.000	5395379.400	5395379.400	125380.715	5395379.400	-4258935.640	125380.715	9654315.040
EA-123	0.000	758653.600	758653.600	22770.209	758653.600	-994652.505	22770.209	1753306.108
EA-124	0.000	947263.308	947263.308	19160.569	947263.308	-528100.497	19160.569	1475363.805
EA-125	0.000	7729309.000	7729309.000	81931.824	7729309.000	7729309.000	81931.824	6308750.425
BA-101	0.000	237137623.664	237137623.664	28737.089	237137623.664	234924867.811	28737.089	2212755.653
BA-201	0.000	104873954.960	104873954.960	75252.360	104873954.960	99079523.232	75252.360	5794431.728
FA-102	0.000	7530860.000	7530860.000	75308.600	7530860.000	1732097.500	75308.600	5798762.200
FA-105	0.000	4124473.992	4124473.992	6303.571	4124473.992	3639099.044	6303.571	485374.948
FA-203	0.000	0.000	0.000	6.000	0.000	0.000	0.000	0.000

161960161.255

TABLA 5.15 ANALISIS TERMODINAMICO DE SEGUNDA LEY A T_{amb}=30°F.

EQUIPOS	Q [Btu/hr]	W [Btu/hr]	DEL H tot. [Btu/hr]	DEL S tot. [Btu/hr°F]	W _e [Btu/hr]	(W _e) _{min.} [Btu/hr]	DEL S gen. [Btu/hr°F]	W _p [Btu/hr]
DA-103A	0.000	-4178616.000	-4178616.000	310.104	-4178616.000	-4202494.008	310.104	23878.008
DA-103B	0.000	20090298.800	20090298.800	52502.503	20090298.800	16047606.061	52502.503	4042692.739
DA-103C	0.000	-1432005.200	-1432005.200	6073.503	-1432005.200	-1899664.931	6073.503	467659.731
EA-101	0.000	206936530.000	206936530.000	424708.277	206936530.000	174233992.640	424708.277	32702537.360
DA-102	0.000	97388364.008	97388364.008	623065.947	97388364.008	49912286.055	623065.947	47976077.953
DA-201	0.000	85384950.000	85384950.000	9632.496	85384950.000	84643247.808	9632.496	741702.192
EA-101	0.000	7940148.039	7940148.039	4402.191	7940148.039	7601179.302	4402.191	338968.736
EA-102	0.000	1066773.082	1066773.082	72415.221	1066773.082	-4509198.950	72415.221	5575922.032
EA-103	0.000	2300950.613	2300950.613	80667.976	2300950.613	-4326283.508	80667.976	6627234.121
EA-104	0.000	2425025.689	2425025.689	23689.455	2425025.689	600937.639	23689.455	1824088.050
EA-105	0.000	-348937.886	-348937.886	16537.676	-348937.886	-1622338.969	16537.676	1273401.083
EA-106	0.000	-16649964.316	-16649964.316	12126.571	-16649964.316	-17583710.299	12126.571	933745.982
EA-107	0.000	-3283506.336	-3283506.336	7234.115	-3283506.336	-3840533.176	7234.115	557026.840
EA-108	0.000	-3714494.899	-3714494.899	16756.063	-3714494.899	-5020111.766	16756.063	1305616.866
EA-109	0.000	210616.963	210616.963	13277.830	210616.963	-811575.962	13277.830	1022392.925
EA-110	0.000	-4840247.686	-4840247.686	13336.710	-4840247.686	-5867174.356	13336.710	1026926.670
EA-111	0.000	-5549234.550	-5549234.550	17636.196	-5549234.550	-6707221.672	17636.196	1357987.123
EA-112	0.000	-6215693.198	-6215693.198	5612.804	-6215693.198	-6647879.114	5612.804	432185.916
EA-113	0.000	26299614.050	26299614.050	32173.075	26299614.050	23822287.298	32173.075	2477326.752
EA-114	0.000	-4950912.172	-4950912.172	20684.230	-4950912.172	-6543597.897	20684.230	1592685.725
EA-115	0.000	-2175987.498	-2175987.498	37834.688	-2175987.498	-5089258.474	37834.688	2913270.976
EA-116	0.000	88474232.905	88474232.905	2826.125	88474232.905	88254667.312	2826.125	217765.593
EA-117	0.000	-6780003.475	-6780003.475	4013.739	-6780003.475	-7069061.378	4013.739	309057.903
EA-118	0.000	16592055.073	16592055.073	46968.297	16592055.073	12979494.173	46968.297	3616558.900
EA-119	0.000	-18483052.290	-18483052.290	2659.690	-18483052.290	-18687648.435	2659.690	204796.145
EA-120	0.000	-45676017.509	-45676017.509	1884.899	-45676017.509	-45821154.701	1884.899	145137.192
EA-121	0.000	-27036376.646	-27036376.646	8351.271	-27036376.646	-27679424.536	8351.271	643047.890
EA-122	0.000	-110608.770	-110608.770	10764.743	-110608.770	-939573.983	10764.743	808885.213
EA-123	0.000	5697128.000	5697128.000	92722.472	5697128.000	-1242502.329	92722.472	7139630.329
EA-124	0.000	7729309.000	7729309.000	81931.824	7729309.000	1420558.575	81931.824	6308750.425
EA-125	0.000	45890232.800	45890232.800	187970.038	45890232.800	31416539.505	187970.038	14473692.895
BA-101	0.000	236253310.510	236253310.510	28038.579	236253310.510	234054339.897	28038.579	2158970.614
BA-201	0.000	104873954.960	104873954.960	75252.360	104873954.960	99079523.232	75252.360	5794431.728
FA-102	0.000	7530860.000	7530860.000	75308.600	7530860.000	1732097.800	75308.600	5798762.200
FA-105	0.000	4124473.992	4124473.992	6303.571	4124473.992	3639899.044	6303.571	485374.948
FA-203	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
								163338239.757

TABLA 5.16 BALANCE DE MASA Y ENERGIA DE LA PLANTA COMBINADA

CORRIENTE	1	2	3	4	5	6	7	8
T (°F)	68.00	68.00	446.00	445.00	347.00	100.00	500.00	218.00
P (psig)	0.00	350.00	40.50	224.00	39.00	126.00	57.50	45.80
H (Btu/lbm)	130.00	130.00	330.00	335.00	370.00	125.00	408.00	272.00
S (Btu/lbm°F)	0.8	0.8	0.7399	0.7528	1.0663	1.25	0.68	0.68
F (lbm/hr)	1896606	1896606	1896606	1746274	257662	107330	3295173.8	3295173.8
API (60/60)	32.04	32.04	28.86	28.31	67.37	53.21		

CORRIENTE	9	10	11	12	13	14	15	16
T (°F)	682.00	307.00	100.00	100.00	110.00	110.00	110.00	327.00
P (psig)	15.00	9.20	126.00	80.00	50.00	50.00	50.00	70.00
H (Btu/lbm)	490.00	370.00	125.00	125.00	140.00	155.00	150.00	265.00
S (Btu/lbm°F)	0.7184	1.2052	1.25	1.25	1.2727	1.4091	1.3636	0.8103
F (lbm/hr)	1746274	753030	494127	196906	177000	216670	123338	49888
API (60/60)	14.1	53.21	53.21	53.21	43.2	35.5	31.5	29.7

CORRIENTE	17	18	19	20	21	22	23	24
T (°F)	250.00	289.00	526.00	650.00	431.00	477.00	557.00	600.00
P (psig)	77.00	327.00	257.00	140.00	11.20	12.60	13.50	40.00
H (Btu/lbm)	210.00	270.00	375.00	480.00	325.00	360.00	415.00	1165.20
S (Btu/lbm°F)	0.84	0.8257	0.7129	0.7384	0.754	0.7547	0.745	1.3305
F (lbm/hr)	330534	339646	111832	875142	184080	225337	128272	43260
API (60/60)	31.65	29.7	6.5	14.1	43.6	35.8	31.65	

CORRIENTE	25	26	27	28	29	30	31	32
T (°F)	600.00	600.00	600.00	415.00	555.00	680.00	526.00	
P (psig)	40.00	40.00	40.00	145.00	170.00	270.00	180.00	
H (Btu/lbm)	1165.20	1165.20	1165.20	315.00	415.00	480.00	375.00	
S (Btu/lbm°F)	1.3305	1.3305	1.3305	0.7591	0.7477	0.7058	0.7129	
F (lbm/hr)	2901	6756	7089	341234	1087169	810541	498709	
API (60/60)				26.5	22	6.5	6.5	

CORRIENTE	33	34	35	36	37	38	39	40
T (°F)		256.00		441.00	487.00	575.00	619.00	631.00
P (psig)		80.00		10.50	12.50	13.50	14.30	14.50
H (Btu/lbm)		225.00		450.00	470.00	510.00	540.00	480.00
S (Btu/lbm°F)		0.8789		1.0204	0.965	0.8869	0.8717	0.78
F (lbm/hr)		190940		14160	15423	7835	68741.29	458275.3
API (60/60)		22		52.17	49.84	48.54	22.74	22.79

CORRIENTE	41	42	43	44	45	46	47	48
T (°F)	631.00	150.00	570.00	584.00	435.00	120.20		102.00
P (psig)	13.00	0.30	0.60	170.00	105.00	124.00		80.00
H (Btu/lbm)	480.00	300.00	500.00	425.00	330.00	160.00		160.00
S (Btu/lbm°F)	0.78	1.9894	0.8768	0.7525	0.7583	1.3111		1.5886
F (lbm/hr)	389534	4307	1310587	252184	896229	155741		185493
API (60/60)	22.79	26.5	19.6	19.6	19.6	26.5		26.5

CORRIENTE	49	50	51	52	53	54	55	56
T (°F)	303.00	220.00	303.00	304.00	99.00	570.20	570.20	600.00
P (psig)	50.00	80.00	70.00	50.00	126.00	5.70	0.40	40.00
H (Btu/lbm)	1180.00	188.10	1180.80	1180.80	120.00	500.00	500.00	1165.00
S (Btu/lbm°F)	1.6304	0.3239	1.6304	1.6304	1.109	0.8768	0.8768	1.3305
F (lbm/hr)	50924	72580	72580	9079	388797	28766	1339353	50924
API (60/60)					53.21	19.6	19.6	

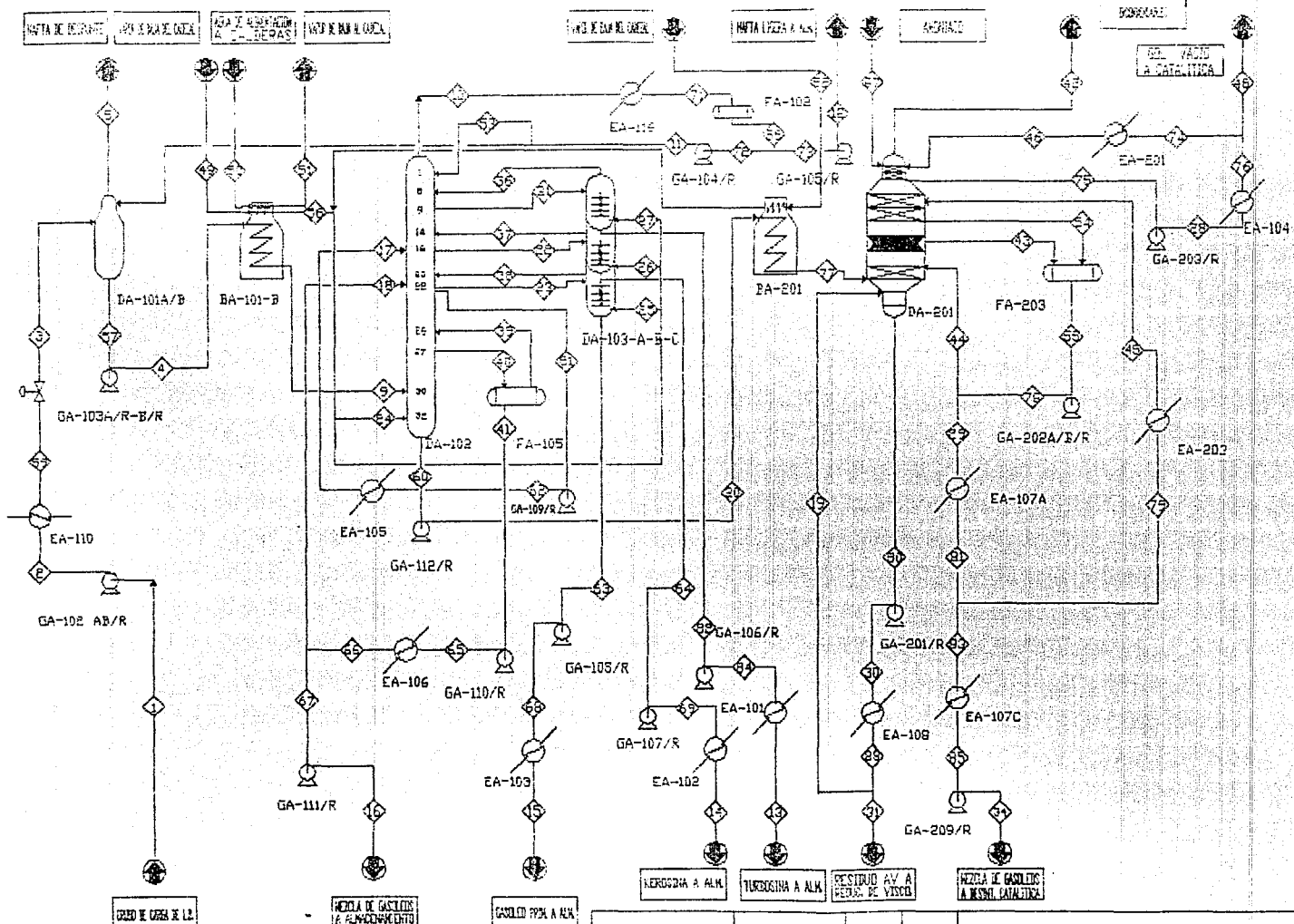
CORRIENTE	57	58	59	60	61	62	63	64
T (°F)	425.00	276.00	460.00	650.00	557.00	557.00	554.00	470.00
P (psig)	44.00	87.00	140.00	117.00	17.00	91.00	10.00	10.00
H (Btu/lbm)	430.00	240.00	392.50	485.00	450.00	345.00	415.00	470.00
S (Btu/lbm°F)	0.9663	0.8695	0.8532	0.7461	0.6078	0.6194	0.799	1
F (lbm/hr)	1746274	330534	1696806	875142	330534	330534	123338	216670
API (60/60)	28.31			14.1	30	30	31.5	35.5

