

**Integración de procesos energéticos, cogeneración y avances en
transferencia de calor en la industria química**

Rubén O. Espinosa Pedraja

Juan Pedro Hernández Touset

Félix Abel Goya Valdivia

Jorge Leiva Más

$x=0$

L

$x=L$

**Integración de procesos energéticos, cogeneración y avances en
transferencia de calor en la industria química**

Rubén O. Espinosa Pedraja

Juan Pedro Hernández Tousef

Félix Abel Goya Valdivia

Jorge Leiva Más



Santa Clara, 2019

Edición y corrección: Anabel Amil Portal

Rubén O. Espinosa Pedraja, Juan Pedro Hernández Touset, Félix Abel Goya Valdivia, Jorge Leiva
Más, 2019

Editorial Feijóo, 2019

ISBN: 978-959-312-233-7



Editorial Feijóo

Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas

Carretera a Camajuaní km 5½, Santa Clara, Villa Clara, Cuba. CP: 54830

ÍNDICE

PRESENTACIÓN	8
CAPÍTULO 1 PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DEL INTERCAMBIO DE CALOR	9
1.1 Teorías del intercambio de calor	9
1.2 Números dimensionales utilizados en el análisis de la transferencia de calor por convección	14
1.3 Fundamentos básicos de la transferencia de calor convectiva	16
1.4 Método clásico para el diseño térmico de intercambiadores de calor	24
1.4.1 Ecuaciones básicas de la transferencia de calor	25
1.4.2 Método para el cálculo del número de conchas	28
1.4.3 Método para determinar los posibles cruces de temperatura	32
1.4.4 Método de dimensionamiento térmico (MLDT)	33
1.4.5 Método de la efectividad del intercambiador de calor	34
1.4.6 Efecto de la incertidumbre en los parámetros de diseño térmico	38
1.4.7 Cálculo de la caída de presión	41
1.5 Selección y uso de la norma TEMA para intercambiadores de calor tubulares	44
1.6 Cálculo de intercambiadores de calor de tubos y concha (método convencional)	59
1.7 Transferencia de calor en tanques agitados	84
1.7.1 Introducción	84
1.7.2 Reactor tipo tanque agitado	87
1.7.3 Métodos experimentales para determinar los coeficientes superficiales de transmisión de calor	103
1.7.4 Método de cálculo para determinar el coeficiente de transferencia de calor en reactor tipo tanque agitado	104
1.7.5 Orden metodológico para determinar los parámetros de transferencia de calor en recipientes agitados	130
1.7.6 Algunas consideraciones para la determinación práctica del comportamiento térmico de los líquidos agitados	132

1.8 Intensificación de la transferencia de calor convectiva	141
1.8.1 Introducción	141
CAPÍTULO 2 AISLAMIENTO TÉRMICO INDUSTRIAL	160
2.1 Introducción	160
2.2 Clasificación de los aislantes	161
2.3 Coeficiente de conductividad térmica	163
2.4 Espesor óptimo económico	169
2.5 Cálculo de las pérdidas de calor (combustible) por ausencia total o parcial de aislamiento térmico en una planta química	171
2.6 Investigaciones en aislantes térmicos cubanos	179
CAPÍTULO 3 PRINCIPIOS DEL MÉTODO PINCH (ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN CASCADA)	187
3.1 Introducción a la síntesis de redes de intercambiadores de calor	187
3.2 Metodología del análisis Pinch	191
3.3 Casos de estudio	207
CAPÍTULO 4 PRINCIPIOS DE LA RADIACIÓN TÉRMICA	265
4.1 Introducción	265
4.2 Naturaleza de la radiación térmica	265
4.3 Leyes fundamentales de la radiación térmica	266
4.4 Algunas aplicaciones de la radiación térmica en la industria	269
4.4.1 Cálculo de hornos. Método tradicional	273
4.5 Integración de las calderas a procesos utilizando el método Pinch	300
4.6 Integración de hornos a procesos	304
CAPÍTULO 5 COGENERACIÓN DE ELECTRICIDAD Y CALOR EN LA INDUSTRIA QUÍMICA	312
5.1 Introducción	312
5.2 Clasificación de los sistemas de cogeneración	314
5.3 Economía de la cogeneración	314
5.4 Balance termoenergético en la industria química	316
5.5 Sistemas de cogeneración	341
5.5.1 Empleo de las turbinas de vapor	341

5.5.2	Fundamentos del diseño de sistemas de cogeneración	342
5.5.3	Selección del sistema de cogeneración	344
5.5.4	Elección del nivel de cogeneración	345
5.5.5	Casos de estudio de sistemas de cogeneración	346
CAPÍTULO 6 COGENERACIÓN EN LA INDUSTRIA AZUCARERA		374
6.1	Introducción	374
6.2	Casos de estudio de cogeneración y optimización energética en la industria azucarera	393
6.3	Potencial energético en la industria azucarera	399
6.3.1	Generación de vapor, potencia y sus usos en la industria azucarera	399
6.3.2	Importancia actual y futura de la cogeneración en la industria azucarera cubana	405
6.4	Evaluación termoenergética de centrales azucareros	410
CAPÍTULO 7 GESTIÓN ENERGÉTICA EN LA INDUSTRIA QUÍMICA		477
7.1	Generalidades	477
7.2	Planificación para un sistema de gestión energética	479
7.2.1	Consideraciones para la caracterización general de la planta	481
7.2.2	Auditoría energética	488
7.3	Diagnóstico energético en fábricas de azúcar	492
7.3.1	Tipos de diagnósticos energéticos	496
7.3.2	Metodología general	498
7.4	Experiencias en auditorías energéticas en centrales azucareros	502
7.4.1	Ejemplo de auditorías realizadas en Colombia	502
7.4.2	Análisis exergético de esquemas térmicos en la industria azucarera	510
7.4.3	Resultados obtenidos con la aplicación del balance termoenergético integral a diferentes centrales azucareros del país	520
7.5	Gestión energética en una planta piloto para la producción de fármacos	522
7.6	Gestión energética en fábricas de azúcar crudo y refino	548

BIBLIOGRAFÍA

589

DATOS DE LOS AUTORES

595

PRESENTACIÓN

El objeto de este libro es proporcionar una instrucción fundamental sobre transferencia de calor mediante el empleo de los métodos y el lenguaje usados en la industria.

La inclusión de los aspectos prácticos de la materia como parte integral de la pedagogía se hizo con el objetivo de que sirviera como suplemento más que como sustituto de la vigorosa fundamentación bibliográfica existente en torno a los procesos de ingeniería.

En este libro, los temas introducidos han estado motivados por el deseo de incrementar el alcance de las aplicaciones y realzar las exposiciones de los principios básicos.

El libro comienza con los principios fundamentales del intercambio de calor (Capítulo 1), que incluye, entre otros tópicos, los fundamentos de la transferencia de calor convectiva, los métodos para el diseño térmico de intercambiadores de calor, el uso de la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) el diseño y evaluación de intercambiadores de tubos y concha y la transferencia de calor en tanques agitados. El Capítulo 2 está dedicado al aislamiento industrial, que incluye el cálculo de las pérdidas de calor. Los principios del método Pinch (Capítulo 3), los principios de la radiación térmica y hornos químicos (Capítulo 4), la cogeneración de electricidad y calor en la industria química (Capítulo 5), la cogeneración en la industria azucarera (Capítulo 6), la gestión energética en la industria química (Capítulo 7) muestran aplicaciones industriales actuales de la transferencia de calor en la región central del país.

Se espera que este libro constituya una fuente de consulta útil para consolidar los conocimientos de los estudiantes y graduados de Ingeniería Química.

LOS AUTORES

CAPÍTULO 1 PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DEL INTERCAMBIO DE CALOR

1.1 Teorías del intercambio de calor

La selección de un intercambiador de calor no es una tarea trivial, pero esta selección será apropiada para un proceso determinado, cuando se tomen en cuenta una serie de factores, tales como:

- Presión de trabajo.
- Temperatura de proceso.
- Tamaño del área de instalación.
- Factores de depósito.
- Uso de fluidos corrosivos o tóxicos.

Entre estos requerimientos, fundamentalmente la presión y la temperatura dictan el tipo de intercambiador que se seleccionará.

Los intercambiadores de calor que operan a presión y temperatura extremas pueden ser grandes y costosos. Por otra parte, los intercambiadores que operan a presión y temperatura moderadas pueden ser pequeños y baratos. En general, para altas presiones y temperaturas se utilizan intercambiadores de calor tubulares que cumplen regulaciones de seguridad y códigos de fabricación en correspondencia con la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

Existen tres formas de transferir calor en la naturaleza: conducción, convección y radiación, cada una de las cuales puede jugar un papel en la selección de un intercambiador de calor para una aplicación determinada. Los principios básicos de diseño son importantes también, entre los que se cuentan los métodos de cálculos empleados en el dimensionamiento de estos equipos.

La transferencia de calor es una ciencia que trata sobre la predicción del intercambio de energía calorífica entre materiales a diferentes temperaturas. Un intercambiador de calor se diseña, verifica o evalúa su trabajo mediante métodos que poseen los principios de la transferencia de calor. Por tanto, es esencial la comprensión de estos principios para diseñar o seleccionar un intercambiador de calor. La eficiencia y la economía pueden

depender directamente de la forma efectiva en que se apliquen los conceptos básicos y principios de la transferencia de calor en el dimensionamiento de los intercambiadores de calor.

Transferencia de calor por conducción: ley de Fourier

Cuando existe una diferencia de temperatura en un cuerpo o entre cuerpos en contacto, hay una transferencia de energía desde la región de alta temperatura hacia una de baja temperatura, es el fenómeno denominado transferencia de calor por conducción. Aunque la conducción ocurre también en líquidos y gases, la contribución a la transferencia de calor es pequeña cuando se compara con la convección o la radiación en estos fluidos. En un sólido, tal como la pared de un tubo metálico o una pared plana de sólidos no metálicos, la conducción es el modo dominante.

En la mayoría de los intercambiadores de calor convencionales, la transferencia de calor ocurre entre dos fluidos separados por paredes sólidas, que pueden ser tubos en los equipos tubulares o paredes planas en los equipos de placas.

El calor (Q), por unidad de área (A), en unidades de W/m^2 transferido por conducción es directamente proporcional al gradiente normal de temperatura, o en forma de ecuación, el calor (Q) se expresa como:

$$\frac{Q}{A} \approx \frac{dT}{dX} \quad (1)$$

donde la constante de proporcionalidad o conductancia unitaria (k) es la conductividad térmica del material. Un signo de menos se requiere en la ecuación 2 para asegurar que la dirección de la transferencia de calor es positiva cuando el gradiente de temperatura es negativo, siendo necesario que el calor fluya en la dirección decreciente de la temperatura.

$$Q = k\Delta \frac{dt}{dx} \quad (2)$$

Los valores de la conductividad térmica son dependientes de la temperatura y varían ampliamente para diferentes materiales. La tabla 1.1 resume los valores de la conductividad térmica de algunos materiales.

Tabla 1.1 Conductividad térmica (k) de algunos materiales

Materiales	k(W/m °C)		
	20 °C	100 °C	300 °C
Aluminio	204	206	228
Acero al carbón 1,0 % C	43	43	40
Cobre	386	379	369
Bronce (Cu 85 % y Zn 30 %)	111	128	147
Acero inoxidable AISI 304	14,9	17	19
Agua	0,613	0,683	-
Aire	0,0261	0,0331	0,0456

Para calcular el calor a través de una pared plana, la ley de Fourier se puede aplicar directamente:

$$Q_x = - \frac{kA}{\Delta x} (T_2 - T_1) = \frac{T_1 - T_2}{R_{th}} \quad (3)$$

donde Δx y A son el espesor y el área superficial de la pared plana respectivamente y k es la conductividad térmica de la pared plana. R_{th} es la resistencia térmica a la transferencia de calor, que es igual a $\Delta x/kA$ (figura 1.1 a).

Cuando la pared plana esté constituida por más de un material sólido (figura 1.1 b), el calor (Q_x) será:

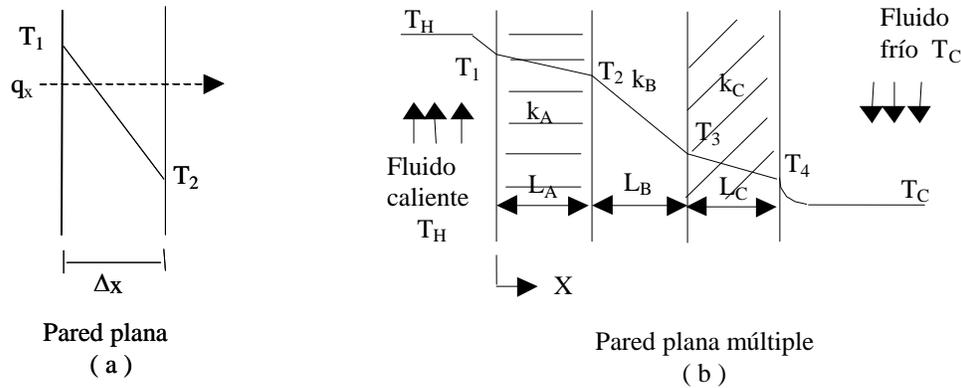


Figura 1.1 Esquema de flujo de calor en paredes planas simples y múltiples

La ecuación 4 muestra el circuito térmico equivalente en serie.

The equivalent thermal circuit is shown as a series of resistors. From left to right, the resistors are: $\frac{1}{h_H A}$, $\frac{L_A}{k_A A}$, $\frac{L_B}{k_B A}$, $\frac{L_C}{k_C A}$, and $\frac{1}{h_C A}$. The nodes between the resistors are labeled T_H , T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , and T_C . An arrow labeled q_x points into the first node.

$$Q_x = \frac{\Delta T_{total}}{\Sigma R_{th}} = \frac{T_H - T_C}{\left[\frac{1}{h_H A} + \frac{L_A}{k_A A} + \frac{L_B}{k_B A} + \frac{L_C}{k_C A} + \frac{1}{h_C A} \right]} \quad (4)$$

donde L_j y k_j son el espesor y la conductividad térmica de la pared, respectivamente. Las resistencias que corresponden a los fluidos por convección ($1/h_H A$) y ($1/h_C A$) son incluidos en el denominador y h es el coeficiente pelicular convectivo de transferencia de calor.

Coeficiente total de transferencia de calor

Para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor, la carga de calor (Q) se puede expresar como sigue:

$$Q = UA \Delta T \quad (5)$$

donde ΔT es la diferencia de temperatura local entre los dos fluidos y U es el coeficiente total de transferencia de calor, y se define como:

$$U = \frac{1}{A \Sigma R_{th}} \quad (6)$$

En pared tubular:

$$Q = \frac{(T_i - T_o)}{l_n(r_o / r_i) / 2HLk} \quad (7)$$

Los intercambiadores de calor tubulares se construyen utilizando un número de tubos circulares o no, de forma tal que la transferencia de calor a través de los mismos sigue la ley de Fourier, donde T_i es la temperatura interna del tubo, T_o la temperatura externa del tubo, r_i el radio interno del tubo y r_o el radio externo del tubo.

Transferencia de calor por convección: ley de enfriamiento de Newton

Este fenómeno ocurre cuando el calor se transfiere desde una superficie sólida a un fluido en movimiento o viceversa y es producido por la diferencia de temperatura entre el sólido y el fluido. Esta forma de transferencia de calor depende de varios factores, tales como:

- Diferencia de temperatura entre ambos.
- Velocidad del fluido.
- Conductividad térmica del fluido.
- Nivel de la turbulencia en el fluido.
- Rugosidad de la superficie del sólido.

Es necesario evaluar los coeficientes convectivos a través de datos experimentales que son presentados frecuentemente en forma de correlación dimensional.

Este tipo de forma de transferencia de calor puede ser clasificada en convección libre o natural y convección forzada. La primera es producida por la diferencia de densidades del fluido producto de diferencias de temperaturas entre dos zonas diferentes del mismo fluido, y la segunda es producida por un medio externo, tales como una bomba, ventilador, agitador, etc.

$$Q = hA(t_f - t_s) \quad (8)$$

El calor por unidad de área es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre el sólido y el fluido, entonces, tomados de estudios empíricos, los valores de h son mostrados en la tabla 1.2, los cuales son tipos para el aire y el agua.

Tabla 1.2 Valores de h para convección

Material	Proceso	h (W/m ² °C)
Aire	Libre	2-25
Aire	Forzada	25-250
Agua	Libre	50-1 000
Agua	Forzada	50-20 000
Agua	Ebullendo	2 500-100 000
Vapor de agua	Condensando	5 000-100 000

En la transferencia de calor por convección forzada, el coeficiente pelicular de transferencia de calor (h) depende principalmente de la velocidad del fluido, aquí la contribución de la convección natural es pequeña. La dependencia del coeficiente de transferencia de calor (h) con la velocidad del fluido (v) ha sido estudiada empíricamente y para flujo laminar dentro de tubos es $h \sim v^{1/3}$; para flujo turbulento dentro de tubos, $h \sim v^{3/4}$; y para flujos fuera de los flujos, $h \sim v^{2/3}$. El flujo se puede clasificar como laminar o turbulento.

El flujo laminar se caracteriza generalmente por bajas velocidades y el flujo turbulento por altas velocidades. Es costumbre utilizar el número de Reynolds (Re) para identificar si un flujo es laminar o turbulento.

1.2 Números dimensionales utilizados en el análisis de la transferencia de calor por convección

El número de Reynolds (Re) caracteriza el flujo de fluidos y en particular la transmisión entre condiciones de fluidos laminares a flujos turbulentos. Se encontró que esta transición dependía de la velocidad del flujo, viscosidad, densidad, diámetro del tubo y longitud del tubo. El número de Reynolds se usa comúnmente para describir si un flujo es laminar o turbulento de la siguiente manera:

$$Re = \rho v D_i / \mu \quad (9)$$

donde:

ρ : densidad del fluido

v: velocidad media del flujo

D_i: diámetro interior del tubo

μ : viscosidad (dinámica) del fluido

Los tubos no circulares frecuentemente se usan en varios intercambiadores de calor compactos y en estos tubos el número de Reynolds es de un interés particular. Para tubos no circulares tales como tubos cuadrados, rectangulares, elípticos y triangulares, es utilizado el diámetro hidráulico, definido como:

$$D_H = 4A/P_m \quad (10)$$

donde A y P_m son el área de la sección transversal y el perímetro húmedo del tubo, respectivamente. Los tubos no circulares se utilizan en intercambiadores de calor compactos, debido a su geometría es posible una mayor área superficial por unidad de volumen del intercambiador.

Número de Nusselt: Se pueden obtener correlaciones empíricas para un tamaño particular del diámetro del tubo y para condiciones particulares del flujo. Para generalizar tales resultados y aplicar las correlaciones a diferentes tamaños de equipamiento y diferentes condiciones de flujo, el coeficiente de transferencia de calor (h) normalmente se obtiene mediante el uso del número de Nusselt (Nu), denominado así por Wilhelm Nusselt:

$$N_u = \frac{hL}{k_f} \quad (11)$$

donde L es la longitud característica para la geometría de flujo bajo consideración (ejemplo: para un flujo dentro de un tubo, $L = D_i$ y k_f es la conductividad térmica del fluido).

Número de Prandtl: El número de Prandtl (Pr) es la relación de la viscosidad cinemática ν sobre la difusividad térmica.

$$P_r = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \mu}{k_f} \quad (12)$$

Mientras que los números de Re y de Nu dependen de las condiciones de flujo, el número de Pr es independiente de las condiciones de flujo y representa la propiedad termofísica de un fluido. Los valores de Pr del aire y del agua a temperatura ambiente es de 0,7 y 7,0 respectivamente. El número Pr del aire permanece constante con el incremento de la temperatura, mientras que el Pr del agua disminuye significativamente. Algunos fluidos tienen relativamente altos números de Pr, por ejemplo los de la glicerina, el glicol de etileno y el aceite de motor son: 12,5; 204 y 10 400 respectivamente.

Coefficiente de fricción

En el diseño de un intercambiador de calor el requerimiento de bombeo es una consideración importante. Para un flujo laminar totalmente desarrollado la caída de presión dentro del tubo es inversamente proporcional a la cuarta potencia del diámetro interior del tubo. Para un flujo turbulento la caída de presión es inversamente proporcional a Di^n donde n se encuentra entre 4,8 y 5. En general el diámetro interior del tubo (Di) juega el papel más importante en la determinación del requerimiento de bombeo. Este puede ser calculado por el coeficiente de fricción de Darcy (f_d) definido como:

$$f_d = \frac{(-dp/dx)Di}{\rho v^2 / 2} \quad (13)$$

donde dp/dx representa el gradiente de presión a lo largo de la dirección axial del flujo, ρ es la densidad y v es la velocidad media del fluido. El signo negativo es necesario para hacer positivo el coeficiente de fricción de Darcy porque dp/dx es siempre negativo. La definición del coeficiente de fricción es validada tanto por flujo laminar como turbulento.

1.3 Fundamentos básicos de la transferencia de calor convectiva

En el diseño o dimensionamiento de un intercambiador de calor, tienen que ser calculados los coeficientes particulares de transferencia de calor en las paredes internas y externas del tubo y el coeficiente de fricción. En las tablas 1.3 y 1.4 se muestra un resumen de varias correlaciones para los coeficientes de transferencia de calor convectiva (flujos internos y externos) en términos de Nu . Además de esto, se ofrece el coeficiente de fricción para la determinación del requerimiento de bombeo.

El coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción para flujo laminar en conductos no circulares se puede calcular a partir del número de Nusselt determinado empíricamente, como se da en la tabla 1.5 para flujo turbulento. Pueden ser usados los datos de conducto circular con el diámetro hidráulico, definido en la ecuación 10.

Tabla 1.3 Correlación para convección dentro de tubos circulares del coeficiente pelicular de transferencia de calor (h)

Tipo de flujo	T_D	Nu	Pr
Laminar	$64/R_e$	4,36 (3,66)	
Turbulento (tubos lisos)			
$R_e \geq 10^4$	—	$0,027 R_e^{0.8} (\mu/\mu_s)^{0.14}$	$0.7 \leq P_r \leq 16\ 700$
$R_e \leq 2.10^4$	$0,316 R_e^{-0.25}$	-	$0.6 \leq P_r \leq 160$
$R_e \geq 2.10^4$	$0,184 R_e^{-0.25}$	$0,023 R_e^{0.8} P_r^{nf}$	$0.6 \leq P_r \leq 160$

Tabla 1.4 Correlaciones para convección fuera de superficie del coeficiente pelicular de transferencia de calor

Superficie con flujo laminar	Nu	R_e	C	m
Plato fino $0,6 \leq P_r \leq 50$	$0,664 R_e^{0.5} P_r^{113}$			
Cilindros $0,4 \leq R_e \leq 400\ 000$	$C R_e^m P_r^{113}$	1- 40	0,75	0,4
		440 - 400	0,51	0,5
		$1,10^3 - 2.10^5$	0,26	0,6
		$2,10^5 - 10^6$	0,076	0,7

Tabla 1.5 Correlación para los coeficientes peliculares de transferencia de calor y de fricción de Darcy para flujo laminar en conducto no circular

Tipo de conducto	Nu_q	Nu_t	fd. Re
Cuadrado	3,091	2,97	56,9
Rectangular			
0,5	3,017	3,39	62,2
0,25	4,35	3,66	76,8
Triangular	1,89	2,47	53,3

El concepto de intercambio de calor convectivo abarca los procesos de transferencia de calor y el movimiento del fluido. En este caso la transferencia de calor se realiza de forma simultánea por convección y la conductividad térmica.

$$q_{onv} = - \kappa \Delta t + \rho w H, \text{ W/m}^2 \quad (14)$$

Si se quiere calcular el calor que se transfiere desde un fluido hasta la pared sólida, podemos aplicar la ecuación de Newton-Richman:

$$q_p = h(t_p - t_o), \quad \text{W/m}^2 \quad (15)$$

Asimismo, como la resistencia principal está en la capa estancada del fluido en la pared del sólido donde se realiza un proceso conductivo, puede emplearse la ecuación de Fourier.

$$q_p = -k \left(\frac{\partial}{\partial y} \right)_{y=0}, \quad \text{W/m}^2 \quad (16)$$

Igualando ambas ecuaciones y despejando h, tendremos:

$$h = \frac{k}{t_p - t_o} \left(\frac{\partial}{\partial y} \right)_{y=0}, \quad \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (17)$$

Aquí están presentes las dos formas de transferencia de calor (convección y conducción) inseparables, este es el concepto teórico de h y solo sirve para su definición, no tiene valor práctico.

Supongamos que la superficie de un cuerpo sólido es recorrida por un fluido incomprensible donde se conocen todas las condiciones de univalencia (contornos), es decir: condiciones geométricas, propiedades físicas, condiciones de fronteras, condiciones iniciales, tal como se muestra en la figura 1.2:

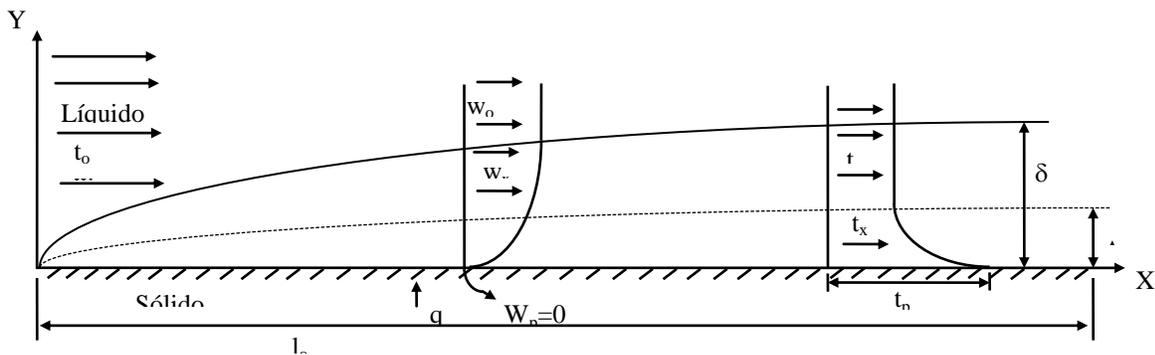


Figura 1.2 Transferencia de calor sólido-líquido

Aquí : $t_p > t_o$

δ - capa límite de velocidad

Δ - capa límite de temperatura (Prandlt)

Llamaremos a las fuerzas de empuje (convectivas):

$$F_{emp} = \rho g \beta \theta \quad \theta = t_x - t_o \quad (18)$$
$$d\theta = dt$$

Las ecuaciones diferenciales aplicadas a este sistema donde el fluido es incomprensible serán:

Ecuación de transferencia de calor:

$$h = \frac{k}{t_p - t_o} \left(\frac{\partial}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (19)$$

Ecuación de energía:

$$w_x \times \frac{\partial \theta}{\partial x} + w_y \frac{\partial \theta}{\partial y} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \quad (20)$$

Ecuación de movimiento:

$$w_x \times \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + g \cdot \beta \cdot \theta \quad (21)$$

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0 \quad (22)$$

Aquí :

$$a = \frac{k}{C_p \rho}; \quad m^2 / s$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}; \quad m^2 / s$$

Escribamos las condiciones límites:

1. Lejos del cuerpo ($y = \alpha$)

$$\theta = \theta_o = 0 \quad w_x = w_o \quad w_y = 0$$

2. En la pared ($y = 0$) $0 < X < l_o$

$$\theta = \theta_p = t_p - t_o = \text{constante} \quad w_x = w_y = 0$$

Las magnitudes que contienen estas ecuaciones pueden ser reordenadas y se desarrollará para esto un método basado en la teoría de la semejanza (método de conversión de escala).

Para ello asignaremos las siguientes magnitudes adimensionales:

$$X = \frac{x}{l_o}; \quad Y = \frac{y}{l_o}; \quad W_x = \frac{w_x}{w_o}; \quad W_y = \frac{w_y}{w_o}; \quad \theta = \frac{\theta}{\theta_p}$$

entonces:

$$x = l_o X; \quad y = l_o Y; \quad w_x = w_o W_x; \quad w_y = w_o W_y; \quad \theta = \theta_p \theta$$

transformamos la ecuación de transferencia de calor:

$$h = -\frac{k}{t_p - t_o} \cdot \frac{\partial(\theta \theta_p)}{\partial(l_o y)_{y=0}} = -\frac{k}{l_o} \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (23)$$

$$\frac{h l_o}{k} = -\left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (24)$$

La ecuación de energía:

$$\frac{w_o l_o}{a} \left(w_x \frac{\partial \theta}{\partial x} + w_y \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (25)$$

La ecuación de movimiento:

$$\frac{w_o l_o}{\rho} \left(w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} \right) = \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{l_o g \beta \rho \theta}{\rho w_o} \quad (26)$$

modificando matemáticamente: $\frac{l_o}{l_o} \cdot \frac{\partial}{\partial}$

$$\frac{w_o l_o}{\rho} \left(w_o \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} \right) = \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{g \beta \theta \rho l_o^3}{\rho^2} \cdot \frac{\partial}{w_o l_o} \cdot \theta \quad (27)$$

Ecuación de continuidad:

$$\frac{w_o}{l_o} \left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} \right) = 0 \quad (28)$$

entonces :

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0 \quad (29)$$

Analizando nuevamente las condiciones límites:

1. Lejos del cuerpo ($y = \alpha$)

ecuación

2. En la pared ($y = 0$)

Los números adimensionales obtenidos son los siguientes:

1. Caracteriza la transferencia de calor entre el fluido y la pared sólida:

$$\frac{h_o l_o}{k} = N_u(N_{usselt})$$

2. Caracteriza la relación entre el calor convectivo y el conductivo:

$$P_e(P_{eclct}) = \frac{w_o l_o}{a} \quad a = \frac{k}{c_p \rho}; m^2 / s \text{ (coef. de temp.)}$$

$$\frac{w_o l_o c_p \rho}{k} \cdot \frac{\Delta t}{\Delta t} = \frac{w_o \rho c_p \Delta t}{\frac{k}{l_o} \Delta t} \text{ (convecc.)} \quad (30)$$

$$\text{ (conducc.)}$$

3. Caracteriza la relación entre las fuerzas de inercia y las viscosas:

$$\frac{w_o l_o}{\partial} = R_e(\text{Reynolds}) \quad \partial = \frac{\mu}{\rho}; m^2 / s \text{ (coef. de viscosidad cinemático)}$$

4. Grashoff: caracteriza las fuerzas de ascensión producidas por la convección natural:

$$G_R(\text{Grashoff}) = \frac{g \beta \theta_p l_o^3}{\partial^2} = \frac{g \beta \theta_p l_o^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (31)$$

$$\text{aquí: } P_e = P_R \cdot R_e = \frac{w_o l_o}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial} = \frac{w_o l_o}{a} \cdot \frac{\partial}{a}$$

$$\frac{\partial}{a} = \frac{c_p \mu}{k} = P_R \text{ (Prandlt)} \quad (32)$$

5. Caracteriza la semejanza entre las capas de velocidad y la de temperatura:

$$\text{cuando: } \partial = a \quad P_R = 1 \quad \Delta = \delta$$

$$\delta = \Delta \quad P_R = 1 \text{ (l\u00edq. o gas)}$$

$$\text{entonces: Si } \left| \begin{array}{l} \delta < \Delta \quad P_R > 1 \text{ (l\u00edq.)} \\ \delta > \Delta \quad P_R < 1 \text{ (gas)} \end{array} \right.$$

Se puede particularizar:

a) Convección natural y régimen laminar:

$$N_u = f(\text{Re}, \text{Pr}, X_p)$$

Ecuaciones fundamentales para los procesos convectivos:

a) Convección natural (libre):

1. En espacios infinitos:

A: tubos horizontales: $10^3 < (\text{GrPr}) < 10^9$

$$N_u = 0,5(G_r \cdot P_r)^{0,25} \left(\frac{P_R}{P_{Rp}} \right)^{0,25} \quad (33)$$

B: superficies cilíndricas y placas verticales $G_R P_R \leq 10^9$

$$N_u = 0,76(G_r \cdot P_r)^{0,25} \left(\frac{P_R}{P_{Rp}} \right)^{0,25} \quad (34)$$

Temperatura determinante (la del fluido).

Dimensión determinante: es función de la posición del sólido, así en:

Tubos verticales y placas: altura.

Tubos horizontales: diámetro.

Placas horizontales: lado menor.

Entonces:

$$Q = h_c A(\Delta t); W \quad (35)$$

2. En espacios finitos:

Temperatura determinante: tm.

Dimensión: ΔX .

Se define un coeficiente de conductividad:

$$E_c = \frac{k_{eq}}{k} \quad (36)$$

k_{eq} = conductividad equivalente (pseudoconducción)

$$Q = k_{eq} \cdot A \frac{\Delta t}{\Delta x}; W \quad (37)$$

aquí: $10^3 < \text{Gr.Pr} < 10^6$

$$E_c = 0,105 (\text{Gr.Pr})^{0,3} \quad (38)$$

si: $10^6 < \text{Gr.Pr} < 10^{10}$

$$E_c = 0,4 (\text{Gr.Pr})^{0,2} \quad (39)$$

si: $(\text{Gr.Pr}) < 10^3$ $E_c = 1$ y $k_{eq} = k$

Según Mikheev para todo el rango $Gr.Pr > 10^3$:

$$Ec = 0,18 (Gr.Pr)^{0,25} \quad (40)$$

b) Convección forzada:

1. Dentro de tubos:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{P_R}{P_{Rp}} \right)^{0,25} \quad (41)$$

$E_l = 1$ si: $L/d > 50$

Para $L/d < 50$ E_l - tabla 4.3 (Pavlov, 1981: 179)

Esta ecuación se usa cuando:

$$Re > 10^4 \quad 0,6 < Pr < 2\,500$$

2. Anulos (anillos):

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \frac{d_2 - d_1}{d_1}$$

3. Tubos curvados (serpentines):

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (E_H) \quad (42)$$

$$E_H = 1 + 3,54 \left(\frac{d_o}{D} \right)$$

donde:

d_o : diámetro exterior del tubo (m).

D : diámetro espiral (m).

4. Bancada de tubos en flujo cruzado (90°):

a) $Re < 10^3$

$$Nu_u = 0,56 Re^{0,8} P_R^{0,36} \left(\frac{P_R}{P_{Rp}} \right)^{0,25} E_y \quad (43)$$

b) $Re > 10^3$

Paso cuadrado:

$$Nu_u = 0,22 Re^{0,65} Pr^{0,36} \left(\frac{P_R}{P_{Rp}} \right)^{0,25} \quad (44)$$

Paso triangular:

$$N_u = 0,4R_e^{0,8} P_R^{0,36} \left(\frac{P_R}{P_{Rp}} \right)^{0,25} E_y \quad E_y = 1; \text{ ángulo } 90^\circ \quad (45)$$

5. Ecuaciones para equipos:

$$Q = U_D A_o (\Delta t)_{verd} \text{ (diseño)} \quad (46)$$

La $(\Delta t)_{verd}$ depende del tipo de equipo y de la colocación de los flujos.

a) Doble tubo (flujo a contracorriente o paralelo):

$$(\Delta t)_{verd} = MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{L_N \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (47)$$

1.4 Método clásico para el diseño térmico de intercambiadores de calor

Los principios básicos de la transferencia de calor del dimensionamiento y evaluación de intercambiadores son importantes para su diseño general. El dimensionamiento se refiere a la determinación de la cantidad de área superficial de transferencia de calor requerida para transmitir una cantidad específica de energía de un fluido a otro según condiciones dadas de este. Así, casualmente se aplica al diseño de un nuevo intercambiador de calor. La evaluación se refiere a la determinación del comportamiento de la transferencia de calor para condiciones dadas de los fluidos a la entrada y geometría del intercambiador de calor y por tanto se aplica al comportamiento de un intercambiador existente. Sin embargo, los métodos de dimensionamiento y evaluación se pueden usar de forma intercambiable para obtener una u otra parte de la información del intercambiador de calor.

El área superficial de transferencia de calor determinada por el método clásico de dimensionamiento o evaluación descrito aquí considera el área mínima requerida. Existen también requerimientos de área superficial adicional en el dimensionamiento final de un intercambiador de calor.

La economía de fabricación del equipamiento presupone un área superficial de transferencia de calor mínima en un arreglo compacto. Sin embargo, esto puede conducir a una excesiva caída de presión, lo cual pudiera incrementar los costos de operación de equipos como bombas y ventiladores.

En este sentido, un diseño propio de un intercambiador de calor es una aproximación balanceada entre el diseño térmico y la caída de presión. Por lo tanto, se necesita un método general para calcular las caídas de presión en intercambiadores de calor. Los intercambiadores de calor considerados en esta sección son aquellos en los cuales los dos fluidos están separados por paredes o tubos cilíndricos.

1.4.1 Ecuaciones básicas de la transferencia de calor

Considere un intercambiador simple de un solo paso y flujo paralelo, en el cual los fluidos caliente (calentante) y frío (calentado) fluyen en la misma dirección. Un balance de energía sobre una longitud diferencial (dx) conduce a:

$$dQ = -M_h \cdot c_{ph} \cdot \Delta T_h = mc \cdot c_{pc} \Delta t_c = U(p_m l_x)(T_h - T_c) \quad (48)$$

donde M_h y mc son los flujos calientes y fríos respectivamente; c_{ph} y c_{pc} son los calores específicos a presión constante para los fluidos calientes y fríos; P_m es el perímetro del tubo; T_c y T_h son las temperaturas caliente y fría de los fluidos; y U es el coeficiente total de transferencia de calor, el cual se puede expresar en la siguiente forma:

$$U = \frac{1}{\frac{A}{h_i \eta_i A_i} + r_{f_i} \frac{A}{A_i} + R_w + r_{f_o} + \frac{A}{A_o} + \frac{A}{h_o \eta_o A_o}} \quad (49)$$

donde la resistencia térmica de la pared del tubo (R_w) para una pared cilíndrica se expresa como:

$$R_w = \frac{Alm(D_o/D_i)}{2\pi k_w L} \quad (50)$$

y por una pared plana de espesor (t):

$$R_w = \frac{t}{k_w} \quad (51)$$

Los subíndices i y o comprenden la superficie interna y externa del tubo, respectivamente. Nt es la eficiencia total de una superficie de transferencia de calor aleteada y está relacionada con la eficiencia de la aleta (η_f) por:

$$Nt = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f) \quad (52)$$

donde A_f es el área de las aletas solamente y A_t es el área total de la superficie aleteada, es decir, área aleteada más el área base no aleteada.

La ecuación 14 contiene dos ecuaciones independientes y tres variables desconocidas (Q , T_h , T_c).

La relación adicional mencionada para resolver esta ecuación se puede obtener al escribir la ecuación del balance de energía desde la entrada hasta una ubicación arbitraria (x):

$$mhC_p(Th_i - Th) = mc_p c(tc - tci) \quad (53)$$

Suponiendo que U , c_p y P_m son invariantes respecto a la temperatura y al espacio, se puede integrar la ecuación 14 sujeta a la ecuación 19 y obtener, después de un arreglo, una ecuación básica de transferencia de calor para un intercambiador de calor de flujo paralelo (4):

$$Q = UA \frac{(Th_o - Tc_o) - (Th_i - Tc_i)}{\ln \frac{(Th_o - Tc_o)}{(Th_i - Tc_i)}} \quad (54a)$$

$$= UA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = UA(MLDT) \quad (54b)$$

$$\Delta T_a = Th_o - Tc_o; \Delta T_b = Th_i - Tc_i$$

donde: $MLDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \Delta T_a / \Delta T_b} \quad (55)$

La MLDT es la diferencia de temperatura media logarítmica entre los dos fluidos para la transferencia de calor y es una función de la temperatura terminal en ambos extremos del intercambiador de calor.

Se puede hacer una derivación similar para un intercambiador de calor de simple paso y flujo a contracorriente en el cual los fluidos frío y caliente fluyen en dirección opuesta (ver figura 1.3). La ecuación de transferencia de calor resultante sería:

$$Q = UA (MLDT) \quad (56)$$

donde los términos ΔT_a y ΔT_b para flujos a contracorriente son:

$$\Delta T_a = Th_i - Tc_o \quad (57)$$

$$\Delta T_b = Th_o - Tc_i \quad (58)$$

Las ecuaciones para flujo a contracorriente son idénticas a las ecuaciones para flujo paralelo, excepto para las definiciones de las diferencias de temperaturas terminales. Los

intercambiadores de calor a contracorriente son mucho más eficientes, es decir, estos requieren menor área que los intercambiadores de calor de flujo paralelo.

De esta forma los intercambiadores de calor de flujo a contracorriente se prefieren siempre en la práctica.

Para otros intercambiadores de calor que no sean de los tipos a contracorriente y paralelo, las ecuaciones básicas de transferencia de calor y particularmente las diferencias de temperatura efectiva fluido a fluido se hacen muy complejas. Por simplicidad, sin embargo, la ecuación básica de transferencia de calor para un arreglo general de flujo se puede escribir como:

$$Q = UA \Delta T_m \quad (59)$$

donde: ΔT_m es la diferencia de temperatura media (DTM) y se expresa en términos de MLDT del intercambiador a contracorriente (como se define por las ecuaciones 55, 57 y 58):

$$\Delta T_m = F_t (\text{MLDT}) \quad (60)$$

En la ecuación 60, F_t es el factor de corrección de la DTM y en general, es una función de la configuración de flujo y de dos factores:

$$P = \frac{T_{t_o} - T_{t_i}}{(T_{s_i} - T_{t_i})} \quad (61)$$

$$R = \frac{(T_{s_i} - T_{s_o})}{(T_{t_o} - T_{t_i})} = \frac{m_{c} p_{t}}{m_{s} p_{s}} \quad (62)$$

donde los subíndices s y t se refieren a los fluidos de la coraza y del tubo, respectivamente.

En la literatura se pueden encontrar ejemplos de los gráficos F_t (ver apéndice de Kern, 1978). F_t es menor que la unidad, señala que todos los indicadores de calor son menos eficientes que el intercambiador de flujo a contracorriente. De este modo, a partir del factor de corrección de la DTM, se puede determinar el grado de ineficiencia relativa al intercambiador de calor de flujo a contracorriente puro.

Las ecuaciones 55, 57, 58, 59 y 60 forman las ecuaciones básicas de transferencia de calor para todos los intercambiadores, excepto para aquellos de flujo paralelo, para los cuales se aplican las ecuaciones 54 y 55. Sin embargo, los siguientes son casos especiales si tanto uno como ambos fluidos están a temperatura constante (como es el caso de ebullición o condensación), entonces $F_t = 1,0$, si ΔT_a es igual a ΔT_b , entonces el

MLDT = $\Delta T_a = \Delta T_b$, si las propiedades físicas varían y el coeficiente total de transferencia de calor (U), varía, o si el(los) perfil(es) de temperaturas de los fluidos no son uniformes a lo largo de la longitud del tubo, entonces la longitud total se debe dividir en un mínimo de pequeños elementos de intercambio térmico, y las ecuaciones básicas de intercambio térmico se deben tomar como siguen:

$$Q = \sum_i Q_i = \sum_i U_i A_i \Delta T_i \quad (63)$$

$$o \quad Q = \sum_i Q_i = \sum_i U_i A_i \Delta T_i (F_{t_i} MLDT_i) \quad (64)$$

donde i es un subíndice que se refiere al elemento i-ésimo y ΔT_i es la diferencia en la temperatura promedio del fluido en el elemento i-ésimo.

1.4.2 Método para el cálculo del número de conchas

Los intercambiadores de calor de tubos y conchas de multipasos son equipos muy usados en la industria química general. Los multipasos en los tubos deben usarse para:

- Incrementar la velocidad del fluido e incrementar su coeficiente de T.C.
- Para incrementar o disminuir el área de transferencia de calor sin incrementar la longitud de la concha (tubos).
- Mejorar la temperatura media entre las corrientes frías y calientes para un intercambio dado, en el cual el flujo de las corrientes no es a contracorriente ni paralelo puro y por tanto para disminuir el espacio requerido para su instalación.

La cantidad de pasos en la concha (N_s) y en los tubos (n) está limitado por la caída de presión permisible y el espacio a considerar. Además, el número de pasos en los tubos está limitado por la cantidad de fluido a manipular y el diámetro máximo permisible en la concha.

La ecuación fundamental para estos tipos de intercambiadores de calor (Bell, 1984) es:

$$A = \frac{Q}{U_D F_T (MLDT)} \quad (65)$$

F_t = Factor de temperatura

Este factor es graficado generalmente como una función del número de conchas (N_s), número de pases en los tubos (nt), la razón de capacidad (R) y la efectividad térmica (S):

$R = \text{razón de capacidad}$

$$Q = C_c(t_2 - t_1) = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$
$$C = wcp; w/^{\circ}c \quad (66)$$

$$S = \text{Efectividad térmica} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

del fluido frío

Para un buen comportamiento termodinámico este factor debe ser mayor de 0,8, incluyendo $N_s = 6$.

Costo mínimo de intercambiadores de calor (IC) en calentadores y enfriadores

Para la estimación del área de transferencia de calor así como el correspondiente costo de inversión de un intercambiador de calor multipaso, con N_s número de conchas en serie, no es importante conocer exactamente el número de fases (n) en los tubos, ya que se puede tomar el doble de N_s ($N = 2N_s$) como la primera aproximación. Esto es evidente si se observan atentamente los gráficos de las figuras 18 a la 23 (Kern, 1978) en función de R y S . Hay una diferencia despreciable entre los valores de F_t para diferentes fases en los tubos correspondientes a los mismos valores de N_s (R y S).

Para determinar N_s que se corresponda con un costo mínimo es necesario analizar dos puntos:

1. Cuando se reemplaza un intercambiador de calor de simple paso a contracorriente verdadero de área A' en m^2 y un costo de inversión a A^b en \$ por un intercambiador de calor multipaso de N_s conchas en serie y una MLDT y F_t , el área de transferencia de calor y el correspondiente costo de inversión de cada concha en serie se considerarán idénticas cada uno e igual a $A'/F_t N_s$ en m^2 y a $A'/F_t N_s^b$ en \$ respectivamente.

El costo total de inversión para N_s conchas será: $A'/F_t N_s$ (m^2)

$$C_i = N_s \cdot a (A'/F_t \cdot N_s)^b \quad (\$) \quad (67)$$

2. Para diseños termodinámicamente factibles de estos intercambiadores de calor multipasos deben tomarse los siguientes valores:

$$0,8 < F_t < 1,0$$

$$2 < N_s < 8$$

$$0 < b < 1 \quad (b \approx 0,6)$$

$$aA^b < N_s a \left(\frac{A'}{F_t N_s} \right) < (N_s + 1) a \left[\frac{A'}{F_{t+1} (N_s + 1)} \right]^b \quad (68)$$

Esta inecuación sugiere que el costo de inversión del intercambiador de calor multipaso de (N_s+1) conchas es siempre más alto que para N_s conchas y por lo tanto mayor que para un paso simple a contracorriente, diseñados para los mismos valores de R y $P(S)$.

Consecuentemente la clave de este paso es el diseño térmico de intercambiadores de calor multipasos para un costo mínimo, así como el número de conchas (N_s) realmente necesarios en serie.

Estimación del número de conchas (N_s)

Bell en 1978 propuso un método gráfico para determinar el número de conchas (N_s), el cual es similar al que utilizan la construcción de una línea de operación, obteniendo el número de etapas teóricas para el diseño del proceso y así obtener el valor de N_s .

El procedimiento utiliza las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos (caliente y frío) contra la longitud total del equipo en fracción. Todo lo anterior se ilustra en la figura 1.3.

$$y = \frac{x}{L} (adm)$$

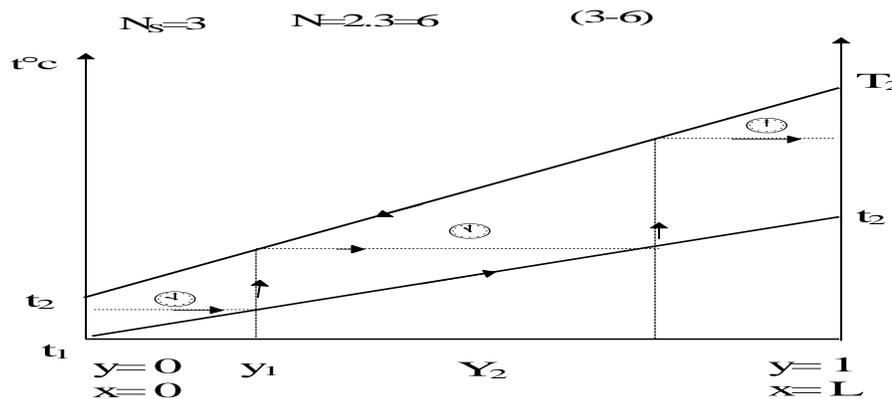


Figura 1.3 Método gráfico para determinar el número de conchas

Ejemplificaremos como sigue (método de Bell):

Aceite = 358° F - 100° F (caliente)

Agua = 90° F – 120° F (frío)

Según la gráfica y las figuras 18 a la 23 (Kern, 1978):

$$R = \frac{358 - 100}{120 - 90} = 8,6 \quad S = \frac{120 - 90}{358 - 90} = 0,112$$

Liu (1985) encontró que para $N_s = 3$, este método no da con frecuencia una predicción acertada del número de conchas (N_s).

Siguiendo el método usado por Kramer y citado por Warren L. McCabe (1976) se muestra la forma de construcción de la línea de operación mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{RP}{1 - RP} = \frac{T_1 - T_2}{T_2 - t_1} = R + R_2 + \dots + R^{N_s} = \frac{R(1 - R^{N_s})}{1 - R} \quad (69)$$

Una simplificación de este método da la expresión para determinar el número de conchas (N_s) para valores de R y P dados, por el método de Bell como sigue:

$$N_s = \frac{\ln\left(\frac{1-P}{1-RP}\right)}{\ln R} \quad \dots(a)$$

y

$$P = \frac{1 - R^{N_s}}{1 - R^{N_s+1}} \quad \dots(b) \quad (70)$$

Para evaluar la aplicabilidad del método de Bell, P es calculada por la ecuación b para valores dados de N_s y R, entonces el valor de F_t correspondiente a un amplio rango de R, P y nt es leído según las gráficas de la 18 a la 23 del apéndice (Kern, 1978). Los resultados muestran que:

$$(N_s = 4 - 6) \text{ y } \Rightarrow R > 2,0 \text{ para } S < 0,5$$

Entonces, según estas gráficas $F_t < 0,8$, lo que no garantiza un diseño eficiente (cruce de temperaturas). Basado en lo anterior se recomienda el siguiente procedimiento para determinar el número de conchas (N_s) en serie que serán usadas en un determinado diseño de intercambiador de calor:

1. Suponer el valor de $N_s < 8$.

2. Determinar el valor de F_t para valores de R y P dados en las curvas propuestas por Kern.
3. Si el valor de $F_t < 0,8$ se incrementa el valor de N_s ($N_s + 1$) hasta que $F_t > 0,8$.
4. Cuando F_t es muy sensible a pequeños cambios en valores de R y S para $N_s = 2-6$ o cuando $F_t < 0,8$ a valores de R y P dados, es recomendable el uso de un intercambiador de calor 1-1 o 2-2 contracorriente puro.

Apliquemos el método al ejemplo anterior para:

$$N_s = 1 \quad \text{y} \quad R = 8,6$$

$$P = \frac{1 - (8,6)^1}{1 - (8,6)^2}$$

$$P = \frac{-7,6}{-72,8} = 0,104$$

$$N_s = \frac{\ln(1 - 0,104)[1 - (8,6 \cdot 0,104)]}{\ln 8,6}$$

$$N_s = \frac{\ln 0,9/0,04}{\ln 8,6} = \frac{\ln 6,43}{\ln 8,6} = \frac{1,86}{2,15}$$

$$N_s = 0,875(\text{Imposible}) \quad F_t < 0.80$$

$$\Rightarrow \text{Para } N_s = 2 \text{ y } R = 8.6$$

$$(S)P = \frac{1 - (8,6)^2}{1 - (8,6)^3} = \frac{-72,8}{-625} = 0,116$$

$$N_s = \frac{\ln 0,884/0,01}{\ln 8,6} = \frac{\ln 88,4}{\ln 8,6} = \frac{4,48}{2,15}$$

$$N_s = 2,0(\approx 2 \text{ conchas es lo correcto})$$

$$\text{Para } N_s = 3 \quad R = 8,6$$

$$P = \frac{-6,25}{-5375} = 0,116$$

$$N_s = 2(\text{No Posible aumentar las conchas para } N_s \text{ igual } 3)$$

$$\text{Aquí } F_t = 0,94 \quad \text{y} \quad n = 2(2) = 4$$

1.4.3 Método para determinar los posibles cruces de temperatura

¿Cómo predecir el cruce de temperatura?

Definamos: $G = \frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1}$: Efectividad de aproximación de temperaturas

Rango de G (+1 a -1)

Si $G > 0$ (+) $T_2 > t_2$ (se transfiere poco calor)

$G = 0$	$(T_2 = t_2)$
$G < 0 (-)$	$(T_2 < t_2)$
$G < 0 (-)$	T_2 (cruce) Posibles valores $F_t < 0,8$ (alta transferencia de calor)

1.4.4 Método de dimensionamiento térmico (MLDT)

El dimensionamiento térmico de un intercambiador de calor significa la determinación del área superficial requerida de transferencia de calor para una cantidad dada de servicio térmico y condiciones de entrada y salida de las corrientes fluidas. El procedimiento de cálculo para el dimensionamiento térmico utiliza las ecuaciones básicas de transferencia de calor. Por ejemplo, dado el servicio térmico (Q), flujos y temperaturas de entrada y salida de las corrientes frías y calientes, se ejecutan los pasos siguientes:

1. Seleccione el tipo de intercambiador de calor o configuración.
2. Calcule los coeficientes de transferencia de calor basándose en la geometría del flujo y las condiciones hidráulico-térmicas de los fluidos.
3. Calcule (estime) el coeficiente total de transferencia de calor (U) utilizando la ecuación 49.
4. Calcule la MLDT utilizando las temperaturas dadas de entrada y salida de los fluidos mediante las ecuaciones 55, 57 y 58.
5. Calcule los parámetros de temperaturas de P y R mediante las ecuaciones 61 y 62.
6. Lea el factor de corrección F_t de la DMT utilizando la carta F_t apropiada, correspondiente a la configuración del intercambiador de calor seleccionado. Un valor de F_t superior a 0,8 siempre es virtualmente utilizado para el diseño. Esto es porque los valores de F_t tienden a descender rápidamente por debajo de 0,8 - 0,9, siendo ineficiente la operación de intercambiador por debajo de este rango.

En otras palabras, ya que la eficiencia del intercambiador de calor cae dramáticamente en esta área, pequeños errores de cálculo pueden tener terribles consecuencias. El uso de este criterio ($F_t > 0,8$) puede requerir la selección de una configuración diferente del intercambiador de calor: más pases por la concha y por los tubos, con el fin de obtener un $F_t > 0,8$.

7. Utilizando la ecuación 26, calcule $\Delta T_m = F_t \cdot \text{MLDT}$.
8. Calcule el área superficial requerida de la ecuación 25:

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_m} \quad (71)$$

9. Si varía a lo largo de la longitud del tubo o el perfil de temperatura de la corriente no es una curva uniforme, entonces divida la longitud total del tubo en un mínimo pequeño del elemento de intercambio térmico, aplique a cada elemento los pasos del 2 hasta el 8 y sume los requerimientos de área resultantes como sigue:

$$A = \sum_i A_i = \sum_i \frac{Q_i}{U_i (\Delta T_m)_i} \quad (72)$$

10. Traslade el área de transferencia de calor determinada en los pasos 8 o 9 a las dimensiones del haz de tubos (número de tubos, diámetro y longitud del tubo).

En realidad, las dimensiones del haz de tubos se asumen antes del paso 29 con el fin de calcular los coeficientes convectivos o radiantes de transferencia de calor. Los pasos 2 al 10 se repiten hasta que alcancen magnitudes cercanas entre los valores supuestos y calculados.

Si el arreglo final de la superficie de transferencia de calor determinada en esta forma no es satisfactorio, se puede cambiar la configuración del intercambio de calor (paso 1) y se repite completamente el procedimiento de cálculo.

Los pasos de cálculo pueden ser fácilmente programados en la computadora mediante la utilización del programa de Excel.

1.4.5 Método de la efectividad del intercambiador de calor

El método de la efectividad del intercambiador de calor es útil en la determinación o evaluación del comportamiento (operación) de un intercambiador de calor dado. Este método también se puede usar en el dimensionamiento de un intercambiador de calor nuevo.

La efectividad del intercambiador de calor (E) se define como la relación entre la cantidad de calor real y la máxima transferidas en un intercambiador de calor que sea termodinámicamente posible. La última cantidad se obtendría en un intercambiador de calor de flujo a contracorriente con un área superficial de transferencia de calor infinita.

Para determinar esta cantidad máxima posible de intercambio térmico, considere dos casos extremos como se muestran en la figura 1.4.

De este modo, $Ch \gg Cc$, entonces la temperatura máxima de salida alcanzable por la corriente fría será la temperatura de entrada de la corriente caliente y por lo tanto:

$$Q_{\text{máx}} = m_c c_p c (t_{h_i} - T_{c_i}) = m_h c_p h (Th_i - Th_o) \quad (73)$$

donde: $Cc = m_c \cdot Cp_c$

En el segundo caso límite (figura 1.4 B), la capacidad térmica de la corriente fría es mucho mayor que la de la corriente caliente; entonces la temperatura máxima de salida alcanzable por la corriente caliente será la temperatura de entrada de la corriente fría y por lo tanto:

$$Q_{\text{máx}} = m_h c_p h (t_{h_i} - Th_o) = Ch (Th_i - T_{c_i}) \quad (74)$$

donde: $Ch = m_h \cdot Cp_h$, denotando $C_{\text{mín}}$ y $C_{\text{máx}}$ como el menor y mayor valor de Ch y Cc .

Pueden combinarse las ecuaciones 73 y 74 y se forma una única expresión:

$$Q_{\text{máx}} = C_{\text{mín}} (Th_i - T_{c_i}) \quad (75)$$

Por lo tanto, la efectividad del intercambiador de calor se puede escribir como sigue:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\text{máx}}} = \frac{Ch(Th_i - Th_o)}{C_{\text{mín}}(Th_i - T_{c_i})} = \frac{Cc(T_{c_o} - T_{c_i})}{C_{\text{mín}}(Th_i - T_{c_i})} \quad (76)$$

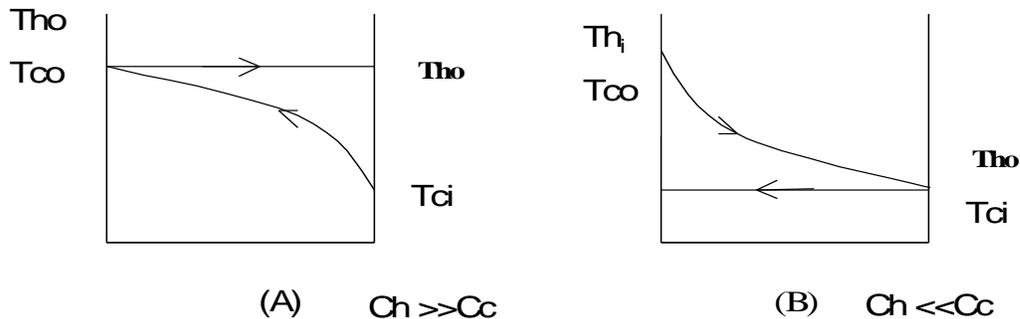


Figura 1.4 Casos extremos de flujo a contracorriente con área infinita

En el primer caso (figura 1.4 A), la capacidad térmica (C) de la corriente caliente es mucho mayor que la de la corriente fría.

Esta ecuación se puede transformar para obtener:

$$Q = \varepsilon C_{\min} (Th_i - Tc_i) \quad (77)$$

$$Th_o = Th_i - \varepsilon \frac{C_{\min}}{Ch} (Th_i - Tc_i) \quad (78)$$

$$Tc_o = Tc_i + \varepsilon \frac{C_{\min}}{Cc} (Th_i - Tc_i) \quad (79)$$

La importancia de las ecuaciones 78 y 79 está en que una vez conocida la efectividad del intercambiador dado, queda calculada la cantidad real de calor transferido y la temperatura de salida de las corrientes a partir de condiciones de entrada especificadas. Este proceso se conoce como evaluación del intercambio del calor.

Se debe notar de las ecuaciones 78 y 79 que:

$$\varepsilon = \frac{(Th_i - Th_o)}{(Th_i - Tc_i)} \quad \text{si } Ch = C_{\min} \quad (80)$$

$$\varepsilon = \frac{(Tc_o - Tc_i)}{(Th_i - Tc_i)} \quad \text{si } Cc = C_{\min} \quad (81)$$

Para los casos en los cuales uno de los fluidos tiene una temperatura constante, ε se define frecuentemente mediante la ecuación 80 si Tc es constante (por ejemplo la ebullición), y mediante la ecuación 81 si Th es constante (por ejemplo la condensación).

Las expresiones para ε se pueden obtener utilizando las ecuaciones básicas que gobiernan la transferencia de calor.

Las siguientes ecuaciones se utilizan para intercambiadores de calor simples, de un solo paso, flujo paralelo y flujo a contracorriente:

Flujo paralelo:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-Ntu(1+C_R)}}{1 + C_R} \quad (82)$$

Flujo a contracorriente:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-Ntu(1+C_R)}}{1 - C_R e^{-Ntu(1+C_R)}} \quad (83)$$

donde:

$$Ntu = \frac{UA}{C_{\text{mín}}} \quad (84)$$

Ntu: número de unidades de transferencia de calor

$$C_R = \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} \quad (85)$$

Como se indica en la ecuación 82 y 83, ε es función de Ntu y C_R , por lo tanto es también una función de la configuración del flujo. Note que la efectividad es limitada incluso para áreas superficiales infinitas, para intercambiadores de calor de flujo paralelo-a contracorriente.

Para el caso de $C_R = 1,0$, el valor limitante es 0,5 para un intercambiador de calor de flujo paralelo puro y 0,586 para un intercambiador de calor de flujo paralelo-a contracorriente. Asimismo, hay disponibles otras configuraciones de flujo.

Se consigue una óptima transferencia de calor cuando las capacidades térmicas están balanceadas, es decir, cuando $Ch = Cc$ o $C_R = 1,0$. La efectividad del intercambiador es útil en la evaluación de otros intercambiadores existentes. Este concepto también puede ser utilizado en el dimensionamiento de nuevos intercambiadores de calor. Los procedimientos de cálculo para el dimensionamiento térmico utilizando el método ε - Ntu son como sigue: dadas las condiciones de requerimiento térmico (Q, flujo y temperatura de entrada y salida de las corrientes calientes y frías), se utiliza el siguiente procedimiento paso a paso:

1. Seleccione la configuración del intercambiador de calor.
2. Suponga la geometría y dimensiones del haz de tubos.
3. Calcule los coeficientes de transferencia de calor basándose en la geometría del flujo y en las condiciones hidráulico-térmicas de los fluidos.
4. Calcule el coeficiente total de transferencia de calor (U) utilizando la ecuación 49.
5. Calcule Ch y Cc y defina el menor y mayor como $C_{\text{mín}}$ y $C_{\text{máx}}$, respectivamente. Calcule también $C_R = C_{\text{mín}}/C_{\text{máx}}$.
6. Calcule la efectividad del intercambiador de calor (ε) utilizando las temperaturas de entrada y salida de los fluidos de la ecuación 79.
7. Lea el Ntu basado en los valores de ε y C_R de un diagrama ε adecuado, correspondiente a la configuración del intercambiador de calor seleccionado.
8. Calcule el área superficial requerida de la definición de Ntu mediante la ecuación 84.

$$A = Ntu \frac{C_{\text{mín}}}{U}$$

- 9 Convierta el área de transferencia de calor determinada anteriormente en la correspondiente a las dimensiones del haz de tubos. Si son diferentes a los asumidos en el paso 2, repita los pasos del 2 al 8 hasta que se alcance un resultado satisfactorio. El método ε - Ntu no se puede aplicar en casos en los que U varía a lo largo de la longitud del tubo o el perfil de temperatura no es uniforme, es decir, si se incluye ebullición o condensación.

Más recientemente han sido presentados un grupo de diagramas que permiten realizar tanto los cálculos de diseños como de operación utilizando un diagrama único. Estos diagramas tienen las curvas de parámetros Ntu superpuestas sobre las curvas del factor de corrección de la diferencia media de temperatura (DMT) estándar. Así, los cuatro grupos pertinentes (P, R, F_t y Ntu) se disponen en la misma curva. El cálculo de diseño se reduce de esta forma a encontrar F_t y Ntu, dados P y R, y el cálculo de operación (evaluación) se reduce a encontrar F_t y P, dados R y Ntu.

Al área superficial de transferencia de calor determinada mediante los métodos de dimensionamiento o evolución se le considera el área mínima requerida. Existen requerimientos adicionales de área superficial para las márgenes de diseño en el dimensionamiento final de un intercambiador de calor.

1.4.6 Efecto de la incertidumbre en los parámetros de diseño térmico

Los parámetros que se utilizan en los cálculos básicos de dimensionamiento de un intercambiador incluyen los coeficientes de transferencia de calor, dimensiones de los tubos, diámetro del tubo, espesor de pared, y propiedades físicas de los fluidos (conductividad térmica, densidad, viscosidad y calor específico). En los cálculos básicos de dimensionamiento se utilizan valores nominales o medios de estos parámetros. En realidad, hay incertidumbre en estos valores nominales. Por ejemplo, las correlaciones de transferencia de calor a partir de las cuales se calculan los coeficientes de transferencia de calor consecutivos tienen datos expandidos alrededor de los valores medios.

Debido a que los tubos de transferencia de calor no se pueden producir en dimensiones precisas, los espesores de paredes de los tubos varían en un rango

alrededor del valor medio. A esto se añade que la conductividad térmica del material de la pared del tubo no se puede medir exactamente, así como la incertidumbre en los cálculos de diseño y evaluación.

Si un intercambiador de calor se dimensiona utilizando los valores medios de los parámetros de diseño, entonces la probabilidad o el nivel de confianza del intercambiador para alcanzar su requerimiento térmico de diseño es solamente del 50 %. Por tanto, con el fin de incrementar el nivel de confianza del diseño, se tiene que realizar un adecuado análisis de incertidumbre por los principales parámetros de diseño.

El grado de dispersión de datos alrededor del valor medio se puede cuantificar utilizando el concepto de desviación estándar (σ). Si la dimensión de los puntos de datos para un cierto parámetro tiene una distribución gaussiana o normal, la posibilidad de datos distribuidos normalmente que está dentro de $\pm\sigma$ del valor medio es de 0,68226 o 68,26 %. Hay un 68,26 % de posibilidades de tener un cierto parámetro dentro de $X \pm\sigma$, donde X es el valor medio. En otras palabras, la desviación estándar σ requiere una distancia con un valor medio en las direcciones negativas y positivas, de manera que el número de puntos de datos entre $X - \sigma$ y $X + \sigma$ es el 68,26 % del total de este número de puntos. Las descripciones detalladas sobre el análisis estadístico utilizando la distribución gaussiana se pueden encontrar en el libro de referencia de estadística.

Los valores de σ se determinan experimentalmente para todos los parámetros inciertos. Mientras mayor es el valor de σ , mayor es la amplitud de los datos y más grande el nivel de incertidumbre, este efecto de dispersión de datos tiene que ser incorporado en el diseño de un intercambiador de calor. Por ejemplo, considere el coeficiente de transferencia de calor convectivo (h) donde la posibilidad del valor verdadero de h por debajo del valor medio h es de interés. O considere el efecto del espesor de pared del tubo donde un valor de t mayor que el valor medio de t es de interés.

Los efectos de dispersión de datos deben examinarse para todos los parámetros individuales. Estos efectos individuales normalmente tienen lugar simultáneamente, y el efecto combinado se impone utilizando el método de la raíz de la suma de los cuadrados (RSC).

El área superficial total adicional requerida para obtener un cierto nivel de confianza del diseño se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta A = \sqrt{\sum_i (\Delta A_i)^2} \quad (86)$$

donde ΔA es el exceso de área de transferencia de calor sobre el área normal asociada con cada una de las incertidumbres. ΔA_i se determina a partir de los cálculos de evaluación térmica del intercambiador basado en la incertidumbre de cada parámetro individual y en los valores normales del resto de los parámetros.

En la bibliografía se puede encontrar un método detallado de asumir las incertidumbres de los datos para el diseño del intercambiador de calor.

El efecto de mal distribución del fluido en la concha se incluye normalmente en la corrección de h .

El efecto de mal distribución del fluido en el lado del tubo es relativamente pequeño en la mayoría de los diseños porque las principales resistencias son la fricción del tubo y la caída de presión de entrada/salida.

En cuanto al efecto del diseño, hay varios flujos de desvío, particularmente en el lado de la coraza de un intercambiador de calor. Estos incluyen un flujo de desvío entre el haz de tubos y la coraza (deflector), y un flujo de desvío entre la coraza y el reflujo del haz de tubos. Algunos intercambiadores de calor nucleares de alta temperatura tienen refuerzos en el interior de la coraza para protegerla de los efectos térmicos transientes.

El efecto del desvío es la degradación de la operación térmica del intercambiador de calor. Por lo tanto, tiene que procurar un área superficial de transferencia de calor adicional para compensar esta degradación de la operación.

Los métodos de diseño térmico presentados asumen que la temperatura del fluido del lado de la coraza en el extremo de entrada de los tubos es uniforme y la misma que la temperatura de entrada, excepto para intercambiadores de calor de flujo cruzado. Este fenómeno es resultado del método de análisis unidimensional utilizado en el desarrollo de las ecuaciones de diseño.

En realidad, la temperatura del fluido de la carcasa que sale del haz de tubos es diferente de la temperatura de entrada debido a que la transferencia de calor tiene lugar entre el fluido de la carga y el del haz de tubos. Este proceso tiene lugar en la medida en que el fluido del lado de la carga fluye sobre los tubos para alcanzar la región en el extremo del haz de tubos donde se encuentra la entrada del mismo. Un efecto similar tiene lugar en el extremo de salida del haz de tubos.

Esto implica que la MLDT o DMT como se calcula en las ecuaciones de la 20 a la 26 no puede implicar una diferencia de temperatura representativa entre dos fluidos transferentes para todos los tubos. La MLDT o DMT será más pequeña que el valor calculado, y consecuentemente requerirá un área de transferencia de calor adicional. El

valor verdadero y efectivo de DMT puede ser determinado mediante el análisis hidráulico-térmico bi o tridimensional del haz de tubos.

A continuación se presenta un resumen de este método de cálculo generalizado para la caída de presión.

1.4.7 Cálculo de la caída de presión

Para el cálculo de la caída de presión en los intercambiadores se recomienda el método usado por Pavlov en el libro *Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química*, o consultar la amplia bibliografía existente para estos cálculos hidrodinámicos.

Los costos principales a considerar en el dimensionamiento de un intercambiador son el costo de fabricación (inversión) y el costo de operación.

A menor área de transferencia es menor el costo de fabricación. El costo de operación depende fundamentalmente de la potencia necesaria para el movimiento y esta es directamente proporcional a la caída de presión. Por tanto, un diseño óptimo es un balance entre el dimensionamiento térmico y la caída de presión. De forma general se hace necesario entonces un método para el cálculo de la caída de presión.

La diferencia de presión entre la entrada y la salida, tanto de los tubos como de la concha de un intercambiador, puede ser escrita como sigue:

$$P_i + \left(\frac{1}{2}\rho\zeta^2\right)_i + (\rho Z)_i = P_o + \left(\frac{1}{2}\rho\zeta^2\right)_o + (\rho Z)_o + (\Delta P)_p \quad (87)$$

o

$$P_i - P_o = \left[\left(\frac{1}{2}\rho\zeta^2\right)_i - \left(\frac{1}{2}\rho\zeta^2\right)_o \right] + [(\rho Z)_i - (\rho Z)_o] + (\Delta P)_p =$$

$$= (\Delta P)_{\text{energía cinética}} + (\Delta P)_{\text{elevación}} + (\Delta P)_{\text{pérdidas}} \quad (88)$$

Los dos primeros términos de la ecuación 88 no son pérdidas de energía, pues ambas son recuperadas en otras partes del fluido en el circuito cerrado.

El término de caída de presión se refiere a las pérdidas de presión no recuperables en el sistema.

Entonces esta caída de presión o pérdidas serán:

$$(\Delta P)_{\text{pérdida}} = (\Delta P)_{\text{fricción}} + (\Delta P)_{\text{cambio de dirección}} + (\Delta P)_{\text{cambio de área}} + (\Delta P)_{\text{misceláneas}} \quad (89)$$

aquí $(\Delta P)_{\text{misceláneas}}$ representa la pérdida de válvulas, accesorios, etc., del circuito y que no están dentro del intercambiador.

Pérdidas de presión friccionales

Son producidas dentro del intercambiador de calor producto del movimiento de fluido contra paredes de tubos, conchas, etc., y pueden ser calculadas como sigue:

$$(\Delta P)_{\text{fricción}} = f_D \frac{L}{D_H} \left(\frac{1}{2} \rho \zeta^2 \right) \quad (90)$$

donde:

f_D : factor de fricción de Darcy = 4 f(fanning)

D_H : diámetro equivalente = 4 (área de flujo)/perímetro de flujo

$\frac{1}{2} \rho \zeta^2$: presión dinámica

El factor de Darcy puede ser calculado en función de las condiciones del flujo, es decir:

$$\text{Laminar} \quad f_D = \frac{64}{R_e} \quad (91)$$

$$\text{Turbulento} \quad f_D = \frac{0,184}{R_e^{0,2}} \quad (92)$$

Esta última puede usarse para $10^4 \leq R_e \leq 12,10^4$, también es función de la longitud del conducto ($\varepsilon w/D_H$) y puede ser encontrado en el diagrama de Movdy.

Caída de presión para cambiar de área

Es producida por las expansiones y contenciones sufridas por el fluido en su paso por el intercambiador, es decir:

$$(\Delta P)_{\text{cambio de área}} = K \left(\frac{1}{2} \rho V_{\text{máx}}^2 \right) \quad (93)$$

donde:

K = coeficiente de pérdidas

$V_{\text{máx}}$ = velocidad calculada en el área de flujo menor

Caída de presión para cambios de dirección

Se producen por los cambios de dirección que se originan dentro del intercambiador y puede ser calculada como sigue:

$$(\Delta P)_{\text{cambio de dirección}} = K \left(\frac{1}{2} \rho \zeta^2 \right) = f_D \left(\frac{L}{DH} \right)_{\text{equivalente}} \left(\frac{1}{2} \rho \zeta^2 \right) \quad (94)$$

Caída de presión en concha y tubos

La caída de presión en la concha es producida por la combinación de fricción, el cambio de área y el cambio de dirección. Por esto se recomienda la ecuación de Donohue:

$$\Delta P = (\Delta P)_{\text{flujo en ventanas}} + (\Delta P)_{\text{flujo cruzado}} \quad (95)$$

$$(\Delta P)_{\text{flujo en ventanas}} = \frac{1.087(Gw)^2}{\gamma}; K P_a \quad (96)$$

donde:

γ : gravedad específica del fluido

Gw: flujo másico ($\text{Kg/m}^2 \text{ S}$)

$$(\Delta P)_{\text{flujo cruzado}} = \frac{60(N+1)}{\left(\frac{St}{D_o} - 1 \right) \text{Re}_{\text{máx}}} \left(\frac{1}{2} \rho \zeta^2_{\text{máx}} \right) \text{ para } \text{Re}_{\text{máx}} \pi 100 \quad (97)$$

$$(\Delta P)_{\text{flujo cruzado}} = \frac{3(N+1)}{\left(\frac{St}{D_o} - 1 \right) (\text{Re}_{\text{máx}})^{0.2}} \left(\frac{1}{2} \rho \zeta^2_{\text{máx}} \right) \text{ para } \gamma 500 \pi \text{Re}_{\text{máx}} \pi 30000 \quad (98)$$

donde:

$\gamma_{\text{máx}}$: velocidad es el centro de la bancada de tubo por la concha

(N + 1): número de cruces de la bancada

N: número de tabiques del intercambiador

$$N = \frac{L}{B}; \text{ y } B - \text{distancia entre tabique}$$

L – longitud de un tubo

Otros detalles pueden ser encontrados en la bibliografía disponible que ha sido anteriormente señalada.

1.5 Selección y uso de la norma TEMA para intercambiadores de calor tubulares

Los intercambiadores de calor tubulares son numerosos y variados, tanto por su destinación tecnológica como por su forma constructiva. Según el principio que se emplee en su funcionamiento los dispositivos de intercambiadores de calor pueden ser subdivididos en:

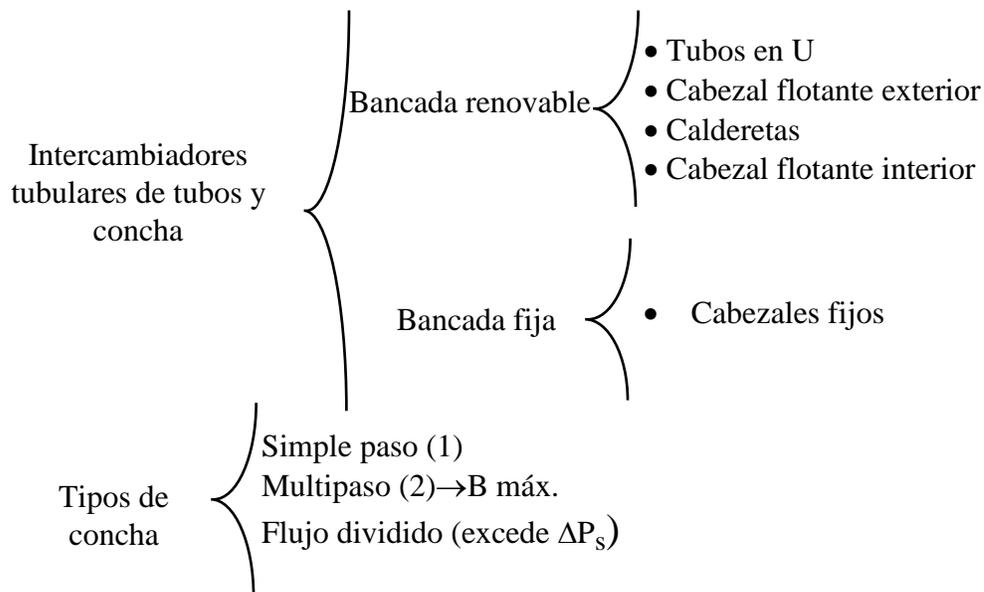
- Recuperación: Aquellos en que el calor se transmite desde el portador caliente hacia el frío a través de una superficie que los separa. Ejemplo: los generadores de vapor, precalentadores, condensadores, intercambiadores en espiral, etc.
- Regeneración: Aquellos en que una misma superficie de calefacción se baña alternativamente por un portador caliente y después por uno frío. Ejemplo: regeneradores de los hornos Martín y de fusión de vidrio calentadores de aire de altos hornos, etc.
- Mezcladores: Se realiza por el contacto directo y el mezclado de los portadores calientes y fríos, ocurriendo la transmisión de calor simultáneamente con el intercambio de materiales. Ejemplos: torres de enfriamiento, lavadoras de gases, etc.

Intercambiadores de calor de tubos y concha

Los intercambiadores de tubos y concha son los más definidos en la industria química actual, su diseño mecánico está auspiciado por:

- Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA).
- American Society of Mechanical Engineers (ASME).
- American Petroleum Institute Standard (APIS).

Cada una se complementa entre sí y surge la norma TEMA de amplia aceptación en todo el mundo por su integración mecánica y térmica a los intercambiadores de calor de tubos y concha.



Criterios mecánicos para la concha:

- Aplicables cuando $DI < 60$ pulg (1,5 m).
- Presión de diseño máxima 3 000 psi (200 ata).
- Espesor de la concha 2' (50 mm).

Este criterio puede ser aplicado a conchas de más diámetro en la práctica.

Tres normas son aplicadas:

- Clase R y 5: Satisface los requerimientos para los procesos en refinerías de petróleo.
- Clase C: Satisface los requerimientos moderados en aplicaciones comerciales y procesos en general.
- Clase B: Satisface los requerimientos para servicios en procesos químicos.

Para altas presiones ver otras normas:

a) Para los tubos: Norma ASME:

- Diámetro: $\frac{3}{4}$, 1, 1 $\frac{1}{2}$ y 2 $\frac{1}{2}$ pulg. Calibres: 18-10 BWG
- Longitud: 8, 10, 12, 16 y 20 pies.
- Paso: 1,25-1,5 do. Preferido: $Pt = 1,25$ do.
- Claro: $\frac{1}{4} < C < 1$ ".

El diámetro depende fundamentalmente de las características incrustantes del fluido.

La longitud depende del tamaño del equipo (si L pequeña, n_t crece).

El arreglo triangular produce una mayor ΔP s pero aumenta también h_o , por lo que hay que llegar a un compromiso técnico-económico.

b) Concha: Depende de los valores de h y ΔP que se requieran obtener. Estos dependen del patrón de flujo en la concha (deflectores o tabiques).

- El espacio entre deflectores (B): $1/5 DI < B < DI$.
- Como mínimo $B = 2"$ (50,8 mm).

Localización del fluido: Muchos factores pueden y deben ser tomados para esta selección, estos son:

1. Corrosión: Más corrosivo dentro de tubos.
2. Incrustación: Más incrustante dentro de tubos.
3. Áreas de flujo: Mayor área, mayor masa evitan ΔP excesiva.
4. Viscosidad: Más viscoso por la concha (mayor mezclado).
5. Toxicidad y fluidos letales: Ambos casos dentro de los tubos.
6. Temperatura: Mayor temperatura dentro de tubos.
7. Presión: Mayor presión dentro de tubos.
8. ΔP : Para la misma ΔP se pueden obtener mayores valores de h para los tubos. El fluido de menor ΔP puede ser pasado por los tubos siempre que sea posible.

Incrustaciones: Las variables de operación que tienen una marcada influencia en los dispositivos son:

1. Velocidad del fluido: Si $W >$; R_d .
2. Temperatura de la superficie: Puede ocurrir una cristalización o una reacción química.
3. Temperatura del fluido: Afecta la velocidad de cristalización o de la reacción química.
4. Materiales de construcción: Catalizan la reacción o la corrosión.
5. Superficie: Rugosas y porosas incrementan la deposición.

Diseño de conchas: Los deflectores (mamparas) tienen dos propósitos:

- Guían el flujo en la concha obligándolo a cruzar los tubos.

- Aumentan la turbulencia del fluido exterior.

Tipos de mamparas: Los tipos de mamparas dependen del flujo del fluido y del estado del mismo. Estas pueden ser:

- Horizontales.
- Verticales.
- Segmentadas.
- Tipo orificio.
- En espiral.
- Otras configuraciones.

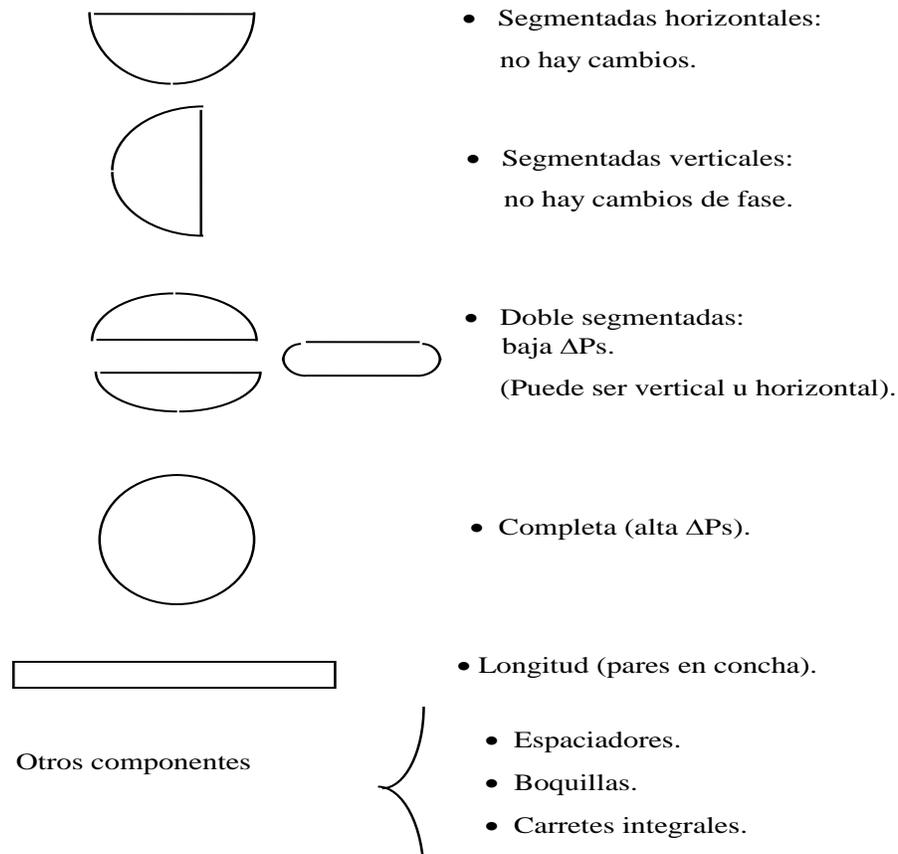


Figura 1.5 Tipos de deflectores o mamparas

Para seleccionar adecuadamente un intercambiador de calor en un proceso determinado es importante calcular no solo el área de transferencia de calor del equipo, sino también obtener el tipo adecuado a utilizar.

El rango de intercambiadores de calor considerado en la clasificación, aunque no es completamente exhaustivo, incluye los tipos más usados. Su caracterización se basa en los siguientes parámetros:

1. Presión máxima.
2. Rango de temperatura.
3. Limitaciones del fluido.
4. Rango de tamaño obtenido.

Los intercambiadores de calor de tubos y concha son uno de los tipos más usados en la industria de procesos (aproximadamente un 60 % de los intercambiadores son de este tipo).

La razón para esta gran aplicación es que pueden ser diseñados para operar en casi la totalidad de los rangos de P y T encontrados en esta industria, pueden ser construidos en gran variedad de materiales y existen métodos de diseño y códigos mecánicos bien establecidos con muchas décadas de experiencia en su aplicación que conducen a un alto grado de confiabilidad.

Los intercambiadores de calor de tubo y concha más utilizados son:

1. Tubos fijos: Este es probablemente el tipo más usado, su construcción es simple y económica y los tubos pueden ser limpiados mecánica o químicamente; sin embargo, la superficie exterior de los tubos es inaccesible, excepto a la limpieza química.
2. Tubos en U: Este diseño es más costoso que el anterior, pero las diferencias suelen ser pequeñas, sus unidades pueden ser más baratas a altas presiones. La bancada de tubos puede ser removida de la concha para limpieza o mantenimiento. La limpieza química interna de los tubos de forma mecánica es difícil, por lo que este tipo se usa generalmente para fluidos claros. Las expansiones térmicas son absorbidas por las U-bens. Se reduce el número de uniones entre los tubos. Una de sus desventajas es que no se logra un flujo a contracorriente puro (excepto con conchas tipo F), lo que provoca una disminución de la ΔT efectiva.
3. Cabezal flotante: Se usa para condiciones rigurosas de temperatura y presión. La bancada de tubos es fácil de remover para el mantenimiento y la limpieza, aunque

el cabezal flotante debe ser desmantelado antes de remover esta. Los tubos pueden ser limpiados mecánicamente por dentro y por fuera. Este diseño de cabezal flotante es un 25 % más costoso que el diseño de tubos fijos.

Aunque estos son los diseños más usados existen otras configuraciones que son descritas en términos de nomenclatura estándar, dada por la Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). Esta es aceptada por la mayoría de los países para la integridad térmica e hidráulica de los intercambiadores de calor.

Las características particulares de la norma TEMA se muestran a continuación:

Para los tubos:

- P máxima de trabajo del equipo: 3 000 psia (200 ata).
- Diámetro interior máximo: 60 pulg. (1 525 mm) (24 pie tubos).
- Espesor máximo de la concha: 2 pulg. (50,8 mm).
- Diámetro máximo de los tubos: 3 pulg. (76 mm).
- Se utilizarán tubos con los siguientes espesores: $\frac{1}{2}$ ", $\frac{3}{4}$ ", 1", 1 $\frac{1}{2}$ ", 2". Pueden llegar hasta 2 $\frac{1}{6}$ " o 2 en evaporadores químicos.
- Espesor de los tubos desde 10 BWG hasta 20 BWG.
- Diámetros de tubo pequeño ($\frac{1}{6}$ " a $\frac{1}{2}$ ") solo pueden ser usados para fluidos no incrustantes. Para intercambiadores de calor de tubos en U generalmente el diámetro es 1".
- La longitud de los tubos oscila entre 8, 10, 12, 16 y 20 pies (2,4; 3, 3,6; 4,88; 6 m) y los más usados se hallan entre 12 y 16 pies. Longitudes mayores requieren de fijadores para evitar la flexión.
- Formas o pasos de arreglar los tubos en los espejos pueden ser: cuadrado, triangular, cuadrado rotado, triangular con espacio para limpieza.
- Los materiales de construcción dependen de:
 - Características de los fluidos.
 - Corrosión.
 - Ataques geoquímicos o mecánicos.
 - Economía.
 - Preferencia del cliente.

Para la concha:

- Diámetro hasta 24 pulg. (610 mm). Diámetros mayores son rotados hasta 60 pulg. (1 525 mm).
- Generalmente se construyen de hierro fundido o acero comercial.
- Los principales tipos de reflectores usados son:
 - Completo: Vaporización-condensación sin gases no condensables.
 - Longitudinal: Para pase en la concha.
 - Vaporización, condensación con dos fases para obtener buena distribución.
 - Se usa unido al completo.
- Espaciamiento de los deflectores: Desde 1/5 DI hasta DI de la coraza.
- Espacio mínimo: 0,2 ΔI o 2" si ΔI es grande.

La norma TEMA sigue la nomenclatura siguiente: Cada intercambiador de calor es simbolizado por tres letras:

- La primera describe el tipo de cabezal frontal o de entrada.
- La segunda describe el tipo de concha.
- La tercera describe el tipo de cabezal de salida.

Nomenclatura de la configuración adoptada por el TEMA:

Cabezales de entrada:

- A: Canal y cubierta removible.
- B: Gorro o sombrerete (cabezal integral).
- C: Canal integral con barcada de tubos removibles y cubierta.
- D: Con espacios especiales de alta presión.
- N: Igual a C pero con barcada de tubos fijos.
- Y: Cabezal simple.

Concha:

- E: Un paso en la concha.
- F: Dos pasos en la concha con tabiques longitudinales.
- G: Flujo separado.
- H: Flujo separado doble.

- J: Flujo dividido.
- H: Caldereta Kehler.
- X: Flujo cruzado.

Cabezales de salida:

- L: Bancada fija tipo A con cabezal estacionario.
- M: Bancada fija tipo B con cabezal estacionario.
- N: Bancada fija tipo N con cabezal estacionario y empaquetadura exterior.
- P: Empaquetadura exterior con cabezal flotante.
- S: Cabezal flotante con dispositivo de soporte.
- T: Pull a través del cabezal flotante.
- U: Bancada de tubos en U.
- W: Bancada de tubos flotantes con anillos de oro.

Para llegar a la selección de las alternativas mostradas anteriormente es necesario tener en cuenta una serie de cuestiones que se mostrarán a continuación y que posteriormente serán resumidas en forma de diagrama heurístico.

1. Son considerables esfuerzos debido a las expansiones térmicas.
2. Es posible la limpieza mecánica.
3. Es alto el valor del coeficiente de depósito en la concha.
4. Es posible la limpieza química.
5. Es alto el valor del coeficiente de depósito en los tubos.
6. Es F_t (factor de corrección de temperatura) menor de 0,8.
7. Es posible utilizar corazas F o múltiples corazas en serie.
8. Puede ser peligroso el mezclado entre corrientes.
9. Si se usan cabezales de tipo P o W hay limitaciones de presión o temperaturas diferentes a los límites especificados por el TEMA.
10. La cantidad de pases requeridos en los tubos es mayor de dos.
11. Es la frecuencia de remoción de la bancada alta o baja.
12. Se requiere acceso al final del tubo.

Los argumentos para los puntos 1 al 12 son los siguientes:

1. Son considerables los esfuerzos debido a las expansiones térmicas: Aquí es necesario calcular el diferencial de temperatura entre la carga y el tubo. Debemos asegurarnos de evaluar las condiciones no solo para las normales de trabajo sino también para las paradas y arrancadas o cualquier otro cambio en la planta. Se deben comparar los esfuerzos resultantes obtenidos contra los esfuerzos de los materiales de construcción a utilizar.
2. Es posible la limpieza mecánica: Esta debe ser usada en el caso de incrustaciones. Es alto el valor de R_d en la concha. Puede provocar fallos en el intercambiador de calor y problemas en las turbinas.
3. Si $R_d > 0,00035 \text{ m}^2 \text{ k/w}$: La limpieza en esa zona del intercambiador es muy necesaria cada cierto período de tiempo.
4. Es posible la limpieza química: Es muy utilizada tanto en la concha como en los tubos, pueden usarse algunos hidrocarburos o Water Formed Scale.
5. Es alto el R_d en los tubos: Es similar al caso de la concha, pero en los tubos es mucho más fácil. Sin embargo, el cambio en el diseño de los tubos fijos dependerá de la frecuencia con que sea necesaria la limpieza química. Si es frecuente es mejor ir a diseños AEL y AEM donde los cabezales finales pueden ser removidos y los tubos pueden limpiarse sin desconectar las conexiones de las tuberías de trabajo del intercambiador de calor. Por esta razón los cabezales M se usan cuando hay un gran número de pases y los diseños NEM se utilizan para altos valores de R_d en los tubos.
6. Es F_t menor que 0,8: Usualmente es inadmisibles operar con una situación donde los menores cambios en las condiciones de operación conduzcan a grandes cambios de F_t . En los intercambiadores de calor de tubos en U por definición el diseño es de al menos dos pasos, lo cual limita su uso para valores de $F_t > 0,8$.
7. Es posible utilizar corazas F o múltiples corazas en serie: Si la respuesta a esta pregunta es sí, entonces puede ser posible asegurar un suficiente incremento de F_t que permita el uso de tubos en U; si no es así, entonces la única alternativa es ir a unidades de un solo paso, lo que implica el uso de cabezales flotantes.
8. Puede ser peligroso el mezclado entre corrientes: Todos los intercambiadores de calor de tubos y concha están diseñados para las corrientes de proceso si se encuentran separadas, pero puede ser posible la mezcla debido a roturas, etc. Si el mezclado se produce puede ser considerablemente peligroso, pero las

configuraciones en el diseño tienden a minimizar esto. El diseño de cabezales flotantes complica el uso de cabezales de tipo P y W, donde ninguna mezcla puede ir a la atmósfera.

9. Si se usan cabezales de tipo P o W hay limitaciones de presión o temperaturas diferentes a los límites especificados por el TEMA: Estas limitaciones se producen debido a los límites en la integridad de las empaquetadoras en la cara de la concha en el tipo P, y en ambas caras en el tipo W. Los límites son aproximadamente de 20 atmósferas y de 200 °C de temperatura. Note que para condiciones que exceden estos límites es necesario reconsiderar algunas de las decisiones tomadas anteriormente.
10. La cantidad de pases requeridos en los tubos es mayor de dos: Si en la cara de los tubos las consideraciones de velocidad dictan el uso de dos o más pases, esto limita el cambio para un diseño de cabezal flotante o tipo P.
11. Es la frecuencia de remoción de la bancada alta o baja: Si la frecuencia de remoción es grande (más de dos veces al año) entonces es aconsejable el uso del tipo P. Todos los dispositivos de cabezal flotante implican un área de recibo considerable. En estos y otros cabezales flotantes es necesario insertar anillos obturadores que minimicen el efecto del reciclo en la T de C.
12. Se requiere acceso al final del tubo: Si el Rd de los tubos es alto y la limpieza química no es posible, entonces también se requiere otro acceso al final del tubo por otras razones. Ejemplo: mantenimiento e inspección.
13. Otros conceptos:
 - Para tipos finales el tipo C no se usa para altas presiones (típicamente mayores de 100 bar). Presiones mayores requieren ir al tipo D.
 - En ocasiones el tipo N es más económico que el tipo A, aunque presenta algunas dificultades en la manufactura y el mantenimiento.
 - El tipo Y se usa cuando el intercambiador de calor es insertado en una tubería y minimiza los costos de bombeo.

Los tipos de concha G, H y J son usados frecuentemente en condensadores donde se requiere minimizar la P de goteo; el tipo K se usa en calderas del tipo Kettle.

En años recientes ha comenzado a ser popular un diseño con varillas deflectoras, en el cual los tubos son apoyados por formaciones de varillas paralelas. Estas son puestas a intervalos a lo largo de la bancada de tubos. Cada grupo de varillas alterno puede rotar

90°. Presenta la ventaja de ser muy estable ante las vibraciones de los tubos, brinda altos coeficientes de T de C para una P dada.

Su principal desventaja radica en que para una bancada de tubos dada existe un límite en el máximo coeficiente de T de C obtenido. Asimismo, este diseño tiene problemas con el aseguramiento de la buena distribución en el tipo de flujo axial en las zonas cercanas a la entrada y la salida.

Intercambiadores de calor de doble tubo

Los intercambiadores de calor de doble tubo también son usados en la industria, aunque en menor medida que los de tubos y conchas. Estos no se rigen para su diseño por la norma TEMA; sin embargo, la nomenclatura adoptada por Brown Finetube tiene aceptación internacional y se muestra a continuación.

Ejemplo:

53 - 1AO18 - 420

Veremos qué significa cada término:

El segundo dígito:

Dígito	Coraza (THK)
0	10 baja presión en ambas caras
1	40 baja presión en ambas caras
2	40 alta presión en tubos
3	40 alta presión en coraza
4	40 alta presión en ambos
5	80 alta presión en ambos
6	80 alta presión en tubos
7	80 alta presión en coraza
8	80 alta presión en ambos
9	especial

El tercer dígito:

Dígito	Espesor del tubo (pared)
A	0,065"
B	0,083"

C	0,109"
D	0,134"
E	Sch 40
F	Sch 80

El cuarto dígito:

Dígito	Material de la concha
0	Acero al carbono
1	-
2	Cromo-Molibdeno
3	Cromo-Molibdeno
4	Acero inoxidable
5	Níquel y aleación de níquel
6	Aluminio
7	-
8	-
9	Especial

El quinto dígito:

Dígito	Material de los tubos
0	Acero al carbono
1	Admiralty
2	Cromo-Molibdeno
3	Cromo-Molibdeno
4	Acero inoxidable
5	Níquel y aleación de níquel
6	Aluminio
7	Cobre-Níquel
8	Aluminio-Brass
9	Especial

El sexto dígito:

Dígito	Material de las aletas
0	Acero al carbono

1	Admiralty (aleación)
2	Cromo-Molibdeno
3	Níquel
4	Acero inoxidable
5	Aleación de níquel
6	Aluminio
7	Cobre-Níquel
8	Yellow-Brass (metal amarillo)
9	Especial

El séptimo dígito:

Dígito	Long nominal aleta en pie
0	00
1	12
2	16
3	20
4	24
5	38
6	30
7	32
8	36
9	Especial
A	40
B	80

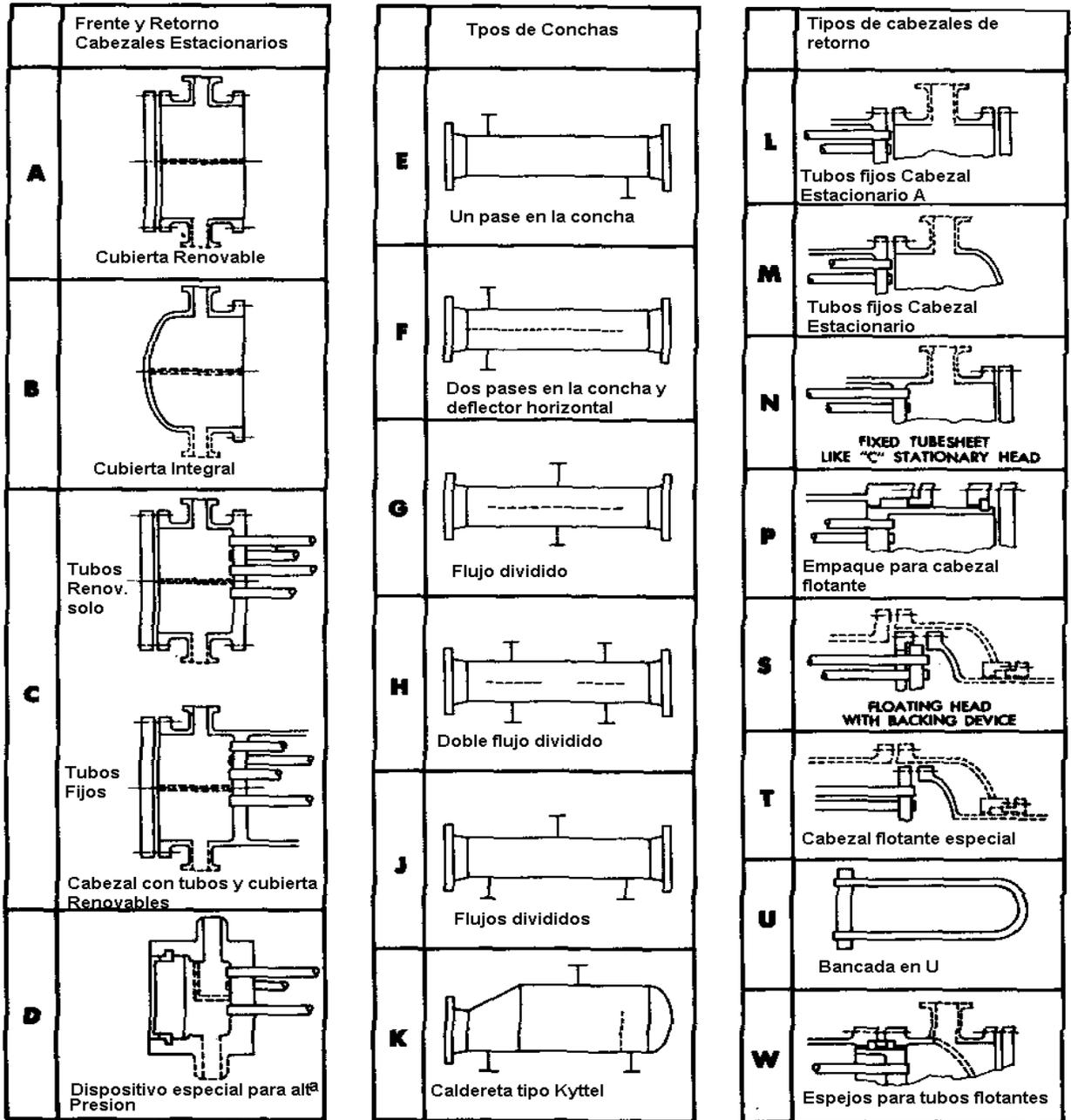


Figura 1.6 Modelos de cabezales, corazas y tipos de entradas

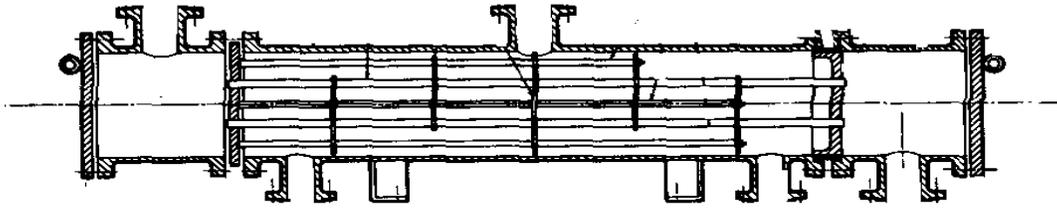


Figura 1.7 Intercambiador de 1-2 convencional

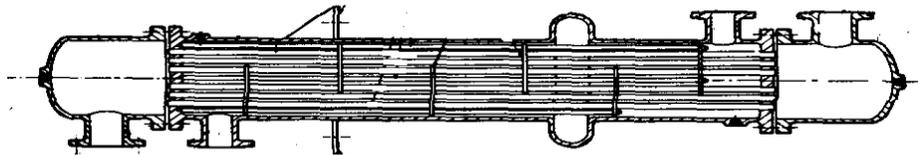
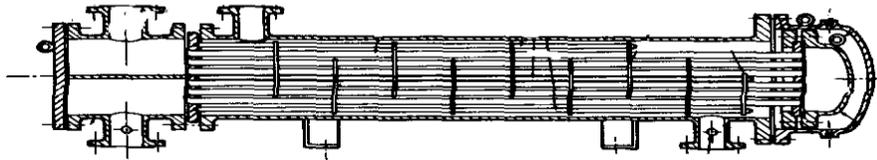


Figura 1.8 Cabezal flotante y carrete integral

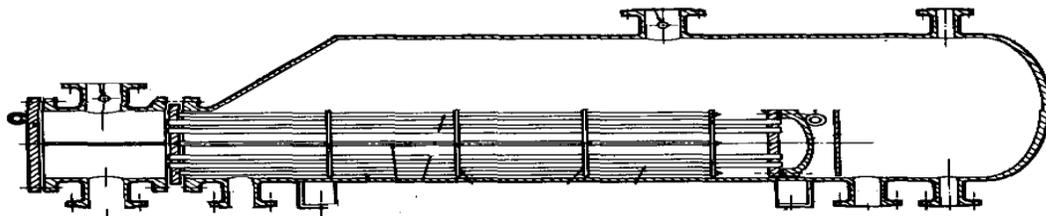
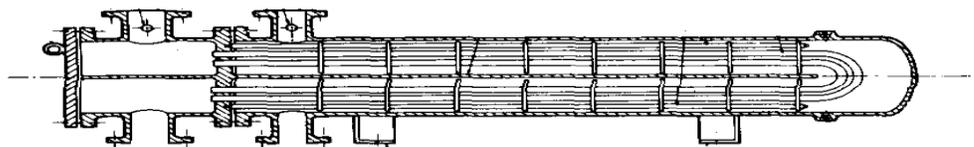
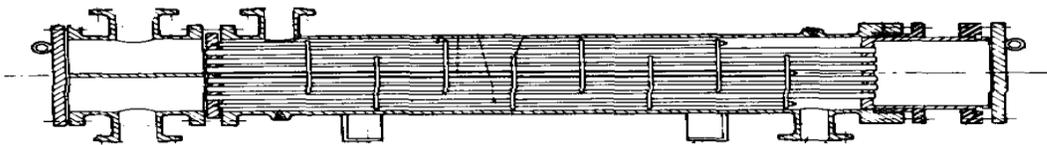


Figura 1.9 Diferentes tipos de intercambiadores y arreglos

1.6 Cálculo de intercambiadores de calor de tubos y concha (método convencional)

Información preliminar

Para el método generalizado es necesario conocer:

- Flujo de fluido principal: t/h.
- Temperatura de procesos: T_1 , T_2 , t_1 , t_2 ($^{\circ}\text{C}$).
- Flujo máximo del fluido secundario: t/h.
- Posible área de ubicación del equipo (m^2).
- Tablas nomográficas, etc., para determinar las propiedades físicas de ambos fluidos.
- Otros datos que el usuario quiera aportar (materiales que se disponen para la construcción del equipo, otros posibles usos del mismo, etc.).

1. Balance térmico:

$$Q = WC_p (T_1 - T_2) = Wc_p (t_1 - t_2) \text{ (calor sensible)}$$

$$Q = W\lambda = wcp (t_1 - t_2) \text{ (calor latente)}$$

\Rightarrow Se desprecian las pérdidas al medio ambiente ($\approx 5\% Q$). Depende del aislamiento.

2. Temperatura de evaluación:

Si: $\mu \geq 1,10^{-3}$ Pas (1cp) y el rango de temperatura $> 38^{\circ}\text{C}$ (100°F), entonces se usará la temperatura calórica. Por debajo de estos valores se puede usar la temperatura media aritmética.

3. Cálculo de $(\Delta t)_{\text{útil}}$:

$$(\Delta t)_{\text{útil}} = F_t(\text{MLDT}), \text{ donde } F_t = f(R, S, N_s, nt, \text{ tipo de flujo})$$

N_s = número de conchas

$$R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1): \text{ razón de capacidades caloríficas}$$

$$S = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1): \text{ efectividad del fluido frío}$$

4. Cálculo del número aproximado de tubos (N_t):

Selección de U_D (según lo propuesto por Donald Q. Kern en *Procesos de transferencia de calor*).

- Otras normas TEMA.

7. Áreas de flujo:

$$a_s = \frac{DI \cdot B \cdot C}{P_t} ; \text{m}^2/\text{cruce (concha)}$$

$$A_T = A_F^1 \frac{N_T}{N} ; \text{m}^2/\text{cruce (tubos)}$$

$$W_t = \frac{\text{Masa fluido}}{p \cdot a_t} = \text{m/s/pase} (\approx 1,0 \text{ m/s}) \text{ (tubos)}$$

$$W_s = \frac{\text{masa fluida}}{p \cdot a_s} = \text{m/s/cruce} (\approx 0,5 \text{ m/s}) \text{ (concha)}$$

8. Cálculo de los coeficientes peliculares:

a) Por los tubos:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot di \cdot wt}{\mu} \quad \text{Re} > 10^4$$

$$\text{Pr} = \frac{cp \cdot \mu}{k} \quad 0,6 \text{ Pr} < 2 \ 500$$

$$h_i = 0,021 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr } p} \right)^{0,25} E_i$$

$$E_i = 1 \quad L/d_o > 50 \text{ para estándar}$$

Ejemplo: $L = 4,88 \text{ m}$

$d_o = (1/2'' \text{ hasta } 2 \ 1/2'')$

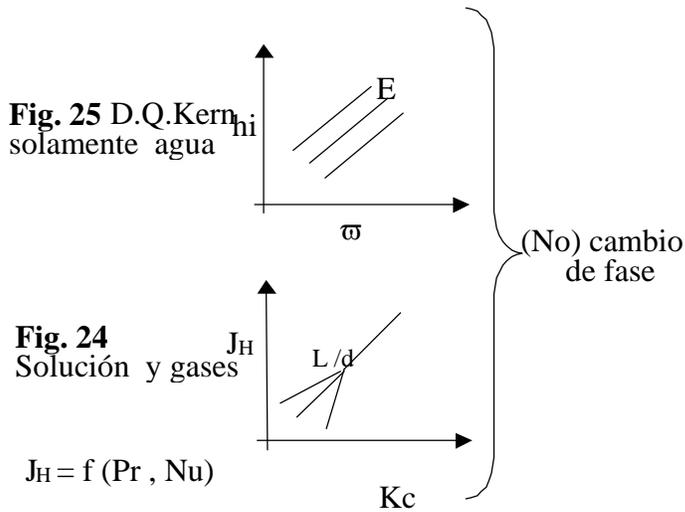
$L/d_o > 50$

$$\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr } p} \right)^{0,25} = 1 \quad \text{Líquidos que se calientan o gases que se calientan o enfrían}$$

$$\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr } p} \right)^{0,25} = 0,93 \quad \text{Para líquidos que se enfrían}$$

El error que se comete es pequeño: $< 3 \%$.

Para cálculo aproximado:

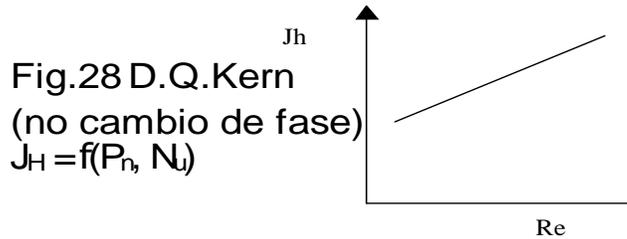


$$h_{io} = h_i \text{ DI/DE}$$

a) Para la concha:

Se usarán las ecuaciones para bancada de tubos en flujo cruzado.

Para cálculos aproximados:



9. Cálculo de U_c (se desprecia R_{metal} , si el espesor < 3 mm):

$$U_c = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o}$$

10. Cálculo de U_D (ecuación general):

$$U_D = \frac{Q}{A(\Delta t)_{\text{verd}}}$$

$$A = \pi d_o L N_t$$

11. Cálculo de Rd_{calc} :

$$Rd = \frac{U_c - U_D}{U_c * U_D}$$

12. Comparación de R_d :

Si $R_{dcalc} \geq R_{dreq}$ (hasta 30 %) y las ΔPt y ΔPs no exceden las permisibles:

ΔPp (líquido) hasta 68 000 Pa (10 psi)

ΔPp (gases) hasta 17 000 Pa (2 psi)

$\Delta P_{real} \geq 20 \% \Delta Pp$ (20 % en exceso)

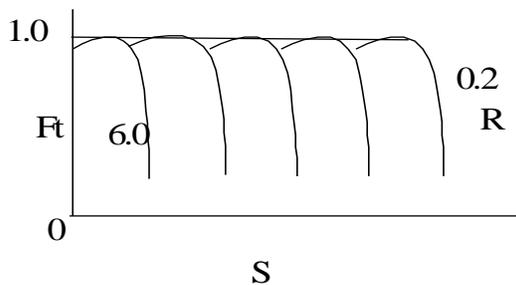
El equipo es apto para el proceso indicado.

Algunas consideraciones para el diseño de tubos y conchas:

- Si ΔPt se excede es necesario disminuir el número de pases en los tubos (n) o aumentar el número de tubos por pase (nt).
- Si ΔPs se excede es necesario aumentar el valor de B (disminuir el número de deflectores). Puede darse el caso en que no se necesiten los deflectores.
- Si $R_{dcalc} < R_{dreq}$, hay que aumentar los tubos a partir de la relación de un valor de U_D (tabla 8, Kern, 1978) más pequeño. Si el $R_{dcalc} < R_{dreq}$ en más del 30 %, aumenta el valor de U_D (según tabla 8, Kern, 1978).
- Si hay cambio de fase (vapor de agua u otros vapores), entonces:

$$F_t = 1,0 \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Si $T_1 = T_2$, entonces $R = 0$ y $F_t \rightarrow 1,0$



$R = 0$

$F_t = 1,0$ para cualquier valor de S

Para el caso de condensación de vapor de agua a presiones bajas o medias:

$$h_o = h_{i0} = 10^4 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Si $P > 70$, alta $h_o = h_{i0} \approx 8,10^4 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Todo equipo de transferencia de calor donde condense vapor debe contar con una pieza instalada en su parte superior que esté dotada de un buen sello para salida de condensados (trampas, sifón, columna hidrodinámica).

Debe verificarse que todas las normas TEMA se cumplan en el diseño del equipo para evitar malos resultados en la puesta en marcha del mismo.

Los ΔP de ambos lados deben calcularse por el método dado. Ejemplo:

Se desea enfriar 60 000 lb/h de keroseno de 42^o API de 400 °F, calentando un destilado de 35^o API desde 100 °F hasta 200 °F. Se disponen en el almacén de tuberías para intercambiador de calor desde ½" DE y 16 pies de largo, en grandes cantidades y diferentes calibres (BWG), así como planchas de acero comercial desde 0,5 hasta 15 mm de espesor y 2 x 6 m.

Las presiones máximas de trabajo para ambos fluidos no exceden las 10 ata.

Seleccione el tamaño y arreglo del intercambiador de calor que llene las condiciones del proceso desde el punto de vista térmico e hidrodinámico. Emplee equipos 1-2 siempre que sea posible.

Se requiere la solución de esta tarea antes de veinte días hábiles.

Nota: El keroseno y el destilado son cortes intermedios de la torre de destilación atmosférica situada en la refinería X.

Datos:

Fluido caliente:

Keroseno: 42^o API

$W = 60\,000\text{ lb/h (7,56 kg/s)}$

$T_1 = 400\text{ °F (204 °C)}$

$T_2 = 225\text{ °F (107 °C)}$

Tabla 12 (Kern, 1978): $R_d = 0,00023\text{ °C m}^2/W$

P (trabajo) = 10 ata

Fluido frío:

Destilado 35^o API

$w = ?$

$t_1 = 100\text{ °F (38 °C)}$

$t_2 = 200\text{ °F (93 °C)}$

Tabla 12 (Kern, 1978) $R_{d_d} = 0,00023\text{ °C m}^2/W$

P (trabajo) = 10 ata

$$R_{d_{req}} = R_{d_k} + R_{d_d} = 0,00046 \text{ } ^\circ\text{C m}^2/\text{W}$$

$$Q = W C_p (T_1 - T_2)$$

Figura 4 Kern

$$C_{p_k} = 0,612 \cdot 4190$$

$$= 2560 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_m = \frac{204 + 107}{2} = 155^\circ\text{C} (312^\circ\text{F})$$

$$Q = 7,56 \cdot 2560 (204 - 107) = 1883175 \text{ W}$$

$$(\Delta t)_{verd.} = Ft(MLDT)$$

Cálculo del área aproximada:

FC		FF	dif.	
204	Mayor	93	111	(Δt_2)
107	Menor	38	69	(Δt_1)

$$MLDT = \frac{111 - 69}{\ln \frac{111}{69}} = 89^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{204 - 107}{93 - 38} = 1,75$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{93 - 38}{204 - 38} = 0,33$$

$$Ft(\text{Fig. 18 Kern}) = 0,875 \quad (1 - 2)$$

$$(\Delta t)_{verd.} = 89 \cdot 0,875 = 78^\circ\text{C}$$

$$N_s = 1 \quad R = 1,75 \quad \left(\text{para } N_s = 2yR = 1,75 \quad N_s^{cál.} = 1,56 \right)$$

$$P = \frac{1 - (1,75)}{1 - (1,75)^2} = \frac{-0,75}{-2,06} = 0,36$$

$$N_s = \frac{\ln \left(\frac{1-P}{1-RP} \right)}{\ln R} = \frac{\ln \left(\frac{1-0,36}{1-1,75 \cdot 0,36} \right)}{\ln 1,75} = 0,989 \approx 1,0$$

$$G = \frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1} = \frac{107 - 93}{204 - 38} = \frac{14}{166} = 0,0844 \quad (\text{no hay cruce})$$

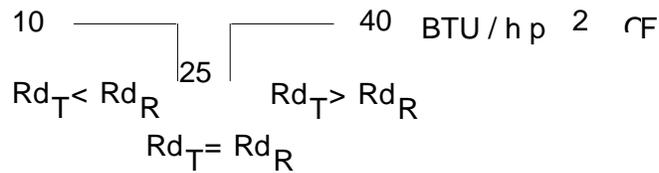
Selección de U_D (tabla 8, Kern, 1978):

$$\mu_k = 0,32 \text{ cp} \quad \mu_d = 2,2 \text{ cp} \quad \Rightarrow \text{Fig. 14, p. 926}$$

F.C. → sustancia orgánica ligera (keroseno)

F.F. → sustancia orgánica pesada (destilado)

Rango U_D :



$$Rd_T = 0,00053 \text{ } ^\circ\text{C m}^2/\text{W}$$

$$Rd_R = 0,00046 \text{ } ^\circ\text{C m}^2/\text{W}$$

$$Rd_T > Rd_R$$

Debe relacionarse $U_D = 60 \text{ BTU/h p}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ ($339,6 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

$$A_{\text{aprox}} = \frac{1883 \cdot 175}{339,6 \cdot 78} = 71,05 \text{ m}^2$$

$$A > 15 \text{ m}^2$$

Rd moderadamente sucio (ambos)

P (trabajo) < 70 ata.

Según el diagrama el equipo puede contar con un tubo y una concha de cabezal flotante (facilita la limpieza por ambos lados y las bajas presiones):

- Selección del fluido interior:
 - Corrosividad: (iguales) tubos de cobre (ver tabla 7.5, p. 355, del libro *Heat Exchanger Design* de Arthur P. Fraas y Necati Ozisik). No. 78 (nafta): bueno.
 - Incrustaciones: (ambos iguales Rd).
 - Área de flujo: De forma general el área de flujo de los tubos es menor que el área de flujo de la concha, sobre todo en equipos de 1-2 o más pares en los tubos.

Entonces:

- Keroseno (tubos) menor masa.
- Destilado (concha) mayor masa.

Así se provee que la ΔP_s no exceda el valor permisible, además, según la norma TEMA:

- El más viscoso (destilado) debe estar en la concha (mayor turbulencia).
- El de mayor temperatura (keroseno) debe ir por los tubos (materiales de construcción).

Selección de los tubos

Como el keroseno tiene un R_d relativamente moderado se pueden usar según la norma TEMA tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, además las presiones son bajas (< 70 ata), entonces:

$\frac{3}{4}$ " DE 18 BW 6 (calibre ≈ 14 BWG).

Longitud normal (estándar): 4,88 m (14 pies).

Cálculo de N_t aproximado.

Área de transferencia de calor de un tubo: ver tabla 10 (Kern, 1978).

Se usará Pt (paso cuadrado) de 1" (25,4 mm) para evitar que la ΔP_s se exceda, como una primera aproximación.

Según tabla 9 (Kern, 1978) el valor más próximo es:

$N_t = 246$ tubos

DI = 21 $\frac{1}{4}$ $n = 4$ Equipo (1-4)

Selección de la temperatura de evaluación:

$$(A) \left\{ \begin{array}{ll} \mu_k = 0.32 \text{ cp} & \text{Rango} = 97^\circ\text{C} (42^\circ\text{API}) \\ \mu_d = 2.2 \text{ cp} & \text{Rango} = 55^\circ\text{C} (35^\circ\text{API}) \end{array} \right.$$

Rango $> 38^\circ\text{C}$ $t_{eval} = T. \text{ calórica}$

$$T_e = T_2 + F_c (T_1 - T_2)$$

$$T_c = T_1 + F_c (T_2 - T_1)$$

$$F_c = \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}, K_c \right)$$

Ver F_c y K_c en figura 17 (Kern, 1978).

K_c se determina para el fluido de mayor viscosidad μ (controlante).

$$K_c (\text{destilado}) \quad \text{Rango} = 200 - 100 = 100^\circ\text{F}$$
$$35^\circ\text{API}: K_c = 0,24$$

$$\text{Para } K_c = 0,24 \text{ y } \frac{69}{111} = 0,63$$

$$F_c = 0,48 \text{ (fracción calórica)}$$

$$T_c = 107 + 0,48 (204 - 107) = 153^\circ\text{C}$$

$$T_c = 38 + 0,48 (93 - 38) = 64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Comparar con las medias aritméticas:

$$T_m = 155 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_m = 65,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Analizar los valores en el área:

Rechequeo:

Velocidad en los tubos (keroseno):

$$a_t = a_t^1 \frac{Mt}{n} \quad a_t^1 = 0,334 \text{ pu l g}^2 \text{ (tabla 10)}$$

$$d_o = 3/6'' (\approx 19 \text{ mm}) \quad d_i = 0,652'' (0,0165 \text{ m})$$

$$a_t = \frac{0,334(246)}{4(144)} = 0,1436 p^2 = 0,013 m^2 / \text{pase}$$

$$Wk = \frac{7,56}{710 \cdot 0,13} = 0,83 m / s \quad \rho = 0,71 \cdot 1000 = 710 \frac{kg}{m^3} \quad (\text{Fig. 6, Kern, 1965})$$

Velocidad para la concha (destilado):

$$a_s = \frac{DI \cdot C^1 \cdot B}{Pt} \quad \begin{array}{l} DI = 21,25'' \\ Pt = 1 \\ C^1 = 1 - 0,75 = 0,25'' \\ (C^1 = Pt - d_o) \end{array}$$

$$a_s = \frac{21,25 \cdot 0,25 \cdot 16,6}{144 \cdot 1} = 0,62 p^2 = 0,056 m^2 / \text{cruce}$$

$$w_d = \frac{Md}{\rho \cdot a_s} \quad \rho = 0,818 \cdot 1000 = 818 \text{ kg} / m^3 \quad (\text{Fig. 6, Kern, 1965})$$

Balace térmico para calcular la Md:

$$Md = \frac{Q}{cp_d(t_2 - t_1)} \quad cp_d = 2095 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \quad (\text{Fig. 4, Kern, 1965})$$

$$\text{Para } B = DI \quad wd = \frac{16,34}{818(0,07)} = 0,28 m / s$$

$$Md = \frac{1883175}{2095(93 - 38)} = 16,34 k_g / s$$

$$wd = \frac{16,34}{818 \cdot 0,056} = 0,36 m / s$$

1. Si $B = 1/3 DI$

$$a_s = 0,26 p^2/\text{cruce}$$

2. Si $B = 1/2 DI$

$$a_s = 0,036 m^2/\text{cruce}$$

De 2, $w_d = 0,55 \text{ m/s}$ ($> 0,5 \text{ m/s}$).

De 1, $w_d = 0,83 \text{ m/s}$ (velocidades altas producen vibración).

Cálculo del coeficiente pelicular en tubos (keroseno):

$$T_c = 153^\circ\text{C} (308^\circ\text{F})$$

$$C_p = 2520 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \dots (\text{fig. 4})$$

$$K = 0,1314 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \dots (\text{fig. 1})$$

$$\mu = 0,32 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s} \dots (\text{fig. 14})$$

} Kern

$$Re_t = \frac{0,0165 \cdot 0,83 \cdot 710}{0,32 \cdot 10^{-3}} = 30 \cdot 10^3 \quad (3 \cdot 10^4)$$

$$Re > 10^4 \quad L/D = \frac{4,88}{0,019} = 250 > 50 \quad El = 1$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} = \frac{2520 \cdot 0,32 \cdot 10^{-3}}{0,1316} = 6,14$$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad El$$

$$\text{Keroseno: Para líquidos que se enfrían} \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0,25} = 0,93$$

$$\text{Destilado: Para líquidos que se calientan y gases} \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0,25} = 1,0$$

$$Nu = 0,021(30 \cdot 10^3)^{0,8} (6,14)^{0,43} (0,93) (1,0)$$

$$Nu = 0,021(3816,7)(2,18)(0,93)(1,0)$$

$$Nu = 162,5 = \frac{h_i d_i}{k}$$

$$\frac{Nu k}{d_i} = h_i = \frac{162,5 \cdot 0,1314}{0,0165} = 1294 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{io} = 1294 \cdot \frac{0,0165}{0,019} = 1123,8 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del coeficiente de la película en la concha (destilado):

$$A \quad t_c = 0^\circ\text{C} \quad (148 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$C_p = 2095 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Pr} = \frac{2095 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3}}{0,133} = 34$$

$$\mu = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$K = 0,133 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$D_e = 0,95^{11} = 0,024 \text{ m}$$

{ Figura 28 Kern
Ec 7-4 pag. 173 Kern

Para flujo cruzado $\varphi = 90^\circ$ y el paso cuadrado:

$$\text{Re} = \frac{818 \cdot 0,24 \cdot 0,36}{2,2 \cdot 10^{-3}} = 3120 \quad \text{Re} > 10^3$$

$$\text{Nu} = 0,22 \text{Re}^{0,65} (\text{Pr})^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_p} \right)^{0,25} \quad \varepsilon\varphi = 1(90^\circ)$$

$$\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_p} \right)^{0,25} = 1 \text{ líquido que se calienta}$$

$$\text{Nu} = 0,22(3120)^{0,65} (34,6)^{0,36} (1)(1)$$

$$\text{Nu} = 0,22(190,3)(3,58)(1)(1)$$

$$\text{Nu} = 147$$

$$h_o = \frac{147 \cdot 0,133}{0,024} = 814 \quad \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de U_c :

$$U_c = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1123,8 \cdot 814}{1123,8 + 814} = 472,6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Cálculo de U_o :

$$U_o = \frac{Q}{A(\Delta t)_{\text{red}}}$$

$$A = H \cdot d_o \cdot L \cdot Mt = 3,14 \cdot 0,019 \cdot 4,88 \cdot 246 = 71,8 \text{ m}^2$$

$$U_o = \frac{1883175}{71,8 \cdot 78} = 336 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R_{dcalc} = \frac{U_c - V_o}{U_c \cdot V_o}$$

$$R_{dcalc} = \frac{472,6 - 336}{472,6 \cdot 336} = 8,6 \cdot 10^{-4}$$

$$R_{dcalc} = 0,00086^{\circ} C m^2 / W$$

$$R_{dreq} = 0,00046^{\circ} C m^2 / W$$

$$\% \text{ exceso} = \frac{86 - 46}{46} \cdot 100 = 88\%$$

Caída de presión:

a) Tubos:

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_l$$

$$\Delta P_f = \delta \frac{n \cdot l}{di} \cdot \frac{\rho w^2}{2} ; \rho_a$$

$$\Delta P_l = \sum \frac{\rho w^2}{2} ; \rho_a$$

$$f = 64/Re \text{ laminar} \quad f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \text{ turbulento}$$

$$Re = 3,6 \cdot 10^4 \quad f = \frac{0,316}{(36 \cdot 10^3)^{0,25}} = 0,024$$

$$\Delta P_t = 0,024 \frac{4,88 \cdot 4}{0,0165} \cdot \frac{700(1,00)^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 9940 Pa$$

En Pavlov (1981: 31), vea los siguientes datos:

- Entrada y salida de cabezales = $1,5 \cdot 2 = 3$.
- Entrada y salida de tubos = $1 \cdot 8 = 8$.
- Giros de 180° entre pases = $2,5 \cdot 3 = 7,5$.

$$\Delta P_l = 18,5 \frac{700(1,00)^2}{2} = 6480 Pa$$

$$\Delta P_t = 9940 + 6480 = 16430 Pa$$

$\approx 24,2\%$ de lo permisible (ok)

Otros cálculos:

Para B = DI = 21,25"

$$a_s = \frac{21,25 \cdot 0,25 \cdot 20}{144} = 0,37 p^2 = 0,66 m^2 / cruce$$

$$Wd = \frac{16,34}{818 \cdot 0,066} = 0,36 m/s$$

$$Ke = \frac{818 \cdot 0,024 \cdot 0,36}{2,2 \cdot 10^{-3}} = 2677 \quad Re > 10^3$$

$$Nu = 0,22(2677)^{0,65} (3,58)$$

$$Nu = 133$$

$$W_o = \frac{133 \cdot 0,133}{0,024} = 737 W/m^2 \text{ } ^\circ C$$

$$Uc = \frac{1123,8 \cdot 737}{1123,8 + 732} = 445 W/m^2 \text{ } ^\circ C$$

$$R_{calc} = \frac{445 - 336}{445 \cdot 336} = 0,00073 \text{ } m^2 \text{ } ^\circ C/W$$

$$\% Exc = \frac{73 - 46}{46} \cdot 100 = 59 \%$$

No podemos eliminar los deflectores, pues se ha colocado el fluido más viscoso por la concha producto de la turbulencia que producen los mismos; si los suprimimos esto no se garantiza.

Se debe proceder a disminuir el Nt mínimo de tubos en la tabla 9 (Kern, 1978), manteniendo el número mínimo de pases en los mismos.

Escogeremos el más próximo por defecto, pero manteniendo el valor de DI, entonces quedará:

$$DI = 21,25'' \quad n = 204 (1-4)$$

$$A = 3,14 \cdot 0,019 \cdot 204 \cdot 4,88 = 59,5 m^2$$

$$y \quad Ud = \frac{1883 \cdot 175}{59,5 \cdot 78} = 405 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$a_t = \frac{0,336(204)}{4(144)} = 0,118 \text{ p}^2 / \text{pase} = 0,0106 \text{ m}^2 / \text{pase}$$

$$Wk = \frac{7,56}{710 \cdot 0,0106} = 1,0 \text{ m/s} / \text{pase}$$

$$\text{Re}_t = \frac{0,0165 \cdot 1 \cdot 700}{0,32 \cdot 10^{-3}} = 36 \cdot 10^3$$

$$\text{Nu} = 0,021(36 \cdot 10^3)^{0,8} (2,18)(0,93)$$

$$\text{Nu} = 188 \quad h_i = \frac{188(0,1314)}{0,0165} = 1497 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{i_o} = 1497 \left(\frac{0,0165}{0,019} \right) = 1300 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para la concha y $B = \frac{3}{4}$ (DI):

$$h_o = 814 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U_c = \frac{1300 \cdot 814}{1300 + 814} = 495 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Rd}_{calc} = \frac{495 - 405}{495 \cdot 405} = 0,00045 \text{ } ^\circ\text{C m}^2 / \text{W}$$

$$\% \text{ } A_{exc} = \frac{4,5 - 4,6}{4,6} \cdot 100 = -2,3 \%$$

Como en la concha pueden colocarse 246 tubos totales se pueden disminuir 28 más, es decir, 7 tubos/pase, entonces $N_t = 218$ tubos.

a) Concha:

$B = \frac{3}{4}$ (DI)

$$N = \frac{L}{B} = \frac{16 \cdot 12}{16,6} = 12 \text{ tabiques}$$

$$\Delta Pl = \sum \zeta \rho \frac{\omega^2}{2}$$

- Entrada y salida de la concha: $1,5 \cdot 2 = 3$.
- Giros de 180° en tabiques: $1,5 \cdot 12 = 18$.
- Cruces a $90^\circ = 242$.

$$\zeta_{90^\circ} = [6 + 9(8)] \left(\frac{0,0254}{0,024} \right)^{-0,23} (3120)^{-0,26} = 20,16$$

$$\zeta_{90^\circ} = 20 \cdot 16 \cdot 13 = 202$$

$$\sum \zeta = 269$$

$$\Delta Pl = 269 \cdot \frac{818(0,36)^2}{2} = 14280 Pa$$

Por ciento permisible = 21 %.

$$A = 63,5 \text{ m}^2, U_D = 380 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El efecto en el área de flujo/pase es despreciable, pues:

$$a_t = 0,0106 \text{ m}^2/\text{pase}$$

$$a'_t = 0,0110 \text{ m}^2/\text{pase} \quad \text{aumenta } \approx 2 \%$$

$$w_t \text{ disminuido} = 0,98 \text{ m/s}$$

$$U_C = 495 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R_{dcalc} = \frac{495 - 380}{495 \cdot 380} = 0,0061 \text{ } ^\circ\text{Cm}^2 / \text{W}$$

$$\% A_{exc} = \frac{61 - 46}{46} \cdot 100 = 32\%$$

Entonces:

(1-4) cabezal flotante.

Nt = 216 tubos (cobre).

DI = 21 1/6" (acero comercial).

$$H_{i0} = 1300 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad W = 1 \text{ m/s}$$

$$H_o = 814 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad W = 0,36 \text{ m/s}$$

$$\Delta Pt = 16430 \text{ Pa (24 \%)}.$$

$$\Delta Pc = 14280 \text{ Pa (21 \%)}.$$

$$\text{Por ciento de exc.} = 17,6 \%, R_{d_{sig}} = 0,00054 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Diagrama lógico para la selección de los intercambiadores de calor normados

Se partirá de las siguientes consideraciones:

Superficie pequeña < 15 m².

R_{di} o R_{do} bajo < 0,00017 °C m²/W (limpio).

Presiones altas > 70 kg/cm² abs.

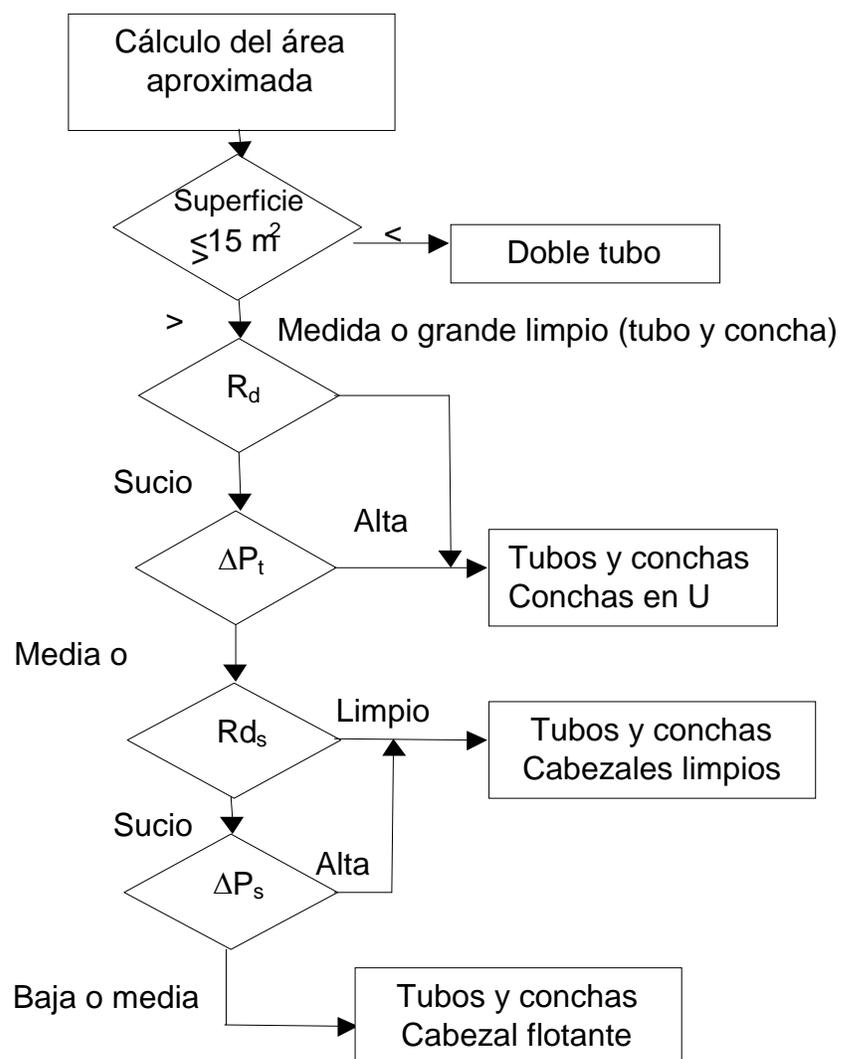


Figura 1.10 Diagrama para la selección de intercambiadores de calor de tubos y concha

En las tablas 1.6 a la 1.13 se muestra el conteo de tubos para intercambiadores de calor de tubos y concha.

Tabla 1.6 $\frac{5}{8}$ pulgadas de tubos de $\frac{13}{16}$ pulgadas. Paso cuadrado

Concha DI pulg.	TEMA P o S				TEMA U		
	Número de pases				Número de pases		
	1	2	4	6	2	4	6
8	55	48	34	24	52	40	32
10	88	78	62	56	90	80	74
12	140	138	112	100	140	128	108
13 $\frac{1}{4}$	178	172	146	136	180	164	148
15 $\frac{1}{4}$	245	232	208	192	246	232	216
17 $\frac{1}{4}$	320	308	274	260	330	312	292
19 $\frac{1}{4}$	405	392	352	336	420	388	368
21 $\frac{1}{4}$	502	484	442	424	510	488	460
23 $\frac{1}{4}$	610	584	536	508	626	596	562
25	700	676	618	600	728	692	644
27	843	812	742	716	856	816	780
29	970	942	868	840	998	956	920
31	1 127	1 096	1 014	984	1 148	1 108	1 060
33	1 288	1 250	1 172	1 148	1 318	1 268	1 222
35	1 479	1 438	1 330	1 308	1 492	1 436	1 388
37	1 647	1 604	1 520	1 480	1 684	1 620	1 568
39	1 840	1 794	1 700	1 665	1 882	1 816	1 754
42	2 157	2 112	2 004	1 968	2 196	2 136	2 068
45	2 511	2 458	2 326	2 288	2 530	2 464	2 402
48	2 865	2 808	2 686	2 656	2 908	2 832	2 764
54	3 656	3 600	3 462	3 404	3 712	3 624	3 556
60	4 538	4 472	4 310	4 256	4 608	4 508	4 426

Tabla 1.7 ¾ pulgadas de tubos de 13/16 pulgadas. Paso triangular.

Concha DI pulg.	TEMA L o M				TEMA P o S				TEMA U		
	Número de pases				Número de pases				Número de pases		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24
10	85	72	52	50	60	62	52	44	64	52	52
12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78
13 ¼	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108
15 ¼	204	192	166	188	183	168	146	136	180	160	148
17 ¼	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204
19 ¼	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262
21 ¼	417	398	364	348	372	356	324	316	370	352	334
23 ¼	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408
25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474
27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570
29	785	762	704	688	729	708	850	624	736	696	668
31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780
33	1 035	1 002	944	920	962	934	848	840	978	928	904
35	1 164	1 132	1 062	1 036	1 090	1 064	990	972	1 100	1 060	1 008
37	1 304	1 270	1 200	1 168	1 233	1 196	1 132	1 100	1 238	1 200	1 152
39	1 460	1 422	1 338	1 320	1 365	1 346	1 266	1 244	1 390	1 336	1 290
42	1 703	1 664	1 578	1 552	1 611	1 580	1 498	1 464	1 632	1 568	1 524
45	1 960	1 918	1 830	1 800	1 875	1 834	1 736	1 708	1 882	1 820	1 770
48	2 242	2 196	2 106	2 060	2 132	2 100	1 998	1 964	2 152	2 092	2 044
54	2 861	2 804	2 682	2 660	2 730	2 684	2 574	2 536	2 748	2 680	2 628
60	3 527	3 476	3 360	3 300	3 395	3 346	3 228	3 196	3 420	3 340	3 286
66	4 292	4 228	4 088	4 044							
72	5 116	5 044	4 902	4 868							
78	6 034	5 964	5 786	5 740							
84	7 005	6 934	6 766	6 680							
90	8 093	7 998	7 832	7 708							
96	9 203	9 114	8 896	8 844							
108	11 696	11 618	11 336	11 268							
120	14 459	14 378	14 080	13 984							

Tabla 1.8 ¾ pulgadas. D_o tubos de 1 pulgada. Paso cuadrado.

Concha DI pulg.	TEMA P o S				TEMA U		
	Número de pases				Número de pases		
	1	2	4	6	2	4	6
8	28	26	16	12	28	24	12
10	52	48	44	24	52	44	32
12	80	76	66	56	78	72	70
13 ¼	104	90	70	80	96	92	90
15 ¼	136	128	128	114	136	132	120
17 ¼	181	174	154	160	176	176	160
19 ¼	222	220	204	198	224	224	224
21 ¼	289	272	262	260	284	280	274
23 ¼	345	332	310	308	348	336	328
25	398	386	366	344	408	392	378
27	477	456	432	424	480	468	460
29	554	532	510	496	562	548	530
31	637	624	588	576	648	636	620
33	730	712	682	668	748	728	718
35	828	812	780	760	848	820	816
37	937	918	882	872	952	932	918
39	1 048	1 028	996	972	1 056	1 044	1 020
42	1 224	1 200	1 170	1 140	1 244	1 224	1 212
45	1 421	1 394	1 350	1 336	1 436	1 408	1 398
48	1 628	1 598	1 548	1 536	1 640	1 628	1 602
54	2 096	2 048	2 010	1 992	2 108	2 084	2 068
60	2 585	2 552	2 512	2 476	2 614	2 584	2 558

Tabla 1.9 ¾ pulgadas D_o tubos de una pulgada. Paso triangular.

Concha DI pulg.	TEMA L o M				TEMA P o S				TEMA U		
	Número de pases				Número de pases				Número de pases		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	42	40	26	24	31	26	16	12	32	24	24
10	73	66	52	44	56	48	42	40	52	48	40
12	109	102	88	80	88	78	62	68	84	76	74
13 ¼	136	128	112	102	121	106	94	88	110	100	98
15 ¼	183	172	146	148	159	148	132	132	152	140	136
17 ½	237	228	208	192	208	198	182	180	206	188	182
19 ¼	295	282	258	248	258	250	228	220	266	248	234
21 ¼	361	346	318	320	320	314	290	276	330	316	296
23 ¼	438	416	382	372	400	384	352	336	400	384	356
25	507	486	448	440	450	442	400	392	472	440	424
27	592	574	536	516	543	530	488	468	554	528	502
29	692	668	632	604	645	618	574	556	648	616	588
31	796	774	732	708	741	716	666	648	744	716	688
33	909	886	836	812	843	826	760	740	852	816	788
35	1 023	1 002	942	920	950	930	878	856	974	932	908
37	1 155	1 124	1 058	1 032	1 070	1 052	992	968	1 092	1 056	1 008
39	1 277	1 254	1 194	1 164	1 209	1 184	1 122	1 096	1 224	1 180	1 146
42	1 503	1 466	1 404	1 372	1 409	1 378	1 314	1 296	1 434	1 388	1 350
45	1 726	1 690	1 622	1 588	1 635	1 608	1 536	1 504	1 652	1 604	1 560
48	1 964	1 936	1 870	1 828	1 887	1 842	1 768	1 740	1 894	1 844	1 794
54	2 519	2 460	2 380	2 352	2 399	2 366	2 270	2 244	2 426	2 368	2 326
60	3 095	3 058	2 954	2 928	2 981	2 940	2 832	2 800	3 006	2 944	2 884
66	3 769	3 722	3 618	3 576							
72	4 502	4 448	4 324	4 280							
78	5 309	5 252	5 126	5 068							
84	6 162	6 108	5 964	5 900							
90	7 103	7 040	6 898	6 800							
96	8 093	8 026	7 848	7 796							
108	10 260	10 206	9 992	9 940							
120	12 731	12 648	12 450	12 336							

Tabla 1.10 Una pulgada. D_o tubos de 1 ¼ Paso cuadrado.

Concha DI pulg.	TEMA P o S				TEMA U		
	Número de pases				Número de pases		
	1	2	4	6	2	4	6
8	17	12	8	12	14	8	6
10	30	30	16	18	30	24	12
12	52	48	42	24	44	40	32
13 ¼	61	56	52	50	60	48	44
15 ¼	85	78	62	64	80	72	74
17 ¼	108	108	104	96	104	100	100
19 ¼	144	136	130	114	132	132	120
21 ¼	173	166	154	156	172	168	148
23 ¼	217	206	194	192	212	204	198
25	252	240	230	212	244	240	230
27	296	280	270	260	290	284	274
29	345	336	310	314	340	336	328
31	402	390	366	368	400	384	372
33	461	452	432	420	456	444	440
35	520	514	494	484	518	504	502
37	588	572	562	548	584	576	566
39	661	640	624	620	664	644	640
42	776	756	738	724	764	748	750
45	900	882	862	844	902	880	862
48	1 029	1 016	984	972	1 028	1 008	1 004
54	1 310	1 296	1 268	1 256	1 320	1 296	1 284
60	1 641	1 624	1 596	1 576	1 634	1 616	1 614

Tabla 1.11 Una pulgada. D_o tubos de 1 ¼ pulgadas. Paso triangular.

Concha DI pulg.	TEMA L o M				TEMA P o S				TEMA U		
	Número de pases				Número de pases				Número de pases		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	27	26	8	12	18	14	8	12	14	12	6
10	42	40	34	24	33	28	16	18	28	24	24
12	64	66	52	44	51	48	42	44	52	40	40
13 ¼	81	74	62	56	73	68	52	44	64	56	52
15 ¼	106	106	88	92	93	90	78	76	90	80	78
17 ¼	147	134	124	114	126	122	112	102	122	112	102
19 ¼	183	176	150	152	159	152	132	136	152	140	136
21 ¼	226	220	204	186	202	192	182	172	196	180	176
23 ¼	268	262	236	228	249	238	216	212	242	224	216
25	316	302	274	272	291	278	250	240	286	264	246
27	375	360	336	324	345	330	298	288	340	320	300
29	430	416	390	380	400	388	356	348	400	380	352
31	495	482	452	448	459	450	414	400	456	436	414
33	579	554	520	504	526	514	484	464	526	504	486
35	645	622	586	576	596	584	548	536	596	572	548
37	729	712	662	648	672	668	626	608	668	636	614
39	808	792	744	732	756	736	704	692	748	728	700
42	947	918	874	868	890	878	834	808	890	856	830
45	1 095	1 068	1 022	1 000	1 035	1 008	966	948	1 028	992	972
48	1 241	1 220	1 176	1 148	1 181	1 162	1 118	1 092	1 180	1 136	1 100
54	1 577	1 572	1 510	1 480	1 520	1 492	1 436	1 416	1 508	1 468	1 442
60	1 964	1 940	1 862	1 832	1 884	1 858	1 800	1 764	1 886	1 840	1 794
66	2 390	2 362	2 282	2 260							
72	2 861	2 828	2 746	2 708							
78	3 368	3 324	3 236	3 216							
84	3 920	3 882	3 784	3 736							
90	4 499	4 456	4 370	4 328							
96	5 144	5 104	4 986	4 936							
108	6 546	6 494	6 360	6 300							
120	8 117	8 038	7 870	7 812							

Tabla 1.12 1 ¼ pulgadas. D_o tubos de 1 9/16. Paso cuadrado.

Concha DI pulg.	TEMA P o S				TEMA U		
	Número de pases				Número de pases		
	1	2	4	6	2	4	6
8	12	12	4	0	4	4	6
10	21	12	8	12	12	8	12
12	29	28	16	18	26	20	12
13¼	38	34	34	24	36	28	15
15¼	52	48	44	48	44	44	32
17¼	70	66	56	50	60	60	56
19¼	85	84	70	80	82	76	79
21¼	108	108	100	96	100	100	100
23¼	136	128	128	114	128	120	120
25	154	154	142	136	154	148	130
27	184	180	158	172	176	172	160
29	217	212	204	196	212	204	198
31	252	248	234	236	242	240	234
33	289	276	270	264	280	280	274
35	329	316	310	304	324	312	308
37	372	368	354	340	358	352	350
39	420	402	402	392	408	400	392
42	485	476	468	464	480	476	464
45	565	554	548	544	558	548	550
48	653	636	628	620	644	628	632
54	837	820	812	804	824	808	808
60	1 036	1 028	1 012	1 008	1 028	1 016	1 008

Tabla 1.13 1 ¼ pulgadas. Tubos de 1 9/16 pulgadas. Paso triangular.

Concha DI pulg.	TEMA L o M				TEMA P o S				TEMA U		
	Número de pases				Número de pases				Número de pases		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	15	10	8	12	13	10	4	0	6	4	6
10	27	22	16	12	18	20	8	12	14	12	12
12	38	36	26	24	33	26	26	18	28	20	18
13 ¼	55	44	42	40	38	44	34	24	34	28	30
15 ¼	66	64	52	50	57	58	48	44	52	48	40
17 ¼	86	82	78	68	81	72	62	68	72	68	84
19 ¼	117	106	96	96	100	94	86	80	90	84	78
21 ¼	136	134	124	108	126	120	116	102	118	112	102
23 ¼	170	164	146	148	159	146	132	132	148	132	120
25	196	186	166	168	183	172	150	148	172	160	152
27	237	228	208	192	208	206	190	180	200	188	180
29	268	266	242	236	249	236	224	220	242	228	216
31	312	304	284	276	291	282	262	256	282	284	250
33	357	346	322	324	333	326	298	296	326	308	292
35	417	396	372	364	372	368	344	336	362	344	336
37	446	446	422	408	425	412	394	384	416	396	384
39	506	490	472	464	478	468	442	432	472	444	428
42	592	584	552	544	558	546	520	512	554	524	510
45	680	676	646	632	646	634	606	596	636	624	592
48	786	774	736	732	748	732	704	696	736	708	692
54	1 003	980	952	928	962	952	912	892	946	916	890
60	1 237	1 228	1 186	1 152	1 194	1 182	1 144	1 116	1 176	1 148	1 116
66	1 520	1 496	1 448	1 424							
72	1 814	1 786	1 736	1 724							
78	2 141	2 116	2 068	2 044							
84	2 507	2 470	2 392	2 372							
90	2 861	2 840	2 784	2 744							
96	3 275	3 246	3 158	3 156							
108	4 172	4 136	4 046	4 020							
120	5 184	5 128	5 338	5 000							

1.7 Transferencia de calor en tanques agitados

1.7.1 Introducción

La transferencia de calor en recipientes agitados depende del tipo de agitador y de la camisa o serpentines instalados. Un agitador se selecciona sobre la base de la sustancia de trabajo y el procesamiento requerido.

En general, la transferencia de calor ocurre como parte de una operación de procesamiento, tales como: la separación o disolución de sólidos, la dispersión de un gas en un líquido, la emulsificación de líquidos inmiscibles, o la regulación de reacciones químicas. El tipo, dimensión, ubicación y velocidad de un agitador se establecerán normalmente por medio de un requerimiento de mezclado. En la mayoría de los casos el agitador y la potencia que este requiere se determinan antes de que sean considerados los aspectos de transferencia de calor.

Cuando el proceso está controlado por la transferencia de calor, variables como la diferencia media de temperatura logarítmica y el área de transferencia predominarán normalmente sobre las variables de agitación.

El mezclado puede afectar solamente la resistencia de la película interior. Esta es una de las resistencias que determinan el coeficiente total de transferencia de calor.

El reactor del tipo tanque agitado es exactamente lo que indica su nombre: un tanque en el que se introducen los reactantes, del cual se extraen los productos y que debe agitarse para mantener su contenido tan uniforme como sea posible. Se puede equipar también con un serpentín de intercambio de calor o con una camisa de calefacción o refrigeración.

Sus virtudes son su simplicidad de construcción y facilidad de control de temperatura, ya que se entiende que la agitación destruye cualquier falta de uniformidad, como por ejemplo, puntos «calientes». Se utiliza mucho en la industria química orgánica para un amplio intervalo de reacciones. Puesto que el mezclado hace que la composición de todo el reactor sea la misma que la del producto, la velocidad de reacción es baja comparada con la velocidad media de reacción en un reactor no mezclado. Esto implica la posibilidad de que un reactor del tipo tanque agitado deba ser grande para lograr la conversión requerida, pero la simplicidad de su construcción hace que este inconveniente no sea demasiado serio.

Semicontínuos

Este caso consiste en cargar parcialmente el reactor y controlar el curso de la reacción mediante la adición de la parte remanente de la carga.

Discontinuos

El reactor discontinuo siempre trabaja en condiciones no estacionarias.

En la parte dedicada a «Transmisión de calor en tanques agitados» se centran en reproducir la ecuación planteada en la literatura para el calentamiento o enfriamiento de líquidos en un tanque cilíndrico equipado con un solo serpentín. Del mismo modo, incluyen la ecuación para el calentamiento o enfriamiento de líquidos en un tanque cilíndrico encamisado. Estas ecuaciones se limitan a calcular el coeficiente de transferencia de calor de la superficie de calefacción hacia el líquido, y no son aplicables a situaciones distintas de las planteadas .

Kasatkin en la parte dedicada a «Dispositivos de intercambio térmico en aparatos de reacción» hace referencia a los elementos más usados en la industria química para el intercambio de calor en aparatos de reacción, principalmente aquellos en los cuales la superficie de intercambio térmico la forman las paredes del propio aparato. Entre estos se incluyen las camisas, embridadas o fijas mediante soldaduras a la pared exterior del aparato.

La gran dificultad de estas soluciones es que el área de transferencia de calor se limita por el área de las paredes y el fondo del reactor, cuyas dimensiones por lo general no exceden de 10 m².

Se hace referencia a los serpentines sumergidos en el líquido, aunque no los conciben como solución de intercambio de calor para los aparatos de reacción.

En ningún caso se plantean ecuaciones específicas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, ni métodos de cálculo y diseño de los dispositivos de intercambio térmico.

Debido a ello, en este apartado se hará referencia a los diferentes elementos de intercambio térmico utilizados más comúnmente en los aparatos para reacción en fase líquida. La idea de selección de uno u otro tipo de dispositivo se hará teniendo en cuenta las ventajas y desventajas de cada solución constructiva de referencia. Finalmente, se

propondrá un método para el cálculo de la resistencia mecánica de aparatos enchaquetados.

Se hará referencia a los trabajos de Chilton, Orew y Jebins, donde se plantea una excelente correlación tanto para recipientes enchaquetados como para serpentines, ya sea para procesos en lote o en condiciones de régimen constante. Con estas relaciones pueden determinarse los coeficientes de transferencia individuales para cada fluido, y con ellos el coeficiente global. En este caso no se dan soluciones constructivas, ni se proponen métodos de cálculo y diseño de estos dispositivos.

Dulinin plantea métodos y relaciones dimensionales para el diseño de los dispositivos de intercambio de calor, común en los aparatos de reacción, pero son métodos muy generales y solo se refiere a la parte constructiva, sin el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor.

Holland enmarca su trabajo en la influencia de la agitación en la transferencia de calor.

Bondy y Lippa explican un grupo de procedimientos de fácil uso para el cálculo de la transferencia de calor en recipientes agitados en operaciones continuas y discontinuas. Estos procedimientos muestran cómo se establecen los coeficientes de transferencia de calor, las áreas específicas de transferencia de calor para chaquetas y serpentines, y determinan las pérdidas de calentamiento y ciclos de enfriamiento. Para plantear estos métodos de cálculo hacen referencia a ilustraciones gráficas de los dispositivos de intercambio térmico más utilizados. Este trabajo es muy importante por la gran cantidad de soluciones que aporta, aunque carecen de criterios para la selección de los dispositivos y elementos de agitación adecuada, así como el método para el diseño de los mismos.

Proceso de transferencia de calor por convección

Por *transferencia de calor por convección* se entiende al proceso de transferencia de calor que tiene lugar en virtud del movimiento de las macropartículas del líquido o gas en el espacio desde una región a otra de distinta temperatura.

La convección solo es posible en un medio fluido en el cual el transporte de calor está ligado al movimiento del propio fluido.

Se distinguen dos tipos de convección:

- Forzada: El movimiento de líquido o gas se debe al efecto de un agente externo al proceso (agitador).

- Natural o libre: El movimiento se debe a la diferencia de pesos específicos entre las partículas calientes y frías del fluido. En general la convección forzada se acompaña de la natural.

En la convección, el flujo de calor se dirige siempre hacia el lado de menor temperatura.

Procesos homogéneos

Por el número de fases involucradas las reacciones pueden ser homogéneas y heterogéneas. En este trabajo se tratará de reacciones homogéneas que es cuando las especies participantes y el catalizador (si lo hay) se encuentran en todo momento en una misma fase (líquida en este caso).

1.7.2 Reactor tipo tanque agitado

La forma más común de este tipo de reactor es la de un recipiente cilíndrico con una relación de longitud y diámetro entre uno y dos.

Estos reactores se utilizan solos o conectados en cascada, con un flujo continuo de fluido reaccionante de entrada y salida.

La cascada se puede conseguir acoplando unidades semejantes, cada una de las cuales se denomina como «una etapa». Esta forma de trabajo es muy utilizada por su flexibilidad. En ella es posible intercambiar calor o alimentar fluido fresco en cualquier punto sin mayores dificultades.

Una de las características más importantes en este tipo de reactor es la agitación. El modelo físico más simple que se puede proponer para caracterizar el fluido en un recipiente sometido por cualquier medio a una intensa agitación, es aquel en que se asume que las condiciones de mezcla son tales, que la temperatura, la composición y cualquier propiedad dentro del recipiente son uniformes.

Este modelo se conoce como «modelo de mezcla perfecta» aunque de hecho es un modelo de flujo ideal, representa condiciones a las que en realidad muchos reactores se aproximan.

Los reactores continuos con agitación se caracterizan por ser fáciles de limpiar, cualidad que resulta ventajosa en procesos que requieren limpieza periódica. Asimismo,

son fáciles de mantener a temperatura constante y son inadecuados para reacciones en fases gaseosas, se prefieren para reacciones lentas en fases líquidas.

La agitación en medio líquido se emplea ampliamente en la industria química para preparar emulsiones, suspensiones y obtener sistemas homogéneos, así como para intensificar los procesos químicos, térmicos y difusivos.

La agitación depende del objetivo que se quiera lograr y del estado de agregación de los materiales a mezclar.

La intensidad de la agitación se determina por el tiempo necesario para lograr el resultado tecnológico preestablecido o para el número de revoluciones del agitador.

La agitación mecánica es la que se obtiene introduciendo energía mecánica de una fuente exterior en el medio que se mezcla. Esta se efectúa mediante agitadores accionados directamente por el motor eléctrico, o mediante un reductor o una transmisión y retroceso. En este proceso se usará el método de accionador directo mediante el motor eléctrico y además los agitadores de turbina y hélice.

Agitadores de turbina: Son fijados por lo común en un árbol vertical. En los aparatos con agitación de turbina se originan principalmente flujos radiales.

Sin el funcionamiento de estos el número de revoluciones es elevado, puede surgir una corriente tangencial (circunferencial) en el aparato. En este caso se instala un tabique de reflexión.

Estos agitadores pueden ser cerrados o abiertos, los cerrados originan un flujo radial más evidente. Si la relación altura diámetro del aparato es grande se utilizan agitadores con múltiples filas.

Los agitadores de turbina se pueden emplear para mezclar líquidos cuya viscosidad varía durante la agitación. Estos agitadores se utilizan para preparar suspensiones, para efectuar reacciones químicas, absorción de gas, intensificar el intercambio de calor y mezclar grandes volúmenes.

En dependencia de los diámetros de aplicación, el diámetro de estos impulsores suele ser $d = (0,15-0,65)D$, donde D es el diámetro del aparato (reactor). El número de revoluciones oscila entre los límites de 2 a 5 por segundo mientras la velocidad circunferencial es de 3 a 8 m/s.

Agitadores de hélice: Se emplean para mezclar líquidos con viscosidades no mayores de $2 \cdot 10^3$ m Pa.s, así como para disolver y formar suspensiones, para la agitación rápida, para efectuar reacciones químicas en un medio líquido, para formar emulsiones con pequeña viscosidad y homogeneizar grandes volúmenes de líquido.

El diámetro del agitador $d = (0,2-0,5) D$; el paso de la hélice $S = (1-3) d$; la distancia desde el agitador hasta el fondo del aparato $h = (0,5-1,0) d$; la altura de nivel de líquido en el aparato $H = (0,8-1,2) D$; el número de revoluciones alcanza el valor de 40 por segundo, la velocidad rotacional 15 m/s.

Coeficiente total de transferencia de calor:

Se obtiene por:
$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{cal}} + \sum r_{par} + \frac{1}{h_{fr}}}$$

Donde: h_{cal} y h_{fr} son los coeficientes de emisión calorífica (de transferencia de calor) para el agente portador de calor caliente y frío $W/m^2 K$.

$\sum r_{par}$: La suma de las resistencias térmicas de todas las capas que integran la pared, incluyendo las capas de impureza $m^2 K/W$.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{cal}} + \sum r_{par} + \frac{1}{h_{fr}}}$$

Los coeficientes de emisión calorífica se determinan en función de los números adimensionales tales como: Reynolds (Re), Nusselt (Nu), Prandtl (Pr).

Movimiento forzado:

$$Re = \frac{Wd\rho}{\mu}$$

Donde:

μ : coeficiente dinámico de viscosidad del agua a una temperatura dada (Pa.s).

ρ : densidad del agua a una temperatura dada (kg/m^3).

d : diámetro interior (m).

W : velocidad (m/s).

Si la corriente es turbulenta:

$Re > 10\ 000$ el número de Nusselt (Nu)

$$Nu = 0,021 E_1, Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{par}} \right)^{0,25}$$

E_1 : Coeficiente de corrección E_t que tiene en cuenta la influencia que la relación de longitud (L) y el diámetro (d) ejercen sobre el coeficiente de emisión calorífica y está en función del Re y la relación d/L.

Los valores de Prandtl se pueden determinar en nomograma o mediante la siguiente ecuación:

$$Pr = \frac{Cp\mu}{K}$$

Pr_{par} = es el Prandtl de la pared que tiene en cuenta las direcciones de los flujos de calor,

para los líquidos que se enfrían: $\frac{Pr}{Pr_{par}} < 1$

Si la corriente está en la zona de transición:

$$2\ 300 < Re < 10\ 000$$

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}$$

Si la corriente laminar: $Re < 2\ 300$

$$Nu = 1,4 \left(Re \frac{d}{L} \right)^{0,4} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{par}} \right)^{0,25}$$

Después de terminar el Nusselt, es posible determinar el coeficiente calorífico (α) del líquido caliente o frío.

$$h = \frac{Nuk}{d}$$

donde: k es el coeficiente de conductividad térmica a una temperatura media de líquido y d es el diámetro.

La suma de las resistencias térmicas de todas las capas que integran la pared, incluyendo las capas de impurezas, se calcula de la siguiente manera:

$$\sum r_{par} = \frac{\alpha_{par}}{\gamma_{par}} + r_{imp_1} + r_{imp_2}$$

Donde:

α_{par} : Espesor de las paredes.

γ_{par} : Coeficiente de conductividad térmica de la pared.

r_{imp_1} y r_{imp_2} : Resistencia de las impurezas.

De la ecuación de transmisión de calor, $Q = UF\Delta T[W]$, se deduce que dadas las dimensiones de la pared y las temperaturas de fluido, la cantidad de calor transmitida solo depende del coeficiente integral de transmisión U, ya que para la transmisión de calor solo pueden hallarse soluciones correctas por medio del análisis de todos los componentes característicos del proceso.

Si se tiene una pared plana:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} [W/m^2 \cdot C]$$

Donde:

h_1 y h_2 : Coeficientes de transferencia de calor del fluido caliente y frío respectivamente.

δ : Espesor de la pared.

k : Coeficiente de conductividad térmica.

Si la relación δ/k tiende a 0, lo que puede suponerse en paredes delgadas de alta conductividad, resulta:

$$U^1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}}$$

En general, los coeficientes pueden variar en la superficie de transmisión. Sin embargo, para calcular la densidad de flujo es preciso conocer los valores medios de estos coeficientes respecto a todas las superficies. Si α varía en dos direcciones, su valor medio es el cociente entre los valores medios de la densidad de flujo y de la diferencia de temperatura:

$$\bar{q} = \frac{Q}{A} = \frac{GCp\delta t}{A}$$

Donde:

A: Área de intercambio.

C_p : Calor específico.

G: Flujo másico (kg/seg.)

$$h = \frac{\bar{q}}{\Delta t} = \frac{\frac{1}{A_0} \int_0^{F_0} q dA}{\frac{1}{A_0} \int_0^{F_0} \Delta t dA}$$

Donde:

A_0 : Superficie en la que se promedia.

$Q = WC (t_2 - t_1)$.

Donde:

W = masa del líquido.

C : Calor específico.

t_1 y t_2 : Temperaturas de entrada y salida respectivamente.

$Q = h_i A_i \Delta t_i$

Δt_i : Media logarítmica de la diferencia de temperatura.

$$\Delta T_i = MLDT$$

$$\Delta T_i = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \log \Delta t_2 / \Delta t_1}$$

$$\Delta t_1 = t_p - t_2 \quad , \quad q = \frac{Q}{L}$$

$$\Delta t_2 = t_p - t_1 \quad \& \quad q = t_w - \frac{2,3q}{2A} \log \frac{DE}{DI}$$

donde h_i se puede determinar a partir del conocimiento del número de Nusselt:

$$Nu = \frac{h_i D}{k}$$

$$Nu = 0,0089 \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{0,93} \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{0,407}$$

L = Longitud.

A_i : Superficie en pie².

h_i : Coeficiente de transferencia de calor basado en la superficie interna.

K : Conductividad térmica del líquido a enfriar que se considera constante.

D : Diámetro interior.

Nu : Número de Nusselt, adimensional.

$$G = W / \pi D^2 / 4 \quad lb/h \cdot pie^2$$

C = Calor específico.

μ = Viscosidad.

Recipientes con agitación mecánica:

- Recipientes enchaquetados: Los recipientes enchaquetados dependen de los siguientes parámetros: Z, D, L y B.

Donde:

Z = Altura de la porción húmeda del recipiente.

D = Diámetro del recipiente.

L = Longitud de la paleta del agitador.

B = Altura desde el fondo de la paleta hasta el fondo del recipiente.

El Reynolds modificado $Re = L^2 N \rho / \mu$.

Donde:

N: Número de revoluciones por hora.

ρ : Densidad promedio del líquido.

μ : Viscosidad del líquido.

$$\frac{h_i D_i}{K} = 0,36 \left(\frac{L^2 NP}{\mu} \right)^{2/3} \left(\frac{Gu}{K} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_\omega} \right)^{0,14}$$

$$\left(\frac{\mu}{\mu_\omega} \right)^{0,14} \text{ Puede considerarse } 1,0 \text{ para agua}$$

K: Conductividad térmica.

h_i : Coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro interior.

$$U_c = \frac{h_i \cdot h_{i0}}{h_i + h_{i0}} \text{ [BTU/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot \text{}^\circ\text{F]}$$

U_c : Coeficiente total de transferencia de calor limpio.

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + Rd$$

Rd: Factor de obstrucción.

U_D = Coeficiente total de transferencia de calor para el diseño.

Transferencia de calor para el diseño:

$$h_{i0} = h_i \frac{\Delta I}{\Delta E}$$

ΔI : Diámetro interior.

ΔE : Diámetro exterior.

$$hd = \frac{1}{Rd}$$

$$U_D = \frac{U_c hd}{U_c + hd}$$

Recipientes con serpentines interiores:

$$\frac{h_c Dr}{K} = 0,87 \left(\frac{L^2 N \rho}{\mu} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{G \mu}{K} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu n} \right)^{0,14}$$

después se sigue el mismo procedimiento que el anterior.

Determinación práctica del coeficiente de transferencia de calor

La precisión y disponibilidad de correlaciones de transferencia de calor para el diseño de tanques agitados falla en alguna parte entre aquellas correlaciones para potencia de impelente y flujo de impelente.

Los estimados de los coeficientes de transferencia de calor no son tan precisos como los cálculos de potencia. Para tipos de impelentes comunes la transferencia de calor es más medible que el flujo porque las temperaturas no están tan sujetas a interpretación como las velocidades de los fluidos. Las correlaciones y los cálculos de transferencia de calor comunes suministran estimados adecuados de coeficientes. Otros métodos bien documentados para estimar la conducción por la pared y la transferencia de calor por la chaqueta pueden ser usados para predecir el funcionamiento total.

El enfriamiento siempre es más difícil que el calentamiento debido a la presencia de viscosidades más altas o de temperaturas más bajas cerca de la superficie de transferencia de calor.

Aunque las condiciones del proceso y construcción del vaso pueden necesariamente limitar la transferencia de calor, estas no imponen límites adicionales en el funcionamiento. Por ejemplo, si un fluido que transfiere calor es usado al lado de la chaqueta de un paso de proceso, la buena práctica de diseño aboga por un modelo de flujo efectivo a través de la chaqueta del vaso. Serían considerados un bafle en espiral en una chaqueta convencional, serpentines en el medio, chaquetas con hoyuelos y otras chaquetas de flujo aumentado. Un modelo de flujo controlado que suministre velocidades de flujo de 6-8 pie/seg en bafles en espiral al lado de las chaquetas optimizará la transferencia de calor sin afectar la caída de presión a través de la chaqueta. La selección

de un fluido de baja viscosidad que transfiere calor con buenas propiedades en el rango de operación requerido también puede mejorar el funcionamiento total.

En la literatura aparecen algunos métodos, no muchos, para la determinación práctica del coeficiente de transferencia de calor, aunque ninguno ha sido aplicado a un caso como el que nos ocupa. En este apartado describiremos los más importantes, que pueden servirnos de base para el trabajo futuro.

El coeficiente de transferencia de calor fue medido con un Thermistor calentado por sí mismo (autocalentado). Dicha probeta, de 3 mm de diámetro, fue fijada al extremo de un tubo horizontal de acero inoxidable. Las probetas Thermistor son muy sensibles y pueden proporcionar resultados precisos aun cuando son autocalentadas a bajas temperaturas.

La temperatura del Thermistor estuvo regularmente en el rango de 24 a 29 °C para el líquido en el rango de 23 a 26 °C. Esta pequeña diferencia de temperatura eliminó todos los problemas posibles con la convección térmica y la variación de las propiedades del fluido en la película de transferencia térmica. Los experimentos demostraron que ese aumento de la temperatura del Thermistor en algunos grados no afectó la medición del coeficiente de transferencia de calor. Este calentado o Thermistor caliente alcanzó la estabilización a los dos segundos de aplicación de la corriente de autocalentamiento.

El Thermistor fue calentado con corriente constante (I_t), la temperatura fue obtenida a partir de las mediciones de la resistencia eléctrica y del coeficiente de transferencia de calor (U) del Thermistor colocado en la cama (*bed*) a partir de :

$$U \cdot A = R_t I^2 / (T_{\text{Thermistor}} - T_{\text{liq}})$$

Donde:

U : Coeficiente de transferencia térmica ($\text{kcal}/\text{hm}^2\text{°C}$).

R_t : Resistencia eléctrica (ohm).

I : Corriente (Ampere).

$T_{\text{Thermistor}}$: Temperatura del Thermistor ($^{\circ}\text{C}$).

T_{Balk} : Temperatura del Balk del líquido ($^{\circ}\text{C}$).

La anterior diferencia de temperatura entre el Balk (masa, volumen) del líquido, y el Thermistor caliente fue mantenida algunos grados, aquí lo esencial es la medición simultánea de la temperatura del Thermistor caliente y de la masa del líquido. La temperatura del Thermistor caliente fue obtenida de su resistencia eléctrica, mientras que

la temperatura de la masa líquida fue obtenida de la resistencia eléctrica del Thermistor «puro», el cual fue colocado justamente sobre la cama.

Producto de la violencia de los choques entre partículas que ocurren en la cama fluidizada trifásica, el Thermistor fue protegido por un cuerpo (virola) de Epoxy. El coeficiente de transferencia partícula-líquido fue, por tanto, obtenido por la resta de la resistencia térmica de la Epoxy de la resistencia térmica total:

$$\frac{1}{h \cdot A} = \frac{1}{U \cdot R_e}$$

Donde:

Re': Resistencia térmica.

h: Coeficiente de transferencia térmica.

Para mayor precisión en las mediciones del coeficiente de transferencia de calor, fue necesario un doble procedimiento de calibración.

La exacta relación entre la transferencia del Thermistor y su resistencia eléctrica fue determinada por la calibración del Thermistor contra un termómetro de referencia con una precisión garantizada de 0,05 °C. Esta calibración fue realizada para ambos Thermistores.

El Thermistor caliente fue colocado en la alta velocidad del flujo líquido. El coeficiente de transferencia de calor (h) fue de esta manera mayor que el coeficiente de transferencia de calor cuando estaba limitado por la resistencia térmica de la virola de Epoxy. Este coeficiente pudo ser medido de este modo. En este caso la ecuación muestra que:

$$R_e \approx \frac{1}{U \cdot A}$$

Otros métodos analógicos. Analogía electrotérmica

Uno de los métodos experimentales usados en los procesos de conducción es el analógico. En este método se sustituye el fenómeno térmico por el estudio de un fenómeno similar, porque frecuentemente este último resulta más simple que el estudio directo del proceso térmico.

Los fenómenos de conducción del calor y de la electricidad obedecen a las siguientes ecuaciones:

$$dQ = -\kappa \frac{\partial t}{\partial n_t} df_t$$

$$dI = \sigma \frac{\partial u}{\partial n_e} dfe$$

Donde:

dQ y dI: Flujo de calor y carga eléctrica elemental por unidad de tiempo.

dft y dfe: Áreas.

nt: Direcciones perpendiculares.

t: Temperatura.

μ : Potencia eléctrica (fuerza motriz).

Cuando la temperatura adimensional y la potencia eléctrica adimensional son numéricamente iguales en el punto cuyas coordenadas están interrelacionadas de la forma siguiente: $X_t = CtX_e$; $Y_t = CtY_e$, siendo Ct una constante del sistema, considerando:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_0} = \frac{\Delta u_1}{\Delta u_0}$$

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_0} = \frac{\Delta u_2}{\Delta u_0}$$

De las que se obtiene:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta u_1} = \frac{\Delta t_2}{\Delta u_2} = \frac{\Delta t_0}{\Delta u_0} = c_t, u = \text{constante}$$

La relación planteada demuestra que la distribución de temperatura y la distribución de potencial eléctrico son semejantes bajo las condiciones dadas, esto es, existe analogía.

Las ecuaciones diferenciales para procesos en régimen transitorio y geometría unidimensional son las siguientes:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau_t} = a \frac{\partial^2 u}{\partial x_t^2}$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau_e} = \frac{1}{R_e C_e} \frac{\partial^2 u}{\partial x_e^2}$$

Donde:

R_e : Resistencia eléctrica por unidad de longitud.

C_e : Capacidad eléctrica por unidad de longitud.

Del mismo modo que el coeficiente de difusividad térmica, estas magnitudes no dependen de la temperatura.

Comparando las ecuaciones se deduce que existe analogía si se cumple la condición:

$$a = \frac{1}{R_e C_e}$$

La variación del flujo de calor es proporcional a la capacidad del sistema y a la variación de la temperatura en el tiempo:

$$dQ = C_t \frac{\partial t}{\partial \tau_t} d\tau_t$$

La variación de la corriente eléctrica es proporcional a la capacidad y a la variación del voltaje, por lo tanto se representa mediante una ecuación análoga:

$$dI = C_e \frac{\partial u}{\partial \tau_e} d\tau_e$$

En consecuencia, la capacidad de calor puede reproducirse en el modelo mediante la correspondiente capacidad eléctrica.

Hay dos métodos para desarrollar los modelos eléctricos análogos que simulan un proceso de conducción de calor. En uno se respeta la geometría del sistema térmico original, usándose un material conductor continuo, ya sea un conductor eléctrico sólido o un electrolito líquido. Los modelos de este tipo se llaman de análoga geometría o modelos con parámetros continuos.

Además de este tipo, se usan modelos con parámetros discretos, en los cuales los sistemas térmicos se sustituyen por circuitos y mallas eléctricas análogas. Las propiedades del sistema térmico se estudian en puntos individuales del circuito. Estas mallas análogas se usan en la investigación de los fenómenos más complejos.

Se fabrican modelos con parámetros continuos o de geometría análoga, con láminas delgadas conductoras o con capas conductoras aplicadas sobre vidrio o con algún otro

tipo de placas, mediante las cuales se reproduce la forma geométrica de la región térmica.

El modelo eléctrico debe fabricarse también de espesores y conductividades eléctricas diferentes. Si la conductividad térmica de la capa interna, por ejemplo, es más pequeña que la externa, entonces su resistencia eléctrica se incrementa cortando agujeros cuadrados, o mediante el empleo de placas de alta resistencia. La ausencia de resistencia de contacto entre las capas se reproduce por su unión íntima. La estabilidad de las propiedades eléctricas de las placas conductoras se asegura mediante el empleo de materiales adecuados.

Las resistencias térmicas en las superficies del sistema investigado se tienen en cuenta en el modelo eléctrico mediante las capas adicionales $l_1 = K_1/a_1$ y $l_2 = K_2/a_2$. Debido a que generalmente las condiciones son: $K = \text{constante}$ y $a = \text{constante}$, las capas adicionales tienen que ser también de espesor constante. A los modelos se les suministrará energía conectando los electrodos extremos a una batería.

Por analogía, el voltaje en cada punto del modelo eléctrico se corresponde con la temperatura en un punto similar del sistema térmico. El potencial o voltaje se mide por medio de un contacto de prueba.

Como voltaje de referencia puede tomarse el de cualquier punto: el voltaje del electrodo interno, por ejemplo, se puede tomar como tensión cero.

En la práctica es muy difícil obtener la distribución de temperaturas por medida directa de las mismas, porque requiere el empleo de un considerable número de termopares, cuya presencia en el sistema afectaría esencialmente la distribución actual de temperatura. Además, la medida directa requiere de mucho tiempo.

Consideremos un modelo eléctrico con parámetros discretos en la forma de una malla análoga. Para ello la región térmica se divide internamente en un determinado número de volúmenes elementales. La ecuación diferencial inicial y las ecuaciones representativas de las condiciones de unicidad son sustituidas por ecuaciones expresadas en diferencias finitas.

La correspondiente malla análoga toma la forma de resistencias individuales que simulan las propiedades de los elementos del modelo térmico. Entonces, el modelo térmico, dividido en algunos volúmenes elementales, se sustituye por un circuito eléctrico con los correspondientes parámetros concentrados conectados en serie.

La malla análoga puede fabricarse de cable reostato calibrado de 0,4 o 0,5 mm de diámetro. Los cables se extienden sobre el modelo de la pala, y sus intersecciones se

sueldan. Las resistencias eléctricas se escogen en correspondencia con la resistencia de los elementos del sistema térmico, o sea, de la pala de turbina.

Consideremos ahora un caso de conducción en régimen transitorio. Por ejemplo: tomemos la pared con dos capas de materiales distintos, una de cuyas caras está aislada térmicamente. La distribución de temperatura es uniforme en el instante inicial, entonces la pared se sumerge instantáneamente en un medio de diferente temperatura, que es invariable con el tiempo. El problema está en reproducir el fenómeno térmico por medio de un circuito eléctrico análogo. Para ello, cada una de las capas de la pared se subdivide en otras dos. Sus resistencias térmicas internas se representan mediante las cuatro resistencias:

$$R_{t_1} = \frac{\delta_1}{2K_1}, R_{t_2} = \frac{\delta_2}{2K_2}, R_{t_3} = \frac{\delta_3}{2K_3}, R_{t_4} = \frac{\delta_4}{2K_4}$$

que se simulan mediante resistencias eléctricas:

$$R_{t1} = R_{e1}; R_{t2} = R_{e2}; R_{t3} = R_{e3}; R_{t4} = R_{e4}.$$

Las capacidades térmicas de las dos capas se reproducen mediante las capacidades C_1 y C_2 y la resistencia térmica de la superficie con la resistencia externa R_a .

Por lo tanto, el sistema térmico queda reemplazado por un circuito eléctrico compuesto por resistencias conectadas en serie y por capacidades conectadas en paralelo.

El estado térmico inicial del sistema se simula dejando el circuito abierto, y el siguiente se simula aplicando una diferencia de potencial en los terminales. De este modo, los voltajes medidos en tiempos y puntos arbitrarios del circuito se corresponden con las temperaturas de los puntos semejantes de la pared.

La simulación eléctrica se usa ampliamente en la actualidad y se dispone de una extensa gama de calculadores analógicos para resolver distintos problemas físicos. La incorporación de resistores especiales no lineales permite simular no solo las condiciones de contorno de la transmisión superficial de calor por convección, sino también los casos en los que esta está acompañada de otros modos de transferencia, por ejemplo, la radiación.

El principio de la analogía hidrotérmica

Puede usarse asimismo para investigar los procesos de conducción, ya sean estacionarios o transitorios. Para ello se aprovecha la semejanza entre las leyes de

propagación del calor y del flujo de fluidos. Como modelos es posible usar aparatos con parámetros físicos continuos o discretos, en la forma de circuitos hidráulicos análogos. En este último caso, los parámetros del proceso térmico considerado se reemplazan en el circuito análogo por parámetros concentrados de la forma de resistencia y de las capacidades hidráulicas.

Para ilustrar el empleo de la analogía hidráulica consideremos el campo de temperaturas transitorio que se establece en una pared plana infinita, cuyas dimensiones y propiedades físicas conocemos. En el instante inicial existe una distribución arbitraria de temperaturas y unas condiciones de contorno dadas por las temperaturas de los medios t_{f1} y t_{f2} y los coeficientes de transmisión superficial a_1 y a_2 . El modelo hidráulico se construye a partir de la analogía formal que existe entre la ecuación que define la densidad de flujo de calor:

$$q = \Delta t / R_t$$

y la que expresa la densidad de flujo en el régimen laminar de un líquido:

$$v = \Delta h / R_h$$

Donde:

Δh : Energía hidráulica.

R_h : Resistencia hidráulica o caída de presión.

Puesto que los fenómenos que se comparan dependen del tiempo, es necesario tener en cuenta las variaciones de la densidad de flujo de calor y de fluido que se expresan con las ecuaciones análogas:

$$dQ = C_t dt$$

$$dv = f dh$$

Donde:

C_t : Capacidad calorífica del sistema.

f : Área de paso del canal hidráulico.

Comparando estas ecuaciones se observa que el análogo de la densidad de flujo de calor (q) es la densidad de flujo fluido (v); el de la diferencia de temperatura (Δt) es la energía hidráulica (Δh); el análogo de la capacidad calorífica es la capacidad hidráulica y el de la resistencia térmica (R_t) es la resistencia hidráulica (R_h) o caída de presión a través del modelo.

Para construir el circuito hidráulico suponemos, para simplificar, que las escalas del modelo y del fenómeno térmico son iguales. La pared se divide en un número finito de capas, por ejemplo cuatro. Cada capa se representa mediante una vasija cuya sección recta corresponde a la capacidad calorífica de la respectiva capa de pared:

$$Ct_1 = fh_1; Ct_2 = fh_2; Ct_3 = fh_3; Ct_4 = fh_4$$

La resistencia térmica de cada capa se representa también mediante una resistencia hidráulica:

$$Rt_1 = Rh_1; Rt_2 = Rh_2; Rt_3 = Rh_3; Rt_4 = Rh_4$$

Estas resistencias hidráulicas se construyen mediante capilares que unen las vasijas. Se llenan con un líquido cuyo nivel se corresponde con la distribución inicial de temperatura en la pared:

$$hh_1 = t_1; hh_2 = t_2; hh_3 = t_3; hh_4 = t_4$$

Las condiciones de transmisión en la superficie se reproducen mediante vasijas de nivel constante AV1 y AV2 cuyos niveles de líquido representan las temperaturas de los fluidos en ambos lados de la pared. Si estas temperaturas son constantes, los niveles deben ser permanentes.

Las resistencias térmicas se simulan mediante las resistencias hidráulicas de los capilares Ra1 y Ra2, conectados a los que representan las capas externas de la pared. Cada capilar tiene una válvula y todas ellas están cerradas en el instante inicial. Los niveles de líquido en las vasijas reproducen la distribución inicial de la temperatura en la pared. Todas las válvulas se abren entonces simultáneamente y se registran las variaciones de los niveles con el tiempo, o sea, fotografían diferentes instantes. Estos niveles dan los valores numéricos de la temperatura en cada capa; cuantas más capas se emplean, tanto más exacta será la reproducción de la distribución de la temperatura en el interior de la pared.

Cuando se usan escalas distintas para el modelo y el fenómeno térmico, el paso de uno a otro se efectúa mediante la conversión de escalas. Para ello las expresiones matemáticas iniciales deben reducirse a la forma adimensional mediante el método que se aplicó anteriormente.

1.7.3 Métodos experimentales para determinar los coeficientes de transmisión superficial de calor

La investigación experimental de la convección pretende hallar el valor de los coeficientes de transmisión superficial de calor.

Partimos de la ecuación:

$$h = \frac{dQ}{(t_w - t_f) dA} = \frac{q}{t_w - t_f}, W/m^2 \text{ } ^\circ C$$

Las cantidades de q , t_w , t_f , pueden hallarse experimentalmente, y a partir de ellas puede calcularse el coeficiente de transmisión superficial h .

En general, no se encuentran indeterminaciones en estos cálculos, o en la selección de los valores locales de q y t_w , que se miden en la superficie. La temperatura del fluido es variable dentro del flujo y la ley de Newton no especifica cuál es el valor de t_f que debe escogerse para el cálculo. Por lo tanto, es necesario fijar la temperatura del fluido que debe introducirse en la ecuación. Esta puede ser la temperatura de la corriente libre sobre el sólido, o la temperatura media del flujo en la tubería o en la sección transversal de esta que se considere, o la temperatura media de entrada del fluido. El valor de q puede calcularse de varias maneras.

Según las ecuaciones:

$$q = -\kappa_f (\nabla t_f) W$$
$$q = -\kappa_{sol} (\nabla t_{sol}) W$$

Experimentalmente se encuentra la distribución de temperaturas en el fluido $t_f(x, y, z)$ o en el sólido $t_{sol}(X, Y, Z)$; así es posible determinar los valores de los gradientes de temperatura en él, o en la superficie de contacto. Multiplicando los gradientes por las respectivas conductividades térmicas κ_f o κ_{sol} , se encuentran los valores de la densidad de flujo de calor en la pared.

En el caso de flujo en una conducción, el flujo de calor o la densidad de flujo se calcula mediante la ecuación:

$$dQ = G d_i = G c_p dt \quad \text{o} \quad q = \frac{dQ}{dA} = G c_p \frac{dt}{dA}$$

Donde:

t : Temperatura media del fluido en la sección transversal del tubo.

G: Flujo másico en kg/seg

En el balance anterior se usan generalmente valores finitos, tanto para la superficie total de transmisión de calor como para las secciones particulares en que se divide. La densidad media de flujo de calor se calcula, entonces, para la superficie total o para sus secciones:

$$\bar{q} = \frac{Q}{A} = \frac{Gcp\lambda t}{A}$$

Este valor puede usarse para hallar el del coeficiente de transmisión superficial medio en los dos casos.

La densidad de flujo de calor y el coeficiente de transmisión superficial pueden calcularse también mediante otros procesos físicos. Por ejemplo, puede calcularse la densidad de flujo en una superficie de transmisión calentada eléctricamente, si se conoce la intensidad de la corriente y la resistencia del calentador.

Los métodos de cálculo del coeficiente de transferencia de calor existentes deben ser organizados metodológicamente con el fin de facilitar el trabajo de mesa, llegar a conformar los algoritmos y automatizar las metodologías.

Las mediciones prácticas del coeficiente de transferencia de calor descritas en este trabajo, aunque no han sido aplicadas en recipientes agitados, abren un camino a posteriores investigaciones y aplicaciones para estos casos.

1.7.4 Método de cálculo para determinar el coeficiente de transferencia de calor en reactor tipo tanque agitado

A continuación se relacionan los principales métodos de cálculo del coeficiente de transferencia de calor recopilados de la bibliografía:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m (W)$$

Se determina la carga térmica ya sea cedida o ganada:

$$Q = Wc_p(T_1 - T_2) = Wc_p(t_2 - t_1) \quad (\bar{W})$$

Donde:

W: Masa del fluido (kg/s)

Cp: Calor específico (J/kg °C)

T_1, t_1 y T_2, t_2 : Temperaturas de entrada y salida de los fluidos respectivamente.

Se determina el área del equipo y de intercambio:

$$A = \pi \cdot D_x \cdot L$$

$$D_x = 0,5 (d_{ext} + d_{int})$$

Donde:

D_x : Diámetro.

L: Longitud.

Se determina la diferencia media logarítmica de temperatura:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{may} - \Delta T_{men}}{2,3 \log \frac{\Delta T_{may}}{\Delta T_{men}}}$$

$$\Delta T_{may} = T_1 - t_1$$

$$\Delta T_{men} = T_2 - t_2$$

$$\text{Si } \frac{\Delta T_{may}}{\Delta T_{men}} < 2 \text{ el } \Delta T_m = \frac{\Delta T_{may} + \Delta T_{men}}{2}$$

Se determina el calor ganado y cedido:

$$Q = W \cdot cp [T_1 - T_2] = W \cdot cp (t_2 - t_1); [J/S = W]$$

Los términos de la ecuación tienen el mismo significado que en las metodologías anteriores.

Cálculo de la diferencia media logarítmica:

$$\Delta T_m = M. L. D. T$$

$$M. L. D. T = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1}$$

En paralelo los Δt se determinan de la siguiente forma:

Foco caliente

Foco frío

T_1

t_1

$$\Delta t_2 = T_1 - t_1$$

T_2

t_2

$$\Delta t_1 = T_2 - t_2$$

Se calcula el área total del equipo que comprende la camisa y el fondo:

$$A_{\text{Fondo}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$A_{\text{camisa}} = \pi \cdot d \cdot L$$

Para determinar los coeficientes de transferencia de calor hay que determinar los valores de los números adimensionales.

Cálculo de Reynolds (Re):

$$\text{Re} = \frac{W \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

Cálculo de Prandtl (Pr):

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{\kappa}$$

Donde:

k: Conductividad térmica.

Cálculo de Nusselt (Nu):

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{par}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon$$

$$\varepsilon = 1 \text{ cuando } \frac{L}{D} > 50$$

Cálculo del coeficiente individual de transferencia de calor del fluido interior:

$$\text{Nu} = \frac{h_i d_i}{\kappa}$$

$$h_i = \frac{\text{Nu} \cdot \kappa}{d_i} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

Se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor del fluido interior referido al diámetro exterior:

$$h_{i0} = h_i \frac{DI}{DE}$$

Donde:

DI: Diámetro interior.

DE: Diámetro exterior.

Cálculo del coeficiente individual de transferencia de calor del fluido exterior:

$$h_0 = \frac{Nu \cdot \kappa}{D E}$$

Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor limpio:

$$u_U = \frac{h_{20} \cdot h_0}{h_{20} + h_0}$$

Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + Rd$$

Donde:

Rd: Factor de obstrucción.

Se determina la densidad del flujo de calor que depende de la masa de fluido, del calor específico y de las temperaturas:

$$Q = f(W, Cp, Tm_0, Tm_2)$$

Se determina el flujo térmico específico:

$$q = \frac{Q}{A}$$

Donde:

A: Área de transferencia de calor.

Se determina el coeficiente individual de la fase caliente y fría:

$$q = h_1(t_{f1} - t_{w1}) \quad I$$

$$q = h_2(t_{f2} - t_{w2}) \quad II$$

Donde:

t_{f1} , t_{f2} y t_{w1} , t_{w2} : Temperaturas del fluido y de la superficie de la pared respectivamente.

En regímenes estacionarios esta misma cantidad de calor se transmite.

Sumando:

$$q = h_1(t_{f1} - t_{w1})$$

$$q = h_2(t_{f2} - t_{w2})$$

se obtiene:

$$q \frac{1}{h_1} = t_{f1} - t_{w1}$$

$$q \frac{\delta}{\kappa} = tw_1 - tw_2$$

$$q \frac{1}{h_2} = tw_2 - tf_2$$

$$q \left(\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{h_2} \right) = (tf_1 - tf_2)$$

$$q = \frac{tf_1 - tf_2}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{h_2}} ; W/m^2 \cdot C$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{h_2}} ; W/m^2 \cdot C$$

$$k = A \frac{cp\rho^{4/3}}{M^{1/3}}$$

Donde:

ρ : Densidad.

A: Absortividad.

M: Masa molecular.

$$h = f(Nu)$$

$$Nu = \frac{hLo}{k}$$

Lo: Dimensión lineal de referencia.

δ : Espesor de la pared.

Los coeficientes individuales h_{cal} y h_{FR} se determinan partiendo de Re, Nu, Pr:

$$Nu = 0,021 \cdot E_1 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_{par}} \right)^{0,25}$$

Para determinar h, que está en función de la velocidad del fluido (W), su densidad (ρ) y viscosidad (μ), variables que determinan el régimen de movimiento de los fluidos, sus cualidades térmicas (calor específico [Cp], conductividad [k]) y el coeficiente de dilatación (B_1) de los parámetros geométricos (forma y dimensión) determinados de la pared

(diámetro [d] y longitud [L]) y también la rugosidad de la misma E, se toma de la siguiente forma:

$$h = f(W, \mu, \rho, cp, k, \beta, d, L, E)$$

Hay que determinar la cantidad de fluido y su velocidad.

Debe determinarse la viscosidad (μ), la densidad (ρ), el calor específico (Cp), la conductividad del calor (k) y el coeficiente de dilatación (B) que son parámetros que dependen de la temperatura.

Debe determinarse el diámetro (d) y la longitud del aparato.

Se determina:

$$Re = \frac{\rho_{LIQ} \eta d_{aqi}^2}{\mu_{LIQ}}$$

Donde:

d: Diámetro del agitador.

η : Número de revoluciones del agitador por segundo.

μ_{liq} : Viscosidad del medio agitado bajo la temperatura media entre las temperaturas del ambiente t_{liq} y de la pared del aparato t_{par} .

ρ_{liq} : Densidad del líquido.

Prandtl (Pr) se determina:

$$Pr = \frac{Cp\mu}{k}$$

Nusselt (Nu) se determina:

$$Nu = C Re^m liq \cdot Pr^n liq \left(\frac{\mu_{liq}}{\mu_{par}} \right)^{0,14}$$

Donde:

μ_{par} : Viscosidad del medio bajo la temperatura de la pared t_{par} , el coeficiente C y los exponentes m y n para aparato con camisa ($m = 0,67$ y $n = 0,33$) y para agitación con paleta $C = 0,4$.

$$Nu = \frac{hd}{\kappa}$$

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor global, procedimientos de fácil uso establecen cómo calcular la transferencia de calor en recipientes agitados para operaciones continuas y discontinuas. Ellos muestran cómo establecer el coeficiente de

transferencia de calor, especificar áreas de transferencia de calor para camisas y serpentines, y determinar los tiempos de calentamiento y enfriamiento.

La transferencia de calor en recipientes agitados depende del tipo de agitador y de la camisa o serpentines interiores. Un agitador se selecciona sobre la base de las propiedades del material y el procesamiento requerido. Algunos agitadores típicos se muestran en la figura 1.11, mientras que en la 1.12 se muestran algunos arreglos comunes en la camisa y en los serpentines.

En general, la transferencia de calor ocurre como parte de una operación de procesamiento, tales como: la suspensión o disolución de sólidos, la dispersión de un gas en un líquido, la emulsificación de líquidos inmiscibles, o la regulación de reacciones químicas. El tipo, dimensión, ubicación y velocidad de un agitador se establecerán normalmente por un requerimiento de mezclado. En la mayoría de los casos el agitador y la potencia que este requiere se determinan antes de que sean considerados los aspectos de transferencia de calor.

Cuando el proceso está controlado por la transferencia de calor, variables como la diferencia media de temperatura logarítmica y el área de transferencia predominarán normalmente sobre las variables de agitación.

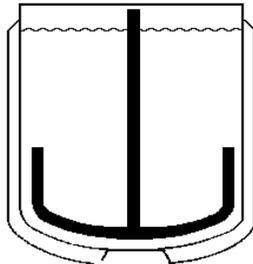
El mezclado puede afectar solamente la resistencia de la película interior, la cual es una de las resistencias que determinan el coeficiente total de transferencia de calor.

La transferencia de calor en recipientes agitados que tienen una camisa externa sigue la relación $Q = U \cdot A \cdot \Delta t$. El coeficiente total de transferencia de calor (U) se determina de una serie de cinco resistencias a la transferencia de calor:

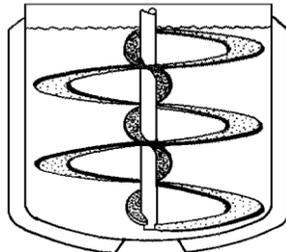
$$\frac{1}{u} = \frac{1}{h_i} + \frac{x}{K} + \frac{1}{h_j} \quad (1)$$

Además de aplicarse solamente a recipientes encamisados, esta ecuación también es válida solo cuando el diámetro del recipiente es muy grande en comparación con el espesor de la pared, es decir, las superficies internas y externas de transferencia de calor son casi iguales (paredes delgadas), como será el caso con casi todos los recipientes encamisados.

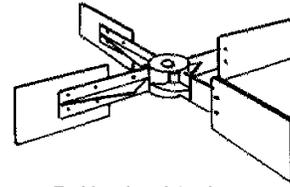
Sin embargo, cuando el calor se transfiere mediante serpentines internos o deflectores tubulares, la diferencia entre la superficie de transferencia de calor interna y externa es significativa.



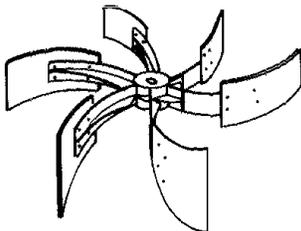
Ancla



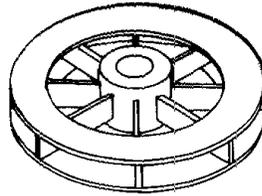
Cinta Helicoidal



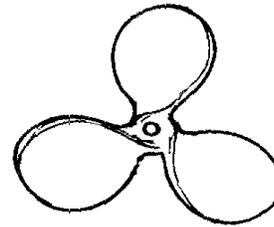
Turbina de paleta plana



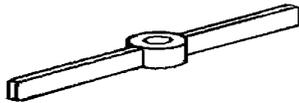
Turbina de paleta curva



Turbina de cerrada



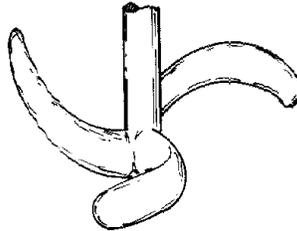
Hélice (Propela)



Paleta Recta.

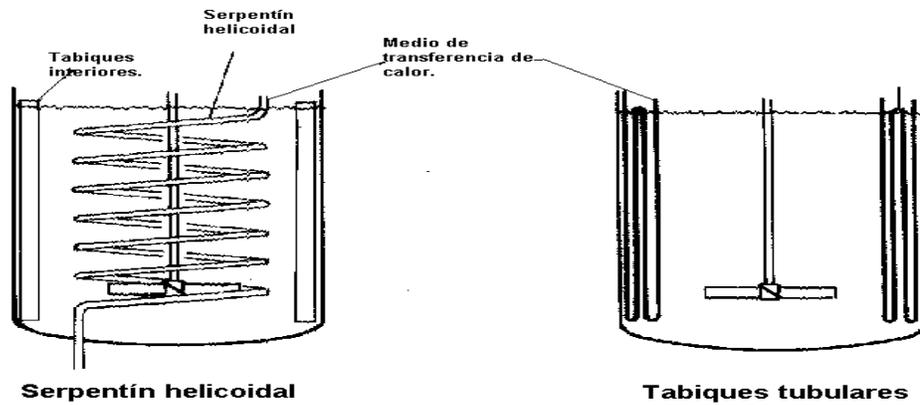


Paleta Inclinada.



Paletas curvas (retroceso).

Figura 1.11 Algunos agitadores típicos



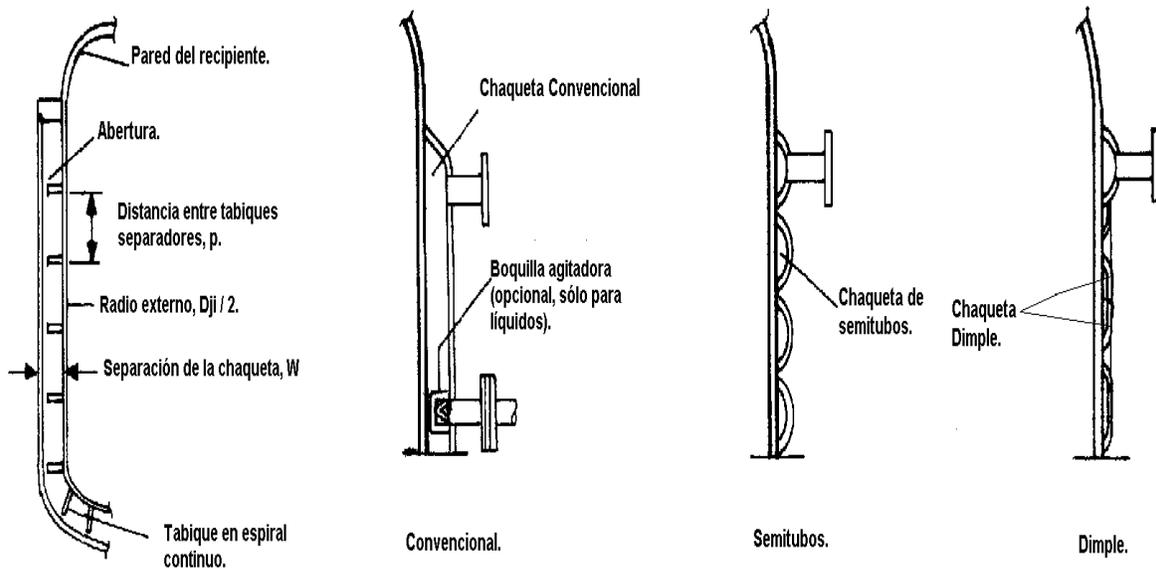


Figura 1.12 Algunos arreglos comunes en camisas y serpentines

El término h_i representa el coeficiente de transferencia de calor en el lado del proceso, es decir, la pared interior de un recipiente que tiene camisa. Sin embargo, en la pared exterior de un serpentín dentro de un recipiente con serpentines internos, el coeficiente U tiene que ser referido a la superficie interna o externa del serpentín.

El coeficiente superficial exterior (U_o) se establece también de una serie de cinco resistencias, pero es calculado mediante la ecuación 2, en la cual interviene el diámetro del serpentín:

$$\frac{1}{u_o} = \frac{1}{h_i} + ff_i + \left(\frac{x}{K}\right) \left(\frac{d_{co}}{d_{cm}}\right) + \left(\frac{1}{h_{ci}}\right) \left(\frac{d_{co}}{d_{ci}}\right) + ff_{ci} \quad (2)$$

Note que esta ecuación representa el coeficiente pelicular en la parte exterior de los tubos del serpentín.

Operación continua contra operación discontinua

Cuando el recipiente y su camisa (o serpentín) se operan continuamente bajo condiciones isotérmicas, la ecuación general $Q = U \cdot A \cdot \Delta T$ se aplica directamente. Cuando el recipiente se opera continuamente con sus contenidos a temperaturas constantes, pero con temperaturas de entrada y salida de la camisa diferentes, la ecuación general se transforma en: $Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$.

En ambos casos, U es constante, pero en la última la diferencia de temperatura es la diferencia de temperatura media logarítmica entre la temperatura del recipiente y las temperaturas de entrada y salida de la camisa.

En el caso de operación discontinua, con el contenido del recipiente a la temperatura t_1 inicialmente, t_2 después de θ horas, la ecuación 3 representa la relación para el calentamiento y la ecuación 4 para el enfriamiento:

$$\ln\left(\frac{T-t_1}{T-t_2}\right) = \left(\frac{U \cdot A}{mcp}\right)\theta \quad (3)$$

$$\ln\left(\frac{t_1-T}{t_2-T}\right) = \left(\frac{U \cdot A}{mcp}\right)\theta \quad (4)$$

Aquí, T es la temperatura constante del serpentín o la camisa, m es la masa y Cp es el calor específico de los contenidos del recipiente.

Cuando la temperatura de la camisa no es constante, las ecuaciones 3 y 4 aún pueden utilizarse si la diferencia entre la temperatura de entrada y salida es pequeña comparada con la ΔT_{lm} entre la temperatura promedio de la camisa y las temperaturas de los contenidos del recipiente.

Sin embargo, para usar la temperatura promedio de la camisa (T), el cambio en las temperaturas de entrada y salida en la camisa no debe ser mayor del 10 % de ΔT_{lm} . Cuando el cambio es mayor, la ecuación 5 puede ser utilizada para el calentamiento y la 6 para el enfriamiento:

$$\lambda \eta \left(\frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2}\right) = \left(\frac{WC}{mcp}\right) \left(\frac{U - 1}{U}\right)\theta \quad (5)$$

$$\lambda \eta \left(\frac{t_1 - T_2}{t_2 - T_1}\right) = \left(\frac{WC}{mcp}\right) \left(\frac{U - 1}{U}\right)\theta \quad (6)$$

Donde:

T_1 : Temperatura de entrada a la camisa ($^{\circ}\text{F}$) y $U = e^{(U \cdot A / WC)}$

Con las ecuaciones 3, 4, 5 y 6 el coeficiente U se asume constante.

Si durante el calentamiento o enfriamiento, el rango de temperatura de la operación es grande y U varía significativamente, el rango tiene que ser dividido en incrementos pequeños y el tiempo que esto requiere debe ser calculado separadamente.

Al aplicar las siguientes ecuaciones para el cálculo de los coeficientes peliculares en recipientes agitados, se debe tener cuidado con dos consideraciones primarias:

Los datos de propiedades físicas deben ser precisos, particularmente los de la conductividad térmica (k), la cual no siempre está disponible. El valor de k puede tener un impacto grande en el coeficiente pelicular calculado y puede variar ampliamente. Por ejemplo, a 86 °F es 0,080 BTU/h (pie²) (°F/pie) para el hexano, y 0,356 BTU/h (pie²) (°F/pie) para el agua.

El sistema que se va a diseñar debe ser geoméricamente similar a los recipientes agitados para los cuales fueron desarrolladas las ecuaciones.

Todas las ecuaciones presentadas son para recipientes con fondo de plato (R = D aproximadamente), con las excepciones de las ecuaciones 23 y 24, las cuales son para recipientes con fondo plano.

Sin embargo, estas dos últimas ecuaciones pueden ser utilizadas con recipientes de fondo de plato (R = D aproximadamente), sin causar una inexactitud seria en la estimación del coeficiente pelicular interior.

Coefficientes interiores de recipientes agitados

Si se tiene una turbina de paleta plana para el mezclado a $NRe > 400$ en un recipiente con camisa y deflectores interiores, calcule el coeficiente pelicular interior mediante la ecuación 7:

$$Nu = 0,74(NRe)^{0,67}(NPr)^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (7)$$

$$Nu = \frac{h_i D_T}{k}$$

$$NRe = \frac{D^2 N \rho}{\mu}$$

$$NPr = \frac{C_p \mu}{k}$$

Para el mezclado, $NRe < 400$ en recipiente con o sin deflectores, utilice la ecuación 8:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,54(NRe)^{0,67}(NPr)^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (8)$$

Las ecuaciones 7 y 8 fueron desarrolladas con turbinas de seis paletas. Ambas ecuaciones se aplican a recipientes de geometría estándar, en los cuales la relación del nivel de líquido (nivel medio desde el fondo del plato) y el diámetro del tanque ($Z/\Delta t$) es igual a 1,0 y la relación del diámetro del impelente y el diámetro del tanque (D/D_T) es igual a 1/3.

Una forma más general de la ecuación 7 para $N_{Re} > 400$ y geometría no estándar es la ecuación 9:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,85 (N_{Re})^{0,66} (N_{Pr})^{0,33} (Z/D_T)^{-0,56} (D/D_T)^{0,13} (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (9)$$

El término de corrección de la viscosidad $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ en las ecuaciones 7, 8 y 9, así como en la ecuación que sigue, requiere que la temperatura de la pared se estime.

Cuando un líquido se está calentando, el término será mayor que 1,0 y h_i corregida será mayor que h_i no corregida, ya que la viscosidad del líquido disminuye con el incremento de la temperatura. Cuando un líquido está enfriándose, ocurre lo contrario. Por lo tanto, cuando un líquido cuya viscosidad varía significativamente con la temperatura a causa de su calentamiento o enfriamiento, es aconsejable aplicar el término corrección de la viscosidad, de lo contrario se asume que sea 1,0.

La temperatura de la pared (T_w) se estima por el método de tanteo y error mediante la ecuación 10. Esta se basa en igual flujo de calor a través de las películas del lado de la camisa y del lado del recipiente, y en la caída de la temperatura despreciable a través del metal de la pared del recipiente ($T_w = t_w$).

$$t_w = T - \left\{ (T - t) / \left[1 + (h_j A_o / h_i A_i) \right] \right\} \quad (10)$$

Aquí A_o es el área de la camisa basada en el diámetro exterior del recipiente, y A_i es el área basada en el diámetro interior. Existe una expresión similar para serpentines interiores.

Si la diferencia entre A_o y A_i es despreciable (normalmente en el caso de recipientes con camisa), la ecuación 10 se simplifica a:

$$t_w = T - \left\{ (T - t) / \left[1 + (h_j / h_i) \right] \right\} \quad (11)$$

En el primer tanteo para estimar h_i , se asume $(\mu/\mu_w)^{0,14} = 1,0$ cuando se utilizan las ecuaciones para el coeficiente pelicular interior.