CORRIENTE	65	66	67	68	69	70	71	72
T (°F)	611.00	327.00	327.00	554.00	470.00	600.00	100.00	100.00
P (psig)	107.00	107.00	10.00	90.00	85.00	40.00	5.00	5.00
H (Btu/lbm)	455.00	270.00	375.00	420.00	355.00	1165.00	125.00	125.00
S (Btu/lbm°F)	0.7446	0.8256	1.1468	0.7582	0.7553	1.3305	1.25	1.25
F (lbm/hr)	389534	389534	49888	123338	216670	9079	753086	496127
API (60/60)	22.7	22.7	29.7	31.5	35.5		53.21	53.21

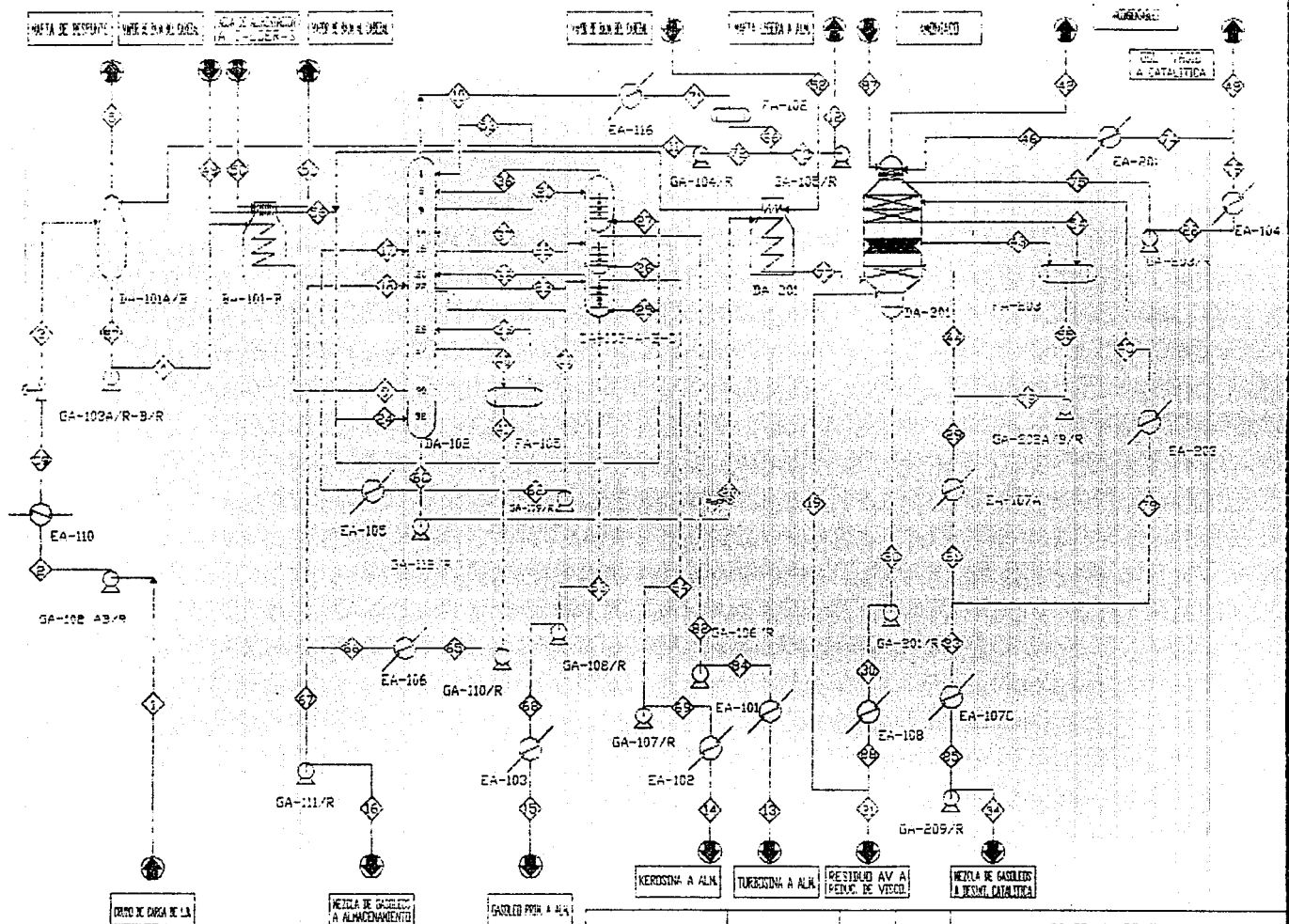
CORRIENTE	73	74	75	76	77	78	79	80
T (°F)	100.00	215.00	415.00	215.00	725.00	570.00	459.00	680.60
P (psig)	5.00	134.00	0.30	135.00	80.00	170.00	140.00	1.00
H (Btu/lbm)	125.00	205.00	325.00	210.00	600.00	425.00	350.00	499.00
S (Btu/lbm°F)	1.25	0.9534	0.7832	0.9767	0.8275	0.7453	0.7625	0.7206
F (lbm/hr)	196906	155741	341234	341234	875142	135046	896229	610541
API (60/60)	53.21	26.5	26.5	26.5	20	19.6	19.6	6.5

CORRIENTE	81	82	83	84	85	86	87	88
T (°F)	459.00	429.00	459.00	429.00	256.00	100.00	150.00	680.00
P (psig)	144.00	10.00	144.00	85.00	50.00	50.00	120.00	270.00
H (Btu/lbm)	355.00	325.00	355.00	325.00	230.00	135.00	180.00	375.00
S (Btu/lbm°F)	0.7734	0.7575	0.7734	0.7575	0.8983	1.35	0.7	0.7129
F (lbm/hr)	1087169	177000	190940	177000	190940	753086	4307	610541
API (60/60)	22	35.5	22	35.5	22	53.21		6.5

CORRIENTE	89	90	91	92	93	94	95	96
T (°F)	90.00	115.00	90.00	115.00	90.00	115.00	90.00	115.00
P (psig)	0.69	1.51	0.69	1.51	0.69	1.51	0.69	1.51
H (Btu/lbm)	58.00	82.93	58.00	82.93	58.00	82.93	58.00	82.93
S (Btu/lbm°F)	0.1115	0.1559	0.1115	0.1559	0.1115	0.1559	0.1115	0.1559
F (lbm/hr)	1616000	1616000	1928000	1928000	1320000	1320000	1556000	1556000
API (60/60)								



FES ZARAGOZA		DIAGRAMA DE FLUJO	
INGENIERIA QUIMICA		PLANTA COMBINADA DE TRATAMIENTO DE CRUDO	
DIBUJO: 01		ANALISIS ENERGETICO DE PROCESOS DE SEPARACION	
		BAZAN JIMENEZ SERGIO EDUARDO SANCHEZ SANCHEZ SALVADOR	



FES ZARAGOZA				DIAGRAMA DE FLUJO
INGENIERIA QUIMICA				PLANTA COMBINADA DE TRATAMIENTO DE CRUDO
				BAZAN JINEZ PERDIZ IGNACIO
				ANALISIS ENERGETICO DE
				SANDEZ CANOES SALVADOR
				PROCESOS DE SEPARACION

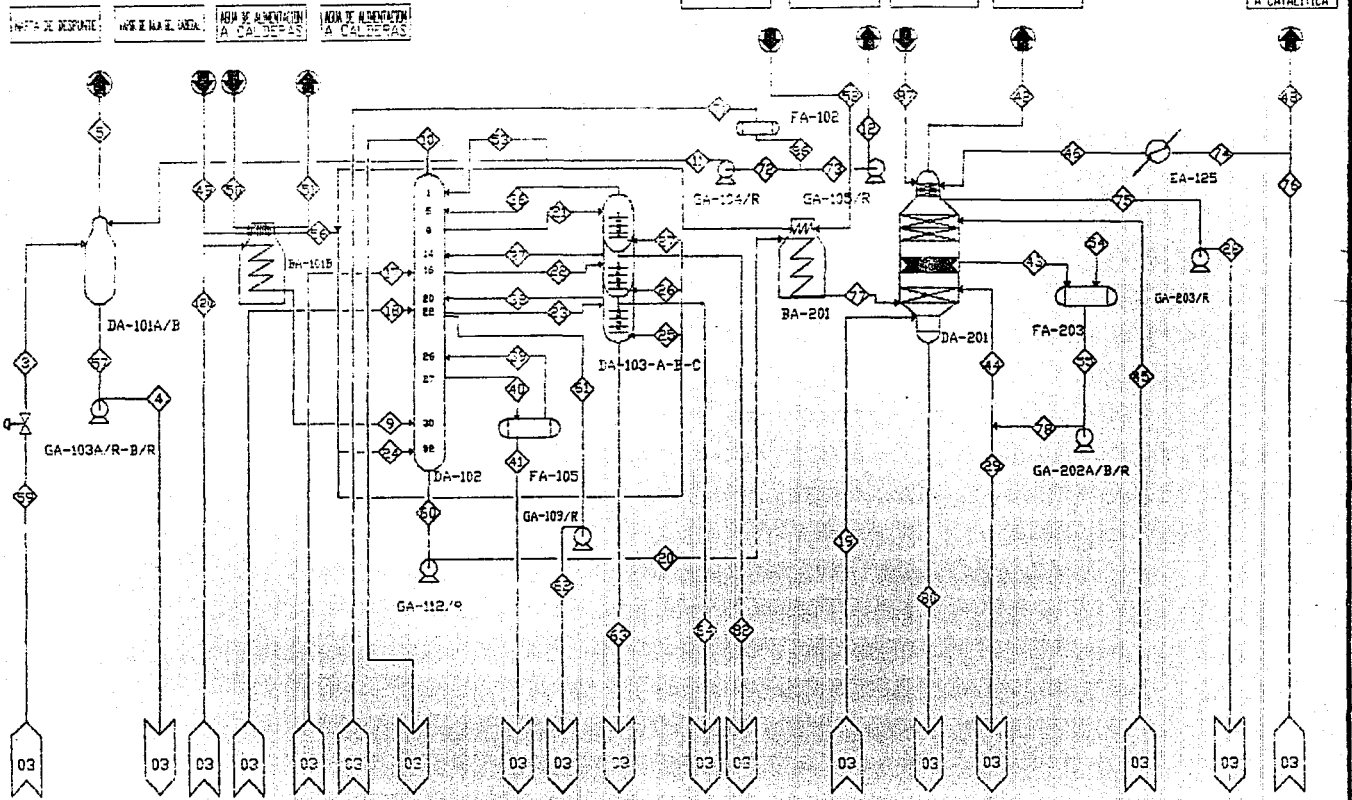
UNIDAD DE DESPLANTE

UNIDAD DE DESPLANTE

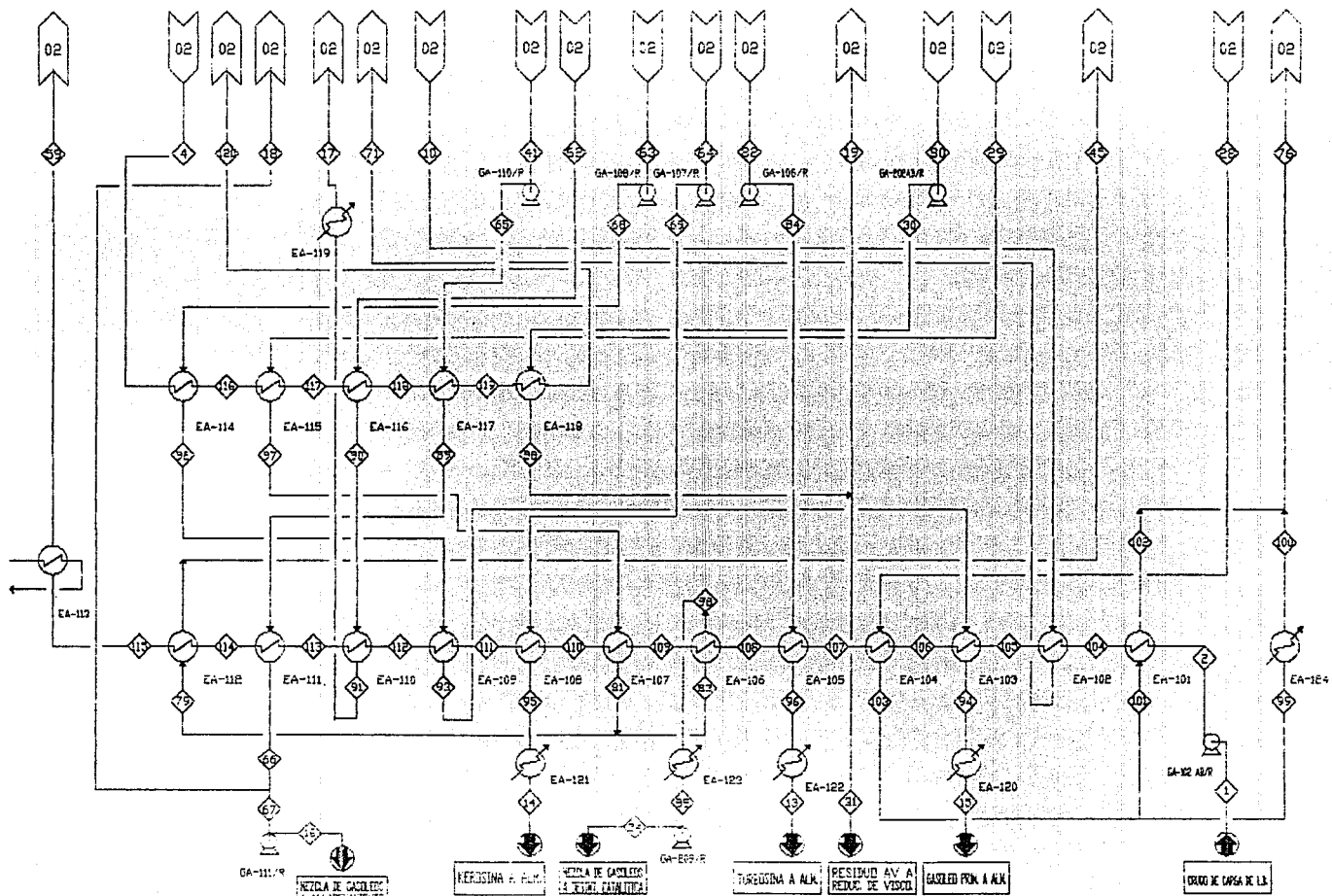
UNIDAD DE DESPLANTE

UNIDAD DE DESPLANTE

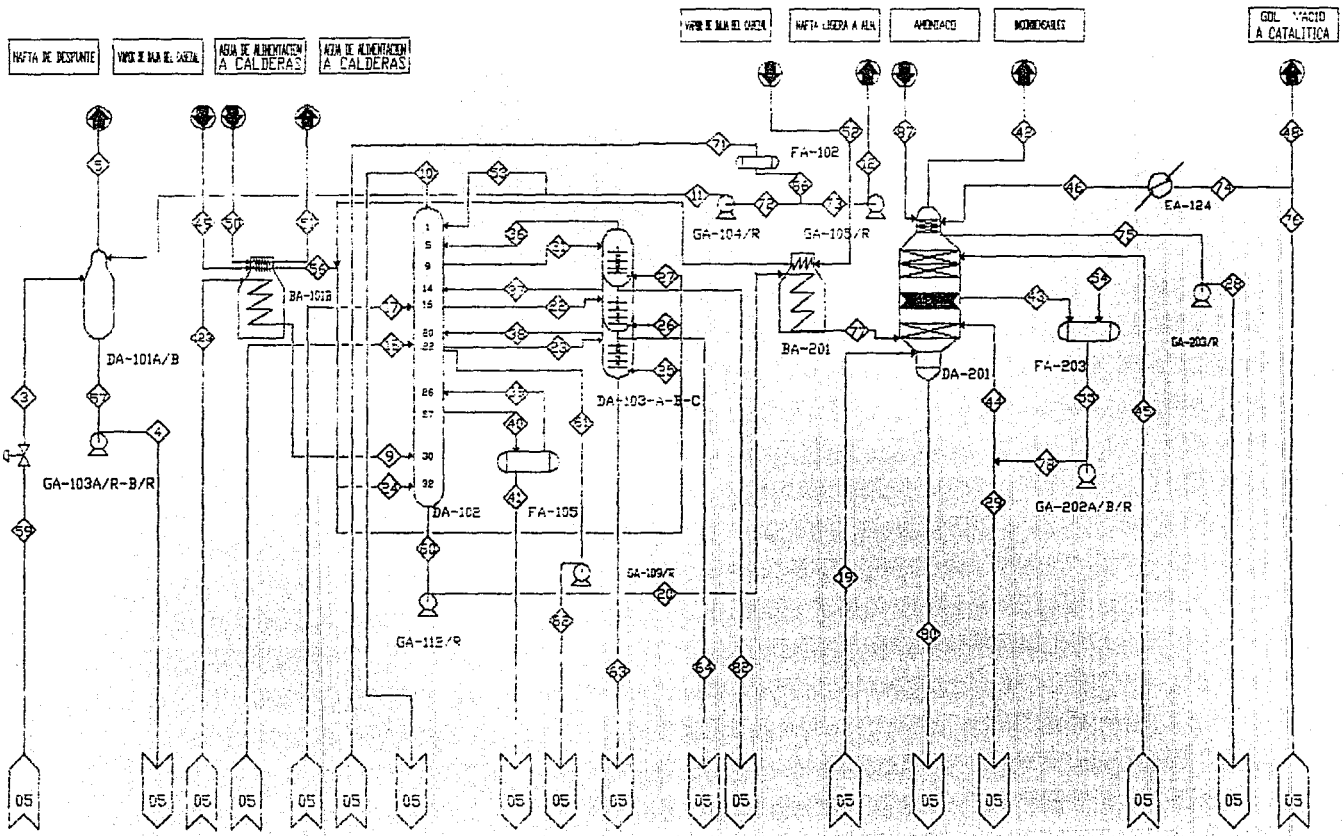
DEL YACIO A CATALITICA



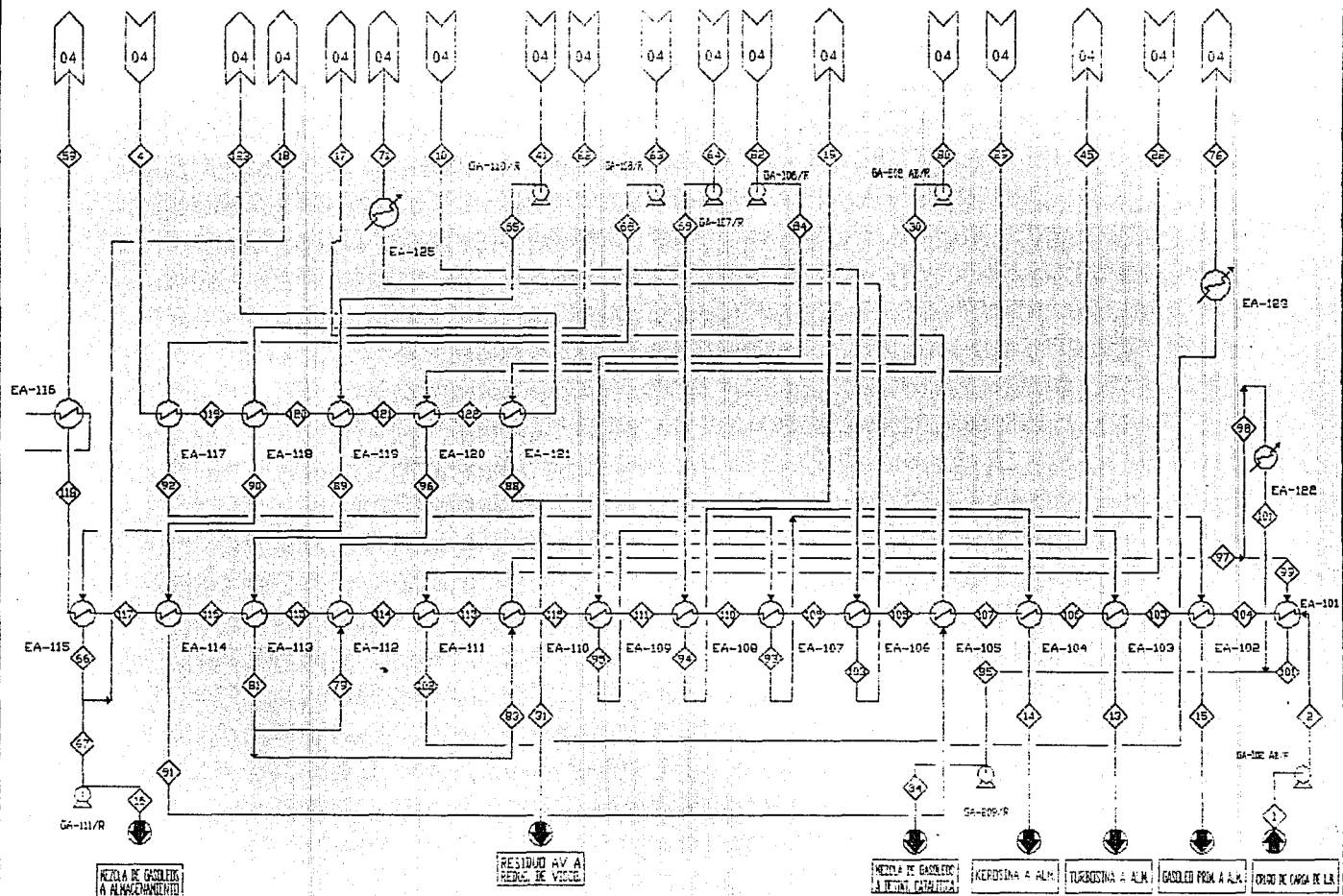
FES ZARAGOZA	PROCESO INTEGRADO		DIAGRAMA DE FLUJO
	INGENIERIA QUIMICA		PLANTA COMBINADA DE TRATAMIENTO DE CRUDO
	DIBUJO: 02		ANALISIS ENERGETICO DE PROCESOS DE SEPARACION



FES ZARAGOZA INGENIERIA QUIMICA DIBUJO: 03	PROCESO INTEGRADO 21 re = 20 f	DIAGRAMA DE FLUJO PLANTA COMBINADA DE TRATAMIENTO DE CRUDO	
		BAZAN JIMENEZ SERGIO IGNACIO	ANALISIS ENERGETICO DE PROCESOS DE SEPARACION
		SANCHEZ SANCHEZ SALVADOR	



FES ZARAGOZA	PROCESO INTEGRADO		DIAGRAMA DE FLUJO
	INGENIERIA QUIMICA		FLANTA COMBINADA DE TRATAMIENTO DE CRUDO
	Alm. + 2E F		BAZAN JIMENEZ SEPELO IGARDO
	DISEÑO: 04		JANQUEZ SANJES SALVAJE
			ANÁLISIS ENERGÉTICO DE PROCESOS DE SEPARACIÓN:



FES ZARAGOZA	PROCESO INTEGRADO		DIAGRAMA DE FLUJO		
	20m ³ = 20 F		PLANTA COMBINADA DE TRATAMIENTO DE CRUDO		
INGENIERIA QUIMICA			TACAN JIMENEZ DEKIO JIMENEZ		ANALISIS ENERGETICO DE
DIBUJO: 05			SANCHEZ JIMENEZ SALVADOR		PROCESOS DE SEPARACION