A menos que el término varíe grandemente de 1,0, una interacción debe ser suficiente para establecer tw . La viscosidad en la pared (μ_w) se toma de los datos de viscosidad en tw con el fin de calcular el término de corrección.

Turbina de paletas de curvas: Cuando se mezclan en recipientes con camisa y deflectores, con una turbina de 6 hojas curvas, h_i se calcula mediante la ecuación 12:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,68 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,33} (\mu / \mu_w)^{0,14} \quad (12)$$

Holland y Chapman realizaron una discusión sobre la geometría del recipiente. No está disponible una ecuación que tenga en cuenta la geometría no estándar en términos de Z/DT y D/DT para turbinas de paletas curvas.

Para un recipiente con camisa y deflectores en el cual el mezclado se hace mediante un impelente de acero vidriado que tiene tres paletas curvas, h_i se calcula mediante la ecuación 13:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,33 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,33} (\mu / \mu_w)^{0,14} \quad (13)$$

Con un impelente aleado similar:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,37 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,33} (\mu / \mu_w)^{0,14} \quad (14)$$

La constante más baja para el impelente de acero vidriado se atribuye a que se produce un mayor deslizamiento alrededor de las superficies curvas que alrededor de las esquinas agudas del impelente aleado.

Hélice (propela): Cuando el mezclado se realiza mediante un impelente tipo hélice de cuatro paletas situadas a 45° , h_i se calcula mediante la ecuación 15:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,54 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,25} (\mu / \mu_w)^{0,14} \quad (15)$$

La ecuación 15 está basada en datos limitados con independencia del ángulo de la propela y el deflectamiento o no del recipiente. Para el propósito del diseño, divida el valor de h_i obtenido con esta ecuación por un factor de aproximadamente 1,3.

Paleta: Para $NR_e > 4\ 000$ en recipientes encamisados con o sin deflectores, utilice la ecuación 16:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,36 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,33} (\mu / \mu_w)^{0,14} \quad (16)$$

La geometría del recipiente se discute por Holland y Chapman.

Bajo condiciones similares, pero con NR_e entre 20 y 4 000 utilice la ecuación 17:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,415 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,33} (\mu / \mu_w)^{0,14} \quad (17)$$

La geometría del recipiente es similar a la descrita por Holland y Chapman, excepto en el hecho de que no fueron utilizados serpentines.

Ancla: A $30 < NR_e < 300$ y para una distancia de la pared al ancla menor de 1", utilice:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 1,0 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,33} (\mu / \mu_w)^{0,18} \quad (18)$$

Para condiciones similares, excepto $300 < NR_e < 4 000$

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,38 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,33} (\mu / \mu_w)^{0,18} \quad (19)$$

A $400 < NR_e < 37 000$ y para una distancia de la pared al ancla de 1" a 5 1/8":

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,55 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,25} (\mu / \mu_w)^{0,14} \quad (20)$$

El coeficiente total (U) varía inversamente a la distancia de la pared al ancla.

Cinta helicoidal: A $NR_e < 130$, calcule h_i mediante la ecuación 21:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,248 (NR_e)^{0,50} (NP_r)^{0,33} (\mu / \mu_w)^{0,14} (e/D)^{-0,22} (i/D)^{0,28} \quad (21)$$

A $NR_e > 130$, calcule h_i mediante la ecuación 22:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,238 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,33} (\mu / \mu_w)^{0,14} (i/D)^{-0,25} \quad (22)$$

Coefficientes interiores de serpentines interiores

Turbina de hojas planas: Cuando el calentamiento o el enfriamiento es a través de un serpentín helicoidal interno, y el mezclado es mediante una turbina de seis hojas a $400 < NR_e < 1\,500\,000$, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{h_i d_{co}}{k} = 0,17 (NR_e)^{0,67} (NP_r)^{0,37} (D/D_T)^{0,1} (d_{co}/D_T)^{0,5} (\mu/\mu_w)^\eta \quad (23)$$

Aquí, η es una función de μ . La ecuación 23 se considera aplicable a todas las dimensiones de tanque con una turbina de seis hojas rectas, tanto para aquellas que tienen deflectores o un serpentín helicoidal interior, si los diámetros del tubo son: $0,018 \leq d_{co}/DT \leq 0,036$ a un rango de viscosidad alrededor de 10 000 cP.

La corrección de viscosidad para la ecuación 23 se aplica a todos los tamaños de tanque.

El espaciado de los tubos enrollados de 2 a 4 diámetro de tubo ha mostrado un efecto poco apreciable en el coeficiente, con una turbina de cuatro hojas planas y tubos verticales como deflectores y a $1\,300 < NR_e < 2\,000\,000$:

$$\frac{h_i d_{co}}{k} = 0,019 (NR_e)^{0,65} (NP_r)^{0,3} (\mu/\mu_w)^{0,14} (D/D_T)^{0,33} (2/B)^{0,2} \quad (24)$$

Turbina de hojas curvas: Con tubos helicoidales internos y un impelente de seis hojas curvas, se calcula según la ecuación 25:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,78 (NR_e)^{0,62} (NP_r)^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (25)$$

Propela: Para serpentín interior de calentamiento o enfriamiento, y mezclado con hélice, calcule h_i según la ecuación 26:

$$\frac{h_i d_{co}}{k} = 0,078 (NR_e)^{0,62} (NP_r)^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (26)$$

La ecuación 26 está basada en datos limitados con independencia de la forma de la propela y de la colocación o no de deflectores. Cuando se utilice en el diseño, divida el h_i obtenido por un factor de 1,3.

Paleta: Para el mezclado con una paleta:

$$\frac{h_i D_T}{k} = 0,87 (NR_e)^{0,62} (NP_r)^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (27)$$

No existen correlaciones disponibles para el calentamiento con serpentines internos y el mezclado con anclas o cintas helicoidales.

Los factores de obstrucción (ffi, ffj, ffcj y fcco) para determinar el coeficiente total de transferencia de calor (U) deben ser estimados a partir de la experiencia operacional anterior o según criterios de la severidad de obstrucción.

Las resistencias de la pared pueden ser significantes y deben ser calculadas.

Coeficientes exteriores de recipientes con camisas

Camisa anular con deflectores en espiral: Un líquido de transferencia de calor circula a través de este tipo de camisa. No es utilizado con vapor condensante.

Para propósitos de transferencia de calor esta camisa puede considerarse un caso especial de tubo helicoidal, si ciertos factores son incorporados en las ecuaciones para calcular los coeficientes peliculares exteriores. En las siguientes ecuaciones, el diámetro de transferencia de calor equivalente (D_e), para una sección transversal rectangular, es igual a $4w$ (w es el ancho del espacio anular). Se calculan las velocidades de la sección transversal real del área de flujo ($p.w$, siendo p el paso del deflector en espiral), y a partir del flujo másico efectivo (W'), a través del conducto.

Las pérdidas alrededor de los deflectores en espiral son considerables, alcanzando hasta el 30 y el 50 % del flujo másico total (W). Para obtener el coeficiente pelicular exterior conservativo y evitar hacer laboriosos tanteos y errores de los balances de presión, para establecer flujos y velocidades precisas en el conducto en espiral, el flujo másico efectivo debe tomarse como un 60 % aproximado del flujo másico total que va a la camisa ($W' \approx 0,6 W$).

A un número de Reynolds dado, los coeficientes de transferencia de calor de los tubos (serpentines), particularmente de aquellos con flujos turbulentos, son más elevados que los de los tubos rectos largos, debido a una mayor fricción.

El flujo a través de una camisa anular con deflectores en espiral actúa de forma similar. Por lo tanto, a $NR_e > 10\ 000$ la ecuación de Sieder-Tater para tuberías rectas, multiplicadas por un factor de corrección para serpentines en flujo turbulento, $1 + 3,5 (D_e/D_c)$, puede ser utilizada para calcular el coeficiente pelicular exterior:

$$\frac{h_j D_e}{k} = 0,027 (NR_e)^{0,8} (NP_r)^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14} [1 + 3,5(D_e/D_c)] \quad (28)$$

A $NR_e < 2\ 100$, la ecuación 29, también para tuberías rectas, puede utilizarse:

$$\frac{h_j D_e}{k} = 1,86 [(NR_e)(NP_r)(D_e/L)]^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (29)$$

En la región de transición, $2\ 100 < NR_e < 10\ 000$, obtenga h_j , de lo contrario utilice las ecuaciones 28 y 29 para mayor exactitud.

Camisa anular sin deflectores: En el caso de condensación de vapores, un coeficiente pelicular (h_j) de $1\ 000\ \text{BTU}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$ es una suposición segura. En el caso de circulación de líquidos, variarán muy poco debido a la gran área de flujo de la sección transversal.

Los coeficientes exteriores para camisas sin deflectores se pueden obtener para flujo turbulento, laminar y de transición mediante las ecuaciones 28 y 29, excepto que el factor de corrección para flujo turbulento en serpentín ($1 + 3,5 [D_e/D_c]$), no está incluido en la ecuación 28. En este caso, el diámetro equivalente de transferencia de calor (D_e) se encuentra mediante la ecuación 30, y el área de flujo mediante la ecuación 31:

$$D_e = [(D_{j0})^2 - (D_{ji})^2] / D_{ji} \quad (30)$$

$$A_x = \pi [(D_{j0})^2 - (D_{ji})^2] / 4 \quad (31)$$

A números de Reynolds muy bajos (región de flujo laminar), la convección natural ayudará, si se limita la transferencia de calor. La ecuación 32, desarrollada para flujo laminar de agua en ánuos, ofrece un coeficiente pelicular aproximado:

$$\frac{h_j D_e}{k} = 1,02 (NR_e)^{0,45} (NP_r)^{0,32} (D_e/L)^{0,4} (D_{j0}/D_{ji})^{0,8} (\mu/\mu_w)^{0,14} (NG_r)^{0,05} \quad (32)$$

El número de Grashof (NG_r) tiene que evaluarse a partir de las propiedades del fluido a la temperatura promedio (T).

Para la ecuación 32 evalúe D_e como:

$$D_e = D_{j0} - D_{ji} \quad (33)$$

La ecuación 33 es solo para flujo laminar. Para flujo turbulento, obtenga D_e mediante la ecuación 30, para ser utilizado en la ecuación 28, como se notó previamente.

Para tubos verticales, se han desarrollado factores de corrección más complejos para la convección natural.

Sin embargo, se recomienda que tanto los factores de corrección como la ecuación 32 sean aplicados a camisas, serpentines internos o deflectores tubulares en los cuales el flujo es laminar, debido a su complejidad, en función de obtener valores de h_j más conservativos.

Asimismo, se recomienda que sean instaladas una o más boquillas de agitación en la entrada de las camisas, porque los coeficientes peliculares son muy bajos con un líquido que circula a través de una camisa sin deflectores (incluso a velocidades razonables). Los coeficientes peliculares para camisas anulares equipadas con boquillas de agitación se pueden obtener de los fabricantes.

Para lograr un coeficiente pelicular exterior de por lo menos 400, las boquillas para una camisa anular deben seleccionarse para suministrar una potencia hidráulica por pie cuadrado de área de transferencia total mínima de 0,01. La potencia hidráulica se da en: $HHP = (gpm) (psi)/1,715$, donde gpm es el flujo volumétrico total a través de la camisa y psi es la caída de presión a través de la boquilla (o boquillas), basada en el flujo a través de cada una de estas.

Para caídas de presión y características del flujo de varios tamaños de boquillas de agitación Pfaudeler, como por ejemplo, para una camisa que tiene 135 pie^2 de área de transferencia de calor, se requiere una potencia hidráulica igual a 1,35.

Si el flujo necesario en la camisa para transferencia de calor es de 117 gpm (basado en una elevación permisible de la temperatura del fluido en la camisa), son adecuadas tres boquillas de $1 \frac{1}{2}$ " con una caída de presión de 20 psi y un flujo de 39 gpm, porque:

$$\frac{HHP}{P_{ie}^2} = 3(39)(20)/(1715)(135) = 0,01$$

Camisa de medio tubo: Se calculan los coeficientes peliculares exteriores mediante las ecuaciones 28 y 29 para flujo laminar, turbulento y de transición, respectivamente.

Los enrollados de tubos se hacen con un ángulo central de 180° (sección transversal semicircular) o con un ángulo de 120° . Para el primero, $D_e = (\pi/2)d_{ci}$. Para el cálculo de la velocidad $A_x = (\pi/8) (d_{ci})^2$, con $d_{ci} = DI$. Para medio tubo de 120° , $D_e = 0,708 d_{ci}$ y $A_x = 0,154 (d_{ci})^2$.

Camisa dimple: Los coeficientes peliculares en este caso se determinan también a partir de las ecuaciones 28 y 29 para flujos turbulentos, laminares y de transición, respectivamente.

Cuando se utiliza la ecuación 28 se omite el factor de corrección del flujo turbulento debido a la turbulencia creada por los dimples en la corriente de flujo. Los coeficientes así obtenidos no son muy precisos, con probabilidad de error en el lado bajo. Deben utilizarse coeficientes basados en datos experimentales si están disponibles.

Para dimensiones típicas de los conductos de los fluidos suministrados por el fabricante el diámetro equivalente para transferencia de calor es aproximadamente 0,66 pulgadas.

El área de flujo es $1,98 \text{ plg}^2/\text{pie}$ de circunferencia del recipiente. Un recipiente dimple de 6 pies de diámetro, por ejemplo, podrá tener un área de flujo de $\pi(6)$ (1,98) o $37,3 \text{ plg}^2$.

Coeficientes exteriores de tubos interiores

Los tubos interiores deben diseñarse por flujos turbulentos.

Para casos especiales en los que intervienen fluidos viscosos de transferencia de calor el flujo laminar o de transición será inevitable.

Utilice las ecuaciones 28 y 29 para calcular los coeficientes peliculares exteriores de tubos interiores (h_{ci}) para flujos turbulentos, laminares y de transición, respectivamente, como se indicó con anterioridad, excepto en la ecuación 28, donde se debe sustituir la razón:

$$\frac{d_{ci}}{D_c} \text{ por } \frac{D_e}{D_c}, \text{ ecuacion (29) sustituir } \left(\frac{d_{ci}}{D_c} \right)^{1/2} \text{ por } (D_e/L)$$

Para el caso especial del agua, cuando el tubo se diseña para flujos turbulentos, la ecuación 28 brinda coeficientes peliculares que no son conservativos.

En todos los casos, h_{ci} tiene que convertirse a h_{co} (coeficiente pelicular exterior del tubo) antes de calcular V_o .

Área de transferencia de calor

El área superficial para recipientes agitados con calentamiento y enfriamiento puede ser provista tanto de camisas externas como de serpentines (deflectores tubulares). Normalmente se prefiere la camisa debido a:

- Materiales de construcción más baratos y no tendencia a ensuciarse, fácil limpieza y mantenimiento, menores problemas en acumular catalizadores y fluidos viscosos, y mayor superficie de transferencia de calor.
- Los serpentines deben considerarse solamente si:
 - La camisa sola no cubre el área de transferencia de calor.
 - La presión en las camisas excederá los 150 psig.
 - Se requiere procesamiento al vacío y alta temperatura.

Bajo las dos últimas condiciones, un serpentín ofrece las ventajas de un coeficiente total más elevado, debido a que sus paredes serán más delgadas.

Camisa anular: En este caso el área de transferencia de calor efectiva (con o sin deflectores en espiral) es aquella que está mojada tanto por los contenidos del recipiente como por el fluido de transferencia de calor.

Camisa de medio tubo: Estos serpentines estándares vienen de 2,3 y 4". El espaciamiento entre tubos adyacentes es normalmente de $\frac{3}{4}$ ".

El área entre los medios tubos (no mojados por el medio de calentamiento) no es completamente efectiva en la transferencia de calor, porque las paredes del recipiente transmiten el calor longitudinalmente. Multiplicando el área entre los medios tubos por 0,6 y añadiendo el producto del área bajo los medios tubos, se obtienen valores conservativos para el área efectiva total. Este método conduce a las siguientes relaciones: área de transferencia de calor efectiva a área total de transferencia de calor (A'/A) para los diámetros de tubos: 2"-0,90, 3"-0,93 y 4"-0,94.

Camisa dimple: Para un dimple soldado de $\frac{1}{2}$ " en un patrón de $2 \frac{1}{2}$ ", la relación $A'/A = 0,92$.

Serpentines internos: El área de transferencia de calor efectiva es el área total mojada, basada en la superficie exterior del serpentín. Esta área de transferencia exterior (A_{co}) se calcula como:

$$A_{co} = \pi d_{co} \cdot H_c \cdot n \left[(\pi \cdot D_c)^2 + n^{-2} \right]^{1/2} \quad (34)$$

Aquí n es el número de vueltas del serpentín por pie de altura y es igual al inverso del paso del serpentín (p).

Caída de presión del medio de transferencia

Las caídas de presión en las camisas y serpentines pueden ser significativas cuando se requiere un alto grado de turbulencia (alta velocidad), con el fin de mejorar el coeficiente total mediante el incremento del coeficiente pelicular (h_i) del medio de transferencia de calor. Esto puede suceder cuando el coeficiente pelicular interior (h_i) no puede mejorarse más adelante (ver ecuaciones 28 y 29) para el efecto de la velocidad en h_i . Tal circunstancia ocurre cuando la caída de presión en una camisa o serpentín tiene que ser diseñada para operar dentro de límites impuestos por un sistema de transferencia de calor continuo, que sirve a múltiples equipos y que tiene un diferencial de presión fijo entre el suministro del fluido y los cabezales de retorno.

Para obtener el flujo másico deseado a través de la camisa o serpentín en función de transportar el calor transferido dentro de un límite de caída de presión, podría ser necesario dividir la camisa o serpentín en un número de zonas paralelas (multipases).

Mediante esta acción se incrementará el flujo másico total hacia las zonas y se incrementará asimismo la velocidad en la camisa o serpentín en una menor extensión. Sin embargo, si el objetivo es incrementar la velocidad para obtener un coeficiente pelicular más elevado, el multipase podría tener como resultado un flujo volumétrico excesivo si se aplica este procedimiento. En este caso es más aconsejable acudir a una camisa o serpentín de simple pase e incrementar la presión y velocidad del fluido mediante una bomba reforzadora.

Camisa anular con deflectores en espiral

Este tipo de camisa puede considerarse similar a un serpentín que tenga una sección transversal rectangular en lugar de la circular.

Preferiblemente, el sistema debe diseñarse para el flujo turbulento del fluido de transferencia de calor. La ecuación de Fanning (ecuación 35) puede utilizarse para calcular la caída de presión si:

- Se utiliza un diámetro equivalente para fluidos en una sección transversal rectangular cuando se determina el número de Reynolds y el factor de fricción y;
- Si se aplica un adecuado multiplicador al factor de fricción (o se utiliza una longitud equivalente) para aplicar la curvatura del conducto helicoidal.

$$\Delta P = 4ff \left(\frac{V^2}{2g} \right) \left(\frac{L}{D_e'} \right) \left(\frac{\rho}{144} \right) = f_m \left(\frac{V^2}{2g} \right) \left(\frac{L}{D_e'} \right) \left(\frac{\rho}{144} \right) \quad (35)$$

El diámetro equivalente (D_e') para los cálculos de flujo de fluido está dado por:

$$D_e = 4 \left(\frac{\text{area de flujo de la sección transversal}}{\text{perímetro mojado para el flujo}} \right) = \left(\frac{4P_w}{2p + 2w} \right) = \left(\frac{2P_w}{p + w} \right) \quad (36)$$

Note que para el conducto rectangular, D_e' difiere del diámetro equivalente para los cálculos de transferencia de calor (D_e), el cual es igual a $4w$. Para D_e , de la pared interna de la camisa solamente se considera el perímetro mojado, porque la transferencia de calor se limita a esta superficie y ofrece resultados más conservativos de h_j cuando se aplican las ecuaciones 28 y 29.

Hay un número de vías confiables para determinar la curvatura del conducto helicoidal.

La figura 1.13 muestra la resistencia de los tubos de ángulo de 90° al flujo de fluido en términos de longitud equivalente de tubos rectos.

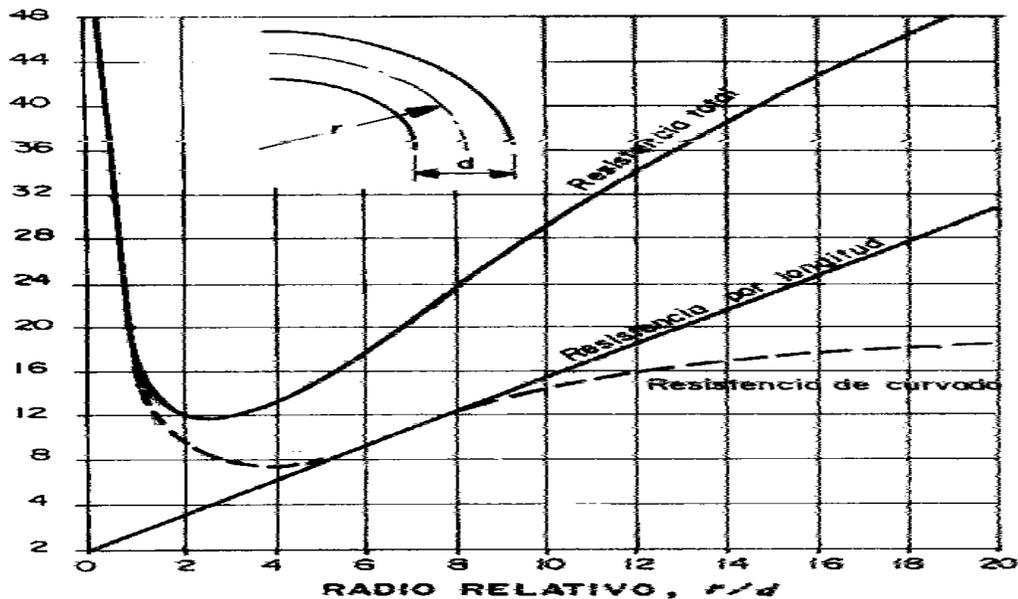


Figura 1.13 Resistencia al flujo de fluidos de tubos curvos (90°)

La resistencia de los tubos de ángulo mayor de 90° se calcula de la siguiente forma:

$$L/D_e^1 = R_t + (n - 1)[R_l + (R_b/2)] \quad (37)$$

Donde:

n: Número de curvaturas de 90° en un serpentín.

Rt: Resistencia total debido a una curvatura de 90° en L/De'.

Como ejemplo, determine las longitudes equivalentes en diámetros de tuberías de curvatura de 90° y en una de 270°, ambos con un radio relativo de 12.

La curva de resistencia total de indica la longitud equivalente de una curvatura de 90° de 34,5 pies de diámetro. La longitud equivalente de una curvatura de 270° es $L/De' = 34,5 + (3 - 1) [18,7 + (15,8/2)] = 87,7$ diámetro del tubo.

La pérdida calculada será menor que la suma de las pérdidas a través de un número específico de curvaturas de 90° separadas por tangentes.

Se sugiere que el radio exterior del recipiente sea sustituido por el radio medio del conducto del flujo helicoidal (r) (figura 1.13) al aplicar este método. Utilizando el radio medio (el cual es igual al radio exterior del recipiente más la mitad del ancho de la camisa anular) se obtienen resultados más conservadores.

Sustituyendo la ecuación 37 en la ecuación 35 e incluyendo las pérdidas por entrada y salida se obtiene:

$$DP_j = f_m \left(\frac{V^2}{2g} \right) \left[Rt + (n - 1) \left(R_e + R_b / 2 \right) \right] \left(\frac{\rho}{144} \right) + 2 \left(\frac{V^2}{2g} \right) \left(\frac{\rho}{144} \right) \quad (38)$$

Aquí, un total de dos cargas de velocidad se asume en el segundo término para las pérdidas por entrada y salida (incluyendo expansión, contracción y giros bruscos del fluido).

Para encontrar la caída de presión a través de la longitud desarrollada del serpentín para flujo laminar recto utilice primero la forma siguiente de la ecuación de Poiseville:

$$\Delta P = 0,0167 \mu L v / (D_e')^2 \quad (39)$$

Posteriormente, multiplique la ΔP de la ecuación (39) por el factor F_{LF} , obtenido del gráfico inferior en la figura 1.14 para obtener la caída de presión del flujo laminar curvo.

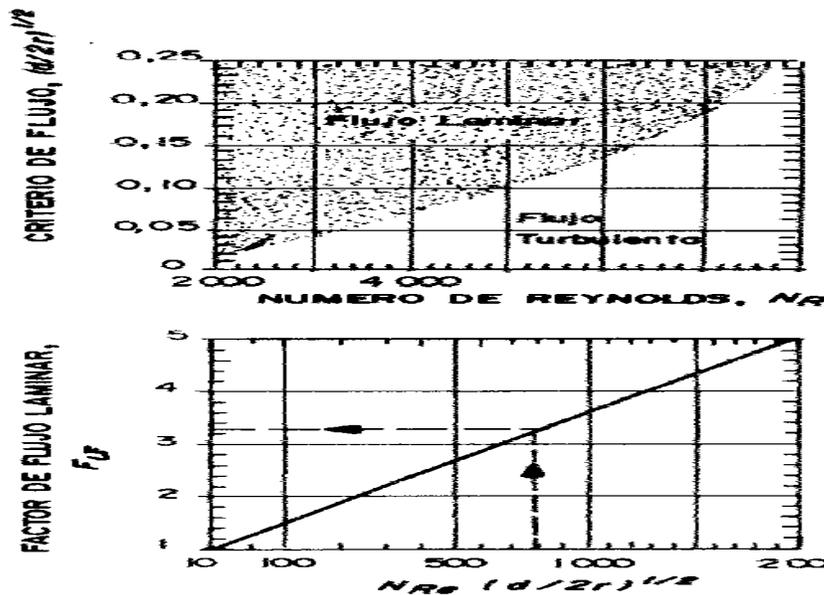


Figura 1.14 Caída de presión en serpentines

Debido a la pérdida considerable alrededor de los deflectores en espiral (a la cual se hizo referencia en la discusión anterior sobre el cálculo de los coeficientes peliculares exteriores para camisas anulares con deflectores en espiral), se recomienda que la velocidad en las ecuaciones 35 y 38 también esté basada en el flujo efectivo (60 % del

flujo total). Sin embargo, el flujo total se utiliza para determinar las caídas de presión en las líneas de suministro y retorno, válvulas de control, accesorias, etc.

Camisa anular sin deflectores: El flujo en este tipo de camisa puede considerarse aproximadamente el mismo que el flujo en el ánulo de un intercambiador de doble tubo.

La ecuación de Fanning (35) puede aplicarse a este tipo de camisa (cuando no se aplica a boquillas de agitación), con un adecuado diámetro equivalente.

El diámetro equivalente para calcular el flujo de fluido (D_e') puede encontrarse mediante la siguiente fórmula:

$$D_e' = 4 \left(\frac{\text{Area de flujo de la sección transversal}}{\text{perímetro húmedo para el flujo}} \right) = 4 \frac{(\pi/4)(D_{j0}^2 - D_{ji}^2)}{\pi(D_{j0} + D_{ji})} = D_{j0} - D_{ji} \quad (40)$$

Note que el diámetro equivalente para calcular el flujo de fluidos (D_e') difiere del diámetro equivalente para calcular la transferencia de calor tal como se da en la ecuación 30. Solamente la pared interior de la camisa se utiliza como perímetro húmedo en la ecuación 30, porque la transferencia de calor se limita a esta superficie.

Utilizando la pared interior de la camisa se obtienen también valores más conservativos para los coeficientes peliculares de las ecuaciones 28 y 29.

Como se notó antes, los coeficientes peliculares serán normalmente bajos para este tipo de camisa sin boquillas de agitación. Los datos de caída de presión para boquillas de agitación, tales como se muestran en la figura 1.15, pueden obtenerse de los fabricantes, y la caída de presión en chaquetas en la figura 1.16.

La caída de presión total en la camisa es igual a 1,25 por caída de presión en la boquilla.

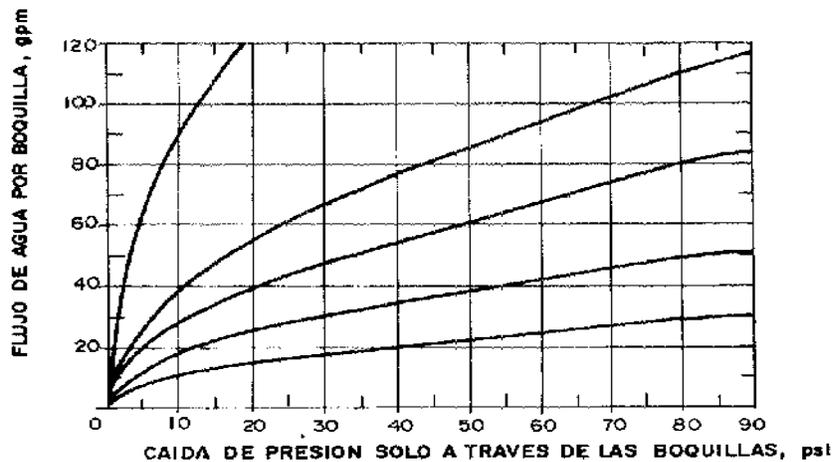


Figura 1.15 Caída de presión para las boquillas de agitación

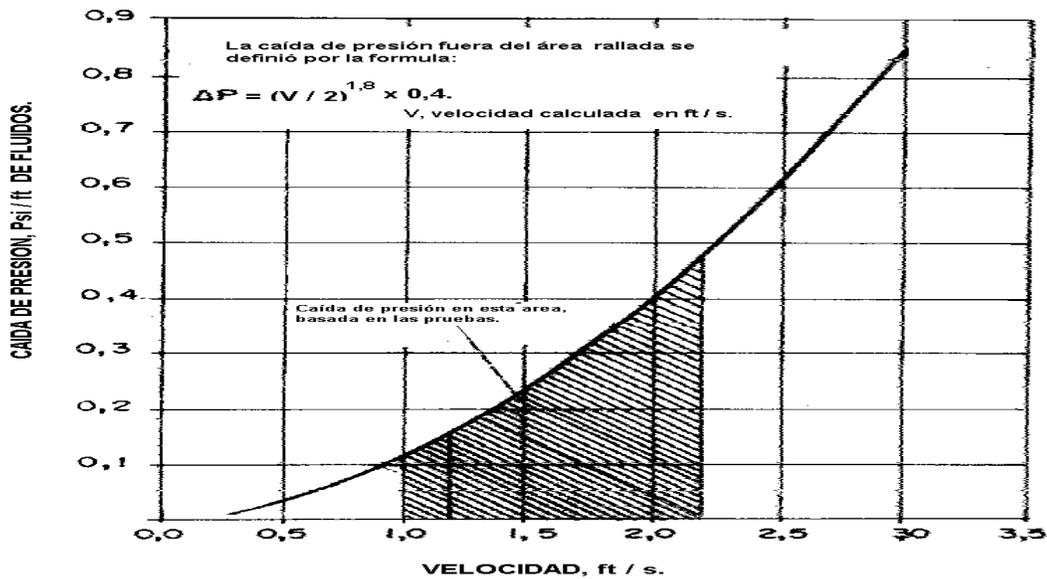


Figura 1.16 Caída de presión en chaquetas

Camisa de serpiente de medio tubo

Los cálculos de flujo y caída de presión para este tipo de camisa son similares a los descritos previamente para una camisa anular con deflectores en espiral. Esta camisa debe diseñarse para el flujo turbulento del fluido de transferencia de calor.

Note que el diámetro equivalente para el cálculo del flujo de fluido (De') difiere del que se utiliza para el cálculo de la transferencia de calor (De), donde el perímetro mojado en la pared interior de la camisa es d_{ci} en lugar de: $d_{ci} + \pi d_{ci}/2$.

Para serpentines de medio tubo de 120° el diámetro equivalente para el flujo de fluidos (De') es igual a $0,321 d_{ci}$. Este difiere del diámetro equivalente para transferencia de calor (De), el cual es igual a $0,708 d_{ci}$.

Camisa dimple

Los cálculos de la caída de presión son complejos y podrían no dar resultados exactos. Es aconsejable obtener tales datos de los fabricantes. Para predecir la caída de presión, basada en los ensayos de Brighton Corp, para camisa dimple con deflectores internos, deben tomarse en cuenta también los estudios de Kaferle.

Serpentines internos

El procedimiento para calcular la caída de presión a través de serpentines es similar al descrito para camisas anulares con deflectores en espiral y para camisas de serpentines de medio tubo. En este caso los diámetros equivalentes para transferencia de calor y flujo de fluido son los mismos (es decir, igual al diámetro interior del serpentín).

1.7.5 Orden metodológico para determinar los parámetros de transferencia de calor en recipientes agitados

Datos generales del proceso:

- Propiedades físicas de la sustancia.
- Medio de calentamiento o enfriamiento.
- Material de construcción del recipiente.
- Parámetros del proceso químico.
- Tipo de proceso.
- Temperatura del proceso.
- Presión en el interior y en el exterior del recipiente.
- Flujos en el recipiente y en los elementos de transferencia.
- Régimen de turbulencia.
- Características constructivas del aparato y sus accesorios.
- Forma geométrica del vaso principal y del fondo del recipiente.
- Tipo de impelente utilizado en la agitación.
- Tipo de elemento de transferencia de calor.
- Pasos para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor:
 - Coeficiente pelicular por el lado interior del proceso.
 - Coeficiente pelicular por el exterior del proceso.
 - Coeficiente de obstrucción.
 - Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.
- Determinación de las caídas de presión en los elementos de transferencia de calor.
- Cálculo de los tiempos de calentamiento o enfriamiento.

Definiciones de los datos generales:

- a. Propiedades físicas de las sustancias: Las principales propiedades en este caso son: densidad, viscosidad, estado de agregación, conductividad térmica, etc.
- b. Propiedades físicas del material de construcción del recipiente: Las propiedades principales que deben conocerse en este caso son: la densidad y la conductividad térmica.

Los tipos de proceso pueden ser: continuos, semicontinuos y discontinuos.

La temperatura del proceso es la temperatura máxima en el proceso químico que se ejecuta.

Presión exterior o interior.

Los valores de los flujos en el recipiente y de los elementos de transferencia son medidos o conocidos en el proceso.

En el proceso químico el régimen puede ser:

- Laminar: $Re < 2\ 100$.
- Transición: $2\ 100 < Re < 10\ 000$
- Turbulento: $Re > 10\ 000$.

Presión máxima (interior o exterior) en el proceso químico que se ejecuta.

Forma geométrica del vaso principal y del fondo del recipiente: Es necesario conocerla para determinar si el recipiente es estándar o no estándar.

Tipo de impelente utilizado en la agitación: Los impelentes más comunes y que se disponen en los metales anteriores son: turbina de paleta (hoja) plana, turbina de paleta (hoja) curva, propela (hélice), paleta, cinta helicoidal, ancla.

Tipo de elemento de transferencia de calor: Los elementos de transferencia más comunes y que se disponen en los métodos anteriores son:

- Camisa (convencional o con espirales [deflector]).
- Serpentín interior.
- Camisa dimple.
- Camisa de medio tubo.

El orden metodológico planteado para determinar el coeficiente global de transferencia de calor en recipientes agitados facilita el trabajo con los procedimientos de cálculo propuestos.

El procedimiento planteado es el más completo y apropiado para los reactores del tipo tanque agitado, aunque, como se señaló anteriormente, los datos de propiedades físicas deben ser bien precisos y no siempre están disponibles. Por otra parte, las ecuaciones pueden ser aplicadas solo a sistemas geoméricamente similares a los descritos, estas limitaciones hacen pensar en la necesidad de lograr métodos de mediciones prácticas del coeficiente global de transferencia de calor en recipientes agitados.

1.7.6 Algunas consideraciones para la determinación práctica del comportamiento térmico de los líquidos agitados

Partiendo de los métodos estudiados y referidos en este capítulo, se consideró llevar a cabo algunos experimentos que demuestren las posibilidades potenciales existentes para medir prácticamente el coeficiente de transferencia de calor en recipientes agitados. Aunque en este caso no se llega a métodos concluyentes, es posible tomar como base estas recomendaciones para trabajos futuros.

Equipos utilizados en el experimento:

- Un recipiente estándar vertical de acero inoxidable con tres cortacorrientes interiores a 120° y chaqueta convencional.
- Agitación con impelente de cuatro paletas planas.
- Equipo electrónico para las mediciones térmicas (desarrolladas por los autores de este trabajo).
- Con resistencia eléctrica para el calentamiento local y dos sensores de temperatura tipo termisores.

Es posible calentar el medio en un punto cualquiera con la resistencia eléctrica que posee:

$$R = 24 \text{ k ohm} \quad I = 9,17 \cdot 10^{-3} \text{ A y V con } 220 \text{ V}$$

Es posible ajustar la temperatura que se desea obtener en el punto caliente (calentado por la resistencia) y en el punto frío (que debe calentarse por transferencia térmica al cabo de un tiempo Υ).

Es posible conocer el tiempo empleado en alcanzar la diferencia de temperatura deseada entre los dos puntos referidos mediante un cronómetro ajustado al equipo de forma manual.

A partir de lo anterior y de una serie de consideraciones que a continuación relacionamos se montó el experimento.

Conociendo que:

$$\frac{Q}{\tau} = R \cdot I^2 = U \cdot A \cdot \Delta t, \text{segun ley de Joule} - \text{Lens}$$

$$\text{y que } U \Rightarrow \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^0 \text{C}}, \text{Por definic.}$$

Se considera que la transferencia de calor entre los dos puntos concluye cuando se estabiliza el proceso con el logro del equilibrio termodinámico.

Definición del experimento:

Comenzamos a calentar un punto en el interior del recipiente hasta alcanzar la temperatura (t_2); en la chaqueta del recipiente la temperatura (t_1) es conocida. Una vez estabilizadas las temperaturas t_1 y t_2 comenzamos la agitación del líquido en el interior del recipiente, manteniendo constante t_2 con ayuda de la resistencia que actúa automáticamente. A continuación comienza a medirse la temperatura.

El cronómetro automático comienza a marcar cuando se llega al valor de t_2 y se detiene cuando la diferencia de temperatura es la deseada. El tiempo registrado es el que se considera necesario para que concluya la transferencia de calor en las condiciones descritas. Con el cronómetro manual se registra el tiempo mediante la ayuda de los focos de señalización que muestran el momento en que se alcanzan los valores de temperatura referidos.

Cada sustancia con las mismas condiciones debe diferenciarse de otra en el tiempo requerido para que ocurra la transferencia de calor y que puede medirse en esta instalación.

Para estas condiciones es posible considerar asimismo que la $\frac{R \cdot I^2}{A} = \text{constante}$ que llamaremos constante del equipo (feq) y que está expresada en $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2} \right]$. El coeficiente de

transferencia de calor quedaría expresado por la siguiente relación:

$$Um = \frac{feq}{\Delta t \cdot \tau_{req}} \text{ en } \left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^0 \text{C} \cdot \text{h}} \right]$$

donde τ_{req} se expresa en horas, y es en definitiva el parámetro a medir con precisión para cada sustancia o sustancias que intervengan en la transferencia de calor.

A partir de la validez de estos resultados podrán realizarse ensayos con diferentes instalaciones, soluciones constructivas de impelente y recipientes, velocidad de agitación, sustancias, etc.

Experimento No. 1:

Se utilizó agua como líquido agitado y como medio de enfriamiento.

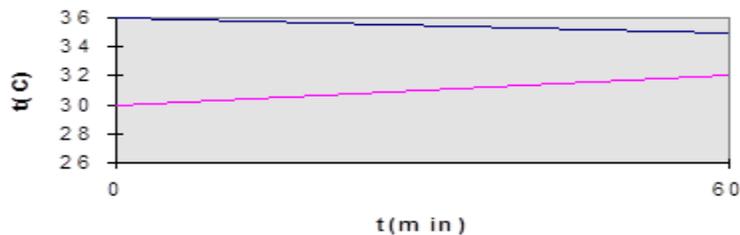
$$T_1 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}, t_2 = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t = 3\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (final de la transferencia de calor o diferencia de temperatura de equilibrio).}$$

Proceso en forma estacionaria, o sea, sin agitación y sin circulación de agua por la chaqueta.

Tabla 1.14 Datos del experimento No. 1

No.	T_1 ($^{\circ}\text{C}$)	t_2 ($^{\circ}\text{C}$)	T (min)	Δt ($^{\circ}\text{C}$)
1	30	36	0	6
2	32	35	60	3



Experimento No. 2:

Se utilizó agua como líquido agitado y como medio de enfriamiento.

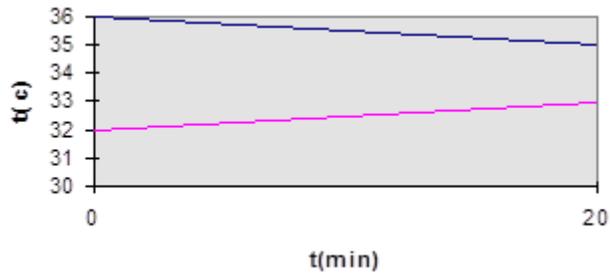
$$T_1 = 32\text{ }^{\circ}\text{C} \quad t_2 = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t \approx 2\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (final de la transferencia de calor o diferencia de temperatura de equilibrio).}$$

Proceso dinámico en el interior del recipiente, o sea, agitado, pero sin circular agua por la chaqueta (chaqueta llena de agua).

Tabla 1.15 Datos del experimento No. 2

No.	t_1 ($^{\circ}\text{C}$)	t_2 ($^{\circ}\text{C}$)	T (min)	Δt ($^{\circ}\text{C}$)
1	32	36	0	4
2	33	35	20	2



Experimento No. 3:

Se utilizó agua como líquido agitado y como medio de enfriamiento.

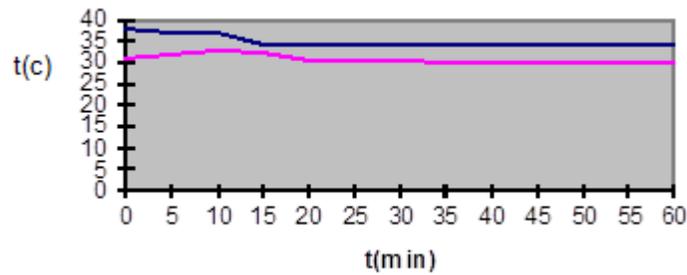
$$t_1 = 32 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_2 = 37 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$\Delta t \approx 4 \text{ } ^\circ\text{C}$ (final de la transferencia de calor o diferencia de la temperatura de equilibrio).

Proceso dinámico en el interior del recipiente y en la chaqueta.

Tabla 1.16 Datos del experimento No. 3

No.	t_1 ($^\circ\text{C}$)	t_2 ($^\circ\text{C}$)	T(min)	Δt ($^\circ\text{C}$)
1	31	38	0	7
2	32	37	5	5
3	33	37	10	4
4	32,5	34	15	1,5
5	32	34	20	2
6	30,5	34	25	3,5
7	30,5	34	30	3,5
8	30,5	34	35	3,5
9	30	34	40	4
10	30	34	45	4
11	30	34	50	4
12	30	34	55	4
13	30	34	60	4



Determinación experimental del coeficiente global de transferencia de calor.

$$D_{ex} = 122mm = 0,122m$$

$$D = 120mm = 0,12m$$

$$H_{ch} = 125mm = 0,125m$$

$$R = 24000ohm$$

$$V = 220v$$

$$I = 9,17 \cdot 10^{-3} \text{ Ampere}$$

$$f_{eq} = \frac{R \cdot I^2}{A}$$

$$A_{real} = \pi D_{ex} \cdot H_{ch}$$

$$A_{real} = \pi \cdot 0,122 \cdot 0,125$$

$$A_{real} = 0,0479m^2$$

$$f_{eq} = 42,1 \frac{Kcal}{m^2}$$

$$U_m = \frac{f_{eq}}{\Delta t \cdot \tau_{req}}; \left[\frac{Kcal}{m^2 h^{\circ}C} \right]$$

$$U_{m1} = \frac{f_{eq}}{6^{\circ}C \cdot 1h} = \frac{42,1}{6} = 7 \frac{Kcal}{m^2 h^{\circ}C} = 1,46 \frac{BTU}{pie^2 h^{\circ}F}$$

$$U_{m2} = \frac{f_{eq}}{4^{\circ}C \cdot 0,33h} = \frac{42,1}{1,32} = 31,57 \frac{Kcal}{m^2 h^{\circ}C} = 6,556 \frac{BTU}{pie^2 h^{\circ}F}$$

$$U_{m3} = \frac{f_{eq}}{7 \cdot 0,167} = \frac{42,1}{1,167} = 36,07 \frac{Kcal}{m^2 h^{\circ}C} = 7,492 \frac{BTU}{pie^2 h^{\circ}F}$$

Determinación teórica del coeficiente global de transferencia de calor para las condiciones de los experimentos realizados.

Datos generales del proceso:

Las propiedades físicas de la sustancia (agua) son:

Densidad: $\rho = 62,003 \text{ lb}/\text{pie}^3$.

Viscosidad: $\mu = 1,71 \text{ 487 lb}/\text{pie} \cdot \text{h}$.

Estado de agregación del agua: líquido.

Conductividad térmica: $K = 0,366 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ (}^\circ\text{F/pie)}$.

Las propiedades físicas del medio de enfriamiento son las mismas del punto (a).

Las propiedades físicas del material de construcción del recipiente que deben conocerse en este caso son:

Densidad: $\rho = 7\,850 \text{ kg/m}^3$.

Conductividad térmica: $K = 9,1 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ (}^\circ\text{F/pie)}$.

Parámetros del proceso químico:

- El tipo de proceso es discontinuo.
- La temperatura máxima del proceso químico que se ejecuta es de $38 \text{ }^\circ\text{C}$.
- La presión máxima interior en el proceso químico que se ejecuta es la atmosférica.
- Los flujos en el recipiente (V_r) y en el elemento de transferencia (V_t) son:
 - $V_r = 0,05\,562 \text{ pie}^3$.
 - $V_t = 0,06\,294 \text{ pie}^3/\text{s}$.

Régimen de turbulencia:

$$NRe = D^2 \cdot N \rho / \mu = 11\,770.$$

$NRe > 10\,000$: Determina el régimen de turbulencia.

Características constructivas del aparato y sus accesorios:

- La forma geométrica del vaso principal es un cilindro de fondo plano, el recipiente es estándar.
- El tipo de impelente utilizado en la agitación es el de paleta con una velocidad de $8\,400 \text{ rev/h}$.
- El tipo de elemento de transferencia es una chaqueta convencional.

Determinación del coeficiente global de transferencia de calor:

- Coeficiente pelicular por el lado interior del proceso (h_i).
- Coeficiente pelicular por el lado exterior del proceso.

$$\frac{h_i D t}{k_l} = 0,36 (NRe)^{0,67} (NP_r)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$NRe = \frac{D^2 \cdot N \cdot \rho}{\mu} = \frac{(0,19685 \text{ pie})^2 \cdot 8400 \text{ Rev/h} \cdot 62,003 \text{ lb/pie}^3}{1,71457 \text{ lb/pie} \cdot \text{h}}$$
$$= 11770$$

$$N_{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k_i} = \frac{0,99861 \text{ BTU} / \text{lb} \cdot ^\circ\text{F} \cdot 1,71457 \text{ lb} / \text{pie} \cdot \text{h}}{0,366 \text{ BTU} / \text{h} \cdot \text{pie}^2 (^\circ\text{F} / \text{pie})}$$

$$= 4,68$$

$$(\mu / \mu_o) = 1$$

$$Dt = 0,3937 \text{ pie}$$

$$h_i = 0,36(11770)^{0,67} \cdot (4,68)^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,9296$$

$$= 297,32 \text{ BTU} / \text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$\frac{h_j \cdot De}{k} = 1,86 \left[(N_{Re})(N_{Pr}) \left(\frac{De}{L} \right) \right]^{0,33}$$

$$De = \frac{[(D_{j0})^2 - (D_{ji})^2]}{D_{je}}$$

$$De = \frac{[(0,597)^2 - (0,4)^2]}{0,4} = 0,49 \text{ Pie}$$

$$N_{Re} = \frac{De \cdot V \cdot \rho}{\mu}$$

$$V = \frac{V_o}{0,785d^2}$$

$$V_o = 5 \text{ l} / \text{min} = 8,335 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$d = 0,012 \text{ m}$$

$$V = \frac{8,335 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}}{0,785 \cdot 1,44 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 0,73734 \text{ m} / \text{s} = 870,88 \text{ pie} / \text{h}$$

$$N_{Re} = \frac{0,49 \text{ Pie} \cdot 870,88 \text{ pie} / \text{h} \cdot 62,003 \text{ lb} / \text{pie}}{1,71457 \text{ lb} / \text{pie} \cdot \text{h}}$$

$$N_{Re} = 15430,88$$

$$h_j = 1,86 \left[15430,88 \cdot 4,68 \cdot \frac{0,49}{0,41} \right]^{0,33} \cdot \frac{0,366}{0,41}$$

$$h_j = 70,6 \frac{\text{Btu}}{\text{hpie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Los coeficientes de obstrucción de la sustancia (ft_i) y del medio de enfriamiento (ft_j) son iguales, donde: $ft_i = ft_j = 0,001$.

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + ft_i + \frac{x}{K_m} + ft_j + \frac{1}{h_j}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{297,32} + 0,001 + \frac{1}{9,1} + 0,001 + \frac{1}{70,6}$$

$$\frac{1}{U} = 0,003363 + 0,001 + 0,109890 + 0,001 + 0,071792$$

$$\frac{1}{U} = 0,129417 \Rightarrow u = 7,726 \frac{\text{BTU}}{\text{hpie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Resultado del coeficiente global de transferencia de calor:

Por el método teórico: $U = 7,726 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$.

A partir de las mediciones prácticas: $U_m = 7,492 \text{ BTU} / \text{pie}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}$.

Se puede observar que los resultados obtenidos para el coeficiente global de transferencia de calor mediante el cálculo teórico son muy similares a los valores obtenidos a partir de las mediciones prácticas, lo que permite valorar, al menos preliminarmente, el potencial futuro del método práctico que se propone.

Nomenclatura:

A: Área de transferencia de calor (pie^2).

A': Área de transferencia de calor efectiva (pie^2).

Ax: Área de flujo de la sección transversal (pie^2).

B: Número de deflectores.

Cj: Calor específico del fluido de la camisa ($\text{BTU/lb } ^\circ\text{F}$).

Cp: Calor específico del contenido del recipiente ($\text{BTU/lb } ^\circ\text{F}$).

D: Diámetro del impelente (pie).

Dc: Diámetro medio o línea del centro del serpentín (pie).

De: Diámetro equivalente para transferencia de calor (pie).

De': Diámetro equivalente para flujo de fluido (pie).

Dji: Diámetro interior de camisa (pie).

Djo: Diámetro exterior de camisa (pie).

DT: Diámetro interior del recipiente (pie).

dci: Diámetro interior del tubo o serpentín (pie).

dco: Diámetro exterior del tubo o serpentín (pie).

dcm: Diámetro medio logarítmico del tubo o serpentín (pie).

e: Espaciado $(\Delta T - \Delta)/2$ (pie).

F: Flujo volumétrico en camisa o serpentín (gal/min).

ff: Factor de fricción de Fanning (adimensional).

fm: Factor de fricción Moody = $4 ff$ (adimensional).

ffi: Factor de obstrucción dentro del recipiente ($\text{h pie}^2\text{ }^\circ\text{F/BTU}$).

ffj: Factor de obstrucción dentro de la camisa ($\text{h pie}^2\text{ }^\circ\text{F/BTU}$).

ffci: Factor de obstrucción del lado del serpentín referido al interior de este ($\text{h pie}^2\text{ }^\circ\text{F/BTU}$).

ffco: Factor de obstrucción del lado del serpentín referido al exterior de este ($\text{h pie}^2\text{ }^\circ\text{F/BTU}$).

g: Aceleración debido a la gravedad ($4,17 \times 10^8 \text{ pie/h}^2$).

Hc: Altura total del serpentín (pie).

h: Coeficiente pelicular ($\text{BTU/h pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$).

h_{ci}: Coeficiente del lado del serpentín referido al área del serpentín interior (BTU/h pie² °F).

h_{co}: Coeficiente del lado del serpentín referido al área exterior de este (BTU/h pie² °F).

h_i: Coeficiente del lado del proceso (BTU/h pie² °F).

h_j: Coeficiente dentro de la superficie o camisa (BTU/h pie² °F).

i: Paso del impelente de cinta (pie).

$K = e^{(UA/NC_i)}$ (adimensional).

k: Conductividad térmica (BTU/h pie² °F/pie).

L: Longitud del serpentín o conducto de la camisa (pie).

m: Masa de material en el recipiente (lb).

N: Velocidad del agitador (rev/h).

Gr: Número de Grashoff ($De^3 \rho^2 g \beta \Delta t / \mu^2$, adimensional).

Nu: Número de Nusselt ($h_i \cdot D / K$, adimensional).

Pr: Número de Prandtl ($C_p \cdot \mu / K$, adimensional).

Re: Número de Reynolds: $D^2 \cdot N \cdot \rho / \mu$ en recipiente; $De \cdot V \cdot \rho / \mu$ en camisa (adimensional).

n: Número de vueltas por pie de altura de serpentín (1/pie).

ΔP : Caída de presión en tubo recto (lb/pulg²).

ΔP_c : Caída total de presión en serpentín (lb/pulg²).

ΔP_j : Caída total de presión en camisa (lb/pulg²).

P: Paso de la espiral del deflector (pie).

Q: Calor transferido (BTU/h).

T: Temperatura en camisa o serpentín (°F).

T₁: Temperatura de entrada en la camisa o serpentín (°F).

T₂: Temperatura de salida en la camisa o serpentín (°F).

T_w: Temperatura de la superficie de la pared en la camisa o serpentín (°F).

ΔT : Diferencia entre t y T (°F).

ΔT_{lm} : LMTD (°F).

t: Temperatura media del contenido del recipiente (°F).

t₁: Temperatura inicial del contenido del recipiente (°F).

t₂: Temperatura final del contenido del recipiente (°F).

t_w: Temperatura de la pared dentro del recipiente (°F).

ΔT_G : (T - T_w) para calentamiento y (T_w - T) para enfriamiento (°F).

U: Coeficiente total de transferencia de calor en recipiente con camisa (BTU/h pie² °F).

U_o: Coeficiente total de transferencia de calor en recipiente con serpentín (BTU/h pie² °F).

V: Velocidad en serpentín interno o camisa (pie/h).

W: Flujo másico en camisa o serpentín (lb/h).

W': Flujo másico efectivo en camisa (lb/h).

w: Ancho en camisa convencional o espiral (pie).

X: Espesor de la pared del recipiente o serpentín (pie).

Z: Altura del líquido (pie).

β: Coeficiente de expansión volumétrica (1/°F en Gr).

θ: Tiempo del ciclo del calentamiento o enfriamiento (h).

μ: Viscosidad a temperatura media (lb/pie . h).

μ_w: Viscosidad en la pared (lb/pie . h).

η: Exponente de corrección o viscosidad (adimensional).

ρ: Densidad (lb/pie³).

1.8 Intensificación de la transferencia de calor convectiva

1.8.1 Introducción

Ya se conoce el concepto de intensificación de la transferencia de calor convectiva, se explicará ahora su uso en estos procesos. Estos pueden clasificarse principalmente en:

- Intensificación producida por aumento del área de transferencia de calor.
- Intensificación producida por aumento del coeficiente pelicular de transferencia de calor.

De forma general la intensificación del intercambio de calor convectivo puede posibilitar lo siguiente:

- Reducir las dimensiones de la superficie de transferencia de calor para lograr más compactación en los equipos.
- Aumento del calor transferido, producido por un aumento del área de transferencia, pero ocupando el mismo espacio o similar.

En ambos casos hay un aumento de los gastos de potencia de bombeo, para alimentar los fluidos a los equipos donde ocurre el intercambio de calor.

Aumento del área de transferencia de calor (superficies extendidas).

Se justifica el uso de superficies extendidas cuando:

- Intercambian fluidos muy viscosos y a baja velocidad (generalmente por la concha).
- Gases con bajo intercambio térmico (k).

El método se fundamenta en el aumento del área de transferencia donde se encuentran estos fluidos, con vistas a incrementar el intercambio de calor (Q), mediante el aumento del área en el mismo espacio disponible.

$\uparrow Q = \downarrow U_d \cdot A \uparrow (\Delta t)$ verd.

Tipos de aletas (superficies extendidas).

Si el flujo de fluido es paralelo a los tubos, se usan las aletas longitudinales.

Si el flujo de fluido es perpendicular a los tubos, se usan las aletas transversales.

Tipos de aletas transversales:

- Espina.
- Estrella.
- Delta.
- Estrella modificada.
- Cilíndrica.

El método de cálculo para estos equipos difiere del convencional, porque se debe referir el coeficiente total de transferencia de calor al área interior de los tubos. Además, los coeficientes de depósitos deben añadirse a cada fluido en particular y no a U_c .

El coeficiente pelicular para las aletas puede ser determinado a través de las figuras 16.10 (Kern, 1978: 603) para aletas longitudinales, y la figura 16.18 (: 635) para aletas transversales. De estas figuras se determina el valor de h_f (coeficiente para la aleta y el tubo).

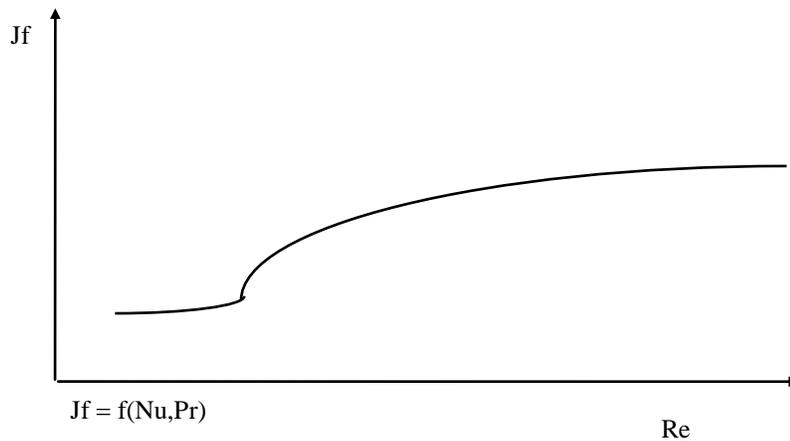


Figura 1.17 Coeficiente para la aleta y el tubo

Como la eficiencia de la aleta es más baja que la eficiencia de la tubería no cubierta por la aleta, entonces:

$$h_{fi} = (\Omega A_f + A_o) h_f / A_i$$

Donde :

$\Omega = \tanh mb / mb$, siendo b = altura de la aleta (m).

$$\text{y } m = (h_f \cdot P / k \cdot a_x)^{1/2}$$

P : Perímetro de la aleta (m).

Conductividad térmica de la aleta.

dx : Área transversal de la aleta (m^2).

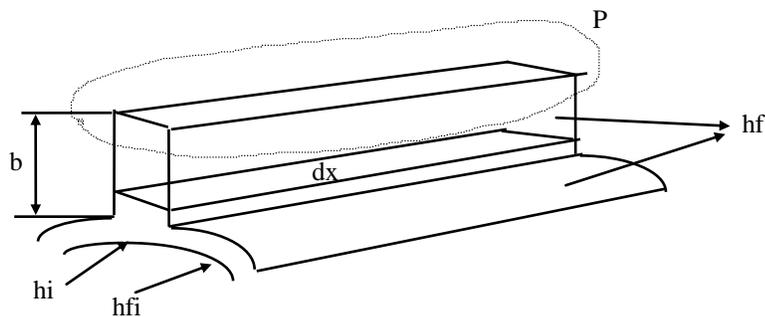


Figura 1.18 Perímetro y área transversal de la aleta

La eficiencia de la aleta (Ω) puede ser calculada a través de las figuras 16.13 a, b, c y d (Kern, 1978: 621), para diferentes geometrías de aletas.

Para añadir los depósitos se procederá del modo siguiente:

$$h_{do} = 1/R_{do} \quad R_{do} \rightarrow \text{ver tabla No. 12 (Kern, 1978)}.$$

$$h_f^i = h_{do} \cdot h_f^i / (h_{do} + h_f)$$

Entonces: $h_{fi} = (\Omega \cdot A_f + A_o) h_f / A_i$

Para el cálculo de $h_f = f(Re)$, use las figuras 16.10 y 16.18 (Kern, 1978), teniendo como parámetros :

$$Re = \rho \cdot w \cdot d_{eq} / \mu \quad d_{eq} = 2(A_f + A_o) / \pi \text{ (perímetro proyectado).}$$

Vea el ejemplo 16.5 (Kern, 1978: 636).

Para el fluido que va por los tubos, se utilizarán las ecuaciones o las figuras 25 o 24 del apéndice (Kern, 1978), entonces:

$$h_{di} = 1/R_{di} \quad R_{di} \rightarrow \text{ver tabla No. 12 (Kern, 1978).}$$

$$\text{y } h_i = h_{di} \cdot h_i / (h_{di} + h_i)$$

$$\text{Entonces: } U_{di} = h_{fi} \cdot h_i / (h_{fi} + h_i)$$

$$A_i = Q / U_{di} (\Delta t) \text{ verd.}$$

$$(\Delta t) \text{ verd} = F_t (\text{MLDT}) \quad F_t \rightarrow \text{ver figura 16.17 (Kern, 1978: 629).}$$

F_t : Factor de temperatura para flujo cruzado.

Para intercambiadores de doble tubo: $(\Delta t) \text{ verd} = \text{MLDT}$.

Se recomienda el estudio de los ejemplos resueltos 16.3 y 16.5 (Kern, 1978: 609 y 635).

Nota: h_f puede ser calculado para bancadas de tubos en flujo cruzado mediante la ecuación de Schmidt (1963).

$$h_f \cdot d_o / k = K (d_o \cdot \rho \cdot w^{\text{máx}} / \mu)^{0,625} (R_f)^{-0,75} (Pr)^{0,33}$$

$$K = 0,45 \text{ (paso triangular)}$$

$$K = 0,30 \text{ (paso cuadrado)}$$

$w^{\text{máx}}$: Velocidad del fluido para el área de flujo mínima entre tubos adyacentes.

$$R_f = (A_f + A_o) / A_o^{\dagger}$$

A_o^{\dagger} : Área exterior de los tubos sin aletas.

Las propiedades físicas de los fluidos se calculan a la temperatura media, es decir:

$$t_m = (t_1 + t_2) / 2$$

Aumento del coeficiente pelicular de transferencia de calor cerca de las paredes del conducto.

La intensificación del intercambio de calor en este tipo de proceso demanda un aumento de los gastos de energía eléctrica para bombear al portador de calor a lo largo

de la superficie de calentamiento. Debido a esto los métodos de intensificación del intercambio de calor se caracterizan por el grado de eficiencia económica.

Para un portador de calor de una fase la intensificación del intercambio de calor puede alcanzarse a costa del aumento de forma artificial del grado de turbulencia del flujo. Los métodos de turbulización artificial pueden dividirse en dos grupos fundamentales:

Primer grupo: Se utilizan métodos que previenen la turbulización artificial de todo el flujo del portador de calor.

Segundo grupo: Se utilizan los métodos que previenen el aumento del grado de turbulencia del flujo solo en una zona cercana a la pared sólida.

La turbulización de todo el flujo se alcanza por lo general a costa del estrechamiento periódico de la sección del canal mediante arandelas, cintas metálicas o aplastamientos colocados a cierta distancia uno del otro. Por lo general, estos dispositivos le transmiten un movimiento relativo al portador de calor. Todos ellos contribuyen a la elevación de la intensificación del intercambio de calor.

También debe añadirse como método para el aumento del grado de turbulencia total, el incremento directo de la velocidad del portador de calor, ya que la intensificación del intercambio de calor es función del número de Reynolds (Re).

Los métodos de intensificación del intercambio de calor, basados en la turbulización del flujo solo en la zona cercana a la pared sólida, previenen la creación de una rugosidad artificial en la superficie de calentamiento, en forma de saliente con pequeñas alturas, ubicadas transversalmente respecto al flujo del portador de calor. Estas asperezas artificiales pueden ser:

- Bidimensionales.
- Dispersas.

Las asperezas dispersas pueden crearse en la superficie de calentamiento por medio de un tratamiento mecánico, corrosión química o eléctrica. Las bidimensionales pueden formarse por medio del moleteo de la superficie de calentamiento en un torno.

Desde el punto de vista de la aplicación práctica de estos dos tipos de asperezas, la de mayores perspectivas es la bidimensional. En el caso de una pared cilíndrica, este saliente puede ser una espiral continua, caracterizada por un paso (S) y una altura (h).

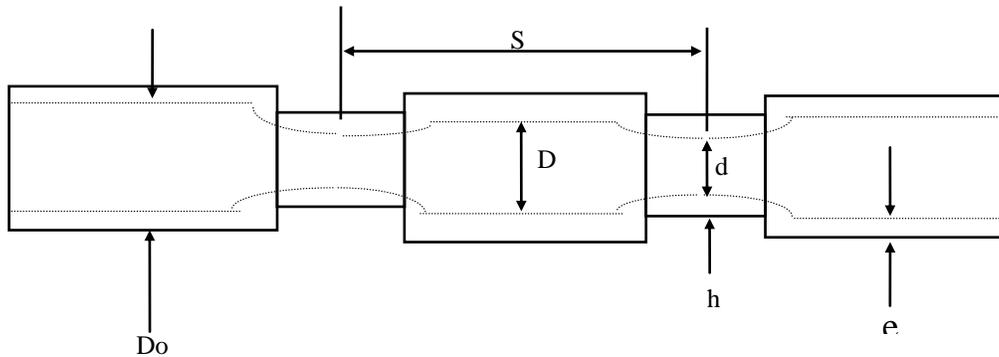


Figura 1.19 Saliente en forma de espiral continua

En esta esfera se han desarrollado algunas investigaciones: basándose en un método de analogía termo-hidrodinámica se obtuvieron las ecuaciones para el cálculo de las características térmicas e hidráulicas de este proceso de intensificación del intercambio de calor, con el uso de asperezas bidimensionales.

Se investigó la intensificación de la transferencia de calor bajo la influencia de la rugosidad artificial anular y rectangular. Este canal rectangular fue creado en el interior del tubo y se utilizó como medio de calentamiento un método eléctrico. Se instaló conjuntamente un tubo liso.

Las características de las superficies con rugosidad artificial se exponen en la tabla 1.17:

Tabla 1.17 Características de las superficies con rugosidad artificial

No. tubos	h (mm)	Ancho (mm)	S (mm)	S/h	A/A liso
1	0,30	0,30	2,45	8,2	1,24
2	0,30	0,30	4,90	16,4	1,12
3	0,68	0,68	20,00	29,5	1,05
4	0,68	0,68	40,00	59,0	1,63

Como agentes portadores de calor se usaron agua destilada y aceite para transformador.

Los autores de estos trabajos obtuvieron la intensificación del intercambio de calor para todas las superficies que fueron investigadas, donde el grado de intensificación mayor resultó para $S/h = 13$. Los resultados se exponen en la figura siguiente:

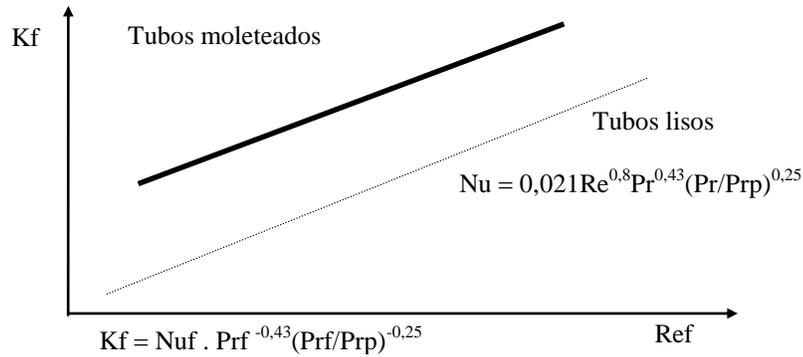


Figura 1.20 Intensificación del intercambio de calor en las superficies

El autor llevó a cabo el calentamiento del agua y preparó soluciones azucaradas al 20 y 30 % en peso, en un rango del flujo de calor (q) entre 7×10^4 y $3,5 \times 10^5$ W/m² en tubos de latón 30-70, con un diámetro de 22/13,8 mm y una longitud efectiva a la transferencia de calor de $L/D = 101,4$. Los turbulizadores artificiales se formaron en la pared interna del tubo, como resultado de la utilización de rodillos (moletes). Aquí los tamaños de los diafragmas anulares formados (d/D) estuvieron entre 0,93 y 0,85, mientras que el paso de los diafragmas varió el diámetro del tubo (D) entre 0,678 y 2,24 veces. El trabajo se llevó a cabo mediante la utilización de tres portadores de calor y el uso de vapor saturado como medio calentante. Las soluciones utilizadas fueron las siguientes:

- Sistema vapor-agua destilada.
- Sistema vapor-solución azucarada al 20 %.
- Sistema vapor-solución azucarada al 30 %.

Según los resultados obtenidos se pudo concluir lo siguiente:

Para la intensificación de la transferencia de calor producida por el uso de asperezas bidimensionales de diferentes características:

$$S/h = 13.$$

$$Nuf = 0,021 Ref^{0,8} Pr^{0,43} (Prf/Prp)^{0,25} Eg.$$

$$\text{Donde: } Eg = 2,5 Pr^{0,04}.$$

Para el rango de $0,670 \leq S \leq 2,24$, se determinó la correlación entre Nu/Nuo y este parámetro, donde:

$$(Nu/Nuo)_{20\%} = 2,76 - 0,6 (S/D) \text{ y } (Nu/Nuo)_{30\%} = 3 - 0,73 (S/D).$$

De forma general, para todos los tubos puede usarse la misma expresión anterior, pero con un cambio en Eg , esto es:

$$Eg = 1,04 Prf^{0,04} e^{0,88 P}$$

Si $S/h \geq S/h_{opt}$ entonces $P = (S/H)_{opt}/(S/h)$

Si $S/h < S/h_{opt}$ entonces $P = (S/h)/(S/h)_{opt}$ y $S/h_{opt} = 13$

Todo lo anterior está representado en la figura siguiente:

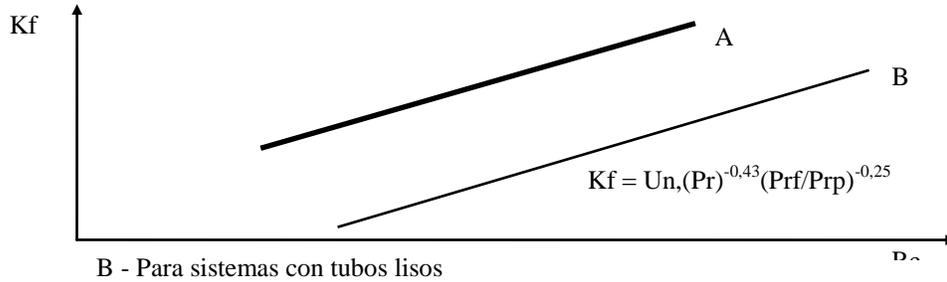


Figura 1.21 Resultados de la intensificación de la transferencia de calor

Utilización del tubo calórico (capilar)

La tecnología del intercambio de calor se orienta hacia el empleo de dispositivos cada vez más eficientes y de mayor sencillez en cuanto a mantenimiento y operación. En este sentido resulta de gran interés el intercambiador de pared capilar (tubo calórico), el cual consiste en un haz de tubos como los descritos en la figura.

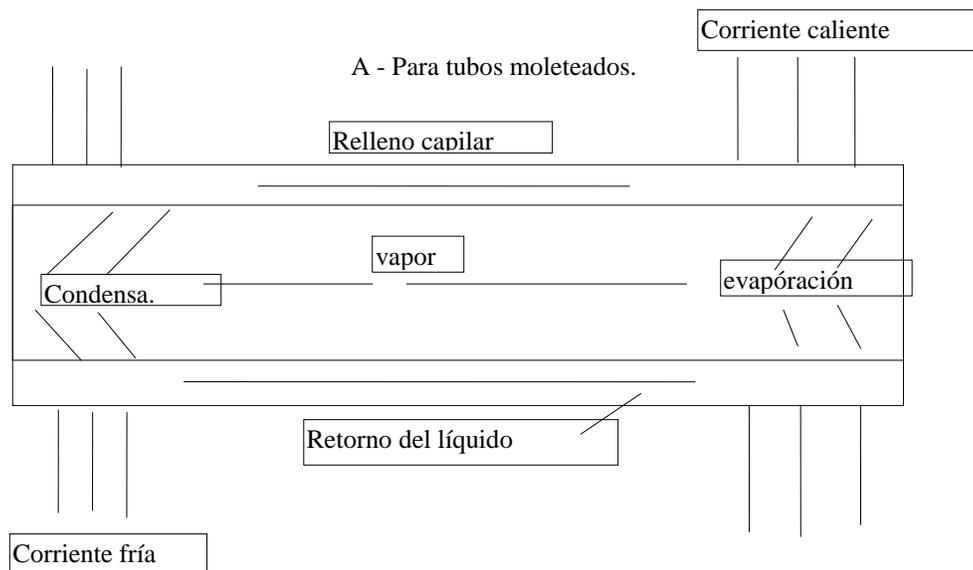


Figura 1.22 Intercambiador de pared capilar (tubo calórico)

En la pared interior se dispone de un recubrimiento empapado por el líquido utilizado como agente intermedio en la transmisión de calor. La corriente gaseosa caliente se pone en contacto con el haz de tubos en uno de sus extremos, con lo que el calor cedido evapora el líquido que empapa la pared capilar. El vapor formado circula por su interior, hasta llegar a la sección que está en contacto con la corriente gaseosa fría a la que cede su calor latente y se condensa, siguiendo de nuevo por el conducto capilar de la pared hacia la zona de evaporación.

El rendimiento del proceso depende de la inclinación de los tubos respecto a la horizontal (entre 40 y 50°), del tamaño del sistema, del recubrimiento capilar y de la tensión superficial del fluido de trabajo. Por otra parte, la cantidad de calor transferido viene dada por el calor latente del mismo y la cantidad de tubos colocados.

La adecuada selección del fluido utilizado como agente de trabajo permite la recuperación de energía calorífica en un amplio nivel de temperatura. Estos fluidos pueden ser:

- Hidrocarburos fluorados.
- Acetona.
- Compuestos orgánicos de elevada temperatura de ebullición.
- Agua.
- Metales líquidos para temperaturas $> 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Na, K) $\approx 800\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El tamaño estándar varía como sigue:

Diámetro y longitud: De 0,3 x 0,6 a 1,5 x 5 m.

Los haces de tubos no cuentan con más de ocho filas, estos pueden fabricarse de los siguientes materiales de construcción: cobre, aluminio y acero inoxidable.

Velocidad de diseño para los gases: de 2 a 4 m/s.

Estos equipos son fáciles de operar, de limpieza relativamente fácil y de bajo costo. El tiempo de recuperación no excede de tres años y en la mayoría de los casos es de menos de un año.

Una mejora importante es la posibilidad de la utilización de un gas inerte para el control del caudal de calor transferido. En cada tubo se introduce un cierto volumen de gas inerte en la sección de condensación.

Al variar la temperatura de la corriente gaseosa caliente, se produce una variación en la presión de vapor obtenido a partir del fluido de trabajo, lo que desplaza la interfase vapor-gas inerte, aumentando o disminuyendo la superficie de intercambio de calor, como sigue:

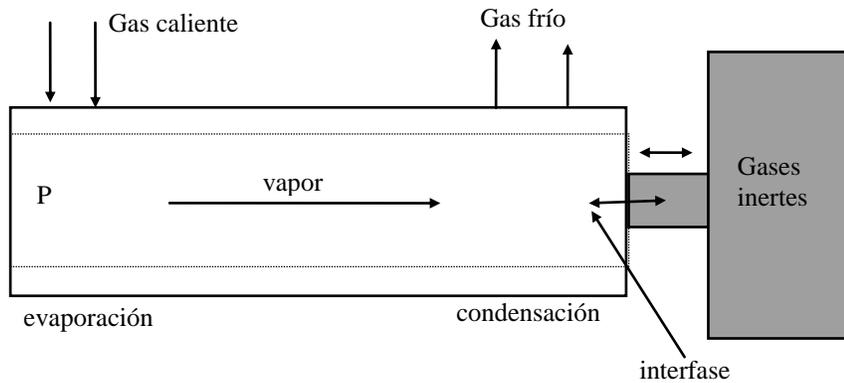


Figura 1.23 Proceso de variación de la corriente gaseosa caliente y de la presión de vapor

Existen referencias de su uso en fábricas de cemento donde se ha construido el siguiente sistema térmico (México). Tiempo de recuperación: 1,5 años.

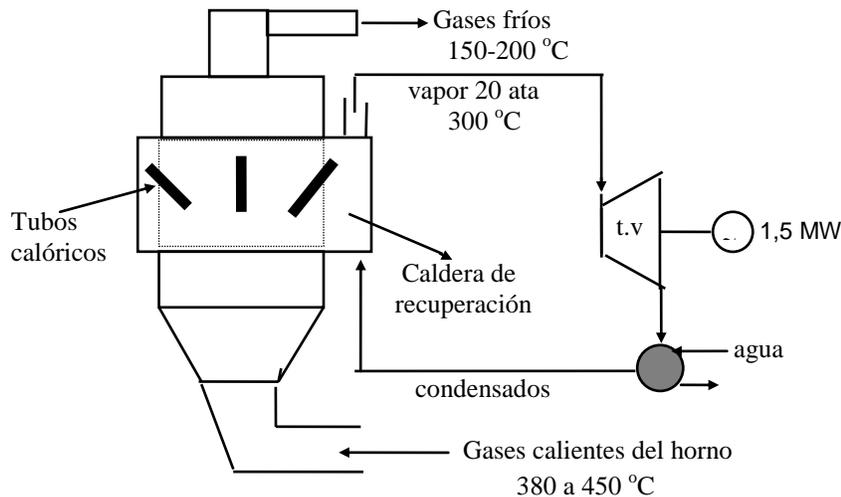


Figura 1.24 Sistema térmico con tubos calóricos

Intensificación de la transferencia de calor en equipos evaporadores

Se partirá de los conocimientos para la evaluación de un múltiple efecto. Para ello es necesario auxiliarse de los balances de materiales y energía térmica, con vistas a calcular los parámetros (índices) de trabajo de estos equipos y conocer su comportamiento. Estos parámetros son:

- Economía (depende del número de efectos).
- Capacidad (depende de las concentraciones de entrada y salida).
- Coeficiente de evaporación (depende del número de efectos).

- Coeficiente de transferencia de calor (depende del $\Delta T_{\text{verd.}}$).
- Eficiencia del área de evaporación (depende de V_n).
- Presión en el condensador (depende del agua en el condensador y su temperatura).

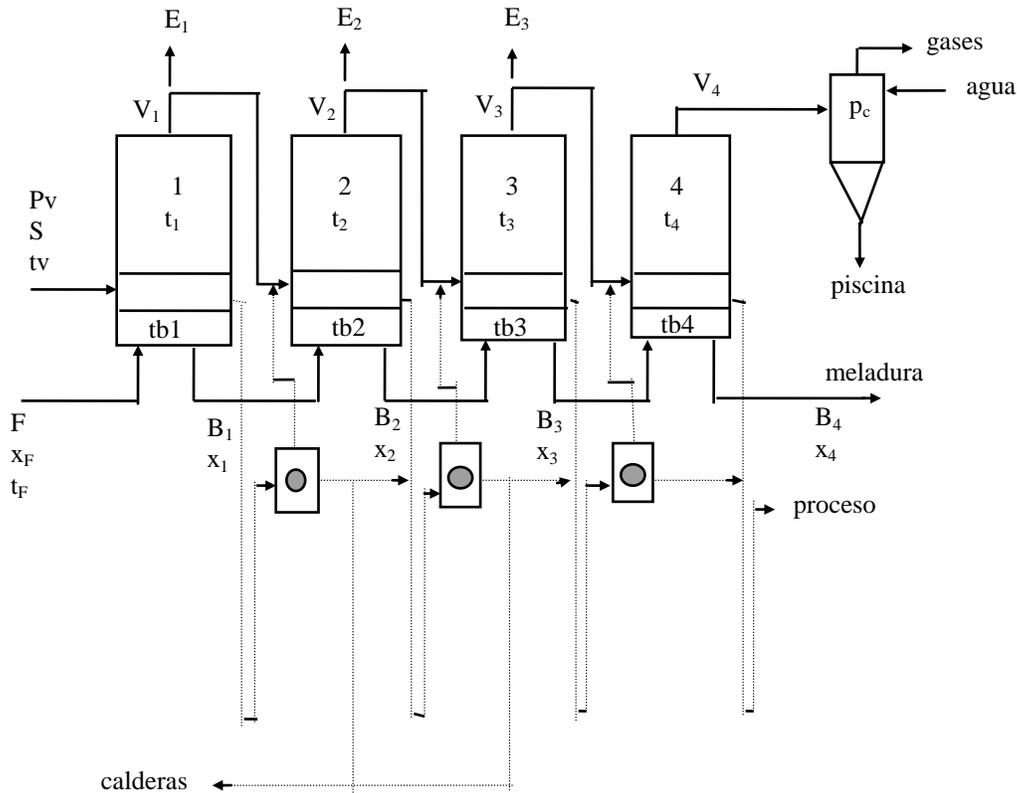


Figura 1.25 Diagrama de un cuádruple efecto

Procedimiento para la evaluación de un múltiple efecto:

Balance de materiales:

$$F = V_t + B_4 \quad F \cdot x_F = B_4 \cdot x_4 \quad B_4 = F \cdot x_F / x_4$$

$$V_t = F - B_4 \text{ (capacidad o productividad).}$$

$$\Delta t_{\text{útil}} = \Delta t_{\text{ap}} - \sum \text{EPE} \quad \text{EPE: Elevación del punto de ebullición.}$$

$$\Delta t_{\text{ap}} = \text{tb} - t_4$$

$$\Delta t_{\text{útil}} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4 \text{ y } \Delta t_{\text{útil}} = \text{tb (calandria)} - \text{tb (ebullición).}$$

$$(\text{EPE})_n = \text{tb}_n - t_n.$$

Balance de calor:

$$\text{Efecto 1: } S \cdot \lambda_s = V_1 + F \cdot c_p (\text{tb}_1 - t_F)$$

$$V_1 = F - B_1$$

$$S = [V_1 \cdot \lambda_1 / \lambda_s + F \cdot c_p (\text{tb}_1 - t_F) / \lambda_s] \cdot x$$

$x \rightarrow 1,02$ a $1,05$. Depende del aislamiento.

$$\text{Economía} = V_t/S \quad V_t = F(1 - X_F/X_n)$$

Coefficiente de evaporación = V_t/At (simple, 50-60 kg/h - m²).

Coefficiente total de transferencia de calor:

$$Q_1 = S \cdot \lambda_s, \quad Q_2 = V_1 \cdot \lambda_1, \quad \dots \quad Q_n = V_n - 1 \cdot \lambda_n - 1$$

$$U_{D1} = Q_1/A_1 \cdot \Delta t_{\text{util}1}, \text{ así el resto de los efectos.}$$

Valores nominales para fábricas de azúcar crudo.

En la tabla 1.18 se incluyen los valores de U_D para múltiples efectos

Tabla 1.18 Valores de U_D para múltiples efectos

Efectos	Triple, kcal/hm ² °C	Cuádruple, kcal/hm ² °C
Efecto 1	2 000-2 200	2 000
Efecto 2	1 400-1 500	1 400
Efecto 3	600-700	900-1 000
Efecto 4	-----	400-500

Eficiencia del área de evaporación:

$$E_f = (1 - V_n/V_t) \cdot 100 \text{ debe ser } > 75 \% \text{ hasta el } 92 \%$$

Depende del vapor al condensador.

Si se practican extracciones en el múltiple efecto para equipos del proceso, a la ecuación para el cálculo de S se le debe añadir el término ΔS , como sigue:

$$\Delta S = (n - 1) E_1/n + (n - 2) E_2/n + \dots + 1 \cdot E_n/n.$$

Hay un mayor consumo en el múltiple, pero disminuye el consumo general de vapor del sistema. La economía tiende a disminuir un poco.

El análisis y comparación de todos estos parámetros darán la efectividad del trabajo de estos equipos.

Puede usarse el concepto de ε -NTU, partiendo de su concepto:

$$\varepsilon = \text{Calor actual/calor máximo.}$$

$$NTU = U_d \cdot A/C_{\text{mín.}}, \text{ para evaporadores } C_{\text{máx}} = \infty.$$

$$\text{y } C_{\text{mín}}/C_{\text{máx}} = 0, \text{ entonces: } \varepsilon = 1 - e^{-NTU}$$

Rango para un múltiple efecto: De 0,75 a 1,0.

Decrece hacia el último efecto, ya que las condiciones más adversas están en los últimos efectos. Lo mismo ocurre con los valores de NTU.

Algunas formas de intensificar la transferencia de calor

Las posibles formas de intensificar la transferencia de calor en equipos evaporadores se pueden dividir en tres tipos: mejoras en el diseño, mejoras en la transferencia de calor, mejoras en el reparto y usos de los vapores.

Mejoras en el diseño:

Este método contempla la forma de distribución eficiente del área de transferencia de calor en estos equipos, por ejemplo: evaporadores de canasta (BM), evaporadores peliculares, evaporadores de tubos largos, evaporadores de tres pasos.

Todos producen un mejor intercambio de calor entre ambos fluidos y se logran coeficientes totales mayores que en equipos convencionales.

Mejoras en la transmisión de la transferencia de calor:

El método se basa en disminuir la formación de las incrustaciones mediante diversos procedimientos:

- Utilización de aditivos secuestrantes de sales que impiden que estas precipiten y se depositen en los tubos.
- Utilización de tubos de acero inoxidable en lugar de cobre, debido a que el espesor de aquellos es menor (1,2 mm frente a 2,5 mm). De esta forma aumenta U_D y bajan los costos, la superficie del tubo de acero inoxidable es más pulida y tarda más tiempo en incrustarse, consumiendo menos vapor.
- Utilización de resinas especiales que recubren la superficie interna de los tubos (Epoxy y Melamina 30-70). No hay variaciones de U_D para espesores de la resina entre 0,03 y 0,05 mm.
- Pueden ser eliminadas las incrustaciones formadas con agua y una brocha plástica.

Determinadas pruebas han dado tiempos de limpieza entre treinta y cincuenta y siete días, en dependencia del tipo de incrustación.

Los solventes para preparar la resina son isobutanol o xileno (ambos). Se aplican actualmente en fábricas de azúcar crudo y refino (Japón y Australia).

Mejoras en el reparto y uso de los vapores:

Distribución de los vapores y del jugo en la calandria:

- Leonard.
- Golding-Joulbert.

- Tipo B. M.

Uso racional de las extracciones en otros equipos de la fábrica

La termocompresión:

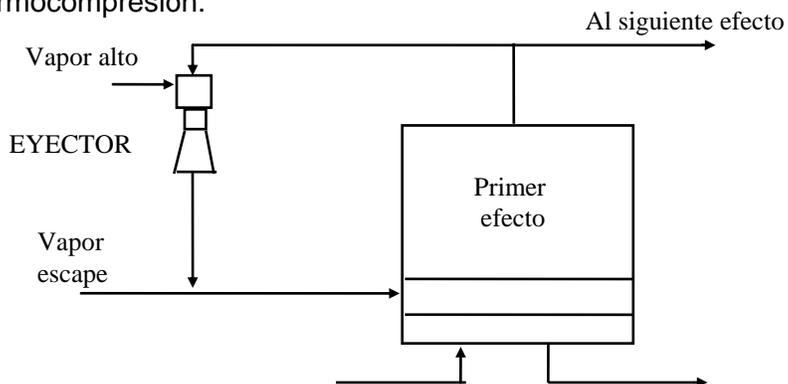


Figura 1.26 Esquema de termocompresión

Evaporación pelicular

Evaporadores de placa de flujo descendente: El evaporador de placas de flujo descendente fue desarrollado con el fin de obtener alta eficiencia energética y una disminución del tiempo de limpieza. Se introdujo en Alemania en 1992, desde entonces fue el equipo seleccionado en la mayoría de los proyectos de evaporación de la industria azucarera de remolacha en Europa y Estados Unidos. Las primeras experiencias obtenidas en ingenios de caña hacen pensar que este modelo ofrece más ventajas en el procesamiento de la misma.

La primera ventaja es su mayor eficiencia en la transferencia de calor. Los valores del coeficiente total de transferencia de calor (U_D) están entre 1,2 y 1,5 veces mayores que los valores ofrecidos por los evaporadores de flujo descendente. Asimismo, los valores de este tipo de evaporador pueden ser mayores entre 1,5 y 5,0 veces que los del evaporador Robert.

La segunda ventaja es en cuanto a la formación de incrustaciones y la posible caramelización. Los cortos tiempos de residencia y el efecto de autolimpieza minimizan la formación de incrustaciones, permitiendo la operación del equipo durante un largo tiempo (en fábricas de remolacha, durante toda la zafra).

Los esquemas siguientes darán una visión más directa de las ventajas de estos equipos evaporadores.

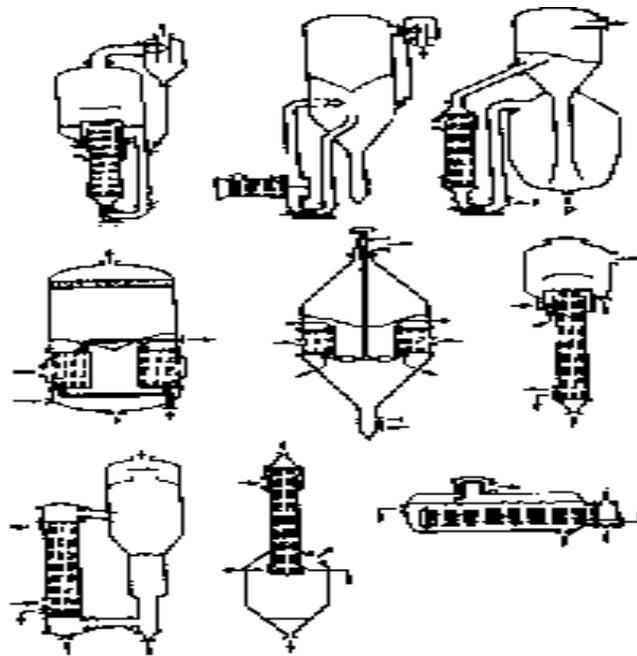


Figura 1.27 Evaporadores convencionales

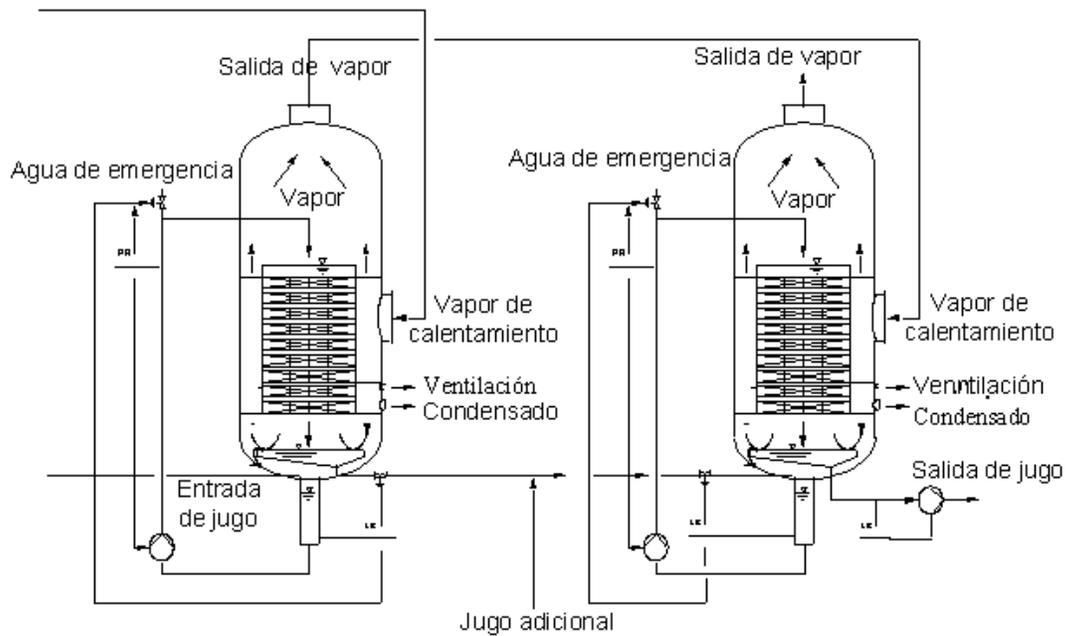


Figura 1.28 Evaporadores de placa y flujo descendente formando doble efecto

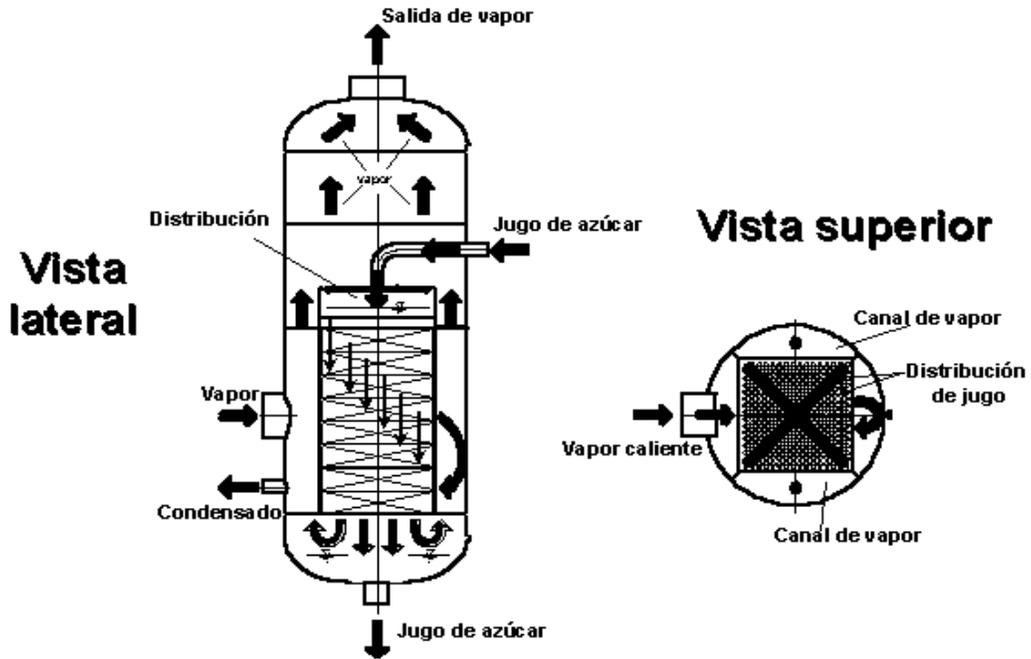


Figura 1.29 Evaporador de placa y flujo descendente

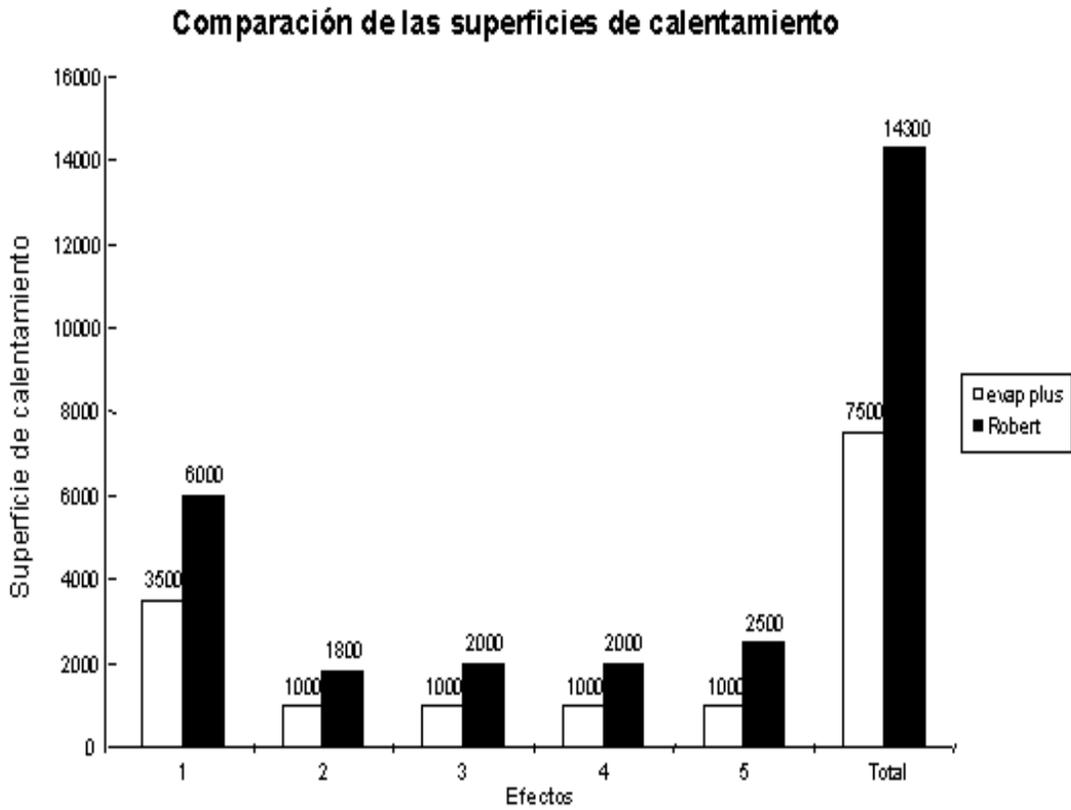


Figura 1.30 Comparación de las superficies de calentamiento

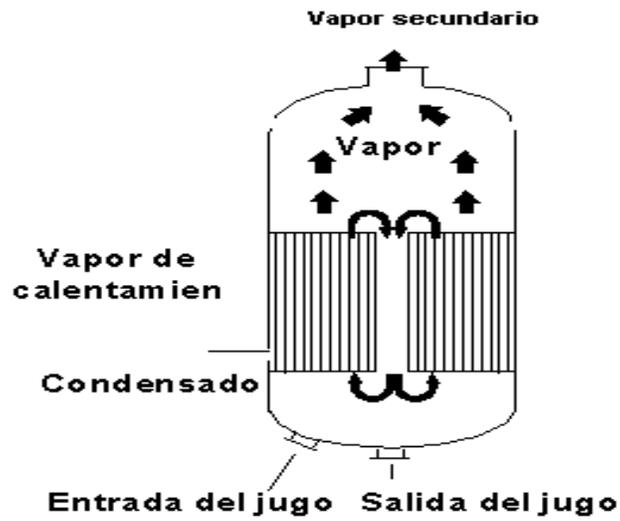


Figura 1.31 Evaporador Robert

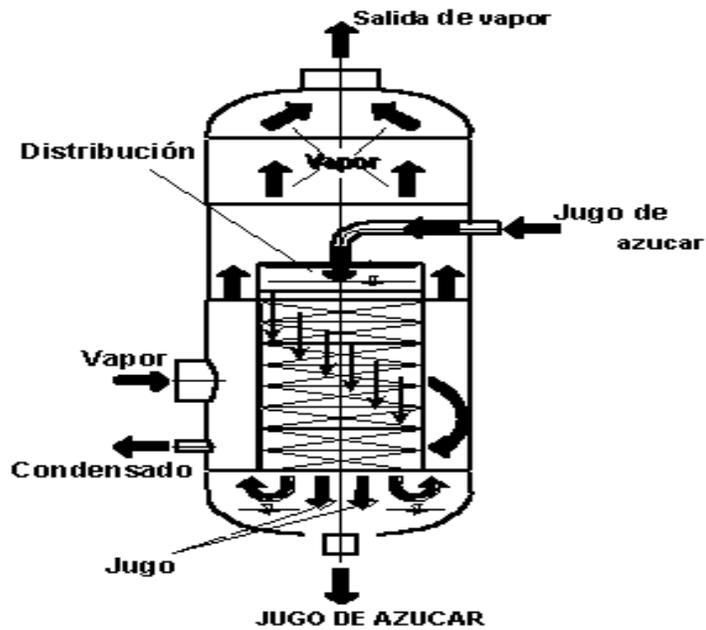


Figura 1.32 Evaporador de placa y flujo descendente

Tabla 1.19 Áreas de transferencia

diámetro	Área para 6 mm*	Área para 9 mm*
9.2 ft	1959 ft ²	1604 ft ²
9.5 ft	2099 ft ²	1744 ft ²
9.8 ft	2314 ft ²	1905 ft ²
10.2 ft	2540 ft ²	2067 ft ²
10.5 ft	2734 ft ²	2217 ft ²
10.8 ft	2949ft ²	2400 ft ²
11.2 ft	3186 ft ²	2551 ft ²
11.5 ft	3401 ft ²	2756 ft ²
11.8 ft	3627 ft ²	2929 ft ²
12.1 ft	3907 ft ²	3122 ft ²
12.5 ft	4133 ft ²	3315 ft ²
12.8 ft	4402 ft ²	3531 ft ²
13.1 ft	4693 ft ²	3757 ft ²
13.5 ft	4951 ft ²	3940 ft ²
13.8 ft	5242 ft ²	4198 ft ²
14.1 ft	5533 ft ²	4402 ft ²
14.4 ft	5813 ft ²	4639 ft ²
14.8 ft	6141 ft ²	4844 ft ²

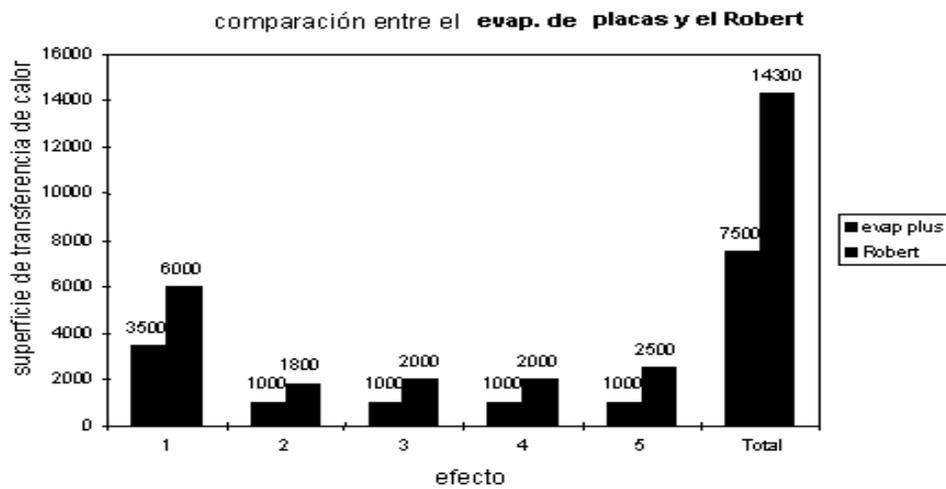


Figura 1.33 Comparación entre ambos evaporadores

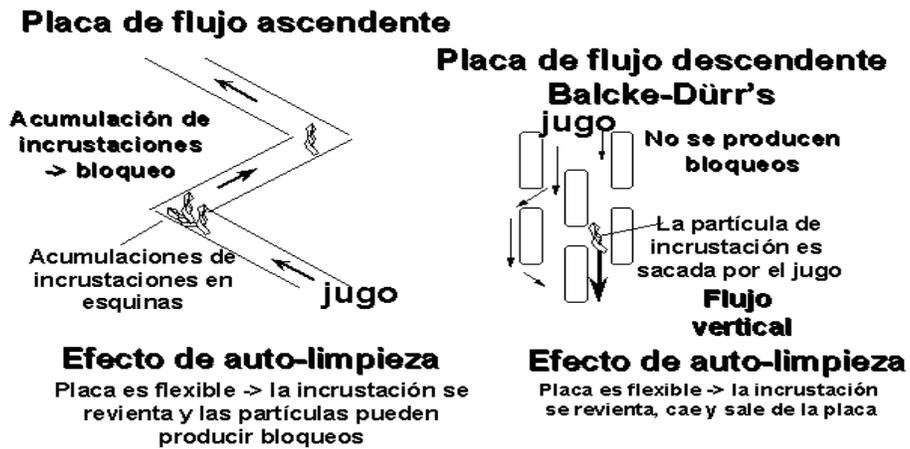


Figura 1.34 Placa de flujo ascendente. Efecto de autolimpieza

CAPÍTULO 2 AISLAMIENTO TÉRMICO INDUSTRIAL

2.1 Introducción

En general, el aislamiento térmico industrial trata esencialmente de reducir el flujo de calor o de frío y de prever sus múltiples incidencias por medio de métodos apropiados. Para ello, el conocimiento de las leyes de transmisión de calor es determinante para el dominio de esta técnica.

Son muchas las razones que justifican la necesidad del aislamiento térmico, entre estas pueden mencionarse las de carácter económico, técnico y social (seguridad y confort). En el orden práctico una incidencia directa la constituye la fuga de energía térmica y por tanto, de costo. De ello se deriva que reducir la pérdida o suprimir el despilfarro se traduzca en menores pérdidas económicas. Entre las incidencias indirectas se pueden señalar las siguientes: las fluctuaciones en la temperatura de los fluidos transportados o almacenados, que pueden provocar variaciones de sus propiedades (en la viscosidad), y el cambio de su fase física. Además, el calentamiento o enfriamiento de las paredes trae como consecuencias la condensación, corrosividad, quemaduras, inhalaciones excesivamente calientes o frías (especialmente en locales habilitados para la vida o el trabajo). Por ejemplo: el aislamiento de una tubería de calor sobrecalentado suprime las condensaciones sobre la pared interna y salvaguarda la mala convectividad del fluido, disminuyendo doblemente la fuga radial de calor, lo cual implica una economía de combustible, una mejor calidad del vapor y mejora las condiciones ambientales. Adicionalmente contribuye a disminuir las vibraciones y los problemas asociados con la expansión.