FIG. 5.6 RED DE INTERCAMBIO DE CALOR A $\Delta T_{min}=20^\circ F$

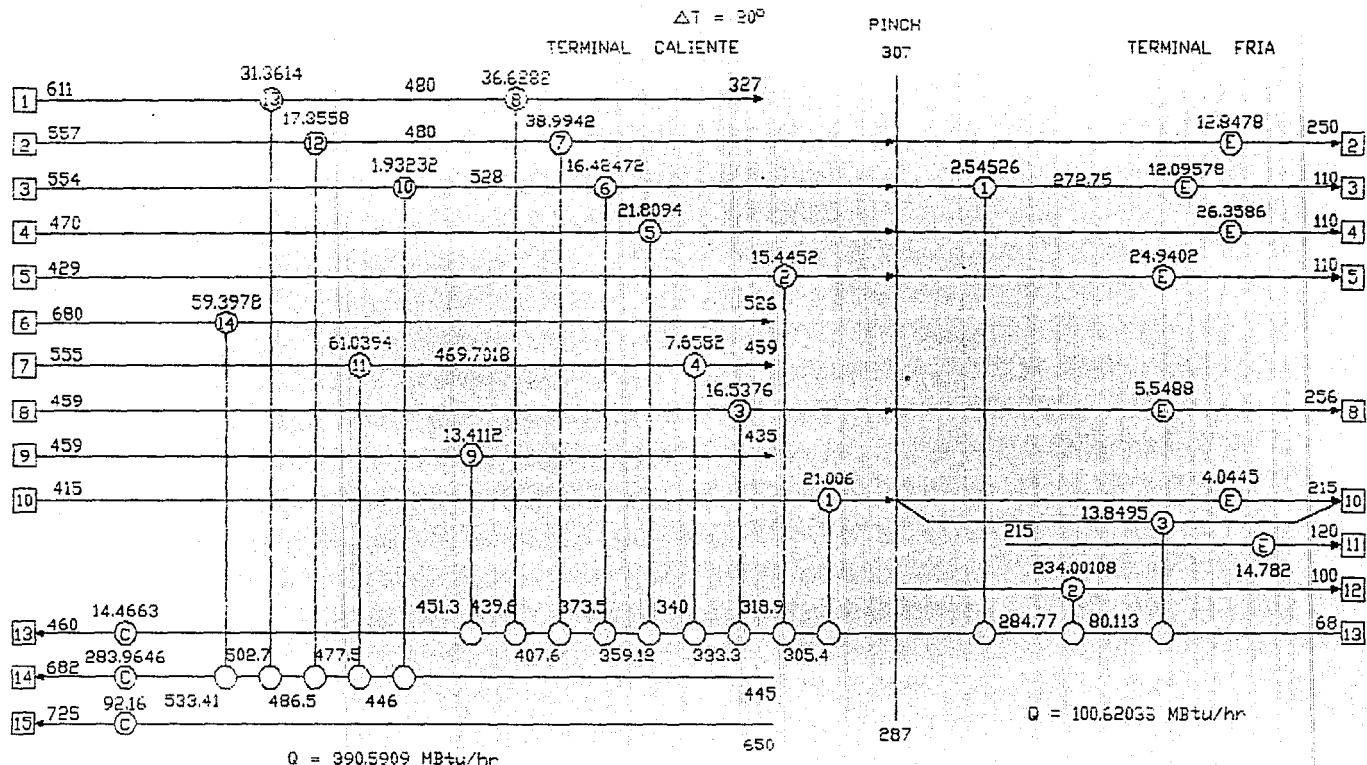


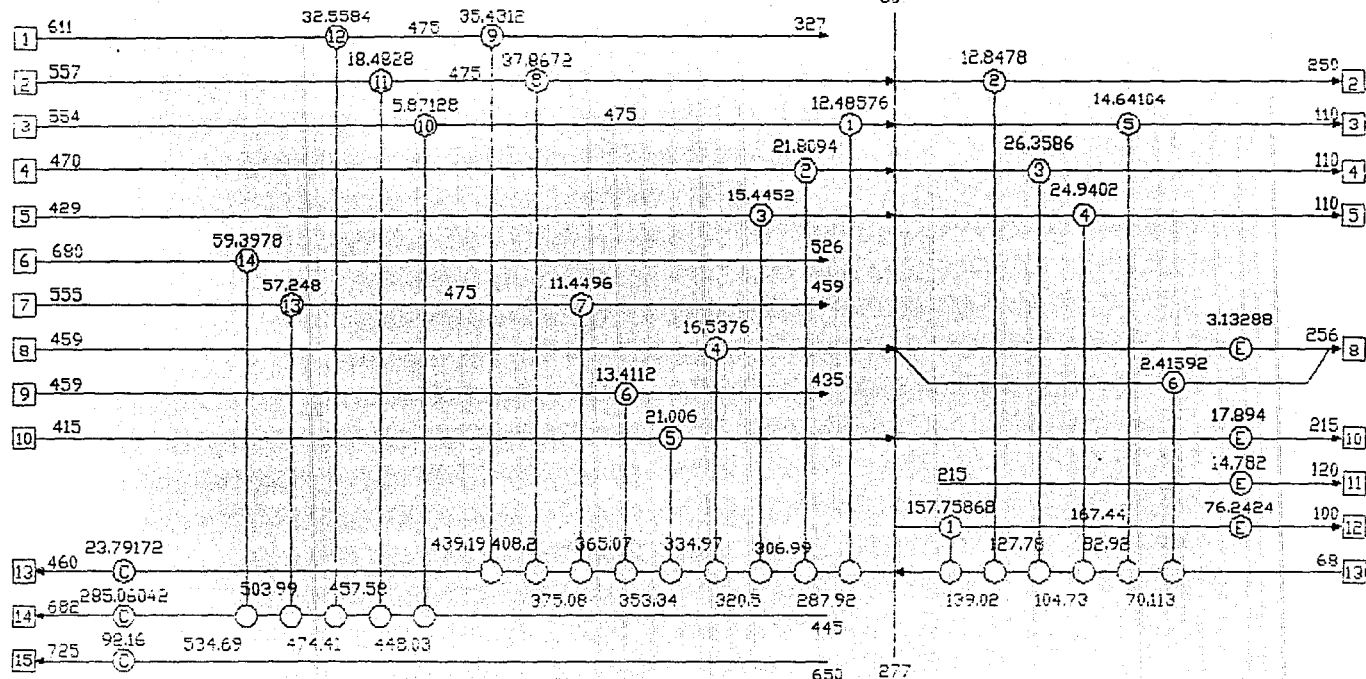
FIG. 5.7 RED DE INTERCAMBIO DE CALOR A $\Delta T_{lm}=30^\circ F$

$\Delta T = 30^\circ$

TERMINAL CALIENTE

PINCH

TERMINAL FRIA



$Q = 40101214 \text{ MBtu/hr}$

$Q = 112.05128 \text{ MBtu/hr}$

CAPITULO VI

CONCLUSIONES

6. CONCLUSIONES

Como se observa de los procesos analizados, el seleccionar un método adecuado para la recuperación de energía es vital si se quiere ahorrar tanto energía como capital de inversión.

El análisis energético de procesos es una herramienta muy importante en proyectos de ahorro de energía, ya que apoyado en la termodinámica, proporciona información numérica de la energía mínima necesaria para el proceso y del excedente que se está suministrando (trabajo perdido). Este excedente es el potencial de ahorro de energía del proceso.

En el proceso ejemplo I se utilizó un ajuste por inspección el cual dio buenos resultados, comparado con un análisis de redes de intercambio de calor, dando como resultado una recuperación bastante aceptable que fué de aproximadamente 32.5% con respecto al proceso original. Dicho análisis por inspección consistió en reducir los gradientes de temperatura en los equipos de intercambio de calor, esto en este caso comparado con el análisis de redes es más económico debido a que no requiere inversión en algún equipo adicional de intercambio como lo muestran los respectivos diagramas para este análisis de redes.

Algunos métodos adicionales que podrían aplicarse a este proceso serían los mencionados en el capítulo III sección 3.4.1, el cual menciona algunas estrategias para la recuperación de energía en columnas de destilación.

El siguiente proceso ejemplo analizado muestra más claramente el análisis energético en procesos de separación correspondiente al caso específico del punto de pliegue, cuya metodología se estudia en el capítulo IV. La red de recuperación de calor es uno de los componentes cruciales en una planta de proceso, dado que su tarea es intercambiar calor entre las corrientes del proceso con el propósito de reducir el consumo de servicios de calentamiento y enfriamiento adicionales. De este se concluye que el punto más primordial para iniciar el análisis

es el que corresponde a la elección del ΔT_{\min} , por las razones que se explican en el capítulo IV y VI; en estos casos se obtuvieron recuperaciones de un 38.8% a un $\Delta T_{\min}=30^{\circ}\text{F}$ y de 35.9% para un $\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{F}$.

Aunque el número de unidades de intercambio de calor es mayor para las redes obtenidas (25 unidades para cada red contra 13 unidades del proceso original) el consumo de servicios es menor, esto es, el consumo de agua de enfriamiento obtenido para las redes a $\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{F}$ y $\Delta T_{\min}=30^{\circ}\text{F}$, representa el 14.17% y 15.79% del consumo de agua de enfriamiento para el proceso original respectivamente, y que traducido en unidades de dinero representa un ahorro de \$9,317,067,592.00 de pesos al año para la red a $\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{F}$, y de \$9,142,277,580.00 de pesos al año para la red a $\Delta T_{\min}=30^{\circ}\text{F}$ (Nota: Fuente de precios FEMEX, Julio 1992) El costo del equipo de transferencia de calor, tubería, aislante, etc., es significativo, no obstante, dado el alcance de ahorro es posible recuperar ésta inversión en un tiempo dado. Por consiguiente, el costo de los servicios es menor y el costo de los equipos es mayor, sin embargo, dado que el costo de los servicios es el factor dominante el resultado es una disminución en el costo total.

El porque se obtuvo una mayor recuperación a un $\Delta T_{\min}=30^{\circ}\text{F}$ que en la de $\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{F}$, esto como ya se indicó depende de las combinaciones que se hagan entre las corrientes calientes con las frías y del seguimiento de las reglas de combinación propuestas por Linnhoff y coautores en los estudios propuestos por estos.

Para este caso nos dio que las combinaciones del proceso a un $\Delta T_{\min}=30^{\circ}\text{F}$ nos proporcionan una mayor recuperación a expensas de una red más complicada que la red propuesta por un $\Delta T_{\min}=20^{\circ}\text{F}$. Un ingeniero de procesos debe tomar en cuenta estos detalles para asegurarse de que su inversión sea mínima, así como que el proceso final resultante de dicho análisis sea seguro, confiable, controlable y sobre todo rentable.

Los resultados reportados no deben considerarse como la mejor opción (respecto a las recuperaciones obtenidas) sino únicamente son

indicativos de los potenciales de ahorro que puede lograrse con un análisis más profundo.

Linnhoff desarrollo el método de diseño del punto de pliegue con el que se establecen una serie de reglas para encontrar un posible arreglo de red con recuperación de calor. Este autor parte de los datos de las corrientes, y determina el mínimo consumo de servicios y la localización del punto de pliegue. Y con solo esta información y con la aplicación de las reglas se encuentran posibles arreglos de la red de recuperación de calor. Por consiguiente, este método resulta ventajoso para un análisis preliminar, esto es, sirve para inicializar las variables para métodos de optimización o más rigurosos.

También es de importancia señalar que uno de los desarrollos de mayor relevancia en el área de síntesis de redes de intercambio de calor, fue la predicción del consumo mínimo de servicios y la localización del punto de pliegue, porque elimino la naturaleza combinatorial del problema.

APPENDICE A

APENDICE A

Considere el siguiente ejemplo ilustrativo del análisis termodinámico el cual ejemplifica el procedimiento de cálculo para determinar en que parte de un proceso se esta perdiendo más energía, y con estos resultados proponer mecanismos que eviten el desperdicio de la misma (véase figura A.1).

El problema es un ciclo de Rankine de generación de potencia, el cual opera a un flujo másico se 100 Kg/seg, con una temperatura de alrededores de $T_0=30\text{ }^\circ\text{C}$.

Las propiedades de las corrientes se presentan en la siguiente tabla:

CORRIENTE	T ($^\circ\text{C}$)	P (bar)	H (KJ/Kg)	S (KJ/Kg $^\circ\text{K}$)
1	51.0	172	213.5	0.6635
2	353.15	172	2544.4	5.1713
3	650.0	172	3692.0	6.7426
4	232.7	4.0	2928.8	7.3102
5	450.0	4.0	3378.5	8.0497
6	135.8	0.1	2759.0	8.5516
7	45.8	0.1	191.8	0.6493
8	353.2	172	2544.4	5.1713
9	353.2	172	1700.22	3.82378

Las ecuaciones para el análisis termodinámico son:

$$\dot{W} + \dot{Q} = \sum H_E \dot{M}_E - \sum H_R \dot{M}_R \quad (1)$$

$$\dot{W}_e = \dot{W} + \dot{Q} \left[1 - \frac{T_0}{T_{EXT}} \right] \quad (2)$$

$$\Delta H_{TOT} = \sum H_E \dot{M}_E - \sum H_R \dot{M}_R \quad (3)$$

$$\dot{\Delta S}_{TOT} = \sum \dot{S}_S \dot{M}_S - \sum \dot{S}_E \dot{M}_E \quad (4)$$

$$(\dot{W}_E)_{MIN} = \dot{\Delta H}_{TOT} - T_0 \dot{\Delta S}_{TOT} \quad (5)$$

$$(\dot{W}_E)_{MIN} = \sum (H_S - T_0 S_S) \dot{M}_S - \sum (H_E - T_0 S_E) \dot{M}_E \quad (6)$$

$$\dot{\Delta S}_{GEN} = \dot{\Delta S}_{TOT} - \frac{\dot{Q}}{T_{EXT}} \quad (7)$$

$$\dot{W}_P = T_0 \dot{\Delta S}_{GEN} \quad (8)$$

Balace de entalpia y entropia por equipo para obtener el trabajo perdido.

TURBINA I

De la ecuación (1); suponiendo un proceso adiabático.

$$\dot{W} + \dot{Q} = (100)(2928.8) - (100)(3692.0)$$

$$\dot{W} = -76320 \text{ KJ/s} = -76.32 \text{ MW}$$

De la ecuación (2) con $\dot{Q} = 0$ se tiene

$$\dot{W}_E = \dot{W} = -76.32 \text{ MW}$$

De la ecuación (3)

$$\dot{\Delta H}_{TOT} = (100)(2928.8) - (100)(3692.0)$$

$$\dot{\Delta H}_{TOT} = -76320 \text{ KJ/s} = -76.32 \text{ MW}$$

De la ecuación (4)

$$\dot{\Delta S}_{TOT} = (100)(7.3102) - (100)(6.7426)$$

$$\dot{\Delta S}_{TOT} = 56.76 \text{ KJ/s}^{\circ}\text{K} = 0.05676 \text{ MW}^{\circ}\text{K}$$

De la ecuación (5)

$$\dot{W}_e \text{ MIN} = -76320 - (303.15)(56.76)$$

$$\dot{W}_e \text{ MIN} = -93526.794 \text{ KJ/s} = -93.526794 \text{ MW}$$

De la ecuación (7) y con $\dot{Q} = 0$ se tiene

$$\Delta S_{\text{GEN}} = 0.05676 \text{ MW/}^\circ\text{K}$$

De la ecuación (8)

$$\dot{W}_p = (303.15)(0.05676)$$

$$\dot{W}_p = 17.206794 \text{ MW}$$

Para los demás equipos se sigue un procedimiento similar, por lo cual sólo pondremos los resultados de cada equipo, para luego conjuntarlos en una tabla general. Los resultados están en MW.

TURBINA II

Suponiendo un sistema adiabático.

$$\dot{W} = -61.95 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_e = -61.95 \text{ MW}$$

$$\Delta \dot{H}_{\text{TOT}} = -61.95 \text{ MW}$$

$$\Delta S_{\text{TOT}} = 0.05019 \text{ MW/}^\circ\text{K}$$

$$(\dot{W}_e)_{\text{MIN}} = -77.1651 \text{ MW}$$

$$\Delta S_{\text{GEN}} = 0.05019 \text{ MW/}^\circ\text{K}$$

$$\dot{W}_p = 15.2151 \text{ MW}$$

BOMBA

Suponiendo un sistema adiabático.

$$\dot{W} = 2.17 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_e = 2.17 \text{ MW}$$

$$\Delta \dot{H}_{\text{TOT}} = 2.17 \text{ MW}$$

$$\Delta S_{\text{TOT}} = 1.42 \times 10^{-3} \text{ MW/}^\circ\text{K}$$

$$(\dot{W}_e)_{\text{MIN}} = 1.739527 \text{ MW}$$

$$\Delta S_{\text{GEN}} = 1.42 \times 10^{-3} \text{ MW/}^\circ\text{K}$$

$$\dot{W}_p = 0.430473 \text{ MW}$$

DOMO

Suponiendo sistema adiabático y sin producción ni consumo de trabajo, se tiene $\dot{Q} = 0$ y $\dot{W} = 0$.". $\dot{W}_e = 0$

APENDICE B

$$\begin{aligned} \dot{\Delta H}_{TOT} &= 0 & \dot{\Delta S}_{TOT} &= 0.078710727 \text{ MW}/^\circ\text{K} \\ (\dot{W}_E)_{MIN} &= -23.861157 \text{ MW} & \dot{\Delta S}_{GEN} &= 0.078710727 \text{ MW}/^\circ\text{K} \\ \dot{W}_P &= 23.861157 \text{ MW} \end{aligned}$$

EVAPORADOR

Suponiendo que en el sistema $\dot{W} = 0$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= 233.09 \text{ MW} & \dot{W}_E &= 193.5072 \text{ MW} \\ \dot{\Delta H}_{TOT} &= 233.09 \text{ MW} & \dot{\Delta S}_{TOT} &= 0.372069 \text{ MW}/^\circ\text{K} \\ (\dot{W}_E)_{MIN} &= 120.2972 \text{ MW} & \dot{\Delta S}_{GEN} &= 0.241497611 \text{ MW}/^\circ\text{K} \\ \dot{W}_P &= 73.21 \text{ MW} \end{aligned}$$

SOBRECALENTADOR I

Suponiendo que en el sistema $\dot{W} = 0$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= 114.76 \text{ MW} & \dot{W}_E &= 84.05842 \text{ MW} \\ \dot{\Delta H}_{TOT} &= 114.76 \text{ MW} & \dot{\Delta S}_{TOT} &= 0.15713 \text{ MW}/^\circ\text{K} \\ (\dot{W}_E)_{MIN} &= 67.12604 \text{ MW} & \dot{\Delta S}_{GEN} &= 0.0558548 \text{ MW}/^\circ\text{K} \\ \dot{W}_P &= 16.93238 \text{ MW} \end{aligned}$$

SOBRECALENTADOR II

Suponiendo que en el sistema $\dot{W} = 0$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= 44.97 \text{ MW} & \dot{W}_E &= 28.85861 \text{ MW} \\ \dot{\Delta H}_{TOT} &= 44.97 \text{ MW} & \dot{\Delta S}_{TOT} &= 0.07385 \text{ MW}/^\circ\text{K} \\ (\dot{W}_E)_{MIN} &= 22.58237 \text{ MW} & \dot{\Delta S}_{GEN} &= 0.0207034 \text{ MW}/^\circ\text{K} \\ \dot{W}_P &= 6.27624 \text{ MW} \end{aligned}$$

CONDENSADOR

Suponiendo que en el sistema $\dot{W} = 0$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= -256.72 \text{ MW} & \dot{W}_E &= 0 \\ \dot{\Delta H}_{TOT} &= -256.72 \text{ MW} & \dot{\Delta S}_{TOT} &= -0.79023 \text{ MW}/^\circ\text{K} \\ (\dot{W}_E)_{MIN} &= -17.16177 \text{ MW} & \dot{\Delta S}_{GEN} &= 0.0566115 \text{ MW}/^\circ\text{K} \end{aligned}$$

$W_p = 17.16177 \text{ MW}$

EQUIPO	V	Q	V _e	(W) e MIN	W _p
TURBINA I	-76.82	0	-76.82	-99.526704	17.20070
TURBINA II	-61.05	0	-61.05	-77.1051	15.2151
BOMBA	2.17	0	2.17	1.789527	0.42047
DOMO	0	0	0	-28.8612	28.8612
EVAPORADOR	0	288.00	198.8072	120.2072	78.21
SOBREC. I	0	114.76	84.05842	67.12604	16.0828
SOBREC. II	0	44.07	28.80861	22.59287	6.2763
CONDENSADOR	0	-256.72	0	-17.16177	17.1617
	-126.10	126.10	170.8242	0.0808	170.1617

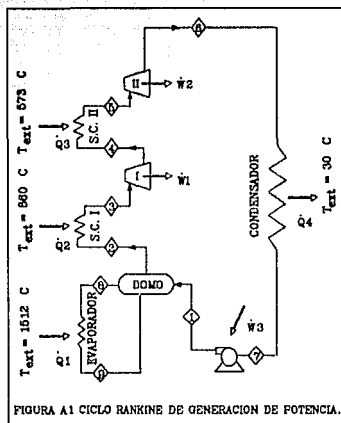


FIGURA A1 CICLO RANKINE DE GENERACION DE POTENCIA.

APENDICE B

B.1 DESARROLLO DE ECUACIONES DE ESTADO PARA
EL CALCULO DE PROPIEDADES

En este apéndice se desarrolla una breve descripción de los métodos de cálculo para determinar las propiedades termodinámicas (H, S), los cuales corresponden a las ecuaciones de estado de Scave-Redlich-Kwong y Peng-Robinson.

Para una descripción precisa del comportamiento PVT de los fluidos, dentro de un amplio intervalo de temperatura y presión, se requiere una ecuación más extensiva que la ecuación virial. Esta ecuación debe ser lo suficientemente general como para poder aplicarse a líquidos tanto como a gases y vapores, y no ser tan compleja que presente dificultades analíticas o numéricas excesivas al ser aplicada.

Las ecuaciones polinomiales, que son cúbicas respecto al volumen molar, constituyen un término medio entre generalidad y simplicidad adecuado para muchos propósitos. De hecho, las ecuaciones cúbicas son más simples y capaces de representar el comportamiento tanto de líquidos como de vapores. La primer ecuación cúbica general de estado se debió a J.D. van der Waals en 1873.

Los procedimientos de diseño del equipo para las operaciones de separación requieren el conocimiento de entalpías (H), entropías (S) y densidades (δ) además de relaciones de equilibrio entre fases. La termodinámica clásica proporciona un medio de obtener todas estas magnitudes a partir de relaciones PVT, que se conocen generalmente como ecuaciones de estado. Si bien se han propuesto un gran número de ecuaciones PVT, relativamente pocas resultan adecuadas para los cálculos prácticos de diseño. En todas las ecuaciones de estado interviene la constante universal de los gases R. Todas las ecuaciones de estado se pueden aplicar a mezclas utilizando reglas de mezcla para combinar constantes de especies puras. La aplicación de las ecuaciones cúbicas de estado a las mezclas requiere que los parámetros de la ecuación de estado se expresen como funciones de la composición. No hay una teoría exacta, como la de las ecuaciones viriales, que

describa esta dependencia de la composición y se confía en las reglas de mezclado empíricas para encontrar relaciones aproximadas.

B.2 ECUACION DE ESTADO DE SOAVE-REDLICH-KWONG

La principal dificultad de la ecuación de R-K original es su incapacidad para predecir con exactitud la presión de vapor. Tomando como base el éxito de un trabajo anterior de Wilson, Soave adicionó un tercer parámetro, el factor acéntrico de Pitzer, a la ecuación de R-K y obtuvo una concordancia casi exacta con los datos de presión de vapor de hidrocarburos puros.

La modificación de Soave de la ecuación R-K, que se refiere aquí como la ecuación S-R-K, es

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a\alpha}{V(V+b)} \quad (b.1)$$

donde α , dado por la ecuación (b.2), depende de la temperatura. Soave calculó valores de α en la ecuación (b.1) para diferentes especies de hidrocarburos en un intervalo de temperaturas reducidas utilizando datos de presión de vapor y la condición de saturación $V_{il}^* = V_{lv}^*$ con el fin de obtener la siguiente correlación para α :

$$\alpha = \left[1 + m \left(1 - T_r^{0.5} \right) \right]^2 \quad (b.2)$$

$$\text{siendo } m = 0.480 + 1.574w - 0.176w^2 \quad (b.3)$$

A partir de las ecuaciones (b.1) y (b.2) se pueden deducir ecuaciones para el cálculo de las propiedades termodinámicas. Las expresiones que resultan son aplicables tanto a fase líquida como vapor con tal de que se utilice la composición de la fase y el factor de compresibilidad adecuados.

A continuación se establecen las ecuaciones generadas a partir de

la ecuación de S-R-K para el cálculo del factor de compresibilidad, el coeficiente de fugacidad y para el cálculo de entalpía y entropía de mezclas multicomponentes (estas ecuaciones también aplican a la fase pura de un solo componente).

Ecuación de Soave

$$P = \frac{R \cdot T}{V - b} - \frac{a \cdot \alpha}{V(V + b)} \quad (b.1)$$

Factor de compresibilidad

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0 \quad (b.4)$$

donde

$$b = \sum_i^N y_i b_i \quad (b.5)$$

$$b_i = (0.08664 \cdot R \cdot T_{ci}) / P_{ci} \quad (b.6)$$

$$a = \sum_i^N \sum_j^N y_i y_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij}) \quad (b.7)$$

$$a_i = a_{ci} \alpha_i \quad (b.8)$$

$$a_{ci} = 0.42748 \frac{(R T_{ci})^2}{P_{ci}} \quad (b.9)$$

$$\alpha_i = \left[1 + m_i (1 - T_{ri}^{0.5}) \right]^2 \quad (b.2)$$

$$m_i = 0.480 + 1.574w_i - 0.176w_i^2 \quad (b.3)$$

$$A = \frac{aP}{(R T)^2} \quad (b.10)$$

$$B = \frac{bP}{(RT)} \quad (b.11)$$

Entalpia

$$\frac{H - H^*}{RT} = Z - 1 - \frac{1}{BRT} \left[a - T \frac{da}{dT} \right] \ln \left(1 + \frac{b}{V} \right) \quad (b.12)$$

$$\frac{H - H^*}{RT} = Z - 1 - \frac{A}{B} \left[1 - \frac{T}{a} \frac{da}{dT} \right] \ln \left(1 + \frac{B}{Z} \right) \quad (b.13)$$

donde $T \frac{da}{dT} = - \sum_i^N \sum_j^N \gamma_i \gamma_j n_j (a_i - a_{cj} - T_{rj})^{0.5} (1 - k_{ij})$ (b.14)

$$\frac{S - S^*}{R} - \ln \frac{P}{P_0} = \ln \left(Z - \frac{Pb}{RT} \right) + \frac{1}{BRT} \left[T \frac{da}{dT} \right] \ln \left(1 + \frac{b}{V} \right) \quad (b.15)$$

$$\frac{S - S^*}{R} - \ln \frac{P}{P_0} = \ln (Z - B) + \frac{A}{B} \left[\frac{T}{a} \frac{da}{dT} \right] \ln \left(1 + \frac{B}{Z} \right) \quad (b.16)$$

donde $T (da / dT)$ esta dado por la ec. (b.14).

Coefficiente de fugacidad

$$\ln \phi_i = -\ln (Z - B) + (Z - 1)B'_i - \frac{A}{B} (A'_i - B'_i) \ln \left(1 + \frac{B}{Z} \right) \quad (b.17)$$

donde

$$B'_i = b_i / b \quad (b.18)$$

$$A'_i = \frac{1}{a} \left[2 a_i^{0.5} \sum_j^N \gamma_j a_j^{0.5} (1 - k_{ij}) \right] \quad (b.19)$$

B.3 ECUACION DE ESTADO DE PENG-ROBINSON

Peng y Robinson señalaron que la ecuación de estado de R-K y la modificación a ella propuesta por Soave, tienen el defecto común de no predecir las densidades de los líquidos de manera precisa, aunque las densidades para el vapor calculadas por dicha ecuaciones resultan satisfactorias. A fin de llevar a cabo esta mejora, Peng y Robinson propusieron la siguiente forma modificada de la ecuación de estado de R-K:

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b) + b(V-b)} \quad (b.20)$$

El comportamiento de esta ecuación es tan bueno o incluso mejor que la ecuación de S-R-K para todos los casos en que se ha probado, aparte de que ha mostrado su mayor ventaja en la predicción de las densidades de la fase líquida. Las constantes, reglas para mezcla y las expresiones para las fugacidades y entalpías para esta ecuación de estado, se presentan a continuación:

Ecuación de Peng-Robinson

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b) + b(V-b)} \quad (b.21)$$

Factor de compresibilidad

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-2B-3B^2)Z - (AB-B^2-B^3) = 0 \quad (b.22)$$

donde

$$b = \sum_i y_i b_i \quad (b.23)$$

$$b_i = (0.077796 RT_{ci}) / P_{ci} \quad (b.24)$$

$$a = \sum_i \sum_j y_i y_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij}) \quad (b.25)$$

$$a_i = a_{ci} \alpha_i \quad (b.26)$$

$$a_{ci} = 0.457235 \frac{(R T_{ci})^2}{P_{ci}} \quad (b.27)$$

$$\alpha_i = \left[1 + m_i \left(1 - \frac{0.5}{T_{ri}} \right) \right]^2 \quad (b.28)$$

$$m_i = 0.37646 + 1.54226 \omega_i - 0.26992 \omega_i^2 \quad (b.29)$$

$$A = \frac{aP}{(RT)^2} \quad (b.30)$$

$$B = \frac{bP}{(RT)} \quad (b.31)$$

Entalpia

$$\frac{H - H^*}{RT} = Z - 1 - \frac{1}{2^{1.5} bRT} \left[a - T \frac{da}{dT} \right] \ln \left[\frac{V + (2^{0.5} + 1)b}{V - (2^{0.5} - 1)b} \right] \quad (b.32)$$

$$\frac{H - H^*}{RT} = Z - 1 - \frac{A}{2^{1.5} B} \left[1 - \frac{T}{a} \frac{da}{dT} \right] \ln \left[\frac{Z + (2^{0.5} + 1)B}{Z - (2^{0.5} - 1)B} \right] \quad (b.33)$$

donde $T (da / dT)$ esta dado por la ec. (b.14)

Entropia

$$\frac{S - S^*}{R} + \ln \frac{r}{P_0} = \ln \left[Z - \frac{bP}{RT} \right] + \frac{1}{2^{1.5} bRT} \left[T \frac{da}{dT} \right] * \ln \left[\frac{V + (2^{0.5} + 1)b}{V - (2^{0.5} - 1)b} \right] \quad (b.34)$$

$$\frac{S - S^0}{R} + \ln \frac{P}{P_0} = \ln (Z - B) + \frac{A}{2^{1.5} B} \left(\frac{T}{a} \frac{da}{dT} \right) + \ln \left(\frac{Z + (2^{0.5} + 1)B}{Z - (2^{0.5} - 1)B} \right) \quad (b.35)$$

donde $T (da / dT)$ esta dado por la ec. (b.14)

Coefficiente de fugacidad

$$\ln \phi_i = - \ln (Z - B) + (Z - 1)B'_i - \frac{A}{2^{1.5} B} (A'_i - B'_i) + \ln \left(\frac{Z + (2^{0.5} + 1)B}{Z - (2^{0.5} - 1)B} \right) \quad (b.36)$$

donde

$$B'_i = b_i / b \quad (b.37)$$

$$A'_i = \frac{1}{a} \left(2 a_i^{c.5} \sum_j y_j a_j^{0.5} (1 - k_{ij}) \right) \quad (b.38)$$

B.4 DESCRIPCION DE LOS PROGRAMAS S-R-K Y P-R

El programa está elaborado en lenguaje FORTRAN 77. El programa determina las propiedades H y S reales para una mezcla de componentes, mediante la ecuación de Soave-Redlich-Kwong y/o mediante Peng-Robinson, partiendo desde un punto clave de $T_0 = 273.15 \text{ } ^\circ\text{K}$ y a la presión de una atmósfera, $P_0 = 1 \text{ atm}$.

Se han elaborado dos programas para el calculo de las propiedades termodinámicas, los cuales calculan entalpia [cal/gmol], entropía [cal/gmol*K]. Los programas tienen por nombre: para la ecuación de estado de S-R-K, EC-SRK, y para la ecuación de estado de P-R, EC-PR; los programas se encuentran en modo ejecutable, por lo que solo requiere teclear el nombre del archivo y dar "ENTER".

Como Introducir los Datos al Programa:

Los datos para los programas se leen desde un archivo externo denominado EC-SRK.DAT ó EC-PR.DAT según sea el programa que desee emplear para el cálculo de las propiedades termodinámicas, los cuales contienen la información termodinámica de los componentes puros del sistema, los datos se introducen en formato libre, como sigue:

* Iniciar desde el renglon 1, columna 1 la introducción de datos.

No. Comp., T [*K], P [bar], j [1 ó 2]

j → fase de la mezcla (1=liq, 2=vap)

$T_{c_1}, P_{c_1}, w_1, HV_1$	T_c [*K], P_c [bar], HV
$T_{c_2}, P_{c_2}, w_2, HV_2$	[cal/gmol] a T_0
\vdots	
\vdots	
$T_{c_N}, P_{c_N}, w_N, HV_N$	

$Cp_{a_1}, Cp_{b_1}, Cp_{c_1}, Cp_{d_1}$	Los valores para Cp se dan en
$Cp_{a_2}, Cp_{b_2}, Cp_{c_2}, Cp_{d_2}$	[cal/gmol*K]
\vdots	
\vdots	
$Cp_{a_N}, Cp_{b_N}, Cp_{c_N}, Cp_{d_N}$	

-
 X_1
 X_2
 \vdots
 \vdots
 X_N

El desplegado de resultados se envia a pantalla y a un archivo externo llamado EC-SRK.RES ó EC-PR.RES dependiendo de cuál halla sido el nombre del programa elegido.

Si la entalpia de vaporización (HV) se encuentra a otro estado de referencia que no sea T_0 , mediante la siguiente ecuación se puede determinar una aproximación aceptable para llevarla al estado de referencia T_0 .

$$Hv_2 = Hv_1 \left(\frac{1 - T_{r2}}{1 - T_{r1}} \right)^{0.99} \quad (b.39)$$

donde T_{r1} es la temperatura reducida en el estado T_0 .
 T_{r2} es la temperatura reducida a una T_2 diferente de T_0 .
 Hv es la entalpia de vaporización a T_2 .

B.5 DESCRIPCION DEL PROGRAMA "TABLA PROBLEMA"

El siguiente programa determina lo que se conoce como "TABLA PROBLEMA" la cual es un procedimiento rapido para determinar el punto de pliegue y los servicios mínimos de calentamiento y enfriamiento que se requieren para el diseño de la red de intercambio de calor a un valor determinado de ΔT_{min} .

El programa se desarrolla en lenguaje de programación GW-BASIC, por lo tanto, el programa fuente no es ejecutable directamente. El programa es llamado como: INT-HEAT.BAS

Los datos requeridos por el usuario son:

- * Número de corrientes calientes
- * Número de corrientes frías
- * Temperatura de entrada de la corriente caliente i
- * Temperatura de salida de la corriente caliente i
- * Capacidad de flujo calorífico [WCp] de la corriente caliente i
- * Temperatura de entrada de la corriente fría i
- * Temperatura de salida de la corriente fría i
- * Capacidad de flujo calorífico [WCp] de la corriente fría i
- * Valor propuesto o real de ΔT_{min}

El programa puede imprimir la tabla problema si lo desea, también puede cambiar el valor de ΔT_{min} . Los datos deben introducirse en unidades consistentes.

PROGRAMA PARA EL CALCULO DE PROPIEDADES DE COMPONENTES EN MEZCLA
 MEDIANTE LA ECUACION DE ESTADO DE "SOAVE-REDLICH-KWONG"

VARIABLE	UNIDADES	SIGNIFICADO
NC	[ADIM]	NUMERO DE COMPONENTES
T	[*K]	TEMPERATURA DE MEZCLA
P	[bar]	PRESION DEL SISTEMA
J	[1 ó 2]	1=FASE LIQUIDA, 2=FASE VAPOR
TC	[*K]	TEMPERATURA CRITICA
PC	[bar]	PRESION CRITICA
W	[ADIM]	FACTOR ACENTRICO
HV	[cal/g-mol]	ENTALPIA DE VAPORIZACION A 273.15*K Y 1 ATM
CP	[cal/g-mol*K]	COEFICIENTES DE LA CAPACIDAD CALORIF.
XT	[ADIM]	FRACCION MOL DE LA FASE A TRATAR
Z	[ADIM]	COEFICIENTE DE COMPRESIBILIDAD
HID, HIT	[cal/g-mol]	ENTALPIA IDEAL POR COMP. Y TOTAL
SID, SIT	[cal/g-mol*K]	ENTROPIA IDEAL POR COMP. Y TOTAL
HDEP, SDEP	[ADIM]	ENTALPIA Y ENTROPIA "DEPARTURE"
HR1	[cal/g-mol]	ENTALPIA RESIDUAL
SR1	[cal/g-mol*K]	ENTROPIA RESIDUAL
HRT	[cal/g-mol]	ENTALPIA REAL
SRT	[cal/g-mol*K]	ENTROPIA REAL

```

DIMENSION PC(10),TC(10),W(10),XT(10),HV(10),CP(10,10)
OPEN (5,FILE='EC-SRK.DAT',STATUS='OLD')
OPEN (23,FILE='EC-SRK.RES',STATUS='NEW')
READ(5,*) NC,T,P,J
READ(5,*)
DO 4 I=1,NC
  READ(5,*) TC(I),PC(I),W(I),HV(I)
4 CONTINUE
  READ(5,*)
  DO 6 I=1,NC
    READ(5,*) CP(I,1),CP(I,2),CP(I,3),CP(I,4)
6 CONTINUE
  READ(5,*)
  DO 8 I=1,NC
    READ(5,*) XT(I)
8 CONTINUE
CALL HRER (TC,PC,W,HV,CP,XT,NC,T,P,J,HRT,SRT)
WRITE (23,45)
FORMAT (2X,'NC',9X,'X',/)
DO 46 I=1,NC
  WRITE (23,47) I,XT(I)
47 FORMAT (2X,I3,5X,F8.6)
46 CONTINUE
  WRITE (*,52) HRT,SRT
  WRITE (23,52) HRT,SRT
52 FORMAT (/,2X,'ENTALPIA [cal/g-mol]='/,F12.5,/,
% 2X,'ENTROPIA [cal/k.g-mol]='/,F12.8,/)
  WRITE (*,*) 'FIN DEL PROGRAMA'
  CLOSE (23)
  END
    
```



```

SUBROUTINE HRBR (TC,PC,W,HV,CP,XT,NC,T,P,J,HRT,BRT)
DIMENSION CP(10,10),HID(10),SID(10),XT(10),HV(10)
C LA TEMPERATURA DE REFERENCIA ES A 0 °C [273.15 °K] Y 1 atm [1.01325 bars].
TO=273.15
PO=1.01325
HIT=0
HVT=0
DO 20 I=1,NC
HID(I)=CP(I,1)*(T-TO)+(CP(I,2)/2.)*(T**2-TO**2)+(CP(I,3)/3.)*
% (T**3-TO**3)+(CP(I,4)/4.)*(T**4-TO**4)
HIT=HIT+HID(I)*XT(I)
HVT=HVT+HV(I)*XT(I)
20 CONTINUE
WRITE(23,3)HIT,HVT
3 FORMAT(2X,'H id=',F12.5,4X,'Hv mez.=',F12.5,/)
SIT=0
SIP=0
STO=0
DO 30 I=1,NC
SID(I)=CP(I,1)*ALOG(T/TO)+CP(I,2)*(T-TO)+(CP(I,3)/2.)*(T**2-
% T**2)+(CP(I,4)/3.)*(T**3-TO**3)
SIT=SIT+SID(I)*XT(I)
STO=STO+(HV(I)*XT(I))/TO
30 CONTINUE
SIP=ALOG(P/PO)
WRITE(23,5)SIT,SIP,STO
5 FORMAT(2X,'S id=',F12.8,4X,'S p=',F12.8,4X,'S [To]=',F13.8,/)
HDEP=0
SDEP=0
CALL CALK (TC,PC,W,T,P,NC,J,XT,HDEP,SDEP)
HR1=1.987*T*HDEP
SR1=1.987*(SDEP-SIP)
WRITE(23,6)HR1,SR1
6 FORMAT(2X,'HR =',F12.5,2X,'SR =',F12.8,/)
HRT=HR1+HIT+HVT
BRT=SR1+SIT+STO
RETURN
ENG

```

```

SUBROUTINE CALK (TC,PC,W,T,P,NC,J,XT,HDEP,SDEP)
DIMENSION TC(10),PC(10),W(10),XT(10),TR(10),PR(10),MI(10)
DIMENSION ALFA(10),ACI(10),A(10),B(10)
REAL MI
DO 5 I=1,NC
TR(I)=T/TC(I)
PR(I)=P/PC(I)
MI(I)=0.48+1.574*W(I)-0.176*W(I)**2
ALFA(I)=(1.+MI(I))*(1.-SQRT(TR(I))))**2
ACI(I)=0.42748*(83.14*TC(I))**2/PC(I)
A(I)=ACI(I)*ALFA(I)
B(I)=0.08664*(83.14*TC(I))/PC(I)
5 CONTINUE
AM=0
BM=0
DO 15 I=1,NC

```

```

                                DO 10 L=1,NC
10  AM=AM+XT(I)*XT(L)*SQRT(A(I)*A(L))
    CONTINUE
15  BM=BM+XT(I)*B(I)
    CONTINUE
    AT=(AM*P)/((83.14*T)**2)
    BT=(BM*P)/(83.14*T)
    WRITE(23,7)T,P
7   FORMAT (2X,'1 (*K)= ',F9.3,2X,'P [bar]= ',F8.3,/)
    CO=-1.0
    C1=AT-BT-(BT**2)
    C2=-(AT*BT)
    CALL RAIZCUB (CO,C1,C2,J,Z)
    Z=ABS(Z)
    WRITE(*,20) Z
    WRITE(23,20) Z
20  FORMAT (2X,'LA RAIZ DESEADA ES=',F12.9,/)
    TDA=0
    DO 30 I=1,NC
    DO 25 L=1,NC
    TDA=TDA-XT(I)*XT(L)*MI(L)*SQRT(A(I)*ACI(L)*TR(L))
25  CONTINUE
30  CONTINUE
C CALCULO DE ENTALPIA Y ENTROPIA DE DEPARTURE
HDEP=Z-1.-(AT/BT)*(1.-TDA/AM)*ALOG(1.+BT/Z)
SDEP=ALOG(Z-BT)+(AT/BT)*(TDA/AM)*ALOG(1.+BT/Z)
WRITE(23,35) HDEP,SDEP
35  FORMAT (2X,'ENTALPIA DEPARTURE='F17.9,/,2X,
% 'ENTROPIA DEPARTURE='F17.9,/)
    RETURN
    END