Los materiales termoaislantes tienen una estructura realmente porosa, con una densidad aparente por debajo de 700 kg/m^3 y un coeficiente de conductividad térmica no mayor de $0,28 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$. Se crean a partir de sustancias con estructura amorfa, debido a que las estructuras cristalinas son buenas conductoras de calor.

Es conocido por todos que el aire en reposo es la sustancia que tiene mayor poder aislante, a excepción del vacío, de ahí la importancia de la porosidad del material. En la práctica los materiales aislantes son cuerpos de composición heterogénea de apariencia porosa, celular u hojaldeada, contienen numerosas células de aire aprisionadas entre los elementos sólidos constituyentes (fibras, granos, etc.).

La función esencial de los materiales y elementos termoaislantes es la de ofrecer la máxima resistencia a la transmisión de calor, pero además se requiere que posean otras cualidades complementarias, acordes con las condiciones de su empleo. Entre estas se encuentran las siguientes:

- Adecuada resistencia mecánica.
- Comportamiento relativamente estable en relación con las temperaturas empleadas (que no sufra modificación su estructura).
- Adecuada conservación de sus propiedades con el paso del tiempo (que no envejezcan prematuramente).
- Que no originen efectos corrosivos.
- Ausencia de reacciones químicas con los materiales con los que entran en contacto.
- Resistencia a los diferentes agentes de destrucción (resistencia a los roedores, a los gusanos, etc.).
- Resistencia al fuego (inflamabilidad o autoextinguibilidad).
- Facilidad operativa en el trabajo.

De acuerdo a las propiedades requeridas se procederá a la elección entre los diferentes tipos de aislantes y en muchos casos a una selección entre las diversas densidades de una misma especie de aislantes.

No obstante, si por determinadas razones un aislante no cumple todos los requerimientos, siempre es posible utilizarlo completándolo con la ayuda de un revestimiento complementario (envolvente o conchas), para que el conjunto así logrado responda a las condiciones requeridas.

2.2 Clasificación de los aislantes

En el ámbito industrial son muy numerosos los aislantes utilizados y aunque en este sentido los autores y especialistas exponen diferentes criterios, las diferencias no son sustanciales y prevalecen los elementos comunes.

A nuestro juicio la clasificación más funcional es la ofrecida por Gasquet y Margarida, en la que los materiales aislantes se clasifican por su origen, estructura y rango de temperatura, esta última en función de los parámetros anteriores.

Por su origen:

- a) Animal o vegetal: Corcho, balsa, fibras y virutas de madera, lino, coco, paja, algas, etc.
- b) Mineral (obtenidas por la extracción directa o por aplicaciones industriales): Fibras de amianto, de cristal, de roca, sílices fósiles (diatomea, kieselgulu), marquesita, silicato de calcio, escoria de altos hornos, etc.
- c) Sintéticos: Espumas de cloruro de polivinilo (PVC), de poliestireno, de poliuretano, de goma o caucho celular, resinas de funal ferinol y urea formol, etc.

Por su estructura:

- a) Pulverulentos: Corcho, sílice fósil, peslitas y remiculitas.
- b) Fibrosos: Fibras de amianto, de vidrio, de roca, animales y vegetales.
- c) Espuma: De origen mineral, como los hormigones celulares, de origen sintético con células abiertas y cerradas, y los aglomerantes.

Por su temperatura:

- a) Refractarios: Capaces de resistir temperaturas superiores a los 1 400 °C.
- b) Semirrefractarios: Pueden resistir temperaturas entre 1 000 y 1 100 °C (fibras cerámicas).
- c) Ordinarios: Capaces de resistir a lo sumo temperaturas de 800 °C.

De acuerdo con esta clasificación, el presente trabajo se enfoca hacia el campo de los aislantes ordinarios, de origen animal, vegetal o mineral, y de estructura pulverulenta o fibrosa, tomando como patrones de referencia los aislantes constituidos por amianto, magnesita, silicato de calcio y sílice fósiles, que son los más difundidos en el país.

Sobre la base de los resultados obtenidos por diferentes especialistas, teniendo en cuenta que el poder aislante de un material depende esencialmente de su estructura, se hace necesario prestar especial atención a la influencia que ejercen los materiales aislantes sobre la conductividad térmica, la estructura del material y los factores asociados con la misma.

2.3 Coeficiente de conductividad térmica

Según la ley de Fourier el flujo de calor se expresa por:

$$dQ = -k A dt/dx \quad (1)$$

La veracidad de esta ley ha sido demostrada en numerosos experimentos y la ecuación 1 es la expresión más temática de la ley básica de la conducción, la cual postula que «la densidad de flujo de calor es proporcional al gradiente de temperatura». Experimentalmente se ha demostrado que el factor de proporcionalidad de esta ecuación es una propiedad física de la sustancia que define la capacidad de la misma para conducir el calor. Esta propiedad se denomina conductividad térmica, y se representa o simboliza por k , siendo una magnitud física positiva, cuyo valor mínimo depende del sistema de unidades elegidas.

La conductividad de los materiales termoaislantes, a causa de su estructura alveolar, granular o fibrosa, no es una conductividad verdadera, sino más bien aparente, basada en determinados factores que son producto de mecanismos de transferencia de calor diferentes, mediante los cuales el calor se transfiere a la vez en un aislante:

- Por conducción a través del aire inmóvil en las células.
- Por convección en el gas (aire) saliendo de las células (a pesar de las pequeñas dimensiones de estas). Verdaderamente, la influencia de estas corrientes convectivas es mucho más importante de lo que se creía hasta hace unos años atrás.
- Por conducción a través de los materiales que aprisionan las células de aire.
- Además, los elementos sólidos del material al estar a temperaturas diferentes intercambian entre sí energía en forma de radiación.

De lo antes expuesto se deduce que dada la estructura de los aislantes, la ley de Fourier resulta limitada, pues su porosidad impide considerarlos como medios continuos. En vista de ello, se hace necesario determinar su conductividad térmica (k) de forma experimental. Por tanto, la medida de los coeficientes de conductividad térmica (gas) es una operación importante, pues permite obtener valores de k de los diferentes tipos de aislantes, a fin de poder determinar de forma racional los espesores de los aislamientos necesarios, o de lo contrario la magnitud de las pérdidas de calor que permitiría un tipo de aislamiento dado.

Si se tiene en cuenta que los aislantes son materiales heterogéneos, se entiende por qué en muchos casos no se vuelven a encontrar las mismas propiedades de una muestra a otra. Rigurosamente hablando, resulta lógico el hecho de que dos laboratorios puedan obtener resultados a veces divergentes. En relación con esto, el hecho de que el espesor obtenga resultados con una presión superior al 5 %, es poco común.

Las mediciones de la conductividad en el laboratorio tienen como objetivo fundamental determinar las características de los materiales estudiados y en particular las de los elementos termoaislantes. Respecto a los métodos de medición se hará referencia más adelante en este capítulo.

Los elementos expuestos hasta aquí permiten reafirmar que la elección de un aislante depende esencialmente del valor de su conductividad: mientras más pequeño sea este valor, más reducido será el espesor del aislante a utilizar. Los materiales termoaislantes se clasifican de acuerdo a su conductividad en tres clases:

- a) De pequeña conductividad: $k \leq 0,058 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$.
- b) De mediana conductividad: $0,058 \leq k \leq 0,116 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$.
- c) De elevada conductividad: no mayor de $0,28 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$.

Por otra parte, se comprende que el flujo de calor a través de un aislante es un fenómeno sumamente complejo que depende de múltiples factores, entre los cuales se encuentran la porosidad, la masa volumétrica aparente del material (Pa), la humedad contenida por el aislante y la composición química del material.

Influencia de la porosidad

Las propiedades de los materiales aislantes son gobernadas no solamente por la porosidad, sino también por la naturaleza de los poros, su distribución, su tamaño y si están o no abiertos. Los mejores materiales termoaislantes son aquellos que tienen un gran número de poros finos cerrados y llenos de aire.

Cuando el aire está inmóvil tiene una conductividad de $0,023 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$, por lo que las celdas con aire separadas por una fina pared sirven como barrera a las pérdidas de calor transferido y hacen que el material como un todo sea poco conductor de calor.

En materiales de estructura cavernosa con poros grandes y elevados, la corriente de convección del aire se eleva más fácilmente, lo que incrementa la transferencia de calor a través del material debido a que la conductividad de las capas aéreas crece lentamente al

aumentar su espesor. En este caso, el calor se transfiere a través de la capa aérea por conducción térmica (k_t), convección (k_c) y radiación (k_r), razón por la cual el coeficiente equivalente de conductividad térmica de la capa (k_e) está compuesto por tres sumandos:

$$k_e = k_t + k_c + k_r \quad (2)$$

Se aprecia un aumento del k_e como consecuencia del incremento brusco de la transferencia de calor por convección y radiación a medida que aumenta el espesor de la capa aérea. Por esta razón la tecnología del aislamiento tiende a obtener poros más finos o con menor volumen de aire encerrado en su interior, para favorecer las propiedades aislantes del material (figura 2.1).

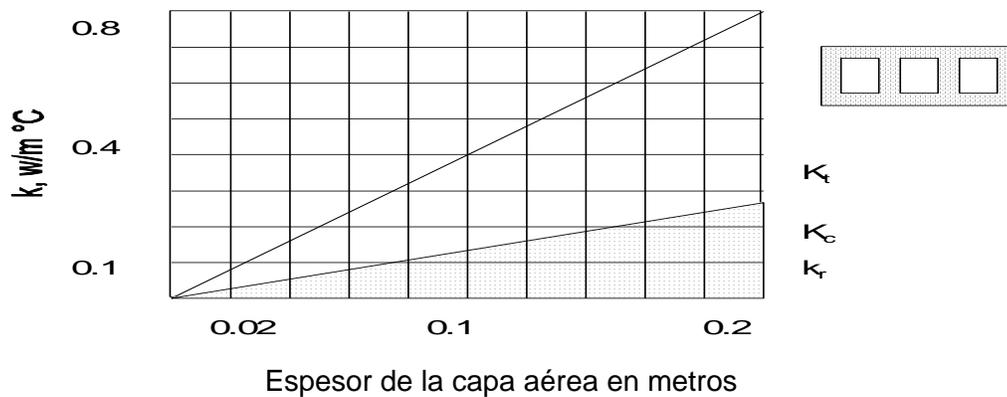


Figura 2.1 Dependencia entre la k y el espesor de las capas aéreas

Las propiedades termoaislantes de un material dependen de la relación entre el volumen de aire aprisionado en los poros y el volumen de la materia que sale, por unidad de volumen de los materiales.

Cuando se compara la conductividad térmica de materiales de la misma composición, pero de diferentes porosidades, se hace evidente que esta propiedad es casi proporcional a la densidad aparente del material, por ejemplo, a la materia sólida que contiene.

El factor de porosidad se denomina E . Este se define como la fracción del volumen total que es ocupada por los huecos en el seno del medio poroso. La permeabilidad específica (P) de un aislante poroso puede definirse por el caudal del fluido que atraviesa por unidad de sección, bajo el efecto de una diferencia de presión unitaria, con un espesor unitario y una viscosidad dinámica (μ). Esta fórmula se expresa por:

$$P = \frac{K}{S^2} \cdot \frac{E^3}{(1-E)^2}$$

Donde:

S: Superficie desarrollada por unidad de volumen de base sólida.

K: Coeficiente adimensional que es función de la estructura del material.

Teniendo en cuenta lo anterior, para facilitar el estudio de la evolución de k en función de P y de la masa volumétrica aparente (P_a) por parte de los estudiantes, resulta factible trazar familias de curvas.

En los materiales fibrosos la dirección de las fibras juega también su papel, pues cuando estas están orientadas la conductividad térmica depende de la dirección del flujo de calor. Si este se evacúa paralelamente, el flujo de calor será perpendicular a ellas. Por otra parte, las propiedades termoaislantes de los materiales pulverizados se afecta notablemente por el tamaño de los granos, aunque la densidad aparente permanezca constante.

A partir de estas consideraciones sobre la naturaleza general de los materiales termoaislantes, se llega a la conclusión de que su baja conductividad térmica se debe a los poros llenos de aire.

Influencia de la masa volumétrica

Debido a que la masa volumétrica aparente de un aislante comprende el aire ocluido en los poros, esto determina que la masa térmica esté en relación con la de porosidad. Un volumen de aire en reposo actuará tanto mejor cuanto que las células en que está aprisionado tengan dimensiones más pequeñas. Pero inversamente, por debajo de un cierto límite, la influencia de las partes sólidas es la que predomina, en detrimento del aire aprisionado. En los aislantes de variación de la conductividad térmica (k) en función de la masa volumétrica, esta influencia tiende a pasar por un valor mínimo (para un valor propio de cada tipo de aislante) y después crece ligeramente (figura 2.2).

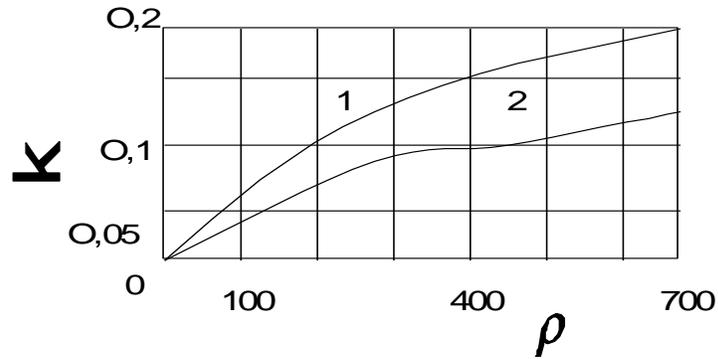


Figura 2.2 Dependencia entre la k y la masa volumétrica (kg/m³)

En líneas generales la masa volumétrica es seno de los parámetros fundamentales que define la conductividad térmica (k).

A modo de ejemplos se exponen los siguientes:

La conductividad térmica (k) del amianto crece de 0,105 a 0,248 W/m °C cuando la masa volumétrica crece de 400 a 800 kg/m³, lo que se explica teniendo en cuenta que la del aire que llena los poros es mucho menos que la del constituyente pesado del material poroso. En la figura 2.2 se aprecia la variación de la conductividad térmica (k) en la masa volumétrica.

Influencia de la humedad

La humedad ejerce una influencia notable sobre la conductividad térmica (k) de los materiales porosos, pues crece bruscamente al humectarlos, debido a que la conductividad térmica (k) del agua es mucho mayor (aproximadamente veinticinco veces) que la del aire.

$$(k) \text{ del aire} = 0,023 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$$

$$(k) \text{ del agua} = 0,58 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$$

$$(k) \text{ del hielo} = 2,32 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$$

De ahí la importancia de proteger los materiales aislantes de la humedad. Dentro de ciertos límites, la conductividad térmica (k) aumenta en proporción directa al crecimiento

de la humedad volumétrica (W_v , en %), lo que permite calcular esta propiedad para el material húmedo (k_w) de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$K_w = k_s + \delta W_v$$

Donde:

k_s : Coeficiente de conductividad del material seco.

δ : Incremento de la conductividad térmica por 1 % de la humedad volumétrica (W_v), valor que representa para los materiales inorgánicos, siendo la temperatura positiva $0,002 \text{ W/(m } ^\circ\text{C)}$ y la negativa, $0,004 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$. Para los orgánicos las temperaturas positiva y negativa son $0,003$ y $0,004 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$, respectivamente.

Para los aislantes fibrosos se ha comprobado que cuando la humedad pasa del 0 al 2 %, la conductividad térmica (k) aumenta considerablemente, acompañada del crecimiento del por ciento de humedad. En la figura 2.3 se muestra este fenómeno.

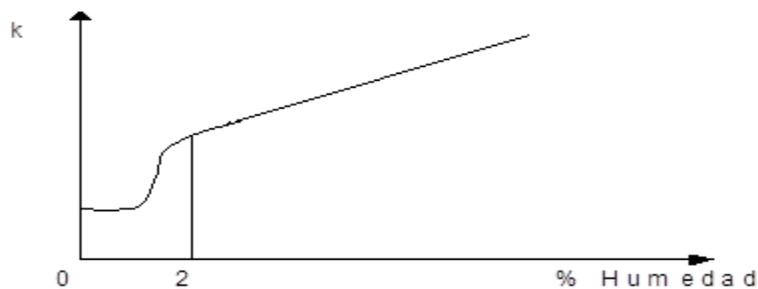


Figura 2.3 Influencia de la humedad en la conductividad térmica

Puede explicarse por el hecho de que los primeros trazos de humedad se difunden en estado de vapor desde las fibras más calientes hacia las más frías, donde este vapor se condensa y las moja. Lógicamente, parte de estas aguas a veces se vaporizan de nuevo sobre las fibras más calientes. A partir del 2 % de humedad, para las fibras minerales el fenómeno tiende a estabilizarse, o sea, las células entre las fibras se llenan de agua y el aumento de la conductividad térmica (k) se debe a la sustitución del aire por el agua, por lo que la conductividad del aislante mojado se hace muy mala (altos valores de k).

También se ha demostrado que existe una notable diferencia de conductividad térmica (k) entre aislantes que han sufrido un secado absoluto a $110 \text{ } ^\circ\text{C}$ en estufa y otros, aparentemente secos, que se han dejado a la temperatura y a la humedad ambiente. Es necesario señalar, en lo que al aislamiento térmico industrial se refiere, que la humedad solo tiene influencia en el momento del montaje del aislante, por lo que su colocación

debe realizarse de manera que la humedad absorbida durante el montaje se evapore a la puesta en marcha de la instalación y de modo que el aislante permanezca seco de forma perdurable, por lo que es necesario que su protección exterior sea adecuada.

1. Materiales inorgánicos.
2. Materiales orgánicos.

$$1 \text{ Kcal/hm } ^\circ\text{C} = 1,163 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

2.4 Espesor óptimo económico

Además de conocer el tipo de aislante más adecuado para un sistema en función del radio crítico, es necesario conocer el espesor económico de estos aislantes. Si un tubo descubierto fuera a conducir vapor, habría ciertas pérdidas de calor cuyo valor puede determinarse por el costo de producir calor en la planta generadora.

A menor pérdida de calor, es mayor el grueso del aislante; por tanto, es mayor el costo inicial y son mayores los cargos anuales (mantenimiento y depreciación), lo que debe añadirse a los cargos fijos de calor.

Los cargos fijos en el aislante de tubería serán cerca del 20 % del costo inicial del mismo.

Tabla 2.1 Costos de varios aislantes

Aislante	Costo (\$/t)
Amianto en polvo	155
Mezcla de amianto-bagazo (40-60)	117
Lana de vidrio	200
Magnesio al 85 %	190
Silicato de calcio	252
Corcho desmenuzado	180

Estos precios de la tabla 2.1 son oscilantes, es decir, se actualizan periódicamente.

Las ecuaciones simples son las siguientes:

$$C_t = C_f + C_o$$

$$C_f = 0,2 \text{ MAL}$$

Donde:

M: Costo del aislante ($\$/\text{m}^3$).

A: Área del espacio anular del aislante (m^2).

L: Longitud real del aislante (m).

C_i : Costo anual (\$).

C_o : Costo de operación (\$).

$$C_o = \frac{86,4 \cdot q \cdot L \cdot D_z \cdot (\$/kg)_c}{\lambda_v \cdot (I.G.)}$$

Donde:

q: Calor perdido (W/m).

L: Longitud aislada (m).

D_z : Días de trabajo/años.

$(\$/kg)_c$: Precio del combustible.

λ_v : Calor latente del vapor (kJ/kg_v).

(I.G.): Índice de generación (kg_v/kg_c).

El índice de generación será:

Bagazo o leña: $-2,15 \div 2,5$

Petróleo (fuel oil): $-12 \div 16$.

Este procedimiento se realiza para diferentes espesores y se selecciona aquel que dé el costo total mínimo.

Pasos a seguir para cada espesor:

1. Suponer: $t_1^{\text{sup}} = \frac{t_s}{2}$
2. Determinar el valor de h_a (ecuación o gráficos).
3. Aplicar ecuación general.
4. Aplicar ecuación para el aislante y despejar t_1^{calc} .
5. Si $t_1^{\text{sup}} \pm 5^\circ\text{C } t_1^{\text{calc}}$, conclusión del cálculo.
6. Si no se cumple 5, entonces: $t_1^{\text{sup}} = t_1^{\text{calc}}$, iniciando el cálculo por 2.

Si la tubería no está aislada:

$$q = h_a \pi d_0 (t_s - t_1), \text{ W/m}$$

$$\% \text{ de pérdidas} = \frac{q \cdot l}{Q} \cdot 100$$

Se calcula el costo total para cada espesor seleccionado. Este aspecto será detallado a continuación.

2.5 Cálculo de las pérdidas de calor (combustible) por ausencia total o parcial de aislamiento en una planta química

Para realizar un cálculo aproximado de las pérdidas por mal aislamiento o ausencia total de este, se puede trabajar también con diámetros, presiones y longitudes promedios para diferentes secciones dentro de una fábrica. En el caso de tuberías de vapor y agua caliente, así como de condensados, se tomarían estos datos para cada sección, así como la temperatura promedio. De esta forma se reduce el cálculo de las pérdidas y la exactitud es satisfactoria. Se verá un ejemplo a continuación:

Tabla 2.2 Ejemplo No. 1 Tuberías de vapor saturado sin aislar

Datos	Tubería 1	Tubería 2	Tubería 3	Dimensión
Diámetro nominal (DN)	60	100	100	mm
Presión (P)	6	13	6	kg/cm ²
Longitud (L)	50	80	20	m

Diámetro nominal promedio (DN):

$$(\text{DN}) = \frac{(60 \cdot 50) + (100 \cdot 80) + (100 \cdot 20)}{50 + 80 + 20} = 87\text{mm}$$

Presión promedio:

$$= \frac{(6 \cdot 50) + (13 \cdot 80) + (6 \cdot 20)}{50 + 80 + 20} = 9,7\text{kgf/cm}^2$$

Suma de las longitudes de las tuberías:

$$L = 50 + 80 + 20 = 150 \text{ m}$$

Para el cálculo de las pérdidas (q_p) se procede de la forma ya explicada con estas magnitudes promedios.

Las tuberías de dimensiones diferentes se consideran, por tanto, como una tubería de 150 m de longitud con un diámetro nominal de 87 mm y vapor saturado de 9,7 kgf/cm². Análogamente se pueden reducir a un valor promedio las cifras de los diferentes tiempos de explotación por año.

Tabla 2.3 Ejemplo No. 2 Tubería de vapor caliente sin aislamiento

Datos	Tubería 1	Tubería 2	Tubería 3	Dimensión
Diámetro nominal (DM)	60	100	100	mm
Temperatura (t)	200	220	425	°C
Longitud (L)	50	80	20	m

El diámetro nominal, el número promedio de horas de explotación al año y la longitud total se calculan como en el ejemplo anterior:

$$t = \frac{(200 \cdot 50) + (220 \cdot 80) + (425 \cdot 20)}{50 + 80 + 20} = 275 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ temperatura promedio del vapor caliente}$$

Nota:

El 80 % de las pérdidas calculadas pueden ser eliminadas con aislante:

$$q_p \text{ real} = q_p (0,8) = \text{kcal/h}$$

$$= q_p (0,8) (H_B) = \text{kcal/año}$$

H_B = número de horas al año en que son operadas las tuberías o tanques.

$$B = \frac{q_p (0,8)(H_B)}{H_U N_K}$$

Donde:

B: Sobreconsumo de combustible por concepto de tuberías.

H_U : Valor calórico del combustible (kcal/kg).

N_K : Grado de eficiencia de la caldera.

En el caso de diámetros diferentes en las tuberías, presiones o temperaturas de vapor diferentes (en tuberías de vapor sobrecalentado) puede simplificarse calculando con valores promedio, por ejemplo:

$$P = \frac{(P_1 * L_1) + (P_2 * L_2) + (P_3 * L_3)}{L_1 + L_2 + L_3} \quad \text{kgf/cm}^2$$

$$d = \frac{(d_1 * L_1) + (d_2 * L_2) + (d_3 * L_3)}{L_1 + L_2 + L_3} \quad \text{m o mm}$$

Ejemplo No. 3 Tubería aislada

Una línea de vapor de diámetro de 168 x 7 mm (6" IPS) conduce vapor a una presión de 7,15 atm manométrica; dicha línea está aislada con amianto con un espesor de

una pulgada. La temperatura del medio ambiente es de 21 °C (70 °F). Calcule las pérdidas de calor por metro de tubería. ¿El aislante empleado es correcto?

Solución:

L = 1 m (base)

Tubo de 6" IPS: $D_s'' = 6,6'' = 168 \text{ mm}$

$D_1 = 6,6 + 2 = 8,6'' = 219 \text{ mm}$

a $P_{\text{abs}} = 8,15 \text{ atm}$: $p = 120 \text{ lb/pulg}$

$t_s = 341,2 \text{ }^\circ\text{F} = 172 \text{ }^\circ\text{C}$ (ver figura 2.4)

$t_a = 21 \text{ }^\circ\text{C}$ (aire)

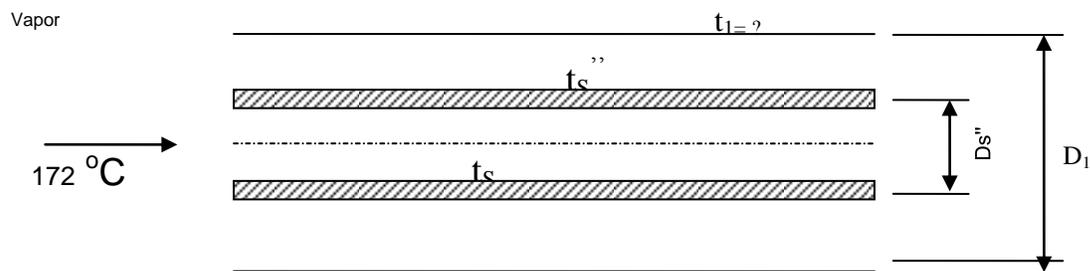


Figura 2.4 Cálculo de las pérdidas de calor por metro de tubería

Pasos a seguir:

1. Suponer: $t_1 = 172/2 = 86 \text{ }^\circ\text{C} = 153 \text{ }^\circ\text{F}$. Puede tomarse $67 \text{ }^\circ\text{C}$, para facilitar el cálculo de este ejemplo.

2. Con $t_1 = 70 = 83 \text{ }^\circ\text{F}$ y $D_1 = 8,6''$: $h_a = 2,06 \text{ BTU/h pie }^\circ\text{F}$ Figura 2.6 (Kern, 1978)

$h_a = 11,68 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

$$q_p = \frac{\pi(t_s - t_a)}{\frac{1}{2 \cdot k_c} \cdot \ln \frac{D_1}{D_s''} + \frac{1}{h_a \cdot D_1}} = \text{W/m}$$

$$q_p = \frac{3,14(172 - 21)}{\frac{2,3}{2 \cdot (0,151)} \cdot \log \frac{219}{168} + \frac{1}{11,68 \cdot (0,219)}}$$

$$q_p = 374,5 \text{ W/m}$$

Comprobación:

$$q_p = 374,5 = \frac{2\pi k_c (t_s - t_1)}{2,3 \log \frac{D_1}{D_s''}} = 3,58 (172 - t_1) \quad (\text{para el aislante})$$

$$t_1 = 172 - 374,5/3,58$$

$$t_1 = 172 - 104,6 = 67,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (67 \text{ } ^\circ\text{C}) \text{ supuesta}$$

$$t_1 \text{ supuesta} \approx t_1 \text{ calculada}$$

$$\text{Pérdidas} = q' = 374,5 \text{ W/m}$$

Cálculo del radio crítico:

$$r_c = k_c/h_a = 0,151/11,68 = 0,0129 \text{ m} < 0,084 \text{ m} \quad r_c < r_1 \quad \text{aislamiento correcto}$$

De acuerdo con los resultados anteriores, determine el costo total del calor perdido para las condiciones siguientes:

$$\text{Días de trabajo al año} = 100$$

$$\text{Longitud del tubo} = 100 \text{ m}$$

$$\text{I.G.} = 14 \text{ kgv/kg petróleo (índice de generación de las calderas)}$$

$$d_o = 168 \text{ mm (tubo sin aislar)}$$

$$d_1 = 168 + 50,8 = 218,8 \text{ mm (tubo aislado)}$$

$$h_v = 2056 \text{ kJ/kg} = (p = 8,08 \text{ ata}) \text{ (Pavlov, 1981)}$$

Solución:

$$C_f = 0,2 \text{ MAL}$$

$$C_o = 86,4 (Q)(L)(D)/\lambda_v(\text{I.G.})$$

$$C_T = C_f + C_o$$

Cálculo de M (\$/m³):

$$\text{Para amianto: } 155 \text{ } \$/\text{t} = 155 \text{ } \$/1000 \text{ kg}$$

$$= 577 \text{ kg/m}^3$$

$$M (\text{\$/m}^3) = \frac{\text{\$}}{1000 \text{ kg}} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = \frac{155 \cdot (577)}{1000} = 89,43$$

Para mezcla de amianto-bagazo:

$$M (\text{\$/m}^3) = \frac{117 \cdot (256)}{1000} = 29,9$$

Cálculo del área del aislante:

$$A = \frac{(d_1^2 - d_o^2)}{4} = \frac{(0,218^2 - 0,168^2)}{4} = 0,015 \text{ m}^2$$

$$C_f = 0,2 \text{ MA}_A$$

$$L = 0,2(89,43)(0,015)(100)$$

$$C_f = \$ 27/\text{año}$$

Cálculo del costo de operación:

$$C_o = 86,4 (Q)(L)(D)/\lambda_v(\text{I.G.})$$

$$C_o = \frac{86,4(374,5)(100)(100)}{2056(14)} = \$ 11\,300/\text{año}$$

$$C_T = 11\,300 + 27 = \$ 11\,327/\text{año}$$

Ejemplo No. 4

Se desea conocer las pérdidas de calor para el esquema energético mostrado en la figura siguiente:

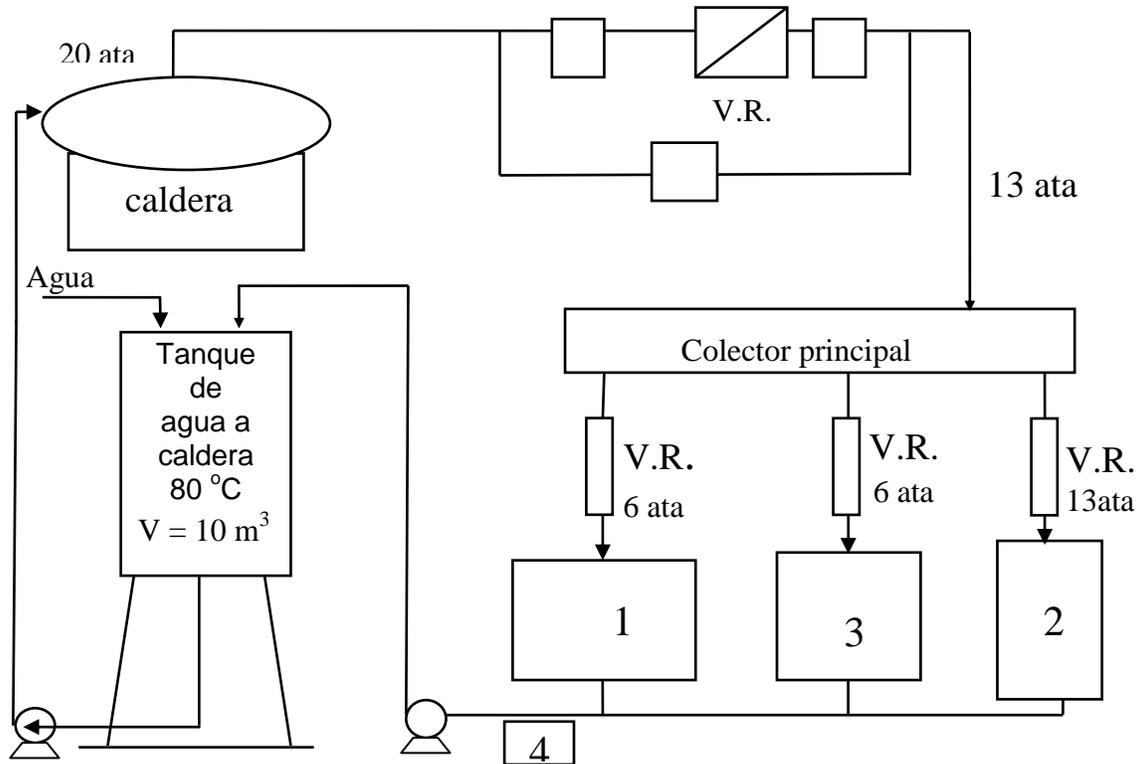


Figura 2.5 Pérdidas de calor en el esquema energético (ejemplo No. 4)

Datos generales del sistema energético mostrado.

Tanque de agua de alimentación a caldera.

Diámetro = 1,6 m

H = 5 m

Tabla 2.4 Tuberías de interconexión

Datos	Tubería 1	Tubería 2	Tubería 3	Tubería 4	Dimensión
Diámetro nominal (DN)	60	100	100	48	mm
Presión (P)	6	13	6	22	ata
Longitud (L)	50	80	20	85	m

- Accesorios: Línea: 1, 2 y 3 (3 válvulas y 3 bridas para cada tramo) Línea 4: 5 válvulas y 3 bridas.
- Parte de la base en que el sistema no está aislado.
- Combustible fuel oil VCN = 10 300 kcal/kgc.
- Desprecie el tramo entre la caldera y el distribuidor por ser corto.
- Temperatura ambiental = 30 °C.
- ¿Qué pasaría si colocáramos un aislante con una eficiencia térmica del 80 %?
- Analice el sistema si trabaja 7 000 h por año.

Solución:

Este sistema se dividirá en tres subsistemas:

1. Tanque.
2. Del distribuidor a procesos.
3. Condensados.

Subsistema 1:

Cálculo del área de transferencia de calor (TC) expuesta al medio ambiente:

a) Fondo y tapa (2): $A_f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 = \frac{(1,6)^2 \cdot 3,14}{4} \cdot 2 = 4m^2$

b) Cilindro del tanque: $A_c = \pi \cdot d \cdot H = 3,14 \cdot 1,6 \cdot 5 = 25 m^2$

$$A_{total} = 4 + 25 = 29 m^2$$

Cálculo de las pérdidas de calor en tapa y fondo:

$$Q_f = h_a \cdot A_t (T_t - t_a)$$

Cálculo de h_a :

- a) $h_a = h_c + h_r$
- b) $h_a = 9,4 + 0,052(t_1 - t_a)$, para cilindros
- c) $h_a = 9,7 + 0,07(t_1 - t_a)$, para planos

Para fondo y tapa: $h_a = 9,7 + 0,07(80 - 30) = 13,2 W/m^2 \text{ } ^\circ C$

Para el cilindro: $h_a = 9,4 + 0,052(80 - 30) = 12 W/m^2 \text{ } ^\circ C$

$$Q (\text{fondo y tapa}) = 13,2 \cdot 4(80 - 30) = 2 640 W$$

$$Q \text{ (cilindro)} = 12 \cdot 25(80 - 30) = 16\,000 \text{ W}$$

$$Q_{fc} = 18\,640 \text{ W}$$

Equivalente a combustible por año:

$$18640 \frac{J}{s} \cdot \frac{3600s}{h} \cdot \frac{7000h}{a} \cdot \frac{kcal}{4190J} \cdot \frac{kgc}{10300kcal} = 13020 \frac{kcal}{a}$$

Es decir: $P_c = 13 \text{ tc/a}$.

Subsistema 2:

Para los tramos de las tuberías 1, 2 y 3:

$$D_m = \frac{60 \cdot 50 + 100 \cdot 80 + 100 \cdot 20}{50 + 80 + 20} = 87 \text{ mm}$$

$$P_m = \frac{6 \cdot 50 + 13 \cdot 80 + 6 \cdot 20}{50 + 80 + 20} = 9,7 \text{ ata}$$

$$L_t = 50 + 80 + 20 = 150 \text{ m}$$

Para 9,7 ata la temperatura de saturación es 176 °C.

Cálculo de h_a :

$$h_a = 9,4 + 0,052(176 - 30) = 16,9 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

$$Q \text{ (tubos)} = A_t \cdot h_a(T_v - t_a)$$

$$A_t = 3,14 \cdot d \cdot L_t = 3,14 \cdot 0,087 \cdot 150 = 41,8 \text{ m}^2$$

$$Q \text{ (tubos)} = 41,8 \cdot 16,9(176 - 30) = 10,42 \cdot 10^4 \text{ W}$$

Equivalente en combustible:

$$10,42 \cdot 10^4 \cdot 0,7/10^3 = 72,8 \text{ tc/a}$$

Para el cálculo de las pérdidas en válvulas y bridas se usará la siguiente longitud equivalente (tabla 2.5):

Tabla 2.5 Pérdidas en válvulas y bridas

Válvulas o bridas	Long. equivalente (L')
1"	0,5 m
2"	1,0 m
4"	2,0 m
6"	3,0 m
8"	4,0 m

Para el caso analizado:

$$3 \text{ V de } 2'' = 3 \text{ m} \qquad 6 \text{ V de } 4'' = 12 \text{ m}$$

$$3 \text{ B de } 2'' = 3 \text{ m} \qquad 6 \text{ B de } 4'' = 12 \text{ m}$$

$$L' \text{ (total)} = 30 \text{ m}$$

Entonces se tendrá :

$$A_{ax} = 3,14 \cdot 0,087 \cdot 30 = 8 \text{ m}^2$$

$$Q_{ax} = 8 \cdot 16,9(176 - 30) = 19,8 \cdot 10^3 \text{ W}$$

Equivalente en combustible:

$$19,8 \cdot 10^3 \cdot 0,7/10^3 = 13,5 \text{ tc/a}$$

Total de consumo en tuberías de vapor:

$$P_{ct} = 13 + 72,8 + 13,5 = 99,3 \text{ tc/a}$$

Subsistema 3:

Para la tubería de condensado:

$$A_t = 0,048(3,14)85 = 12,8 \text{ m}^2$$

Cálculo de h_a :

$$h_a = 9,4 + 0,052(80 - 30) = 12 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q \text{ (cond.)} = 12,8 \cdot 12(80 - 30) = 7 \text{ 680 W}$$

$$\text{Long. equivalente} = 5(\text{V}) + 3(\text{B}) = 8 \text{ m}$$

$$A'_{eq.} = 0,048 \cdot 3,14 \cdot 8 = 1,2 \text{ m}^2$$

$$Q' \text{ (cond.)} = 1,2 \cdot 12 (80 - 30) = 730 \text{ W}$$

$$Q \text{ (cond. total)} = 8 \text{ 410 W}$$

Equivalente en combustible:

$$8,41 \cdot 10^3 \cdot 0,7/10^3 = 6,1 \text{ tc/a}$$

Gasto general de combustible por pérdidas:

$$99,3 + 6,1 = 105,4 \text{ tc/a}$$

Considerando el precio del combustible de \$ 190 por tonelada, el gasto sería de \$ 20 026 por año.

Si se utilizara un aislante de un 80 % de eficiencia térmica, entonces las pérdidas serían un 20 % del sistema no aislado, es decir:

$$105,4 \cdot 0,2 = 21,08 \text{ tc/a}$$

Lo que representa un ahorro de \$ 16 021 por año.

Porcentaje de pérdidas por aislamiento:

$$\text{Tanque de agua} \quad \underline{\hspace{2cm}} \quad 12,4 \%$$

Tuberías de vapor _____ 70 %
Accesorios _____ 12,9 %
Condensado _____ 4,7 %

Algunos aspectos del sistema para analizar:

- Las pérdidas de energía térmica de un sistema no deben ser mayores del 5 %.
- La VR principal solamente, la No. 2 no es necesaria.
- La temperatura del agua para alimentar la caldera debe estar muy baja.
- De las dos V.R. de 6 ata solo es necesaria una de mayor capacidad.

Nota: Este método es aplicable a cualquier tipo de aislamiento.

2.6 Investigaciones en aislantes térmicos cubanos

De acuerdo a las propiedades que se enumeran a continuación, se procederá a la elección entre los diferentes tipos de aislantes, y en muchos casos a una selección entre las diversas densidades de una misma especie de aislantes.

Los aspectos más importantes que deben cumplir los aislantes térmicos son:

- Adecuada conservación de sus propiedades con el tiempo (que no envejezcan prematuramente).
- Que no originen efectos corrosivos en los materiales cubiertos.
- Ausencia de reacciones químicas con los materiales con los que entra en contacto.
- Resistencia a los diferentes agentes de destrucción (resistencia a los roedores, a los gusanos, etc.)
- Resistencia al fuego (inflamabilidad o autoextinguibilidad).
- Facilidad operativa en el trabajo para ser colocados.

Sin embargo, si por determinadas razones un aislante no cumple todos los requerimientos, siempre es posible utilizarlo completándolo con la ayuda de un revestimiento complementario, para que el conjunto así realizado responda a las condiciones impuestas.

De acuerdo con la clasificación, el presente material se enfoca hacia el campo de los aislantes ordinarios, de origen vegetal y de estructura pulverulenta o fibrosa, tomando

como patrones de referencia los aislantes constituidos por amianto, magnesia y bagazo, que son los más difundidos en el país.

Los resultados obtenidos por diferentes especialistas sobre la dependencia del poder aislante de un material determinado respecto a la estructura de este, son válidos en numerosas ocasiones. Sus otras propiedades son función de su naturaleza (resistencias a las temperaturas más o menos elevadas, propiedades mecánicas y químicas, etc.) Se hace necesario prestar especial atención a la influencia que ejercen estas propiedades sobre la conductividad térmica, la estructura del material y los factores asociados a la misma.

Se ha logrado obtener un aislante cubano a partir de la mezcla del bagazo y el amianto del país, adecuado para las tuberías de vapor y jugo, así como para equipos de la industria azucarera. El mismo ha sido evaluado con magníficos resultados que se corresponden con las necesidades de esta importante industria. Estos materiales aislantes se corresponden con la patente número 33771.

Es importante saber en qué grado la conductividad térmica depende de la temperatura, ya que esta varía en el curso de la propagación del calor. Para muchos materiales esta dependencia es lineal. En cálculos prácticos la conductividad térmica es usualmente determinada por una media aritmética de las temperaturas límites de la sustancia, y esta media es considerada constante.

Para cálculos donde se necesita exactitud, la conductividad térmica puede ser determinada por un procedimiento experimental del material en cuestión. En cálculos de ingeniería, los valores de conductividad térmica (k) son usualmente obtenidos de fuentes bibliográficas. La conductividad térmica (k) para sólidos solo puede ser determinada por métodos experimentales.

Recordemos que la ecuación que expresa la ley de Fourier puede ser descrita de la siguiente manera:

$$Q = k A \Delta t / \Delta x$$

Partiendo de esta ecuación y considerando un flujo de calor a través de una sección de espesor (dx) y una distancia (x) del centro de un cilindro, se tendrá:

$$-k dt = Q dx / A$$

Max Jakob sugirió la siguiente ecuación:

$$Q = k A_m (t_1 - t_2) / \Phi$$

Donde:

Φ : Factor de curvatura, que aparece graficado en función de d_2/d_1 en la literatura.

Luego, para determinar la conductividad térmica (k) solo faltan los valores de temperaturas, el espesor del aislante y la razón de flujo térmico.

En las investigaciones se utiliza el método del tubo, que consiste en utilizar un tubo de cobre de un metro de longitud efectiva, dentro del cual se sitúa una resistencia eléctrica de 8 ohms, que será la que suministrará el calor necesario.

Las mezclas aislantes que se investigaron se colocaron sobre el tubo en forma de medias cachas y con diferentes espesores. Antes de colocar las mezclas se situaron seis termopares (Cu-Co), separados de la superficie del tubo por láminas de mica, para obtener de esta forma la temperatura media interior del aislante. En la superficie exterior del aislante se colocaron dieciocho termopares, correspondiendo tres a cada termopar interior.¹

En las tablas 2.6 y 2.7 aparecen los resultados experimentales. Tomando como patrones al asbesto como A, la magnesita al 85 % como B, y la mezcla tierra-diatomea-asbesto-aglutinante como C, se puede notar que las mezclas estudiadas 5, 6, 7, 8, 11, 12 y 13 son intermedias entre los patrones A y C, y no se hallan muy lejanas del B.

Tabla 2.6 Comparación de las mezclas estudiadas con los patrones

Mezclas patrones	Valores de k_{media}	Relación mezcla/patrón	Densidad aparente	Relación mezcla/patrón
No.5				
A	menor	0,53	mayor	1,06
B	mayor	1,68	mayor	2,60
C	mayor	1,20	mayor	2,10
No.6				
A	menor	0,67	menor	0,93
B	mayor	2,05	mayor	2,30
C	mayor	1,43	mayor	1,86
No.7				
A	menor	0,73	menor	0,58
B	mayor	2,23	mayor	1,43
C	mayor	1,24	mayor	1,15

¹ Esta técnica aparece detallada en el artículo: «Mezcla de aislantes con bagazo», publicado en la revista *Centro Azúcar*, IV (1), Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, ene.-abr., 1977.

No. 8				
A	menor	0,59	menor	0,79
B	mayor	1,81	mayor	1,95
C	mayor	1,25	mayor	1,58
No. 11 (40-60)*				
A	menor	0,69	menor	0,44
B	mayor	2,10	mayor	1,09
C	mayor	1,47	mayor	0,89
No. 12 (30-70)**				
A	menor	0,47	menor	0,53
B	mayor	1,40	mayor	1,30
C	mayor	0,87	mayor	1,11
No. 13				
A	menor	0,65	menor	0,51
B	mayor	2,03	mayor	1,26
C	mayor	1,41	mayor	1,02

*Porcentaje de bagazo tamizado usado

**Porcentaje de amianto cubano

Tabla 2.7 Contenido de cada mezcla estudiada

Mezcla No. 5	
Hidrato de cal	20-22 %
Yeso	30-32 %
Feldespatos	30 %
Bagazo de molienda	16 %
Mezcla No. 6	
Hidrato de cal	35-37 %
Yeso	32-34 %
Bagazo de molienda	30 %
Mezcla No. 7	
Amianto cubano	76 %
Bagazo tamizado 7 mesh	24 %
Mezcla No. 8	
Hidrato de cal	30 %

Yeso	47 %
Bagazo tamizado 7 mesh	23 %
Mezcla No. 11	
Bagazo tamizado 10 mesh	40 %
Amianto cubano	60 %
Mezcla No. 12	
Bagazo tamizado 8 mesh	40 %
Amianto cubano	60 %
Mezcla No. 13	
Bagazo tamizado 7 mesh	35 %
Amianto cubano	65 %

Los resultados generalizados aparecen en la figura 2.6.

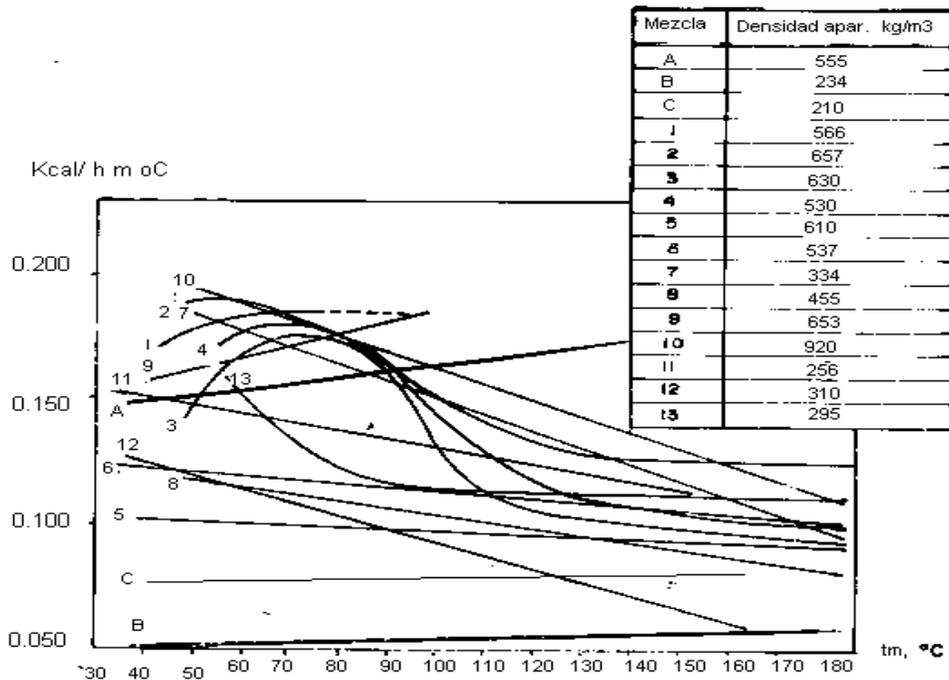


Figura 2.6 Conductividad térmica de los aislantes

Todas las mezclas fueron sometidas a altas temperaturas (100-400 °C).

Todas estas mezclas están compuestas por dos o más de los sólidos siguientes:

- Feldespato (40-60 %).
- Bagazo natural (2-15 %).
- Bagazo tamizado (5-40 %).

- Hidrato de cal (2-5 %).
- Yeso (2-4 %).
- Amianto cubano (Escambray, 20-60 %).

Las mezclas que contienen bagazo en cualquiera de sus dos formas dan valores de conductividad térmica (k) y de densidad aparente más bajos que cuando estos componentes no están presentes (mezclas 11, 12, 6, 8 y 5).

Para las demás mezclas, aunque posean una densidad aparente mayor que el patrón A, el valor de la conductividad térmica (k) a temperaturas moderadas es inferior. Se nota también que las mezclas 6, 8, 11, 12 y 13 superan a este patrón en los dos aspectos mencionados, sobre todo en el valor de la conductividad térmica (k) para cualquier temperatura media.

En cuanto al valor de la densidad aparente, el patrón C solo es superado por la mezcla No. 11, y en cuanto a los valores de la conductividad térmica (k), a temperaturas medias sobre los 120 °C, es superado por la No. 12.

De las mezclas investigadas, las que mejores resultados generales han dado son las No. 7, 11, 12 y 13, dentro de las cuales la 11 es la de menor densidad aparente (40 % de bagazo tamizado).

Todas las mezclas con un aumento de la temperatura tienden a disminuir el valor de la conductividad térmica (k), lo que constituye una propiedad intrínseca de estas, contraria a los dos patrones y favorable para t_m moderadas y altas.

En la mayoría de las mezclas que contienen bagazo y amianto, su variación respecto a la temperatura es lineal, no ocurriendo así con las que contienen feldespato. El por ciento máximo de bagazo está condicionado por el aglutinamiento de la mezcla (40 %).

Para el bagazo tamizado los mejores resultados se obtuvieron para un tamiz entre 9 y 10 mesh, aunque estos están en dependencia del por ciento en peso del bagazo en la mezcla.

Se puede decir como regla general que el bagazo tamizado da valores de k_m más bajos que el bagazo común para un por ciento en peso similar. Para valores de mesh menores de 7, el por ciento de meollo sobrepasa al por ciento de fibras cortas del bagazo. Este ocupa la mayoría de los pequeños poros, provocando un aumento de k_m . Es de notar que a medida que aumenta el número de mesh, el valor de k_m tiende a disminuir hasta un valor aproximado de 12 mesh.

En la tabla 2.8 aparecen algunos resultados de las pruebas mecánicas, donde se puede constatar las ventajas de las mezclas sobre los patrones. Las mezclas restantes dieron valores superiores a los expuestos.

Tabla 2.8 Pruebas mecánicas

Compresión (kg/cm ²)	2,2	3,2	7,4	1,9	3,6	5,8	2,9
Cortante (kg/cm ²)	2,1	1,6	2,2	1,8	1,5	2,7	2,0
Flexión (kg/cm ²)	No	No	No	No	No	No	No
Tracción (kg/cm ²)	26,3	20	166	22	60	65	103

Conclusiones:

- Se puede utilizar el bagazo para formar mezclas aislantes, para la protección ambiental de equipos y tuberías, siempre que sea en proporciones definidas.
- Las mezclas que contienen un alto por ciento en peso de feldespatos no son recomendables como aislantes térmicos de equipos y tuberías, debido a su alta densidad aparente, y a los valores de conductividad térmica.
- Pueden ser utilizadas para temperaturas interiores entre 100 y 400 °C.
- Todas las mezclas poseen valores de resistencia mecánica superiores a los patrones, por tanto, pueden usarse en lugar de estos.
- Estas mezclas pueden clasificarse en:
 - a) Aislantes másicos.
 - b) Aislantes de altas temperaturas.

Esta metodología se aplicó en un central azucarero, en el cual, después de lograr el estado de aislamiento y de aplicar el sistema de ecuaciones propuesto, se pudo obtener la información que se muestra a continuación en la tabla 2.9.

Tabla 2.9 Características del aislamiento en este ingenio (espesor, mm)

Elemento a aislar	Real	Norma 600-16	Calculado
Tubería de VD a turbo	45-48	90	75
Tubería VE en C.calderas	20-36	60	50-55
Condensados varios	0-30	35-50	35
Equipos tecnológicos	28-38	50	40

La determinación del espesor óptimo del aislamiento de una tubería o equipo reclama un profundo análisis técnico, económico y social, pues si bien a medida que se aumenta el espesor, las pérdidas de calor y el costo de operación disminuyen, por otro lado los costos en material y montaje se incrementan. Su valor óptimo sería entonces aquel que proporcione los menores costos totales anuales. Pueden calcularse los valores promedio de los diámetros nominales, las presiones y longitudes para las diferentes tuberías de vapor y los condensados de la fábrica, con el fin de determinar los costos por pérdidas de calor con exactitud satisfactoria cuando no existe el espesor adecuado.

CAPÍTULO 3 PRINCIPIOS DEL MÉTODO PINCH (ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN CASCADA)

3.1 Introducción a la síntesis de redes de intercambiadores de calor

La síntesis de redes de intercambiadores de calor (RIC), conocidas como HEN (Heat Exchanger Network) es un método termodinámico que tuvo su debut a mediados de los años sesenta y su desarrollo en los setenta, a raíz de la crisis energética mundial imperante en esos momentos. Los resultados obtenidos en el terreno práctico en varias empresas petroleras han estado, desde el punto de vista económico, aproximadamente entre el 20 y el 30 % del ahorro energético. Es por ello que la aplicación de este método se ha extendido no solo a refinerías de petróleo, sino también a cualquier industria de procesos químicos. No obstante, si bien la tendencia en el mundo contemporáneo en cuanto a la lucha por el ahorro energético se centra fundamentalmente en el perfeccionamiento del aislamiento y en técnicas de recuperación de energía residual que permitan mejorar la eficiencia térmica de los equipos instalados, no se puede olvidar que desde el comienzo de la era industrial, los ahorros de energía más espectaculares se han logrado mediante la modificación del esquema tecnológico de procesos.

Este método de síntesis de RIC constituye una poderosa herramienta que encierra un procedimiento termodinámico bien estructurado para una optimización técnico-económica de una red de intercambiadores de calor.

Los objetivos que se pueden alcanzar con la aplicación de este método de retroajuste a una red de intercambiadores de calor son, entre otros, los siguientes:

- Obtener la máxima eficiencia termodinámica con los calores intercambiados técnicamente entre las corrientes frías y calientes del proceso.
- Obtener el mínimo consumo energético a partir del intercambio térmico entre las corrientes del proceso y las corrientes utilitarias de calentamiento y enfriamiento.
- Obtener una síntesis de RIC que sea lo más económica posible, con un número de equipos mínimos.

La cuestión más importante en el proceso de diseño de síntesis de redes de intercambiadores de calor es el poder transferir el exceso de energía de una gama de corrientes calientes a otra gama de corrientes frías que lo requieran.

Este problema de síntesis de RIC está formulado como sigue:

Dado un número de corrientes calientes de proceso para ser enfriadas desde la temperatura de entrada (T_1) hasta la temperatura de salida (T_2), y un número de corrientes frías de procesos para ser calentadas, desde una temperatura de entrada (t_1) hasta la temperatura de salida (t_2), debe encontrarse una red de recuperación de intercambiadores de calor que opere en régimen permanente, de modo que minimice el costo total, previendo que el flujo másico de las corrientes y sus cambios de entalpía sean dados o puedan ser calculados. También son conocidos los datos de las utilidades de calentamiento y enfriamiento aprovechables del proceso.

Varias suposiciones y/o simplificaciones se imponen usualmente para llevar a cabo las síntesis de RIC:

- El costo de una RIC es la suma del costo de inversión anualizado de los intercambiadores de calor (CAP) y del costo anual de las utilidades (cu):

$$CT = r.(CAP) + cu \quad (\$/año) \quad (1)$$

Donde:

r: razón de retorno

- Los costos de inversión son reducidos al costo de los intercambiadores de calor, ya que faltan los costos de tuberías y bombeo, los cuales pueden ser los mismos en un retroajuste de redes.

$$CAP = \sum_{i=1}^{NHU} ai + bi(Ai)^{Ci} \quad (2)$$

Donde:

NHE: Número de parejas o corazas, dependiendo del modelo de intercambiador de calor aplicado.

- El costo de las utilidades se calcula por la siguiente expresión:

$$CU = \sum_{K=1}^{NHU} (phu \cdot Qhu)_K + \sum_{i=1}^{NCU} (pcu \cdot Qcu) \quad (3)$$

Donde:

NHU: Número de tipos de utilidades de calentamiento

NCU: Número de tipos de utilidades de enfriamiento

Qhu/Qcu: Calor de las utilidades de calentamiento/enfriamiento

phu/pcu: Costo unitario de las utilidades de calentamiento/enfriamiento.

En 1969, una definición convencional de los problemas de síntesis de HEN fue presentada por MASSO y RUDD. Liu y Pehler introdujeron el problema de la síntesis de RIC multiobjetivos en 1982 y 1983 respectivamente, cuestión cuyos puntos esenciales se resumen a continuación:

Existen N_h corrientes calientes Sh_i ($i = 1, 2, \dots, N_h$) que serán enfriadas, y N_c corrientes frías Sc_j ($j = 1, \dots, N_c$) que serán calentadas. Con cada corriente se asocian las temperaturas de salida (T_j) y de entrada (T_i) (en $^{\circ}\text{C}$), y la razón de capacidad calorífica (c_i), donde $c_i = MfC_{pf}$ (en $\text{kW}/^{\circ}\text{C}$). Existen también corrientes de calentamiento utilitario (N_{hu}) y corrientes de enfriamiento utilitario (N_{cu}).

También el método de síntesis de RIC en general prevé que el costo de inversión de N_s intercambiadores de calor, que se denota C_{ei} , CH_i y C_{ci} respectivamente, pueden estar correlacionados por expresiones empíricas.

El costo total según la expresión No. 1 puede ser escrita de la siguiente forma:

$$C_t = r(\sum a A^b E_i + \sum a A^b H_i + a A^b C_i) + \sum_K (phu \cdot hu)_K + \sum (pcu \cdot cu) \quad (4)$$

Donde:

r: Por ciento de retorno inicial (10-20 %).

a y b son constantes y b varía típicamente entre 0 y 1.

Las simplificaciones que se usaban para la solución de estos problemas en los inicios del desarrollo de este método eran las siguientes:

- Uso de un solo paso a contracorriente en intercambiadores de calor de tubo y conchas.
- No hay cambios de fase.
- Igual valor de U_d en todos los intercambiadores de calor.
- Temperaturas independientes de las capacidades caloríficas de las corrientes del proceso.
- Temperaturas mínimas de aproximación constante entre las dos corrientes de proceso y entre las de procesos y las utilitarias.

Este método sufrió grandes progresos durante la década de los ochenta y ya no es necesario introducir ninguna de estas simplificaciones en la actualidad.

La evolución de la tecnología Pinch al análisis Pinch

En los años setenta surgió la tecnología Pinch (TP) como una herramienta para el mejoramiento del diseño de procesos contra la generalizada crisis energética mundial.

Su principal contribución fue dar al ingeniero conceptos simples, los cuales fueron usados de forma interactiva. Utilizando los conceptos de la tecnología Pinch el ingeniero puede ser un controlador.

Ellos pueden usar blancos (objetivo), tomar en cuenta la operabilidad, disposición en planta, seguridad, etc., y guiar el diseño hacia la solución, donde no solo se toma en cuenta la eficiencia térmica, sino que también sea industrialmente aceptable (entrada del ingeniero).

A mediados de los años ochenta Gunderson y Naess publicaron un trabajo sobre esta tecnología aplicada al diseño de RIC. Estos investigadores dieron principalmente atención a la tecnología Pinch, enfatizando en su contribución a la definición de la estructura del intercambio.

Sus principios se basan en conceptos de calor y en principios termodinámicos analizados, y su estrategia principal es numerar *a priori* blancos (objetivos) del diseño central (análisis de las reglas termodinámicas).

En sus comienzos esta tecnología surgió como una herramienta de trabajo para el diseño de redes de intercambiadores de calor y su característica principal consistía en darle al diseñador conceptos simples para interactuar con el diseño. Difiere de los métodos de caja negra; el que los usa siempre conoce con detalles y profundidad el control de los mismos. La tecnología Pinch fue reconocida como una herramienta que no se restringía solamente a la conservación de la energía, sino que podía aplicarse a la ingeniería de procesos en general y tenía mucho que expresar acerca del diseño de reactores, reciclajes de procesos, esquemas de separación, diseños de sistemas de servicios, focos de emisión, procesos a bajas temperaturas, integración de procesos discontinuos, optimización de la caída de presión, diseño multibases, sistemas combinados de calor y potencia, esquemas de separación, integración de destilación, integración de hornos, diseño general de procesos, etc.

Esta tecnología y el conocimiento de cómo debe ser usada en el concepto general de la ingeniería de procesos se encuentran en continua evolución. En los momentos actuales se aprecia que el diseño de planta de proceso y el sistema de servicios pueden ser conducidos simultáneamente, logrando sistemas óptimos.

El resultado es una herramienta propia de la ingeniería de procesos, que ha sido aplicada sucesivamente a industrias de procesos tales como: petróleo, petroquímica, pulpa y papel, cemento, acero, farmacéuticas, etc. También se ha dirigido a objetivos no energéticos, entre los que se encuentran: costo capital (inversión), operabilidad y emisiones, etc. A partir de aquí ha surgido una teoría general para la integración del diseño de sistemas y procesos energéticos.

El sentir de la metodología ha cambiado. En esencia se ha ampliado y el énfasis se ha colocado sobre los objetivos en lugar del diseño. En la práctica esta se utiliza primeramente para el análisis de procesos, para ello se acerca más a un análisis Pinch que a una tecnología Pinch.

Morgan explica que esta metodología es usada para ampliar opciones de alternativas antes de entrar en el diseño integral del sistema analizado.

Es usada para antes del diseño y no está restringida a la RIC solamente.

3.2 Metodología del análisis Pinch

La tecnología Pinch comienza con el análisis del flujo de calor del proceso. Tradicionalmente los diseñadores calcularon la integración del calor sobre la posición de los perfiles de las corrientes frías y calientes en un diagrama de temperatura-entalpía.

Como se muestra en la figura 3.1, esto es fácil: se lleva a cabo sobreponiendo justamente una corriente caliente y una fría, estas son operadas por la diferencia mínima de temperatura (ΔT_{min}).

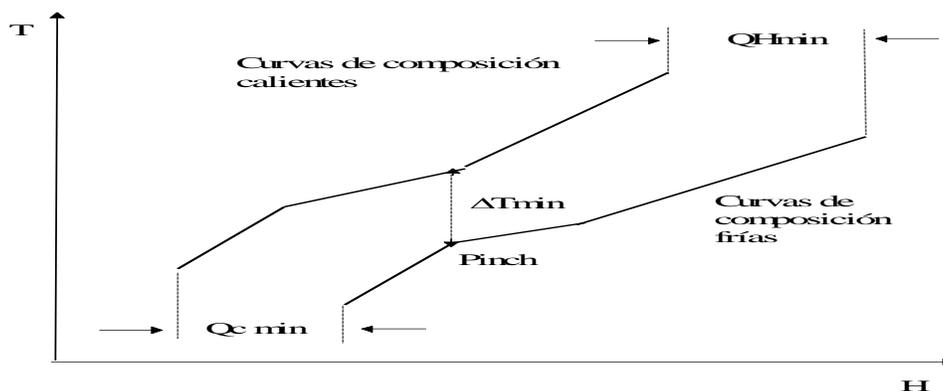


Figura 3.1 Curvas compuestas simples

La gran curva compuesta es construida con los mismos datos con los que se construyen las curvas de composición simples. Esto se realiza aproximando ambas

curvas (fuente y sumidero) ($\Delta t_{min}/2$) y restando ambas entalpías en cada temperatura objetivo.

En este caso, mediante las curvas seleccionadas se pueden determinar las utilidades y el lugar aproximado para los equipos del proceso. Determinar el acomodo aproximado es una necesidad para cualquier operación unitaria en cualquier proceso.

La figura 3.2 muestra un ejemplo donde se utilizan bombas de calor y máquinas de vapor. El lugar apropiado para la bomba de calor es a través del Pinch del proceso.

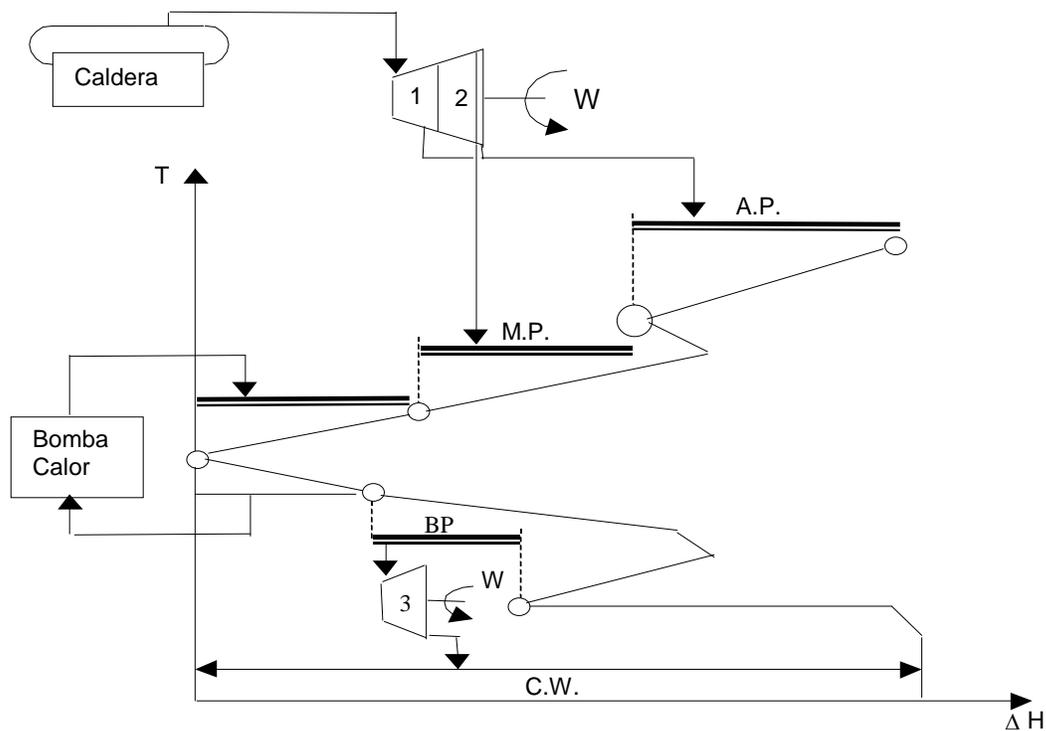


Figura 3.2 Gran curva compuesta

En las dos etapas (1 y 2) sobre el Pinch del proceso se consume vapor de las calderas y se libera vapor al proceso (AP y MP), generando trabajo de eje. Este proceso, sin la turbina con extracción, requiere calor de cualquier forma.

El trabajo de eje generado es adicional y suple a una válvula reductora con una mayor eficiencia. Las etapas 1 y 2 están en un lugar apropiado. El trabajo de eje es generado uno a uno.

La etapa 3 debajo del Pinch está también en un lugar apropiado, puesto que se genera trabajo de eje que de otras formas sería condensado con una actividad fría (agua).

Finalmente, la bomba de calor (termocompresión) está en el lugar apropiado, pues toma calor debajo del Pinch y lo suministra al proceso con un mayor potencial sobre aquel. Este vapor intercambia calor con corrientes del proceso.

El concepto de lugar apropiado se aplica a los siguientes procesos o equipos:

- Máquinas de vapor.
- Bombas de calor (termocompresión).
- Columnas de destilación.
- Evaporadores.
- Hornos químicos.
- Cualquier otra operación unitaria que pueda ser representada en sus términos de fuente y sumidero.

En las curvas de composición simples (ver figura 3.1), el calor puede ser recuperado donde los perfiles se sobrepone, mientras que el excedente (abertura de los terminales) muestra las necesidades de las utilidades de calentamiento y enfriamiento. Con más de dos corrientes se necesita un procedimiento más complejo, como el que ofrece la tecnología Pinch.

Las corrientes son combinadas en términos de sus contenidos de calor para construir un perfil de composición de calor al igual que las corrientes frías.

El resultado de las curvas de composición simples muestra el perfil general de la disponibilidad de calor y de los requerimientos del proceso como un todo. Esencialmente, todos los flujos de calor del proceso han sido reducidos a un simple diseño a contracorriente. Además, la aproximación más cercana es la diferencia de temperatura mínima permisible (Δt_{min}). El punto donde esta aproximación más cercana ocurre es denominado calor recuperado Pinch (ahorrado).

Los extremos en las curvas de composición grandes determinan los requerimientos mínimos de calentamiento y enfriamiento del proceso en general; estos se denominan blancos (objetivos) y son fijados antes del diseño. Se basan en los datos de flujo del proceso y no en la conformación de los intercambiadores de calor.

La figura 3.3 muestra que el Pinch divide el sistema en dos subsistemas termodinámicamente separados, cada uno de los cuales es un balance de entalpía con sus blancos utilitarios (enfriamiento y calentamiento). Esto nos lleva a la observación de

que los blancos utilitarios solo serán obtenidos si no hay transferencia de calor a través del Pinch.

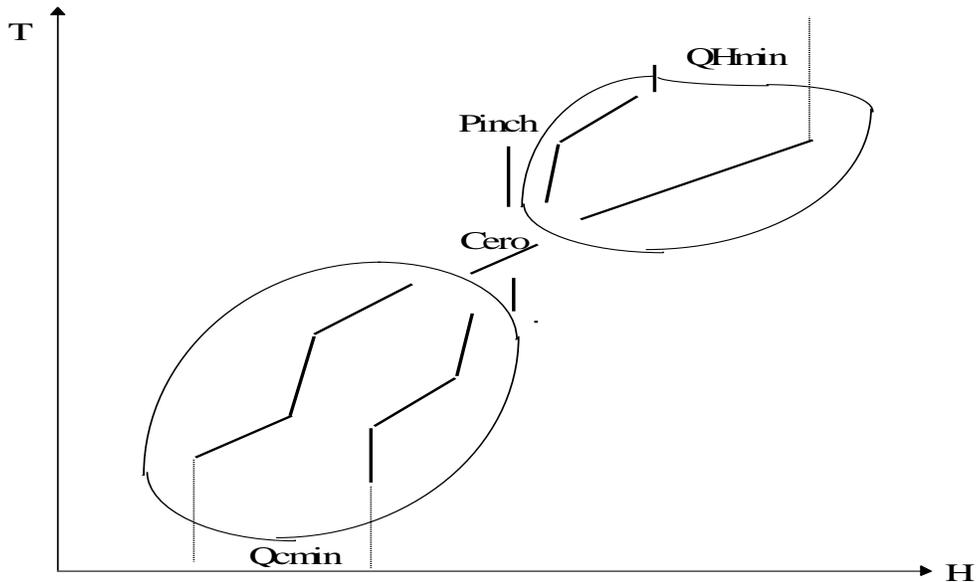


Figura 3.3 Separación en subetapas

Para ello solo tenemos que buscar una estructura de red que minimice el consumo de energía y que garantice la no transferencia de calor a través del Pinch. Con este principio es fácil diseñar plantas eficientemente energéticas.

Realizar el cálculo del costo de inversión mediante la utilización de un valor para Δt_{min} y basándose solo en la experiencia es un procedimiento imperfecto para obtener este valor. Con el moderno desarrollo logrado, no es preciso hacer esto. Ahora tenemos la posibilidad de predecir, aun antes del diseño, el costo de inversión mínimo aproximado (costo de inversión como meta) desde las curvas de composición: la aproximación del modelo de intercambio de calor a contracorriente verdadera en un intercambiador simple.

Dada la capacidad para estimar las necesidades utilitarias y el costo de inversión para un valor determinado de Δt_{min} , podemos, antes de la realización del diseño, determinar el valor óptimo para Δt_{min} . También se tiene conocimiento del diseño básico para la minimización del costo de inversión.

Esto puede ser visto en la figura 3.4, donde la condición de flujo a contracorriente requiere de calor para ser transferido verticalmente entre las curvas de composición. Otros arreglos pueden tener ventajas locales, pero estos pueden traer como resultado una degradación general en las fuerzas impulsoras de transferencia de calor.

En la mayor parte de las circunstancias se requiere un crecimiento del área general para la mayor parte de los diseños. La transferencia de calor vertical o casi vertical entre las curvas de composición reduciría los requerimientos generales del área superficial.

La estructura del espagueti es una estructura de parejas en intervalos de entalpía, que imitan parejas verticales de la composición de supercorrientes. Estas se hallan compuestas por corrientes individuales con diferentes valores de CP.

Para cada estructura se utiliza la también llamada fórmula Bath para el blanco a Δt_{min} .

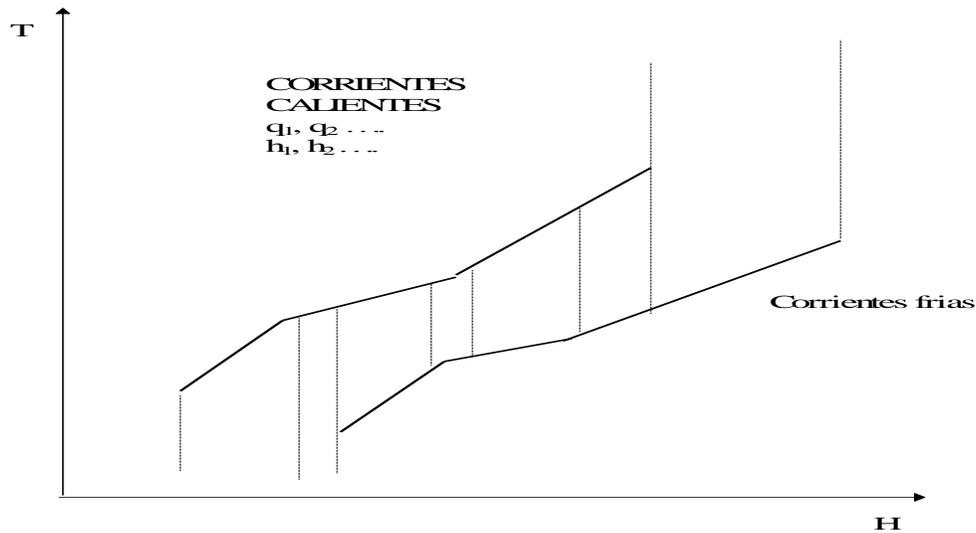


Figura 3.4 Cálculo del A_{min}

A través de ambas se puede determinar el área mínima de transferencia de calor, es decir, como si se tratara de un intercambiador a contracorriente y 1-1. Esta ecuación tiene la siguiente forma:

$$A_{min} = \sum_i^{inltrv} \left(\frac{1}{MLDT} \right) \sum_i^{corriente} \left(\frac{q_i}{h_j} \right) \quad (4a)$$

Donde:

q_i : Carga de cada corriente.

h_j : Coeficiente pelicular de cada corriente.

- Determinación de los requerimientos mínimos de las utilidades (calentamiento o enfriamiento) y el punto de pellizco.

En la síntesis multiobjetivo, también es fundamental la determinación de los requerimientos mínimos de las utilidades (calentamiento o enfriamiento) y el punto Pinch antes de la síntesis del HEN. Los requerimientos utilitarios se determinan en base a:

- La razón de flujo de la capacidad calorífica y las temperaturas de entrada/salida de las corrientes frías y calientes del proceso.
- Las temperaturas de aproximación de los intercambiadores entre las corrientes de procesos y entre estas y las utilidades.

El método más simple para determinar los requerimientos mínimos utilitarios es el uso de la tabla propuesta por Hoffmann y sumariada por Linnhoff y Flower, llamada tabla de la posibilidad o tabla problema.

El procedimiento para aplicar el método de síntesis de HEN se desarrolla como sigue:

- Usar los requerimientos mínimos de calor en las utilidades.
- Usar el concepto de punto de pellizco (*pinch point*) cuando se requieran ambas utilidades.

Determinación del número mínimo de equipos más probables.

Según Hoffmann, puede determinarse para una síntesis dada por:

$$N_{\min} = NH + NC + NH_u + NC_u - 1 \quad (5)$$

Donde:

NH y NH_u: Número de unidades (corrientes) calientes y utilitarias respectivamente.

NC y NC_u: Número de unidades (corrientes) frías, de proceso y utilitarias respectivamente.

El número de corrientes frías y calientes (NH_u y NC_u) que se sustituye en la ecuación anterior debe relacionarse con la pregunta: ¿qué utilidades de calentamiento o enfriamiento son realmente necesarias? La respuesta está en la tabla de probabilidades.

Esta ecuación supone que parejas de corrientes pueden ser confeccionadas con una corriente fría y una caliente. Esta ecuación ignora la ΔT_{\min} supuesta y la posible existencia de las temperaturas del Pinch. Por esta razón, se aconseja su aplicación de forma separada por encima y por debajo del punto Pinch. Esta última conclusión sugiere una prueba especial para minimizar el número de unidades (sintetizando un número de utilidades o una energía óptima).

En el contexto práctico, una red de intercambiadores de calor podrá incorporar tan pocas unidades de intercambio como sea posible. Esto garantiza usualmente el abaratamiento de la red en términos de cambio en el equipamiento, trabajo de tuberías, mantenimiento, control, etc. La inspección de ecuaciones de costo simplificadas que se utilizan en los problemas tratados en la literatura revelan, no obstante las simplificaciones, una justificación similar para redes que incorporan el mínimo de unidades.

Se puede identificar cuál será el número mínimo de unidades aplicando la regla matemática de Euler:

$$U = N + L - S$$

Donde: (6)

L: Número de lazos independientes.

U: Número de unidades.

N: Número total de corrientes (de procesos y utilitarias).

S: Número de componentes de separación en una red.

Regla termodinámica de las parejas

Es necesario crear una RIC inicial que maximice la eficiencia termodinámica de intercambio de calor entre las corrientes de proceso y las utilitarias y que minimice el costo de inversión de las unidades; este paso depende de las siguientes cuestiones:

- ¿Cuántas corrientes calientes y frías son intercambiadas?
- ¿Cuántos calentadores y enfriadores deben ser usados?

Para obtener una mejor eficiencia o acercarnos al intercambio de calor entre las corrientes calientes y frías, se recomienda el uso de la siguiente regla termodinámica de las parejas, que establece que las corrientes calientes de procesos utilitarios deben ser aparejadas consecutivamente en un orden decreciente de las temperaturas promedios de las corrientes.

Aquí esta regla se describirá no solamente con el aparejamiento de las corrientes de proceso, sino que si las temperaturas finales de las corrientes no logran alcanzarse por el intercambio entre ellas, esto se llevará a cabo mediante un equipo auxiliar (calentador o enfriador) utilitario. Es decir, que este aspecto se tomará en cuenta cuando se entrelacen dos corrientes de proceso/utilitario como último recurso.

Es importante el cumplimiento de esta regla de las parejas para lograr un sistema que sea termodinámicamente aceptable.

En resumen, para obtener la solución primaria de una RIC deben satisfacerse los siguientes criterios multiobjetivo:

- Usar las cantidades mínimas de calentamiento y enfriamiento utilitario.
- Usar las cantidades mínimas de unidades por debajo y por encima del Pinch.
- Aproximarse a un intercambio de calor eficiente entre las corrientes frías y calientes.
- Síntesis evolutiva de una RIC perfeccionada.

Este es uno de los pasos determinantes en la síntesis multiobjetivo de una RIC y en el perfeccionamiento evolutivo inicial de la red, el cual tiene como objetivos:

- Arribar a una eficiencia termodinámica con los calores intercambiados entre las corrientes calientes y frías.
- Obtener una RIC económicamente atractiva con un número mínimo de unidades.

Debido a las consideraciones anteriormente mencionadas, este método es denominado *aproximación termodinámica*.

Consiste en los siguientes pasos clave:

- a) Determinación de los requerimientos mínimos de calentamiento y enfriamiento utilitarios del Pinch y del número mínimo de unidades más probables (N_{min}).
- b) Minimización del número de unidades para la reducción del costo de inversión a través de la amalgama sistemática de unidades.

La idea básica de este paso es actualmente muy simple y puede ser ilustrada a partir de la expresión del costo como una función de las áreas de transferencia de calor.

A partir de la expresión del costo de inversión para intercambiadores de calor (tomado como 0,6), podemos escribir las siguientes desigualdades:

$$a(A^b H_1 + A^b H_2 + A^b H_m) > a(AH_1 + AH_2 \dots + Ah_m)^b \quad (7)$$

para $0 < b < 1$

$$a(A^b H_1 + A^b H_2 + \dots + A^b H_m) > a(AH_1 + \dots + AH_2)^b + a(AH_3 + \dots + AH_1)^b + a(AH_1 + 1 + \dots + Ah_{im})^b \quad (8)$$

Estas ecuaciones implican que en un crecimiento del área total de transferencia de calor de los intercambiadores, el costo de inversión de estos puede reducirse si:

- Pueden unirse varios intercambiadores de calor.
- Será usado un número pequeño de intercambiadores de calor.
- Se aplica la regla termodinámica de las parejas a la RIC con una modificación de un número mínimo de unidades.

Para la implementación del segundo y tercer pasos de la aproximación termodinámica, se introdujo un mínimo básico de reglas evolutivas, así como los conceptos de rompimiento del poso y lazo. Estas reglas son de aplicación secuencial en su orden numérico:

1. Regla No. 1: Suprimir, cambiar o combinar unidades, así como reducir el número de unidades en una sub-RIC local seleccionada, y minimizar los cambios requeridos en las sub-RIC adyacentes, debido a cambios en las cargas de calentamiento o enfriamiento.

Cuando se seleccionan candidatos para modificaciones de unidades se escogen inicialmente un calentador o un enfriador excesivo que exceda los requerimientos de calentamiento o enfriamiento mínimos. A partir de aquí ocurrirá un intercambio excesivo con una pequeña carga de calor que excederá el número casi mínimo de unidades (debe evitarse cualquier modificación en intercambios simples de parejas a corrientes frías o calientes).

Si una modificación a una unidad seleccionada en una sub-RIC da una extensión de modificaciones estructurales para otras sub-RIC adyacentes, entonces debe ser evaluado otro candidato para modificaciones de unidades.

2. Regla No. 2: Cambiar calentadores o enfriadores para aproximarse a un intercambiador de calor entre corrientes termodinámicamente eficientes, a través del siguiente procedimiento:
 - a) Cuando cambiamos un calentador (o enfriador) entre parejas de corrientes de procesos frías (o calientes), siempre cambiamos el calentador (o enfriador) de la porción de temperatura más baja (o más alta) a la porción

de temperatura más alta (o más baja) de la pareja de corrientes frías (o calientes).

- b) Cuando cambiamos dos parejas de calentadores (o enfriadores) con dos corrientes diferentes de proceso frías (o calientes), siempre cambiamos el calentador (o enfriador) de una corriente a otra, de forma tal que la combinación resulta un calentador (o enfriador) con una temperatura media alta (o media baja) en sus temperaturas de entrada y salida.
3. Regla No. 3: Reducir el número de unidades mediante la eliminación de parejas repetidas entre dos corrientes frías y calientes de proceso en una RIC dada en particular. Si un número dado de RIC en particular contiene una sub-RIC local, en la cual las corrientes calientes (o frías) aparejan las mismas corrientes frías (o calientes) que han sido aparejadas antes, debe eliminarse una de ellas (parejas repetidas).
 4. Regla No. 4: No dividir una RIC ya dividida para minimizar el número de unidades y reducir la pérdida de energía disponible durante el intercambio de calor.

Basado en el costo de inversión de los equipos (según el área de intercambio de calor) y en el costo de las utilidades (dadas las curvas de composición), es posible determinar el costo total para cualquier Δt_{min} *a priori* del diseño final. De esta forma, el ingeniero puede optimizar el proceso. Es decir, el método Pinch guía al diseñador a integrar los costos de inversión y de energía con vistas a optimizar el proceso para cualquier etapa. Además de tener en cuenta los costos, cuenta con basamentos termodinámicos (figura 3.5).

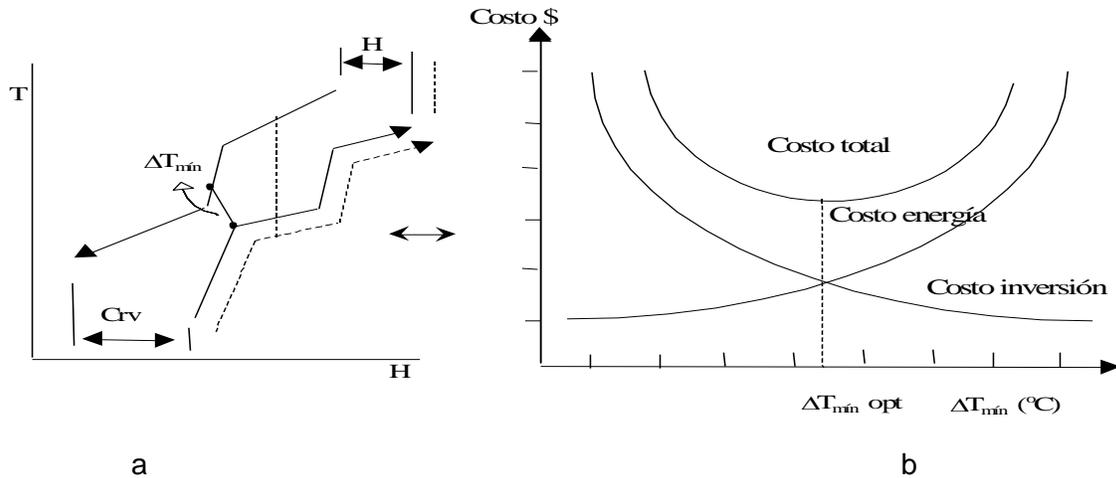


Figura 3.5 (a y b) Superobjetivos

Diagrama de cebolla y principio más/menos

Ambos conceptos están muy relacionados. El principio de más/menos se halla relacionado con cambios en el proceso (pero no con cambios químicos). El diagrama de cebolla es usado para representar la jerarquización del diseño del proceso.

Por ejemplo, según el diagrama se comienza por el reactor necesario para la síntesis y conversión de la alimentación en productos. Una vez que el diseño del reactor ha sido ajustado, comprendemos la necesidad de separar los productos de la alimentación no convertida, entonces diseñamos el proceso de separación (destilación, evaporación y otras) cuando el diseño del separador es ajustado, y tendremos los datos de las corrientes.

Otros datos son:

- Superfocos.
- Diagrama de cebolla.
- Curvas de composición balanceadas.
- Diagrama de rejilla balanceada.
- Principio más/menos.
- Aproximación total.

Este método es equivalente a la corteza de la cebolla que protege todo su interior. Se comienza por el reactor centro; una vez conocidos las reacciones, reciclo,

concentraciones y productos, se puede pasar a un diseño del proceso de separación (segunda capa de cebolla). Tenemos ahora los balances básicos de masa y calor, entonces pasemos al cálculo del sistema de recuperación de calor (RIC). Finalmente, se necesita conocer el sistema de utilidades, es decir: ¿qué cantidad?, ¿cuáles?, ¿dónde? La piel de la cebolla está constituida por el sistema de curvas de composición grandes.

El concepto del principio de más/menos es esencialmente una generalización del acomodo apropiado. Utiliza las curvas de composición para identificar los cambios en el proceso, retrocediendo al diagrama de cebolla.

En una columna de destilación sometida a cambios, si la presión de la columna se reduce, las temperaturas de condensación y ebullición descenderán también y cambiarán la distribución de la energía.

El condensador no atraviesa el Pinch, entonces hay un menos (-) y un más (+) en el balance de la entalpía de la corriente caliente debajo del Pinch. El efecto se cancela. No hay un cambio neto en la utilidad resultante del cambio de temperatura del condensador.

La caldereta por contraste estaba originalmente «acomodada» sobre el Pinch como resultado de un cambio de presión. Hay un menos (-) sobre el Pinch y un más (+) debajo de este en el balance de la entalpía de la corriente fría, lo que da como resultado una reducción de los focos calientes y fríos de las utilidades.

Esencialmente, la columna de destilación puede funcionar ahora sobre un flujo de calor integrado (figura 3.6).

El principio de más/menos es la formulación deseable para los cambios en el proceso (relativos a la destilación, reactores, etc.), lo que proporciona al diseñador una guía valiosa.

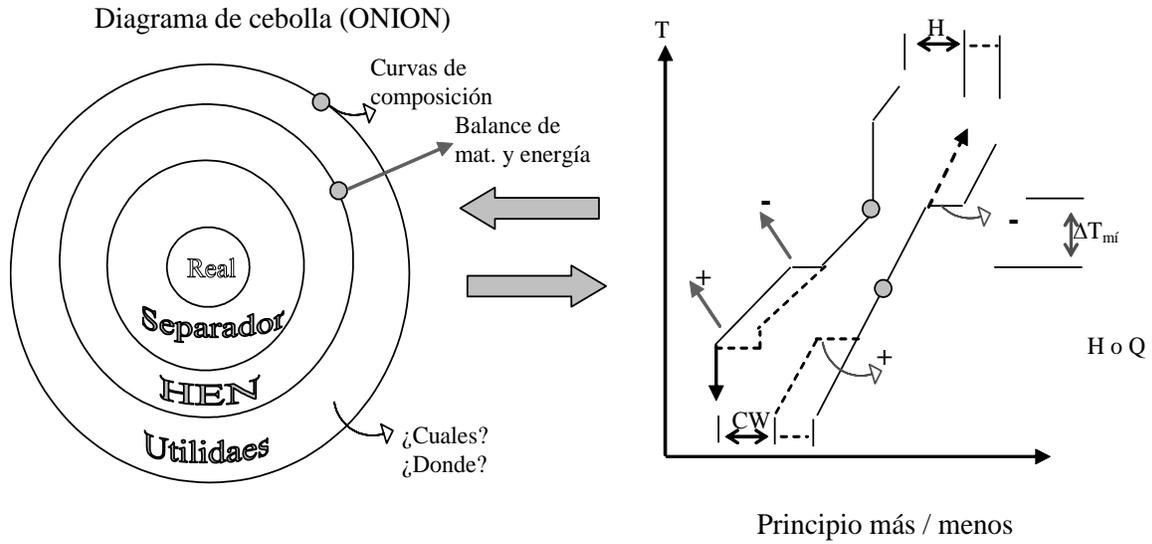


Figura 3.6 Principio de más/menos

Curvas de composición balanceadas y rejillas balanceadas

Las curvas de composición balanceadas representan las corrientes de proceso y las utilidades en una sola construcción. Las utilidades se integran a las corrientes de proceso, así como el balance cercano de entalpía total. Estas curvas son las requeridas para una visualización clara de la transferencia de calor total (utilidad/proceso y proceso/proceso) y para los Pinch utilitarios (figura 3.7).

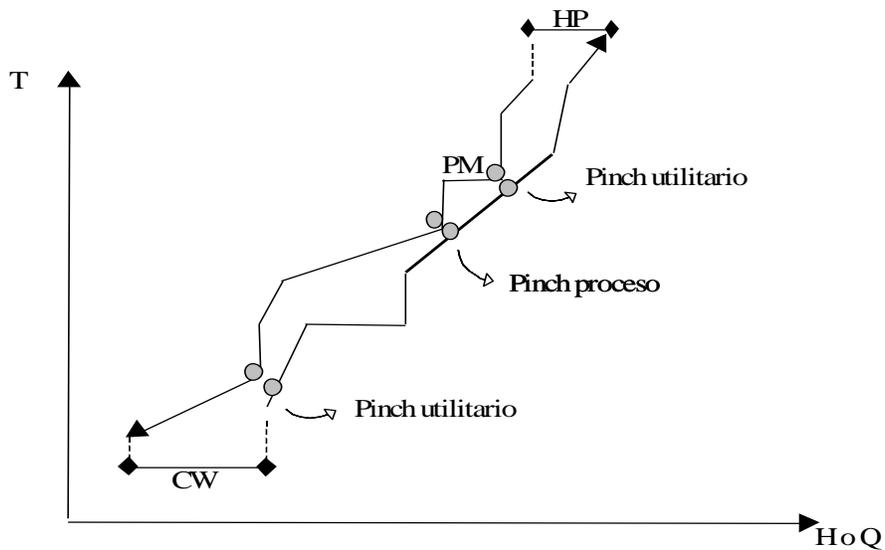


Figura 3.7 Curva de composición balanceada

El diagrama de rejilla balanceada consiste en datos de corrientes de procesos y utilidades, del mismo modo que en las curvas de composición balanceadas. La base de este tipo de diagrama son los cambios en el proceso y los valores optimizados para ΔT_{min} , obtenidos a través del superblanco (superobjetivo) (figura 3.8).

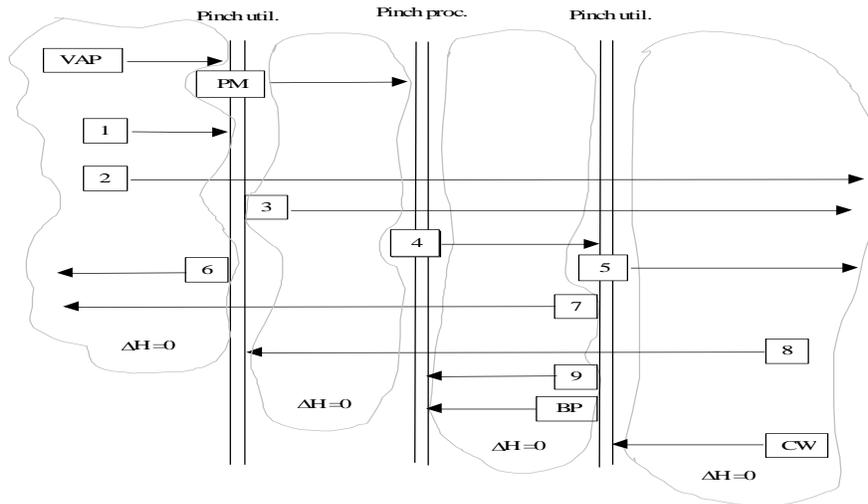


Figura 3.8 Rejilla balanceada

El error más común que se comete, según la experiencia del uso del método del análisis Pinch, es considerar la selección de las utilidades antes del diseño. El diseño debe llevar como basamento las curvas de composición balanceadas y la rejilla balanceada. Todo esto debe obtenerse antes de poner los objetivos utilitarios y los cambios posibles en el proceso de optimización.

Aproximación total

Se presentará la forma lógica de usar esta metodología de análisis Pinch, donde se integran todos los conceptos expuestos hasta el momento.

Siguiendo la secuencia lógica de la figura 3.9, el diseñador se percatará de que se debe hablar de una metodología para el análisis Pinch y no de una tecnología Pinch. Al inicio, el diagrama de la rejilla da las reglas del diseño para las RICs; este paso es el más importante dentro del proceso. El análisis Pinch se ha evaluado dentro de una metodología general para todo diseño de procesos.

El enfoque siguiente ha resultado muy efectivo para el desarrollo de proyectos de retroajuste en planta dirigidos a la reducción del consumo de energía:

- Análisis sistemático de las operaciones y del diseño de procesos de las unidades importantes y el sistema de utilidades, con la ayuda de modelos realizados por computadora. Los modelos se alimentan comúnmente con los datos de la planta y forman una base para cuantificar los incentivos y costos de las mejoras propuestas.
- Desarrollo de mejoras operacionales y de diseño que requieren poca o ninguna inversión inicial.
- Desarrollo, mediante simulación, de un proceso alternativo como parte de un plan estratégico general para la renovación de la planta.
- Definición y diseño detallado de planes individuales de retroajuste, dentro del contexto del plan general. Una consideración importante es mantener los proyectos con una magnitud razonable para asegurar la terminación dentro de los planes para la planta.

El algoritmo para el cálculo del área general está referido en la figura 3.9.

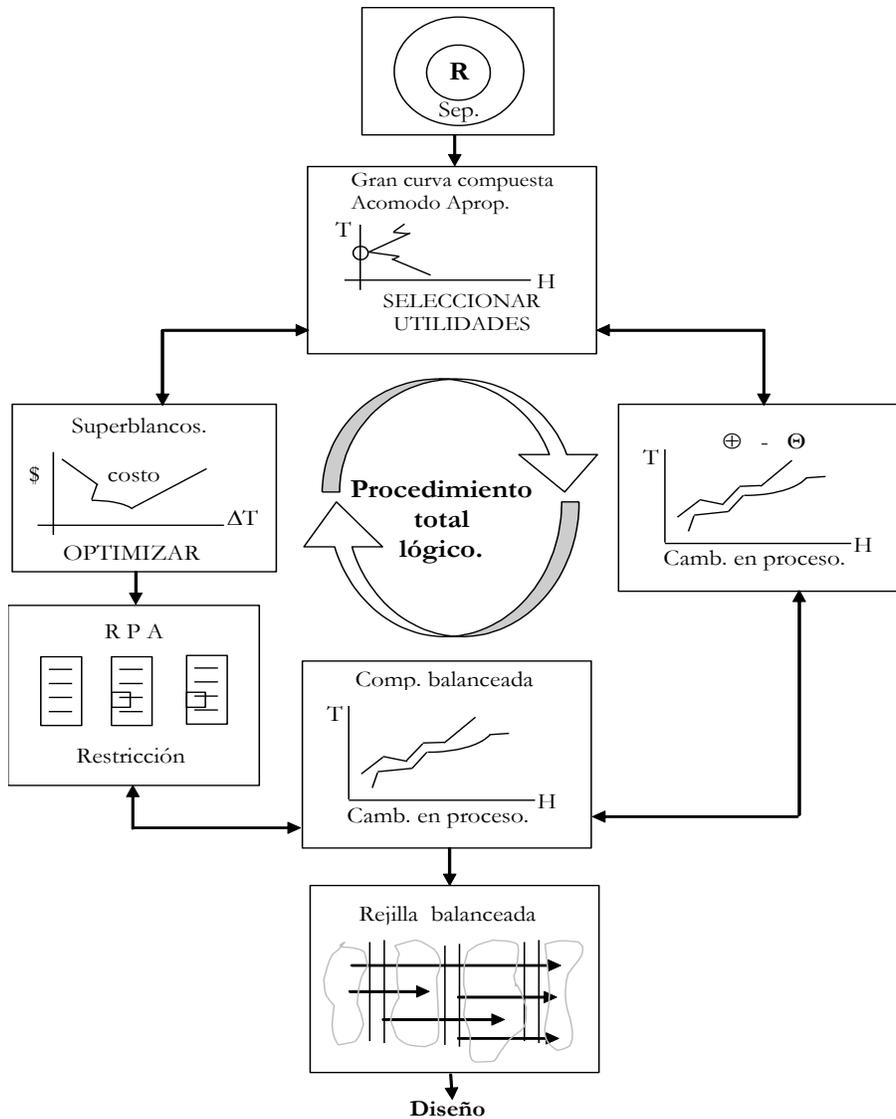


Figura 3.9 Metodología de aplicación de la tecnología Pinch

Uso de la tecnología del pellizco para el proceso de retroajuste

El retroajuste de proyectos ha sido por lo general algo improvisado. Para esto hay varias razones: una posición común es que un buen retroajuste llevará a cabo el proceso existente de forma muy semejante al actual diseño óptimo original. Esto no es exactamente así: un candidato al retroajuste tiene «idiosincrasia». Esto puede ofrecer buenas oportunidades, así como imponer determinadas restricciones. Un buen retroajuste explota las oportunidades y puede hacer que el proceso parezca bastante diferente del diseño óptimo original.

Por tanto: ¿cómo se abordan los proyectos de retroajuste?

Aparecen tres enfoques actuales:

1. La inspección de la planta y selección de un proyecto de forma intuitiva. Este enfoque se llama «recogida de cereza». El resultado nunca es bastante seguro; comúnmente permanece una duda acerca de que «podría existir una mejor respuesta».
2. Búsqueda por computadora: Aquellos que tienen programas de síntesis de procesos por computadora pueden generar muchos diseños nuevos alternativos. Tentativamente, uno de estos puede ser similar a la planta existente, y devendría un proyecto razonable de retroajuste. Este enfoque consumiría mucho tiempo de cómputo y sería muy caro. Asimismo, no es capaz de proveer ningún conocimiento acerca del problema y no generará una buena solución.
3. Tecnología del pellizco: Aplica los principios de esta tecnología e incorpora los conocimientos del proceso durante el diseño. Aunque este enfoque se ha usado industrialmente con algún éxito, este es, estrictamente hablando, una improvisación sobre la metodología apuntada en el diseño original. La experiencia del usuario es crucial en este caso para la obtención de un buen resultado.

Frecuentemente se asume que un buen retroajuste debe conducirse para apuntar hacia el nuevo diseño óptimo; sin embargo, esto no tiene sentido, pues el diseño óptimo nuevo requiere menos área. Nuestro objetivo, por tanto, debe ser usar el área existente de forma más efectiva. En otras palabras, nosotros debemos tratar de mejorar el uso ineficaz del área instalada mientras acercamos las curvas compuestas para ahorrar energía.

3.3 Casos de estudio

Caso de estudio No. 1: Unidad de destilación de crudo (teórico)

El procedimiento de retroajuste de objetivos descrito aquí ha sido exitosamente empleado en varios proyectos industriales. Uno de ellos fue la renovación de una unidad de destilación de crudo en la segunda refinería más grande de petróleo del Reino Unido, propiedad de la Shell Ltd.

Además de buscar ahorro de energía, Shell estaba interesada en usar la planta para procesar crudo con diferentes características y obtener mejoras en el rendimiento. El problema era complejo, pues había 26 fluidos calientes que requerían enfriamiento y 16 corrientes frías que requerían calentamiento.

Se efectuó un análisis detallado de los aspectos del control y la operabilidad. Se destacaron algunas consideraciones operacionales importantes y finalmente la red se rediseñó para el arreglo final; se insertaron cinco intercambiadores de calor nuevos y dos unidades fueron propuestas. El resultado fue un arreglo que cumple los objetivos requeridos de inversión, reemplazo y energía.

Usando este procedimiento, se logró un período de recuperación de la inversión de 1,6 años, más bajo en comparación con la restricción que había propuesto la Shell, que establecía que el retroajuste debía proporcionar un período de recuperación de la inversión de menos de dos años.

Este estudio, emprendido en 1984, tomó 900 horas de trabajo para completar la técnica de retroajuste. Esta nueva metodología de trabajo se sustenta en la combinación de cierta dosis de experiencia, algunos adelantos técnicos y algunas conjeturas inspiradas.

El resultado incluye proyectos de retroajuste que van desde aquellos que se pagan a sí mismos dentro de unas semanas, hasta otros que, poco tiempo después de ser instalados, devienen una rémora al mejoramiento adicional. En este sentido, debe señalarse que no hay una metodología establecida para lograr una predicción objetiva de lo que es posible en un retroajuste.

En este epígrafe se ha introducido una metodología para retroajuste que se traza determinados objetivos. La misma no está basada en ensayos computacionales de caja negra, sino en el análisis y en conocimientos físicos. Desde la perspectiva de la eficiencia con que un diseño usa su área instalada de intercambio de calor, sí pueden hacerse estimaciones de los reembolsos y ahorros para cualquier nivel determinado de inversión. Este procedimiento está sujeto a suposiciones simplificadas pero funcionales.

Caso de estudio No. 2 (refinería de petróleo)

Este caso se basa en el retroajuste del sistema de calentamiento del crudo en la torre de destilación atmosférica de una refinería X.

En la figura siguiente se puede ver la red de intercambio de calor actual para el precalentamiento del crudo en dicha refinería.

El primer paso es el de la conformación de la RIC inicial o red inicial, y para ello hay que responder las siguientes preguntas en la práctica: ¿cuántas corrientes calientes y frías serán usadas? y ¿cuántos calentamientos y enfriamientos deben ser usados?