```

PROGRAMA PARA EL CALCULO DE PROPIEDADES DE COMPONENTES EN MEZCLA
 MEDIANTE LA ECUACION DE ESTADO DE "PENG - ROBINSON"

VARIABLE	UNIDADES	SIGNIFICADO
NC	[ADIM]	NUMERO DE COMPONENTES
T	[*K]	TEMPERATURA DE MEZCLA
P	[bar]	PRESION DEL SISTEMA
J	[1 ó 2]	1=FASE LIQUIDA, 2=FASE VAPOR
TC	[*K]	TEMPERATURA CRITICA
PC	[bar]	PRESION CRITICA
W	[ADIM]	FACTOR ACENTRICO
HV	[cal/g-mol]	ENTALPIA DE VAPORIZACION A 273.15*K Y 1 ATM
CP	[cal/g-mol*K]	COEFICIENTES DE LA CAPACIDAD CALORIF.
XT	[ADIM]	FRACCION MOL DE LA FASE A TRATAR
Z	[ADIM]	COEFICIENTE DE COMPRESIBILIDAD
HID, HIT	[cal/g-mol]	ENTALPIA IDEAL POR COMP. Y TOTAL
SID, SIT	[cal/g-mol*K]	ENTROPIA IDEAL POR COMP. Y TOTAL
HDEP, SDEP	[ADIM]	ENTALPIA Y ENTROPIA "DEPARTURE"
HRI	[cal/g-mol]	ENTALPIA RESIDUAL
SRI	[cal/g-mol*K]	ENTROPIA RESIDUAL
HRT	[cal/g-mol]	ENTALPIA REAL
SRT	[cal/g-mol*K]	ENTROPIA REAL

```

DIMENSION PC(10),TC(10),W(10),HV(10),XT(10),CP(10,10)
OPEN (5,FILE='EC-PR.OAT',STATUS='OLD')
OPEN (23,FILE='EC-PR.RES',STATUS='NEW')
READ(5,*) NC,T,P,J
READ(5,*)
DO 4 I=1,NC
READ(5,*) TC(I),PC(I),W(I),HV(I)
CONTINUE
READ(5,*)
DO 6 I=1,NC
READ(5,*) CP(I,1),CP(I,2),CP(I,3),CP(I,4)
CONTINUE
READ(5,*)
DO 8 I=1,NC
READ(5,*) XT(I)
CONTINUE
CALL HRSR (TC,PC,W,HV,CP,XT,NC,T,P,J,HRT,SRT)
WRITE(23,45)
FORMAT (2X,'NC',9X,'X',/)
DO 46 I=1,NC
WRITE(23,47) I,XT(I)
FORMAT (2X,I3,5X,F8.6)
CONTINUE
WRITE(*,52)HRT,SRT
WRITE(23,52)HRT,SRT
FORMAT (/ ,2X,'ENTALPIA [cal/g-mol]=' ,F12.5,/,
% 2X,'ENTROPIA [cal/k.g-mol]=' ,F12.6,/)
WRITE(*,*) ' FIN DEL PROGRAMA'
CLOSE (23)
END
    
```

```

SUBROUTINE HRSR (TC,PC,W,HV,GP,XT,NC,T,P,J,HRT,SRT)
DIMENSION CP(10,10),HID(10),SID(10),XT(10),HV(10)
C LA TEMPERATURA DE REFERENCIA ES A 0 °C (273.15 °K) Y 1 atm (1.01325 bars).
  TO=273.15
  PO=1.01325
  HIT=0
  HVT=0
  DO 20 I=1,NC
    HID(I)=CP(I,1)*(T-TO)+(CP(I,2)/2.)*(T**2-TO**2)+(CP(I,3)/3.)*
% (T**3-TO**3)+(CP(I,4)/4.)*(T**4-TO**4)
    HIT=HIT+HID(I)*XT(I)
    HVT=HVT+HV(I)*XT(I)
20 CONTINUE
  WRITE(23,3)HIT,HVT
3  FORMAT (2X,'H id=',F12.5,4X,'Hv mez.',F12.5/)
  SIT=0
  SIP=0
  STO=0
  DO 30 I=1,NC
    SID(I)=CP(I,1)*ALOG(T/TO)+CP(I,2)*(T-TO)+(CP(I,3)/2.)*(T**2-
% TO**2)+(CP(I,4)/3.)*(T**3-TO**3)
    SIT=SIT+SID(I)*XT(I)
    STO=STO+(HV(I)*XT(I))/TO
30 CONTINUE
  SIP=ALOG(P/PO)
  WRITE(23,5)SIT,SIP,STO
5  FORMAT (2X,'S id=',F12.8,4X,'S p=',F12.8,4X,'S (To)',F13.8/)
  HDEP=0
  SDEP=0
  CALL CALK (TC,PC,W,T,P,NC,J,XT,HDEP,SDEP)
  HR1=1.987*T*HDEP
  SR1=1.987*(SDEP-SIP)
  WRITE(23,6)HR1,SR1
6  FORMAT (2X,'HR =',F12.5,2X,'SR =',F12.8/)
  HRT=HR1+HIT+HVT
  SRT=SR1+SIT+STO
  RETURN
  END

```

```

SUBROUTINE CALK (TC,PC,W,T,P,NC,J,XT,HDEP,SDEP)
DIMENSION TC(10),PC(10),W(10),XT(10),TR(10),PR(10),MI(10)
DIMENSION ALFA(10),ACI(10),A(10),B(10)
REAL MI
  DO 5 I=1,NC
    TR(I)=T/TC(I)
    PR(I)=P/PC(I)
    MI(I)=0.37646+1.54226*W(I)-0.26992*W(I)**2
    ALFA(I)=(1.+MI(I))*(1.-SQRT(TR(I)))**2
    ACI(I)=0.457235*(83.14*TC(I))**2/PC(I)
    A(I)=ACI(I)*ALFA(I)
    B(I)=0.077796*(83.14*TC(I))/PC(I)
5  CONTINUE
  AM=0
  BM=0

```

```

DO 15 I=1,NC
DO 10 L=1,NC
AM=AM+XT(I)*XT(L)*SQRT(A(I)*A(L))
10 CONTINUE
BM=BM+XT(I)*B(I)
15 CONTINUE
AT=(AM*P)/((83.14*T)**2)
BT=(BM*P)/(83.14*T)
WRITE(23,7)T,P
7 FORMAT (2X,'T (*K)= ',F9.3,2X,'P (bar)= ',F8.3,/)
CO=- (1.-BT)
C1=AT-2.*BT-3.*(BT**2)
C2=- (AT*BT-BT**2-BT**3)
CALL RAIZCUB (CO,C1,C2,J,Z)
Z=ABS(Z)
WRITE(*,20) Z
WRITE(23,20) Z
20 FORMAT (2X,'LA RAIZ DEBEADA ES=',F12.9,/)
TDA=0
DO 30 I=1,NC
DO 25 L=1,NC
TDA=TDA-XT(I)*XT(L)*MI(L)*SQRT(A(I)*ACI(L)*TR(L))
25 CONTINUE
30 CONTINUE
C CALCULO DE ENTALPIA Y ENTROPIA DE DEPARTURE
HD=ALOG((Z+(SQRT(2.))+1.)*BT)/(Z-(SQRT(2.))-1.)*BT)
HDEP=(Z-1.)-(AT/((2.**1.5)*BT))*(1.-TDA/AM)*HD
SDEP=ALOG(Z-BT)+(AT/((2.**1.5)*BT))*(TDA/AM)*HD
WRITE(23,35) HDEP,SDEP
35 FORMAT (2X,'ENTALPIA DEPARTURE='F17.9,/,2X,
%'ENTROPIA DEPARTURE='F17.9,/)
RETURN
END

```

```

10 *PROGRAMA QUE CALCULA LA TABLA PROBLEMA, LA CUAL SIRVE PARA OBTENER
20 *EL PUNTO DE PLIEGUE PARA UNA RED DE INTERCAMBIO DE CALOR, LOS DATOS
30 *REQUERIDOS SON LAS TEMPERATURAS DE ENTRADA Y SALIDA DE CADA UNA DE
40 *LAS CORRIENTES ASI COMO EL WCP DE CADA UNA DE LAS CORRIENTES, LOS DATOS
50 *DEBEN SER CONSISTENTES.
60 *
70 *           DEFINICION DE VARIABLES
80 *   CC      = NUMERO DE CORRIENTES CALIENTES
90 *   CF      = NUMERO DE CORRIENTES FRIAS
100 *  TEC(I)  = TEMP DE ENTRADA DE LAS CORRIENTES CALIENTES
110 *  TSC(I)  = TEMP DE SALIDA DE LAS CORRIENTES CALIENTES
120 *  TEF(J)  = TEMP DE ENTRADA DE LAS CORRIENTES FRIAS
130 *  TSF(J)  = TEMP DE SALIDA DE LAS CORRIENTES FRIAS
140 *  WCPG(I) = PRODUCTO DEL FLUJO Y EL Cp DE LA CORRIENTE CALIENTE
150 *  WCPF(J) = PRODUCTO DEL FLUJO Y EL Cp DE LA CORRIENTE FRIA
160 *  TICN(I) = TEMP DE LOS INTERVALOS DE LAS CORRIENTES CALIENTE
170 *  TIFN(I) = TEMP DE LOS INTERVALOS DE LAS CORRIENTES FRIAS
180 *  NET      = NUMERO DE SUBREDES
190 *  FE(I)   = ENTRADA DE FLUJO DE CALOR
200 *  FS(I)   = SALIDA DE FLUJO DE CALOR
210 CLS:KEY OFF:CLEAR
220 INPUT "NUMERO DE CORRIENTES CALIENTES=" ,CC
230 PRINT:INPUT "NUMERO DE CORRIENTES FRIAS=" ,CF
240 DIM TEC(CC),TSC(CC),WCPG(CC),TEF(CF),TSF(CF),WCPF(CF)
250 PRINT
260 FOR I=1 TO CC
270 PRINT "TEMP DE ENTRADA DE LA CORRIENTE CALIENTE(';I;')=" ";;INPUT "" ,TEC(I)
280 PRINT "TEMP DE SALIDA DE LA CORRIENTE CALIENTE(';I;')=" ";;INPUT "" ,TSC(I)
290 PRINT "WCP DE LA CORRIENTE CALIENTE(';I;')=" ";;INPUT "" ,WCPG(I):PRINT
300 NEXT I
310 PRINT
320 FOR J=1 TO CF
330 PRINT "TEMP DE ENTRADA DE LA CORRIENTE FRIA(';J;')=" ";;INPUT "" ,TEF(J)
340 PRINT "TEMP DE SALIDA DE LA CORRIENTE FRIA(';J;')=" ";;INPUT "" ,TSF(J)
350 PRINT "WCP DE LA CORRIENTE FRIA(';J;')=" ";;INPUT "" ,WCPF(J):PRINT
360 NEXT J
370 PRINT
380 INPUT "ACERCAMIENTO DE TEMPERATURAS (DT)=" ,DT
390 CA=2*CC
400 FR=2*CF
410 COMB=CA+FR
420 DIM TC(CA),TF(FR),TRF(FR),TIC(COMB)
430 FOR I=1 TO CC
440 TC(I)=TEC(I)
450 TC(I+CC)=TSC(I)
460 NEXT I
470 FOR J=1 TO CF
480 TF(J)=TEF(J)
490 TF(J+I)=TSF(J)
500 NEXT J
510 FOR J=1 TO FR
520 TRF(J)=TF(J) :DT
530 NEXT J
540 FOR I=1 TO CA
550 TIC(I)=TC(I)

```

```
560 NEXT I
570 FOR J=1 TO FR
580 TIC(I+1-J)=TRF(J)
590 NEXT J
600 P=COMB
610 FOR I=1 TO P-1
620 FOR J=I+1 TO P
630 IF TIC(I)=TIC(J) THEN 650
640 GOTO 690
650 L=TIC(J):M=TIC(I)
660 TIC(COMB)=M:TIC(J)=L
670 P=P-1
680 GOTO 610
690 NEXT J
700 NEXT I
710 PP=P
720 FOR I=1 TO P+1
730 SM=TIC(I)
740 K=I
750 FOR J=I+1 TO P
760 IF TIC(J)<SM THEN 770 ELSE 790
770 SM=TIC(J)
780 K=J
790 NEXT J
800 TIC(K)=TIC(I)
810 TIC(I)=SM
820 NEXT I
830 DIM TICN(PP),TIFN(PP)
840 Q=0
850 FOR K=PP TO 1 STEP -1
860 Q=Q+1
870 TICN(Q)=TIC(K)
880 TIFN(Q)=TICN(Q)+DT
890 NEXT K
900 NET=PP-1
910 DIM GC(NET),GF(NET),DFC(NET)
920 FOR K=1 TO PP-1
930 GC(K)=0:GF(K)=0
940 FOR I=1 TO CC
950 IF TICN(K)<=TEC(I) AND TICN(K+1)>=TSC(I) THEN 970
960 F=0:GOTO 980
970 F=1
980 GC(K)=GC(K) + WCPG(I)*F*(TICN(K)-TICN(K+1))
990 NEXT I
1000 FOR J=1 TO CF
1010 IF TIFN(K)<=TSF(J) AND TIFN(K+1)>=TEF(J) THEN 1030
1020 F=0:GOTO 1040
1030 F=1
1040 GF(K)=GF(K)+WCPF(J)*F*(TIFN(K)-TIFN(K+1))
1050 NEXT J
1060 DFC(K)=GF(K)-GC(K)
1070 NEXT K
1080 DIM HAE(NET),HAS(NET),IAS(NET),FE(NET),FS(NET)
1090 HAE(1)=0
1100 HAS(1)=-DFC(1)
```

```

1110 FOR I=2 TO NET
1120 HAE(I)=HAS(I-1)
1130 HAS(I)=HAS(I-1)-DFC(I)
1140 IAS(I)=HAS(I)
1150 NEXT I
1160 FOR I=1 TO NET-1
1170 SM=IAS(I)
1180 K=I
1190 FOR J=I+1 TO NET
1200 IF IAS(J)<SM THEN 1210 ELSE 1230
1210 SM=IAS(J)
1220 K=J
1230 NEXT J
1240 IAS(K)=IAS(I)
1250 IAS(I)=SM
1260 NEXT I
1270 FE(I)=ABS(IAS(I))
1280 FS(I)=FE(I)-DFC(I)
1290 FOR I=2 TO NET
1300 FE(I)=FS(I-1)
1310 FS(I)=FE(I)-DFC(I)
1320 NEXT I
1330 CLS:PRINT TAB(33);"TABLA PROBLEMA"
1340 PRINT
1350 PRINT
1360 PRINT TAB(8);
1370 FOR A=1 TO 72
1380 PRINT "-";
1390 NEXT A
1400 PRINT TAB(39);"ACUMULADO";TAB(58);"FLUJO DE CALOR"
1410 PRINT TAB(24);"DEFICIT";TAB(35);"ENTRADA SALIDA";TAB(57);"ENTRADA SALIDA"
1420 PRINT "-----"
1430 FOR I=1 TO NET
1440 PRINT TAB(7);TICN(I);TAB(12);".....";TAB(18);TIFN(I);
1450 PRINT TAB(23);
1460 FOR A=1 TO 55
1470 PRINT "-";
1480 NEXT A
1490 PRINT TAB(12);"SN(";
1500 PRINT USING "###";I;
1510 PRINT ") ";
1520 PRINT USING "###.### ";DFC(I),HAE(I),HAS(I),FE(I),FS(I)
1530 NEXT I
1540 PRINT TAB(7);TICN(NET+1);TAB(12);".....";TAB(18);TIFN(NET+1);
1550 PRINT TAB(23);
1560 FOR A=1 TO 55
1570 PRINT "-";
1580 NEXT A
1590 PRINT:PRINT:INPUT "DESEA IMPRIMIR LA TABLA, (1)=SI ",IT
1600 IF IT=1 THEN GOSUB 1660
1610 PRINT:PRINT:INPUT "OTRO CALCULO VARIANDO DT SI (1)";CALC
1620 IF CALC>1 GOTO 1650
1630 CLS:ERASE TC,TF,TRF,TIC,TICN,TIFN,GC,GF,DFC,HAE,HAS,IAS,FE,FS
1640 GOTO 380
1650 END

```



```

1660 LPRINT:LPRINT TAB(25) "TABLA PROBLEMA A UN DT= ";DT:LPRINT
1670 LPRINT TAB(8);
1680 FOR A=1 TO 70
1690 LPRINT "-";
1700 NEXT A
1710 LPRINT TAB(39);"ACUMULADO";TAB(58);"FLUJO DE CALOR"
1720 LPRINT TAB(24);"DEFICIT";TAB(35);"ENTRADA SALIDA";TAB(57);"ENTRADA SALI
DA"
1730 LPRINT "
-----"
1740 FOR I=1 TO NET
1750 LPRINT TAB(7);TICN(I);TAB(12);".....";TAB(18);TIFN(I);
1760 LPRINT TAB(23);
1770 FOR A=1 TO 55
1780 LPRINT "-";
1790 NEXT A
1800 LPRINT TAB(12);"SN(";
1810 LPRINT USING "##";I;
1820 LPRINT ") ";
1830 LPRINT USING "#####.### " :DFC(I),HAE(I),HAS(I),FE(I),FS(I)
1840 NEXT I
1850 LPRINT TAB(7);TICN(NET+1);TAB(12);".....";TAB(18);TIFN(NET+1);
1860 LPRINT TAB(23);
1870 FOR A=1 TO 55
1880 LPRINT "-";
1890 NEXT A
1900 LPRINT
1910 RETURN
    
```

BIBLIOGRAFIA GENERAL

BIBLIOGRAFIA GENERAL

- 1 Cerda J., Westerberg A. W., Masson D. R. and Linnhoff B.
Chem. Eng. Sci., Vol. 38, Pg. 373, 1983.
- 2 Bazua Rueda Enrique
Análisis termodinámico de procesos e integración térmica de procesos.
Fac. Química Div. Ing.
- 3 Boland D. and Linnhoff B.
The preliminary design of networks for heat exchange by systematic methods.
The Chem. Eng., Pg. 222-228, April 1979.
- 4 Briones Vallejo V. M.
Integración térmica de un tren de aromáticos del complejo petroquímico de la Cangrejera, Veracruz.
Tesis de Maestría, Facultad de Química, UNAM 1989.
- 5 Duran M.A. and Grossmann I.E.
Simultaneous optimization and heat integration of chemical process.
AIChE J., Vol. 32, Num. 1, January 1986.
- 6 Donaldson R. A., Paterson W. R. and Ponton J. W.
Design of complex heat recovery networks: synthesis, simulation and uncertainty.
Paper presented at "Design Congress 76", organized by IChemE/EFCE, Birmingham, U. K. (Sept. 9-10, 1976).
- 7 Flower J. R. and Linnhoff B.
A thermodynamic-combinatorial approach to the design of optimum heat exchanger networks.
AIChE J., Vol. 26, Pg. 1, 1980.

- 8 Geyer G. R. and Kline P. E.
Energy conservation schemes for distillation processes.
Chem. Eng. Prog., May 1976.
- 9 Grimes L. E.
The synthesis and evolution of networks of heat exchanger that feature the minimum number of units.
M. Sc. Thesis, Carnegie-Mellon Univ., Pittsburgh (1980).
- 10 Henley E. J. y Seader J. D.
Operaciones de separación por etapas de equilibrio en Ing. Quim.
Ed. Repla, 1990.
- 11 Hohmann E. C.
Optimum networks for heat exchange.
Ph. D. Thesis, Univ. S. Calif. (1971).
- 12 Hohmann E. C. and Lockhart F. J.
Optimum heat exchanger network synthesis.
Paper No. 22a, AIChE N. M., Atlantic City, N.J. 1976.
- 13 Ing. Anaya D. Alejandro e Ing. Rivero R. Ricardo
Aplicación del análisis exérgico para la optimización del uso de la energía en plantas industriales.
I.M.P.; Trabajo presentado durante el IV Congreso Panamericano de Energía, en la Habana, Cuba. Octubre 23-27, 1988.
- 14 Kattan M.K. and Douglas P.L.
A new approach to thermal integration of distillation sequences.
Can. J. of Chem. Eng., Vol. 64, February 1986.
- 15 Kenney W. F.
Energy conservation in the process industries.
Ed. academic Press, Inc., 1987.
- 16 King C. J.
Procesos de separación.
Ed. Mc Graw Hill, 1985.

- 17 Kotjabasakis E. and Linnhoff B.
Sensibility tables for the design of flexible processes (1) - How much contingency in heat exchanger networks is cost-effective?
Chem. Eng. Res. Dev., 64, Pg. 197-211, 1986.
- 18 Linnhoff B.
Thermodynamic analysis in the design of process networks.
Ph. D. Thesis, Univ. of Leeds, England (1979).
- 19 Linnhoff B.
Process synthesis.
Undergraduate lecture notes, Imperial College 1980/81.
- 20 Linnhoff B. and Eastwood A. R.
Overall site optimization by pinch technology.
Chem. Eng. Res. Dev., 66, Pg. 195-227, 1988.
- 21 Linnhoff B. and Hindmarsh E.
The pinch design method for heat exchanger networks.
Chem. Eng. Sci., Vol. 38, Num. 5, Pg. 745-763, 1983.
- 22 Linnhoff B. and Flower R. John
Synthesis of heat exchanger networks: I. Systematic generation of energy optimal networks.
AIChE J., Vol. 24, Pg. 633, 1978a.
- 23 Linnhoff B. and Flower R. John
Synthesis of heat exchanger networks: II. Evolutionary generation of networks with various criteria of optimality.
AIChE J., Vol. 24, Pg. 642, 1978b.
- 24 Linnhoff B., Masson D. R. and Wardle I.
Understanding heat exchange networks.
Proc. 12th Symposium on Computer Applications in Chemical Engineering, Montreux, Switzerland (1979).

- 25 Linnhoff B. and Turner A. T.
Simple concepts in process synthesis give energy savings and elegant designs.
The Chem. Eng., Pg. 742-746, Dec. 1980.
- 25 Linnhoff B. and Vredeveid D. R.
Pinch technology has come of age.
Chem. Eng. Prog., July 1984.
- 26 Masso A. H. and Rudd D. F.
The synthesis of system designs: II. Heuristic structuring.
AIChE J., Vol. 15, Num. 10, 1969.
- 27 McGilliard R. L. and Westerberg A. W.
Structural Sensitivity analysis in design synthesis.
Chem. Eng. J., Vol. 4, Pg. 127, 1972.
- 28 Mixt T. J.
Energy conservation in distillation.
Chem. Eng. Prog., April 1973.
- 29 Muraki M. and Hayakawa T.
Synthesis of Distillation process with energy integration.
J. of Chem. Eng. of Japan, Vol. 14, Num. 3, 1981.
- 30 Nadgir V.M. and Liu Y.A.
Studies in chemical process design and synthesis.
AIChE J., Vol. 29, Num. 6, Nov. 1983.
- 31 Naonori Nishida, Stephanopoulos George and Westerberg A. W.
A review of process synthesis.
AIChE J., Vol. 27, Num. 3, May 1981.
- 32 Nishida N., Liu Y. A. and Lapidus L.
Studies in chemical process design and synthesis: III. A simple and practical approach to the optimal synthesis of heat exchanger networks.
AIChE J., Vol. 23, Pg. 77, 1977.

- 33 Nishida N., Stephanopoulos G. and Westerberg A. W.
A review of process synthesis.
AICHE J., Vol. 27, Num. 3, Pg. 321, May 1981.
- 34 Null H. R.
Energy economy in separation processes.
Chem. Eng. Prog., August 1980.
- 35 Petterson C.
Energy saving schemes distillation.
Chem. Eng., Sep. 1977.
- 36 Pho T. K. and Lapidus L.
Synthesis of optimal heat exchanger networks by tree searching algorithms.
AICHE J., Vol. 19, Pg. 1182, 1973.
- 37 Ponton J. W. and Donaldson R. A. B.
A fast method for the synthesis of optimal heat exchanger networks.
Chem. Engng. Sci., Vol. 29, Pg. 2375, 1974.
- 38 Ranade S. M., Jones D. M. and Zapata Suárez A.
Impact of utility cost on pinch design.
Hyd. Proc., Pg. 39-47, July, 1989.
- 39 Shah J. V. and Westerberg A. W.
Evolutionary synthesis of heat exchanger networks.
Paper No. 60c, AIChE N. M., L.A., Calif. 1975.
- 40 Smith R. and Linnhoff B.
The design of separators in the context of overall processes.
Chem. Eng. Res. Dev., 65, Pg. 408-414, 1987.
- 41 Smith J. M. and Van Ness H. C.
Introducción a la termodinámica en Ing. Quím.
Ed. Mc. Graw Hill, , 1990.

- 42 Su Tow-Lih
A loop breaking evolutionary method for the synthesis of heat exchanger networks.
M. Sc. Thesis, Sever Institute of Washington Univ., Saint Louis, Missouri (1979).
- 43 Stephenson R. M. and Anderson T. E.
Energy conservation in distillation.
Chem. Eng. Prog., August 1980.
- 44 Tjoe N. Tjaan and Linnhoff B.
Using pinch technology for process retrofit.
Chem. Eng., Pg. 47-60, April 28, 1984.
- 45 Townsend D. W.
Second law analysis in practice.
The Chemical Engineer, Pg. 628-633, Oct. 1980.
- 46 Townsend D. W. and Linnhoff B.
Heat and power networks in process.
AIChE J., Vol. 29, Num. 5, Sep. 1983
- 47 Townsend D. W. and Linnhoff B.
Designing total energy systems by systematic methods.
The Chem. Eng., Pg. 91-97, March, 1982.
- 48 Turner J. A. and Linnhoff B.
Heat-recovery networks: New insight yield big savings.
Chem. Eng., Pg. 56-70, Nov. 2, 1981.
- 49 Umeda T., Harada T. and Shiroko K.
A thermodynamic approach to the synthesis of heat integration systems in chemical processes.
Proc. 12th Symposium on Computer Applications in Chemical Engineering, Montreux, Switzerland (1979).

- 50 Umeda T., Itho J. and Shiroko K.
Heat exchange system synthesis.
Chem. Engng. Prog., Vol. 75, Pg. 70, July, 1978.
- 51 Umeda T., Niida K. and Shiroko K.
A thermodynamic approach to heat integration in distillation systems.
AIChE J., Vol. 25, Pg. 423, 1979.
- 52 Van Ness H. C. y Abbott M. Michael
Termodinámica.
Ed. Mc graw Hill, 1988.