En este caso, las corrientes calientes serán:

- h₁: nafta
- h₂: RT turbo
- h₃: keroseno
- h₄: diesel
- h₅: fuel oil

Las corrientes frías serán:

- C₁: crudo

El número mínimo más probable de equipos a utilizar se determina fácilmente mediante la siguiente ecuación:

$$N_{\min} = N_H + N_C + N_{hu} + N_{cu} - 1$$

Para este caso tenemos que existen cinco corrientes calientes y una corriente fría, un calentador con fuel oil y cuatro enfriados; por lo tanto:

$$N_{\min} = 5 + 1 + 1 + 4 - 1 = 10 \text{ unidades.}$$

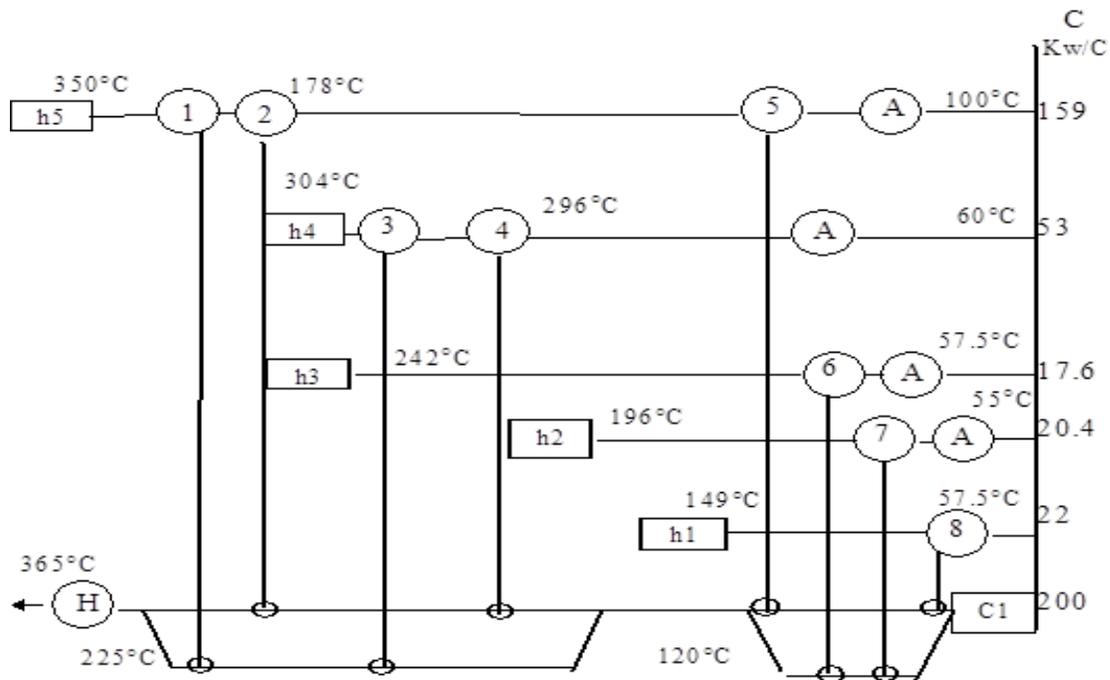


Figura 3.11 Red inicial de intercambio térmico

Solo se cuenta con un enfriamiento por aire muy deficiente. Asimismo, es necesario aclarar que el enfriamiento por aire puede ser relativamente barato en comparación con el enfriamiento por agua, pero no cumple con los requerimientos operacionales, por lo que para este trabajo partimos de que el enfriamiento fuera por agua, porque además de ser la variante adecuada, se cuentan con datos para análisis económicos posteriores.

El cálculo efectuado define 10 equipos de intercambio de calor; sin embargo, el sistema de la red inicial consta de 14 unidades.

Además de la misma figura, se puede visualizar lo siguiente:

- Solo se cuenta con enfriamiento por aire.
- Las temperaturas de salida de las corrientes calientes h_2 , h_3 , h_4 y h_5 no son las temperaturas más seguras para el almacenamiento de los productos (entre $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $45\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Por lo tanto, se puede desde ahora reajustar el sistema para que enfríe las corrientes mencionadas hasta lograr las temperaturas recomendadas de almacenamiento.

La figura 3.12 muestra el sistema de precalentamiento del crudo, ajustado a las condiciones reales de trabajo.

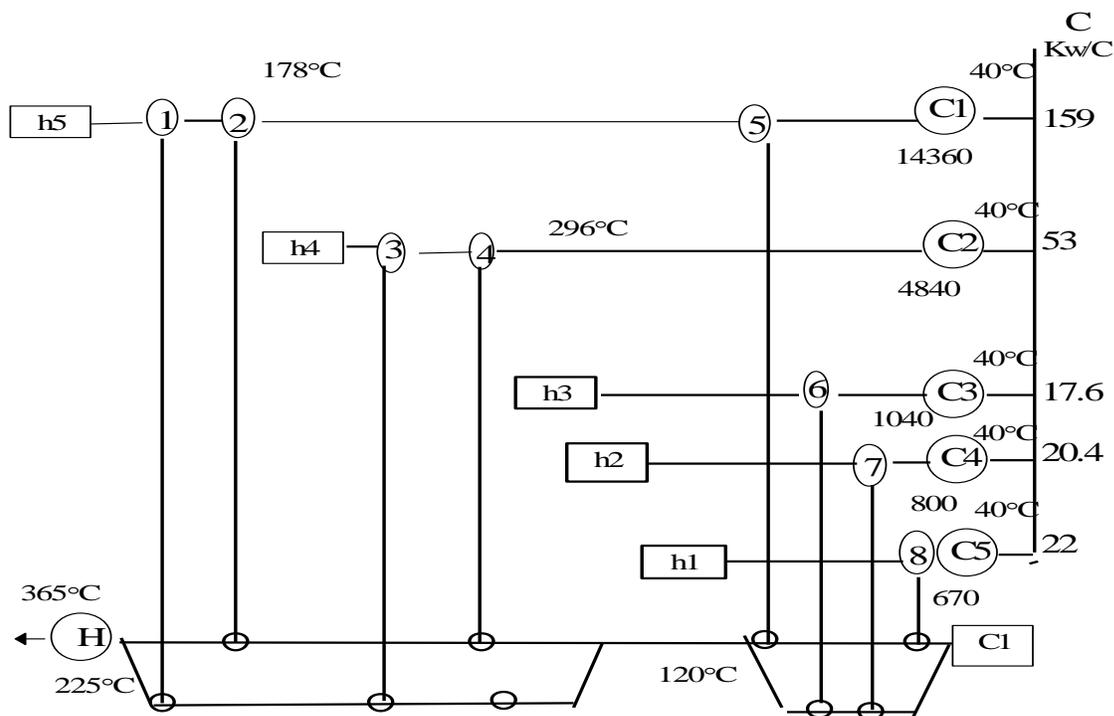


Figura 3.12 Sistema de precalentamiento del crudo

Ahora se hará un análisis total del sistema (retroajuste de la red) para determinar las siguientes cuestiones:

- ¿Será este realmente el número de unidades de intercambio de calor que lleva el sistema reajustado?
- ¿Serán las temperaturas reflejadas en la red de la figura 3.12, las temperaturas intermedias reales del proceso?
- ¿Serán realmente esos los consumos utilitarios del sistema?

Para efectuar el retroajuste de la RIC se utilizará la siguiente metodología, basada en la determinación del número de sub-RIC o de intervalos de temperaturas en que se dividirá el sistema analizado de forma general.

En la figura 3.13 se muestra una parte de las curvas de contenido de calor, donde se indican los intervalos de temperatura de la red:

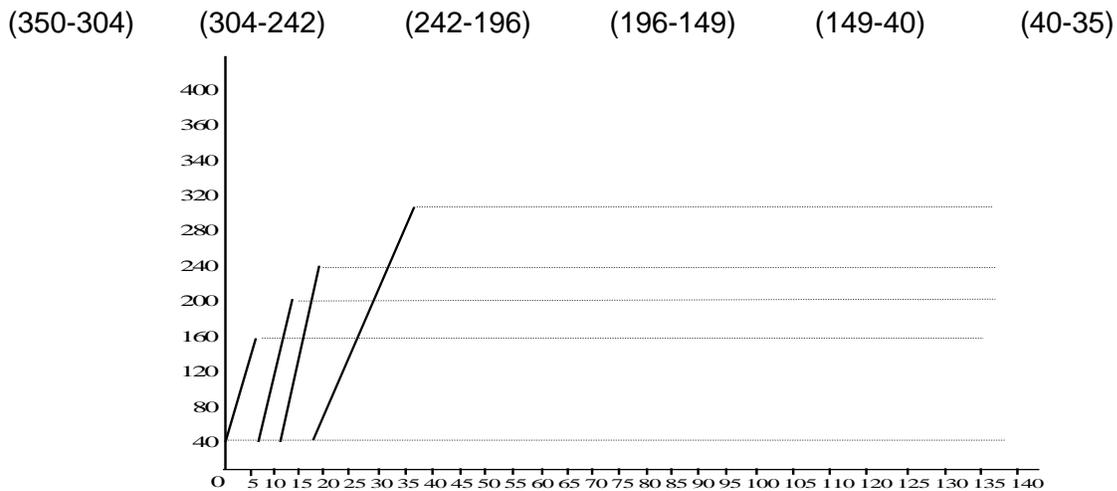


Figura 3.13 Composición de las corrientes calientes

$$Q_1 = 159 (350 - 304) = 7\,314 \text{ kW}$$

$$Q_2 = (53 + 159) (303 - 242) = 13\,199,8 \text{ kW}$$

$$Q_3 = (17,6 + 53 + 159) (242 - 196) = 10\,561,6 \text{ kW}$$

$$Q_4 = (20,14 + 17,6 + 53 + 159)(196 - 149) = 11\,780 \text{ kW}$$

$$Q_5 = (22 + 20,14 + 17,6 + 53 + 159) (149 - 40) = 29\,619 \text{ kW}$$

- Determinación del pinch y confección de la tabla problema: Con las temperaturas características determinadas anteriormente y para Δt_{min} arbitrarios de 10 °C, 20 °C, 30 °C y 40 °C, confeccionamos la tabla problema.
- Determinación de las sub-RIC o intervalos de temperaturas en que se dividirá el sistema para cada Δt_{min} en específico.

Estos sub-HEN o intervalos de temperaturas se pueden obtener confeccionando las curvas de composición para cada Δt_{min} según las figuras anteriores. A partir de estas curvas de composición se determinan los intervalos de temperatura característicos para cada Δt_{min} arbitrario, los cuales se hallan reflejados en la tabla problema.

Esto se ejecutó con el programa de computación Target II para determinar los diagramas de rejilla, las curvas de composición y las tablas problemas, las cuales son las bases para la aplicación del método. Estos resultados se reflejan en las tablas 3.2, 3.3, 3.4 y 3.5.

Tabla 3.2 Intervalos de temperatura para $\Delta T = 10\text{ °C}$

$\Delta T = 10\text{ °C}$						
No. de intervalos	Corriente fría	Amplitud		Corriente caliente	Amplitud	
		$t_1\text{ (°C)}$	$t_2\text{ (°C)}$		$t_1\text{ (°C)}$	$t_2\text{ (°C)}$
1	H ₂ O	30	50	$h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5$	92	40
2	C ₁	35	108	$h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5$	149	90
3	C ₁	108	175	$h_2 + h_3 + h_4 + h_5$	196	149
4	C ₁	175	223	$h_3 + h_4 + h_5$	242	196
5	C ₁	223	283	$h_4 + h_5$	304	242
6	C ₁	283	330	h_5	350	304
7	C ₁	330	365	Gases	1 200	370

Tabla 3.3 Intervalos de temperatura para $\Delta T = 20^\circ\text{C}$

$\Delta T = 20^\circ\text{C}$						
No. de intervalos	Corriente fría	Amplitud		Corriente caliente	Amplitud	
		t_1 ($^\circ\text{C}$)	t_2 ($^\circ\text{C}$)		t_1 ($^\circ\text{C}$)	t_2 ($^\circ\text{C}$)
1	H ₂ O	30	50	$h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5$	96	40
2	C ₁	35	101	$h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5$	149	96
3	C ₁	101	161	$h_1 + h_3 + h_4 + h_5$	196	149
4	C ₁	161	211	$h_3 + h_4 + h_5$	242	196
5	C ₁	211	284	$h_4 + h_5$	304	242
6	C ₁	284	319	h_5	350	304
7	C ₁	319	365	Gases	1 200	370

Tabla 3.4 Intervalos de temperatura para $\Delta T = 30^\circ\text{C}$

$\Delta T = 30^\circ\text{C}$						
No. de intervalos	Corriente fría	Amplitud		Corriente caliente	Amplitud	
		t_1 ($^\circ\text{C}$)	t_2 ($^\circ\text{C}$)		t_1 ($^\circ\text{C}$)	t_2 ($^\circ\text{C}$)
1	H ₂ O	30	50	$h_1+h_2+h_3+h_4+h_5$	104	40
2	C ₁	35	89	$h_1+h_2+h_3+h_4+h_5$	149	104
3	C ₁	89	159	$h_2 + h_3+h_4+h_5$	196	149
4	C ₁	159	204	$h_3+h_4+h_5$	242	196
5	C ₁	204	274	h_4+h_5	304	242

6	C ₁	279	311	h ₅	350	304
7	C ₁	311	365	Gases	1 200	370

Tabla 3.5 Intervalos de temperatura para $\Delta T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$

$\Delta T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$						
No. de intervalos	Corriente fría	Amplitud t ₁ (°C) t ₂ (°C)		Corriente caliente	Amplitud t ₁ (°C) t ₂ (°C)	
1	H ₂ O	30	50	h ₁ + h ₂ + h ₃ + h ₄ + h ₅	114	40
2	C ₁	35	82	h ₁ + h ₂ + h ₃ + h ₄ + h ₅	149	114
3	C ₁	82	147	h ₂ + h ₃ + h ₄ + h ₅	196	149
4	C ₁	147	197	h ₃ + h ₄ + h ₅	242	196
5	C ₁	197	262	h ₄ + h ₅	304	242
6	C ₁	262	301	h ₅	350	304
7	C ₁	301	365	Gases	1 200	370

Cálculo de las áreas (A_{min}) para cada Δt_{min}

El cálculo de las áreas teóricas de transferencia de calor para cada Δt_{min} se efectuó a partir de los balances de calor que se basan en la ley de conservación de la energía y en la ecuación ya dada:

$$A_{min} = \sum_i^{\text{intervalo}} \left(\frac{1}{MLDT} \right) \sum_i^{\text{corriente}} \left(\frac{q_i}{h_j} \right)$$

Para efectuar esos cálculos se utilizaron los siguientes coeficientes peliculares:

$h_j = 0,73 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ para intercambio proceso/proceso.

$h_j = 1,8 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ para intercambio proceso/agua.

$h_j = 0,1 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ para intercambio proceso/gases de combustión.

El procedimiento de cálculo ya ha sido descrito. Todo lo anterior fue tomado de investigaciones similares sobre productos derivados del petróleo.

Cálculo del costo de inversión teórico

Este paso consiste en determinar cuál es el costo total de cada área teórica calculada para cada Δt_{min} . Para ello utilizamos la ecuación siguiente:

$$C_{inv} + inst = 10\,000 + 350 (A) \quad (42)$$

A: área total (m^2)

Esta ecuación contempla la suma de los costos de adquisición e instalación de cada equipo.

Los resultados obtenidos se reflejan en la siguiente tabla.

Tabla 3.6 Costo de inversión teórica para cada ΔT_{min}

ΔT_{min} ($^\circ\text{C}$)	Área (m^2)	Costo de inversión (\$)	Costo de inversión anualizado (\$/año)
10	6 621	129 722	2 327 350
20	4 475	87 944	1 576 250
30	4 123	80 500	1 453 050
40	3 815	743 611	13 452 550

De la misma forma, se muestran los consumos mínimos utilitarios de calentamiento y enfriamiento en la tabla 3.7.

Tabla 3.7 Consumos mínimos de servicios de calentamiento y enfriamiento

ΔT_{min}	Calentamiento (kW)	Costo (\$/año)	Enfriamiento (kW)	Costo (\$/año)	Costo total (\$/año)
10	6 810	796 770	23 120	231 200	1 027 970
20	8 886	1 039 662	15 728	157 280	1 196 942
30	10 002	1 170 234	17 694	176 940	1 347 174
40	12 798	1 497 366	21 626	216 260	1 713 626

Se toman los datos de phu y pcu de la fábrica: 177 \$/t y \$ 10/kW, respectivamente.

Determinación del superobjetivo

Con este paso se determina el Δt_{min} óptimo para el retroajuste de la red mediante la graficación del costo total (\$/año) vs. Δt_{min} , partiendo de los datos obtenidos de las tablas anteriores.

Tabla 3.8 Costo total vs. ΔT_{min}

ΔT_{min}	Costo servicios (\$/año)	Costo inversión (\$)	Costo total (\$/año)
10	1 027 970	232 350	3 355 320
20	1 196 942	1 576 250	2 773 192
30	1 341 174	1 453 050	2 800 224
40	1 713 626	1 345 260	3 058 876

La figura 3.14 muestra que el Δt_{min} óptimo es de 20 °C.

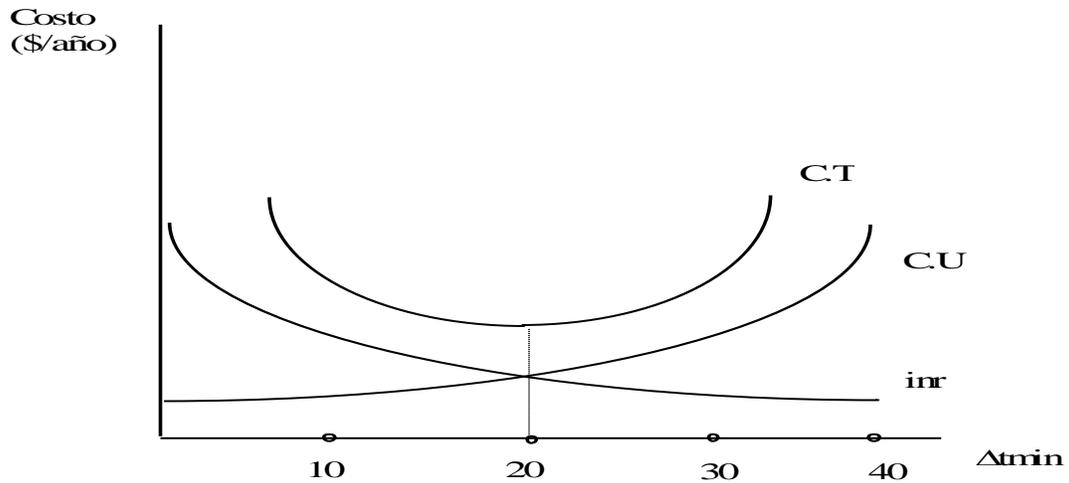


Figura 3.14 Diagrama de superblanco

Procedimiento de reajuste de la red para $\Delta t_{min} = 20^\circ\text{C}$

Para este procedimiento debe identificarse la red actual para $\Delta t_{min} = 20^\circ\text{C}$. En la figura 3.15 se muestra el diagrama de rejilla.

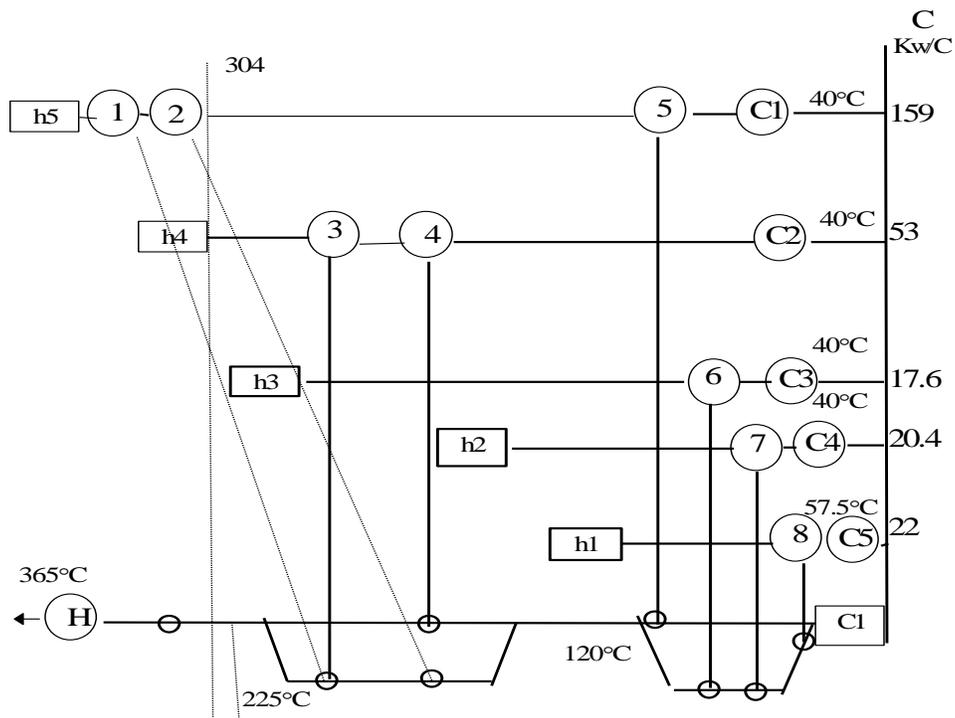


Figura 3.15 Diagrama de rejillas

Se observa que:

- Los equipos de intercambio están transfiriendo calor a través del Pinch.

- Las parejas de intercambiadores de calor 1 y 2, y 3 y 4, forman lazos-paso, lo cual resulta perjudicial para la flexibilidad del sistema.
- Se viola la ley del contenido calórico, ya que para los intercambiadores 1 y 2 no se cumple que $Ch < Cc$.

Desarrollo de nuevas mejoras de la red (RIC evolutiva)

Este es el paso más importante del método, ya que permite obtener la estructura definitiva, y por tanto el HEN perfeccionado. Para esto aplicaremos los siguientes conceptos:

RIC evolutiva (reglas):

- Aparejar las corrientes que tengan igual contenido calórico.
- Rompimiento del paso-lazo.

Un paso-lazo ocurre cuando en el intento de transitar de un paso a otro adyacente, el recorrido formado es cíclico, pudiendo ser cerrado o abierto.

La importancia de este concepto es que un lazo constituye una desviación de la carga de calentamiento o enfriamiento, y como consecuencia de ello, cualquier perturbación que se produzca en uno de los equipos del grupo que está contenido en el lazo, repercute de forma directa en todos los demás y esto altera los parámetros de salida del proceso.

Una vez roto el lazo, cada equipo queda aislado de las posibles perturbaciones y el sistema será estable.

El procedimiento para romper el lazo consiste en:

- Suprimir equipos.
- Cambiar equipos de posición.
- Cambiar equipos del proceso.
- Agregar equipos nuevos.
- Corrientes divididas.

Este paso consiste en dividir la corriente o corrientes de mayor contenido calórico en varias corrientes paralelas.

Durante la aplicación de todos estos conceptos no se pueden variar las condiciones de frontera termodinámica, es decir, las temperaturas de entrada y salida y el flujo general.

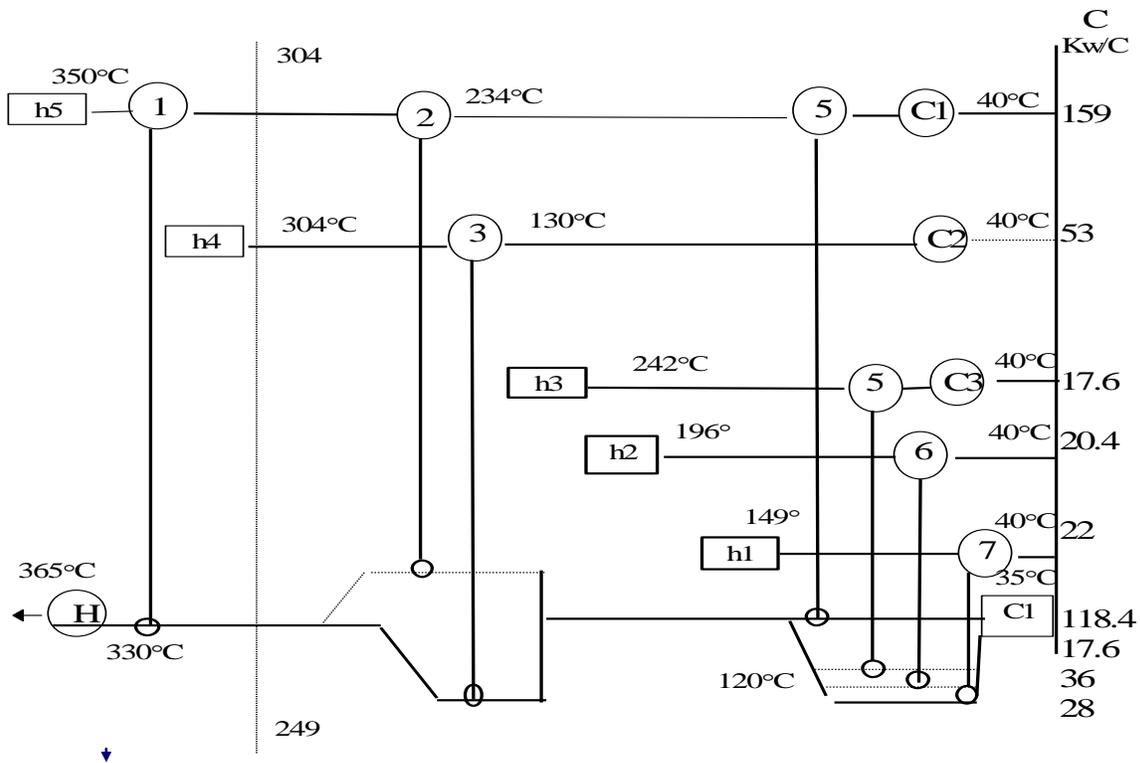


Figura 3.16 RIC modificada

Además, por lo general se cumple la ley del contenido energético, que establece que por encima del pinch el $Ch \leq Cc$, y por debajo del pinch se cumple lo contrario ($Ch \geq Cc$).

Hay dos corrientes que no lo cumplen, pero esto no representa ningún desajuste porque no hay cruce de temperaturas.

La RIC modificada que muestra la figura 3.16 presenta las siguientes características:

- No hay equipos intercambiando calor a través del pinch.
- Hay un intercambiador de calor operando por encima del pinch y seis operando por debajo del pinch.
- Ya no existen lazos cerrados en el sistema, puesto que fueron eliminados de la siguiente forma:
 - Los intercambiadores 1 y 2, que formaban un lazo, fueron unidos para formar un solo equipo: el actual intercambiador C1.
 - El intercambiador 3 fue removido de la corriente 4 a la corriente 5 y es el actual intercambiador de calor 2, con lo que se eliminó el lazo que formaban con el actual.

- La corriente C_1 fue dividida en cuatro por debajo del pinch para aparejarlas con las corrientes 1, 2 y 3 respectivamente.
- Ningún equipo presenta cruce de temperatura.
- El número de unidades es once.
- Modificaciones al esquema.

Se tiene que el sistema está constituido por seis bloques de intercambiadores de calor desde E101 hasta E106. Este sistema cuenta con un área instalada de 4 746 m² distribuidos de la siguiente manera, tal como se muestra en la tabla 3.9.

Tabla 3.9 Distribución del área de transferencia de calor

Intercambiadores	No. de equipos	Área unitaria (m ²)	Área total (m ²)
E101	4	119	476
E102	4	99	396
E103	3	214	642
E104	4	214	856
E105	4	119	476
E106	12	160	1 920

Es decir, existen 31 unidades con un área de 4 746 m².

Sin embargo, la red perfeccionada no cumple con el número mínimo de unidades, por lo que debimos calcular su área de transferencia de calor. Según los resultados, la red tendrá una nueva distribución de área, tal como se muestra a continuación (tabla 3.10).

Tabla 3.10 Distribución de áreas optimizadas

Intercambiadores	No. de equipos	Área de la red optimizada (m ²)	Área real (m ²)	% exceso
------------------	----------------	---	-----------------------------	----------

E1	12	1 671	1 760	12 %
E2	9	1 356	1 356	0 %
E3	3	617	642	4 %
E4	4	717	856	19 %
E5	1	77,4	99	16 %
E6	1	77,5	99	16 %
E7	1	169	214	25 %

Existirán 31 unidades con un área de 4 746 m².

Análisis de inversiones

Para poder obtener los resultados previstos con la red final de intercambiadores de calor mostrada en la figura 3.16, hay que realizar algunas inversiones, que son las siguientes:

1. Intercambiador de calor $A = 528 \text{ m}^2$ $C_{inv} = 35\,064 \text{ \$/año}$
2. Enfriador 1 $A = 384 \text{ m}^2$ $C_{inv} = 25\,992 \text{ \$/año}$
3. Enfriador 2 $A = 139 \text{ m}^2$ $C_{inv} = 10\,557 \text{ \$/año}$
4. Enfriador 3 $A = 38,9 \text{ m}^2$ $C_{inv} = 4\,250,7 \text{ \$/año}$

Costo de utilidades

Red inicial:

Consumo de combustible (fuel oil), $M_c = 24\,042,8 \text{ t/año}$

Precio = 117 $\text{\$/año}$

Costo = 2 813 014 $\text{\$/año}$

Agua

$Q_T = 21\,710 \text{ kW}$

Precio = 10 $\text{\$/kW año}$

Costo = 217 100 $\text{\$/año}$

Costo total de utilidades (CTU) = 3 030 114 $\text{\$/año}$

Red perfeccionada:

Consumo de combustible = 6 010 t/año

Precio = 117 \$/t Costo = 703 170 \$/año

Agua

$Q_T = 13\,190$ kW

Precio = 10 \$/kW año Costo = 131 900 \$/año

CTU: 835 070 \$/año

Ahorro: 3 030 114 – 835 070 = 2 195 044 \$/año

Costo total de inversión = C. total = $C_{inv} + CTU = 75\,863,7$ \$/año

Costo total = 910 933,7 \$/año

$$\% \text{ retorno} = \frac{2195044\$/\text{año}}{910933\$/\text{año}} = 240 \qquad TR = \frac{421465}{2195044} = 2,3 \text{ meses}$$

De acuerdo con estos resultados, teniendo en cuenta que el tiempo de operación de este tipo de fábrica oscila entre los 18 y 20 años, se puede plantear que es factible realizar esta inversión, ya que se obtiene un por ciento de retorno alto y por tanto, un corto tiempo de recuperación de la inversión.

Análisis general del proceso

Los resultados muestran el diagrama de rejillas de la red perfeccionada, el cual, comparado con el diagrama de rejilla de la red inicial, presenta las siguientes características:

- No hay equipos intercambiando calor a través del pinch.
- Hay un intercambiador de calor operando por encima del pinch y seis operando por debajo del pinch.
- Ya no existen lazos cerrados en el sistema, puesto que fueron eliminados de la siguiente forma: los intercambiadores 1 y 2, que formaban un lazo, fueron unidos para formar el equipo del intercambiador de calor 1. Asimismo, el intercambiador 3 fue removido de la corriente 4 a la 5, para eliminar de este modo el lazo que formaba con el actual intercambiador de calor 3; la corriente C_1 fue dividida en cuatro por debajo del pinch para aparejarlas con las corrientes 1, 2 y 3, respectivamente. De esta forma se logró que la red pudiera operar con tres

enfriadores en lugar de cinco, ya que las corrientes h1 y h2 no requieren enfriamiento porque salen a la temperatura adecuada para el almacenamiento. Esto es favorable desde el punto de vista económico, porque representa un considerable ahorro de los requerimientos utilitarios de enfriamiento (agua).

- Ningún equipo presenta cruce de temperatura.
- Se logró que la temperatura de entrada al horno aumentara desde 225 °C hasta 330 °C. Esto posibilita un ahorro energético de 29 952 kW, equivalente a 18 032,8 t/año de combustible.
- El intercambiador 1 presenta un 12 % de área en exceso.
- El 2 presenta un 0 % en exceso de área.
- El 3 tiene un 4 % en exceso de área.
- El intercambiador 4 tiene un 19 % en exceso de área.
- El 5 tiene un exceso de 16 %.
- El 6 tiene un 16 % de exceso.
- El intercambiador 7 tiene un 25 % en exceso.

Las áreas en exceso son para garantizar la flexibilidad de operación:

- El ahorro utilitario total del sistema es de 2 195 044 \$/año. Con respecto al fuel oil el ahorro global sería de 18 032 t/año.
- No se requieren de muchas áreas nuevas porque se pretende aprovechar las áreas instaladas, solo habrá que realizar un movimiento de reordenamiento según los requerimientos del proceso.

Caso de estudio No. 3 Refinería central

En la figura 3.17 se puede apreciar la red de intercambio de calor actual, y en la tabla 3.11 se reflejan los datos de proceso de dichas corrientes.

Al efectuar un análisis del contenido de calor en cada corriente, se despreció las que tenían un bajo contenido calórico; en este caso resultó ser la nafta.

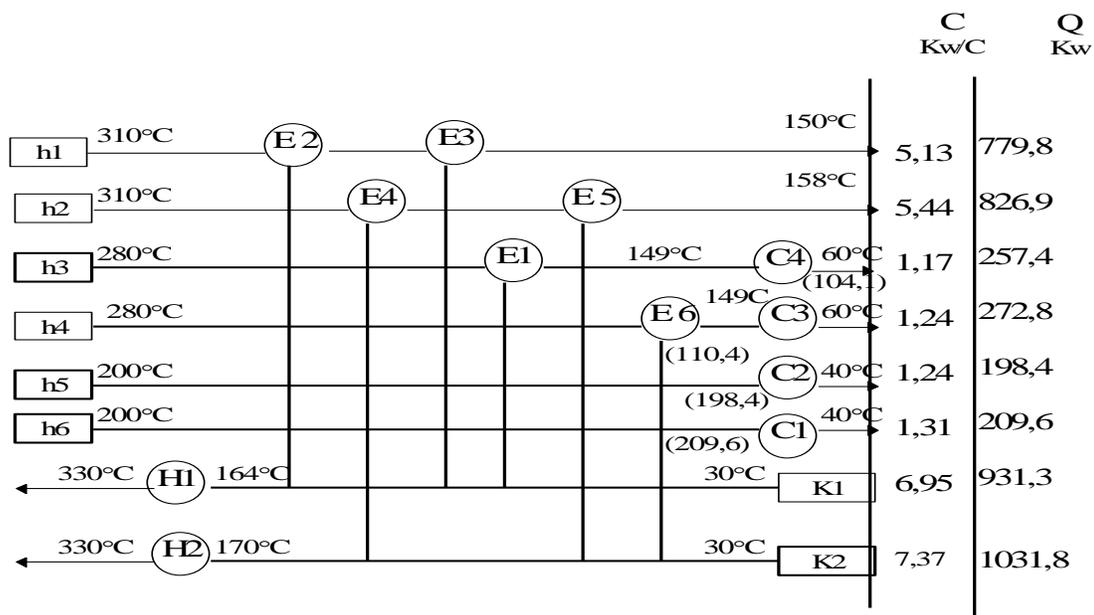


Figura 3.17 Diagrama de rejilla actual

El número mínimo más probable de equipos a utilizar se determinó por el método de Hoffmann:

$$N_{min} = 6 + 2 + 2 + 2 - 1 = 11 \text{ unidades}$$

Tabla 3.11 Datos de las corrientes de proceso

Corriente	kW/°C	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
Crudo (K1)	6,95	30	164
Crudo (K2)	7,37	30	170
Fuel oil (h1)	5,13	310	158
Fuel oil (h2)	5,44	310	158
Diesel (h3)	1,17	280	60
Diesel (h4)	1,24	280	60

Keroseno (h5)	1,24	200	40
Keroseno (h6)	1,31	200	40

Analizando la figura 3.17, se puede visualizar lo siguiente:

- Existen 12 equipos en lugar de 11.
- El sistema no está trabajando a su capacidad nominal (33 t/h).
- El sistema está trabajando en dos subredes en paralelo.
- Las temperaturas de salida de las corrientes h1, h2, h3 y h4 no son las más seguras para el almacenamiento de estos productos (40-45 °C).

Por tanto, ya se puede ajustar el sistema para que trabaje con una sola red y enfriar el fuel oil hasta la temperatura recomendada; del mismo modo, puede trabajarse a plena capacidad (30 t/h de crudo). Todo lo anterior se muestra en la figura 3.18 y en la tabla 3.12.

Tabla 3.12 Datos de las corrientes de procesos ajustados

Corrientes	C (kW/°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
Crudo K	18,50	30	330
Fuel oil (h1)	13,70	310	40
Diesel (h2)	3,10	280	40
Keroseno (h3)	3,30	180	40

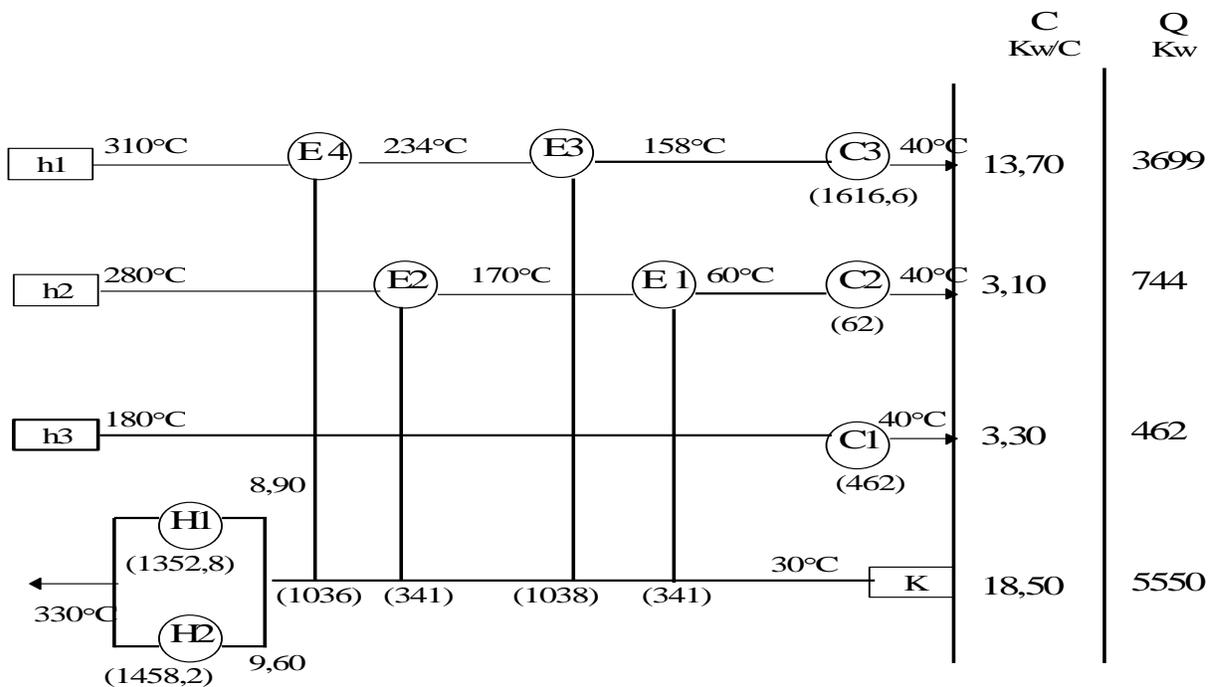


Figura 3.18 Diagrama de rejilla ajustado

Se efectuará el rediseño de este sistema utilizando la metodología del análisis Pinch mediante la aplicación del concepto de cascada de calor, con la ayuda de la tabla problema. Las sub-RIC o intervalos de temperatura obtenidos permitieron determinar los costos totales para cada uno de ellos, lo cual se refleja en la tabla 3.13.

De esta forma se logró obtener el Δt_{min} óptimo para reajustar la red, graficando el costo total para cada t_{min} mediante el uso de los costos de inversión y de las utilidades.

Tabla 3.13 Costos totales para cada Δt_{min}

Δt_{min} (°C)	Costo utilidades (\$/año)	Costo inversión (\$/año)	Costo total (\$/año)
10	62 462	124 773	187 235
20	77 132	100 700	177 832
30	91 803	87 223	179 026
40	106 473	78 992	186 465

Se puede tomar como Δt_{min} óptimo un valor de 20 °C. Aplicándole a este valor las reglas del método evaluativo, es decir, mediante la supresión de equipos de los lazos creados, la combinación de equipos de posición, la división de corrientes, etc., se encontró el HEN perfeccionado según se muestra en la figura 3.19.

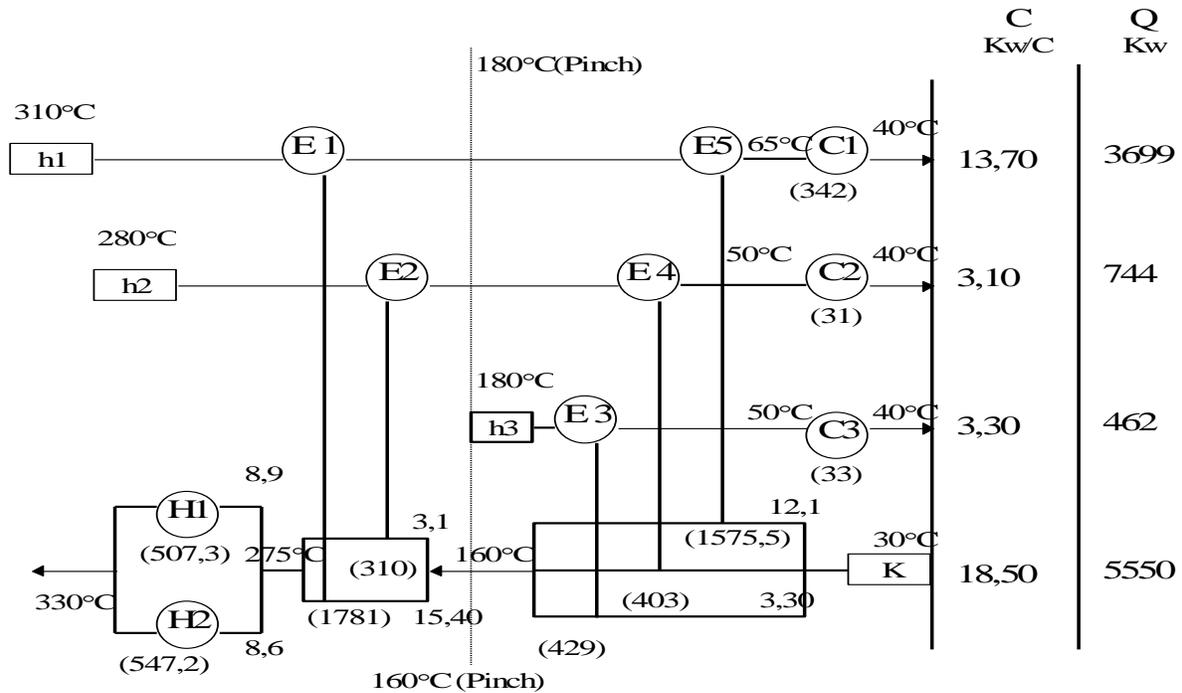


Figura 3.19 RIC perfeccionada

Este HEN perfeccionado presenta las siguientes características:

- Solamente se utilizan tres corrientes calientes y una fría.
- El sistema puede trabajar a su capacidad nominal.
- Hay dos equipos operando por encima del pinch y tres por debajo.
- No hay intercambio de calor a través del pinch.
- No existen lazos cerrados en el sistema.
- Las corrientes aparejadas tienen capacidades caloríficas semejantes.
- La carga de enfriamiento utilitario del sistema aumentó en un 7 % (25,5 kW) con respecto a la red inicial y está de acuerdo con la carga deducida para Δt_{min} de 20 °C.

- La carga de calentamiento utilitario de la red (RICs) disminuyó en un 45,2 % (1 278,4 kW) con respecto a la red inicial.
- El número de unidades es 10.

El análisis económico comparativo entre la red inicial y la propuesta da los resultados se incluye en la tabla 3.14.

Tabla 3.14 Datos comparativos entre el área teórica y la real

$\Delta t_{min} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	Área (m ²)	Inversión (\$)	Costo inversión (\$/año)
Área teórica	1 272,5	559 447	100 700
Área real	1 032,8	858 058	154 450
Diferencia (%)	-18,8	+53,4	+53,4

Como se observa en la tabla anterior, el área real es un 18,8 % menor que la teórica, mientras que el costo aumentó en un 53,4 %. Esto se debe a que en el cálculo del área real se tuvo en cuenta el número de conchas de cada equipo, que encarece lógicamente al mismo. El área real instalada en la fábrica es de 1 475,5 m², por lo que es un 13,8 % superior al área teórica, y 30 % superior al área real calculada.

Tabla 3.15 Datos comparativos de los costos de las utilidades

$\Delta t_{min} \text{ (}^\circ\text{C)}$	Costo calentamiento (\$/año)	Costo enfriamiento (\$/año)	Costo total (\$/año)
Red inicial	161 670	3 807	165 477
Red rediseñada	37 077	4 065	77 142
Diferencia (%)	-54,8	+6,8	-53,4

Los resultados anteriores reflejan que:

- El consumo utilitario del calentamiento de la red rediseñada disminuyó un 54,8 % respecto a la inicial . Esto reporta un ahorro de 88 593 \$/año.
- El consumo utilitario del enfriamiento de la red rediseñada aumentó en un 6,8 % respecto a la inicial. Esto reporta un gasto adicional de 258 \$/año.
- El costo total del sistema disminuye en un 53,4 %, lo cual reporta un ahorro de 88 335 \$/año, es decir, 1 246 kW, lo que es equivalente a 760 t/año de fuel oil.
- El tiempo de reemplazo es de once meses, con una tasa de retorno mayor del 20 %.

Por tanto, se considera que la red rediseñada multiplica las ventajas de la red instalada con una buena justificación técnico-económica, factible de realizar.

Reglas generales para la integración de potencia y proceso.

Reglas heurísticas:

- Añadir calor al proceso sobre el pinch.
- Remover calor del proceso bajo el pinch.
- Un aparejamiento sobre el pinch requiere: $C_{p_A}M_A \leq C_{p_C}M_C$.

Lo opuesto debajo del pinch:

Para eliminar unidades es preferible romper el lazo-paso que incluya las cargas más pequeñas.

Cuando se rompe un lazo-paso que atraviesa el pinch, con el propósito de eliminar unidades, normalmente se viola la condición de Δt_{\min} ; entonces hay que restituirla:

- Si se suministra calor extra a una red, hay que eliminarlo en el enfriamiento.
- Es posible instalar máquinas térmicas sobre o bajo el pinch.
- Pueden instalarse bombas térmicas a través del pinch.
- Es posible instalar columnas de destilación sobre o debajo del pinch.
- Se puede instalar evaporadores sobre el pinch.
- El tipo de gráfico a usar (composición, rejilla o grande) depende de lo que se quiere evaluar del sistema en estudio, ya sea un diseño o un retroajuste.

Por ejemplo, en la industria azucarera los más usados son el diagrama de composición y el grande.

Estudio de la sensibilidad de una red

La flexibilidad está relacionada principalmente con operaciones factibles para diferentes modos de operación. La controlabilidad, por su parte, está relacionada con la estabilidad para un modo de operación y con la transición segura de un modo a otro.

Generalmente, para estudios de operabilidad se establece primero una estructura de procesos flexibles, y a partir de ahí se procede a una simulación detallada para garantizar la estabilidad y una buena respuesta dinámica al control de lazos.

Actualmente, el diseño flexible de procesos está enfocado al diseño de redes de intercambiadores de calor. Esto es así, probablemente, porque los procesos generales también se consideran complejos. Asimismo, el control de temperatura constituye el mayor factor determinante en la operabilidad de los procesos generales.

Por lo general, el objetivo de cada investigación ha sido encontrar RIC que sean rigurosamente flexibles. Uno de los criterios usados, por ejemplo, es que la operación de la red sea garantizada a través de cambios y combinaciones de las desviaciones, con una energía requerida determinada, basada en asumir una temperatura permisible de aproximación (ΔT_{\min}).

Este es uno de los objetivos exigidos. De cualquier modo, está claro que esta no puede ser una práctica única. Esto no puede constituir un costo efectivo para garantizar el máximo de energía recuperada para todas las circunstancias.

El método de diseño Pinch se puede utilizar para problemas de flexibilidad de las RIC. De cualquier modo, este potencial nunca se utiliza verdaderamente. La tecnología Pinch ha alcanzado una etapa de desarrollo en la que los objetivos (consumo de energía y costo de inversión) pueden ser fijados. Esto puede utilizarse para evaluar el compromiso entre inversión y energía, y así minimizar el costo anual.

Cuando una operación está implicada, la tecnología Pinch puede ser usada para determinar exactamente el compromiso energía/inversión en un proceso que se lleva a cabo antes del diseño de las actividades. Infortunadamente, cuando más de una operación está implicada, la determinación de este compromiso se hace más difícil porque es una función del diseño de la red.

Por tanto, se necesita una herramienta que permita evaluar el compromiso energía/inversión, asociado con los diferentes casos de operaciones sobre una estructura de red fija. La introducción reciente de las tablas sensitivas proveen esta herramienta. La combinación del método de diseño Pinch y de las tablas sensitivas permite responder al problema general. La estrategia es:

- Usar la tecnología de diseño Pinch para obtener alternativas eficientes de diseño.
- Usar las tablas sensitivas para garantizar la flexibilidad requerida de la red y para minimizar el costo total anual de la planta.

En el concepto básico, las tablas sensitivas son similares a las tablas usadas por Hohmann para el análisis de temperaturas en redes con lazos libres (anillos libres). Sin embargo, este concepto ha sido tomado con mucha más amplitud. Las tablas sensitivas pueden ser generadas asimismo para una estructura de red que tenga lazos o no.

Estas tablas son generadas usando un simple software *a priori* del diseño. Se requiere de los siguientes datos:

- Los datos de las corrientes del caso base.
- La estructura de la red.

La siguiente figura muestra un intercambio de calor simple. Las ecuaciones del balance de calor serán:

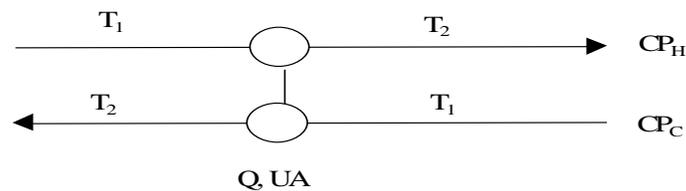


Figura 3.20 Intercambio de calor simple

$$Q = CP_h (T_1 - T_2) \quad (43)$$

$$Q = CP_c (T_2 - T_1) \quad (44)$$

CP: Capacidad calorífica (W/°C)

Según la ecuación de diseño se tendrá:

$$Q = U \cdot A (\Delta t_{ML}) \quad (45)$$

Las ecuaciones anteriores pueden ser transformadas en las siguientes expresiones:

$$(1 - RB)T_2 + (B - 1)RT_3 + (R - 1)T_1 = 0 \quad (46)$$

$$R(1 - RB)T_4 + (B - 1)RT_1 + (R - 1)BRT_3 = 0 \quad (47)$$

Donde:

$$R = CP_c/CP_h \quad (48)$$

$$B = \exp[(U \cdot A/CP_c)(R - 1)] \quad (49)$$

Estas ecuaciones son lineales respecto a la temperatura, pero no son lineales respecto a la capacidad calorífica CP y U · A. Si se supone que se conocen los valores de CP_h, CP_c, U · A, y dos de las cuatro temperaturas de proceso (T₁, T₂, T₃, T₄), siempre se hace posible la solución de este sistema de ecuaciones sin interacción y la determinación de las otras dos temperaturas.

La siguiente figura muestra una red de intercambio de calor con dos unidades A y B.

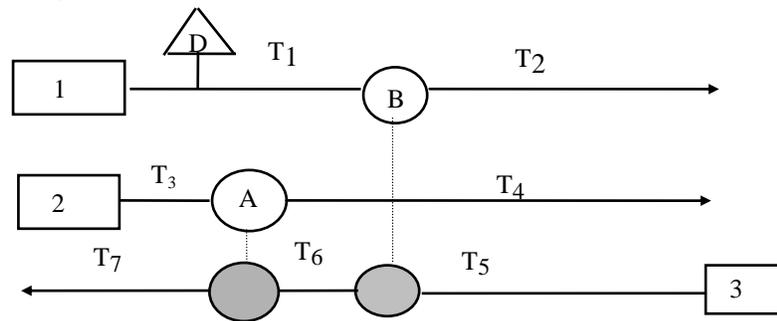


Figura 3.21 Red de intercambio de calor con dos unidades

Se espera un disturbio D en la corriente 1, es decir, un cambio en T₁ hasta T₁'. En los pasos situados corriente abajo debe esperarse un cambio en todas las temperaturas, con excepción de las temperaturas de entrada de las corrientes 2 y 3. El propósito será calcular las temperaturas cambiantes T₂, T₄, T₆ y T₇, suponiendo que no hay cambios en CP y U · A en todo el proceso.

Hay dos temperaturas conocidas en la unidad B (T₁ y T₅). De este modo, aplicando el sistema de ecuaciones anteriores, se puede calcular T₂ y T₆, y después con los valores de T₃ y T₆ de la unidad A, se calcula T₄ y T₇. Básicamente este método es aplicado unidad por unidad en toda la red estudiada.

Se verá lo que ocurre en otra red distinta a la anterior: esta tendrá tres unidades y formará un lazo; se mantendrá la misma cantidad de corrientes.

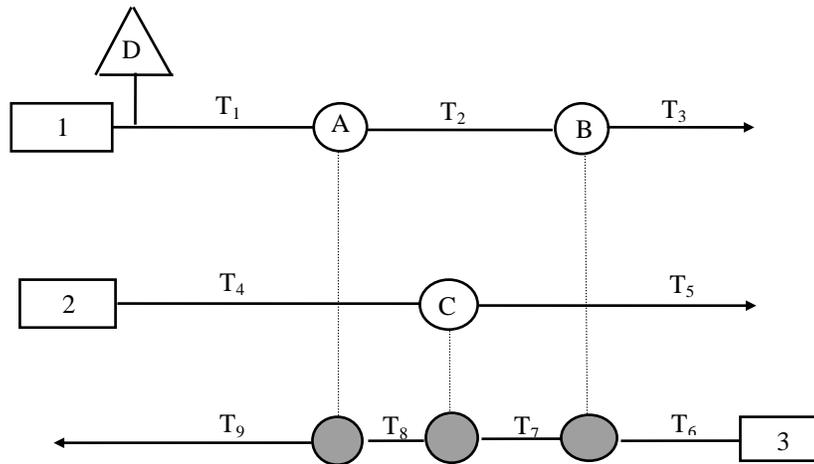


Figura 3.22 Red de intercambio de calor con tres unidades y la misma cantidad de corrientes

Se introduce una perturbación en la corriente 1 (incremento en T_1); consecuentemente, corriente abajo cambiarán todas las temperaturas, menos las de entrada de cada una de las otras corrientes.

En este caso, habrá más de dos temperaturas desconocidas en las unidades de intercambio, lo cual dificulta la aplicación del sistema de ecuaciones si no se usa la interacción como algo necesario.

Se recomienda la utilización del sistema como un todo. Se tendrán seis temperaturas desconocidas (T_2 , T_3 , T_5 , T_7 , T_8 y T_9), y seis ecuaciones, es decir, dos por unidad. Entonces pueden resolverse simultáneamente las ecuaciones para todas las temperaturas sin interacción. Esto es real para cada estructura de redes de intercambio de calor. Para generar las tablas de sensibilidad, los datos requeridos son los siguientes:

- Los datos de las corrientes del caso base.
- La estructura de la red.

Si hay variación en las temperaturas de suministro, se procederá de esta forma para cada variación en T_3 , ya que las ecuaciones son lineales respecto a T . Para cambios en $(CP)_s$ y $(U \cdot A)_s$, esto puede hacerse formando para cada caso un nuevo caso básico. Cada uno de estos nuevos casos dará un campo de resultados que pueden ser analizados a través del caso base original. En este sentido, debe recordarse que todas las tablas son generadas *a priori* del estudio de flexibilidad.

Estudio de la sensibilidad de una red ajustada basado en el caso de estudio No. 3

Un problema importante que hay que resolver en el rediseño de un HEN lo constituye el análisis de la flexibilidad de la misma, es decir, cómo puede responder la red a cualquier variación (disturbio) que puedan tener las corrientes presentes en el proceso (principalmente la temperatura), cómo se puede controlar y cómo afecta el costo de la misma.

En la figura 3.23, que muestra la red ajustada del caso de estudio No. 3, los disturbios se señalan mediante la letra D, y las temperaturas a controlar con la letra C. Por otra parte, en la tabla 3.16 se muestran los datos de las corrientes de la red analizada (caso A) y los datos de la misma red, pero trabajando en otras condiciones de operación (caso B).

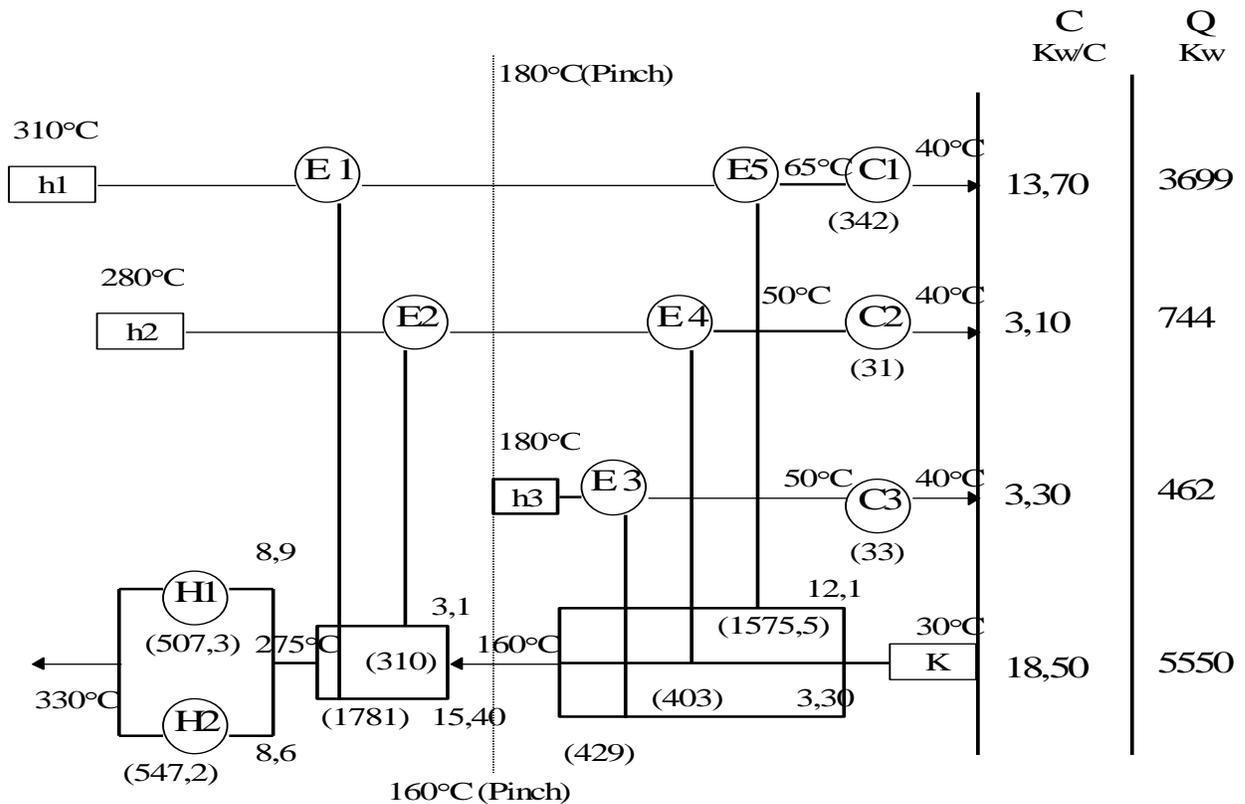


Figura 3.23 Diagrama de rejillas (caso de estudio No. 3)

Tabla 3.16 Datos de las corrientes para los casos A y B

Corriente	Ts (°C)	T.T (°C)	C (kW/°C)
Caso base A			
h1	310	40	13,7
h2	280	40	3,1
h3	180	40	3,3
K	30	330	18,50
Caso B			
h1	320	40	13,7
h2	300	40	3,1
h3	200	40	3,3
K	30	340	18,5

Usando el concepto de paso corriente abajo, se puede determinar cómo los disturbios D afectan a los controles C, lo cual es conocido como respuesta pasiva de la red. En la tabla 3.17 se muestran los datos de la red rediseñada.

Tabla 3.17 Datos de la red rediseñada

	CTT1	CTT2	CTT3	CTT4
DTS1	sí	no	no	sí
DTS2	no	sí	no	sí

DTS3	no	no	sí	no
DTS4	-	-	-	-

Para poder garantizar la operabilidad de la red, para las condiciones del caso B se puede modificar la estructura de la red. A esto se le denomina cambio de diseño y existen tres formas de hacerlo:

- Romper el paso corriente abajo.
- Insertar un elemento a contracorriente.
- Aplicar la manipulación de la red.

Para evaluar la magnitud de los cambios introducidos en la red por las variaciones de las temperaturas de entrada de las corrientes, hay que analizar las tablas sensitivas que se muestran en la tabla 3.18.

Observando los datos de la tabla 3.16, se ve que, para el caso B, la temperatura de salida del horno de la corriente de crudo (K) es de 340 °C, lo que conduce a un consumo adicional de 185 kW.

Analizando las tablas sensitivas, pueden deducirse las variantes de solución siguientes:

1. Se puede incrementar la temperatura de la entrada de la corriente K al horno (aproximadamente en 10,7 °C), sin afectar las temperaturas pinch caliente de las corrientes h1 y h2. Esto permite ahorrar aproximadamente 198 kW en el consumo de la utilidad del calentamiento. Sin embargo, para lograrlo hay que aumentar el área de transferencia de calor de los intercambiadores E1 y E2. Por debajo del pinch todo se mantiene constante para las corrientes.

Tabla 3.18 Tablas sensitivas

	TS1	TS2	TS3	TS4
T2	0,106	0	0	-

T3	0,023	0	0	-
T4	0,024	0	0	-
T5	0	1	0	-
T6	0	1	0	-
T7	0	1	0	-
T8	0	0	1	-
T9	0	0	1	-
T10	0,095	0	0	-
T11	0	1	0	-
T12	0	0	1	-
T14	0	1	0	-
T15	0,75	1	0	-
T17	0,292	1	0	-

2. Para la corriente h3 y para no violar la temperatura pinch fría del proceso, puede colocarse un desvío por encima del equipo E3. Esto disminuye el área efectiva de transferencia de calor del mismo, pero aumenta el área de intercambio de calor para el enfriador C3 y el consumo de agua de enfriamiento se incrementa en 66 kW.
3. Se puede mantener la temperatura de entrada de la corriente h3, pero hay que aumentar el área de transferencia de calor del equipo E3 y violar la temperatura pinch fría del proceso. Sin embargo, esto permite que la temperatura de entrada

de la corriente K al horno aumente aproximadamente en 3,5 °C y que haya un ahorro adicional en la unidad de calentamiento de 64,75 kW.

Comparando las variantes:

Variante 2:

Costo adicional = Costo del área adicional del enfriador C3 + Costo adicional del consumo de agua = 618 + 660 = 1 278 \$/año

Variante 3:

Costo adicional = Costo adicional del área E3 – Costo por horno de consumo de fuel oil = 2 231 – 4 487 = 2 256 \$/año

Es decir, existe un ahorro adicional de 2 256 \$/año; por tanto, se queda la variante 3, combinada con la 1. La nueva red flexible aparece en la figura 3.24.

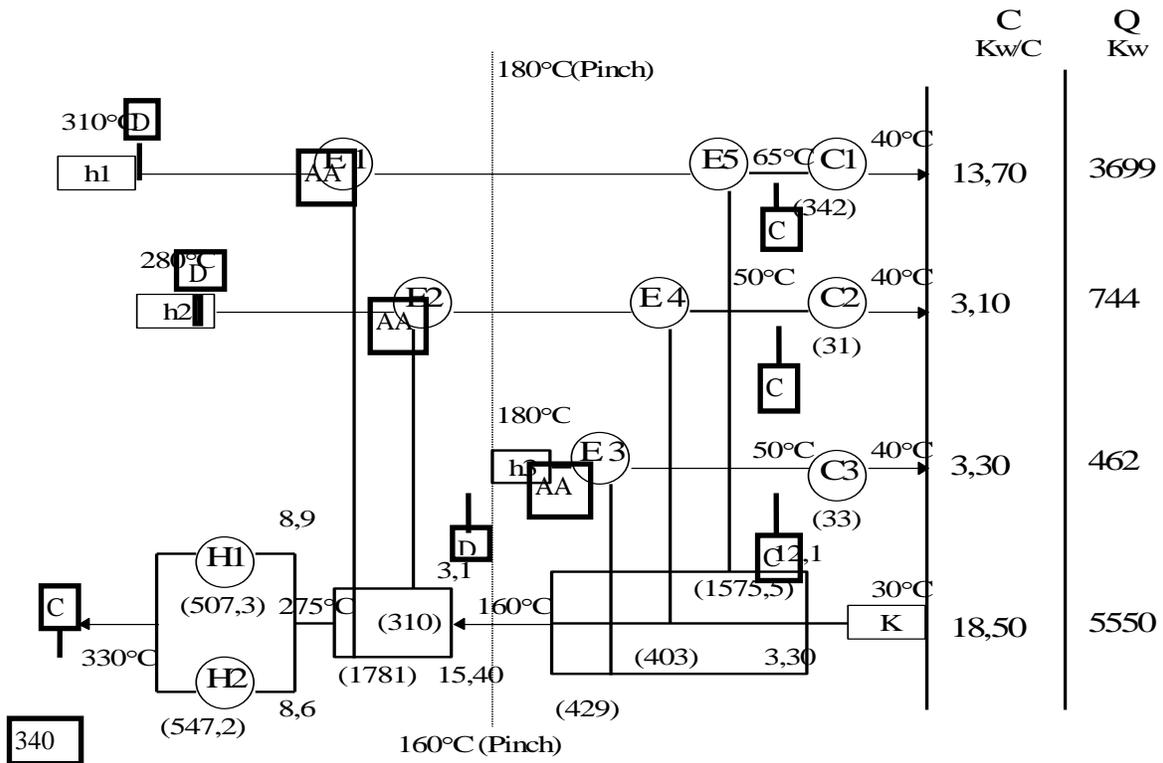


Figura 3.24 Diagrama de rejilla rediseñada con análisis de flexibilidad efectuado

Esta red flexible tiene las características siguientes:

- El intercambiador de calor E2 tiene un área adicional de 13,8 m², equivalente a 1 143 \$/año.

- El intercambiador E3 tiene un área adicional de 29,5 m², equivalente a 2 231 \$/año.
- La temperatura de la corriente K del horno es de 340 °C, mientras que la temperatura de entrada al mismo puede llegar a alcanzar hasta 287 °C. Esto permite obtener un ahorro adicional de 259 kW, equivalente a 17 949 \$/año del combustible.
- La temperatura pinch caliente aumenta ligeramente a 163 °C, al igual que la temperatura pinch fría, que aumenta a 63 °C. Esto no afecta sensiblemente al proceso.
- No obstante, el Δt_{min} se mantiene en 20 °C.
- Esta inversión tiene un reemplazo de 2,4 meses con un alto por ciento de retorno.
- Problema resuelto.

Tabla 3.19

Corriente	Capacidad calorífica $\frac{kW}{K}$	t. ent. (°C)	t. obj. (°C)
H1	200	150	50
H2	100	170	40
H3	300	50	120
H4	500	80	110

$$\Delta t_{min} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Utilidad caliente (vapor 180 °C)

Utilidad fría (agua 30-38 °C)

$$C_u = S_{uc} (C_{uc}) + S_{uh} (C_{uh}), \text{ } \$/\text{año}$$

Tiempo de vida de la planta = 6 años

Razón de intereses del 10 % anual = 5 años

Costo de vapor = 110 \$/Kw año

Costo de agua = 10 \$/Kw año

$$C_t = \delta (C_{inv}) + C_u$$

Área mínima aproximada:

$$A_{\min} = \sum \frac{1}{\Delta t_{ml}} \sum \left[\frac{q_i}{q_j} \right], m^2$$

Tabla 3.20

Corriente	Qui (Kw)	Qout (Kw)	Carga (kW)
H1	$30 \cdot 10^3$	$10 \cdot 10^3$	$20 \cdot 10^3$
H2	$17 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$13 \cdot 10^3$
C3	$15 \cdot 10^3$	$36 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$
C4	$40 \cdot 10^3$	$55 \cdot 10^3$	$15 \cdot 10^3$

T_e (corrientes frías) = 120, 110, 80, 50

T_h (corrientes calientes) = 170, 150, 50, 40

$\Delta t_{\min} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$

T_e (corrientes frías) = 130, 120, 90, 60

T_h (corrientes calientes) = 160, 140, 40, 30

T_b (todas las corrientes) = 160, 140, 130, 120, 90, 40, 30

Son siete intervalos. Estos pueden observarse en la tabla 3.21.

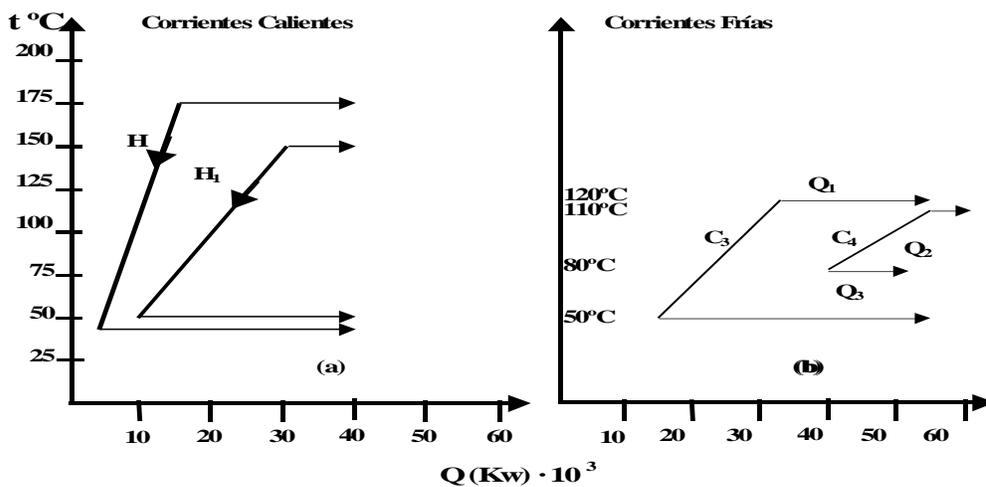


Figura 3.25 Corrientes calientes y frías

Tabla 3.21

Intervalo	MLDT	H ₁	H ₂	C ₃	C ₄	Vap	Ag
1	18,00	1 000 + 2 000	1 000	-	-	-	4 000
2	10,64	6 000	3 000	9 000	11 500	-	-
3	25	12 000	6 000	6 500	1 600	-	-
4	58	-	2 000	400	5 520	-	-
5	69	-	-	1 480		7 000	-

Datos:

$h = 340 \text{ W/m}^2\text{°C}$ para corrientes de proceso

$h = 100 \text{ W/m}^2\text{°C}$ para gases de combustión

$h = 1\,500 \text{ W/m}^2\text{°C}$ para agua calentándose

$h = 7\,800 \text{ W/m}^2\text{°C}$ para vapor de condensadores

$$\text{MLDT1} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} = \frac{22 - 10}{\ln 22} = \frac{12}{0,60} = 18^\circ \text{C}$$

$$\text{MLDT1} = \frac{22 - 10}{\ln 2,2} = 18^\circ \text{C}$$

$$\Delta tm = \left[\frac{\Delta t_1^{1/3} + \Delta t_2^{1/3}}{2} \right]^3 \text{ cuando } \Delta t_1 = \Delta t_2$$

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = 10$$

$$\text{MLDT2} = 10,64^\circ \text{C}$$

$$\text{MLDT3} = \frac{50 - 10}{\ln 5} = \frac{40}{1,6} = 25^\circ \text{C}$$

$$\text{MLDT4} = \frac{66 - 50}{\ln \frac{66}{50}} = \frac{16}{0,277} = 58^\circ \text{C}$$

$$MLDT5 = \frac{76 - 60}{\ln \frac{76}{60}} = \frac{16}{0,231} = 69^{\circ}C$$

Entonces se tendría:

$$A_{\min} = \frac{1}{18} \left(\frac{3000}{0,34} + \frac{1000}{0,34} + \frac{4000}{1,5} \right) + \frac{1}{10,64} \left(\frac{6000}{0,34} + \frac{3000}{0,34} + \frac{9000}{0,34} \right) +$$

$$\frac{1}{25} \left(\frac{12000}{0,34} + \frac{6000}{0,34} + \frac{6500}{0,34} + \frac{11500}{0,34} \right) + \frac{1}{58} \left(\frac{2000}{0,34} + \frac{400}{0,34} + \frac{1600}{0,34} \right) +$$

$$\frac{1}{69} \left(\frac{1480}{0,34} + \frac{5520}{0,34} + \frac{7000}{7,800} \right)$$

$$A_{\min} = 10\,954 \text{ m}^2 \text{ (aproximado)}$$

Cálculo del A_{\min} (RIC inicial):

$$MLDT(1) = \frac{63 - 10}{\ln \frac{63}{10}} = \frac{53}{1,84} = 28,8^{\circ}C$$

$$MLDT(2) = \frac{46 - 10}{\ln \frac{46}{10}} = \frac{36}{1,52} = 20,7^{\circ}C$$

$$MLDT(3) = 10,64^{\circ}C$$

$$MLDT(4) = 10,64^{\circ}C$$

$$H_1 \quad MLDT(5) = \frac{73 - 60}{\ln \frac{73}{60}} = \frac{13}{0,19} = 68,5^{\circ}C$$

$$H_2 \quad MLDT(6) = \frac{76 - 70}{\ln \frac{76}{70}} = \frac{6}{0,08} = 75^{\circ}C$$

$$C_1 \quad MLDT(7) = \frac{20 - 15}{0,28} = 20^{\circ}C$$

$$C_2 \quad MLDT(8) = \frac{15 - 10}{\ln 1,5} = 15,6^{\circ}C$$

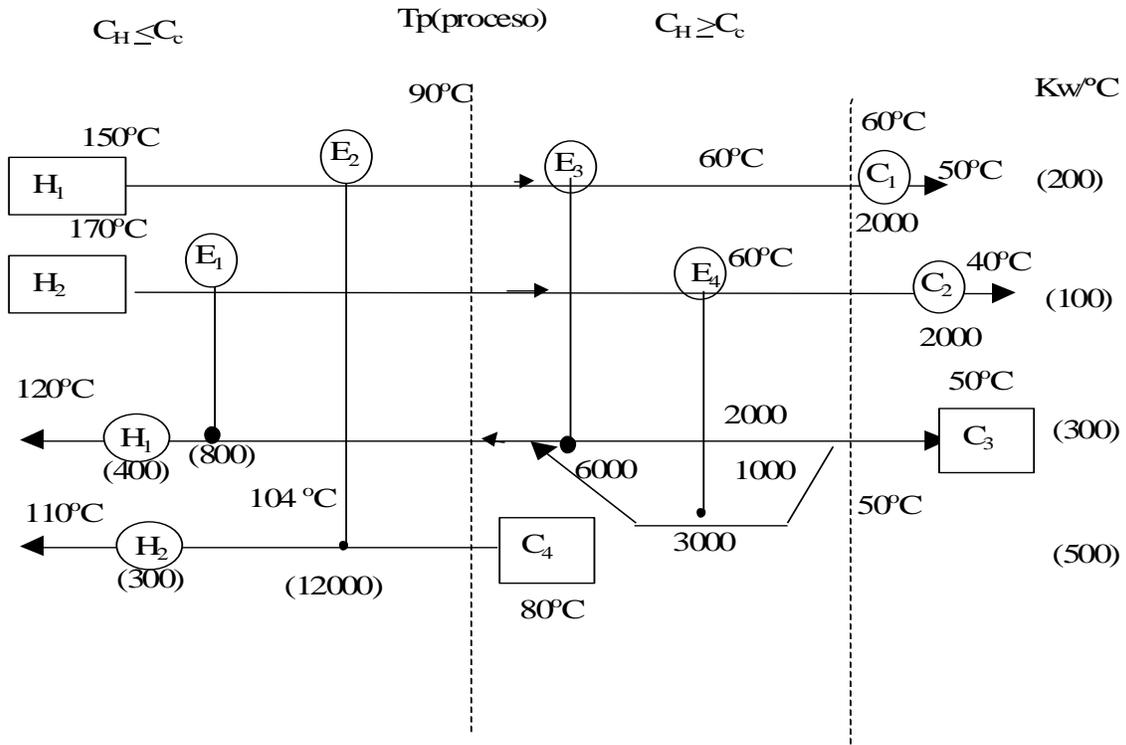


Figura 3.26 Esquema del proceso

$$E_2 \rightarrow 200 (150 - 90) = 12\,000 \text{ kW} \quad H_1 - C_4$$

$$E_3 \rightarrow 200 (90 - 60) = 6\,000 \text{ kW} \quad H_1 - C_3$$

$$C_1 \rightarrow 200 (60 - 50) = 2\,000 \text{ kW} \quad C_1 - \text{agua}$$

$$E_1 \rightarrow 100 (170 - 90) = 8\,000 \text{ kW} \quad H_2 - C_3$$

$$E_4 \rightarrow 100 (90 - 60) = 3\,000 \text{ kW} \quad H_2 - C_3$$

Cálculo de E_2 :

$$200 (150 - 90) = 500 (t_2 - 80)$$

$$12\,000 = 500 t_2 - 40\,000$$

$$\frac{52\,000}{500} = 104^\circ\text{C}$$

Cálculo de E_1 :

$$100 (170 - 90) = 300 (t_2 - 80)$$

$$8\,000 = 300 t_2 - 24\,000$$

$$t_2 \frac{32\,000}{300} = 106,6^\circ\text{C}$$

Para los calentadores:

$$H_2: 500 (110 - 104) = 300 \text{ kW}$$

$$H_1: 300 (120 - 106,6) = 400 \text{ kW}$$

$$Q_{H\text{mín}} = 7\,000 \text{ kW}$$

Cálculo de E_3 :

$$200 (90 - 60) = C_3 (80 - 50)$$

$$6\,000 = 30 C_3$$

$$C_3 = 200 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

Cálculo de E_4 :

$$100 (90 - 60) = C_4 (80 - 50)$$

$$3\,000 = 30 C_4$$

$$C_4 = 100 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

Cálculo del número mínimo de equipos:

Sobre el pinch:

$$N_{\text{mín}} = N_{h_H} + N_{h_C} + N_U - 1 = 2 + 2 + 1 - 1 = 4 \text{ unidades}$$

Debajo del pinch:

$$N_{\text{mín}} = 2 + 1 + 1 - 1 = 3 \text{ unidades}$$

Total = 7 unidades

Cálculo del área mínima aproximada:

$$A_1 = \frac{Q_1}{(U \text{ MLDT})_1} = \frac{8000}{0,2(28,8)0,8} = 1736 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{12000}{0,2(20,7)0,8} = 3610 \text{ m}^2$$

$$A_3 = \frac{6000}{0,2(10,64)0,8} = 3524 \text{ m}^2$$

$$A_4 = \frac{3000}{0,2(10,64)0,8} = 1762 \text{ m}^2$$

$$H_{1(5)} = \frac{400}{0,5(68,5)0,8} = 14,6m^2$$

$$H_{2(6)} = \frac{3000}{0,5(75)0,8} = 100m^2$$

$$CA_{1(7)} = \frac{2000}{0,5(20)0,8} = 250m^2$$

$$CA_{2(8)} = \frac{2000}{0,5(156)0,8} = 323m^2$$

$$\text{Area Total} = 11440m^2$$

$$\% \text{ Error} = \frac{10954 - 11440}{10954} 100 = 3,3\%$$

$$\text{Costo de inversión} = C_{inv} = v 430A^{0,88} = v = 0,18$$

$$C_{inst} = 3,5 C_{inv} = 43^0 (10\ 995) 0,88 \cdot 0,88 = 0,42 \cdot 10^6 \$/\text{año}$$

$$\text{Costo de utilidades} = 4\ 000 (10) + 7\ 000 (110) = 40\ 000 + 770\ 000 = 0,81 \cdot 10^6 \$/\text{año}$$

$$\text{Costo de instalación} = 3,5 (0,42 \cdot 10^6) = 1,47 \cdot 10^6 \$$$

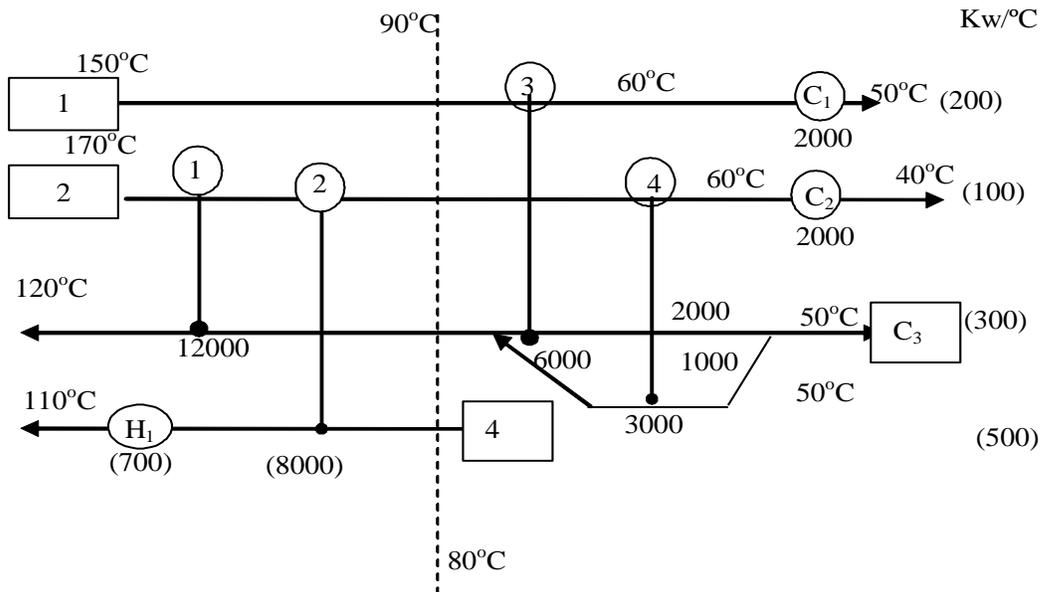


Figura 3.27 Esquema del proceso

$$\text{Costo total} = 0,81 \cdot 10^6 + (0,42 \cdot 10^6 + 0,47 \cdot 10^6)0,1 = 2,7 \cdot 10^6 \$/\text{año}$$

Siguiendo las reglas de la RIC evolutiva, se tiene que varían solamente E₁ y E₂, y se unen H₁ y H₂ = H₁.

$$MLDT(1) = \frac{30 - 10}{\ln 3} = \frac{20}{1,09} = 19,4^\circ C$$

$$MLDT(2) = \frac{74 - 10}{\ln 7,4} = \frac{64}{2} = 32^\circ C$$

$$MLDT(H_1) = \frac{84 - 70}{\ln \frac{84}{70}} = \frac{14}{0,18} = 78^\circ C$$

$$A_1 = \frac{12000}{0,2(19,4)0,8} = 3474m^2$$

Costo utilidades = $0,81 \cdot 10^6$ \$/año

Costo inversión = $0,428 \cdot 10^6$ \$/año

$$A_2 = \frac{8000}{0,2(32)0,8} = 1563m^2$$

Costo instalación = $1,50 \cdot 10^6$ \$/año

CT = $2,738 \cdot 10^6$ \$/año

$$A_{\neq 1} = \frac{7000}{0,5(78)0,8} = 224m^2$$

$$Area\ Total = 11003m^2$$

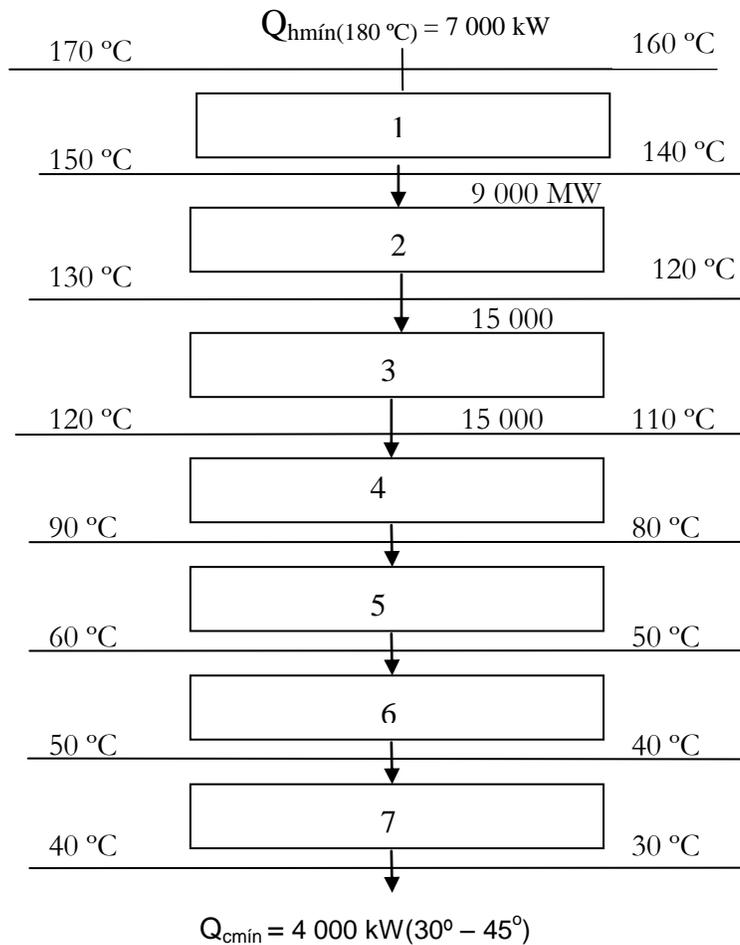


Figura 3.28 Diagrama de temperaturas y valores de potencia

Tabla 3.22 Problema No. 2 (diseño base)

Corriente	$t_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{objetivo}} (^{\circ}\text{C})$	$C \text{ (kW/}^{\circ}\text{C)}$
H ₁	150	60	2
H ₂	90	60	8
C ₃	20	125	2,5
C ₄	25	100	3
$\Delta T_{\text{min.}} = 20 ^{\circ}\text{C}$			

Tabla 3.23 Datos para realizar las curvas de composición T vs. H

Corriente	H1 (kW)	H2 (kW)	Δh (kW)	T ₁	T ₂
(2)H1	300	120	+180	150	60
(8)H2	720	480	+240	90	60
(2,5)C3	50	312,5	-262,5	20	125
(3)C4	75	300	-225	25	100
			$-67 \cdot 5 \text{ Kw}$		

Tabla 3.24 Cálculo del A_{min} según el gráfico de curvas compuestas

Intervalo	MLDT	(2) H1	(8) H2	(2,5) C3	(3) C4	W	S
1	34,5	8	32	-	-	40	-
2	42	2,5	10	12,5	-	-	-

3	30	46	184	115	115	-	-
4	38,5	120	-	60	60	-	-
5	84	-	-	22,5	22,5	-	45
6	68	-	-	62,5	-	-	62,5

Datos: h (proc.) = $0,34 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

h (agua) = $1,5 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

h (vapor) = $7,8 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

U_D (proc - proc) = $0,2 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

U_D (proc - agua) = $0,5 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

U_D (proc - vapor) = $1,5 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Precios: agua: \$ 10 kW/año

Vapor: \$ 110 kW/año

$C_i = \gamma 430 (A)^{0,88}$ $\gamma = 0,10$ (retorno)

$C_{inst} = 3,5 (C_i)$

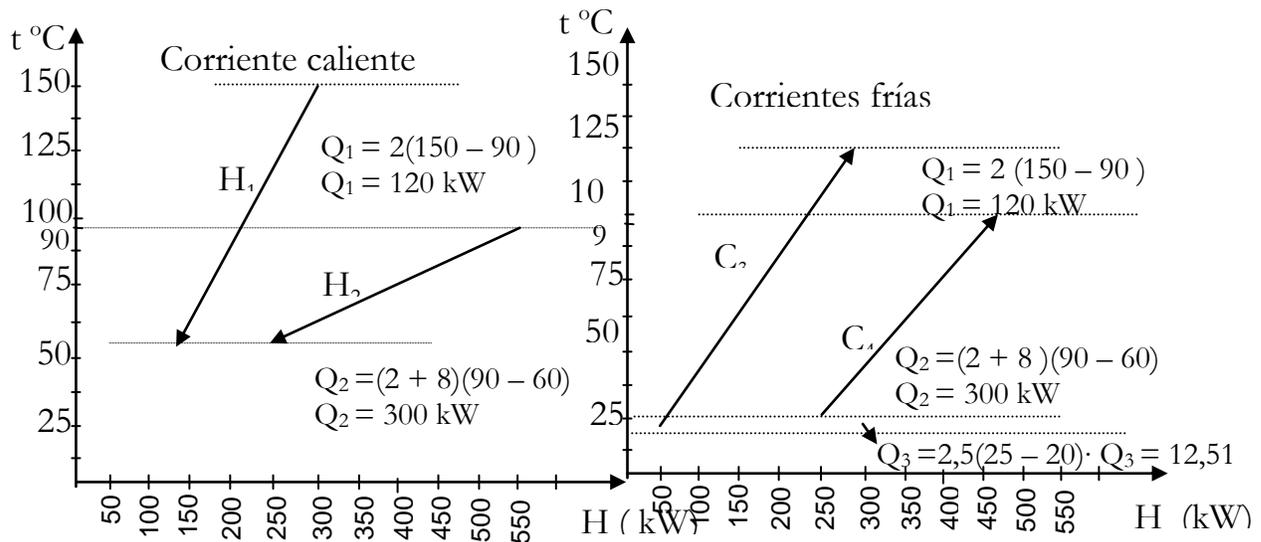


Figura 3.29 Corriente caliente y corrientes frías

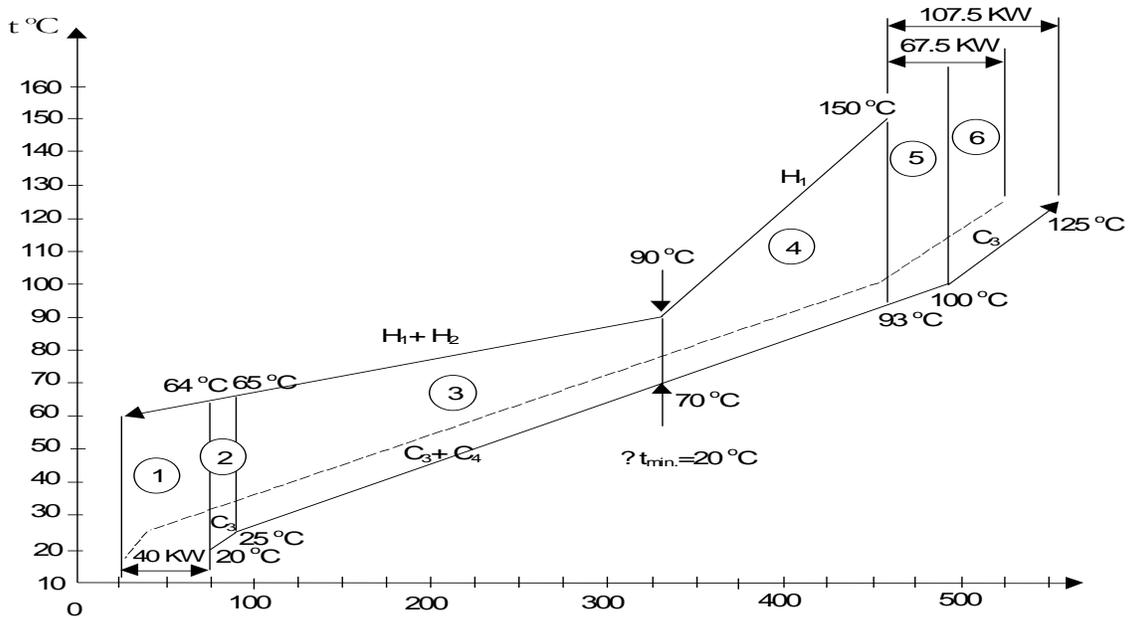


Figura 3.30 Esquema del proceso

$$A_{min} = \sum_i^{\text{intervalo}} \frac{1}{MLDT} \sum_i^{\text{corriente}} \frac{q_i}{h_i}$$

$$A_{min} = \frac{1}{34,5} \left(\frac{8}{0,34} + \frac{32}{0,34} + \frac{40}{1,5} \right) + \frac{1}{42} \left(\frac{2,5}{0,34} + \frac{10}{0,34} + \frac{12,5}{0,34} \right) +$$

$$\frac{1}{30} \left(\frac{46}{0,34} + \frac{184}{0,34} + \frac{115}{0,34} + \frac{115}{0,34} \right) + \frac{1}{38,5} \left(\frac{120}{0,34} + \frac{60}{0,34} + \frac{60}{0,34} \right) +$$

$$\frac{1}{84} \left(\frac{22,5}{0,34} + \frac{22,5}{0,34} + \frac{45}{7,8} \right) + \frac{1}{68} \left(\frac{62,5}{0,34} + \frac{62,5}{7,8} \right)$$

$$A_{min} = 73,38m^2$$

Cálculo de N (número máximo de unidades):

$$N_{min} = N_h + N_c + N_{uh} + N_{uc} - 1$$

Sobre el pinch:

$$N_{min} = 1 + 2 + 1 - 1 = 3$$

Debajo del pinch:

$$N_{min} = 2 + 2 + 1 - 1 = 4$$

Total = 7

Vapor = 180 °C

Agua = 15 - 40 °C

Área total para la red:

$$E_1 : A_1 = \frac{120}{0,2(0,8)26} = 28,8m^2$$

$$E_2 : A_2 = \frac{19,5}{0,2(0,8)18,3} = 6,65m^2$$

$$E_3 : A_3 = \frac{115}{0,2(0,8)30,8} = 23,3m^2$$

$$E_4 : A_4 = \frac{125}{0,2(0,8)30} = 26m^2$$

$$H_1 : A_5 = \frac{17,5}{1,5(58,5)} = 6,2m^2$$

$$H_2 : A_6 = \frac{90}{1,5(95)} = 0,63m^2$$

$$C : A_7 = \frac{40}{0,5(0,8)43} = 2,3m^2$$

$$A_t = 87,88m^2 \quad \%error = \frac{87,88 - 73,38}{73,38} \cdot 100 = 20\%$$

Datos:

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

$$C_i = 430 (87,88)^{0,88} \cdot 0,10 = \$ 2 212/\text{año}$$

$$C_{inst} = 3,5 (2 212) = \$ 7 741/\text{año}$$

$$C_u = 110 (107,5) + 10 (40) = \$ 12 225/\text{año}$$

$$C_t = \$ 22 178/\text{año}$$

Para $\Delta t_{min} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$

Tabla 3.25

Tabla de posibilidades: no hay pinch	67,5 Q _{Hmin}
	97,5
	85
	15

	150
	12,5
	$Q_{Cmin} (^{\circ}C)$

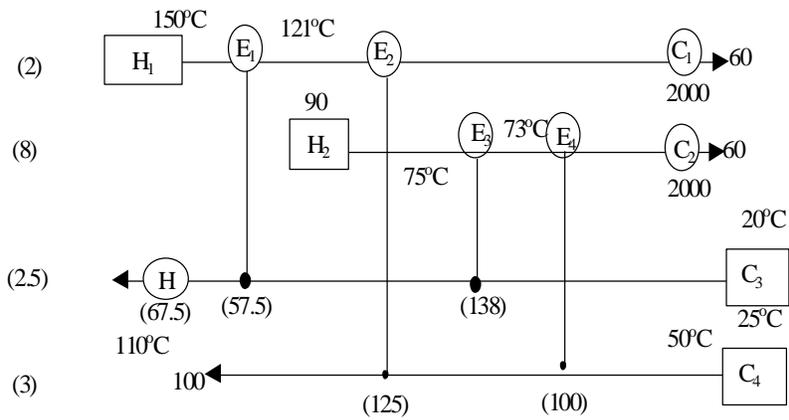


Figura 3.31 Esquema de temperaturas

$A_{total} = 107 \text{ m}^2$

$C_T = \$ 19\,415/\text{año}$

Para $\Delta t_{min} = 30 \text{ }^{\circ}C$

$Q_H = 162,5 \text{ kW}$

$Q_C = 95 \text{ kW}$

$A_T = 53,4 \text{ m}^2$

$C_T = \$ 24\,495/\text{año}$

Para $\Delta t_{min} = 5 \text{ }^{\circ}C$

$Q_H = 67,5 \text{ kW}$

$Q_C = 0 \text{ kW}$

No hay pinch.

$$E_1 : \frac{45}{0,2(0,8)55} = 5,1m^2$$

$$E_2 : \frac{75}{0,2(0,8)22} = 21,3m^2$$

$$E_3 : \frac{102,6}{0,2(0,8)33} = 19,4m^2$$

$$E_4 : \frac{47,4}{0,2(0,8)11.4} = 26m^2$$

$$E_5 : \frac{137,5}{0,2(0,8)38} = 22,6m^2$$

$$H : \frac{80}{1,5(73)} = 0,72m^2$$

$$C : \frac{12,5}{0,5(0,8)36} = 0,87m^2$$

Tabla 3.26 Resumen de los cálculos para diferentes Δt_{\min}

Δt_{\min}	Energía (\$/año)	Inv. (\$/año)	C_t (\$/año)
10	7 975	11 440	19 415
15	8 925	10 160	19 085
20	12 225	9 953	22 178
30	18 825	5 670	24 495

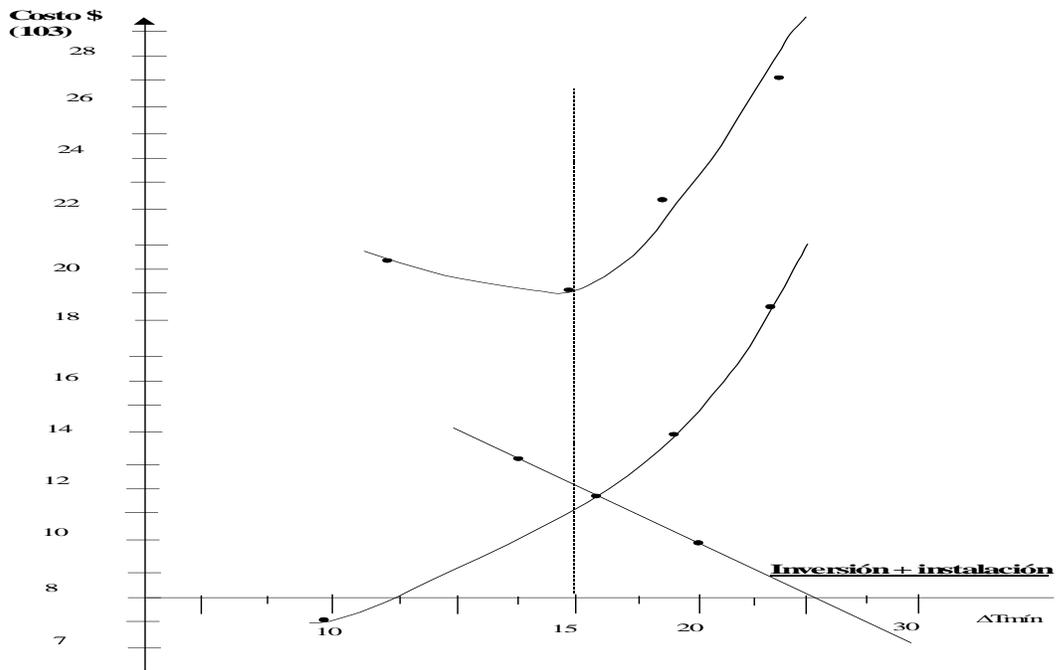
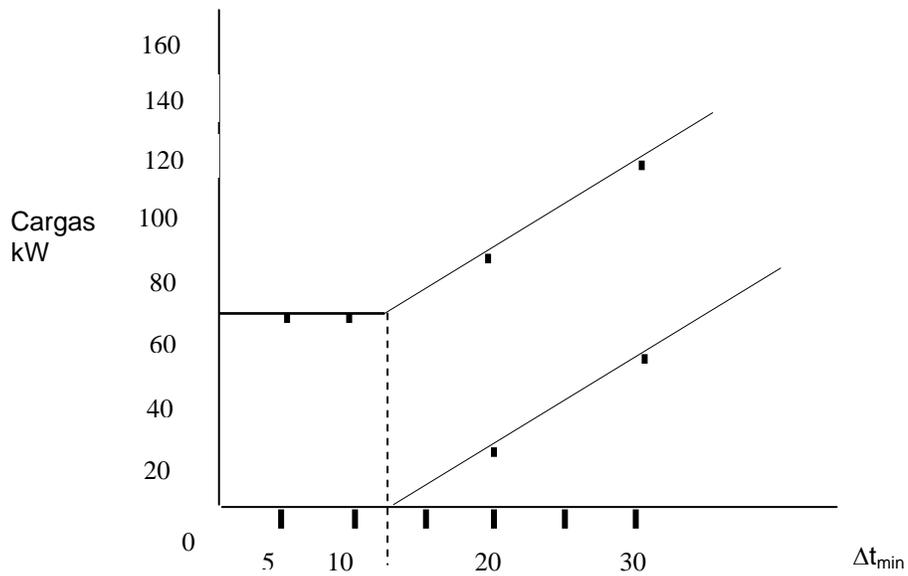


Figura 3.32



Tumbral $\approx 12,6^{\circ}\text{C}$

$\Delta t_{min} > 12,6^{\circ}\text{C}$

Figura 3.33

Caso de estudio No. 4 Análisis de redes de intercambio térmico en un proceso de separación de aire con la utilización de la tecnología Pinch

La industria de los gases constituye una de las esferas vitales para el funcionamiento del país. Del suministro estable de sus productos depende la salud pública, la industria azucarera, la construcción y la fabricación de equipos, entre otras actividades.

Reducir los altos índices de consumo energético, con el consiguiente aumento de la eficiencia térmica del proceso, constituye una de las premisas fundamentales de cualquier planta generadora de gases. La planta de gases industriales de Cienfuegos cuenta con tecnología alemana y evidencia actualmente elevados índices de consumo de energía eléctrica, lo cual afecta su eficiencia y rentabilidad.

El propósito de este trabajo fue realizar un análisis termoenergético, principalmente desde la etapa de compresión del aire hasta el fraccionamiento de este en sus tres componentes fundamentales, a partir de lo cual se justificarán las pérdidas de frío que ocurren en el proceso.

En toda instalación de licuación de aire tienen lugar tres operaciones fundamentales: purificación del aire, licuación parcial de este mediante intercambiadores de calor y expansiones, y la separación en oxígeno y nitrógeno por medio de destilación fraccionada.

La tecnología del pellizco también está siendo ampliamente utilizada en el análisis de procesos a baja temperatura.

En trabajos como los de Linnhoff, Dhole, y el de Castillo, relacionados con la integración de procesos, se aplica el Análisis de Pellizco tradicional (Pinch) al diseño de procesos de bajas temperaturas. El diseño completo de sistemas como estos es complejo. Lo normal es utilizar el Análisis de Pellizco para establecer las cargas calóricas, identificar los niveles y cargas de refrigeración, y diseñar el sistema.

La planta de gases industriales opera actualmente en condiciones que se alejan de las de diseño. Las anomalías están presentes tanto en el propio proceso como en las instalaciones auxiliares. Para llevar a cabo este estudio se optó por utilizar como herramienta el método de Análisis del Pellizco, auxiliado por un programa computacional denominado TARGET, el cual es de gran utilidad para viabilizar el análisis termoenergético de procesos.

La aplicación del método exige que, primeramente, se disponga de toda la información requerida, o sea:

- Las corrientes que intervienen en el proceso (excepto las corrientes de servicio).
- Temperatura de entrada y salida de las corrientes.
- Capacidades caloríficas de las corrientes.
- Flujos másicos de los fluidos.

La etapa inicial del método es el balance de materiales del proceso, a partir del cual se obtiene la magnitud de cada uno de los flujos que intervienen en el intercambio.

El segundo paso consiste en caracterizar térmicamente las corrientes del proceso.

Los datos anteriores se le suministran al programa con aproximaciones mínimas globales de temperatura (ΔT_{\min}) progresivas; en el caso que se analiza, van desde 5 °C hasta 60 °C espaciados. Con ayuda del mencionado programa se pueden obtener diferentes informaciones, tales como: las tablas problemas, los reportes del pellizco, las curvas de composición, la gran curva de composición, entre otros datos, para cada ΔT_{\min} .

El otro paso fundamental es el cálculo del área mínima de transferencia de calor mediante las expresiones del método y las curvas de composición.

Después se determinan los calores (q), para lo cual es necesario partir de los diagramas de composición para cada ΔT_{\min} , y proceder como se ejemplifica en la figura 3.34. Es decir, la curva se divide en intervalos, cada intervalo está delimitado por los diferentes cambios de pendientes en cada curva y para cada uno de estos se halla la MLDT.

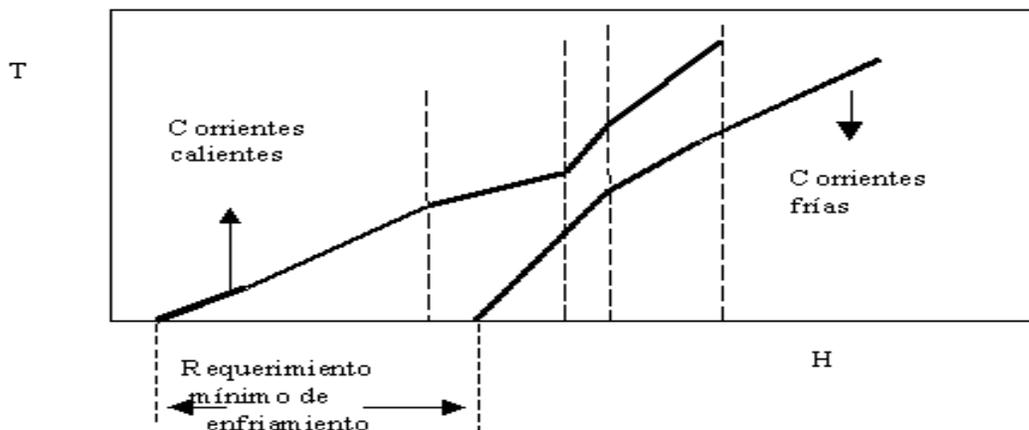


Figura 3.34 Curvas compuestas

El paso siguiente es determinar los costos de inversión (C_E) y de las utilidades (C_U). Posteriormente, para cada ΔT_{\min} se suman los términos de forma progresiva para obtener el costo total de la red de intercambio térmico.

En la figura 3.35 se muestra el gráfico de ΔT_{\min} vs. CT con el objetivo de determinar el ΔT_{\min} óptimo. Esta figura fue ajustada por el programa computacional TABLE CURVE.

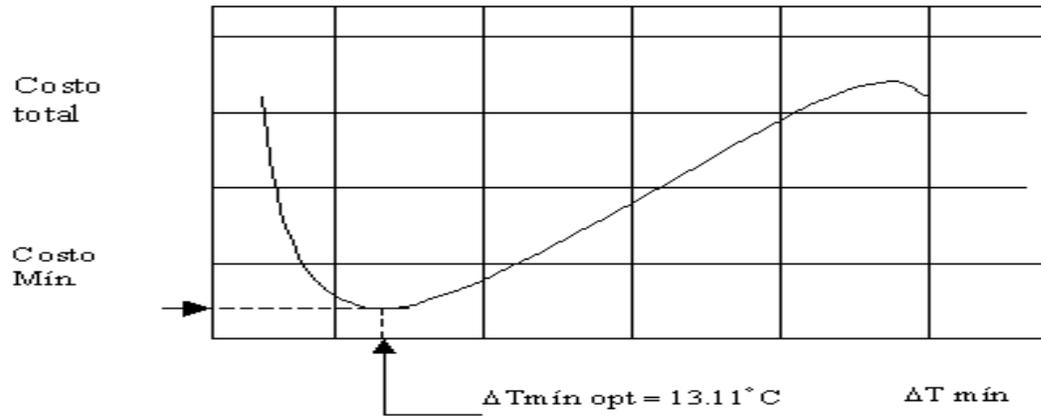


Figura 3.35 Gráfico de costo total vs. ΔT_{\min}

Como se pudo observar en la figura 3.35, el ΔT_{\min} óptimo es $13,11^\circ \text{C}$, valor para el que se aplicó nuevamente el software TARGET, obteniéndose el diagrama de rejillas (figura 3.36), la gran curva compuesta (figura 3.37), las curvas de composición, los reportes del pellizco y la tabla problema.

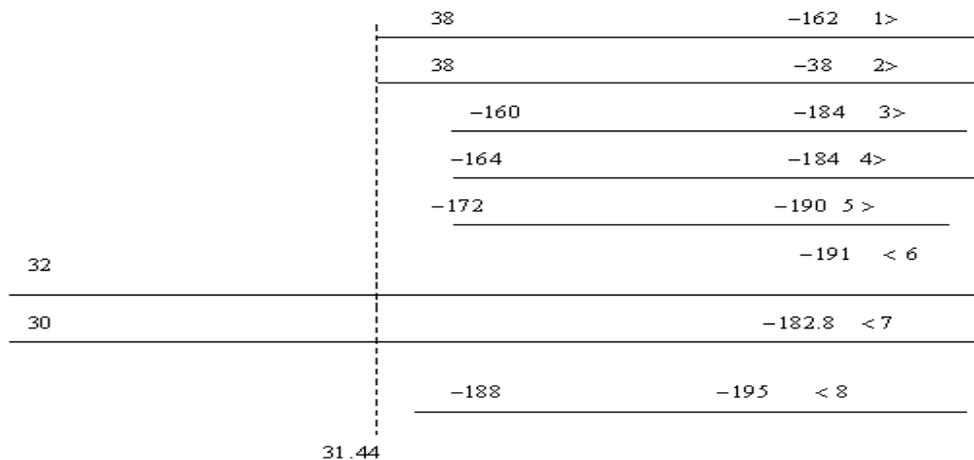
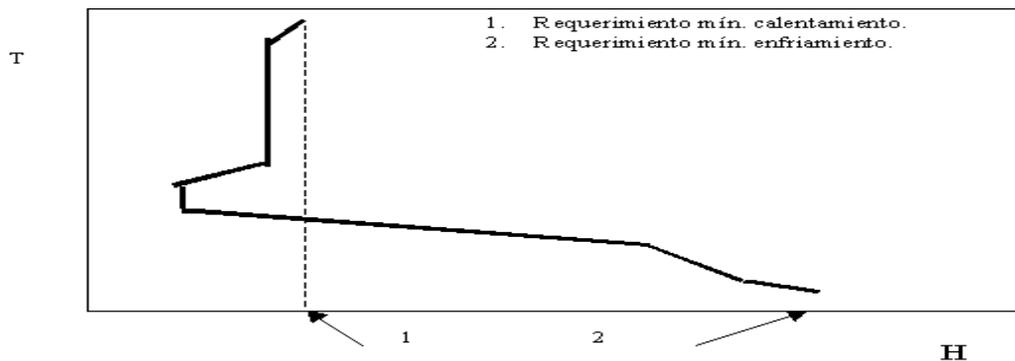


Figura 3.36 Diagrama de rejillas

En los reportes del pellizco se evidencia la existencia de un punto de pellizco fundamental para el ΔT_{\min} óptimo de 13,11 °C, el cual fue determinado a través del programa computacional TABLE CURVE. Este punto de pellizco es 31,44 °C.

A través del diagrama de rejillas (figura 3.36), la cual es una representación gráfica de la disposición actual de la red de intercambio térmico, se observa que existen cuatro corrientes que intercambian térmicamente cruzando el pellizco, lo cual constituye una violación de los principios del método. Esto se indica mediante líneas discontinuas: las corrientes que cruzan el pellizco son H2, H3, H4 y C3.



3.37 Gran curva compuesta

Con el objetivo de determinar los requerimientos de refrigeración de la corriente de aire se obtiene la gran curva de composición (figura 3.37), el cual es uno de los reportes del programa TARGET. Este es un gráfico de entalpía vs. temperatura, donde se obtiene la magnitud mínima de requerimiento de enfriamiento del proceso (148,25 kW), y la magnitud mínima de requerimiento de calentamiento del proceso (24,50 kW). En la figura 3.38, para una aproximación mínima de 13,11 °C, se observa que la temperatura umbral es de 6,13 °C, siendo menor que el ΔT_{\min} óptimo. Una de las exigencias para que el método de análisis pueda ser aplicado es que el ΔT_{\min} óptimo sea mayor que la temperatura umbral, condición que se cumple en este caso.

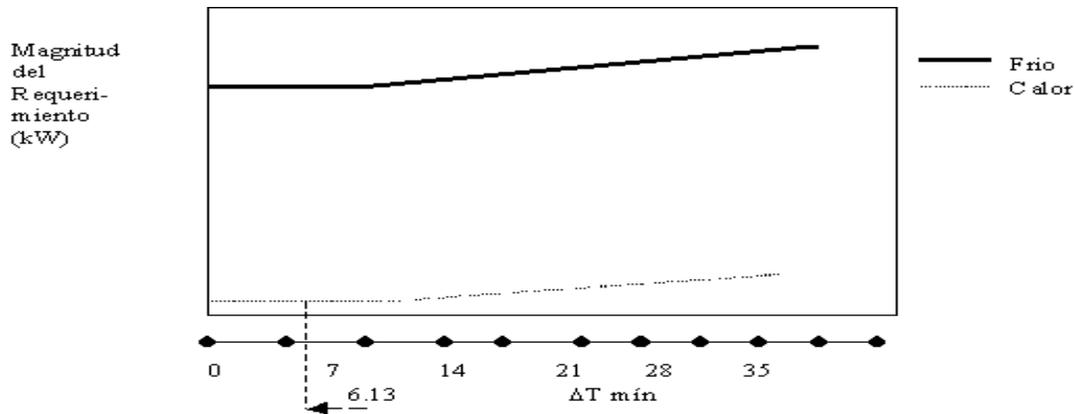


Figura 3.38 Gráfico de energía

Reajuste de la red de intercambio térmico actual

Tomando como base los resultados que ofrecen el diagrama de rejillas y la gran curva de composición, se pueden definir tres posibles modificaciones al esquema térmico actual en pos de eliminar las violaciones de los principios del método de análisis del pellizco:

- Una de las corrientes que cruza el punto de pellizco es H2 (gas residual para el enfriamiento de los absorbedores), o sea, que intercambia de 80 °C a 15 °C al pasar por los intercambiadores de calor W10 y W11 y los absorbedores, donde esta corriente debe enfriarse a -20 °C para ser utilizada en el enfriamiento de los absorbedores. Para evitar el cruce del punto de pellizco (31,44 °C), es necesario hacer un desvío del flujo de gas residual que proviene de la línea de W03, W06 y W08, ya que esta corriente, al intercambiar térmicamente con el aire en el equipo W03 sale a -20 °C, por lo que podría aprovecharse el frío de esta corriente desviándose 850 m³ n/h de los 1 920 m³ n/h que provienen de los intercambiadores. Para esta modificación es necesario utilizar una válvula en la salida del desvío, pues esta se usaría solamente cuando se realice el enfriamiento de los absorbedores; de esta forma se eliminan los intercambiadores W10 y W11.
- Para evitar que las corrientes H3 y H4 crucen el punto de pellizco es necesario instalar un equipo de intercambio térmico después del compresor, para disminuir la elevada temperatura del aire a la salida de este como consecuencia del mal funcionamiento de las torres de enfriamiento y del deficiente tratamiento del agua que alimenta a este equipo para su operación. Para este tipo de intercambio se utilizan

intercambiadores de calor de tubos (serpentín) vertical y carcasa. Por los tubos debe circular aire a alta presión y por la carcasa gas residual, el serpentín está formado por tubos de cobre y el flujo es a contracorriente. Este equipo tiene como objetivo preenfriar el aire aprovechando el frío del gas residual, el cual sale a una temperatura aproximada de 30 °C al intercambiar con el aire. El flujo de gas residual se tomó de un desvío ubicado después del desvío correspondiente de gas residual para el enfriamiento de los absorbedores, lo que representa el 30 % del flujo, o sea, 214 m³ n/h.

El equipo de intercambio térmico instalado tiene un área de transferencia de calor de 3,72 m², donde el aire, al intercambiar con el gas residual, sale con una temperatura aproximada de 30 °C. Seguidamente se procede al cálculo del área teórica del equipo de intercambio W01 de una forma aproximada, utilizando un coeficiente total de transferencia de calor de 52 W/m² °C. En realidad este coeficiente es aproximado, pues el verdadero no fue posible encontrarlo en la bibliografía revisada.

La corriente caliente es el aire que debe enfriarse de 30 °C a 18 °C, poniéndose en contacto con el gas residual a -20 °C.

$$MLDT = 13,9 \text{ °C}$$

$$A = 0,99 \cdot 1,011 \cdot 12/0,052 \cdot 13,9 = 16,51 \text{ m}^2$$

El área de transferencia de calor calculada por este procedimiento es mucho menor que el área del equipo instalado, ya que los requerimientos de enfriamiento se reducen considerablemente, debido a la disminución del rango de temperatura de la corriente a enfriar de 30 °C a 18 °C. El área de transferencia de calor del equipo instalado es 50 m².

- Como resultado de la primera modificación, es necesario hacer pasar la corriente de gas residual C3, que tiene una temperatura de -20 °C, por el intercambiador de calor donde se realiza el intercambio térmico entre gas residual y agente refrigerante. De este intercambiador el gas residual sale a una temperatura aproximada de -38 °C; la corriente se introduce nuevamente en el intercambiador de calor W01, aprovechándose con más eficacia el frío que esta aporta para el intercambio con el aire proveniente del compresor. El equipo a que se hace referencia es el que se eliminó en la modificación A, el cual tiene un área de transferencia de calor de 13,75 m².

A través de las modificaciones realizadas en la red de intercambio térmico actual se eliminan los cruces de las corrientes H2, H3, H4 y C3.

Con la instalación de un equipo de intercambio térmico después del compresor se logra que el aire entre mucho más frío a los absorbedores, aproximadamente a 5 °C, siendo esta temperatura la establecida por el diseño para la entrada del equipo de separación de humedad y CO₂. De esta manera se obtendría en la caja fría una mayor fracción de aire líquido, con lo cual se incrementaría la eficiencia de la producción.

Para las tres modificaciones que se realizaron en la red de intercambio térmico se procede a aplicar nuevamente el software TARGET, para lo cual fue necesario caracterizar térmicamente las corrientes una vez más, tal como se muestra en la tabla 3.27.

Tabla 3.27 Datos de las corrientes

Corriente*	Flujo másico (kg/s)	T1 (°C)	T2 (°C)	Capacidad calorífica (kJ/kg °C)	C(kW/°C) = m · Cp
N ₂ (RES)ADSC (H1)	0,27	350	170	1,011	0,27
A2 (H2)	0,99	30	-38	1,011	1
A3 (H3)	0,99	30	-162	1,011	1
O ₂ (L) (H4)	0,06	-160	-184	1,68	0,1
N ₂ (I) (H5)	0,31	-164	-183,4	2,01	0,62
A(L) (H6)	0,56	-172	-190	1,68	0,94
N ₂ (RES)ADSC (C1)	0,27	30	350	1,011	0,27
N ₂ (RES)ADSE (C2)	0,27	-20	15	1,011	0,27
O ₂ (g) (C3)	0,09	-182,8	30	1,011	0,008

N ₂ (RES)WS (C4)	0,62	-191	30	1,011	0,62
N ₂ (L) (C5)	0,12	-195	-188	2,01	0,24
N ₂ (RES)W I (C6)	0,07	-20	5	1,011	0,07

*Corrientes calientes (H) y corrientes frías (C)

Con los datos de la tabla anterior y auxiliado por el software TARGET se introdujeron los datos necesarios. Del mismo modo, con la aproximación mínima global de temperatura (ΔT_{\min}) óptimo igual a 13,11 °C, se obtuvieron los diferentes reportes que este nos brinda, como las tablas problemas y las curvas de composición.

A través del diagrama de rejillas se pudo observar que existen cuatro corrientes que cruzan el punto de pellizco, el cual tiene una temperatura de 23,44 °C. Las corrientes que lo cruzan son H2, H3, C3 y C4.

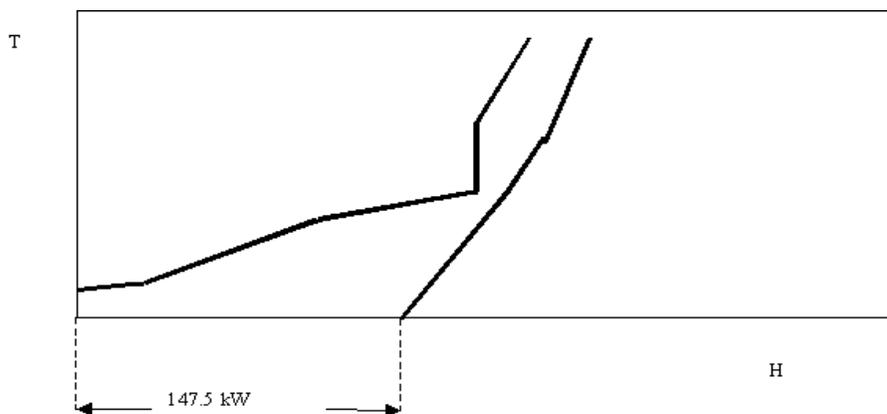


Figura 3.39 Curvas de composición para $\Delta T_{\text{opt.}} = 13,11 \text{ } ^\circ\text{C}$

A través de las curvas de composición se determinó cuánto se necesitaba como requerimiento mínimo de utilidad de enfriamiento; en este caso 147,5 kW.

Análisis económico

Para la realización de una evaluación económica preliminar de las modificaciones del sistema de refrigeración, se determinó lo que era necesario invertir en la adquisición e instalación del equipo de intercambio térmico después del compresor. Para ello nos apoyamos en las siguientes expresiones reportadas por Douglas.

Tabla 3.28 Expresiones reportadas por Douglas

Costos	USD
Adquisición	8 759
Instalación	2 375,5
Costo total de la inversión	11 164,5

A través de las curvas de composición para el ΔT_{\min} óptimo de 13,11 °C sin modificar, se determinó que la red de intercambio térmico actual necesita como requerimiento de utilidad de enfriamiento 160,5 kW, y para la red de intercambio térmico modificada a través de la curva de composición (figura 3.39), se necesita como utilidad de enfriamiento 147,5 kW.

A través de estos valores se puede determinar el beneficio por concepto de reducción del consumo de electricidad, ya que se necesita menor requerimiento de enfriamiento para la red ajustada, como se demuestra a continuación:

- Red de intercambio térmico sin modificar: 104 004 \$/año
- Red de intercambio térmico modificada: 95 580 \$/año
- Ahorro = 104 004 – 95 580 \$/año = 8 424 \$/año
- Período de pago = Inversión/ahorro = 11 164,5 \$/año, 8 424 \$/año
- Período de pago = 1,3 años
- Por ciento de retorno = 75 %

Análisis de los resultados:

- El esquema tecnológico actual no se corresponde con los principios de aplicación del método de Análisis del Pellizco a la red de intercambio térmico seleccionada.
- Tomando como base los resultados obtenidos en el análisis del pellizco a la red de intercambio térmico actual, se demuestra que existen violaciones de los principios del método de análisis.
- Es necesario instalar un intercambiador de calor adicional en la red de intercambio térmico actual, ubicado entre la etapa de compresión y el primer enfriamiento del aire. La necesidad del mismo queda demostrada a través de los diferentes reportes del pellizco y económicamente por el ahorro que implica y por el período de pago de la inversión.
- Asimismo, al tomar como base los resultados obtenidos en el análisis del pellizco aplicado a la red de intercambio térmico modificada, se demuestra que también existen violaciones de los principios del método de análisis.
- El análisis del pellizco, aplicado a la planta de gases industriales, constituye un valioso procedimiento para determinar las posibles anomalías, niveles de refrigeración, así como para el diseño del sistema de refrigeración y de la propia red de intercambio térmico.

CAPÍTULO 4 PRINCIPIOS DE LA RADIACIÓN TÉRMICA Y HORNOS QUÍMICOS

4.1 Introducción

En un cuerpo caliente, parte de la energía térmica se transforma inevitablemente en energía radiante, producto del resultado de disturbios moleculares y atómicos.

La temperatura del cuerpo es la causa primaria de estos disturbios interatómicos; por ello, la cantidad de energía irradiada tiene como dependencia principal la temperatura.

Un cuerpo o sustancia puede emitir energía radiante a partir del llamado cero absoluto (-273 K); de ahí que todos los cuerpos a temperatura ambiental emitan energía radiante.

La conducción del calor se produce por micromovimientos, mientras que la convección lo hace por macromovimientos; ambas formas requieren de un medio para transportar el calor. La radiación térmica puede transferirse a través del vacío. La energía radiante es realmente propagada por ondas electromagnéticas con un rango de longitud de onda (λ) de:

$$\lambda = 0,2 \text{ ----- } 800 \text{ } \mu \text{ (micrones)}$$

Este rango de longitud de onda abarca desde los rayos ultravioleta hasta los infrarrojos, pasando por la luz visible. La longitud de onda que más se produce en los equipos industriales está entre:

$$\lambda = 0,4 \text{ ----- } 400 \text{ } \mu \text{ (micrones)}$$

4.2 Naturaleza de la radiación térmica

La energía radiante se origina dentro de las moléculas de un cuerpo; los átomos de estas moléculas vibran con un movimiento armónico simple, comportándose como «osciladores lineales». Una disminución en las amplitudes de las vibraciones causa una emisión de la energía radiante.

Existen varios criterios sobre la naturaleza de la energía radiante que pueden resumirse como sigue:

- Planck demostró que la energía asociada a un cuanto es proporcional a la frecuencia de vibración y que si la velocidad de propagación se considera constante, este sería inversamente proporcional a la longitud de onda (λ):

$$I_{\lambda} = f(1/\lambda) \text{ para } w_{\text{prop}} = \text{constante}$$

- El esquema atómico de Bohr tiene gran utilidad para comprender mejor la naturaleza de la energía radiante y su origen.

Los electrones viajan alrededor del núcleo formando órbitas elípticas. Estas poseen dos energías bien definidas:

- Cinética: Rotación alrededor del núcleo.
- Potencial: Distancia hasta el núcleo.

Si ocurriera una perturbación, tal como la colisión entre dos átomos o electrones, estos pueden ser desplazados de una órbita y podrían:

- Volver a su órbita original.
- Pasar a otra de diferente energía.
- Abandonar el sistema influido por el núcleo.

El ajuste de energía se produce en el sistema mediante la emisión o absorción de energía radiante.

Otro origen de la energía radiante puede hallarse en los cambios de las energías de los átomos y moléculas, sin referencia a los electrones individuales.

Como la temperatura es una medida del promedio de la energía cinética de las moléculas, a mayor temperatura, mayor energía radiante podrá ser emitida por una sustancia. Ello se resume en los siguientes principios:

- En los sólidos, solo la energía emitida desde la superficie será considerada.
- La energía emitida por un gas constituye una función de la presión y la longitud recorrida por el rayo radiado.
- En los líquidos se presenta una situación intermedia entre las dos anteriores; en este caso dependerá de la naturaleza del líquido.

4.3 Leyes fundamentales de la radiación térmica

Hasta el momento se conoce cómo se genera la energía radiante, pero ¿qué ocurre cuando la energía radiante incide sobre un cuerpo?

Se analizará el esquema siguiente:

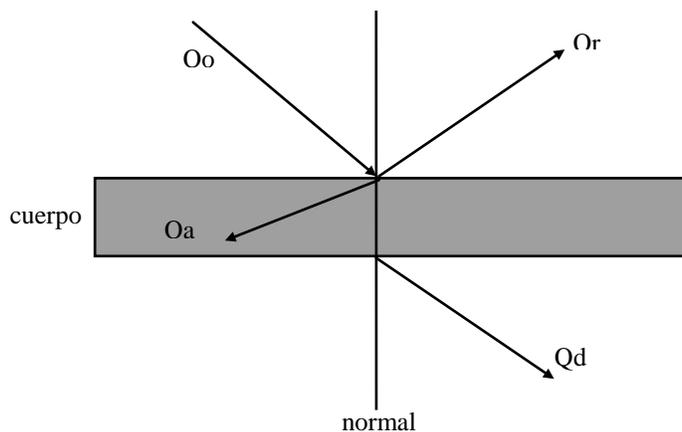


Figura 4.1 Incidencia de la energía radiante sobre un cuerpo

Donde:

Q_o : Energía total incidente (W)

Q_r : Energía reflejada (W)

Q_a : Energía absorbida (W)

Q_d : Energía transmitida (W)

Se designará la magnitud E como potencia emisiva total:

$$E = Q/A_1 \text{ (kcal/h m}^2\text{), BTU/h - p}^2 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

$A_1 \rightarrow$ Área de transferencia de calor del emisor

$I_\lambda \rightarrow$ Intensidad de la energía radiante monocromática ($W/m^2 \mu$)

Es decir:

$$Q_o = Q_a + Q_r + Q_d$$

Dividiendo ambos términos entre Q_o , se tendrá:

$$1 = A + R + D$$

A: Absorbencia

R: Reflexividad

D: Transmisividad

Se analizarán los casos siguientes:

	$A = 1$	
Si	$R = 0$	CUERPOS \rightarrow Todo buen absorbedor
	$D = 0$	NEGROS es buen radiador

	R = 1		
Si	A = 0	CUERPOS	
	D = 0	BLANCOS	
	D = 1		
Si	A = 0	CUERPOS	
	R = 0	TRANSPARENTES	→ aire puro y seco
Si	D = 0	CUERPOS OPACOS	
	A + R = 1	O GRISES	≈ cuerpos reales

Las leyes de la radiación más importantes son las siguientes:

- Ley de Planck: Esta ley establece la siguiente función: $I_{\lambda} = f(\lambda, T)$.

Esta función se determinó con la ayuda de una termopila y de un prisma dispersor, con lo que se obtuvo el gráfico siguiente:

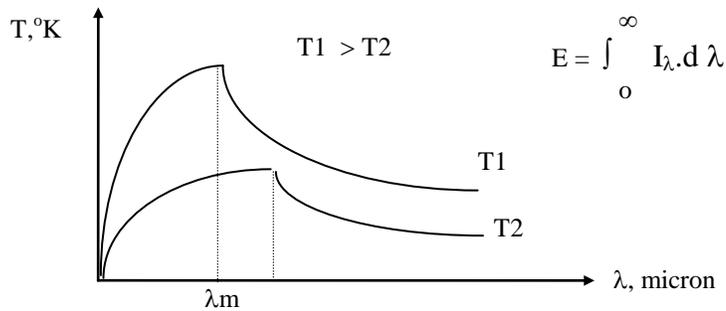


Figura 4.2 Representación gráfica de la ley de Planck

Donde:

λ_m : Longitud de onda máxima para la temperatura del emisor

La siguiente ecuación define teóricamente la ley de Planck ya planteada:

$$I_{\lambda} = C1 \cdot \lambda^{-5} / (e^{C2/\lambda T} - 1)$$

- Ley de Wien: Basada en la figura anterior, esta ley expresa que:

«El producto de la longitud de onda máxima ($\lambda_{m\acute{a}x}$) y la temperatura absoluta de la superficie de todos los cuerpos es una constante».

$$\lambda_{m\acute{a}x} \cdot T = 2886(\mu \cdot ^{\circ}R)$$

- Ley de Kirchoff: Esta ley establece que:

«En el equilibrio térmico la razón de la potencia emisiva total a la absorbencia, para todos los cuerpos, es la misma (constante)».

$$E_1/A_1 = E_2/A_2 = \dots = E_n/A_n$$

Entonces, a la relación entre la potencia emisiva de un cuerpo real respecto a la potencia emisiva de un cuerpo negro, se le llama emisividad térmica.

$$E_1/E_b = \varepsilon \quad (\text{ver tabla 4.1, Kern, 1978: 94})$$

- Ley de Stefan-Boltzman o cuarta potencia: Esta ley da solución a la ley de Planck, quedando como sigue:

$$Q_b = \sigma A_1 T_b^4 \quad (\text{cuerpo negro})$$

$$Q = \sigma \varepsilon A_1 T^4 \quad (\text{cuerpo real})$$

$$\sigma = 5,7 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4 = 0,173 \cdot 10^{-8} \text{ BTU/h p}^2 \text{ R}^4$$

- Ley de los cosenos de Lamer: Se ocupa de la corrección de la cantidad de calor radiado por dos cuerpos que ocupan una posición relativa en el espacio, quedando:

$$Q_b = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{cuerpo negro}$$

$$Q = \sigma F_e \cdot F_a \cdot A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{cuerpos reales}$$

F_e : factor de emisividad

F_a : factor de forma o geométrico

Se recomienda analizar la tabla 4.2 y las figuras 4.7 a 4.9, para el cálculo de F_a (Kern, 1978: 106).

La expresión final generalizada para la transferencia de calor entre cuerpos reales y radiantes será:

$$Q = \sigma F_a \cdot F_e \cdot A_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

A: Área de transferencia de calor del emisor (m^2)

T_1 : Temperatura absoluta del emisor (K)

T_2 : Temperatura absoluta del receptor (K)

4.4 Algunas aplicaciones de la radiación térmica en la industria

Algunas de las aplicaciones de la radiación térmica en la industria son las siguientes:

- Cálculo y evaluación de hornos químicos.
- Existen varios métodos de diseño y evaluación de hornos químicos, pero el más difundido a nivel internacional es el de Lobo-Evans, que se fundamenta en la ecuación de la cuarta potencia modificada y en el balance térmico del horno.

$$Q = \sigma_{\text{Ef}} A_{\text{cp}}(T_1^4 - T_2^4) + hc \cdot A(tg - ts)$$

Aquí se le añade el calor transferido por convección en la sección convectiva de dicho horno. El balance térmico practicado en el horno será:

$$Q = Q_f + Q_a + Q_r + Q_s + Q_w - Q_g$$

El significado de cada variable de esta ecuación puede estudiarse con mayor profundidad en la literatura correspondiente, así como el diseño de un horno químico en el ejemplo 19.1 del libro *Procesos de transferencia de calor*, de Donald Q. Kern. Esta cuestión será abordada de forma más detallada en páginas posteriores del presente libro.

Pérdidas totales de calor en sistemas aislados

Se conoce la forma de calcular el coeficiente combinado h_a (convección y radiación) para el caso de procesos convectivos en espacios infinitos (tuberías aisladas):

$$h_a = hc + hr$$

Donde: $hc = C(\text{Gr}, \text{Pr})^n$, aquí los valores de C y n dependen del producto Gr, Pr .

Para el caso de hr , puede calcularse a partir de la ecuación de la cuarta potencia.

Para una pseudoconvección:

$$Q = hr \cdot A_1(T_1^4 - T_2^4)$$

$$\text{y también: } Q = \sigma \cdot \varepsilon (T_1^4 - T_2^4)/(t_1 - t_2)$$

Esta ecuación está graficada en la figura 28.2 del texto *Transferencia de cantidad de movimiento, calor y materia*, de C.O. Bennett y J. E. Myers.

Errores en la lectura de los termopares industriales

Suponga una tubería de acero dentro de la cual circula un gas a 500 °C, entonces se coloca el termopar de forma natural; la lectura en el instrumento será de 480 °C, como se indica en la figura 4.3.

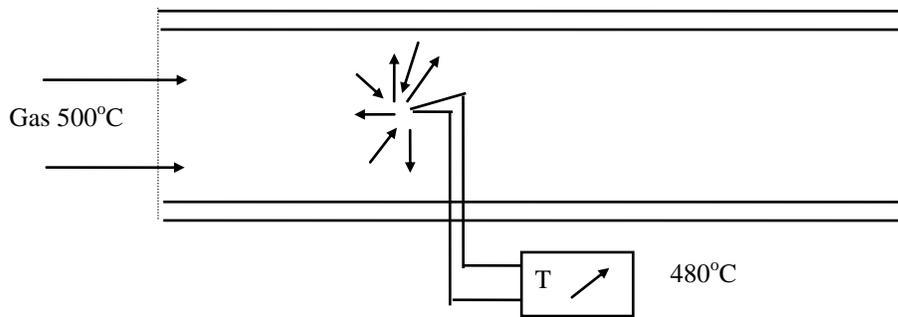


Figura 4.3a Medición de temperatura mediante termopar

Si se coloca una pantalla, se disminuye el intercambio de calor radiante (50 %) entre la cabeza del termopar y la superficie de la pared de la tubería. Puede colocarse una pantalla de un material que refleje el calor radiado (aluminio); de este modo el error de lectura se reduce notablemente.

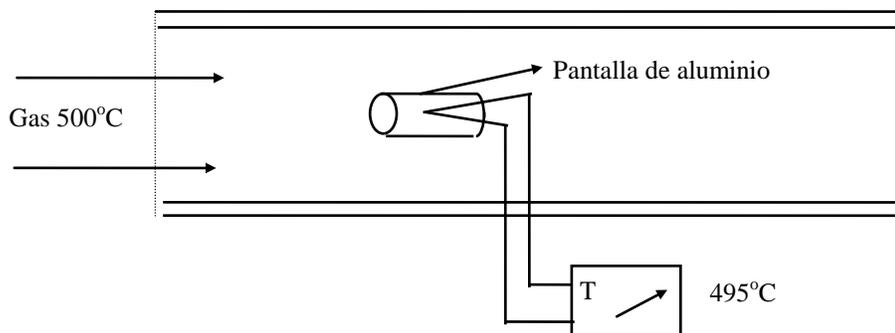


Figura 4.3b Medición de temperatura mediante termopar

N: Número de pantallas

$$Q_n = Q / (n + 1) \text{ (ver Kern, 1978: 100)}$$

Donde:

Q_n : Calor transferido al colocar n pantallas en el sistema

Q: Calor transferido sin colocar pantallas

Para el caso propuesto en el ejemplo:

$Q_n = \frac{1}{2} Q$, es decir, el calor disminuirá aproximadamente en un 50 % y en esta magnitud se reducirá la influencia de la radiación de las paredes del tubo.

Pérdidas de calor por aberturas de puertas de observación o limpieza en los hornos de los generadores de vapor

Se tomará el esquema siguiente:

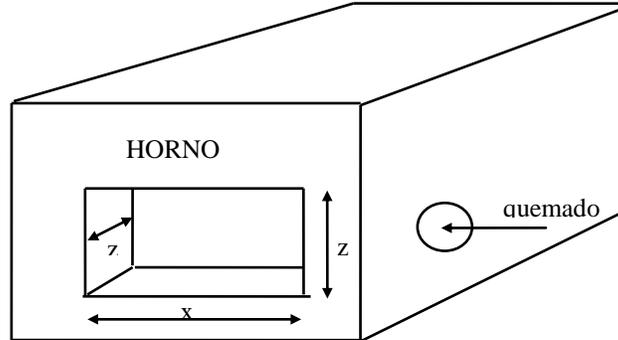


Figura 4.4 Abertura en el horno del generador de vapor

Se empleará la ecuación generalizada siguiente:

$$Q = \sigma Fa Tg^4 Aa \text{ (W)}$$

Donde:

$$Aa = y \cdot x \text{ (m}^2\text{)}$$

Fa: Factor de intercambio total

Tg: Temperatura de los gases (K)

Este factor se encuentra graficado en la figura 4.5.

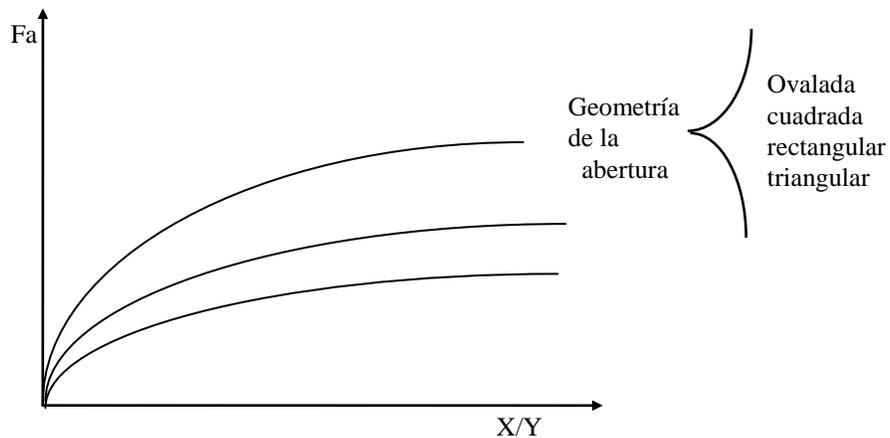


Figura 4.5 Factor de intercambio total

Con el valor de Q se puede calcular el costo de estas pérdidas de calor del siguiente modo:

$$\text{Pérdidas} = Q/\text{VCN} \cdot N_{\text{cald.}} \quad (\text{kgc/h})$$

Conociendo el precio del combustible, pueden estimarse los gastos anuales por este concepto.

$$N_{\text{cald}} = 0,65 \text{ a } 0,75 \quad \text{para bagazo o leña}$$

$$N_{\text{cald}} = 0,75 \text{ a } 0,85 \quad \text{para fuel oil o diesel}$$

$$\text{VCN} = 10\,300 \text{ kcal/kg} \quad \text{para petróleo}$$

$$\text{VCN} = 2\,100 \text{ kcal/kg} \quad \text{para bagazo al 50 \% de humedad}$$

4.4.1 Cálculo de hornos. Método tradicional

Hasta el momento se conocen que las aplicaciones prácticas más importantes de la transferencia de calor radiante se encuentran en el cálculo y diseño de calderas generadoras de vapor y de hornos usados en refinerías de petróleo o similares.

Existen dos tipos de calderas generadoras de vapor:

- Calderas de tubos de agua.
- Calderas de tubos de fuego.

Las calderas de tubos de fuego raras veces exceden los 8 pies de diámetro y la presión de vapor está en un rango de 100 a 150 psig (7 a 10 ata). Se utilizan para demandas de baja capacidad, usualmente entre 15 000 y 20 000 lbs/h (7 a 9 t/h) de vapor para uso industrial. Pueden utilizar como combustible carbón, petróleo o gas.

Las calderas de tubos de agua se pueden clasificar en:

- Domo longitudinal.
- Domo cruzado con tubos rectos.
- Domo cruzado con tubos curvados.

Pueden producir vapor a baja, media o alta presión, y generarlo saturado o sobrecalentado. Se utilizan para generar grandes cantidades de vapor para la producción y los servicios.

Los hornos para la industria petrolera se utilizan para precalentar y/o calentar el crudo en las operaciones de destilación atmosférica y al vacío, además de que pueden usarse

para calentar cualquier otra sustancia que requiera una temperatura alta durante el proceso de producción. Pueden manejar temperaturas hasta de 760 °C y 1 600 psig (109 ata). Pueden alcanzar eficiencias térmicas superiores al 80 %. Los mismos cuentan con dos secciones principales:

- Radiante.
- Convectiva.

Se pueden clasificar de forma general en:

- Tipo caja.
- Circular.
- Tipo caja de doble sección radiante.
- Horno simple con banco de convección superior.
- Horno tipo A.

Estos tipos de horno pueden apreciarse en las figuras siguientes:

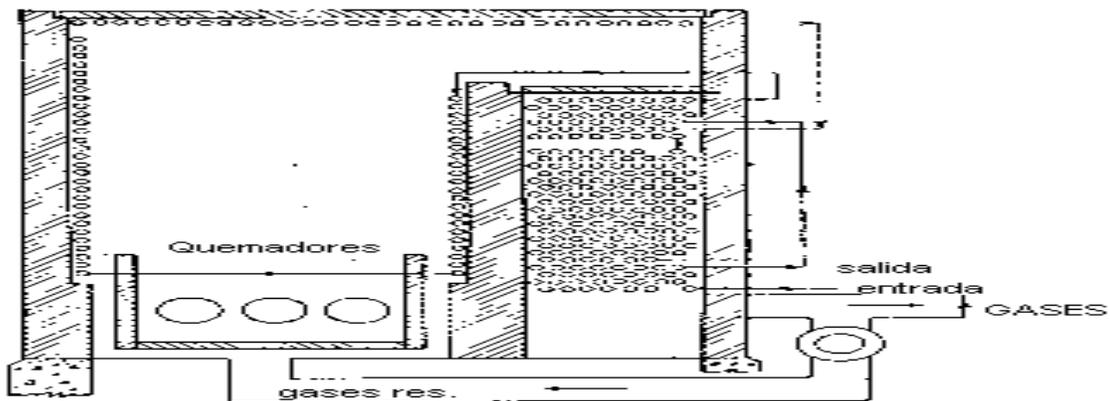


Figura 4.6 Horno tipo caja

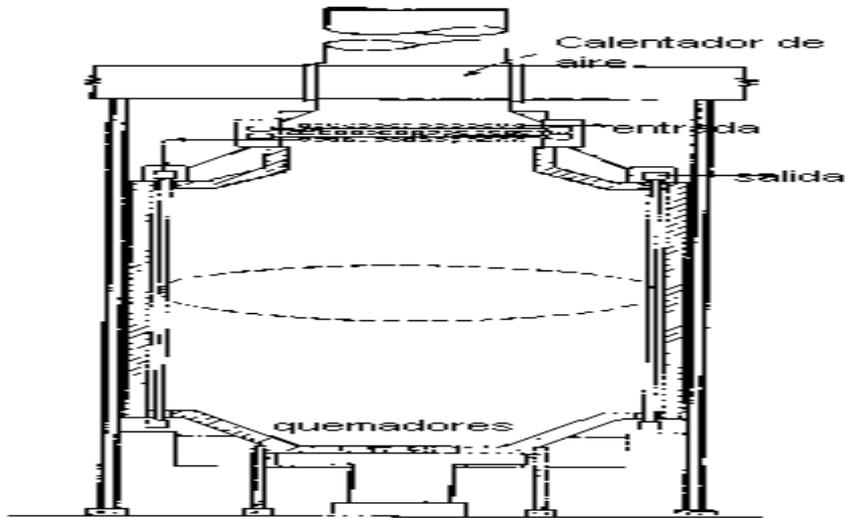


Figura 4.7 Horno circular

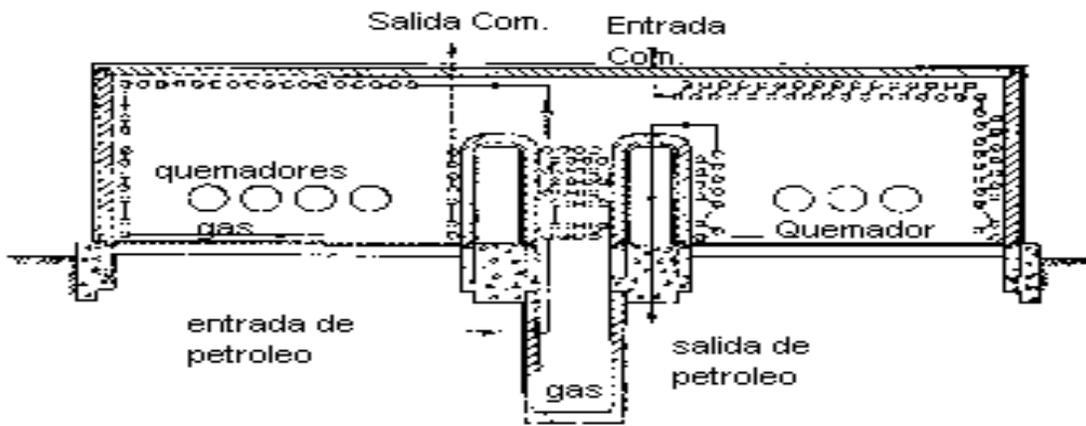


Figura 4.8 Horno tipo caja de sección radiante doble

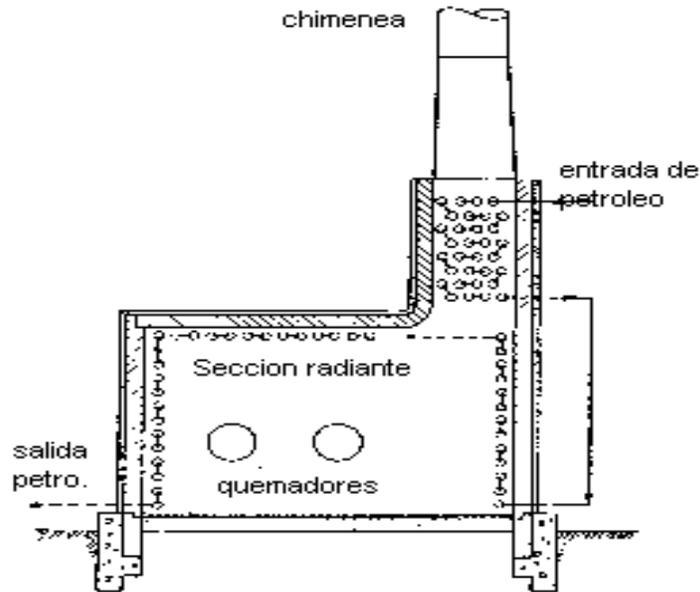


Figura 4.9 Horno tipo caja

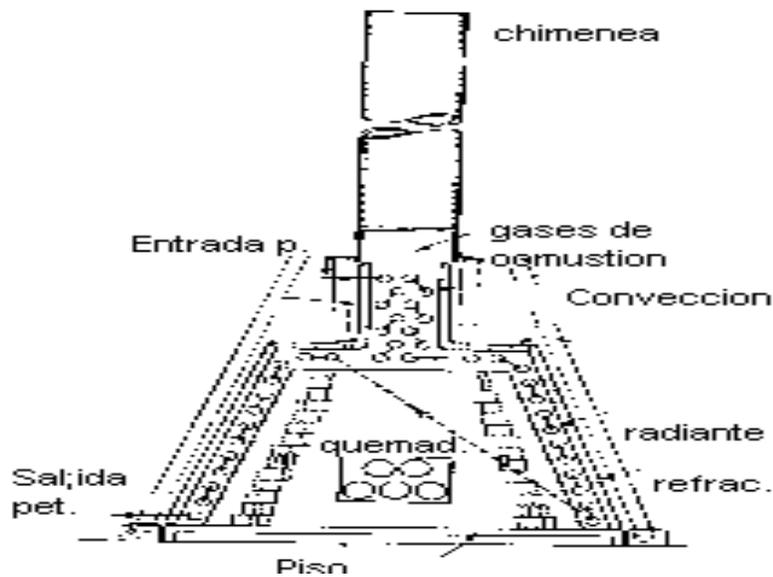


Figura 4.10 Horno tipo A para calentamiento

La ecuación general para la transferencia de calor puede representarse como sigue:

$$Q = FaFeA\sigma(T1^4 - T2^4)$$

$$Q = F\sigma A'(T1^4 - T2^4)$$

Donde:

Q: Flujo de calor por radiación solamente hacia A' (W)

T1: Temperatura de la fuente (K)

T2: Temperatura de la superficie receptora (K)

F: Factor que toma en cuenta la geometría del sistema y las emisividades de cuerpo gris de los cuerpos calientes y fríos (magnitud adimensional)

A': Superficie efectiva de transferencia de calor del cuerpo receptor o frío (m²)

σ: Constante de Stefan-Boltzmann (W/m² K⁴)

De forma general un horno se compone de las partes siguientes:

- Receptor de calor o sumidero.
- Fuente de calor radiante.
- Superficies que la contienen.

El receptor de calor de los hornos industriales está compuesto por múltiples tubos colocados sobre las paredes del mismo, en la parte central de la cámara de combustión. Pueden estar dispuestos en una hilera simple o en varias hileras en forma de trebolillo.

Para evaluar la superficie efectiva de transferencia de calor se utiliza la teoría presentada por Hottel de forma exclusiva. Este factor de evaluación (α) puede ser calculado como sigue:

De la siguiente figura pueden analizarse las ecuaciones que se muestran:

$$\alpha_{A,directo} = \frac{90^\circ - A1^\circ - A2^\circ - A3^\circ}{90^\circ}$$

$$\alpha_{N,directo} = \frac{90^\circ - N1^\circ - N2^\circ - N3^\circ - N4^\circ}{90^\circ}$$

$$\alpha,directo = \frac{\alpha_{A,directo} + \alpha_{B,directo} + \dots + \alpha_{N,directo}}{N}$$

$$\alpha,total = \alpha,directo + \alpha,directo(1 - \alpha,directo)$$

En la figura 4.11 se muestra la evaluación del factor de efectividad α.

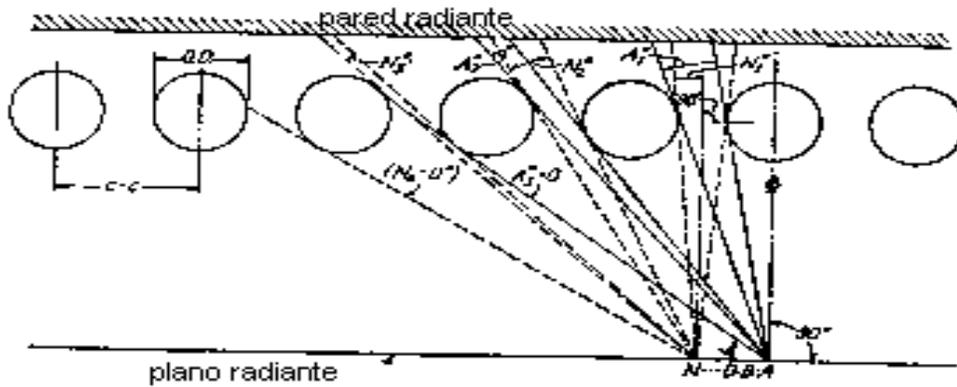


Figura 4.11 Evaluación del factor de efectividad α

Debe determinarse un plano equivalente de superficie fría que se conceptúa de la siguiente manera:

A_{cp} : Paso longitudinal *(longitud de los tubos)*, número de tubos

Incluye además:

$$(\alpha A_{cp}) = A_{cp} * \alpha * F_c * F_s * F_\epsilon$$

Donde:

F_c : Factor de conductividad (adm.)

F_s : Factor de escoria (adm.)

F_ϵ : Factor de emisividad (adm.)

La figura siguiente ofrece una visión más precisa de la distribución de la tasa de radiación en la circunferencia del tubo. Se evalúa la efectividad de cada incremento de área de la superficie circunferencial A del tubo, y la suma de estas áreas efectivas deben dividirse entre A_{cp} para obtener α .

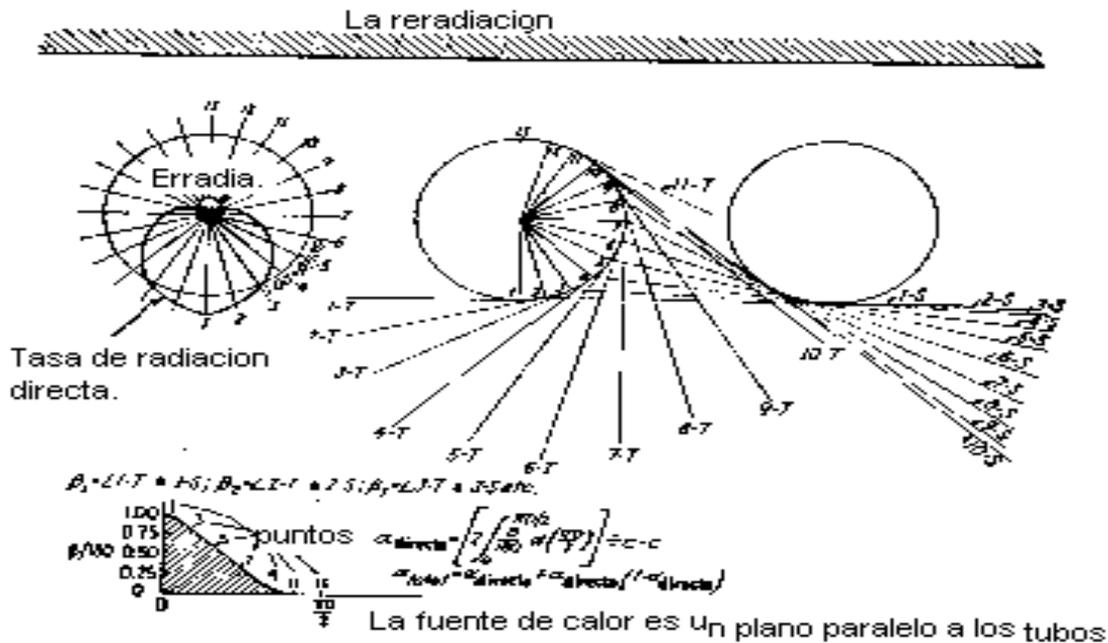


Figura 4.12 Evaluación de α señalando la distribución del flujo de calor en la circunferencia del tubo

Los valores prácticos de los factores F son:

$F_c = 1,0$ para tubos lisos y aleteados, y $0,7$ para placas de metal ancladas en los tubos

$F_\varepsilon = 1,0$

F_e : Varía entre $0,6$ y $0,9$; será $1,0$ para calderas bien operadas. Puede suponerse este valor para cálculos prácticos entre $0,8$ y $0,9$.

El calor en un horno proviene de una reacción de combustión y del calor del aire de la combustión si ha sido precalentado. Los diferentes combustibles generan llamas de diferentes características.

La integración de procesos y el sistema de utilidades son problemas a tratar de forma simultánea. Los gases de combustión de un horno o del escape de una turbina de gas (aceite caliente, crudo caliente, vapor a varias presiones de una caldera central, turbinas de vapor, agua fría, etc.), deberán ser seleccionados y tratados de forma simultánea en el diseño de un horno para un proceso determinado. Se considerarán los gases procedentes de un horno como una utilidad y se incluirán en la integración de procesos térmicos.

Los hornos tubulares pueden ser clasificados de acuerdo con el mecanismo de transferencia de calor radiante y/o convectivo. En base a la experiencia, el calor que proviene de la reacción de combustión (entalpía del aire y del combustible) hace posible dividir al horno en las partes siguientes:

- Sección radiante (45-55 %).
- Sección convectiva (25-45 %).
- Sección de pérdidas en gases en la chimenea (10-20 %).

El perfil de temperaturas de un horno se muestra en la figura siguiente:

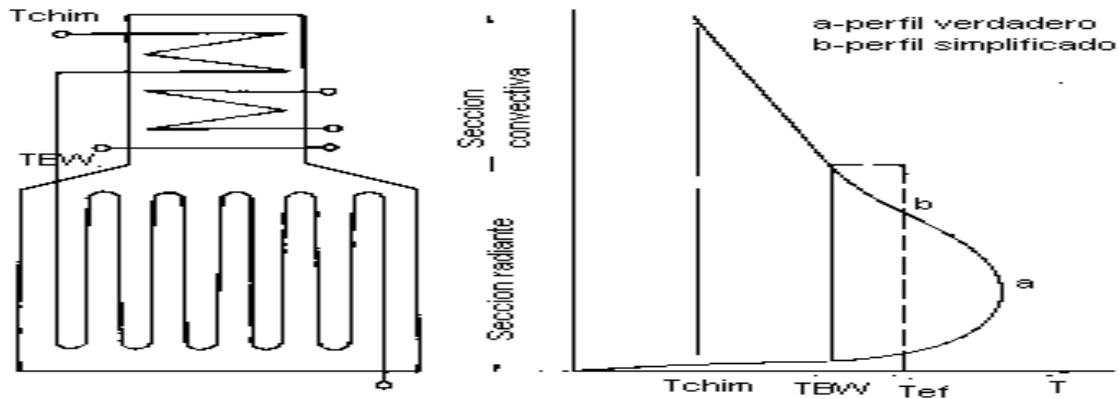


Figura 4.13 Perfil de temperatura en un horno

En general, la cantidad de calor suministrado por el combustible puede ser representada a través de la siguiente ecuación:

$$QF = Qhmin + Qchim$$

Donde:

Qhmin: Calor requerido por la utilidad caliente (w)

Qcim: Representa las pérdidas en la chimenea (w)

Se puede decir que el calor total transferido en un horno será:

$$Qhmin = Qrad + Qconv = Qabsorbido$$

Solamente la corriente principal a calentar lo hará en la sección radiante. El precalentamiento de proceso, la generación de vapor, el precalentamiento de aire, etc., serán usualmente colocados en la sección convectiva.

Un balance en un horno es representado en el diagrama de Sankey que se muestra en la figura siguiente:

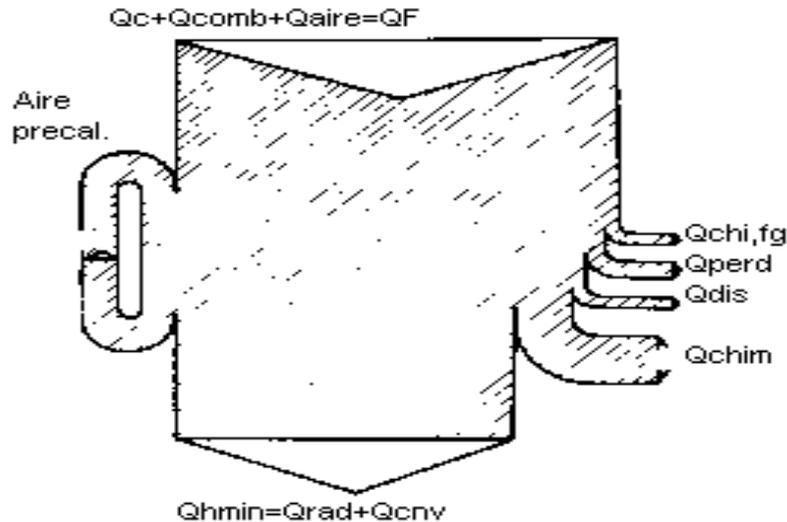


Figura 4.14 Diagrama de Sankey

Donde:

Q_c : Calor de reacción (W)

Q_{comb} : Calor de combustión (W)

Q_a : Calor del aire para la combustión (W)

$Q_{chi,fg}$: Pérdidas por combustible no quemado (W)

$Q_{pérd}$: Pérdidas al medio ambiente (W)

Q_{dis} : Pérdidas por combustión química (W)

Q_{chim} : Calor en gases de la chimenea (W)

El balance de calor puede ser usado para la determinación de la temperatura actual de la llama (AFT), la cual depende del valor calórico del combustible, el quemador y su modelo, las temperaturas del combustible y del aire, las pérdidas y la combustión de productos disociados. Entonces, la expresión general para representar este proceso es como sigue:

$$H_c + H_{comb} + H_{aire} = H_{fg} + H_{chi,fg} + Q_{pérd} + H_{dis}$$

Donde:

H_c : Calor de combustión normal (J/kg)

H_{comb} : Entalpía del combustible (J/kg)

H_{aire} : Entalpía del aire de combustión (J/kg)

H_{fg} : Entalpía del combustible gaseoso (J/kg)

$H_{chi,fg}$: Pérdidas por combustión incompleta (J/kg)

$Q_{pérd}$: Pérdidas al ambiente (J/kg)

Hdis: Pérdidas por combustión química (J/kg)

Las entalpías del combustible, de la combustión del aire y de los gases de combustión, pueden representarse como sigue:

$$H_{comb} = c_{pm,f} (T_{comb} - T_o)$$

$$H_{aire} = c_{pm,aire} (T_{aire} - T_o)$$

$$H_{fg} = c_{pm,fg} (T_{TFT} - T_o)$$

La AFT puede ser calculada a través de la siguiente fórmula:

$$AFT = \frac{H_c + H_{comb} + H_{aire} + H_{chi, fg} - Q_{perd} - H_{dis}}{C_{pm, fg} \cdot V_{fg}}$$

Donde:

V_{fg}: Volumen de gases (m³)

En la práctica el cálculo de esta ecuación se dificulta por causa de algunas variables cuyo valor no es exactamente posible; por tanto, se supondrá lo siguiente:

H_{chi,fg} = 0 (combustión completa)

Q_{perd} = 0 (combustión adiabática)

H_{dis} = 0 (valor despreciable)

Entonces se calculará en su lugar la temperatura adiabática de la llama (TFT):

$$TFT = \frac{H_c + H_{comb} + H_{aire}}{C_{pm, fg} \cdot V_{fg}} + T_o$$

Donde:

T_o: Temperatura de referencia (°C)

Los combustibles gaseosos generan llamas no luminosas. Los combustibles derivados del petróleo pueden generar llamas de luminosidad variable en función del diseño del quemador, de la atomización y del exceso de aire. Los combustibles sólidos generan llamas luminosas con partículas incandescentes de alto grado de luminosidad. Hay una gran diferencia entre las emisividades de los gases emitidos a una misma temperatura; por ello se puede afirmar que:

- Los gases diatómicos (O_2 , N_2 , H_2) tienen emisividades muy bajas, por lo que puede considerarse que estas tienen un valor cero para el diseño y evaluación de hornos.
- Los gases triatómicos (H_2O , CO_2 , SO_2) tienen buenas emisividades.
- El CO tiene una emisividad media.

Ordinariamente el CO_2 y el H_2O son considerados como los únicos constituyentes radiantes para el diseño y evaluación de hornos, mientras que el CO es generalmente bajo y se desprecia.

La longitud de la trayectoria media del rayo radiado (L) es la profundidad media de la capa de gases de combustión en todas las direcciones y en cada uno de los puntos circundantes del horno, y se usa como la media cúbica del volumen. Esta depende de la concentración de las moléculas radiantes, es decir, de la presión parcial de cada constituyente del gas, y se utiliza para el cálculo de la emisividad de cada uno de ellos.

La longitud de la trayectoria puede ser estimada por la tabla siguiente:

Tabla 4.1 Longitud de la trayectoria del rayo

Relaciones dimensionales *	Longitud media, L, pies
Hornos rectangulares	
1. 1-1-1 a 1-1-3 1-2-1 a 1-2-4	$\frac{2}{3} \sqrt[3]{\text{volumen del horno, pies}^3}$
2. 1-1-4 a 1-1- ∞	1.0 \times la menor dimensión
3. 1-2-5 a 1-2-8	1.3 \times la menor dimensión
4. 1-3-3 a 1- ∞ - ∞	1.8 \times la menor dimensión
Hornos cilíndricos	
5. $d \times d$	$\frac{2}{3}$ diámetro
6. $d \times 2d$ a $d \times \infty d$	1 \times diámetro
Banco de tubos	
7	Como en las secciones convencionales: $L \text{ (pies)} = 0.4P_p \dots 0.567 DE, \text{ plg}$
*	En cualquier orden.

Para la sección convectiva: $L(\text{pies}) = 0,4 Pt - 0,567 DE (\text{plg})$

Las emisividades de los gases son determinadas a través de los gráficos mostrados y de la ecuación siguiente:

$$eg = \left[\frac{(qc + qw)Tg - (qc + qw)Ts}{(qb)Tg - (qb)Ts} \right] \frac{100 - \%}{100}$$

Aquí se inserta la corrección por la interferencia entre moléculas adyacentes, simbolizado por el signo de %, y que puede ser determinado en los gráficos que se muestran en las siguientes páginas (figuras 4.15 y 4.16).

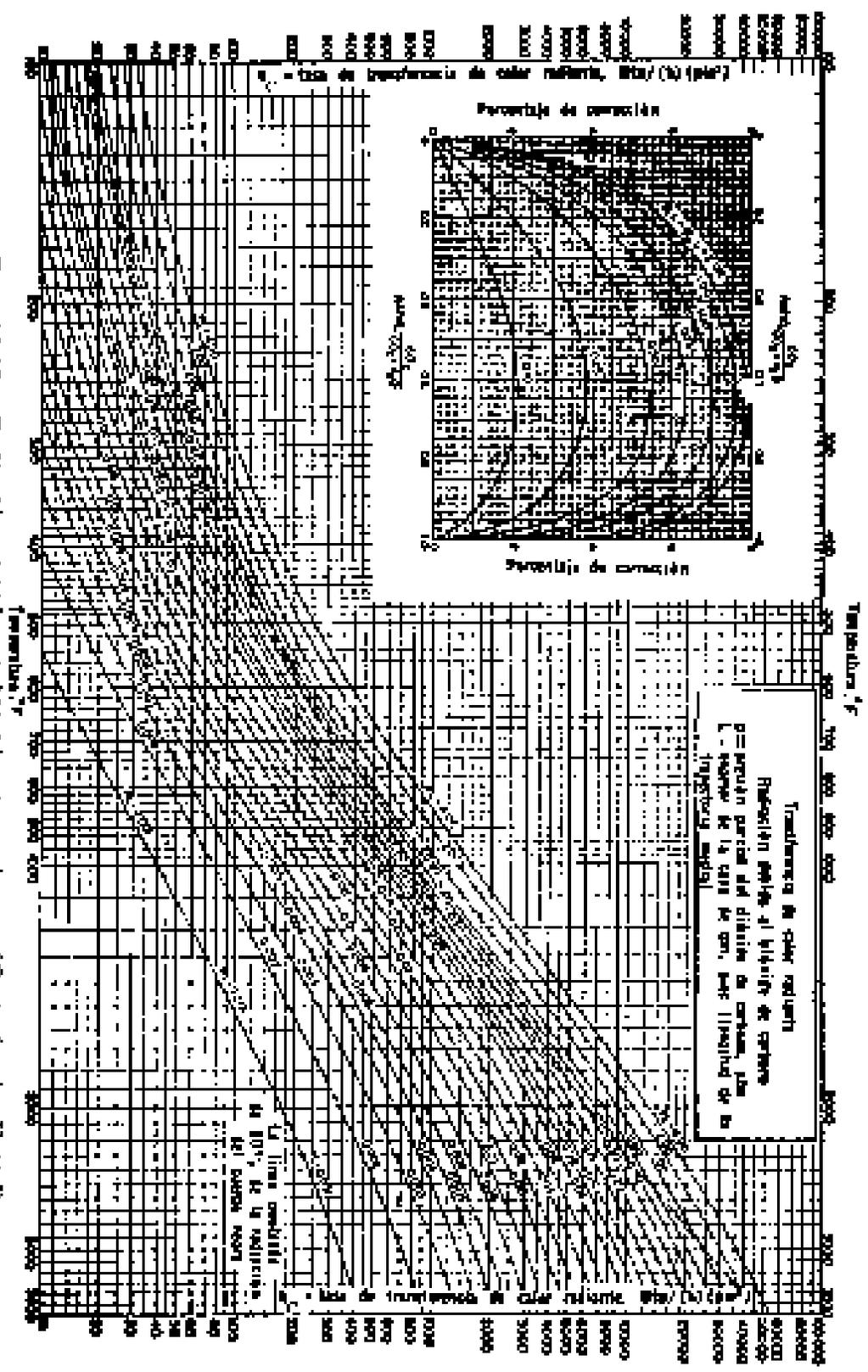


Fig. 13.12. Radiación debida al hidrógeno de carbono. (Cortesía de Hottel)

Las superficies envolventes son aquellas formadas por las paredes, techos y piso del horno; las mismas constituyen un recinto cerrado donde la mayor parte del calor liberado por el combustible es transferido a los tubos por radiación térmica.

Métodos de diseño: A continuación se enumeran los métodos más usados en el cálculo de hornos:

- Método de Lobo-Evans: Consiste en el uso de una ecuación del tipo de Stefan-Boltzmann modificada y de un balance de energía en el horno. Se puede utilizar en el diseño y evaluación de hornos químicos de refinerías y para calderas que queman petróleo o gas. En más de ciento veinte pruebas prácticas realizadas en hornos diferentes, la desviación promedio fue de 5,3 % y la máxima alcanzó el 16 %.
- Método de Wilson, Lobo y Hottel: Es un método empírico y se usa en el cálculo de hornos de refinerías de petróleo para determinadas condiciones de trabajo.
- Método de Orrok-Hudson: Es un método muy antiguo que data de 1925 y tiene un valor limitado en el diseño de hornos para calderas de tubos de agua y refinerías.
- Método simplificado de Wohlenberg: Es un método empírico que se utiliza para el cálculo de hornos que queman carbón, aunque es más confiable que el anterior.

De todos estos métodos, el más usado es indudablemente el primero, por ser el más confiable y el de mayor exactitud en las aplicaciones industriales.

Método de Lobo-Evans:

La ecuación del tipo Stefan-Boltzmann modificada es la siguiente:

$$Q = 0,173F_{tot} \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \alpha A_{cp}$$

En la sección de radiación tiene lugar también la convección en más de un 30 %; por tanto, hay que añadirle a esta ecuación un término para su consideración. Entonces quedará:

$$Q = 0,173F_{tot} \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \alpha, cpA_{cp} + hcA(T_g - T_s)$$

Donde:

A: Superficie total del tubo (m²)

Acp: Superficie equivalente del plano frío (m²)

Ftot: Factor de intercambio total (adm.)

Hc: Coeficiente de convección (W/m² °C)

ΣQ: Calor total transferido a la superficie fría (W)

Tg: Temperatura del gas de la combustión a la salida de la sección radiante (K)

Ts: Temperatura de la superficie del tubo (K)

α: Factor para multiplicar Acp y obtener la superficie fría real (adm.)

Se puede simplificar el término de convección, suponiendo que Hc = 2 BTU/hp² °F. De esta forma, A será igual a 2 (α Acp). Además, si se dividen todos los términos por Ftot y se supone un valor de 0,57 para el término de convección, entonces se tendrá:

$$\frac{\Sigma Q}{\alpha A_{cp} F_{tot}} = 0,173 \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] + 7(T_g - T_s)$$

Esta ecuación está representada en la gráfica que se muestra en la siguiente página.

Además de esta ecuación es necesario desarrollar un balance energético en el horno para solucionar el problema de absorción de calor; este puede representarse de la siguiente manera:

$$Q = Q_F + Q_A + Q_R + Q_S - Q_W - Q_G$$

Donde:

Q: Carga de calor en la sección radiante (W)

QF: Calor liberado por el combustible (VCN) (W)

QA: Calor sensible sobre 15 °C (60 °F) en el aire de combustión (W)

QG: Calor de los gases de la combustión que salen de la sección radiante (W)

QR: Calor sensible de los gases reciclados (W)

QS: Calor sensible del vapor atomizado (W)

QW: Pérdidas de calor a través de las paredes del horno (W) (valor práctico 3 %)

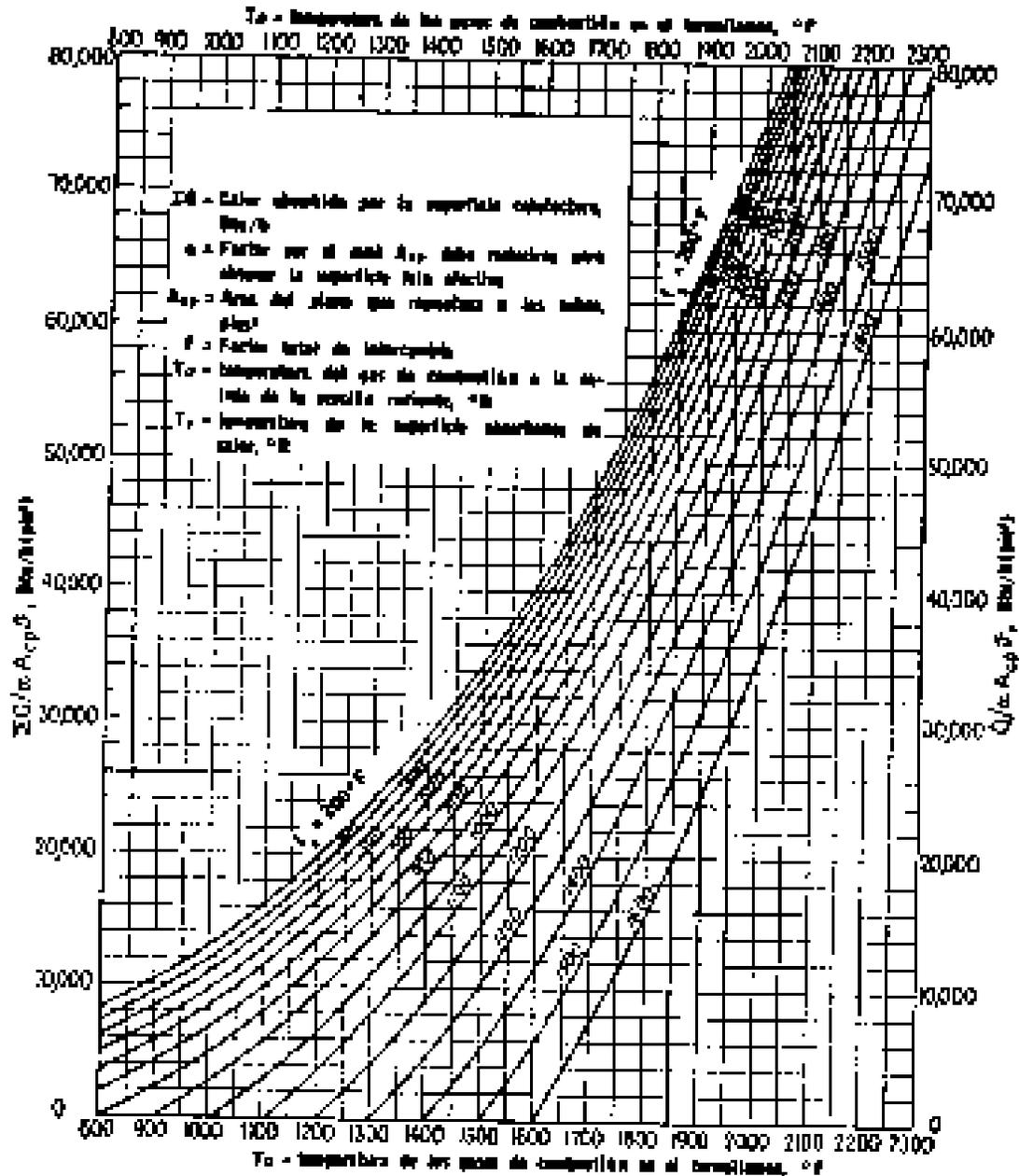


Figura 4.17 Representación gráfica de la ecuación de la página anterior

Esta ecuación también se puede simplificar de la siguiente forma:

QS = 0 (no hay atomización de vapor); entonces el calor liberado neto será:

$$Q_{\text{neto}} = Q_F + Q_A + Q_R - Q_W$$

El calor perdido en los gases de combustión a su temperatura de salida será:

$$Q_G = W (1 + G') C_{av} (T_g - 520)$$

W: Consumo de combustible (kg/s)

$(1 + G')$: Razón de gases que abandonan la sección radiante en relación con el combustible quemado (kg/kg)

G' : Razón entre aire y combustible (kg/kg)

Cav : Calor específico medio de gases de combustión entre T_g y $288\text{ }^\circ\text{C}$ ($520\text{ }^\circ\text{F}$).

El valor de α puede ser encontrado, además de las ecuaciones, por la figura siguiente:

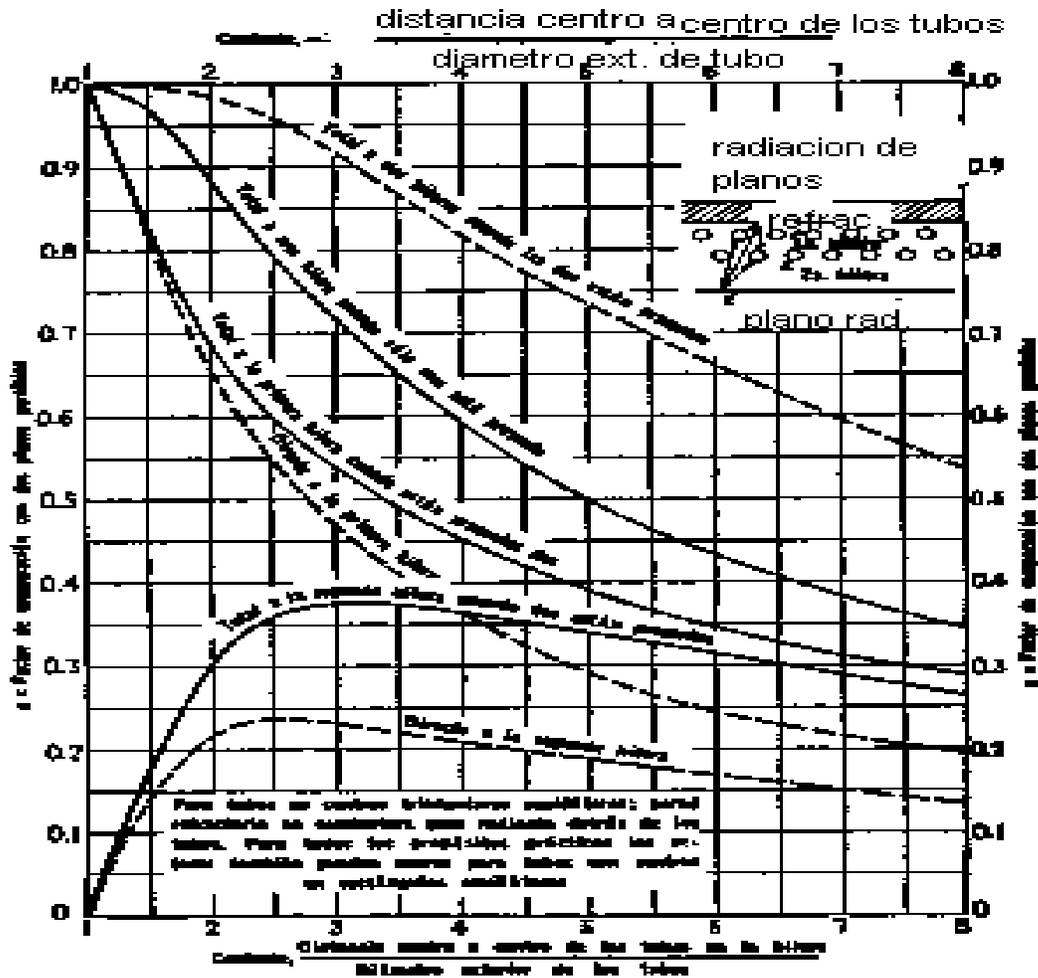


Figura 4.18 Valor de α

Para el cálculo del área del refractario puede usarse la ecuación siguiente:

$$A_r = A_t - \alpha A_{cp}$$

Donde:

A_r : Superficie efectiva del refractario (m^2)

A_t : Área total de la superficie del horno (paredes, piso, techo, etc.) (m^2)

es conocida a la entrada de la misma. Se considera que la temperatura de los gases en esta sección es muy similar a la de entrada en la misma.

Esta radiación puede alcanzar del 5 al 30 % del calor transferido en toda la sección de convección y puede ser calculada por la ecuación siguiente:

$$Q_{rc} = 0.173 \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] A \frac{1}{\left(\frac{1}{eg} \right) + \left(\frac{1}{es} \right) - 1}$$

Q_{rc} : Flujo de calor radiante en un punto de la sección de convección (w)

Con poca pérdida en la exactitud, puede usarse la ecuación siguiente:

$$\frac{Q_{rc}}{A} = es \left[(qc + qw)_{T_g} - (qc + qw)_{T_s} \right] \left(\frac{100 - \%}{100} \right)$$

Esta ecuación utiliza una corrección para el coeficiente pelicular combinado de radiación y convección:

$$H_m = h_c + h_r$$

- El horno debe diseñarse teniendo como base los quemadores. Si se alimenta por el extremo de las cabezas de manera que las llamas se desplacen paralelas a los tubos, el horno debe ser suficientemente largo para que las llamas no toquen aquellos. Deben estar a una distancia mínima de 1 a 1,5 m; se debe proveer un espacio adecuado entre los quemadores y los tubos.
- El método de limpieza de los tubos, ya sea con turbina o mediante vapor y aire, puede determinar la selección de la longitud de los tubos.
- En los quemadores de petróleo, cuando se utiliza la atomización, se recomienda una relación de 0,3 kg de aire por kg de combustible.
- A mayor exceso de aire se requerirá mayor cantidad de combustible para una carga térmica dada.
- Para realizar los cálculos cuando se utiliza bagazo como combustible, se procederá como sigue:

Para bagazo con un rango de humedad de 42 al 52 %, se pueden utilizar:

En condiciones de 0 °C y 769 mmHg.

Peso:

$$(\text{kg aire/kg bag}) = 5,75 (1 - w)m$$

$$(\text{kg gases/kg bag}) = 5,75(1 - w)m + 1$$

Volumen:

$$(\text{m}^3 \text{ aire/kg bag}) = 4,42(1 - w)m$$

$$(\text{m}^3 \text{ gases/kg bag}) = 4,47(1 - w)m + 0,572 w + 0,672$$

Donde:

w: Humedad del bagazo, fracción para 13 % CO₂, m = 1,51

m = (0,196/γ) + 0,0126; además γ = 10 y 19,6 %

Para cualquier temperatura (°C):

$$V_t = V_o \cdot (273 + t)/273$$

V_o: Volumen a 0 °C

Temperatura de combustión de la llama:

$$T_{IFT} = T_{ac} + \frac{\alpha\beta(VCN)}{[\sum P_c]_0^T}$$

α = 0,95 – 0,99 (sólidos quemados)

β = 0,98 – 0,99 (radiación al medio)

T_{ac}: Temperatura del aire de combustión (°C)

VCN = 4 250 – 4 850(w) (kcal/kg bag)

$\sum P_c]_0^T = (P_c)CO_2 + (P_c)H_2O + (P_c)CO, N_2 + (P_c)O_2$

Los valores de los calores específicos de cada constituyente pueden consultarse en el *Manual para Ingenieros Azucareros*, de Émile Hugot (1967: 629). Para los gases puede ser tomado el valor de C_{pg} = 0,3 kcal/kg bag.

Las velocidades radiantes promedio pueden ser tomadas de la tabla siguiente:

Tabla 4.2 Velocidades promedio

Tipo de horno	Velocidades (BTU/h pie ²)	W/m ²
De crudos	10 000 - 16 000	32 000 - 51 200
Al vacío	5 000 - 10 000	16 000 - 32 000

Reformador de nafta	1 000 - 18 000	3 200 - 57 600
Craking	10 000	32 000
Calentamiento	10 000 - 15 000	32 000 - 48 000
Empape		
Fraccionamiento de viscosidad	10 000 - 12 000	32 000 - 38 400

Lugar apropiado para hornos en procesos integrados

Tradicionalmente, en el diseño de los procesos se definen de forma individual las utilidades, las cargas, y posteriormente los hornos y/o calderas; estos son diseñados para satisfacer las necesidades del proceso.

El desarrollo de la tecnología Pinch permite diseñar de forma simultánea los procesos y los hornos como un sistema térmico unificado.

Antes de proceder a la integración de hornos, se necesita un modelo para conocer la variación del perfil temperatura-entalpía, que está asociado con el horno. No es necesario un modelo detallado, solo representativo.

En el horno el combustible reacciona con el aire y produce una mezcla de gases de combustión a alta temperatura. El calor obtenido de estos gases es usado para generar vapor, calentar corrientes de proceso, etc. Los gases comienzan a ceder su calor hasta que abandonan el mismo, casi agotado por la chimenea. Para un buen diseño, estos gases deben abandonar el sistema con una temperatura que se encuentre sobre el punto de rocío ácido de los mismos, para evitar la corrosión de la chimenea y las partes que están en contacto con ellos.

La temperatura de los gases formados después de la combustión es una función de:

- El tipo de combustible.
- Cantidad de aire en exceso.

La temperatura teórica de la llama puede ser calculada por la ecuación:

$$\Delta H_c = \int_T^{TFT} C_p(\text{productos}) \cdot dt(TFT - T_o) \quad (1)$$

En la práctica esta temperatura no se puede lograr, pues a altas temperaturas ocurre una disociación de la reacción. Estas disociaciones son endotérmicas y reducen el calor disponible en la llama, con lo que la temperatura se reduce, de forma general, en un 10 % aproximado de la calculada.

Aquí:

TFT: Temperatura adiabática de la llama (°C)

To: Temperatura ambiental (°C)

Tfft es una temperatura representativa y puede ser calculada si se conocen los datos del calor de combustión y el calor específico molar de los productos.

En la siguiente figura se muestra un modelo de T vs. H para un horno convencional, donde se representan las zonas convectiva y radiante, y la posible disminución de la temperatura Tfft, hasta Tf actual.

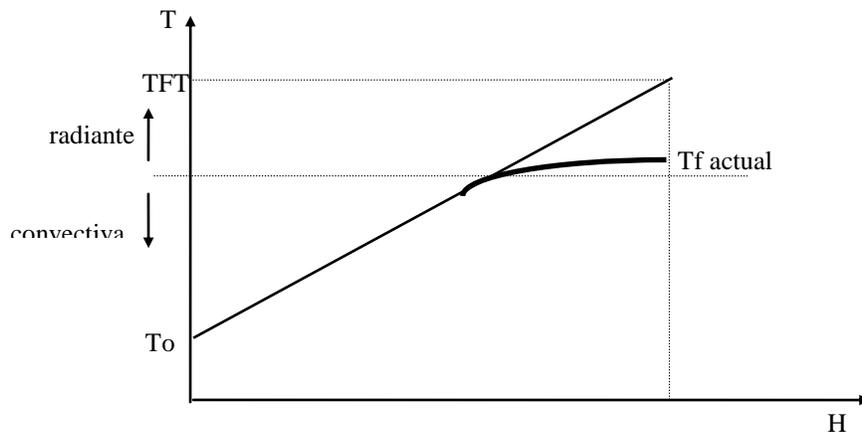


Figura 4.20 Relación entre Tg y H

Todo lo anterior puede ser representado por la curva de composición grande, donde se comparan las curvas de los gases de combustión trazadas en función del cálculo.

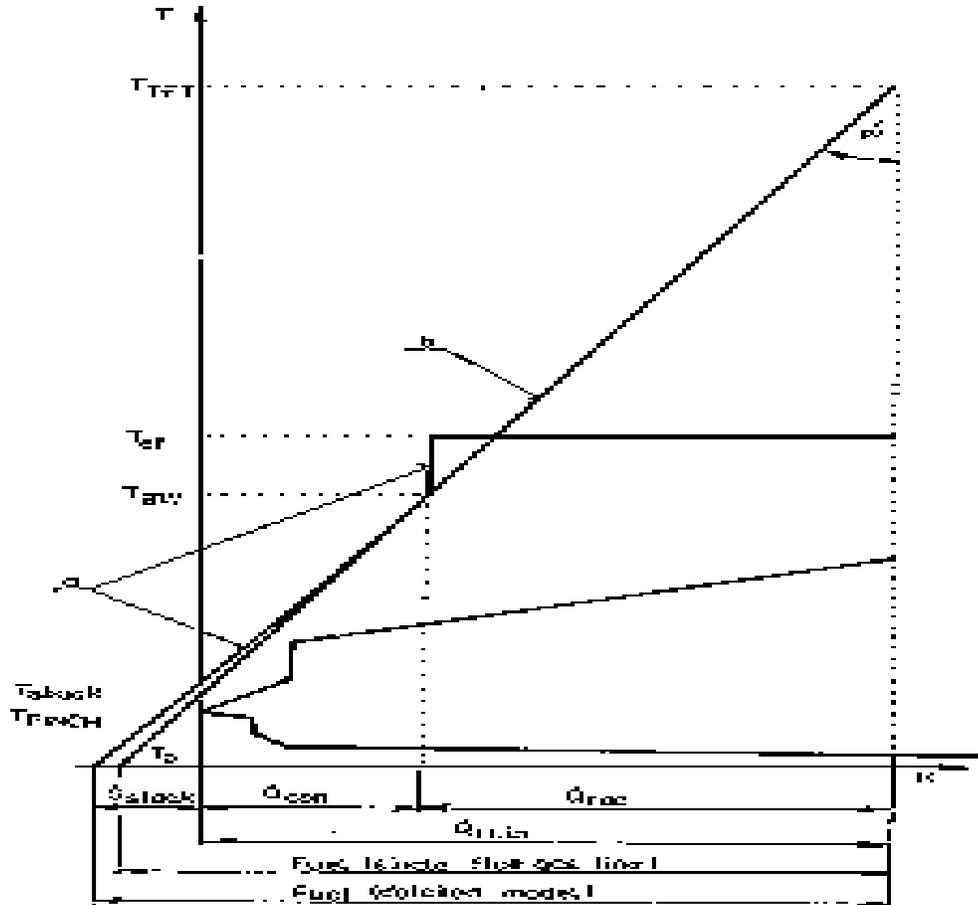


Figura 4.21 Gran curva compuesta

Aquí:

a: Curva de composición grande construida por modelos matemáticos

b: Línea simple de los gases

$$\alpha: \arctan(F/TFT) = \arctan (Q_{min}/[TFT - T_{chim}])$$

También es necesario determinar cuáles son las limitaciones de la temperatura de los gases de chimenea; esto puede hacerse mediante diferentes vías:

- a) Por el proceso.
- b) Por la temperatura de pellizco.
- c) Por la temperatura de rocío.

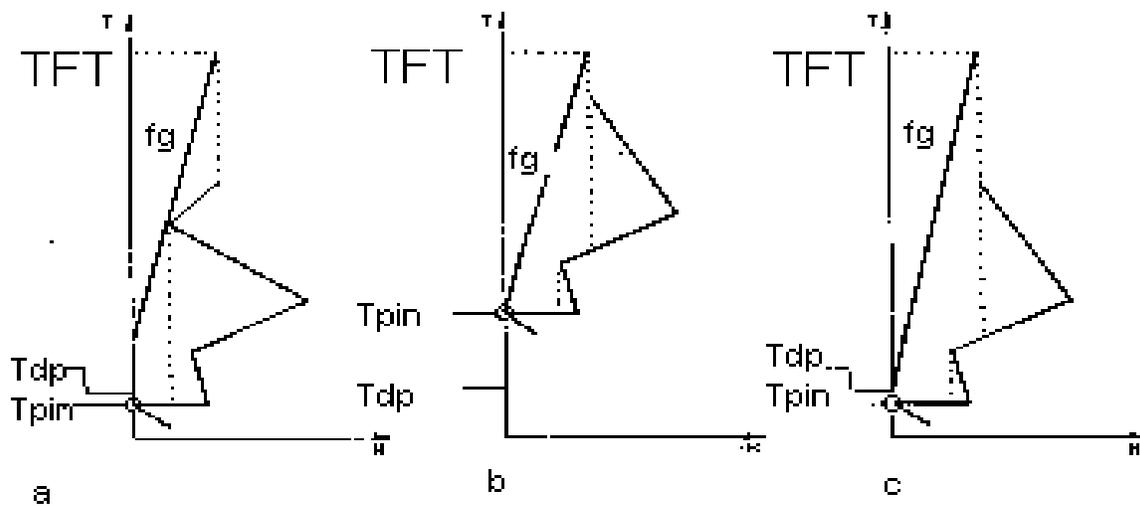


Figura 4.22 Gran curva compuesta, a, b y c

Si además se desea añadir un calentador de aire, este proceso puede ser visualizado a través de las curvas compuestas grandes del modo en que se ilustra en la siguiente figura:

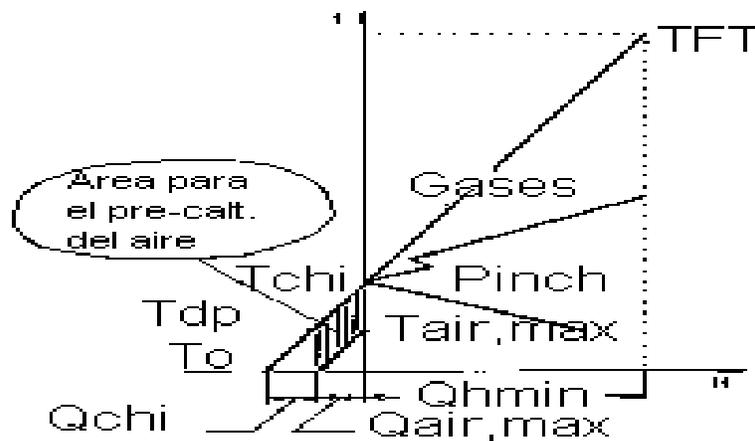


Figura 4.23 Gran curva compuesta con calentamiento de aire

Como es natural, en todo lo anterior juegan un papel fundamental los costos que intervienen en el proceso. En la tabla siguiente se muestran los costos de estos equipos en la sección convectiva:

Tabla 4.3 Coeficientes para la determinación del costo en la sección convectiva

Material	Coeficientes		
	a	b	c
Acero común	43 740	1 065	0,81
Acero inoxidable	43 740	2 330	0,81
Titanio	43 740	6 260	0,81

$$\text{Costo (aire)} = a + b \cdot \text{Aaire}^c \quad (\text{USD})$$

Los costos totales para estas condiciones de proceso quedarán como sigue:

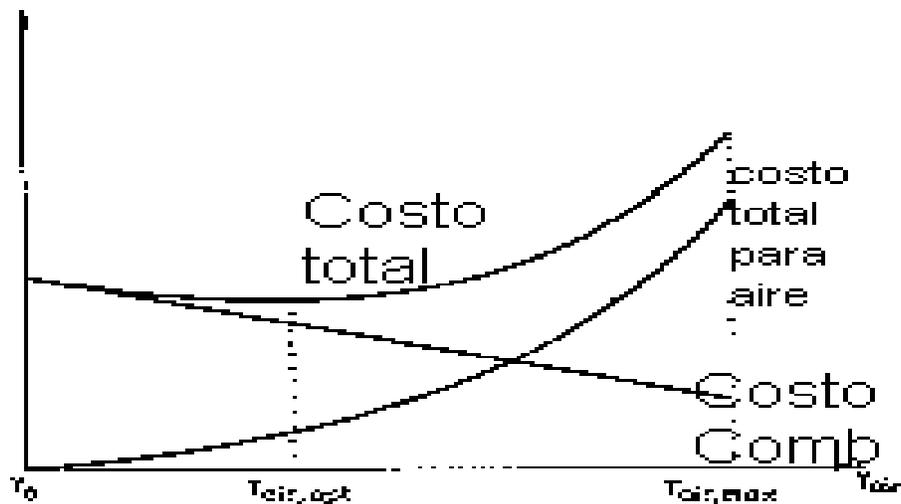


Figura 4.24 Costos totales

$$C_{\text{total}} = C_{\text{op}} + C_{\text{utl}} + C_{\text{inv}}$$

Si el precalentamiento del aire ocurriera a través de corrientes del proceso, entonces se tendría lo siguiente:

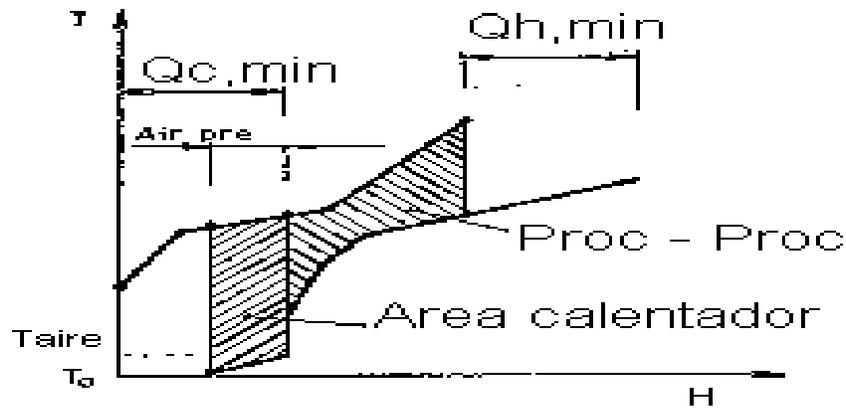


Figura 4.25 Curvas compuestas

De todo lo anterior se puede deducir que el límite inferior de la temperatura de los gases de escape de la chimenea debe ser la temperatura de pellizco, según se aprecia en la figura siguiente:

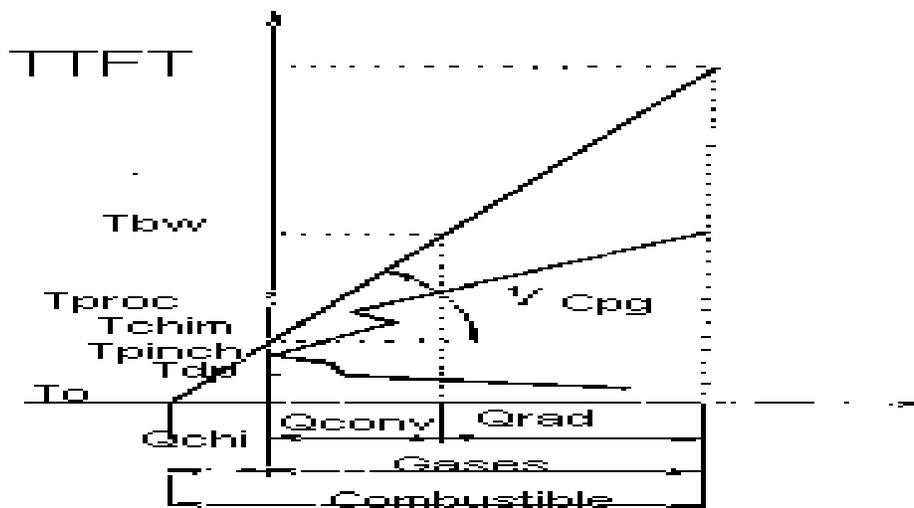


Figura 4.26 Gran curva compuesta

Considerando todos los aspectos, la integración de hornos depende fundamentalmente de tres grados de libertad:

1. Temperatura de los gases de la chimenea.
2. Nivel de exceso de aire.
3. ΔT_{min} global del proceso.

Estos tres conceptos deben ser explorados para hallar sus valores óptimos, aunque ellos son interdependientes.

4.5 Integración de las calderas a procesos utilizando el método Pinch

El costo de la energía representa una considerable proporción del costo de producción en una fábrica de azúcar y en cualquier fábrica química.

De esta forma, la optimización del consumo de energía constituye un objetivo importante, pero el suministro y la recuperación de la misma deben ser considerados en el mismo contexto. En el proceso de producción de azúcar es necesaria la energía para el movimiento de equipos mecánicos, la evaporación de jugos y la cocción de los azucarados. Antes de ser usada en el proceso, la energía debe ser transformada en calor a un nivel bajo. De esta forma, deben tomarse en cuenta tres procesos, en combinación:

- Suministro de energía.
- Consumo de energía.
- Remoción de energía.

Hoy en día no es necesario subrayar la necesidad de mejorar la eficiencia en el uso de la energía. Esta también se relaciona con la disminución de la contaminación ambiental y el ahorro de recursos naturales. Es necesario también reducir los costos de inversión, lo cual significa que el proceso necesita desarrollarse con bajos costos de energía e inversión.

La tecnología Pinch provee una metodología, la cual produce la integración del proceso que será estudiado de manera científica y sistemática, termodinámicamente avalada y con un análisis de energía-inversión que puede ser realizado antes del diseño.

Normalmente los diseñadores tienen la posibilidad de seleccionar entre varias utilidades disponibles (gases de combustión, gases de turbinas, vapor a varias presiones, agua fría, vapor de turbinas, refrigerantes, etc.). En este caso, se estudiará la forma de aplicar esta tecnología a una unidad generadora de vapor, usando gases de combustión como utilidad y su integración dentro del proceso. El combustible usado será bagazo. Una caldera de vapor utiliza eficientemente la energía térmica de los gases de combustión si usa todos los auxiliares para su funcionamiento, es decir:

- Calentamiento del agua de alimentación desde t_{aa} hasta t_b (temperatura de saturación a la presión de trabajo).
- Transformación del agua en vapor saturado a la presión de trabajo.
- Sobrecalentamiento del vapor formado a niveles prefijados.
- Calentamiento del agua de alimentación hasta niveles prácticos que mejoren la eficiencia del generador.
- Calentamiento del aire para la combustión.
- Calentamiento del combustible usado siempre que sea posible.

Para una mejor comprensión del método a usar, consúltese el libro *User Guide on Process Integration for Efficient Use of Energy*, de Bodo Linnhoff (1997).

Para el balance en calderas se usará el método dado por Hugot.

Datos tomados del generador de vapor:

- Índice de generación = 2,2 kgv/kgc.
- $t_g = 310$ °C.
- Bagazo al 50 % de humedad.
- Por ciento de bagazo en caña.
- Caña molida = 100 t/h.
- Vapor sobrecalentado a 24 ata y 250 °C (220 °C de saturación).
- Calentador de aire (30 a 140 °C) (t_a).
- Agua de alimentación (80 a 120 °C) con economizador.
- Coeficiente de exceso de aire; $m = 1,5$ (según el Orsat).

Cálculo de la temperatura adiabática de los gases de combustión

$$TFT = t_a + \alpha \cdot B(VCN)/\sum WCp]_0^T \quad (2)$$

$$\alpha = 0,99 \quad B = 0,98$$

Según los valores expuestos en las tablas de la siguiente página, y suponiendo

$$T_{gc} \approx 1\,200 \text{ a } 1\,300 \text{ °C}$$

$$Cp_{CO_2} = 0,297 \text{ kcal/kg °C}$$

$$Cp_{H_2O} = 0,655 \text{ kcal/kg °C}$$

$$Cp_{N_2,CO} = 0,27 \text{ kcal/kg °C}$$

$Cp_{O_2} = 0,24 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$

TFT = 1 232 $^\circ\text{C}$

VCN = 4 250 + 4 850(0,5) = 1 825 kcal/kgb

Bagazo disponible = 26 t/h (se quema todo)

Masa de aire para la combustión ($w_a = 112 \text{ t/h}$)

Masa de gases de combustión ($w_g = 138 \text{ t/h}$)

Tabla 4.4 Gases de combustión

GASES DE COMBUSTION

Temp. a $^\circ\text{C}$	Calor específico a T°				Calor específico medio entre 0 y T°			
	CO_2	H_2O	N_2, CO	O_2	CO_2	H_2O	N_2, CO	O_2
0	0.199	0.468	0.246	0.214	0.199	0.468	0.246	0.214
50	0.207	0.483	0.248	0.216	0.203	0.476	0.247	0.215
100	0.215	0.499	0.250	0.218	0.207	0.484	0.248	0.216
150	0.224	0.515	0.252	0.220	0.211	0.492	0.249	0.217
200	0.232	0.530	0.254	0.222	0.215	0.499	0.250	0.218
250	0.240	0.546	0.256	0.223	0.219	0.507	0.251	0.219
300	0.248	0.562	0.258	0.225	0.224	0.515	0.252	0.220
350	0.256	0.577	0.260	0.227	0.228	0.523	0.253	0.221
400	0.264	0.593	0.262	0.229	0.232	0.530	0.254	0.222
450	0.272	0.608	0.264	0.231	0.236	0.538	0.255	0.223
500	0.281	0.624	0.266	0.232	0.240	0.546	0.256	0.223
550	0.289	0.639	0.268	0.234	0.244	0.554	0.257	0.224
600	0.297	0.655	0.270	0.236	0.248	0.562	0.258	0.225
650	0.305	0.670	0.272	0.238	0.252	0.569	0.259	0.226
700	0.313	0.686	0.274	0.240	0.256	0.577	0.260	0.227
750	0.321	0.701	0.276	0.241	0.260	0.585	0.261	0.228
800	0.330	0.717	0.278	0.243	0.264	0.593	0.262	0.229
850	0.338	0.732	0.280	0.245	0.268	0.600	0.263	0.230
900	0.346	0.748	0.282	0.247	0.272	0.608	0.264	0.231
950	0.354	0.764	0.284	0.248	0.277	0.616	0.265	0.232
1 000	0.362	0.779	0.286	0.250	0.281	0.624	0.266	0.232
1 050	0.370	0.795	0.288	0.252	0.285	0.631	0.267	0.233
1 100	0.378	0.810	0.290	0.254	0.289	0.639	0.268	0.234
1 150	0.387	0.826	0.292	0.256	0.293	0.647	0.269	0.235
1 200	0.395	0.841	0.294	0.258	0.297	0.655	0.270	0.236
1 250	0.403	0.857	0.296	0.259	0.301	0.663	0.271	0.237
1 300	0.411	0.872	0.298	0.261	0.305	0.670	0.272	0.238
1 350	0.419	0.888	0.300	0.263	0.309	0.678	0.273	0.239
1 400	0.427	0.903	0.302	0.265	0.313	0.686	0.274	0.240
1 450	0.435	0.919	0.304	0.267	0.317	0.694	0.275	0.241
1 500	0.444	0.935	0.306	0.268	0.321	0.701	0.276	0.241
1 550	0.452	0.950	0.308	0.270	0.325	0.709	0.277	0.242
1 600	0.460	0.966	0.310	0.272	0.330	0.717	0.278	0.243
1 650	0.468	0.981	0.312	0.274	0.334	0.725	0.279	0.244
1 700	0.476	0.997	0.314	0.276	0.338	0.732	0.280	0.245
1 750	0.484	1.012	0.316	0.277	0.342	0.740	0.281	0.246

Tabla 4.5 Datos generales

Corriente	kW/°C	t1	t2
C1(v.s.)	47	220	250
C2(a.a.)	66	80	120
C3(v)	0-29 500	220	220
C4(aire)	31	30	140
C5(agua sat.)	71	120	220
Hg(gases)	48	1 232	308

En la curva de composición grande se puede apreciar, para un $\Delta T_{\min} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, las secciones en el horno y la posible ubicación de los auxiliares agregados. Aquí puede utilizarse un análisis económico para estos equipos y seleccionar el más rentable.

Esta curva compuesta grande queda dispuesta para colocar los auxiliares y realizar un análisis de costos riguroso y real antes del diseño final.

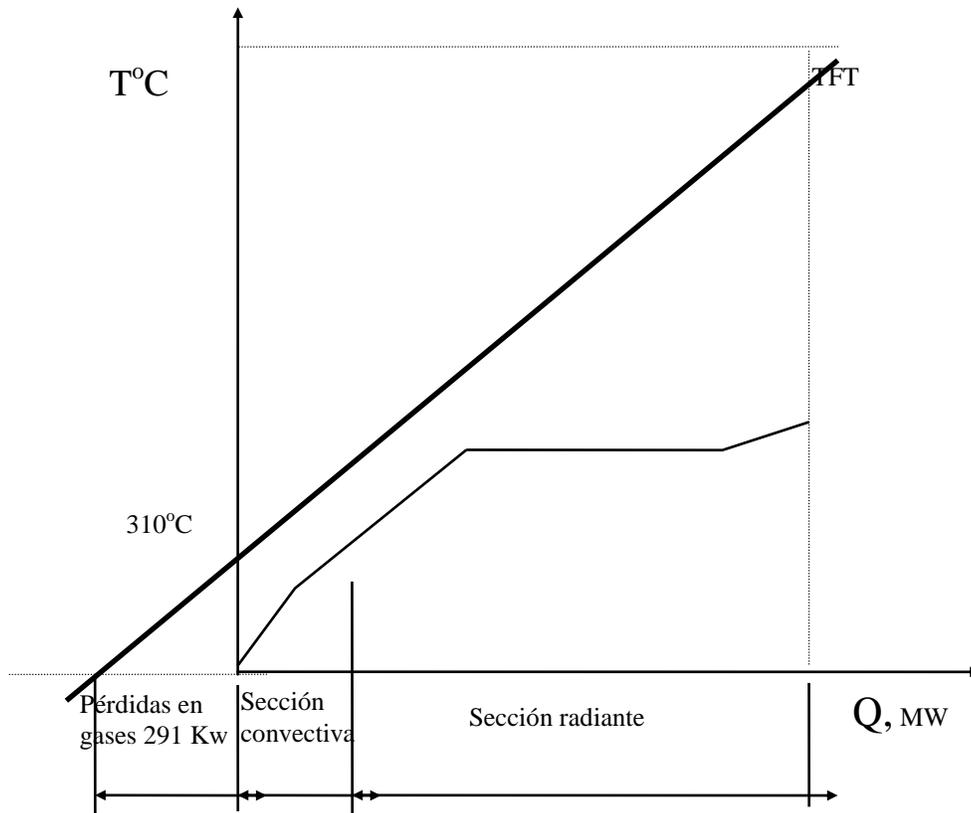


Figura 4.27 Gran curva compuesta

4.6 Integración de hornos a procesos

El consumo de combustible de un horno se puede reducir en más del 50 % respecto al consumo inicial del mismo. Sin embargo, a pesar de estos buenos resultados, el horno no está completamente optimizado, porque, por ejemplo, el aire de combustión no se precalienta, lo cual constituye uno de los elementos más importantes en el diseño de hornos químicos, ya que aumenta la eficiencia térmica de los mismos y reduce el consumo de combustible.

Primeramente se utilizará el método tradicional de recalentamiento del aire para la combustión, a partir de los gases de chimenea, y después se utilizará el método de análisis Pinch a partir de los calores del proceso.

Método tradicional de precalentamiento del aire de combustión

Cálculo de la temperatura media de la llama (TFT):

En la práctica, la temperatura teórica de la llama (TFT) no es alcanzable, debido a que

con estas altas temperaturas de llama ocurren reacciones de disociación endotérmicas, que reducen el calor aprovechable y la temperatura. También la TFT se calcula considerando una combustión completa. Sin embargo, la relación temperatura-entalpía permite representar los gases de combustión como una línea recta de $CP = MC_p$ constante, que se enfría desde TFT hasta T_O . Además, esta representación da resultados cercanos de temperatura en la sección de convección, porque en esta la temperatura es más baja y el CP tiende a mantenerse más constante. La representación correcta en esta región es esencial, porque es aquí donde el pinch general tiene lugar.

La TFT puede ser calculada a partir de la ecuación integrada, quedando de la siguiente manera:

$$TFT = \frac{H_c + H_{comb} + H_{aire}}{C_{pgc} \cdot V_{gc}} + T_o$$

De datos:

$$H_c = 40\,643 \text{ kJ/kg (dato de fábrica)}$$

$$C_{pgc} \cdot V_{gc} = 28,2 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$H_{comb} = C_p \cdot comb (T_{comb} - T_o)$$

$$H_{comb} = 198,1 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{aire} = 0 \text{ (no hay precalentamiento del aire)}$$

$$TFT = [(40\,643 + 198,1 + 0)/28,2] + 30 = 1\,478 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Si los gases de combustión abandonan la sección de convección a $350 \text{ } ^\circ\text{C}$, se puede precalentar el aire de combustión hasta $160 \text{ } ^\circ\text{C}$. Además, el ΔT_{\min} sería de $77 \text{ } ^\circ\text{C}$ y el pinch estaría en $311,5 \text{ } ^\circ\text{C}$. Utilizando las ecuaciones anteriores, donde puede ser calculada la TFT, $C_{pa}/C_{pgc} = 0,9$.

$$TFT = T_{FT} + \frac{C_{pa}}{C_{pgc}} (T_a - T_o)$$

$$TFT = 1\,478 + 0,9 (160 - 30) = 1\,478 + 117 = 1\,595 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De este comportamiento se puede determinar que:

- Para aire sin precalentamiento: $Q_{chim} = 145,0 \text{ kW}$.
- Para aire precalentado: $Q_{chim} = 130,0 \text{ kW}$.

Es decir, las pérdidas en la chimenea disminuyeron en un $10,3 \%$.

Ahora hay que ver qué pasa realmente en el horno.

Balance de calor en el horno F-101:

a) Sin precalentamiento del aire:

$$Q_{hmin} = 507,3 \text{ kW}$$

$$Q_{chim} = 145,0 \text{ kW}$$

Sustituyendo en la ecuación correspondiente:

$$Comb = 507,3 + 145,0 \quad Comb = 652,3 \text{ kW}$$

$$M_{comb} = Comb/H_c; \quad M_{comb} = (652,3/11,29) = 57,8 \text{ kg/h}$$

$$Q_{hmin} = 130,0 \text{ kW}$$

Sustituyendo en la ecuación correspondiente:

$$Comb = 507,3 + 130 = 637,3 \text{ kW}$$

$$M_{comb} = (Comb/H_c) = 637,3/11,29 = M_{comb} = 56,4 \text{ kg/h}$$

$$Q_{comb} = M_{comb} \cdot H_{comb} = 56,4 \cdot 189,1/3600 = 3,1 \text{ kW (despreciable)}$$

$$M_{aire} = M_{comb} (\text{relación aire/Comb}) = 56,4 (15,6) = 879,8 \text{ kg/h}$$

$$Q_A = M_{aire} \cdot [H_{aire} = 879,8(0,24)(4,18)(160 - 30)]/3600 = 31,9 \text{ kW}$$

$$M_v = 56,4 (0,3) = 16,9 \text{ kg/h}$$

$$M_g = M_{comb} + M_{aire} + M_v = 56,4 + 879,8 + 16,9 = 953,1 \text{ kg/h}$$

Resumiendo:

$$Q_{rad} = 0,5 (\text{comb}) = 318,9 \text{ kW}$$

$$Q_{con} = 0,3 (\text{comb}) = 188,4 \text{ kW}$$

$$Q_{chim} = 0,20 (\text{comb}) = 130,0 \text{ kW}$$

Aplicando la ecuación correspondiente, se puede calcular el consumo de combustible cuando no se precalienta el aire. Es decir:

$$Comb = 507,3 + (350 - 30) [(976,8(1256)/3600] \quad Comb = 616,4 \text{ kW}$$

Aplicando la ecuación correspondiente, puede calcularse asimismo el consumo de combustible cuando se precalienta el aire. Es decir:

$$Comb = 507,3 + (350 - 30) [(9511(1,256)/3600] \quad Comb = 574,8 \text{ kW}$$

Comparando ambos datos numéricos puede constatarse que el consumo de combustible con aire precalentado disminuyó en un 6,7 % respecto al consumo con aire sin precalentar.

Balance de calor en el horno F-102:

b) Sin precalentamiento del aire:

$$Q_{hmin} = 547,2 \text{ kW}$$

$$Q_{chim} = 145,0 \text{ kW}$$

Sustituyendo en la ecuación correspondiente:

$$Comb = 547,2 + 145,0 > Comb = 692,2 \text{ kW}$$

$$Q'_{comb} = M_{comb} * H_{comb} = 61,3(198,1)/3 \ 600 \quad Q' = 3,4 \text{ kW (despreciable)}$$

$$M_{aire} = M_{comb} \text{ (relación aire/Comb)} = 61,3 \text{ (15,6)} \quad M_{aire} = 956,3 \text{ kg/h}$$

$$M_{vapor} = 61,3 \text{ (0,3)} > M_{vapor} = 18,4 \text{ kg/h}$$

$$M_{gc} = M_{comb} + M_{aire} + M_{vapor} = 61,3 + 956,3 + 18,4$$

$$M_{gc} = 1 \ 036,0 \text{ kg/h}$$

Resumiendo:

$$Q_{rad} = 0,5 \text{ (comb)} = 346,1 \text{ kW}$$

$$Q_{con} = 0,29 \text{ (comb)} = 201,1 \text{ kW}$$

$$Q_{chim} = 0,21 \text{ (comb)} = 145,0 \text{ kW}$$

c) Con precalentamiento de aire:

$$\text{De la figura 2: } Q_{hmin} = 547,2 \text{ kW.}$$

$$\text{De la figura 3: } Q_{chim} = 130,0 \text{ kW.}$$

Sustituyendo en la ecuación correspondiente:

$$Comb = 547,2 + 130,0 > Comb = 677,2 \text{ kW}$$

$$M_{comb} = Comb/H_c = 677,2/11,29 > M_{comb} = 60,0 \text{ kg/h}$$

$Q'_{comb} = M_{comb} * H_{comb} = 60(198,1)/3 \ 600 \quad Q'_{comb} = 3,3 \text{ kg/h}$ (se considera despreciable).

$$M_{aire} = M_{comb} \text{ (relación aire/Comb)} = 60,0 \text{ (15,6)} \quad M_{aire} = 918,0 \text{ kg/h}$$

$$M_{vapor} = 60,0 \text{ (0,3)} > M_{vapor} = 18,0 \text{ kg/h}$$

$$M_{gc} = M_{comb} + M_{aire} + M_{vapor} = 60,0 + 918 + 18,0 \quad M_{gc} = 996,0 \text{ kg/h}$$

Resumiendo:

$$Q_{rad} = 0,5 \text{ (Comb)} > Q_{rad} = 338,6 \text{ kW}$$

$$Q_{con} = 0,31 \text{ (Comb)} > Q_{con} = 208,6 \text{ kW}$$

$$Q_{chim} = 0,19 \text{ (Comb)} > Q_{chim} = 130,0 \text{ kW}$$

Aplicando la ecuación correspondiente, se puede calcular el consumo de combustible cuando no se precalienta el aire. Es decir:

$$\text{Comb} = 547,2 + (350 - 30) [(1\ 036 \cdot 1\ 256)/3\ 600] = 662,9 \text{ kW}$$

Aplicando la ecuación correspondiente, se puede calcular el consumo de combustible cuando se precalienta el aire. Es decir:

$$\text{Comb} = 547,2 + (233 - 30) [(996 \cdot 1\ 256)/3\ 600] \Rightarrow \text{Comb} = 617,7 \text{ kW}$$

Comparando ambos datos numéricos, el consumo de combustible con aire precalentado disminuyó en un 6,8 % respecto al consumo con aire sin precalentar.

Considerando el precalentamiento del aire en el contexto del análisis Pinch, se puede, aplicando el concepto del principio de (+)/(-), introducir una corriente de aire frío por debajo de la temperatura pinch del proceso y precalentar el aire de combustión hasta esa temperatura, en este caso hasta 160 °C. Esto, por supuesto, incrementa los cambios de entalpía en las corrientes frías debajo del pinch y reduce los requerimientos de enfriamiento del proceso en un 71,7 % (291,3 kW).

Además, el principio de (+)/(-) también plantea que la temperatura máxima a que se puede precalentar el aire de combustión es hasta la temperatura pinch fría del horno, es decir, hasta 273 °C. Para esto pueden utilizarse los gases de combustión que entran a la chimenea a 350 °C. Por supuesto, esta nueva TFT se puede calcular mediante la ecuación correspondiente. Es decir:

$$\text{TFT} = 147,8 \text{ °C} + 0,9 (273 - 30) \Rightarrow \text{TFT} = 1\ 697 \text{ °C}$$

Como el combustible solo se precalienta hasta 100 °C, se puede calcular el nuevo consumo de este.

Por tanto:

- Para horno F-101:

$$\text{Comb} = 507,3 + 0,33 (350 - 273) + 0,04 (273 - 100) = 539 \text{ kW}$$

La temperatura a la salida de la chimenea, para $CP_a/CP_{gc} = 0,9$, es la siguiente:

$$T_{\text{chim}} = 350 \text{ °C} - 0,9 (273 - 160) = 248 \text{ °C}$$

- Para horno F-102:

$$\text{Comb} = 547,2 + 0,35 (350 - 273) + 0,04 (273 - 100) = 58,1 \text{ kW}$$

La temperatura a la salida de la chimenea es la misma que para el horno F-10.

La tabla 4.6 que se muestra a continuación da el comportamiento de la eficiencia de los hornos sobre la base de los tres métodos usados:

Para horno F-101:

TPH = 350 °C

Tpc = 273 °C

Cpa/CPgc. = 0,9

Tabla 4.6 Comportamiento de la eficiencia del horno F-101

Método	TFT (°C)	Qhmin (kW)	Cons. Comb. (kW)	Eficiencia
Sin precalentamiento del aire de combustión	1 472	507,3	616,4	82,3
Con precalentamiento del aire de combustión. Método tradicional	1 595	507,3	574,8	88,3
Con precalentamiento del aire de combustión. Método de Análisis Pinch	1 697	507,3	539,6	94

El horno, visto en su forma general, aumenta la eficiencia desde 72,5 % hasta 94,1 %. La temperatura de entrada aumenta asimismo desde 167 °C hasta 273 °C, lo cual posibilita un ahorro energético de 2 176 kW, equivalente a 192,7 kg/h de combustible (66 %).

El intercambiador de calor No. 1 presenta un área adicional de 30,5 m² para garantizar la flexibilidad de operación de la corriente No. 1 (h1). Esta corriente se divide por debajo del pinch para precalentar la corriente de aire de combustión y disminuir la carga de enfriamiento utilitario a cero. Se coloca un nuevo equipo de intercambio de calor.

El intercambiador de calor No. 2 tiene un área adicional de 13,8 m² para garantizar la flexibilidad de operación de la corriente No. 2 (h2).

El intercambiador de calor No. 3 tiene un área adicional de 29,5 m² para garantizar la flexibilidad de operación de la corriente No. 3 (h3).

La corriente de aire de combustión eleva su temperatura hasta 160 °C, intercambiando calor por debajo del pinch con la corriente h1, con un flujo calórico de 1,70 kW/°C. Por encima del pinch el proceso solo necesita 0,63 kW/°C para trabajar en el horno, por lo

que hay un sobrante de $1,07 \text{ kW/}^\circ\text{C}$ que puede ser utilizado para otros requerimientos del proceso.

La corriente No. 5 (C1), por debajo del pinch, está dividida en tres subcorrientes, y por encima del pinch en dos subcorrientes, para poder garantizar el intercambio calórico global del proceso y alcanzar las temperaturas previstas de intercambio y las temperaturas pinch de proceso. La figura 4.28 muestra una corriente de aire frío que se introduce por debajo del pinch.

El consumo utilitario de enfriamiento disminuyó en un 81,4 %, equivalente a 507,3 kW.

Es necesario colocar un calentador de aire en el área de hornos para aprovechar el calor de los gases de combustión y precalentar el aire de combustión desde $160 \text{ }^\circ\text{C}$ hasta $273 \text{ }^\circ\text{C}$.

El ahorro total de utilidades del sistema es de \$ 150 797,00/año en calentamiento, y de \$ 5 073,00/año en el enfriamiento, para un total general de \$ 155 870,00/año.

- Ahorro en fuel oil: 1 349 t/año.
- Tiempo de recuperación: 1,01 año.
- Retorno en %: 98,7.

Todo lo anterior indica la factibilidad de su construcción y puesta en marcha.

CAPÍTULO 5. COGENERACIÓN DE ELECTRICIDAD Y CALOR EN LA INDUSTRIA QUÍMICA

5.1 Introducción

En todo proceso químico donde ocurre una reacción, existe una sustancia limitante. Por ejemplo: entre las energías térmica, mecánica y eléctrica, para la industria azucarera, la limitante es la térmica. Derivado de ello, existe una relación que es la siguiente:

$$relación (R) = \frac{calor}{electricidad} \begin{matrix} < \\ > \end{matrix} 1 \left(\frac{KW}{KW - h} \right)$$

Cuando:

R > 1: se impone la energía térmica.

R = 1: ambas tienen la misma importancia.

R < 1: se impone la energía eléctrica.

En el caso de la industria azucarera, esta relación es mayor que la unidad, pues siempre prima la producción de la energía térmica en primer lugar; después pueden ser utilizadas la mecánica y la eléctrica. Para otras industrias este valor variará.

El término cogeneración indica la producción simultánea de electricidad y calor (vapor) útiles para un proceso. Este sistema se contrapone con el convencional, que consiste en comprar la electricidad y los combustibles a otras entidades.

Es evidente que el sistema convencional (SEN) es el más cómodo, ya que presenta las siguientes ventajas:

- El fabricante se dedica a un proceso, no se preocupa de los problemas de la electricidad.
- No invierte en instalaciones que son ajenas a su producto fundamental.
- No tienen riesgos ajenos a su propia producción.

Por supuesto, los sistemas de cogeneración tienen también sus propias ventajas, que son, entre otras, las siguientes:

- Ahorra energía primaria al país de forma general.

- Ahorra costos energéticos al fabricante y hace más rentable su producto.

El problema energético es básico para la producción y por tanto debe tomarse en cuenta su importancia para este proceso.

La propuesta consiste en tratar de llegar a un compromiso con el fin de obtener resultados favorables para el fabricante y para la población.

No obstante, las instalaciones de cogeneración deben cumplir como mínimo los siguientes requisitos:

- Coexistir con el sistema convencional (SEN) trabajando en paralelo con el mismo. Es decir, deben poder trabajar indistintamente el uno o el otro, incluso ambos.
- Deben estar diseñadas para utilizar toda la energía térmica y eléctrica que produzcan, evitando excesos de energía térmica que no pueda ser utilizada.
- Simplicidad y fiabilidad del sistema para reducir al mínimo los problemas que puedan afectar al proceso y al fabricante.

De forma general, los sistemas de cogeneración son instalaciones auxiliares que ayudan a:

- Ahorrar energía y costos energéticos mientras están funcionando, y a no causar ningún perjuicio cuando por cualquier razón no están en funcionamiento.
- Asegurar una capacidad mínima de energía eléctrica (según la máxima térmica), en caso de fallo de suministro de otras fuentes.
- Posibilitar la compensación de la energía reactiva de la industria, ahorrando el costo de la energía eléctrica por este concepto.

El primer punto es evidente, ya que una instalación de cogeneración bien concebida producirá cada kW/h a un costo similar al de la energía del combustible, si el calor de los gases de combustión se aprovecha en su totalidad, y especialmente si el combustible utilizado es líquido. En la práctica el valor es mucho menor.

El segundo principio es obvio, por cuanto permite contar con una capacidad de generación eléctrica que no estaría disponible de no cumplirse este requisito.

El tercer punto es una ventaja adicional, ya que con el alternador es posible suministrar, sin costo adicional, la energía reactiva que precisa la fábrica en forma automática.

5.2 Clasificación de los sistemas de cogeneración

Solamente se presentarán los sistemas más usados, aunque siempre pueden existir nuevas posibilidades que pueden escapar a una clasificación general más amplia. Estos sistemas pueden clasificarse de la siguiente forma:

Por la ubicación en el proceso:

- Sistema superior: Cuando el motor principal se alimenta directamente con el combustible o con vapor de alta presión obtenido de una caldera convencional. En estos sistemas, la electricidad generada se conecta a las barras de la planta y el calor de escape del motor se recupera en forma de vapor de escape de baja presión, que puede llegar hasta 3 kg/cm² manométrico.
- Sistema inferior: Cuando el motor principal es movido por vapor obtenido en calderas de recuperación o por combustibles residuales del proceso.

Por el tipo de motor principal:

- Turbinas de gas: Este tipo de motor se inicia especialmente cuando se dispone de biogás o gas natural como combustible. Como los gases de escape se hallan entre 450 °C y 600 °C, las instalaciones de recuperación son muy simples. La ausencia de necesidades de refrigeración contribuye a una mayor interrelación entre todos los componentes.
- Motor diesel o de gas: Realiza el mismo proceso que el anterior, aunque la complejidad de la recuperación aumenta por el enfriamiento del motor (adicional). Con el uso de combustible diesel el proceso es más caro.
- Turbina de vapor: Se indica cuando en la industria se consumen grandes cantidades de vapor a baja o mediana presión, generado a altas presiones.

5.3 Economía de la cogeneración

De forma general, todos los sistemas anteriores son eficientes si se logra recuperar todo el calor residual. De ser así, los consumos adicionales por cada kW/h producido por

alternador se hallarían en el orden de 1 000 a 1 100 kcal frente al rango de 2 500-3 000 kcal de una central térmica convencional. Sin embargo, no siempre es posible recuperar todo el calor debido a determinadas circunstancias del proceso, que deben ser estudiadas en cada caso particular.

Otro factor relevante es la economía en la inversión, que se sitúa alrededor de 320 a 400 USD \$/Kw/h instalado. Este valor puede ser algo más bajo en las turbinas de vapor.

El valor de la recuperación de la inversión está alrededor de los 2,5 a 4 años en industrias que trabajen aproximadamente 6 000 horas al año. Para esto deben tenerse en cuenta los siguientes datos:

- Precio de la electricidad.
- Precio del combustible.
- Simultaneidad y uniformidad del uso del calor y la electricidad en el proceso.
- Facilidad de uso del calor residual en el proceso.
- Horas de trabajo al año de la instalación de cogeneración (> 5 000 h).
- Servicios de mantenimiento disponibles.
- Relación con el SEN y otras entidades.

Puede darse un orden aproximado de prioridad para lograr una rentabilidad aceptable en estos sistemas, es decir:

Superior:

- Usuarios con necesidades de calor con una temperatura menor de 500 °C en forma de gases calientes (secado) o vapor a baja presión.
- Continuidad del trabajo de la instalación por más de 5 000 h/año.
- Que la potencia eléctrica instalada sea de más de 50 kVA y que el consumo de combustible en los casos anteriormente mencionados se halle entre 1 160 y 5 800 kW.
- Que por razones de seguridad debe disponerse de un sistema de emergencia.

Inferior:

- Que existan posibilidades de recuperar calor a temperaturas suficientes para mover una turbina (≥ 200 °C).
- Que se produzcan combustibles residuales difíciles de eliminar.

- Que puedan consumir cantidades apreciables de vapor a baja presión procedentes de calderas de recuperación.

Los posibles mercados para sistemas de cogeneración hay que buscarlos en las industrias siguientes:

- Azucarera y derivadas.
- Química general de procesos.
- Secado, aceites, piensos.
- Amoniaco.
- Alimentación.
- Textil.
- Cerámica.
- Hospitales, hoteles, etc.
- Universidades y escuelas en el campo.

5.4 Balance termoenergético en la industria química

En la actualidad reviste gran interés la forma en que se puede ejecutar el análisis, control, operación y la forma de introducir mejoras en los esquemas térmicos de las fábricas químicas. Todo parece indicar que la búsqueda de ahorro de energía se dirige en lo fundamental a los siguientes objetivos:

- Mejoras en el aislamiento.
- Técnicas de recuperación de energía residual (medio ambiente).
- Uso de fuentes de energía renovable.
- Otras técnicas para mejorar la eficiencia de los equipos instalados.
- Mejoras en el sistema de cogeneración.
- Integración de potencia y procesos.

Estas consideraciones y otras más podrían hacerse sobre casi todas las industrias, pero fundamentalmente sobre la química. Las mayores posibilidades de ahorro de energía se encuentran en el análisis y modificación de los procesos, incluyendo la

integración de potencia y procesos, y la creación de equipos y sistemas térmicos más eficientes y de bajo costo, con un reemplazo no mayor de tres años.

Una vez situado ante un proceso concreto específico, el primer problema que se presenta es la determinación de las posibilidades de ahorro energético que existen realmente. Lo anterior es posible determinarlo mediante un análisis integral energético que puede contemplar los aspectos siguientes:

- Método de control del proceso.
- Balance de calor (energía térmica).
- Balance exergético (energía útil).

Para el control general del proceso pueden establecerse los siguientes puntos:

- Aplicación de los balances necesarios de materiales y energía térmica para la determinación de los consumos específicos de los equipos que componen el proceso.
- Calcular en función de los balances los índices de consumo termoeconómicos y de calidad del proceso.
- Comparar los índices reales de consumo y de calidad con los teóricamente posibles para un funcionamiento eficiente del proceso.
- Restablecer las magnitudes de los parámetros normales de trabajo que manifiestan variaciones apreciables que pudieran hacer ineficiente el proceso.
- Proponer mejoras que redunden en una mayor eficiencia del proceso y que los costos de producción disminuyan.

El balance de calor de un proceso de producción ya ha sido tratado por varios autores, y es la información fundamental para conocer el rendimiento térmico de este, valorar las pérdidas de calor existentes y realizar las acciones necesarias para que puedan ser reducidas. En resumen, este procedimiento consiste en una comparación entre las sumas de las diferentes formas de energía que entran y salen del proceso, todas referidas a la misma unidad de tiempo y expresadas en las mismas unidades térmicas, bien con relación a la unidad de peso de producción (por ejemplo: tonelada de clínker) u otra más conveniente.

El balance de calor se apoya en el de masa (materiales), y este a su vez se halla condicionado por el diagrama de flujo de la fábrica, donde deben estar presentes todas

las corrientes, ya que ciertas anomalías en los cálculos pueden explicarse en la mayoría de los casos por los flujos no controlados.

Si se quiere obtener resultados significativos, deben tomarse las precauciones siguientes:

- Procesos discontinuos: Se deben tomar los datos durante una carga completa, y debe realizarse de la misma forma cuando los procesos son cíclicos.
- Procesos continuos: Se deben tomar los datos una vez que se establecen las condiciones de operación y debe continuar durante un período de tiempo tal, de modo que pequeñas variaciones no influyan marcadamente en los resultados. De forma general deben usarse métodos estadísticos para el procesamiento de estos datos.

Debe prestarse especial atención al sistema de medidas usado (SI, MKS, etc.), pues pueden cometerse graves errores en ese sentido.

El balance de calor siempre debe estar acompañado por un estudio económico, con el fin de obtener la información necesaria para acometer los proyectos de reforma de proceso analizado a largo, mediano o corto plazo.

El balance exergético se apoya en la segunda ley de la termodinámica, y su representación en un diagrama T-S sería el siguiente:

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

Exergía es la parte de la energía transformable en trabajo útil. La energía mecánica y eléctrica es totalmente exergía, puesto que no existen limitaciones teóricas para su transformación total en trabajo útil.

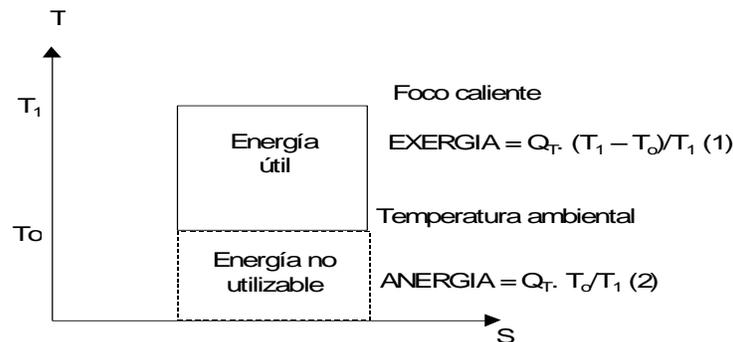


Figura 5.1 Representación del balance exergético

La energía térmica solo es transformable en trabajo útil con un rendimiento limitado que depende fundamentalmente de las temperaturas del foco caliente y de la ambiental. En la

mayoría de los casos es más interesante conocer la exergía disponible que la energía. Para la realización del balance exergético se debe seguir una técnica análoga a la empleada en el balance de calor.

El balance exergético, en sentido general, es el complemento del balance de calor, pues ofrece una situación real más amplia del sistema analizado. La aplicación del mismo ya ha sido tratada por varios autores.

De forma general, existen dos métodos para el análisis exergético de un proceso:

- Método de las corrientes exergéticas.
- Método de las pérdidas exergéticas.

Se analizará brevemente el primer método, partiendo de la definición de exergía:

$$(Entrada) \varepsilon e = (H_1 - H_0) - T_0 (S_1 - S_0); \quad \text{kcal/kg} \quad (4)$$

$$(Salida) \varepsilon e = (H_2 - H_0) - T_0 (S_2 - S_0); \quad \text{kcal/kg} \quad (5)$$

H_1 : Entalpía de entrada al equipo (kcal/kg)

H_u : Entalpía a la temperatura ambiental (kcal/kg)

T_0 : Temperatura ambiental ($^{\circ}\text{K}$)

H_2 : Entalpía a la salida del equipo (kcal/kg)

S_1 : Entropía a la entrada del equipo (kcal/kg K)

S_2 : Entropía a la salida del equipo (kcal/Kg K)

S_0 : Entropía a T_0 y una atmósfera.

$$\text{Trabajo útil: } L_{\text{útil}} = H_1 - H_2 \quad (6)$$

La eficiencia exergética de equipos que producen trabajo útil (turbinas de vapor, bombas recíprocas, etc.) será:

$$N_{ex} = \frac{L_{\text{útil}}}{\lambda_e - \lambda_s} \cdot 100 \quad (7)$$

Cuando no se produce trabajo útil (calentadores, evaporadores, etc.) será:

$$N_{ex} = \frac{\lambda_s}{\lambda_e} \cdot 100 \quad (8)$$

Para equipos de bombeo:

$$N_{ex} = \frac{\lambda_e - \lambda_s}{L_{\text{útil}}} \cdot 100 \quad (9)$$

$$\text{Para el proceso } \Delta_{ex} = \sum_{i=1}^w \Delta_{\lambda_i} = 0 \quad (10)$$

A continuación se darán algunos valores de la eficiencia exergética de varios equipos que componen un proceso azucarero:

Equipos	Nex (%)
Calderas	40/45
Tuberías	98/99
Turbogeneradores	85/90
Válvula reductora	95/98
Bombas de alimentar calderas	90/95
Evaporadores y calentadores	10/11
Desareadores	9/10

La política a seguir en cuanto al ahorro y la reducción del consumo de energía depende de varios factores. Entre estos deben mencionarse:

- Tipo de proceso.
- Consumos específicos.
- Vida de la planta y rigurosidad en el mantenimiento.
- Productos que se manejen: tóxicos, corrosivos, etc.

Todos los factores influyen en su conjunto o por separado en las acciones a seguir para la confección de un programa adecuado de ahorro energético, donde debe estar presente el análisis del sistema de cogeneración usado.

Son totalmente exergía la energía mecánica y la eléctrica, ya que no existen limitaciones teóricas para su transformación total en trabajo, mientras que la energía térmica tiene un rendimiento limitado que depende fundamentalmente de la temperatura y del foco ambiental. Desde el punto de vista práctico es más importante conocer la exergía disponible que la energía.

Para realizar el balance exergético debe utilizarse una técnica análoga a la utilizada en el balance de calor.

La realización del mismo nos permite obtener una argumentación completa acerca del estado actual de la fábrica y nos corrige determinados errores en los que podemos incurrir si utilizamos solo el balance energético; algunos de estos se relacionan a continuación:

- Consideraciones erróneas acerca de la distribución real y jerarquización de los subsistemas del proceso, de acuerdo con el peso relativo de sus pérdidas respecto al subsistema general.
- Deficiente integralidad en el estudio de la energía disponible en el proceso.
- Valoración incorrecta del precio de la energía utilizada en cualquier estado del sistema.

Posterior al balance energético es importante seguir una metodología capaz de alcanzar ahorros y reducir el consumo de esta energía, la cual depende del tipo de proceso, de la vida de la planta, rigurosidad en el mantenimiento, consumo específico, control sistemático de los parámetros de operación y de las incidencias y productos que se manejan.

Las medidas encaminadas a reducir la demanda de energía pueden potenciarse en la fábrica a través del cumplimiento de los siguientes aspectos:

Todas las industrias no cuentan con el presupuesto económico para realizar transformaciones importantes; por esta razón, en determinadas fábricas se hacen cambios significativos y en otras solo se aplican mejoras que no impliquen grandes inversiones. Por ello podemos decir que existen inversiones a corto y largo plazo.

Cuando se realizan mejoras a corto plazo el balance termoenergético ofrece:

- Energía no recuperada en afluentes o disipada a través de otros agentes.
- Situación de la industria respecto al consumo actual y teórico.
- Puntos de consumo máximo y mínimo.
- Cambios o mejoras en la operación.
- Optimización del proceso o de parte del mismo.
- Mejoras en el aislamiento.
- Mejoras en la distribución de vapor.
- Ejecución de pequeños proyectos.

Cuando se realizan mejoras a largo plazo, estas pueden suponer un ahorro de hasta el 30 %, las cuales pueden situarse en las siguientes áreas:

- Mejoras en los ciclos termodinámicos.

- Generación de vapor.
- Mejoras en el aprovechamiento del calor.
- Cambios sustanciales en el proceso.
- Recuperación máxima de la energía.
- Uso de la cogeneración (energía total).
- Utilización de otros combustibles.
- Cambios de la materia prima.
- Bases de la integración de procesos.

En sentido general, la integración de procesos se ha utilizado durante muchos años. Sin embargo, recientemente ha sido transformada en una herramienta primordial a través del uso de la experiencia de la ingeniería y de la observación de modelos específicos en determinados procesos. En los sistemas de energía, los cálculos se basan fundamentalmente en las leyes de la termodinámica. La primera ley (ley de la conservación de la energía) describe los flujos de la energía a través de las fronteras de un sistema, mientras que la segunda ley describe la pérdida de potencial.

La segunda ley de la termodinámica es calculada generalmente en términos de variación de entropía y a partir de esta el trabajo útil (exergía). Estos términos son evaluados para cualquier sistema a través de ecuaciones bien argumentadas. Los primeros trabajos que popularizaron las aplicaciones de esta segunda ley, basados en el equilibrio termodinámico en términos de energía obtenible, entropía o exergía, fueron realizados por Keenan, Bosnjankovic, Rant, Grassman, y muchos otros.

Las aplicaciones industriales han contrarrestado el entusiasmo académico, pues con excepción de determinados sistemas a bajas temperaturas y los ciclos de potencia, los procesos industriales no pueden interpretarse totalmente a través de la segunda ley. Existen tres causas fundamentales para esta aparente falta de resultados prácticos:

- Cambios de equipamientos: La seguridad, materiales y otras restricciones limitan el cambio del equipamiento obtenible prácticamente. Estas ineficiencias y las pérdidas son también parcialmente inevitables.
- Interacción entre redes: Los sistemas complejos usualmente contienen un número de unidades de operaciones diferentes con múltiples interconexiones e interacciones no triviales. Esto, en el contexto de las pérdidas en las redes, se produce muy raramente donde ellos ocurren, y la magnitud de las pérdidas es muy

pocas ocasiones relacionan todas las ganancias que se obtendrían si las pérdidas se eliminaran.

- Costo de inversión: La interrelación entre la energía y los costos de inversión requieren de una cierta ineficiencia en términos de la segunda ley para lograr velocidades de procesos y tamaño de equipos finitos.

Las relaciones numéricas entre la eficiencia del proceso, su velocidad, el tamaño del equipamiento y los costos de inversión están fuera del equilibrio termodinámico, por lo que las ineficiencias y las pérdidas son inevitables.

Con la aplicación de la tecnología Pinch (TP) esto se ha transformado, porque permite que la integración de procesos sea conducida de una manera científica y sistemática. Las ventajas en los costos en términos de energía e inversión han sido significativas.

Las formas de la energía total pueden ser las siguientes:

a) Motor Diesel (figura 5.2):

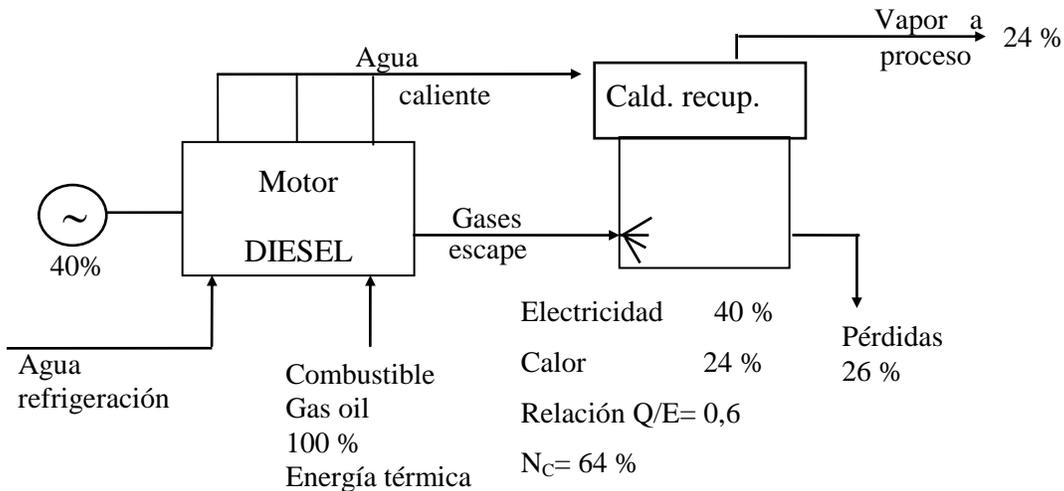


Figura 5.2 Motor Diesel

b) Turbina de gas (figura 5.3):

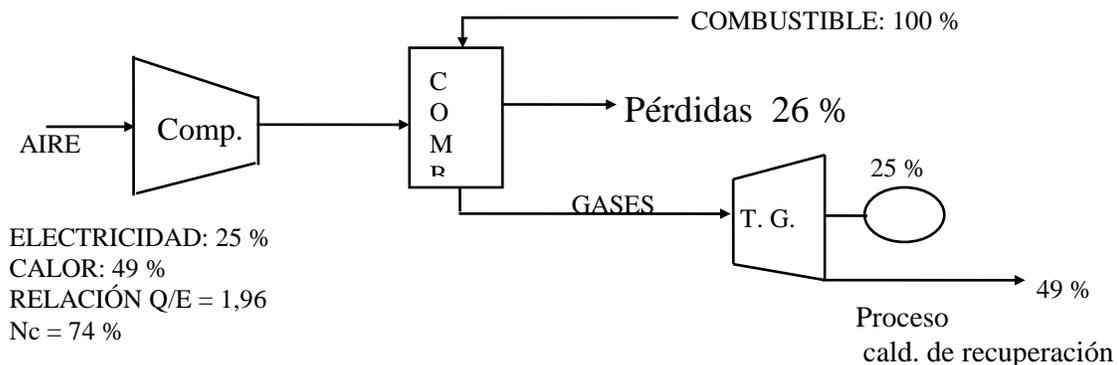


Figura 5.3 Turbina de gas

c) Turbina de vapor (figura 5.4):

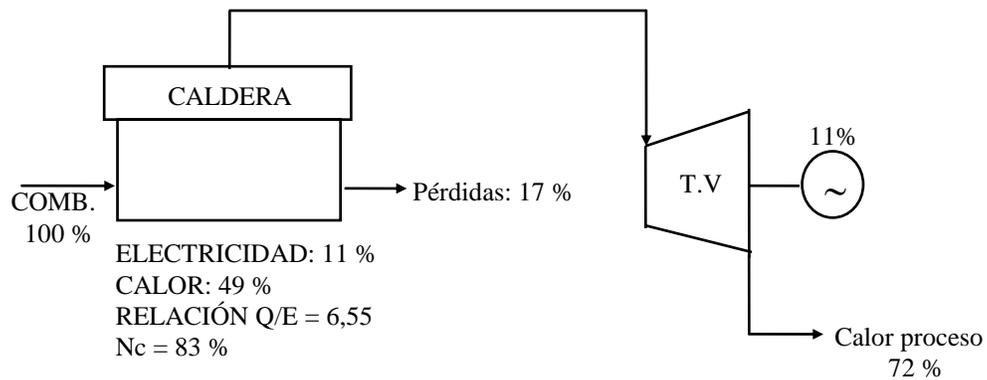


Figura 5.4 Turbina de vapor

El primero es el más barato y debe usarse en pequeñas producciones. El segundo es el más caro y debe usarse en grandes producciones.

El tercero es de un costo intermedio y la tendencia moderna se dirige al uso de ciclos combinados. Este último ciclo se representa en la figura 5.5.

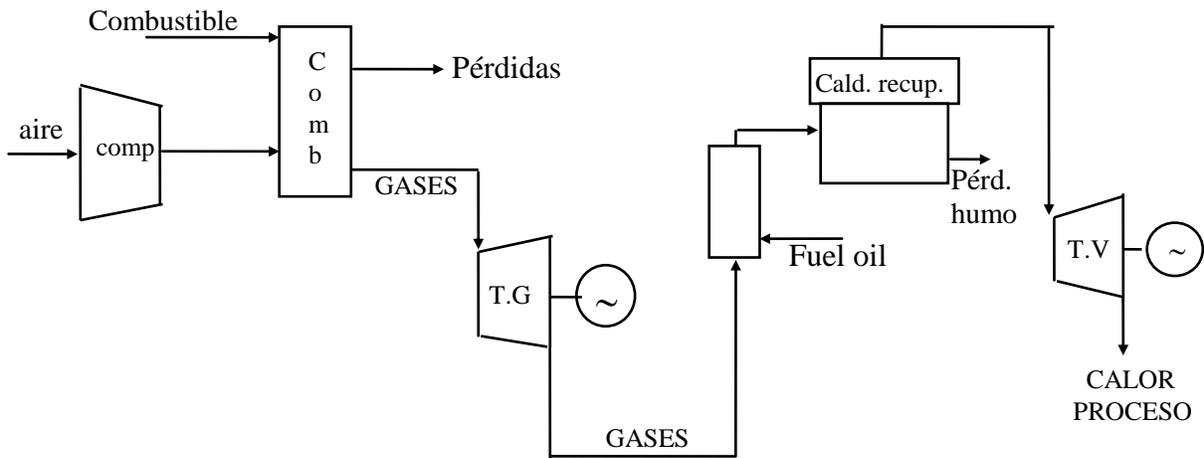


Figura 5.5 Ciclo combinado

Para el caso de cogeneración con motor de combustión interna, pueden usarse las siguientes tablas aproximadas en función de la cantidad de ambas energías (eléctrica y térmica) a usar en el proceso.

Tabla 5.1 Módulo con motor de gas OTTO

Energía primaria	Potencia (Kw)	JW60 G ₀ E	JW80 G ₀ E	JW120 G ₀ E	JW160 G ₀ E	JW240 G ₀ E	JW320 G ₀ E
Gas butano	Peléc.	40	55	87	117	180	243
Gas natural	Ptérn.	75,8	108,1	171	229,6	349	469
Gas coquería	Rendimiento de módulos (%)	85	89,8	87,6	87,9	88,3	88,4

Tabla 5.2 Módulo de encendido por compresión gas/diesel

Energía primaria	Potencia (Kw)	JW60 G ₀ E	JW80 G ₀ E	JW120 G ₀ E	JW160 G ₀ E	JW240 G ₀ E	JW320 G ₀ E
Gas natural	Peléc.	42	59	74	100	150	200
Gas depurado	Ptérn.	64	89,2	121,6	162,4	242,3	320
Gas biológico	Rendimiento de módulos (%)	80,7	80,3	84,5	84,8	85	85,4
Gas propano con inyección de diesel							

Tabla 5.3 Agregados con motores de gas

Energía primaria	Potencia (Kw)	LM750 G ₀ E	LM1000 G ₀ E	LM1500 G ₀ E	LM1750 G ₀ E	LM2000 G ₀ E	LM2250 G ₀ E
Gas natural	Peléc.	630	850	1 275	1 500	1 750	2 000
Gas depurado	Ptérn.	1 020	1 371	2 052	2 413	2 823	3 225
Biogás*	Rendimiento	84,2	84,7				

Propano	de agregado (%)			84,2	84,7	85,3	85,3
---------	-----------------	--	--	------	------	------	------

*Otros gases previa consulta.

Peléc.: Potencia eléctrica obtenida del agregado.

Ptér.: Potencia térmica obtenida del agregado.

Los datos de la potencia térmica están referidos al calor disponible a partir del motor, con el alternador funcionando a plena carga y considerando una disminución de la temperatura del gas de escape hasta 120 °C para el motor de gas, y hasta 180 °C para el motor de gas/diesel.

Balances de vapor, agua y calor:

Para el control de estos procesos y la detección de los puntos débiles, así como para conocer el consumo de cada equipo en particular y del sistema en general, y proceder a su análisis para que trabaje a la máxima eficiencia posible, deben realizarse los balances de materiales y de energía térmica necesarios. Se ejemplificará con la figura 5.6.

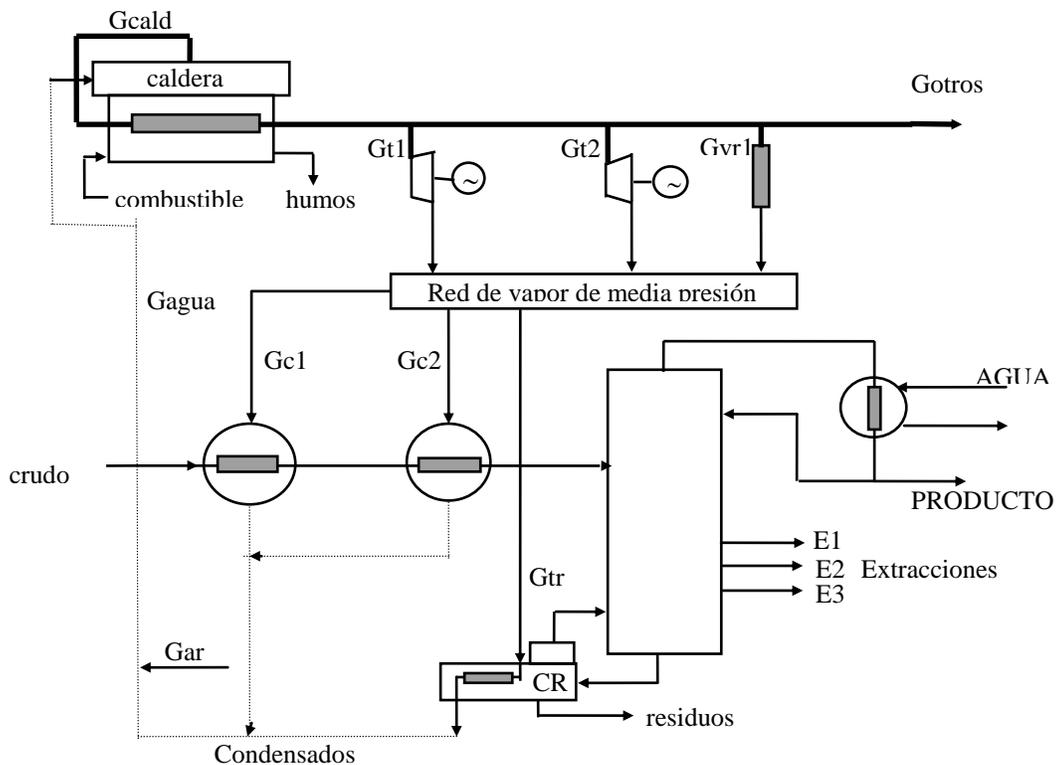


Figura 5.6 Esquema térmico de una refinería de petróleo

$$G_{\text{tecn}} = G_{c1} + G_{c2} + G_{\text{tr}}$$

$$G_{\text{MP}} = G_{t1} + G_{t2}$$

$$G_{\text{vr}} = G_{\text{tecn}} - G_{\text{MP}}$$

$$G_{\text{cald}} = (G_{\text{MP}} + G_{\text{vr}} + G_{\text{otros}}) \cdot 1,1$$

$$G_{\text{otros}} = (3 \text{ a } 4 \%) G_{\text{MP}}$$

$$\% \text{ vlv. red} = (G_{\text{vr}}/G_{\text{cald}}) \cdot 100$$

Se usa el 10 % para las necesidades propias de la caldera: disparos de las válvulas de seguridad, purgas, soplado de vapor para la limpieza exterior de los tubos.

$$\% \text{ generaci3n} = (G_{\text{cald}}/G_{\text{nom}}) \cdot 100$$

$$\text{Coeficiente de evaporaci3n} = (G_{\text{cald}}/\sum A) \cdot 100$$

$$\sum A = A_{\text{cald}} + \sum A_{\text{aux.}}$$

Balance de agua:

$$G_{\text{cald}} = G_{\text{agua}}$$

$$G_{\text{at3cn}} = G_{c1} + G_{c2} + G_{\text{tr}} + G_{\text{ic}}$$

$$G_{\text{agua}} = G_{\text{at3cn}} + G_{\text{ar}}$$

$$\text{Por tanto: } G_{\text{arep}} = G_{\text{agua}} - G_{\text{at3cn}}$$

$$\% \text{ Arep} = (G_{\text{ar}}/G_{\text{agua}}) \cdot 100$$

Balance de calor:

$$Q_{\text{cald}} = G_{\text{cald}} \cdot h_1$$

Entonces:

$$Q_{\text{cald}} = Q_{t1} + Q_{t2} + Q_{\text{vr}} + Q_{\text{otros}} + Q_{c1} + Q_{c2} + Q_{\text{tr}} + Q_{\text{ic}} + Q_{\text{p3rd.}} + Q_{\text{cond.}}$$

Se agruparán los t3rminos:

$$Q_t = Q_{t1} + Q_{t2} = Q_{\text{pot}}$$

$$Q_{\text{proc}} = Q_{c1} + Q_{c2} + Q_{\text{tr}}$$

$$Q_{\text{cond}} = G_{\text{at3cn}} \cdot (h_{\text{cond}})$$

$$h_{\text{cond}} = \sum h \cdot G / \sum G$$

$$Q_{\text{p3rd.}} = Q_{\text{cald}} - \sum Q_n$$

Estas cantidades se darán en % de Q_{cald} , es decir:

$$\% \text{ potencia} = (Q_{\text{pot}}/Q_{\text{cald}}) \cdot 100$$

$$\% \text{ proceso} = Q_{\text{proc}}/Q_{\text{cald}} \cdot 100$$

$$\% \text{ otros} = Q_{\text{otros}}/Q_{\text{cald}} \cdot 100$$

$$\% \text{ condensados} = Q_{\text{cond}}/Q_{\text{cald}} \cdot 100$$

$$\% \text{ pérdidas generales} = Q_{\text{pérd.}}/Q_{\text{cald}} \cdot 100$$

Las pérdidas generales pueden ser por: aislamiento, purgas, fugas, etc.

Se procederá al cálculo del consumo de vapor y calor de cada equipo.

Turbogeneradores: Se pueden clasificar en:

- Extracción.
- Contrapresión.
- Condensantes.
- Combinación de los anteriores.

Para un turbogenerador la ecuación práctica para calcular el consumo de vapor es:

$$G_{\text{tv}} = N_g \cdot 3600/N_t \cdot h_b \cdot \eta_{\text{ele}} \cdot \eta_{\text{mec}} \cdot N_{\text{tub}} \quad (\text{kg/h})$$

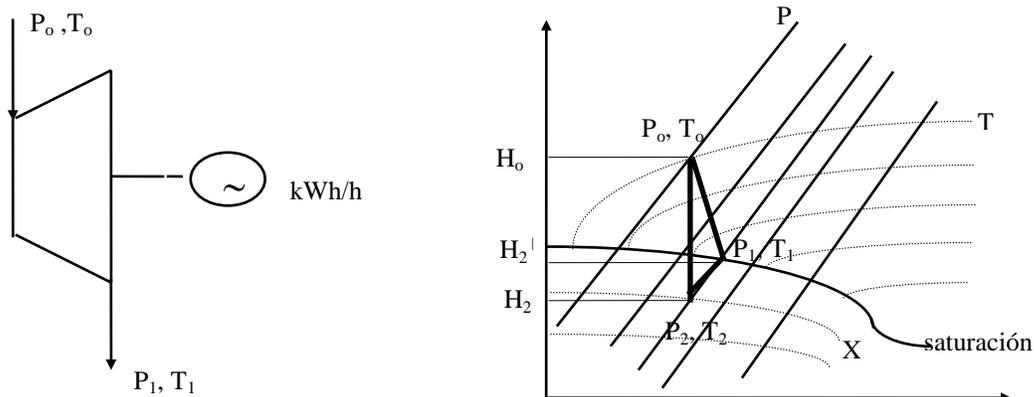


Figura 5.7 Cálculo del consumo de vapor en un turbogenerador S

$$\eta_g = \text{kWh/h generados reales}$$

$$h_b = h_0 - h_2 \quad (\text{salto entálpico ideal})$$

$$\eta_{\text{mec}}: 0,95 \text{ a } 0,98 \quad (\text{eficiencia mecánica})$$

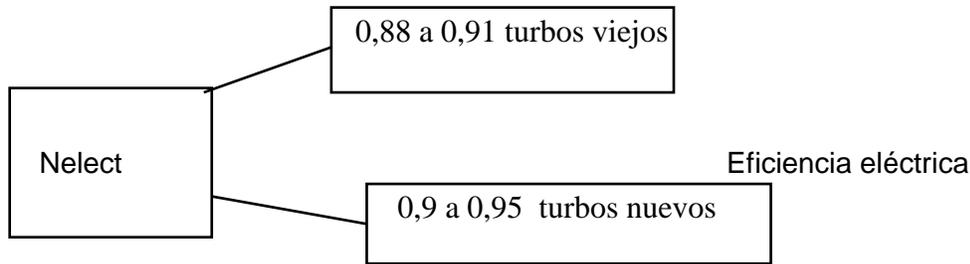


Figura 5.8 Valores de Nelect para turbos viejos y nuevos

η_{tubo} : 0,92 a 0,99 (depende del aislamiento térmico de la fábrica)

$\eta_t = (h_o - h_2)/(h_o - h_2)$ (eficiencia termodinámica)

Se pueden tomar los valores siguientes:

Turbos a contrapresión: 0,5 a 0,7

Turbos de extracción-condensación: 0,6 a 0,8

Consumo específico (CE) en kgv/kWh, para un trabajo normal: 9 a 15 kgv/kWh

Dependencias aproximadas del consumo específico para turbos:

Turbos viejos y de baja capacidad < 1,5 MWh (aumenta el CE).

Turbos viejos y de alta capacidad \geq 1,5 MWh (hay una ligera disminución en el CE).

Turbos nuevos de baja capacidad < 1,5 MWh (aumenta el CE moderadamente).

Turbos nuevos de alta capacidad \geq 1,5 MWh (disminuye el CE y pueden alcanzar valores entre 6 y 10 kWh).

Para turbinas que no producen energía eléctrica se utiliza la ecuación anterior, pero modificada de la siguiente manera:

$$N_g = N_{\text{nom}} \left[\frac{(\text{RPM}_{\text{real}})^{1/3}}{(\text{RPM}_{\text{nom}})^{1/3}} \right]$$

La ecuación (1-30) es usada para cálculos aproximados:

$$Q_t = Gt_1(h_1 - h_2^1) + Gt_2(h_1 - h_2^1) \text{ (kW)}$$

Otros motores primarios (máquinas de vapor, bombas reciprocantes, eyectores) pueden ser calculados mediante las ecuaciones que aparecen en el libro *Sistemas de utilización del calor en la industria azucarera*, de Rubén Espinosa Pedraja (1990).

Consumo de equipos tecnológicos:

Intercambiadores de calor:

$$Gc_1 \cdot \lambda v = Mc \cdot C_{pc}(t_2 - t_1)$$

$$Gc_1 = \{ [Mc \cdot C_{pc}(t_2 - t_1)] / \lambda v \} \cdot X$$

X: 1,02 a 1,05 (depende del aislamiento)

Así se procede para cada equipo y de esta forma:

$$Q_{cq} = G_{c1} \cdot \lambda v$$

Para otros equipos tecnológicos (evaporadores, tachos, secaderos rotatorios), consultar el libro citado anteriormente.

Balance en generadores de vapor:

En los generadores de vapor el balance de energía muestra la distribución energética en el equipo, así como las pérdidas que ocurren debido a diferentes causas. Los datos de los que se dispone generalmente son los siguientes:

- Análisis elemental del combustible, así como su porcentaje de agua libre.
- Flujo de combustible.
- Temperatura y humedad del aire utilizado.
- Análisis de los productos gaseosos secos.
- Análisis elemental de los residuos secos.
- Temperatura y presión del agua alimentada.
- Temperatura y presión del vapor.

En la práctica no siempre es posible medir estos valores. A partir de los datos con que se cuenta y de la forma en que se calcula el calor útil, se definirá la manera de hacer el balance.

Este puede ser directo o indirecto. En todos los casos se tendrán en cuenta las pérdidas más importantes, que son las siguientes:

1. Pérdidas debido a los productos gaseosos secos.
2. Pérdidas por combustión incompleta (química).
3. Pérdidas por combustión incompleta (mecánica).
4. Pérdidas por convección y radiación en las paredes.

Balance directo. Se debe proceder como sigue:

Medir P, T, M_v, M_{agua}, M_{comb}, y aplicar:

$$\eta_{cald} = [M_v (h_o - h_{aa}) + M_e (h_a - h_{aa})] / M_{cob} \cdot VCN$$

h_a: Entalpía del agua a P_{cald}. (kJ/kg)

El segundo término de la ecuación (1-35) se usa cuando la extracción de las calderas es continua.

Índice de generación (IG) = $Mv/M_{comb} \cdot tv/tc$

Para bagazo 1,9 a 2,7

Para fuel oil 12 a 16

Balance indirecto. Se procede como sigue:

Es necesario el análisis elemental del combustible, y el análisis volumétrico de los gases (Orsat). Además de los datos anteriores, se debe conocer el análisis de los residuos para conocer el carbono no quemado y las cenizas.

Entonces:

$$Q_d = Q_1 + \sum Q_p = VCN$$

$$\sum Q_p = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

Cada uno de estos calores puede ser calculado a través de las ecuaciones que existen en la literatura publicada respecto a esta temática.

Fuel oil $m = 15,6/\text{CO}_2$

Para bagazo $m = 19,6/\text{CO}_2$

CO_2 para buena combustión:

Fuel oil $\approx 12 \%$

Bagazo $\approx 15 \%$

Índice de Bacharach (sólidos inquemados):

0-9 (para todos). Máximo: 4,5 % para una mala combustión.

Coefficiente de evaporación:

Puede llegar hasta $30 \text{ kgv}/\text{m}^2 \text{ h}$, si la caldera tiene todos sus auxiliares instalados.

Uso de los gases de la chimenea:

Con la utilización de los gases de la chimenea se logra incrementar la eficiencia del generador de vapor y además disminuyen las pérdidas y las irreversibilidades en el equipo.

Los equipos más utilizados en la industria azucarera son: sobrecalentadores, economizadores, calentadores de aire, secadores de bagazo.

- Sobrecalentadores: Aumentan la temperatura del vapor por encima de la temperatura de saturación a la presión dada. Esto posibilita que el vapor producido no arrastre agua, y por tanto se reduce la condensación en las líneas, aumenta la

eficiencia de las máquinas térmicas que usan la misma, se limita la corrosión y se eliminan los golpes de agua. Ellos se ubican donde los gases son más calientes y según el mecanismo de transferencia de calor, estos pueden ser: radiantes, conductivos y mixtos.

- Economizadores: Recalientan la temperatura del agua de alimentación y cumplen los objetivos de disminuir la temperatura de los gases de salida y lograr una diferencia adecuada de temperatura entre el agua y el vapor, lo que posibilita que la superficie de transferencia de calor requerida tenga una magnitud y un costo de instalación no demasiado grande.
- Calentadores de aire: Calientan el aire de la combustión, logrando objetivos similares a los anteriores.

La colocación de estos equipos no sigue normas rígidas, pero estas consideraciones deben ser tomadas en cuenta:

Sobrecalentadores: Deben instalarse siempre que sea posible.

Calentadores de aire y economizadores:

Flujo < 50 t/h para economizadores.

Flujo > 50 t/h para presiones < 2,8 Mpa (uno de los dos, y para P > los dos).

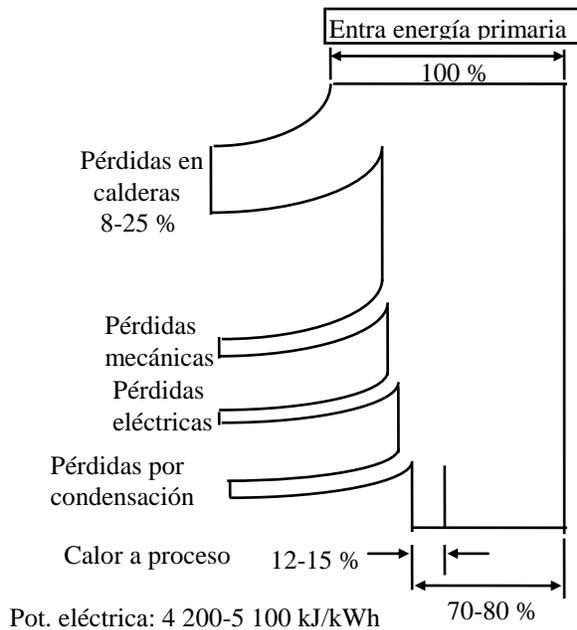
Turbinas de vapor con accionamiento mecánico:

Los costos de las materias primas y aún más los costos de la energía constituyen factores fundamentales en la planificación, construcción y modernización de plantas industriales. La óptima utilización de la energía, asegurada por el empleo de un equipo apropiado, es una condición esencial para la rentabilidad de una planta.

Esto es especialmente importante en las plantas de calor intensivo, es decir, en aquellas industrias en las que se genera calor en forma de vapor para el proceso de producción, o en las que el vapor constituye un subproducto. Para estas plantas es indispensable la integración de potencia-calor, pues para el funcionamiento de las mismas constituye un principio indispensable la integración de la generación de vapor y la de fuerza eléctrica o mecánica.

El diagrama de flujo térmico (diagrama de Sankey) muestra la utilización óptima de la energía primaria en un proceso con integración de fuerza y calor, en comparación con el proceso convencional.

Central eléctrica industrial con integración de potencia y calor



Central eléctrica industrial de gran potencia y condensación

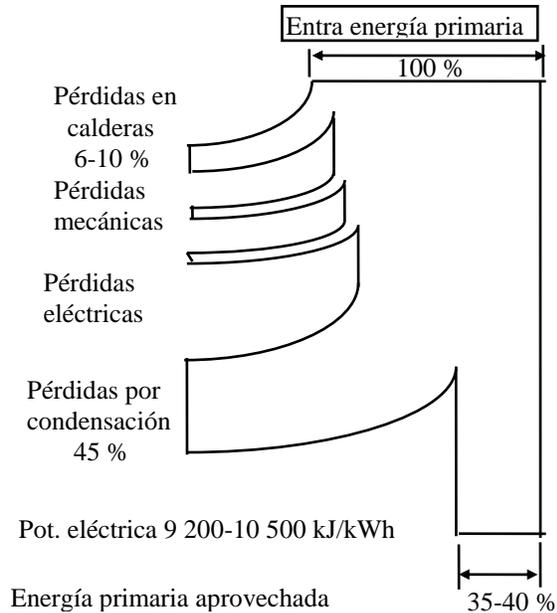


Figura 5.9 Diagrama de Sankey

Es una utilización teórica para las turbinas de vapor que forman parte, desde hace mucho tiempo, del sistema convencional de la industria química, caracterizada por el empleo de una gran cantidad de calor.

El vapor generado en las calderas tiene una presión y una temperatura que son superiores a las exigidas por el proceso. Este vapor es pasado por la turbina para producir energía eléctrica y/o mecánica, el escape va al proceso y los condensados retornan a las calderas.

La utilización del bagazo como combustible en otros campos exige un mejor aprovechamiento de la energía o una mayor producción de fuerza.

Sistemas de cogeneración:

Proceso de secado con turbina de gas:

La turbina de gas hace el mismo efecto que un quemador que trabaja con gran exceso de aire, dando como subproducto electricidad. El balance típico de esta utilización es el siguiente:

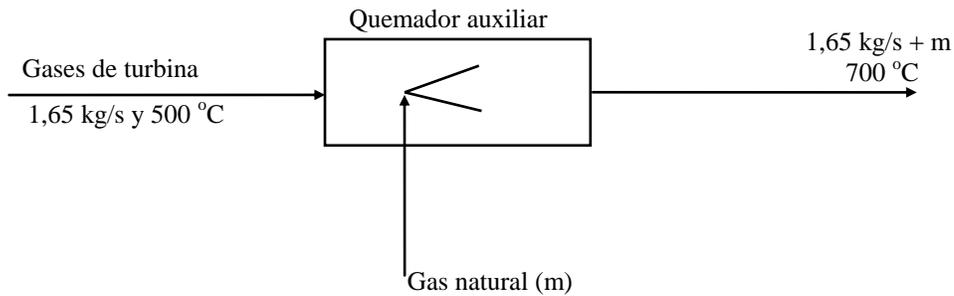


Figura 5.10 Utilización de la turbina de gas

- El rendimiento térmico global es del 95 % si los gases pueden sustituir en su totalidad a los producidos por un quemador.
- El rendimiento eléctrico se halla en el orden del 20 % sobre PCI, lo que da lugar a unos 250 kW/h por cada 1 160 kW de gas que consume la turbina.
- El consumo adicional por cada kW/h producido será de: $(1\ 160 - 870)/232 = 1,2 \text{ kW/kWh}$, lo que equivale a decir en la práctica que el costo proporcional del Kwh es semejante al del kW del gas.
- Si los gases calientes deben utilizarse a otra temperatura distinta a la de salida de la turbina, siempre es posible diluirlos con aire hasta que alcancen una temperatura más baja, o emplear parte de ellos como aire de combustión para quemar gas adicional y elevar la temperatura.

Solución para modificar la temperatura de los gases de escape (supuestos a $500 \text{ }^\circ\text{C}$):

1. Para bajar la temperatura:

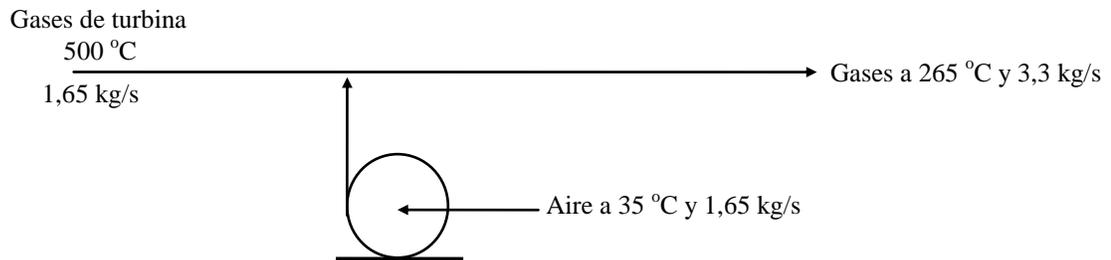


Figura 5.11 Solución para disminuir la temperatura de los gases de escape

2. Para aumentar la temperatura:

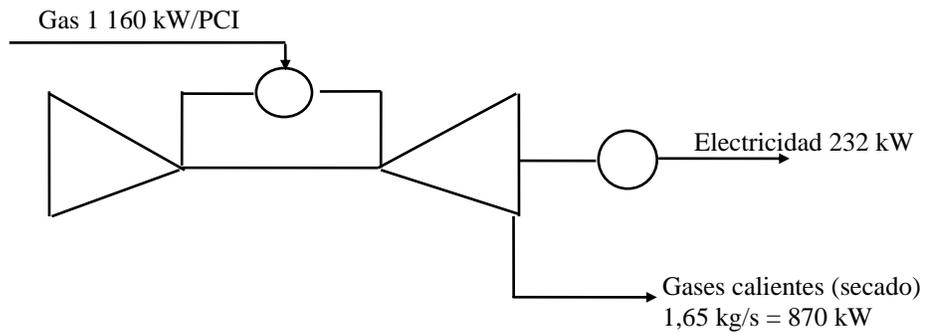


Figura 5.12 Solución para aumentar la temperatura de los gases

- Producción de agua caliente con turbina de gas:

Se puede aplicar el ejemplo anterior añadiéndole un intercambiador de calor para el calentamiento del agua:

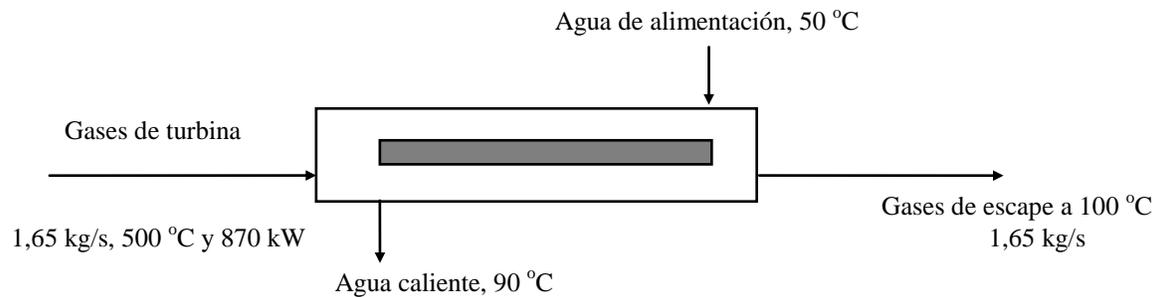


Figura 5.13 Producción de agua caliente con turbina de gas

En este caso el balance se calcularía:

Calor recuperado en el intercambiador de calor:

$$Q = 1,65 \text{ kg/s} \cdot 0,25 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} (500 - 100) = 165 \text{ kcal/s} = 698 \text{ kW}$$

Lo que representa el $698/870(100) = 80 \%$ del contenido de los gases de escape (semejante a una caldera convencional).

Caudal de agua a calentar, entre 50 y 90 °C, por cada 1 160 kW de consumo de la turbina.

$$698 \text{ Ma} (1) (90 - 50) \quad \text{Ma} = 17,4 \text{ kg/s}$$

Producción de electricidad con turbina de vapor

Un caso es el de las industrias con gran consumo de vapor a baja presión (< 10 Bar), el cual es utilizado en el calentamiento para equipos de proceso.

En términos aproximados es posible, cambiando o no la caldera existente (AP), obtener las potencias eléctricas por cada 1 160 kW de vapor a baja presión del proceso, con la utilización de turbinas de vapor a contrapresión.

Debe tenerse en cuenta que la electricidad así obtenida no es gratuita, ya que para ello se incrementará el consumo de combustible en la caldera, de forma similar a lo que ocurriría en la solución con turbina de gas. Se precisará si un sistema convencional de caldera supone un rendimiento del 90 % para obtener 1 160 kW de calor útil en el vapor.

En un sistema que además produzca energía eléctrica, como en el de la figura 5.12, se precisará quemar 1 650 kW, lo que da lugar a un consumo adicional por cada kWh de 1,28 kW.

Sistema convencional:

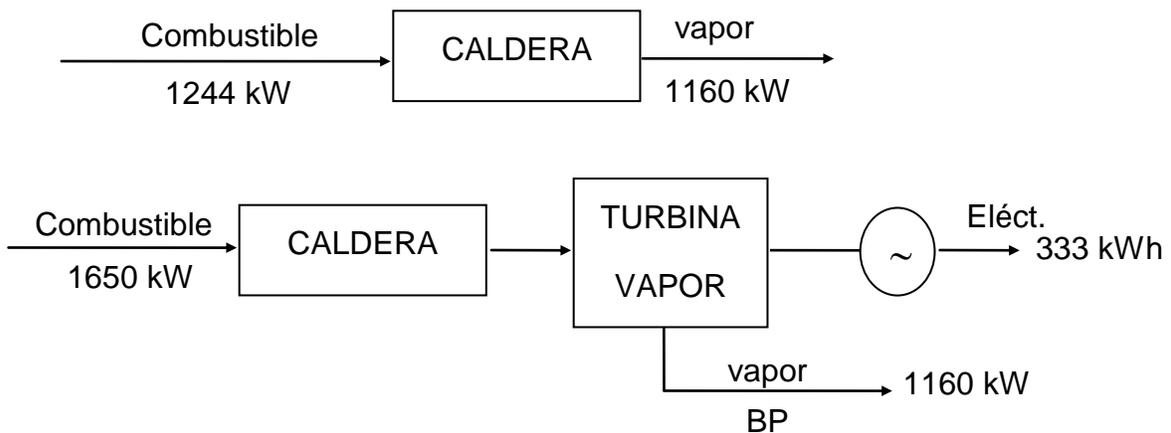


Figura 5.14 Sistema convencional con calderas y turbinas de vapor

$$\text{Combustible adicional} = \frac{1680 - 1160}{333} = 1,28 \text{ kW} / \text{kWh}$$

$$\text{Rendimiento (1)} = \frac{1160}{1244} = 0,9$$

$$= \frac{333 \cdot 0,86 + 1160}{1650} = 0,91$$

Ciclos combinados de turbinas de gas y vapor

En grandes instalaciones puede ser rentable el llamado ciclo combinado, que consiste en las soluciones (3) y (4). Es decir, una turbina de gas en cabeza con recuperación, que produce vapor AP, el cual se expande a través de una turbina de vapor (PM o PB) en el proceso.

Una solución de este tipo es compleja y requiere un estudio detallado, pero para analizar sus posibilidades se ofrecen a continuación algunos balances típicos de posibilidades de producción conjunta (calor y electricidad).

Todos ellos están referidos a la producción en PB de vapor con un contenido energético de 1 000 th/h.

A continuación, en las figuras 5.13, 5.14 y 5.15, se muestran los sistemas con turbina de gas, con turbina de vapor a contrapresión y un ciclo que combina la utilización de turbina de vapor y gas:

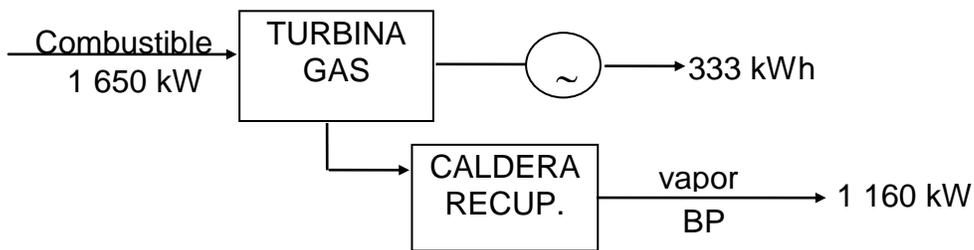


Figura 5.15 Turbina de gas

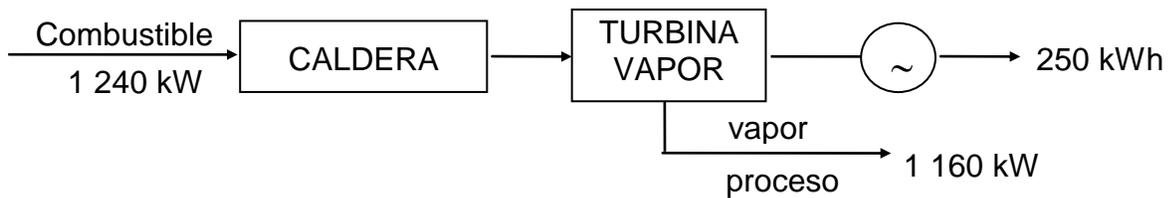


Figura 5.16 Turbina de vapor a contrapresión

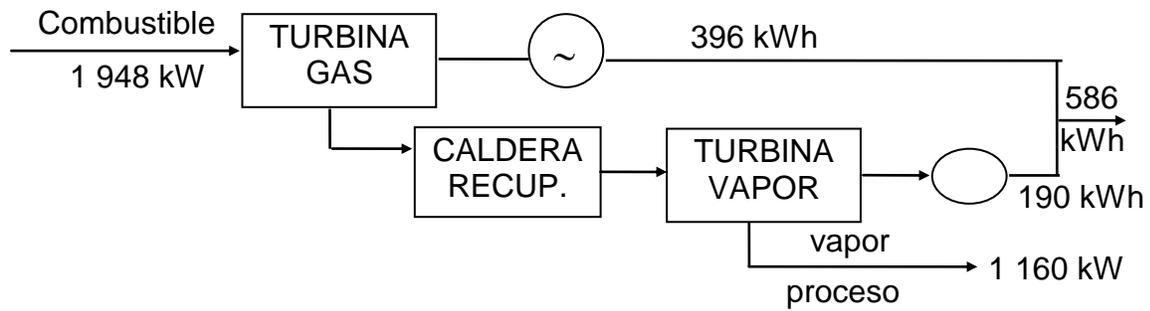


Figura 5.17 Ciclo combinado de turbina de vapor y gas

Ciclos básicos de vapor

Hay tres ciclos básicos de vapor que de forma general se utilizan para cogeneración en la industria química:

- Generadores simples con turbina de contrapresión (no condensante).
- Combinación de turbinas a contrapresión con extracción simple o múltiple.
- Extracción automática en turbinas de condensación.

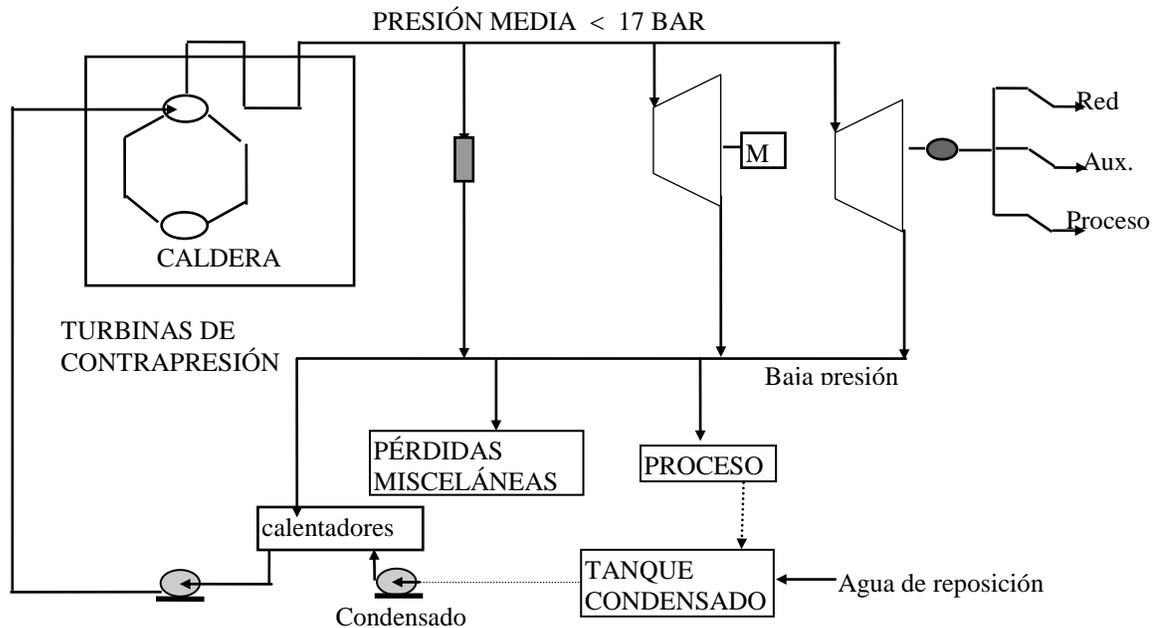


Figura 5.18 Generadores simples con turbina de contrapresión (no condensante)

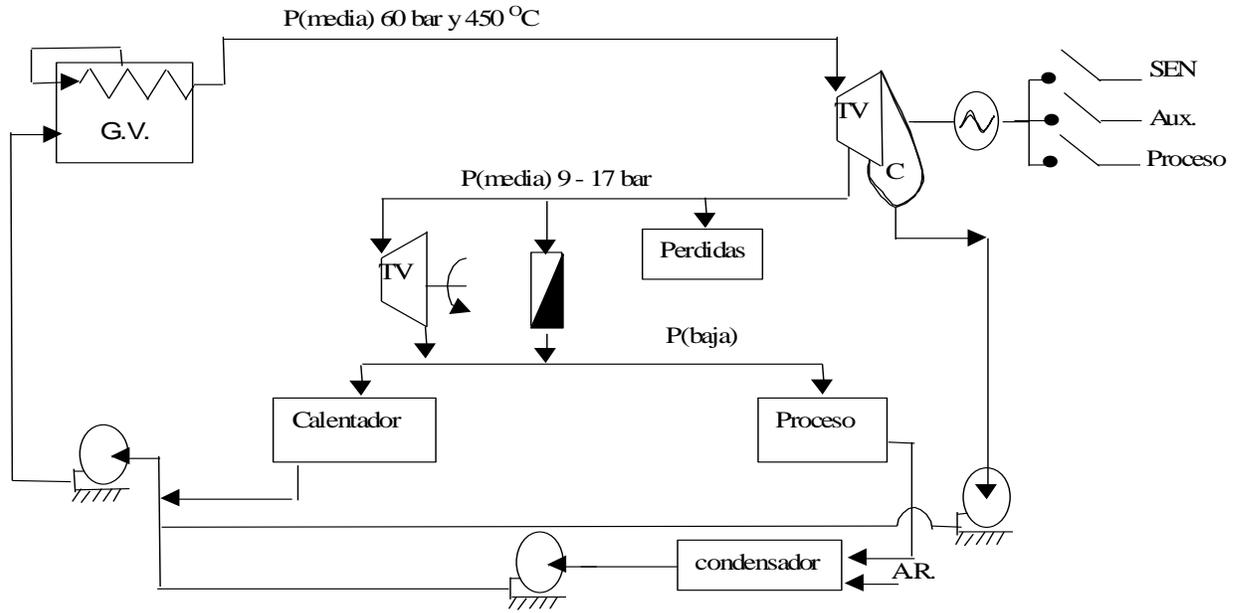


Figura 5.19 Combinación de turbinas a contrapresión con extracción simple o múltiple

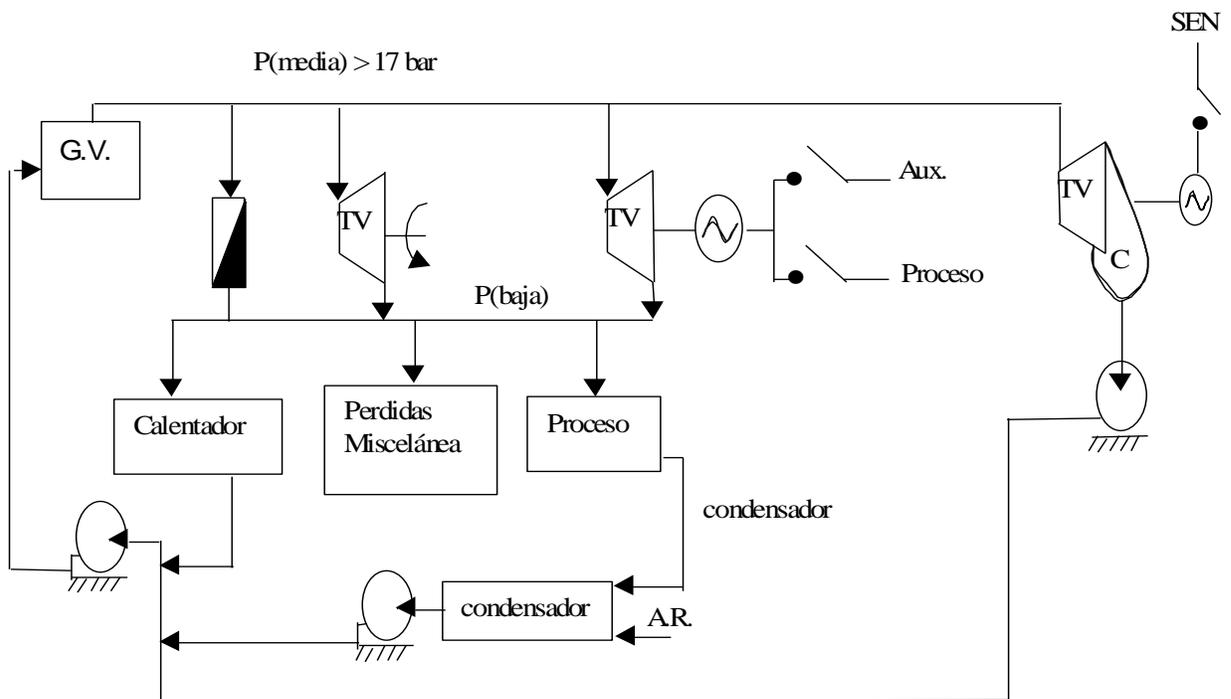


Figura 5.20 Extracción automática en turbinas de condensación

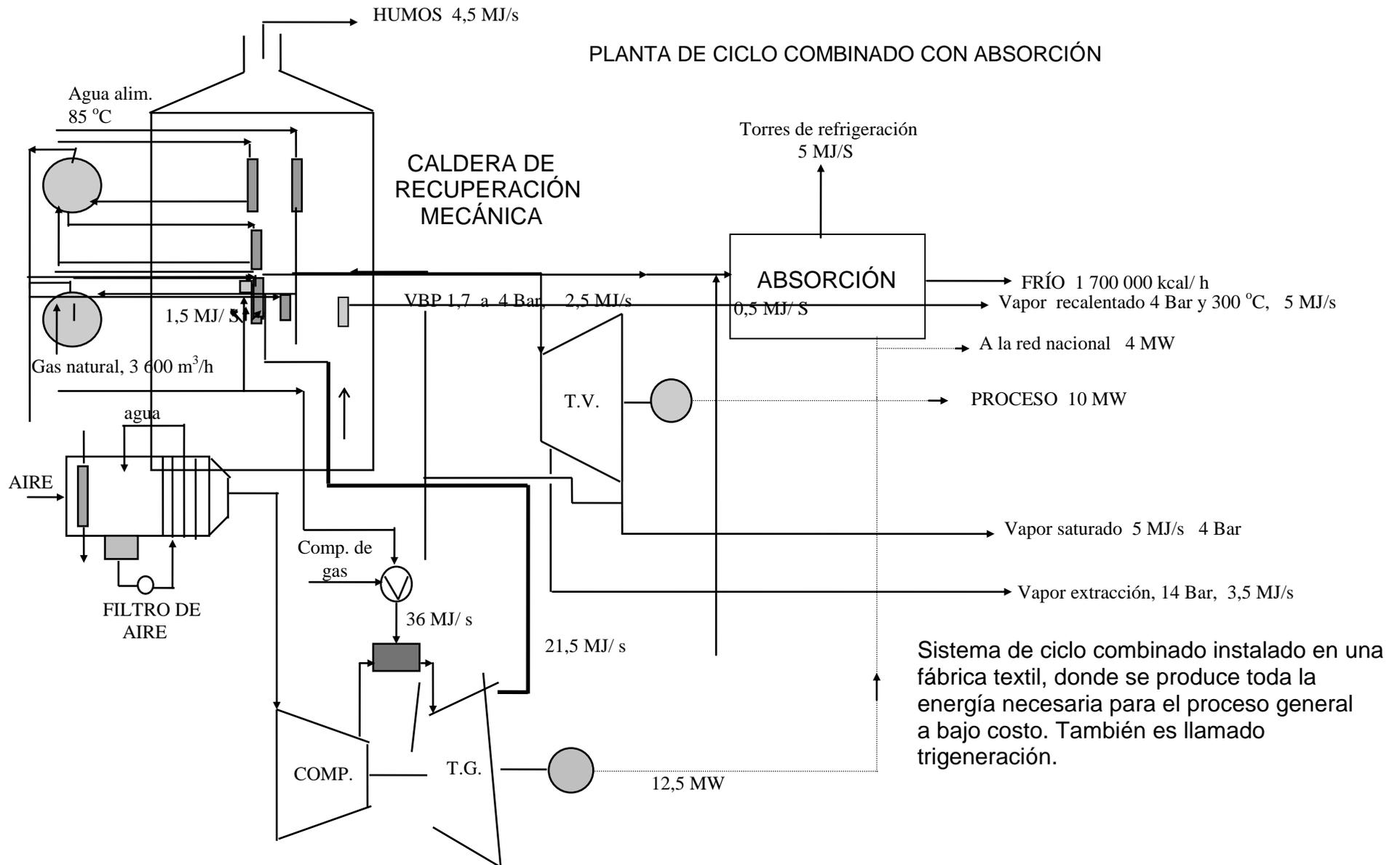


Figura 5.21 Sistema de ciclo combinado en fábrica textil (trigeneración)

5.5 Sistemas de cogeneración

5.5.1 Empleo de las turbinas de vapor

Las industrias químicas modernas con un alto nivel tecnológico no solamente son independientes de la corriente eléctrica pública, sino que además están en condiciones de producir y exportar energía eléctrica, permitiendo de esta manera la no utilización de la red nacional y aumentando al mismo tiempo la rentabilidad de la propia planta.

El empleo de turbinas de vapor crea las condiciones necesarias para la realización del objetivo antes afirmado.

La industria química requiere de máquinas accionadas, fiables y de excelente funcionamiento, rentabilidad, mantenimiento fácil en los equipos de movimiento mecánico, flexibilidad dentro de un gran margen, construcción óptima y bajos costos de inversión.

Las turbinas de vapor deben cumplir con todas estas exigencias, además de ofrecer las ventajas siguientes:

- Necesidad de poco espacio para su instalación.
- Mantenimiento y servicio de operación fáciles.
- Bajos costos de mantenimiento.
- Vapor de escape exento de aceite, que impide el daño a los precalentadores, vaporizadores, digestores y calderas dispuestos en serie.

Desde hace mucho tiempo, las turbinas de vapor son usadas en las fábricas químicas para el movimiento de generadores de energía eléctrica, bombas de alimentación de las calderas, ventiladores para el aire de combustión de calderas, compresores de aire comprimido y otros equipos mecánicos.

El turbogenerador es un elemento esencial en la central eléctrica de una fábrica. El conjunto de los datos de una planta, tales como el tamaño, número de motores eléctricos instalados, número de turbinas de vapor instaladas, tiempo de explotación y situación geográfica, son decisivos para el empleo de turbinas de vapor de una o de varias etapas. La turbina de una etapa exige menos costos de inversión debido a su construcción fácil, pero no alcanza el alto rendimiento de las turbinas de varias etapas.

En la extensión y modernización de las fábricas químicas, la turbina de vapor utilizada en sistemas de cabeza para la generación de electricidad ocupa una importante función,

siempre y cuando se instalen nuevas calderas de presión media o alta y que al mismo tiempo las ya existentes continúen siendo utilizadas.

5.5.2 Fundamentos del diseño de sistemas de cogeneración

Después del sector eléctrico, la industria química es el consumidor más relevante a nivel nacional. Desde las pequeñas fábricas hasta las grandes instalaciones, se considera a los energéticos un recurso indispensable.

Producto del incremento de los precios que ha sufrido la energía en los últimos años y debido a la falta de eficiencia en los procesos, comienza a ser atractiva la inversión en proyectos de ahorro de energía, con el fin de rediseñar equipos y procesos sobre la base de criterios de optimización energética, así como del aprovechamiento de los calores de desecho y la eliminación de pérdidas innecesarias, todo lo cual permite lograr ahorros considerables a mediano y largo plazo.

En los estudios realizados para la definición de los esquemas de cogeneración óptimos, es útil la aplicación de un diagnóstico, ya que a partir de este se podrán obtener los datos para la determinación de los costos actuales de operación de energía térmica y eléctrica, las condiciones reales de trabajo, la localización y disponibilidad de espacio para la instalación de un nuevo sistema o la ampliación del mismo, los consumos promedios de energía eléctrica y térmica usados en la planta, la disponibilidad de diferentes tipos de combustibles, limitaciones ambientales y cualquier otro elemento que aporte información para decidir el uso del sistema de cogeneración.

La aplicación del diagnóstico debe cumplir los objetivos siguientes:

- Recolectar datos energéticos (técnicos y económicos) de la fábrica.
- Describir el estado de los equipos y la operación de los mismos.
- Establecer la actitud de la industria hacia el estudio realizado.

Para cumplir con estos objetivos, el diagnóstico debe cubrir los aspectos siguientes:

- Identificación total de la fábrica.
- Datos energéticos básicos.
- Descripción de la instalación industrial.
- Datos técnicos y económicos adicionales.

- Planes y perspectivas de la fábrica.

Estos cinco aspectos están destinados a evaluar las oportunidades para aprovechar de forma óptima el consumo de combustible, así como disminuir o evitar el consumo de energía eléctrica externa, mediante la utilización de un sistema de cogeneración apropiado para el proceso.

Esta información estadística obtenida en la fábrica debe ser procesada para determinar la cantidad y el modo en que se utilizarán los energéticos. En general, los datos de consumo pueden considerarse representativos de la operación de la fábrica durante un año. Los datos a obtener de la empresa química deben ser los siguientes:

- Capacidad instalada, eléctrica y térmica.
- Consumos de electricidad y combustibles.
- Perfiles de demanda eléctrica y térmica.
- Estimación del potencial de cogeneración.
- Caracterización energética de la fábrica.

Como continuación del análisis energético, se realizará la caracterización de la planta para definir cómo se usan los energéticos en ella, y por tanto, qué posibilidades hay de reducir el consumo de los mismos, mejorando la eficiencia de conversión de la energía en los equipos y las modificaciones de las operaciones en los procesos.

Evidentemente, antes de proceder a diseñar en detalle el sistema de cogeneración aplicable, es necesario agotar las posibilidades de disminución del consumo energético y su uso, con el objeto de dimensionar adecuadamente y tener la flexibilidad necesaria para incidir en los costos de la misma.

La identificación y el posible análisis de las posibles medidas de conservación de la energía deben considerarse como base de la auditoría energética. Estas posibilidades se pueden clasificar en tres categorías:

- Las medidas relacionadas con acciones de operación y mantenimiento, sin costo o con bajo costo.
- Modificaciones, adiciones o reemplazo de equipos que implican una inversión inicial y costos de operación y mantenimiento.

- Medidas que requieran de investigación y desarrollo y que no solo involucran una inversión, sino también el estudio de nuevas tecnologías.

5.5.3 Selección del sistema de cogeneración

Proyectos nuevos

En el caso de proyectos nuevos en los que la cogeneración es parte del proyecto general, la selección del esquema aplicable no se ve afectada por restricciones de espacio.

Su programación contempla la satisfacción de las necesidades de instalación y del entorno que le rodea, en función de la posible exportación de la energía hacia otros usuarios o a la red nacional.

Instalaciones existentes

Este caso difiere del anterior en que la mayoría de las veces el sistema de cogeneración implica una adaptación, y por tanto, además de los resultados del análisis termodinámico, es necesario considerar la disponibilidad de espacio, los equipos existentes que podrán o no aprovecharse y la capacidad de la red nacional para exportar los excedentes de energía.

Según los valores de la relación Q/E, se pueden mostrar dos tipos de comportamiento:

- La uniformidad que presente dicha relación, independientemente de la carga con que trabaje el sistema.
- Las variaciones, su magnitud y los valores máximos y mínimos que se suceden y con qué frecuencia, si ocurren en un período de tiempo determinado y si ello depende de alguna condición de operación del proceso.

El primer punto conducirá al dimensionamiento de un sistema simple, pero puede requerir de una flexibilidad de respuesta rápida a cambios de carga, según lo indiquen los perfiles de demanda energética seleccionados.

El segundo punto dará como resultado la necesidad de diseñar un sistema que posea la flexibilidad necesaria para modificar su relación inherente Q/E, además de la indicada anteriormente.

5.5.4 Elección del nivel de cogeneración

Un sistema de cogeneración es tanto más eficiente cuanto mayor sea la cantidad de calor aprovechado, por lo que el dimensionamiento óptimo del mismo deberá basarse en la premisa de satisfacer al 100 % de la energía térmica que el proceso demande. Esto implica cuatro alternativas posibles:

1. Satisfacción térmica al 100 % y déficit de energía eléctrica: Debido a la simplicidad del sistema, este no es capaz de generar toda la electricidad requerida, por lo que se hace necesario comprar energía a la red eléctrica, aunque en menor cantidad de lo que se venía consumiendo, lo cual permite tener ahorros en la facturación por concepto de consumo y demanda máxima. La principal influencia sobre la no generación está dada por las variaciones en la relación (Q/E), causadas por los cambios en el requerimiento eléctrico. La flexibilidad que se requiere complejizaría el sistema, y dado el intervalo de los picos de la demanda eléctrica, no se justificaría la inversión en incrementar de este modo su capacidad eléctrica.
2. Satisfacción térmica y eléctrica al 100 %: Para la aplicación de esta, el sistema de cogeneración que se seleccione deberá tener la flexibilidad adecuada para mantener siempre de forma satisfactoria las necesidades energéticas de la empresa. El diseño de este tipo de sistema implica que al aumentar su capacidad eléctrica, se obtiene siempre un índice de calor neto (ICN) por encima del óptimo y por tanto no presenta ventaja alguna en la venta de excedente. Las características inherentes del esquema de cogeneración coinciden perfectamente con las necesidades de la fábrica.
3. Satisfacción térmica al 100 % con excedentes eléctricos: En este caso, el exceso de generación eléctrica, si resulta técnica y económicamente viable, daría como resultado la posibilidad de exportar electricidad a la red pública u a otra empresa por largos períodos, obteniendo con ello ingresos económicos, además de los ahorros energéticos.

Existirán también casos en los que dará resultado instalar un sistema de cogeneración con baja relación (Q/E) en procesos que poseen altos valores de dicha relación a un ICN bajo y por lo tanto altamente eficiente.

4. Satisfacción térmica parcial y eléctrica al 100 %: Aquí podemos encontrar que debido a la magnitud de la demanda eléctrica no resulta factible satisfacer los requerimientos térmicos con el sistema. Es posible también que la operación propia de la empresa implique altas variaciones en la relación (Q/E) en las que resulte difícil conseguir que el sistema de cogeneración siga la demanda térmica.

Si bien la primera y la tercera alternativas podrían considerarse las más idóneas, también se da el caso de que por situaciones de requerimiento de continuidad del proceso o falta de capacidad de abastecimiento de la empresa suministradora de electricidad, se tuviese que cogenerar el 100 % de la demanda eléctrica y contar con un excedente térmico. En este caso, se podrá mantener el punto óptimo de la instalación siempre y cuando se tenga un receptor que pueda consumir la energía, ya sea otro proceso o bien mediante la venta de esta energía a otra industria.

5.5.5 Casos de estudio de sistemas de cogeneración

Debido a que cada proyecto de cogeneración tiene sus particularidades que lo hacen único, no es posible dar una metodología general para la selección y análisis de estos esquemas.

Se dará una secuencia lógica para la realización de estos cálculos mediante los datos de varias fábricas evaluadas.

Caso No. 1: Cogeneración con turbina de vapor (demanda térmica satisfecha al 100 %).

Los valores de la demanda son:

$$Q_R = 55\,000 \text{ kW}$$

$$E_R = 26\,600 \text{ kW} \quad (Q/E)_R = 2,00$$

Después de realizar los balances térmicos señalados, se encontró que respecto a la demanda térmica para satisfacer la producción con vapor de alta y media presión, se obtuvieron los valores siguientes:

$$Q_{ap} = 47\,200 \text{ kW}$$

$$Q_{mp} = 7\,800 \text{ kW}$$

$$F_{vapc} = 63 \text{ t/h (48 ata, 400 }^\circ\text{C)}$$

$$F_{vmc} = 12,3 \text{ t/h (17 ata, 206 }^\circ\text{C)}$$

El esquema energético se representa en la figura 5.22:

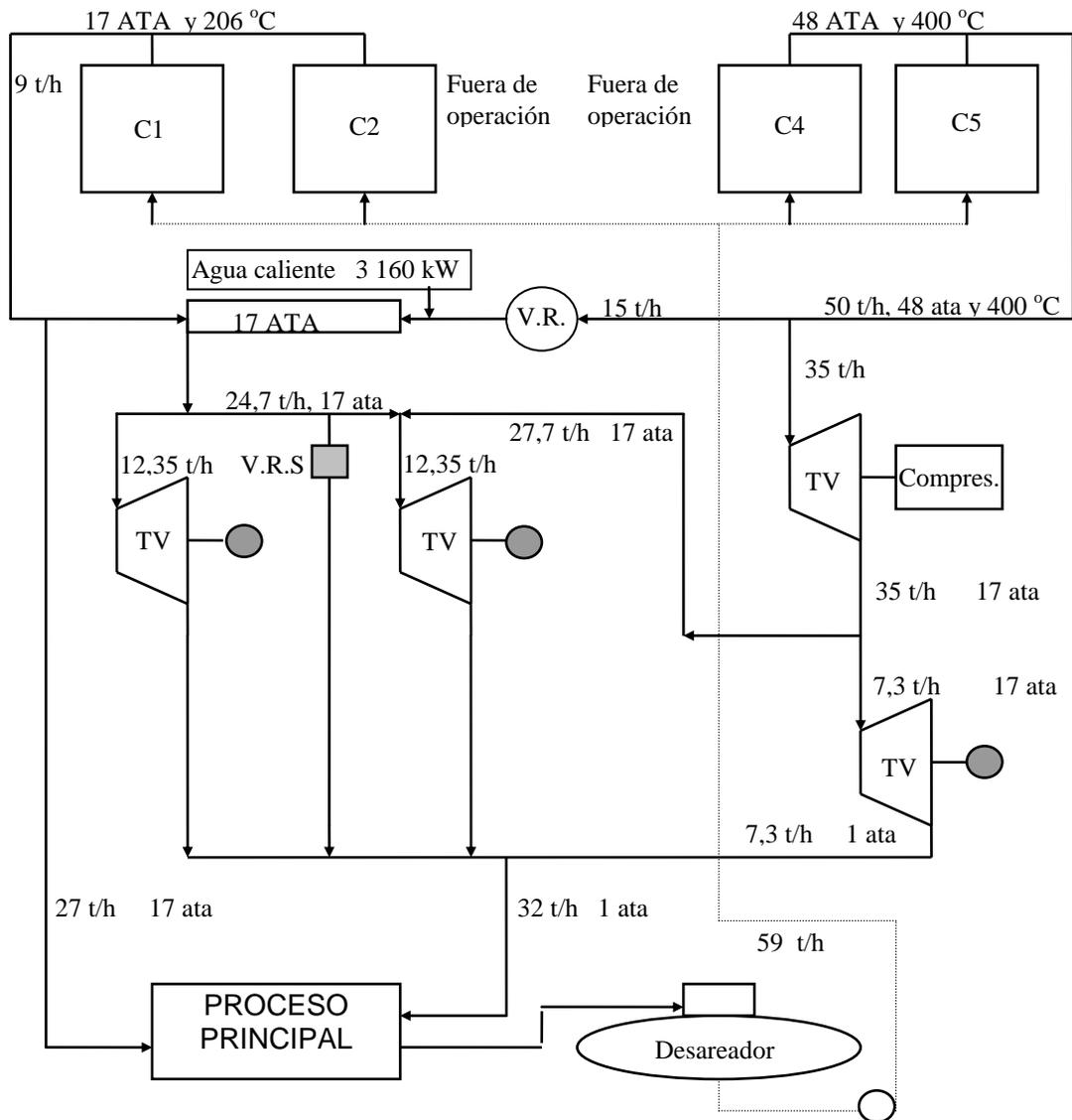


Figura 5.22 Cogeneración con turbina de vapor (demanda térmica satisfecha al 100 %). Situación actual

Según el diagrama actual, del flujo de alta presión, 35 t/h son consumidos por el turbocompresor de alta presión, mientras que el flujo restante pasa por una válvula reductora (VR) para convertirse en vapor de media presión. La estrangulación hace que el vapor termine su expansión con un alto grado de sobrecalentamiento y, por tanto, será necesario extraer 3 160 kW para que se alcancen las condiciones de saturación propias para las condiciones del vapor de media presión. Para condiciones de menor demanda de vapor, el flujo por la válvula reductora será menor.

Por tanto, las necesidades reales de vapor son:

$$F_{\text{vap}} = 35 \text{ t/h}$$

$$F_{\text{vmp}} = 40,3 \text{ t/h}$$

Generación de vapor con algunos arreglos del equipo actual

La alternativa de aprovechar la capacidad actual de generación de vapor considerará la operación a la presión (4 a 63 ata) y temperatura de la caldera (400 °C), para hacer pasar el flujo por un turbogenerador de vapor de contrapresión y obtener, en la descarga, vapor de media presión.

La caldera 5 trabajará bajo las mismas condiciones actuales: 48 ata y 400 °C, para alimentar al turbocompresor de alta presión. No existe posibilidad de obtener vapor del turbogenerador mediante una extracción a esta presión. La producción nominal de la caldera es menor que el flujo que requiere el turbocompresor bajo condiciones de máxima demanda térmica, por lo que es necesario estrangular 1 t/h de vapor de 63 ata a 48 ata para obtener el flujo requerido.

Generación de vapor:

$$F_{\text{vpn}} = 41,3 \text{ t/h} = 11,5 \text{ kg/s (63 ata y 400 °C)} \quad h_{\text{vpn}} = 3\,175 \text{ kJ/kg}$$

$$F_{\text{vap}} = 34 \text{ t/h} = 9,4 \text{ kg/s (48 ata y 400 °C)} \quad h_{\text{vap}} = 3\,201 \text{ kJ/kg}$$

$$F_{\text{vanx}} = 1 \text{ t/h} = 0,3 \text{ kg/s, para completar } F_{\text{vap}}.$$

Generación eléctrica:

$$E_1 = (F_{\text{vpn}} - F_{\text{vpx}}) (h_1 - h_{2s})$$

$$(F_{\text{vpn}} - F_{\text{vpx}}) = 40,3 \text{ t/h} = 11,2 \text{ kg/s}$$

$$h_1 = 3\,175 \text{ kJ/kg (63 ata y 400 °C)}$$

$$s_1 = 6,52 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_{2s} = 2\,862,6 \text{ kJ/kg}$$

$$E_1 = 11,2(3\,175 - 2\,862,6) = 3\,497 \text{ kW}$$

Suponiendo que las eficiencias de la turbina y del generador son de 80 % y 94 % respectivamente, se tendrá:

$$E_r = 2\,266 \text{ kWe}$$

$$h_2 = 2\,925 \text{ kJ/kg}$$

% de energía eléctrica requerida que el sistema satisface:

$$F_{\text{rpot}} = 2\,622(100)/26\,600 = 9,86 \%$$

Solo se podrá hacer bajo condiciones de demanda térmica máxima.

Calor útil (QU).

Calor que se utiliza directamente de la caldera: $QU_{ap} = (F_{vap} + F_{vpx})(h_{vap} - h_{aa})$

En este caso, las condiciones de entrada del agua de alimentación se producen a una temperatura de 120 °C ($h_{aa} = 504,7$ kJ/kg), que coincide con la salida del proceso.

$$F_{vap} + F_{vpx} = 35 \text{ t/h} = 9,7 \text{ kg/s}$$

$$QU_{ap} = 9,7(3\ 201 - 504,7) = 26,21 \text{ kW}$$

Calor útil para la descarga de la turbina:

$$QU_{mp} = F_{vmp} (h_{vmp} - h_{aa})$$

$$F_{vmp} = F_{vpn} - F_{vpx} = 11,2 \text{ kg/s}$$

$$QU_{mp} = 11,2(2\ 794,4 - 504,7) = 25,63 \text{ kW}$$

El calor útil será la suma de los anteriores:

$$QU = QU_{ap} + QU_{mp}$$

$$QU = 26\ 214 + 25\ 631 = 51\ 846 \text{ kWt}$$

Relación Q/E del sistema de cogeneración:

$$(Q/E)_{sc} = 51\ 846/2\ 622 = 19,8 \text{ (el requerido es de 2,07)}$$

Índice de calor neto (ICN):

$$ICN = (Q_s - QU/\eta_{cald})/E$$

Donde:

Q_s : Calor suministrado al sistema

QU/η_{cald} : Calor que es necesario suministrar para producir solamente calor útil por las calderas, suponiendo que $\eta_{cald} = 80 \%$.

Para la caldera 4 trabajando a presión nominal, se tendrá:

$$Q_{spn} = F_{vpx}(h_{vpx} - h_{aa})/\eta_{cald} \quad h_{aa} = 504,7 \text{ kJ/kg a } 120 \text{ °C}$$

Para la caldera 5:

$$Q_{sap} = F_{vap}(h_{vap} - h_{aa})/\eta_{cald}$$

Sustituyendo valores, se tendrá:

$$Q_{spn} = 11,5(3\ 175 - 504,7)/0,8 = 38\ 290 \text{ kW}$$

$$Q_{sap} = 9,4(3\ 201 - 504,7)/0,8 = 31\ 830 \text{ kW}$$

Calor suministrado total:

$$Q_s = 38\ 290 + 31\ 830 = 70\ 120 \text{ kW}$$

Entonces el ICN será:

$$ICN = (70\ 120 - 51\ 846/0,8)/2\ 622 = 2,03$$

Generación de vapor en condiciones mejoradas

Suponiendo que el sistema de cogeneración será aplicado a una instalación ya existente, se puede suponer entonces el reemplazo de las calderas actuales por una o varias que trabajen en condiciones mejoradas. Esto dará como resultado la obtención de mayor generación eléctrica, al aprovechar la expansión del flujo total de vapor generado a condiciones de mayor presión y temperatura, en una turbina de contrapresión con extracción. La extracción funcionará a la presión de 48 ata y la descarga a 17 ata.

Sustitución de las calderas por una de mayor capacidad y que trabaje a 63 ata

El primer paso en la selección de alternativas de esquemas de cogeneración para este caso particular: el cambio de las calderas por una que entregue el flujo total de vapor requerido y que trabaje a mayor temperatura, proporcionará vapor con un mayor contenido energético para generar más potencia eléctrica al expandirse en la turbina. Al mantener la presión actual, se podrá darle uso a los equipos auxiliares existentes.

Bajo estas condiciones, es importante realizar una revisión del proceso de expansión en la turbina, desde las condiciones de entrada hasta la presión de la expansión.

Se conoce que el turbocompresor requiere vapor a 48 ata y 400 °C, condiciones que deberá tener la extracción de la turbina. Suponiendo que se acerca a un proceso isentrópico, se puede conocer la temperatura del vapor a la entrada de la turbina, conociendo que la presión es de 63 ata.

Para esta turbina se tendrá:

Para la extracción:

$$H_{\text{vap}} = 3\,201 \text{ kJ/kg} \quad \text{a } 48 \text{ ata y } 400 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$S_{\text{vap}} = 6,67 \text{ kJ/kg K}$$

En el diagrama de Mollier y para $s = \text{const.}$, se tendrá a la entrada:

$$T_{\text{vpns}} = 442 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{a } 63 \text{ ata y } s = 6,67 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_{\text{vpns}} = 3\,281,6 \text{ kJ/kg}$$

Hay que resaltar que las condiciones halladas consideran la existencia de una expansión isentrópica en la turbina, que en realidad no es cierto. Partiendo de las condiciones anteriores, la temperatura que tendrá el vapor en la extracción será mayor de 400 °C,

producto de que la expansión termina con una entalpía mayor, al considerar la eficiencia de la expansión de 80 %. Realizando las correcciones se tendrá:

$$T_{vpn} = 440 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{vpn} = 63 \text{ ata}$$

$$h_{vpn} = 3\,275,4 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{vpn} = 6,66 \text{ kJ/kg K}$$

Generación de vapor:

Para el flujo de alta presión, se tendrá:

$$F_{vap} = 35 \text{ t/h} = 9,7 \text{ kg/s} \quad \text{a} \quad P_{vap} = 48 \text{ ata}$$

Para el flujo de media presión, se tendrá:

$$F_{vmp} = 40 \text{ t/h} = 11,2 \text{ kg/s} \quad \text{a} \quad P_{vmp} = 17 \text{ ata}$$

Flujo total de la caldera:

$$F_{vpn} = 75,3 \text{ t/h} = 20,9 \text{ kg/s} \quad \text{a} \quad P_{vpn} = 63 \text{ ata}$$

Generación eléctrica:

La potencia eléctrica que se podría generar es la siguiente:

$$E_1 = F_{vpn}(h_1 - h_{eaps}) + F_{vmp}(h_{eaps} - h_{2s})$$

$$h_1 = 3\,275,2 \text{ kJ/kg} \quad \text{a} \quad 63 \text{ ata y } 440 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$s_1 = 6,66 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_{eaps} = 3\,195,9 \text{ kJ/kg} \quad \text{a} \quad 48 \text{ ata y } s_{eaps} = s_1$$

$$h_{2s} = 2\,936,8 \text{ kJ/kg} \quad \text{a} \quad 17 \text{ ata y } s_2 = s_1$$

$$E_1 = 20,9(3\,275,2 - 3\,195,9) + 11,2(3\,195,9 - 2\,936,8) = 4\,561,3 \text{ kW}$$

Suponiendo que la eficiencia de la turbina es de 80 % y la del generador de 94 %, se tendrá:

$$E_r = 3\,421 \text{ kWe} \quad h_{eap} = 3\,212 \text{ kJ/kg} \quad h_2 = 3\,004,5 \text{ kJ/kg}$$

Solo se entregaría esta potencia bajo condiciones de demanda térmica máxima.

El calor útil que proporciona el sistema será el mismo que el caso anterior, ya que la base del diseño es la misma:

$$Q_{Uap} = 26\,214 \text{ kW (extracción)} \quad Q_{Ump} = 25\,632 \text{ kW (descarga)}$$

$$Q_U = 51\,846 \text{ kW (total)}$$

Relación Q/E del sistema de cogeneración:

$$(Q/E)_{sc} = 51\,846/3\,421 = 15,2 \text{ (requerida 2,07)}$$

Índice de calor neto (ICN).

$$\text{Calor suministrado en la caldera: } Q_{Spn} = 20,9(3\,275,2 - 504,7)/0,8$$

$$Q_{Spn} = 72\,440 \text{ kW}$$

$$\text{ICN} = (72\,440 - 51\,846/0,8)/3\,421 = 2,23$$

Aunque la generación eléctrica se ha incrementado en un 30 %, el índice de calor neto es más alto, por lo que el consumo de combustible atribuible a la generación de electricidad es mayor por kWh que en el caso anterior. En estas condiciones, el ICN obtenido resulta menor que el que presenta una central termoeléctrica convencional, por lo que esta solución puede proporcionar ventajas económicas en la reducción de la compra de energía eléctrica al sistema eléctrico nacional.

Cambio de las calderas por una que funcione a mayor presión y temperatura

El reemplazo de las calderas por una que funcione con el flujo de vapor requerido pero con mayor presión y temperatura implicará cambios en los equipos auxiliares. Se seleccionó una presión de 86 ata, ya que es el valor límite para calderas de uso industrial. La temperatura correspondiente a dicha presión, para evitar altas temperaturas en la extracción y la descarga de la misma, deberá ser de 485 °C.

El flujo de vapor de alta y de media presión no varía; por tanto se obtendrá:

Generación de vapor:

$$F_{vpn} = 75,3 \text{ t/h} = 20,9 \text{ k/s} \quad \text{a} \quad P_{vpn} = 86 \text{ ata}$$

Generación eléctrica:

$$E_1 = 20,9(3\,355,2 - 3\,180,3) + 11,2(3\,180,3 - 2\,924) = 6\,526 \text{ kW}$$

Si $\eta_{tur} = 80\%$ y $\eta_{gen} = 94\%$, entonces:

$$E_r = 4\,894 \text{ kW}$$

Calor útil en la extracción de la turbina:

$$Q_{Uap} = 26\,214 \text{ kW}$$

En la descarga de la turbina:

$$Q_{Ump} = 25\,632 \text{ kW}$$

Calor útil total:

$$Q_U = 51\,846 \text{ kW}$$

Relación Q/E del sistema de cogeneración:

$$(Q/E)_{sc} = 51\,846/4\,894 = 10,6 \text{ (requerida} = 2,07)$$

Índice de calor neto.

Calor suministrado en la caldera.

$$Q_{spn} = 20,9(3\,355,2 - 502,41)/0,8 = 74\,529 \text{ kW (equivale al calor total suministrado)}$$

$$\text{ICN} = (74\,529 - 51\,846/0,8)/4\,894 = 2,00$$

El índice de calor neto revela que la cantidad de combustible que se atribuye a la generación eléctrica es menor que en el caso anterior, indicando que el valor del Kwh por concepto de combustible será más bajo para la fábrica.

Generación de vapor con demanda eléctrica máxima satisfecha al 100 %, utilizando turbina de vapor condensante y con extracciones

En lo que se refiere a esquemas de cogeneración con turbina de vapor, debe mencionarse la utilización de la turbina condensante. El esquema puede concebirse como una ampliación del anterior, pues las condiciones de admisión son iguales para garantizar las condiciones energéticas del vapor de las extracciones.

Se requieren equipos auxiliares de mayor capacidad, y por tanto, la inversión total será mayor que la anterior. El condensador puede absorber las variaciones de demanda térmica o eléctrica que se produzcan por necesidades de la empresa.

La presión de descarga de la turbina se selecciona de 0,06 ata, correspondiente a una temperatura de saturación de 35 °C.

Generación eléctrica:

La demanda máxima de la fábrica es de:

$$E_{req} = E_r = 26\,600\text{ W}$$

Los cálculos se basarán en la figura siguiente:

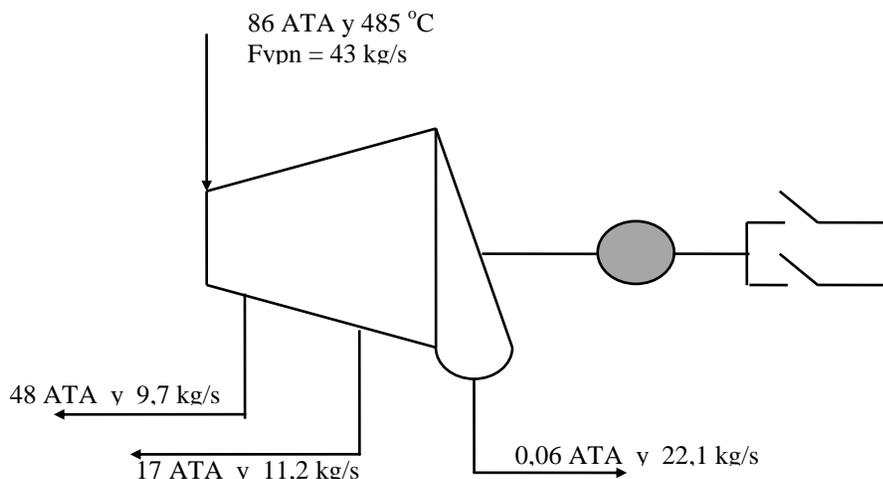


Figura 5.23 Generación de vapor con turbina de vapor condensante y extracciones

$$E1 = F_{vpn} (h1 - h_{eaps}) + (F_{vpn} - F_{vap})(h_{eaps} - h_{emps}) + \dots$$

$$+ (F_{vpn} - F_{vap} - F_{vmp})(h_{emps} - h_{2s})$$

$$F_{vap} = 9,7 \text{ kg/s}$$

$$F_{vmp} = 11 \text{ kg/s}$$

$$h1 = 3355,2 \text{ kJ/kg} \quad s1 = 6,64 \text{ kJ/kg K} \quad \text{a } 86 \text{ ata y } 485 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{eaps} = 3180,3 \text{ kJ/kg} \quad \text{a } 48 \text{ ata y } s_{eap} = s1$$

$$h_{emps} = 2924 \text{ kJ/kg} \quad \text{a } 17 \text{ ata y } s_{emp} = s1$$

$$h_{2s} = 2045 \text{ kJ/kg} \quad \text{a } 0,06 \text{ ata y } s2 = s1$$

$$E1 = F_{vpn}(3355,2 - 3180,5) + (F_{vpn} - 9,7)(3180,5 - 2924) + \dots$$

$$+ (F_{vpn} - 9,7 - 11,2)(2924 - 2045)$$

La potencia ideal será:

$$E1 = E_r / \eta_{tur} \cdot \eta_{gen}$$

Suponiendo que $\eta_{tur} = 80\%$ y $\eta_{gen} = 94\%$, se tendrá:

$$E1 = 35372 \text{ kW}, \text{ por tanto el flujo de vapor será: } F_{vpn} = 43 \text{ kg/s} = 155 \text{ t/h}$$

Calor útil total:

$$Q_U = 51846 \text{ kW}$$

Relación Q/E del sistema de cogeneración:

$$(Q/E)_{sc} = 51846 / 26600 = 1,95 \text{ (requerido } = 2,07)$$

Índice de calor neto (ICN):

$$ICN = (153223 - 51846 / 0,8) / 26600 = 3,32$$

Como indica el valor del ICN, poder satisfacer la demanda máxima eléctrica de la planta implica un alto consumo de combustible, de tal manera que este esquema no representa una ventaja en la reducción del consumo de energéticos a nivel nacional.

Cogeneración con turbina de gas y caldera de recuperación

La turbina de gas con caldera de recuperación de calor sin poscombustión se comporta de manera similar a la turbina de vapor a contrapresión. En ambas, la disponibilidad de energía térmica depende de la generación eléctrica, de tal forma que con la variación de la energía eléctrica el sistema podrá satisfacer parte de la demanda térmica y además se tendrán excedentes de calor que no se utilizará. En general, el objetivo desde el punto de vista de la operación, será satisfacer la demanda térmica al 100% con el mínimo de energía perdida al

medio ambiente. Por otro lado, con el objeto de darle flexibilidad al sistema, se puede considerar añadir un poscombustor al sistema.

Con el objeto de determinar la cantidad de calor que el esquema puede entregar, el mismo se analizará bajo la condición de máxima demanda de energía eléctrica, que dará como resultado el mayor flujo posible de gases a la descarga de la turbina de gas y una mayor producción de calor.

Según datos de fábrica, las condiciones requeridas son:

$$Q_{req} = 50\,000 \text{ kW}$$

$$E_{req} = 28\,359 \text{ kW}$$

Para la turbina de gas los parámetros de operación son los siguientes:

Compresor:

$$\text{Admisión: } T_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}, P_1 = 0,98 \text{ ata}, \Delta P_{fa} = 20 \text{ ata}$$

$$\text{Descarga: } P_2 = 10,5 \text{ ata} \quad \eta_{COMP} = 85 \%$$

Turbina:

$$\text{Admisión: } T_3 = 1\,100 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Descarga: } P_4 = 10,5 \text{ ata} \quad \Delta P_{recup} = 50 \text{ ata} \quad \eta_T = 90 \%$$

Cámara de combustión:

$$\Delta P_{cc} = 200 \text{ ata} \quad \eta_{CC} = 99 \%$$

Combustible:

$$\text{Gas natural: } PC_{ign} = 37\,300 \text{ kJ/Nm}^3 \quad \rho_{gn} = 0,81 \text{ kg/Nm}^3$$

$$\text{Relación A/C estequiométrica, } (A/C)_{est} = 13,8 \text{ kga/Nm}^3$$

$$C_p = 1 \text{ kJ/kg K} \quad \gamma = 1,4 \quad (\gamma - 1)/\gamma = 0,285$$

Generación eléctrica:

$$\frac{W_N}{C_P T_1} = \eta_T \left(\frac{T_3}{T_1} \right) \left(1 - \frac{1}{r_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{1}{\eta_C} \left(r_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

$$r_T = P_1/P_4$$

$$r_T = (P_2 - \Delta P_{cc})/P_4$$

$$r_C = P_2/P_1$$

Sustituyendo valores y despejando: $W_N = 281,24 \text{ kJ/kg}$

$$E_{req} = 28\,359 \text{ kW} \quad \eta_{gen} = 94 \%$$

$$\text{Entonces: } E_1 = 30\,170 \text{ kW y } E_1 = F_{aire} \cdot W_N$$

$$\text{Por tanto, } F_{aire} = 107,3 \text{ kg/s}$$

Calor suministrado:

$$q_s = C_p(T_3 - T_2)/\eta_{CC}$$

$$T_{2S} = T_1 * r_c^{(\gamma-1)/\gamma} = 586 \text{ K}$$

$$T_2 = T_1 + (T_{2S} - T_1)/\eta_{Comp} = 637 \text{ K} = 364 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q_s = 818 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_s = F_{aire} + q_s = 87 \text{ 773 kW}$$

Flujo de combustible:

$$M_{COMB} = q_s/PCI_{GN} = 0,0219 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{aire}$$

$$F_{COMB} = 107,3 * 0,0219 = 2,35 \text{ Nm}^3/\text{s} = 8 \text{ 460 Nm}^3/\text{h}$$

$$F_{COMB} = 1,9 \text{ kg/s}$$

Flujo de gases:

$$F_{GAS} = F_{AIRE} + F_{COMB} = 109,2 \text{ kg/s}$$

Exceso de aire:

$$E_{AIRE} = 1/m_{COMB} * A/C_{EST} = 330 \%$$

Temperatura de los gases a la salida de la turbina:

$$T_{4S} = T_3 * 1/r_T^{(\gamma-1)/\gamma} = 713 \text{ K}$$

$$T_4 = T_3 - \eta_T (T_3 - T_{4S}) = 779 \text{ K} = 506 \text{ }^\circ\text{C}$$

Esta temperatura a la salida de la turbina resulta adecuada para producir vapor a alta presión y 400 °C.

Cálculo de la caldera de recuperación

El calor de los gases de escape de la turbina de gas será cedido en parte en la caldera de recuperación; este vapor debe tener los siguientes parámetros:

Vapor de alta presión: $P_{vap} = 48 \text{ ata}$, $T_{vap} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, $h_{vap} = 3 \text{ 201 kJ/kg}$

Vapor de media presión: $P_{vmp} = 17 \text{ ata}$, $T_{vmp} = 206 \text{ }^\circ\text{C}$, $h_{vmp} = 2 \text{ 794 kJ/kg}$

Agua de alimentación: $T_{aa} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, $h_{aa} = 504,7 \text{ kJ/kg}$

Esta caldera de recuperación trabajará a doble presión. La proporción de vapor de alta y media presión que se necesita en las condiciones de operación de máxima demanda eléctrica de la planta es la siguiente:

$$F_{vap}/F_v = 0,44; \text{ es decir que: } F_v = F_{vap}/0,44$$

$$F_{vmp}/F_v = 0,56$$

En la siguiente figura se muestran los perfiles de enfriamiento de los gases y el calentamiento del vapor a su paso por la caldera de recuperación (curvas compuestas simples). Los dos puntos en que los perfiles se acercan es denominado punto de pellizco (*pinch point*); esta diferencia debe estar entre 10 y 15 °C para lograr un diseño económico de la caldera.

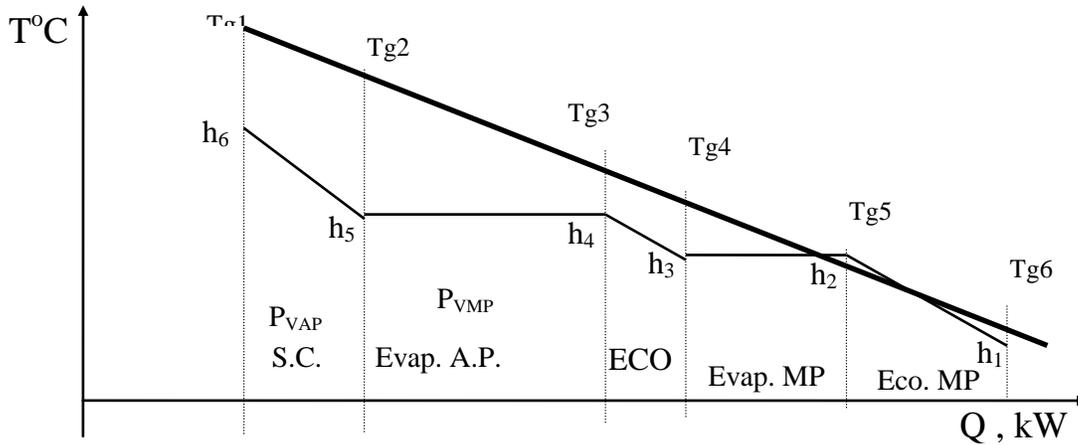


Figura 5.24 Perfiles de temperatura del gas y del vapor

Los datos que se conocen de cada etapa son los siguientes:

Economizador de media presión:

Lado del agua:

$$h_1 = 504,7 \text{ kJ/kg a } 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_2 = 879,5 \text{ kJ/kg a } 17 \text{ ata}$$

$$T_2 = T_s = 206 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$F_{\text{agua}} = F_v$$

Lado de los gases:

$$T_{g5} = T_2 + \Delta T_{PP} \quad \Delta T_{PP} = 10 \text{ a } 15 \text{ }^{\circ}\text{C (punto pinch)}$$

$$T_{g5} = 206 + 15 = 221 \text{ }^{\circ}\text{C (como mínimo)}$$

$$T_{g6} \text{ debe ser mayor de } 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$F_{\text{gases}} = 109,2 \text{ kg/s}$$

Evaporador de media presión:

Lado del vapor:

$$h_2 = 879,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 2794,4 \text{ kJ/kg a } 17 \text{ ata}$$

$$F_{vmp} = 0,56 \cdot F_v$$

Lado de los gases:

$$T_{g4} = ?$$

$$T_{g5} = 221 \text{ }^{\circ}\text{C (como m\u00ednimo)}$$

$$F_{\text{gases}} = 109,2 \text{ kg/s}$$

Economizador de alta presi\u00f3n:

Lado del agua:

$$h_3 = 879,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 1\,141,8 \text{ kJ/kg a 48 ata}$$

$$T_4 = 261,4 \text{ }^{\circ}\text{C} = T_s$$

$$F_{\text{agua}} = F_{\text{vap}} = 0,44 \cdot F_v$$

Lado de los gases:

$$T_{g3} = T_4 + \Delta T_{PP} = 276,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{g4} = ?$$

$$F_{\text{gases}} = 109,2 \text{ kg/s}$$

Evaporador de alta presi\u00f3n:

Lado del vapor:

$$h_4 = 1\,142 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 2\,796 \text{ kJ/kg} = h_g \text{ a 48 ata}$$

$$F_{\text{vap}} = 0,44 \cdot F_v$$

Lado de los gases:

$$T_{g2} = ?$$

$$T_{g3} = 276,4 \text{ (como m\u00ednimo)}$$

$$F_{\text{gases}} = 109,2 \text{ kg/s}$$

Sobrecalentador de alta presi\u00f3n:

Lado del vapor:

$$h_5 = 2\,795,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 3\,201 \text{ kJ/kg a 48 ata y } 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$F_{\text{vap}} = 0,44 \cdot F_v$$

Lado de los gases:

$$T_{g1} = 505,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{g2} = ?$$

$$F_{\text{gases}} = 109,2 \text{ kg/s}$$

Generaci\u00f3n de vapor.

Cálculo del flujo de vapor de la caldera de recuperación.

Balance de energía térmica en el evaporador de media presión y el sobrecalentador de alta presión.

$$Q_v = Q_g$$

$$F_{VAP}(h_6 - h_3) + F_{VMP}(h_3 - h_2) = F_{Gases} \cdot C_P(Tg1 - Tg5)$$

$$F_V = \frac{F_{Gases} \cdot C_P(Tg1 - Tg5)}{(F_{VAP} / F_V)(h_6 - h_3) + (F_{VMP} / F_V)(h_3 - h_2)}$$

Sustituyendo los valores, se tendrá:

$$F_V = 16,3 \text{ kg/s} = 58,7 \text{ t/h}$$

$$F_{VAP} = 7,2 \text{ kg/s} = 25,8 \text{ t/h}$$

$$F_{VMP} = 9,2 \text{ kg/s} = 33 \text{ t/h}$$

Debe verificarse si no se viola la temperatura de salida de los gases de la caldera (punto pinch):

Economizador de baja presión:

$$F_V(h_2 - h_1) = F_{Gases} \cdot C_P(Tg5 - Tg6)$$

$$Tg6 = Tg5 - \frac{F_V(h_2 - h_1)}{F_{Gases} \cdot C_P}$$

$$Tg6 = 170 \text{ °C} > 120 \text{ °C (es adecuada)}$$

Evaporador de media presión:

$$Tg4 = Tg5 + \frac{F_{VMP}(h_3 - h_2)}{F_{Gases} \cdot C_P} = 367 \text{ °C}$$

Economizador de alta presión:

$$Tg3 = Tg4 + \frac{F_{VAP}(h_4 - h_3)}{F_{Gases} \cdot C_P} = 383 \text{ °C}$$

Este valor debe ser mayor de 276 °C.

Calor útil:

$$QU_{AP} = F_{VAP}(h_6 - h_1) = 19\,319 \text{ kW}$$

$$QU_{MP} = F_{VMP}(h_3 - h_1) = 21\,000 \text{ kW}$$

$$QU = 40\,318 \text{ kW}$$

Relación Q/E:

$$(Q/E)_{SC} = 40\,318/28\,359 = 1,42$$

Índice de calor neto (ICN):

El calor suministrado es:

$$Q_s = 87\,773 \text{ kW}$$

Si la eficiencia de la caldera de recuperación es de 80 %, se tendrá:

$$ICN = (87\,773 - 40\,318/0,8)/28\,359 = 1,32$$

Este índice es más conveniente que el obtenido con la turbina de vapor.

Este sistema no es capaz de satisfacer la demanda térmica de la fábrica, por lo que se recomiendan las siguientes alternativas:

- Utilizar poscombustión en la descarga de la turbina de gas, con lo que se tendría una temperatura mayor de los gases, producto de la combustión a la entrada de la caldera, con el mismo flujo de gases.
- Incrementar la capacidad de la turbina de gas bajo las mismas condiciones de temperatura que se tiene en el análisis realizado (bajo el mismo ciclo termodinámico), con el fin de tener un mayor flujo de gases.

Caso No. 2 Estudio de la integración de potencia en procesos alcohólicos

Producto de los incrementos que han sufrido en los últimos años los procesos energéticos y debido a la falta de eficiencia en los mismos, comienzan a ser atractivas las inversiones en proyectos de ahorro de energía con el fin de rediseñar equipos, redes de intercambiadores de calor y procesos completos en sentido general, sobre bases y criterios de optimización energética.

Importante es también el aprovechamiento de los calores de desecho y la eliminación de pérdidas innecesarias, lo que permite lograr ahorros considerables a mediano y largo plazo.

El estudio de una destilería de alcohol puede ser una tarea compleja por la cantidad de corrientes frías y calientes que pueden intercambiar energía térmica, además de la operación que se realiza por las torres de destilación.

La aplicación de métodos de análisis de procesos de punta han posibilitado realizar estudios profundos, no solo desde el punto de vista energético, sino también para integrar los mismos a procesos de potencia.

La aplicación de estos sistemas ha experimentado diferentes fluctuaciones, relacionadas en su mayoría con la oferta energética disponible y la relación calor/electricidad.

Actualmente, debido a las diferencias de costo y abastecimiento entre la energía eléctrica y los combustibles, la rentabilidad en estos sistemas es atractiva.

Por todo ello, los objetivos generales que se pueden esbozar con la aplicación de métodos de punta a la red de intercambiadores de calor en sistemas de destilación alcohólica, son los siguientes:

- Obtención de la máxima eficiencia termodinámica en los calores intercambiados entre las corrientes frías y calientes del proceso.
- Obtención del consumo energético mínimo a partir del intercambio térmico entre las corrientes de proceso y las corrientes utilitarias de calentamiento y enfriamiento.
- Obtención de una RIC lo más económica posible, con un número mínimo de unidades de intercambio de calor.
- Integración primaria de potencia al proceso de producción de alcohol.

Caracterización energética de la destilería

La destilería en estudio posee en la actualidad dos tipos de producciones: alcohol natural y aguardiente. En ambos procesos el vapor es generado por una caldera española SADECA, de una capacidad de 7 t/h de vapor saturado a 10 ata (179 °C), lo cual no permite las dos producciones de forma simultánea.

El proceso de aguardiente consta de una columna de destilación y cuatro intercambiadores de calor. La batición es calentada en un intercambiador de calor que usa los vapores de alcohol del tope de dicha columna, mientras que el resto de los condensadores utilizan agua como medio de enfriamiento. El producto de fondo caliente (mosto) es enviado a la zanja de desechos.

Las principales deficiencias energéticas encontradas son las siguientes:

- Desaprovechamiento del calor del mosto.
- Calentamiento deficiente de la batición: esta debe ser de 95 °C y se calienta hasta 85 °C, lo que obliga a consumir más vapor.
- Serios problemas de contaminación ambiental, producido por el mosto caliente.
- Alto consumo de vapor de la columna por baja temperatura del alimento.

El sistema de alcohol está formado por cuatro columnas: destiladora, rectificadora, purificadora y depuradora, con sus correspondientes sistemas de condensación.

Este proceso se inicia en la columna destiladora, donde los vapores alcohólicos obtenidos pasan a la rectificadora, supliendo la demanda energética de la misma.

Con el producto del tope de esta columna, se calienta la batición a la primera columna en el calentavinos. El resto de los condensadores usa agua como medio de enfriamiento. El producto del fondo es enviado caliente a la zanja.

La tercera etapa (purificadora) garantiza la elevación del grado alcohólico y su calentamiento se produce por borboteo, mediante un serpentín. El producto de fondo no se enfría. Finalmente se halla la columna depuradora.

Las mayores dificultades energéticas encontradas son las siguientes:

- Poco uso del contenido calórico de las corrientes de desecho.
- Alimentación de la batición para 57 °C en lugar de 95 °C.
- Más problemas de contaminación por desechos calientes.

Obtención de los datos del proceso

Se aplican balances de materiales y energía térmica para conocer los flujos de las corrientes calientes y frías que son usadas en el proceso. El resto de las variables y parámetros del proceso fueron determinados en la fábrica y a partir de la bibliografía existente sobre esta temática.

Para la aplicación del método de análisis de proceso (TP) fue necesario conocer los valores de las capacidades caloríficas y las temperaturas de entrada y salida de las corrientes frías y calientes que deberán intercambiar calor en el proceso de producción. Para la selección de estas corrientes se siguió un método termodinámicamente fundamentado, que es detallado a continuación:

Tabla 5.4 Sistema aguardiente

Corriente	C (kW/°C)	T1 (°C)	T2 (°C)
H1	2,45	92	87

H2	1,53	87	79
H3	21,29	103	40
H4	-	-	-
C1	17,16	34	95

Aquí:

H: Corrientes calientes

C: Corrientes frías

H1: Vapores alcohólicos

H2: Corrientes alcohólicas que pasan al primer condensador

H3: Mosto de la columna

H4: Corriente alcohólica que pasa al segundo condensador, no se considera por su bajo contenido calórico y pasa a formar parte del reflujo a la misma.

C1: Batición.

Tabla 5.5 Sistema alcohol

Corriente	C(kW/°C)	T1 (°C)	T2 (°C)
H1	27,93	105	40
H2	1,47	96	40
H3	0,31	83	79
H4	0,14	79	74
H5	0,12	74	34
H6	0,016	93	40
H7	0,073	79	67

H8	0,048	77	40
H9	-	-	-
H10	-	-	-
C1	22,62	34	95

Aquí:

H: Corrientes calientes C: Corrientes frías

H1: Mosto de la columna destiladora

H2: Mosto de la columna rectificadora

H3: Vapores de alcohol del tope de la columna rectificadora

H4: Corriente alcohólica que pasa al primer condensador de la columna rectificadora

H5: Corriente alcohólica que pasa al segundo condensador (rectificadora)

H6: Mosto de la columna purificadora

H7: Corriente alcohólica que pasa al segundo condensador (purificadora)

H8: Corriente alcohólica que pasa al segundo condensador (depuradora)

H9: Corriente alcohólica del tercer condensador (rectificadora). No se tendrá en cuenta por bajo flujo másico y en ocasiones no se produce.

H10: Vapores alcohólicos que salen de la columna purificadora. No aporta carga calórica significativa por tener un gradiente de temperatura de 2 °C.

C1: Batición.

Retroajuste de las redes de la planta

De aquí en adelante se aplicará el método de análisis Pinch, ampliamente discutido anteriormente.

A partir de los datos anteriores se confeccionaron las tablas problema y las curvas de composición (T vs. H). A través de estas curvas se determina el área mínima para cada Δt_{\min} del proceso, obteniéndose los resultados siguientes:

Tabla 5.6 Análisis técnico-económico para el aguardiente

$\Delta t_{mín.}$	Área (m ²)	Ci (\$/año)	Cuh (\$/año)	Cuc (\$/año)	Costo total (\$/año)
5	69,02	9 895	0	25 800	120 471
10	43,31	7 272	3 995	29 430	40 388
15	34,17	6 490	1 383	38 510	46 383
20	16,31	9 165	3 396	47 590	59 052
25	31,34	6 209	3 396	56 670	66 274

Tabla 5.7 Análisis técnico-económico para el alcohol

$\Delta t_{mín.}$	Área (m ²)	Ci (\$/año)	Cuh (\$/año)	Cuc (\$/año)	Costo total (\$/año)
5	76,6	1 053	0	52 890	53 943
10	78,8	1 071	0	53 880	53 951
15	57,22	884	1 244	64 220	66 348
20	58,34	895	2 488	75 510	78 862
25	59,79	908	3 732	86 820	86 860
30	53,7	845	4 976	98 130	97 612

Para efectuar los cálculos se utilizaron los siguientes datos:

$h = 0,55 \text{ kW/m}^2\text{°C}$, para intercambio proceso/proceso

$h = 1,5 \text{ kW/m}^2\text{°C}$, para intercambio proceso/agua

$h = 8,4 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, para intercambio proceso/vapor

$C_i = \text{Costo de adquisición} + \text{Costo de instalación}$

Razón de retorno = 0,18

$$C_i = 0,18 \cdot (4\,333) (A)^{0,6} + 3,5 [0,18(4\,333)(A)^{0,6}]$$

$A = \text{Área de transferencia de calor (m}^2\text{)}$

$$\text{Entonces: } C_i = 3\,569,7(A)^{0,6} \text{ \$/año}$$

Costo del agua = 10 \\$/kW

Costo del vapor = 110 \\$/kW

Costo del combustible: 178 \\$/ton

Para el ajuste de las curvas se utilizó un método estadístico convencional, obteniéndose los resultados siguientes:

Para el aguardiente: $\Delta t_{\text{mín}} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ y $CT = 40\,388 \text{ \$/año}$

Para el alcohol: $\Delta t_{\text{mín}} = 12,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ y $CT = 51\,820 \text{ \$/año}$

Ajuste de la red para cada sistema y la $\Delta t_{\text{mín}}$ óptima

Sistema aguardiente:

Después de analizar cinco variantes de redes para este sistema, la más económica resultó la siguiente ($\Delta t_{\text{mín}} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$):

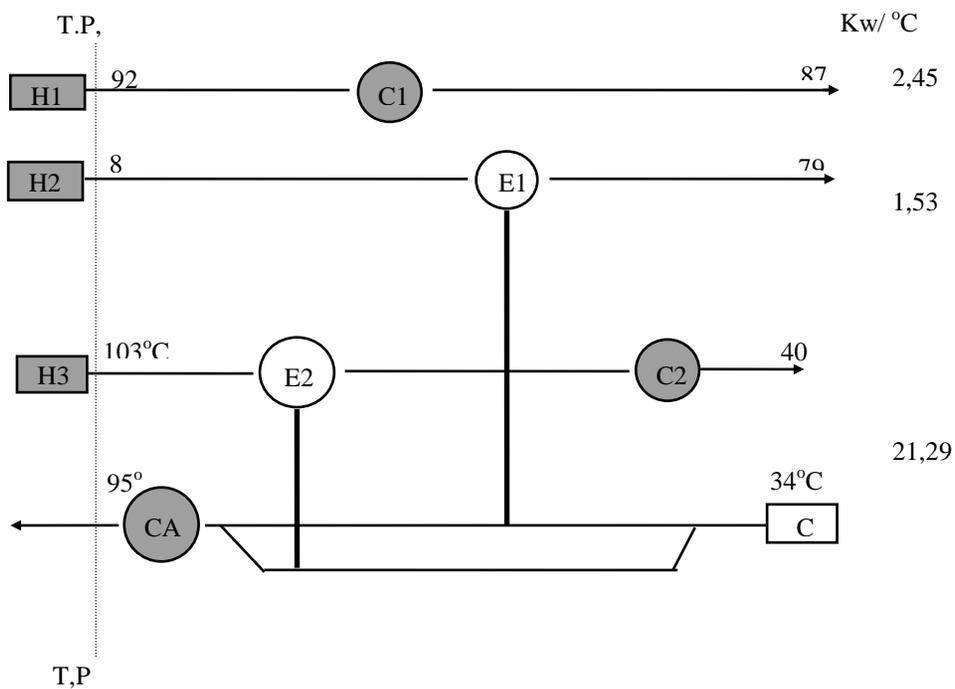


Figura 5.25 Ajuste de la red para sistema aguardiente

Se procedió al cálculo de las áreas de transferencia de calor de cada una de las unidades aplicando el método de efectividad NTU:

Tabla 5.8 Cálculo de las áreas de transferencia de calor

Corriente	T1 (°C)	T2 (°C)	t1 (°C)	t2 (°C)	E	R	NTU	C _{min} (kW/°C)	A (m ²)
C2	92	87	30	50	0,0086	0,25	0,055	0,61	0,042
E1	87	79	34	93	0,15	0,65	0,21	1	0,028
E2	103	52	34	95	0,73	0,8	2,5	17,16	55
C2	52	40	30	50	0,54	0,6	1,3	12,77	20,7
CA			93	95					0,95
Total									76,77

Aquí:

$$A_{\text{mín}}(\text{teórica}) = 43,31 \text{ m}^2$$

$$A(\text{calculada}) = 76,77 \text{ m}^2$$

$$A(\text{en fábrica}) = 132,7 \text{ m}^2$$

$$\text{Costo inversión} = \$ 143 453$$

$$\text{Costo utilidades} = \$ 32 760/\text{año}$$

El ahorro total, incluyendo el combustible que no se consume, así como el agua, es el siguiente:

$$\text{Ahorro total} = \$32 760/\text{año}$$

$$\text{Tiempo de recuperación} = 7,5 \text{ meses}$$

$$\text{Retorno} = 700 \%$$

Análisis de la posible cogeneración en la planta

Para el sistema actual se requiere en el proceso de aguardiente 3,8 t/h de vapor y para el de alcohol 4 t/h de vapor. Se tienen dos calderas disponibles: una que puede producir 7 t/h de vapor a 10 ata saturado y que solamente puede satisfacer la demanda de los procesos no simultáneos, con un sobrante de vapor de 3,2 t/h y 2,9 t/h a plena capacidad para aguardiente y alcohol respectivamente. Posee también otra caldera con una capacidad de 10 t/h de vapor, con la cual se tendrá un sobrante de 6,1 t/h y 5,9 t/h de vapor a plena capacidad para cada sistema. Para los dos sistemas trabajando juntos el sobrante de vapor es de 2,2 t/h. Por otra parte, el estudio del consumo eléctrico da valores entre 150-190 kWh/h, teniendo en cuenta la destilería y la ronera.

La relación Q/E es mayor que la unidad, y considerando que en cualquier caso hay un sobrante de vapor, es lógico pensar en una turbina de vapor con extracción variable y condensación parcial, que trabaje con un vapor saturado de hasta 15 ata.

Suponiendo una eficiencia de la turbina de 0,78 y de 0,94 del generador, y siendo la presión en el condensador de la turbina de 1,1 ata, para garantizar y condensar este vapor con agua a 30 °C, se analizaron las variantes siguientes:

- Para el proceso actual.
- Para el proceso integrado.

Para ambos casos, la humedad del vapor de escape será igual o menor del 12 %, con el fin de evitar roturas en la turbina.

Para el proceso actual

Se tomará con poco margen de error que: 1 kWh/h = 1kW

De los datos del balance se encontró que el índice de generación fue de 15 kgv/kgc.

La relación Q/E es de 15.

Para una caldera de 7 t/h de vapor a 10 ata saturado (aguardiente) y utilizando el diagrama de Mollier:

h1: Entalpía del vapor de entrada = 2 784 kJ/kg

H2: Entalpía del vapor de salida = 2 340 kJ/kg

h3: Entalpía del vapor de extracción = 2 685 kJ/kg (a 7 ata saturado)

$$S1 = 6,61 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

El proceso requiere de 3,8 t/h de vapor a 7 ata saturado, por tanto las masas serán:

Masa del vapor de entrada = 7 000 kg/h

Masa del vapor de salida = 3 200 kg/h

Masa de la extracción = 3 800 kg/h

Entonces la generación eléctrica será para la condición $S1 = S2 = S2$ (entropía constante).

$G = 490 \text{ kWh/h}$, que según las eficiencias seleccionadas, será de 360 kWh/h. Este proceso se ilustra en la figura siguiente:

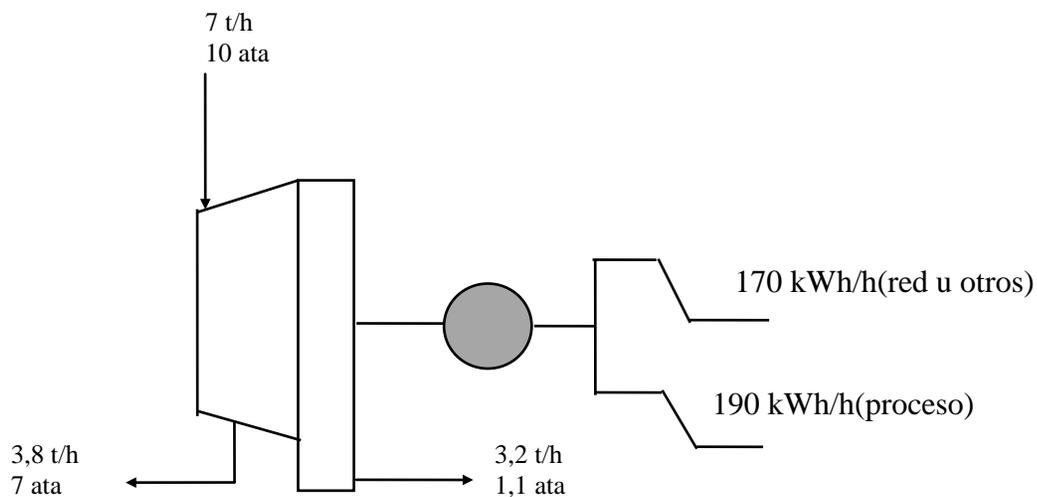


Figura 5.27 Proceso de cogeneración en la planta para el proceso actual

Consumo específico = 19,4 kgv/kWh

Consumo de combustible = 1 300 g/kWh (consumo medio en el país = 260 g/kWh)

Para la producción de alcohol la generación será similar y se satisfará la demanda de la planta que es de 190 kWh/h.

Para la integración de proceso

Tomando como base las curvas grandes (T vs. ΔH), se logró la integración del proceso para ambas producciones y para un $\Delta t_{\text{mín}} = 14 \text{ } ^\circ\text{C}$, mientras que los consumos de vapor se redujeron hasta aproximadamente una tonelada horaria. Con estos datos se procedió a realizar un análisis similar al anterior.

Análisis económico de las variantes de cogeneración

Para este análisis se utilizaron las ecuaciones convencionales de costo; del mismo modo, para el costo de adquisición de la turbina, se utilizó la siguiente expresión actualizada:

$$\text{Costo de adquisición} = Kr(S/SR)^m$$

$$\text{Precio de la electricidad} = \$ 0,09/\text{Kwh}$$

$$\text{Vida útil} = 12 \text{ años}$$

$$\text{Retorno base} = 18 \%$$

Tabla 5.10 Análisis económico de las variantes de cogeneración

Variante	Potencia (MWh/h)	Costo total (\$/año)	Tiempo de recuperación (años)	Retorno (%)
1.1	0,5	631 000	1,08	71
1.2	0,5	901 000	1,08	50
1.3	1,0	151 112	1,05	34
2.1	1,0	680 642	1,27	62
2.2	1,0	930 642	0,83	21,4

Analizando la tabla anterior, se puede señalar que la variante 1.1 es la más económica para el proceso actual pero no para las proyecciones futuras, cuando se intente integrar el proceso completo.

Es de notar que la presión de salida de la turbina al condensador es alta (1,1 ata); de ser menor se puede obtener una humedad en el vapor menor del 12 %, lo que produciría un efecto negativo desde el punto de vista mecánico. Solamente podría reducirse esta presión y ganar en eficiencia si se recalienta el vapor a 120 °C, lo cual requiere una mayor inversión, del mismo modo que debe tenerse en cuenta que estas calderas no están preparadas para esta variante ($t_v < 200 \text{ }^\circ\text{C}$). Lógicamente, también se podría ganar en eficiencia si el vapor fuera sobrecalentado de 90 a 100 °C.

Nótese que el consumo de combustible tiene altos valores comparados con el consumo por kWh/h producido en las termoeléctricas convencionales, lo que encarece el proceso. El uso de otro combustible como paja, bagazo o biogás puede hacer el proceso más rentable.

El estudio de la integración de ambos procesos puede realizarse en un plazo más largo, ya que requiere de un nuevo análisis más profundo para utilizar la caldera de 10 t/h y reducir aún más los costos del proceso. Puede estudiarse la posibilidad de instalar un sistema con motor de combustión interna mediante el uso de biogás o gas natural.

CAPÍTULO 6. COGENERACIÓN EN LA INDUSTRIA AZUCARERA

6.1 Introducción

El análisis, control, operación y las formas de introducir mejoras en los esquemas térmicos de las fábricas de azúcar tienen gran utilidad en los días de hoy. Todo parece indicar que la búsqueda en los ahorros de energía se dirige en lo fundamental a los siguientes objetivos:

- Mejoras en el aislamiento.
- Técnicas de recuperación de energía residual (medio ambiente).
- Uso de fuentes de energía renovable.
- Otras técnicas para mejorar la eficiencia de los equipos instalados.
- Mejoras en el sistema de cogeneración.
- Integración de potencia y procesos.

Estas consideraciones y otras más podrían hacerse sobre casi todas las industrias pero fundamentalmente en la azucarera y sus derivados. Las mayores posibilidades de ahorro de energía se encuentran en el análisis y modificación de los procesos, incluyendo la integración de potencia y procesos, así como la creación de equipos y sistemas térmicos más eficientes y de bajo costo, con un reemplazo no mayor de tres años.

Una vez situado ante un proceso concreto, en este caso el proceso azucarero y sus derivados, el primer problema que se presenta es la determinación de las posibilidades de ahorro energético que realmente existen y pueden implementarse.

Existen cuatro posibilidades para cogeneración en la industria azucarera actual, estas son:

- Turbinas de vapor a contrapresión.
- Turbinas de conducción con extracción de vapor automática.
- Combinación de estos ciclos en una turbina de gas con recuperación de calor de los gases con un generador de vapor.
- Combinación de estos ciclos con una turbina de gas con recuperación del calor de los gases con un generador de vapor.

- Combinación de estos ciclos con una turbina de gas con recuperación del calor con ayuda de un equipo de poscombustión.

Existen dos posibilidades de incrementar la potencia de generación en la industria azucarera:

- Incremento de la eficiencia eléctrica modificando el proceso o mediante la selección de un proceso de punta.
- Extendiendo el período de operación de la planta de potencia (eléctrica) aun cuando el central azucarero no esté operando.

En ambos casos debe usarse bagazo o algún combustible de bajo precio (biogás).

En la actualidad la industria azucarera puede contribuir de forma sustancial al suministro de energía eléctrica. Es conocida por todos la ventaja económica que representa la producción combinada de energía térmica y eléctrica debido al ahorro de combustible que implica su empleo como consecuencia del uso del calor residual del vapor de escape en el proceso tecnológico. En los sistemas convencionales el promedio de eficiencia es aproximadamente de 37 % y de 33 % si son tomadas en cuenta las pérdidas durante el transporte y la distribución. Aproximadamente el 64 % del calor se pierde inevitablemente y no puede ser usado en las instalaciones de generación de electricidad. Debido a la utilización de este calor residual, los sistemas de cogeneración tienen una eficiencia de alrededor del 85 %. Todo esto es mostrado en la siguiente figura:

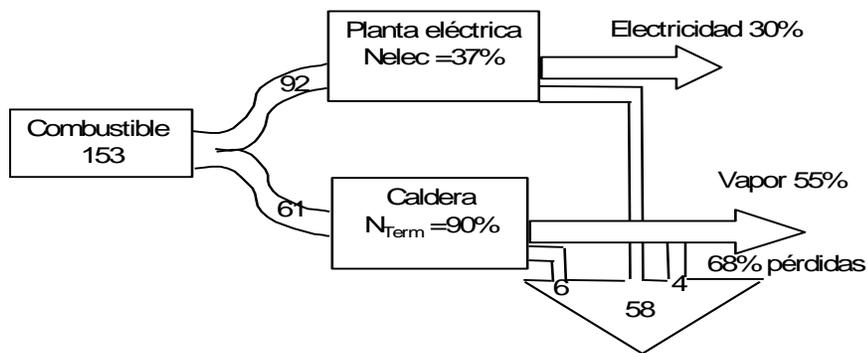


Figura 6.1 Sistema convencional en la industria

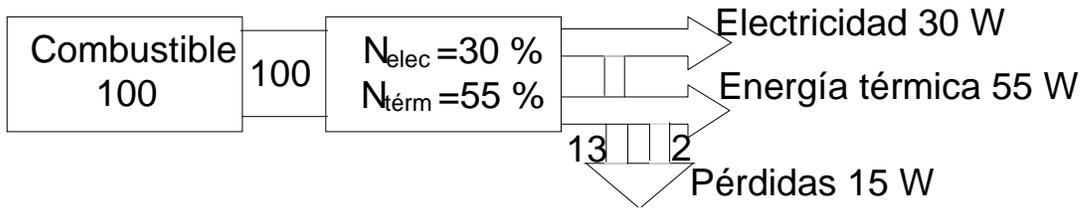


Figura 6.2 Sistema de cogeneración en la industria. Sistema convencional-cogeneración

$$\text{Ahorro de energía primaria} = \left(1 - \frac{100}{153}\right) 100 = 35\%$$

Existen dos formas generales de tratar los sistemas de cogeneración en la industria azucarera que están de acuerdo con los objetivos y necesidades de una fábrica:

- Si se desea obtener una mayor cantidad de bagazo sobrante, entonces hay que ir a las combinaciones eficientes de evaporación, y este bagazo se puede emplear en generar más energía eléctrica para vender al sistema eléctrico nacional o utilizar el bagazo en la industria de derivados.
- Si se desea obtener energía eléctrica disponible, es necesario elevar la presión del vapor directo.

Entre estas dos formas existe una intermedia donde no se maximiza ninguno de los factores anteriores, sino que se llega a un compromiso económico que pueda garantizar una alta producción de energía eléctrica con un excedente elevado de bagazo; aquí pueden jugar su papel los sistemas de cogeneración con extracción y condensación parcial.

La cogeneración en la industria azucarera mundial se basa en el uso de tres ciclos básicos:

1. Generadores simples con turbina a compresión (no condensado).
2. Combinación de turbinas a contrapresión con extracción simple o múltiple.
3. Extracción automática en tubos de condensación.

El diseño de estos ciclos se compone de dos factores principales, estos son:

- Factor teórico (reglas termodinámicas).

- Factor práctico.

Este último puede resumirse de forma general en los siguientes parámetros:

- Valor de la energía exportada (precio de venta).
- Magnitud de la energía exportada.
- Razón de molienda sobre la crítica y cantidad de bagazo sobrante o el uso de otro combustible.
- Condiciones y estados de los equipos existentes en la fábrica.
- Requerimiento asociado con el mantenimiento, la calidad y los suministros de repuesto disponible.
- Período disponible para producir energía eléctrica para ser vendida al exterior.
- Horas de operación del sistema de cogeneración al año.
- Conjuntamente con la introducción de generadores de vapor de altos parámetros y como complemento se implementan los secaderos de bagazo, lo cual incrementaría la eficiencia general de estos y produciría un aumento del sobrante de bagazo (10-20 %), lo cual reportaría un ahorro aproximado de vapor de $50 \cdot 10^4$ y $70 \cdot 10^4$ toneladas de petróleo por año.

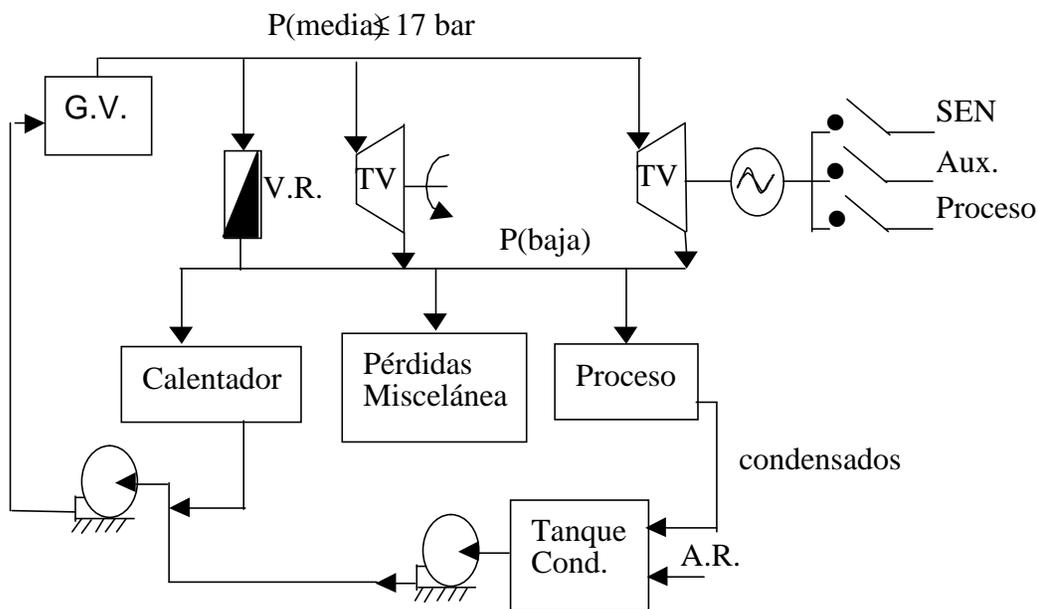


Figura 6.3 Generación con turbina a contrapresión

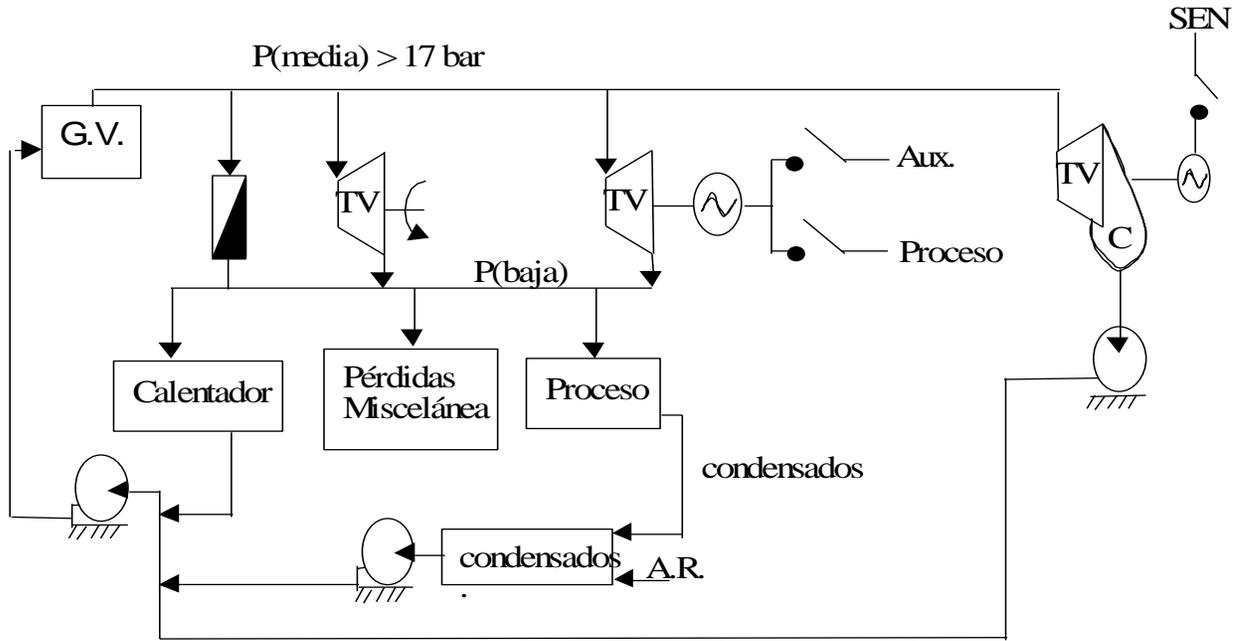


Figura 6.4a Combinación de turbinas a contrapresión con extracción simple o múltiple

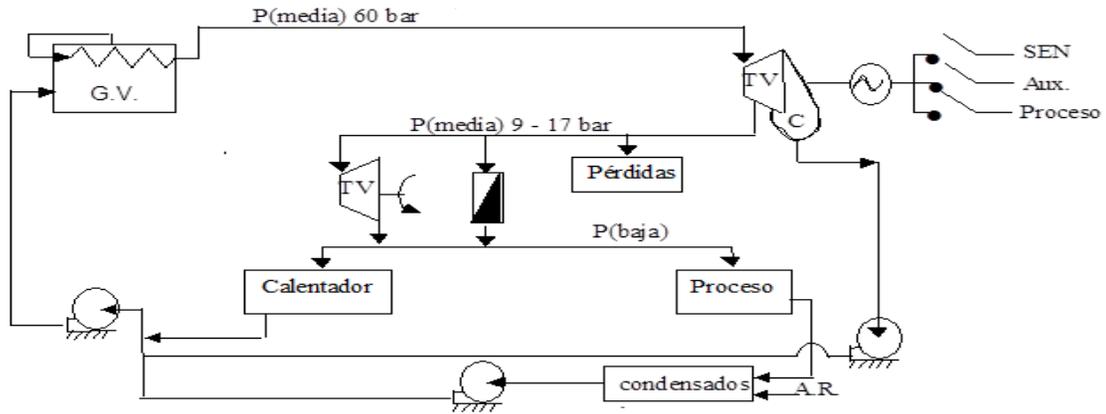


Figura 6.5b Combinación de turbinas a contrapresión con extracción simple o múltiple

En la industria azucarera de otros países ya se han puesto en práctica estas soluciones con las siguientes características:

- Con la presencia de al menos un turbogenerador operando en el modo de condensación parcial.
- Con el uso de equipos auxiliares y la inclusión de secaderos de bagazo.

- Con evaporación y el uso fundamental de efectos quintuples con antievolaporación de condensador.
- Incremento de la presión de operación de las calderas, lo cual ha conllevado a una disminución en los requerimientos de energía a vapor de 300 kgv/tc y consumos de menos de 30 kWh/tc.
- Uso de vapores secundarios exclusivamente para el calentamiento de los jugos y otros propósitos, lo cual puede producir ahorros entre 20-100 kgv/tc.

En los centrales azucareros de El Salvador poseen un esquema de cogeneración como indica la figura 6.6.

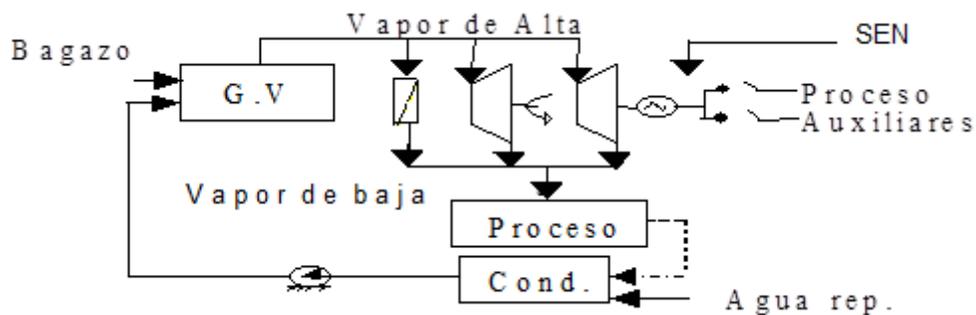


Figura 6.6 Esquema actual

En la actualidad se han propuesto dos variantes para el período de zafra y no zafra, los cuales se resumen en las siguientes figuras:

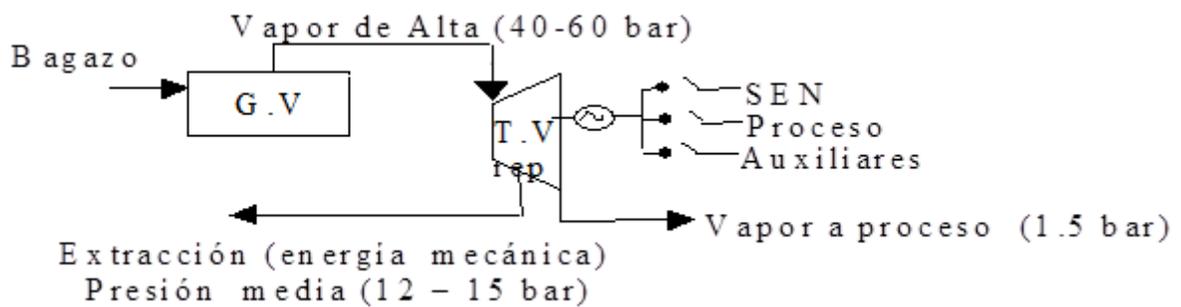


Figura 6.7 Temporada de zafra

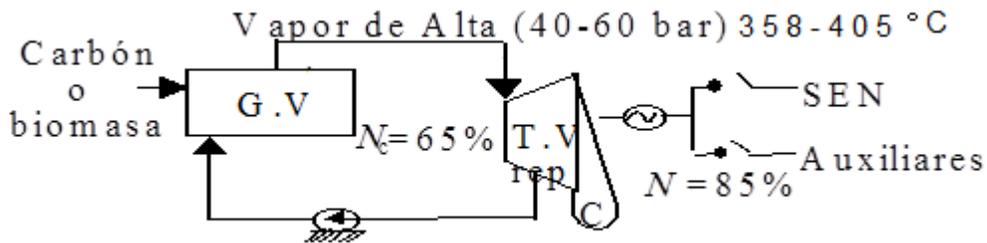


Figura 6.8 Temporada de no zafra

En la actualidad, en la industria azucarera mexicana se están dando los primeros pasos para dotar a los centrales de generadores de vapor de altos parámetros. Todo esto responde al hecho de que la posibilidad de conversión de energía térmica en eléctrica aumenta en la medida en que aumentan los parámetros de las calderas. Lograr este avance es necesario para la solución de los siguientes factores:

- Aumentar la pureza de las aguas de retorno que alimentan las calderas de alta presión.
- Nivel de presión y temperatura en la generación de vapor.
- Regulación y control de la presión de vapor sobrecalentado.
- Suministro continuo y estable de bagazo al generador de vapor.
- Producir vapor durante todo el año.
- Forma y modo de operación, capacitación del personal y vinculación con el central.

En nuestro país todavía no se han puesto en práctica estas variantes (solamente algunas en las provincias orientales), pero están realizándose estudios encaminados a lograr mejoras en cuanto al uso y generación racional de la energía.

En general, la generación de energía eléctrica por tonelada de caña procesada hasta el momento se encuentra en los siguientes valores a nivel mundial:

Louisiana	90 kWh/tch
Florida	22 kWh/tch
Puerto Rico	26-28 kWh/tch
Cuba	≈ 26 kWh/tch

Se espera que en un futuro cercano el potencial de energía eléctrica se incremente por las modificaciones en el proceso, previo análisis, de las siguientes formas:

- Modificación en el departamento de generación hasta 25 kWh/tch.
- Cambios operacionales de 60 hasta 70 kWh/tch.
- Tecnología de avanzada de 70 hasta 140 kWh/tch.
- Utilización de residuos de la caña (RAC) de 140 hasta 230 kWh/tch.

La tendencia actual en el mundo es la integración de procesos, sobre todo la integración de potencia-procesos, para lograr una armonía más lógica en la interacción del sistema de cogeneración y el proceso de producción.

Este método consiste en el diseño sistemático y simultáneo de varios procesos, opuesto completamente al diseño por separado de cada parte. Gracias a la integrabilidad del proceso, un ingeniero proyectista puede ahorrar costo de inversión y costo de energía; del mismo modo, puede mantener el control y la flexibilidad de la planta completa. A través de un análisis de procesos de punta, hoy día es posible retroajustar procesos complejos, eliminar cuellos de botellas, dar más flexibilidad, etc. En la literatura existente al respecto se ofrecen ejemplos reales en los que se aplican estos conceptos ya establecidos. También se incluyen una serie de criterios que analizan de forma casuística la problemática energética de las fábricas de azúcar cubanas. Estos se pueden resumir en los siguientes aspectos que deben ser tenidos en cuenta para impulsar el desarrollo energético de esta industria en tiempos actuales y futuros:

- La industria azucarera cubana presenta grandes reservas de energía primaria, que la pueden convertir en suministradora de materias primas excedentes para la industria de derivados y de energía eléctrica marginal.
- El aumento de la eficiencia energética de las fábricas de azúcar, haciendo un mejor uso y operación de las instalaciones ya existentes, es una vía insuperable.
- Los sistemas energéticos de las fábricas de azúcar son complejos y requieren un enfoque sistémico, donde los dos grandes subsistemas (potencia y proceso) deben estudiarse al unísono y con la misma precisión.
- Hay que buscar las vías para la obtención de bagazo sobrante y una generación máxima de energía eléctrica, hasta donde lo permita la cantidad de vapor del proceso.

La jerarquización del uso del vapor en el proceso debe corresponderse con una buena metodología para la integración de potencia y procesos.

Análisis de un esquema térmico típico en la industria azucarera de caña

Se analizará un esquema térmico típico sencillo como se ilustra en la siguiente figura:

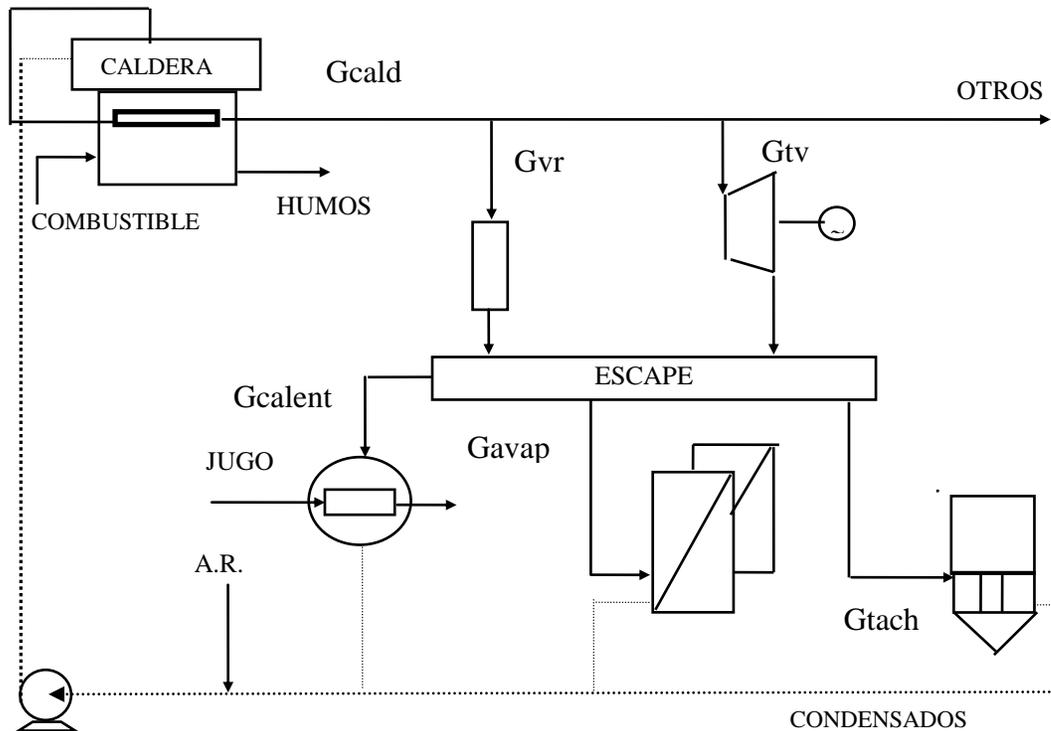


Figura 6.9 Diagrama térmico típico

Algunas indicaciones a considerar en el esquema de la figura 6.9:

- Control y caracterización del agua de enfriamiento y de los condensados.
- Control de la masa de condensados y su calidad para alimentar las calderas.
- Control de la generación de vapor y su calidad, así como de la generación de electricidad.
- Control de las pérdidas generales del sistema y del proceso (aislamiento, fugas, salideros, etc.)
- Distribución de la energía en el proceso.

Potencia	2 a 5 %
Producción	60 a 80 %
Otros	2 a 4 %
Condensados	10 a 15 %

Pérdidas generales 5 %

Eficiencia térmica general del sistema (debe estar entre 90 y 95 %).

$$\text{Ef. térmica} = (Q_{\text{cald}} - Q_{\text{pérd}}) \cdot 100 / Q_{\text{cald}}$$

Balance de vapor:

$$G_{\text{cald}} = (G_{\text{tv}} + G_{\text{vr}} + G_{\text{otros}}) \cdot 1,05$$

$$G_{\text{tecn}} = G_{\text{alent}} + G_{\text{evap}} + G_{\text{tach}}$$

$$G_{\text{vr}} = G_{\text{tecn}} - G_{\text{mp}}$$

$$G_{\text{mp}} = G_{\text{tv}} \text{ (pueden existir otros MP)}$$

$$\% \text{ generación} = (G_{\text{cald}} / G_{\text{cald}} \cdot \text{Nom.}) \cdot 100$$

$$\% \text{ A. R.} = (G_{\text{agua tecn.}} / G_{\text{cald}})$$

$$\% \text{ V. R.} = (G_{\text{vr}} / G_{\text{cald}}) \cdot 100$$

Índices prácticos principales:

$$\% \text{ V. R.} = 12 - 15$$

% generación < 130 para calderas de tubos de agua

$$\% \text{ A. R.} < 15 \%$$

% pérdidas de calor generales < 5 %

Para que una fábrica de azúcar tenga un balance térmico positivo deben cumplirse los índices siguientes:

- % V. R. = 12 -15 %.
- % A. R. < 15 %.
- Sobrante de bagazo \approx 5 %.
- % de pérdidas de calor totales < 5 %.
- Uso eficiente de las extracciones y los condensados.
- Uso eficiente de la cogeneración bien integrada al proceso.

Balance de calor en los equipos del sistema:

$$a) Q_{\text{cald}} = Q_{\text{pot}} + Q_{\text{tecn}} + Q_{\text{cond}} + Q_{\text{otros}} + Q_{\text{pérd}}$$

Se desglosarán cada uno de sus términos:

$$Q_{\text{pot}} = Q_{\text{tv}} + Q_{\text{mv}} + \dots + Q_i$$

i: Número de motores primarios

$$Q_{\text{tv}} = G_{\text{tv}}(H_0 - H_2)$$

H₀: Entalpía del vapor de alta presión (kJ/kg)

H_2 : Entalpía del vapor de baja presión (escape) (kJ/kg)

$$Q_{mv} = G_{mv} (H_o - H_2)$$

b) $Q_{tecn} = Q_{calent} + Q_{evap} + Q_{tach}$

Q_{calent} : Parte del balance térmico en los calentadores individuales. Solo se cuantifican los que consumen vapor de escape.

$$Q_{calent} = G_{calent} \cdot \lambda_v = M_{jm} \cdot C_p \cdot (t_2 - t_1)$$

c) Q_{evap} : Parte del balance de materiales y calor en el área de evaporación.

$$Q_{evap} = G_{evap} \cdot \lambda_v$$

Sin extracción:

$$G_{evap} = [(V1 \lambda_1 / \lambda_v) + F \cdot c_p \cdot (t_{b1} - t_f) / \lambda] \cdot 1,03$$

Con extracción:

$$G_{evap} = [(V1 \lambda_1 / \lambda_v) + F \cdot c_p \cdot (t_{b1} - t_f) / \lambda] \cdot 1,03 + \Delta E$$

Aquí:

$$\Delta E = [(n - 1) / n] E_1 + [(n - 2) / n] E_2 + \dots + (1 / n) E_n$$

n: Número de efectos

E_n : Extracciones en los efectos n.

- Influencia en los índices de trabajo del múltiple efecto con el uso de las extracciones.
- Incremento del consumo específico.
- Disminución de la economía general.
- Ligera disminución del coeficiente de evaporación.
- Disminución del consumo de vapor del área tecnológica.

d) Q_{cond} : Parte del balance de agua a las calderas del sistema energético:

$Q_{cond} = Q_{ccalent} + Q_{cevap} + \dots +$ todos los condensados calientes y seguros a calderas.

$$Q_{ccalent} = G_{calet} \cdot H_a$$

H_a : Entalpía media de los condensados de los diferentes equipos.

e) Q_{tach} : Parte de un balance de materiales en cada tacho y por tipo de templa.

$$Q_{tach} = G_{tach} \cdot \lambda_v$$

El parámetro G_{tach} se determina mediante la metodología propuesta por el profesor Rubén Espinosa Pedraja, aunque existen otros métodos basados en índices históricos y en

la actualidad hay programas computacionales que obtienen resultados satisfactorios del consumo de vapor en esta sección.

f) Qotros:

$$Q_{\text{otros}} = G_{\text{otros}} (H_o - H_a)$$

$$G_{\text{otros}} = (1,02 \text{ a } 1,08) G_{\text{mp}}$$

Este es un método práctico, ya que este factor es difícil de obtener en la realidad.

Distribución de la energía térmica en el proceso:

$$Q_{\text{cald}} = G_{\text{cald}} \cdot H_o$$

$$\% \text{ potencia} = (Q_{\text{pot}}/Q_{\text{cald}}) \cdot 100$$

$$\% \text{ tecnológico} = (Q_{\text{tecn}}/Q_{\text{cald}}) \cdot 100$$

$$\% \text{ condensado} = (Q_{\text{cond}}/Q_{\text{cald}}) \cdot 100$$

$$\% \text{ otros} = (Q_{\text{otros}}/Q_{\text{cald}}) \cdot 100$$

$$Q_{\text{pérd}} = Q_{\text{cald}} - \sum Q_i$$

$$\% \text{ pérdidas de calor} = (Q_{\text{pérd}}/Q_{\text{cald}}) \cdot 100$$

Índices normales de trabajo: Rango usado teóricamente para una buena distribución del calor en el proceso de producción azucarera.

Estos índices están basados en reglas heurísticas obtenidas por los autores en más de ochenta balances térmicos efectuados en unidades azucareras de diferentes características y producciones:

Áreas	% de Qcald
Potencia	2-5
Tecnológico	70-80
Condensados	10-15
Otros	2-4
Pérdidas	hasta el 5 %

Motores primarios

Son aquellos equipos que transforman la energía térmica en trabajo de eje (mecánico o eléctrico). Estos son, entre otros:

- Turbogeneradores.

- Turbinas de vapor.
- Máquinas de vapor.
- Maquinillas de vapor.
- Eyectores de vapor.
- Termocompresores (bombas térmicas).

Clasificación general de los turbogeneradores:

- Extracción.
- Contrapresión.
- Condensantes.
- Combinación de los anteriores.

Para un turbogenerador, la ecuación práctica para calcular el consumo de vapor es:

$$G_{tv} = N_g \cdot 3600 / N_t \cdot H_b \cdot \eta_{ele} \cdot \eta_{mec} \cdot N_{tub} \quad (\text{kg/h})$$

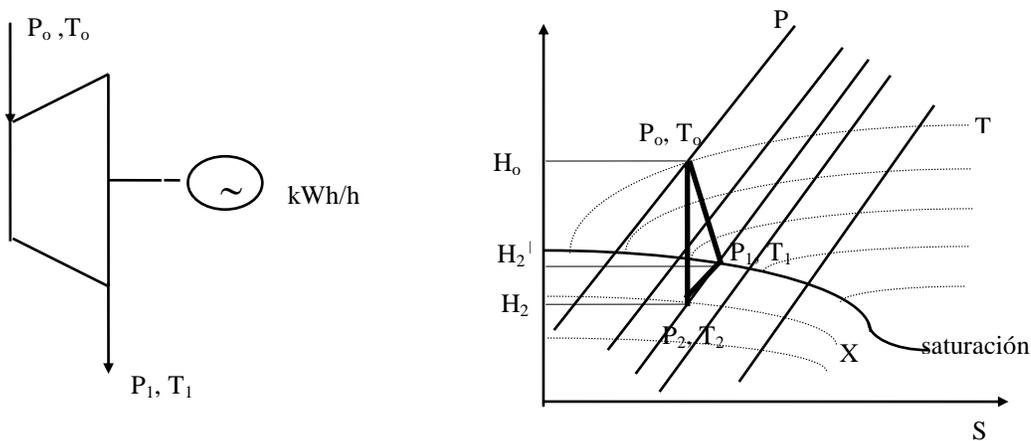


Figura 6.10 Consumo de vapor en un turbogenerador

N_g = kWh/h generados reales

$H_b = H_0 - H_2$ (salto entálpico ideal)

$\eta_{mec} = 0,95$ a $0,98$ (eficiencia mecánica)

$N_{tubo} = 0,92$ a $0,99$ (depende del aislamiento térmico de la fábrica)

$N_t = (H_0 - H_2') / (H_0 - H_2)$ Eficiencia termodinámica (40)

Se pueden tomar los valores siguientes:

0,5 a 0,7 turbos a contrapresión

0,6 a 0,8 turbos de extracción-condensación

Consumo específico (CE) = kgv/kWh, para un trabajo normal: 9 a 15 kgv/kWh

Dependencias aproximadas del consumo específico para turbos:

- Turbos viejos y de baja capacidad < 1,5 MWh (aumenta el CE).
- Turbos viejos y de alta capacidad $\geq 1,5$ MWh (hay una ligera disminución en el CE).
- Turbos nuevos de baja capacidad < 1,5 MWh (aumenta el CE moderadamente).
- Turbos nuevos de alta capacidad $\geq 1,5$ MWh (disminuye el CE y pueden alcanzar valores entre 6 y 10 kWh).

Para turbinas que no producen energía eléctrica, se utiliza la ecuación anterior, pero:

$$N_g = N_{nom} [(RPM_{real})^{1/3} / (RPM_{nom})^{1/3}]$$

Esta ecuación es usada para cálculos aproximados:

Máquinas de vapor:

$$G_{mv} = N_{mv} \cdot 3600 / N_t \cdot H_b \cdot N_{tubo} \text{ (kgv/h)}$$

$$N_{mv} = 0,1 \cdot H_{pi} \cdot N_{mec} / 1,34 \text{ (Kw potencia al freno)}$$

Aquí N_{mec} :

$$\text{Si } (X) = H_{pi} / V_m \geq 30, \text{ entonces } N_{mec} = 0,001(X) + 0,78$$

$$\text{Si } (X) = H_{pi} / V_m < 30, \text{ entonces } N_{mec} = 0,003(X) + 0,7$$

$$V_m = L \cdot N / 30 \text{ (m/s)}$$

$$H_{pi} = 2 \cdot P_{me} \cdot L \cdot A \cdot N / 450 \text{ kW (potencia indicada)}$$

L: Recorrido del pistón (m)

A: Área efectiva del pistón (cm²)

N: RPM de la máquina

P_{me} : Presión media efectiva (Mpa)

$$P_{me} = (K_{po} - p_2) \cdot i$$

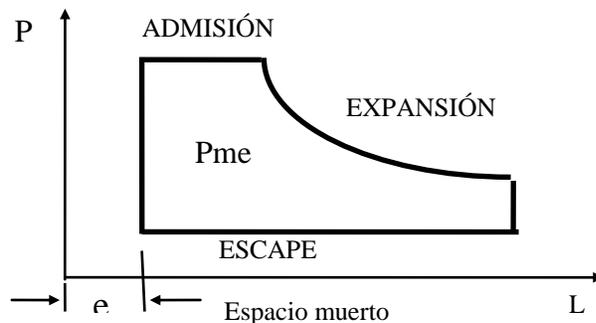


Figura 6.11 Presión media efectiva

K: Depende del espacio muerto y del por ciento de admisión

$$\% \text{ Adm} = (p_2/p_1) \cdot 100$$

i: Coeficiente de conversión del diagrama ideal al real, que depende del tipo de válvula y de la presión de admisión manométrica. Para este coeficiente, consúltese el libro *Sistemas de utilización del calor en la industria azucarera*, de Rubén Espinosa Pedraja (1990).

Bombas de vacío:

$$G_{bv} = N_{bv} \cdot 3\,600/N_t \cdot H_o \cdot N_{tubo} \text{ (kgv/h)}$$

$$N_{bv} = 2 \cdot P \cdot L \cdot N(1,08 K - p)/6\,030 \text{ (kW)}$$

p: Presión de succión (kgf/cm²) (abs)

Bombas reciprocantes:

$$G_{br} = 188,5 \cdot n \cdot L \cdot d^2 \cdot D \text{ (kg/h)}$$

d: Diámetro del pistón (m)

D: Peso específico del vapor (kg/cm²)

L: Recorrido del pistón (m)

n: Número de carreras dobles por pistón y por minuto

Eyectores:

$$G_{yec} = 1,812 \cdot d_o^2 (P/D)^{0,5} \text{ (kg/h)}$$

d_o: Diámetro de la garganta (m)

P: Presión del vapor (MPa)

Balance de agua:

Está en función del agua que se usa para alimentar las calderas y depende del trabajo eficiente de los diferentes sellos usados en la extracción del condensado de los equipos tecnológicos.

Sellos comunes más usados en la industria actual:

- Sifones.
- Trampas de vapor.
- Columnas hidrodinámicas.

Balance en calderas (clásico). Este puede ser:

- a) Directo.
- b) Método Hugot (indirecto).

Se basa en el cálculo de las siguientes pérdidas en la caldera:

1. Calor sensible en los gases de combustión.
2. Pérdidas por incombustión mecánica.
3. Pérdidas por incombustión química.
4. Pérdidas hacia el medio ambiente.

Se darán cada una de ellas:

1. Pérdida por calor sensible en los gases de combustión: Estas pérdidas pueden ser determinadas por los siguientes modelos (el resto de las pérdidas aparece de forma implícita en las ecuaciones usadas):

$$Q_g = t_g (i - w) \{5,86 m + [2,09/(1 - w)] - 0,503\} \text{ (kJ/kgc)}$$

w: Humedad del bagazo en fracción

$$Q_{\text{evap}} = (17\ 807,5 - 20\ 231,5 w - Q_g) A \cdot B \cdot C \text{ (kJ/kgc)}$$

Aquí:

A: Sólidos no quemados: 0,99

B: Coeficiente de radiación: 0,92 a 0,95

C: Mala combustión: 0,8 a 0,97 (depende de la humedad del bagazo)

$$Q_n = H_o - H_{aa} \text{ (kJ/kgv)}$$

$$N_{\text{cald}} = Q_{\text{vap}}/VCN \cdot 100$$

Análisis de combustibles

En nuestro país los combustibles más usados son el bagazo y el fuel oil. En el caso del bagazo, es muy importante conocer sus características, pues es el combustible más usado en la industria azucarera, principalmente en la industria cubana.

Las maneras de calcular sus propiedades y las de los gases producto de la combustión varían en la bibliografía existente al respecto. Se darán a continuación algunos de los métodos usados.

Considerando que el principal componente químico del bagazo es la celulosa, se han construido modelos para obtener las siguientes propiedades:

Composición:

% C = 44,4, % O = 49,38, % H = 6,17 (calculados según la ecuación siguiente):



Aquí:

$$x = 6, \quad y = (H/C) \cdot (12/16) \cdot 6, \quad z = (O/C) \cdot (12/16) \cdot 6$$

Relación aire/combustible estequiométrica:

$$(A/C)_s = [(32 + 79/21 \cdot 29) \cdot (x + y/4 - z/2)] / (12x + y + 16z)$$

Esta ecuación se obtiene de la información de la composición de la biomasa y de la ley de conservación de la masa:

$$(A/C)_s = 5,09 \text{ Hg aire/kgcomb.}$$

Valor calórico:

Siguiendo las consideraciones antes planteadas, se puede estimar:

$$VCS = - 1 530,51 (22,28 C + 86,44 H - 7,83 O - A)$$

A: Fracción del peso en cenizas

$$VCI = VCS + 0,5 y (18/PFB) \Delta hfg_{298}$$

PFB: Peso fórmula biomasa residual

Δhfg_{298} : Valor latente de vaporización del agua a 298 °C

$$VCS = 17 385,37 \text{ kJ/kg}$$

$$VCI = 16 027,66 \text{ kJ/kg}$$

Entalpía de los productos de la combustión: $(h_T - h_{298})$ (kJ/kg)

$$CO_2 = 58,486 - 25 830,6 T$$

$$CO = 35,271 - 13 994,4 T$$

$$H_2O = 47,335 - 13 994,4 T$$

$$H_2 = 30,538 - 9 862,1 T$$

$$O_2 = 36,665 - 14 299,9 T$$

$$N_2 = 34,918 - 13 870,7 T$$

Calor específico de los productos:

$$Cp = \sum X_i \cdot Cp_i$$

Aunque se acepta hasta un 50 % de humedad en el bagazo usado como combustible, se plantea que esta no debe ser más de un 45 %. Para calcular el bagazo obtenido como combustible se puede utilizar la ecuación siguiente:

$$\text{Bagazo obtenido como combustible} = (0,95 \cdot Q \cdot F) / (100 - W - B)$$

Donde:

Q: Cantidad de caña molida (t/h)

F: % de fibra en caña

W: Humedad del bagazo

B: % de sólidos disueltos en el bagazo

La integración de procesos y el impacto ambiental

La sustitución del combustible fósil por biomasa en la generación de energías térmica y eléctrica tiene un alto impacto ambiental debido a la gran disminución del desequilibrio del carbono en la atmósfera. Si se toma como ejemplo la industria azucarera, en una zafra de 8×10^6 toneladas de azúcar se requieren 7×10^7 toneladas de caña, que a razón de 400 kWh/tc pueden sustituir 7×10^6 toneladas de petróleo. Esto implica $5,8 \times 10^6$ toneladas de dióxido de carbono que se dejan de emitir al medio ambiente.

La introducción de tecnologías de punta encuentra varias dificultades, ya que tendrá que permitir la recuperación de las inversiones en un tiempo razonable y aportar cierto margen de beneficio, por lo que resultan poco competitivas en relación con las tecnologías tradicionales establecidas hace tiempo. Sin embargo, en el precio de los combustibles fósiles no se refleja el daño ecológico que provoca su uso. Esta cuestión puede subsanarse si se implanta y desarrolla un sistema impositivo con fines proteccionistas y que al mismo tiempo penalice la utilización del mismo.

Molida crítica

Dentro de los factores más importantes que influyen en el balance térmico, está la molida estable, y dentro de esta la posibilidad de que sobre algún bagazo, lo que es conocido como molida crítica.

El contenido de fibra en caña ejerce una marcada influencia en el equilibrio entre la energía aportada y las necesidades tecnológicas. También es importante un determinado porcentaje de bagazo en caña dentro de los parámetros de balance.

El consumo de vapor aumenta con un incremento de la molida, lo cual implica, según Selman:

$$G_{\text{vap}} = a + b \cdot X \quad (\text{kgv/h})$$

X: Razón de molida (tch)

a: Representa las pérdidas energéticas del sistema cuando $G_{\text{vap}} = 0$

b: Representa el esquema de evaporación existente

La cantidad de bagazo depende también de la razón de molida, es decir:

$$G_{\text{vap}} = c \cdot X \quad (\text{kgv/h})$$

c: Representa el contenido de fibra y la eficiencia del área de generación

Todo lo anterior se puede graficar en la función G_{vap} vs. X , obteniéndose la siguiente figura:

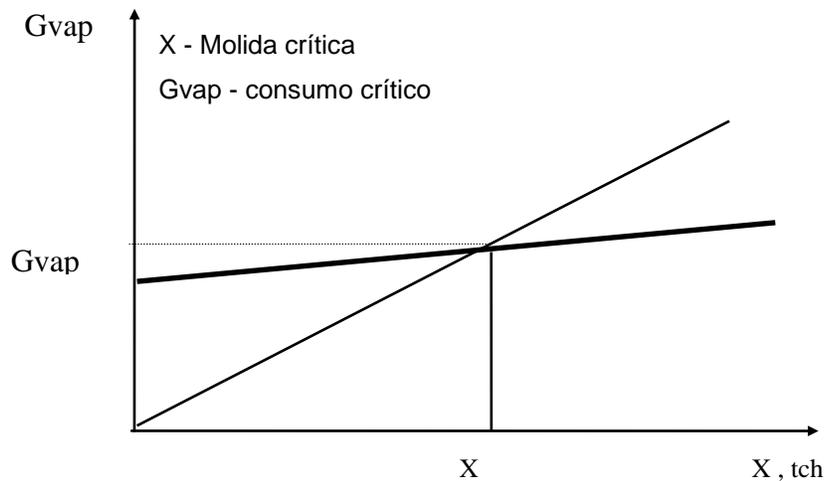


Figura 6.12 Molida crítica

Análisis de la efectividad de los sistemas de evaporación

Existen varios métodos para el control operacional de las estaciones evaporativas; todos ellos se basan de alguna forma en los balances térmicos y de materiales de las mismas.

Sin embargo, resulta un complemento valioso para el análisis operacional de un múltiple efecto, poder conocer algunos elementos adicionales como, por ejemplo: la efectividad o eficiencia del equipamiento.

Se define la efectividad como:

ε : Rapidez de la transferencia de calor real/transferencia de calor máxima posible

Vinculando esta expresión con el balance térmico y la ecuación fundamental de energía térmica, quedará:

$$\varepsilon = \{1 - \text{EXP}[-\text{NTU} (1 + C_{\min}/C_{\max})]\} / (1 + C_{\min}/C_{\max})$$

Aquí:

$\text{NTU} = UA/C_{\min}$, número de unidades de transferencia de calor (adm.)

$C = M_j C_p$, capacidad calorífica ($W/^\circ C$)

Para el vapor $C_{\min} = \infty$, entonces $C_{\min}/C_{\max} = 0$, y $\varepsilon = 1 - \text{Exp}(- \text{NTU})$

Rango de un múltiple efecto: 0,75 a 1,0 (ε)

Este decrece hacia el último efecto, ya que las condiciones más adversas están en los últimos efectos. Lo mismo ocurre con el valor de NTU.

Este método ha sido empleado en varias estaciones de evaporación, donde se han obtenido buenos resultados. Si no se produce la reducción paulatina de los valores de ambos parámetros, esto implicaría una mala distribución operacional de la estación.

6.2 Casos de estudio de cogeneración y optimización energética en la industria azucarera

Se analizarán dos ejemplos de esquemas de cogeneración usados en países donde se aplican los principios de la misma.

Caso de estudio No. 1 Central azucarero de Barahona, República Dominicana

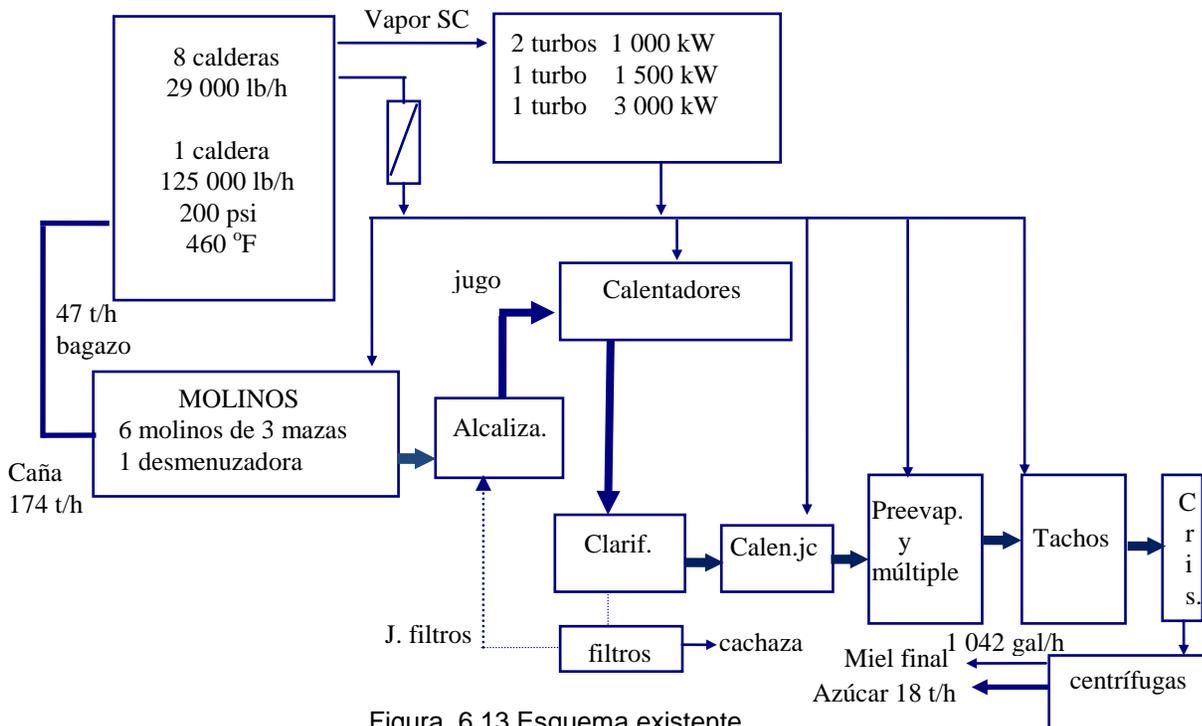


Figura 6.13 Esquema existente

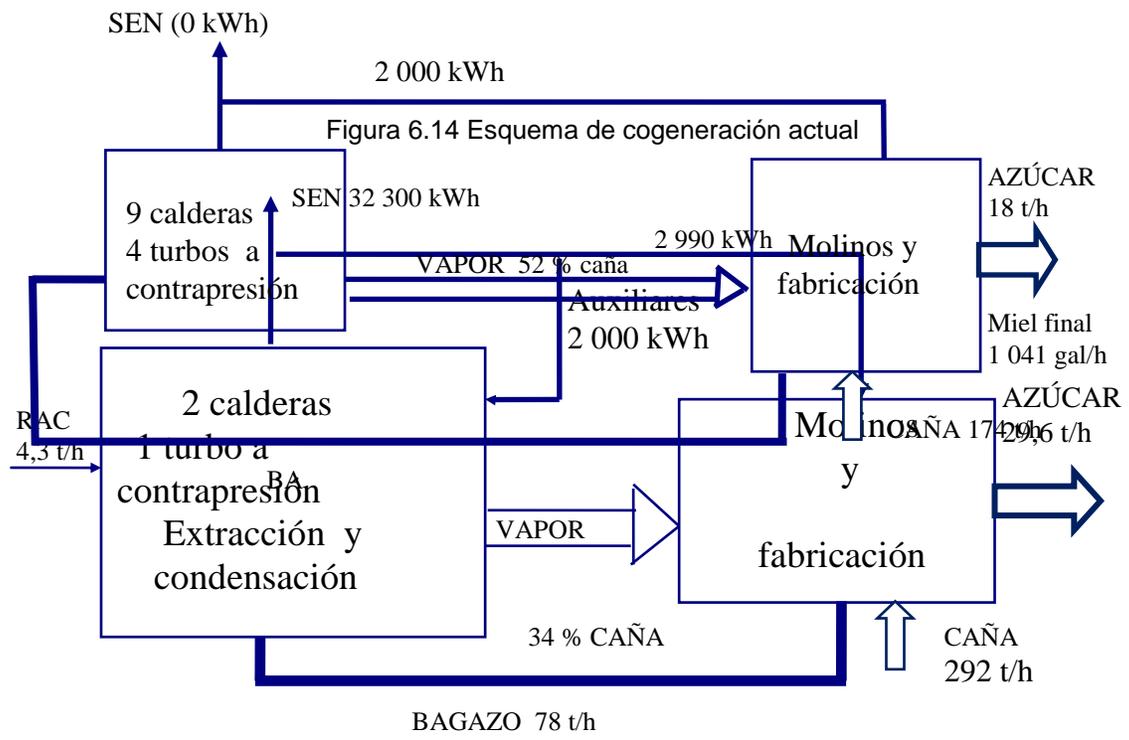


Figura 6.14 Esquema de cogeneración propuesto

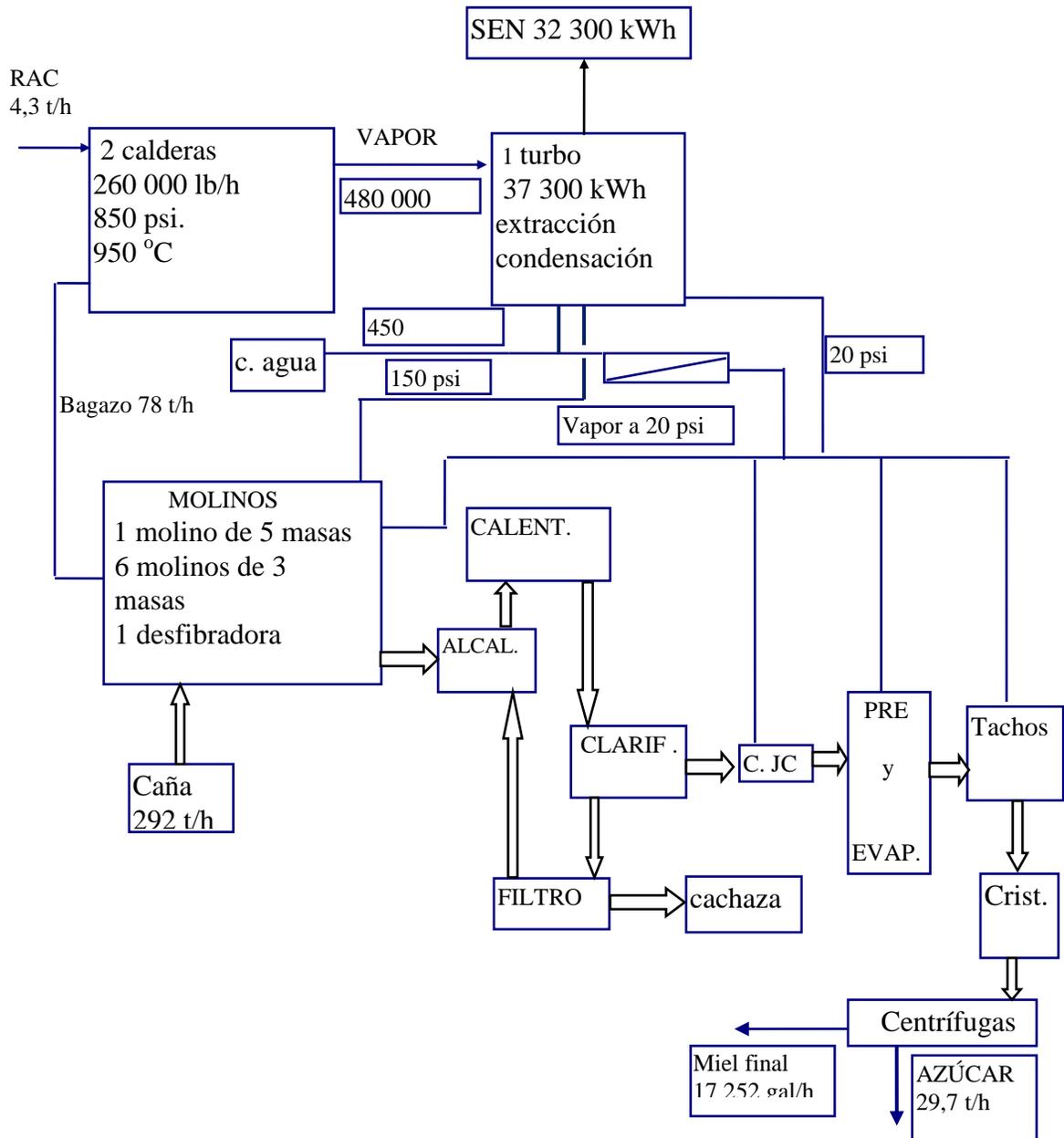


Figura 6.15 Esquema termoenergético propuesto (a)

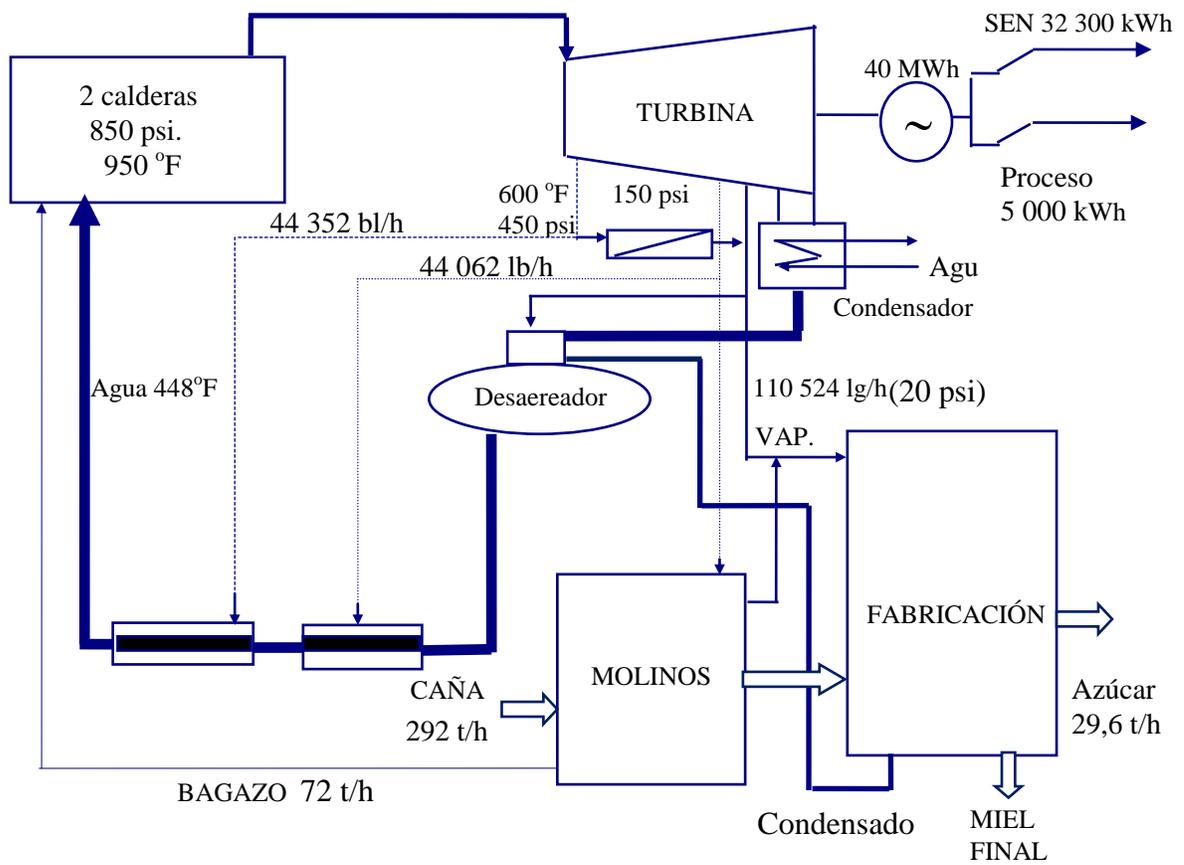


Figura 6.15 Esquema termoenergético propuesto (b)

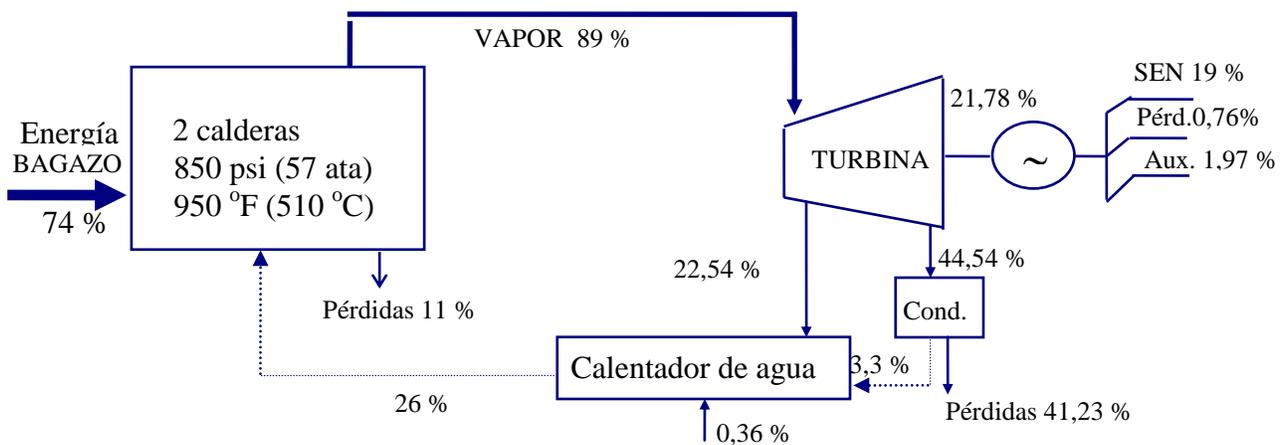


Figura 6.16 Esquema termoenergético para período de no zafra

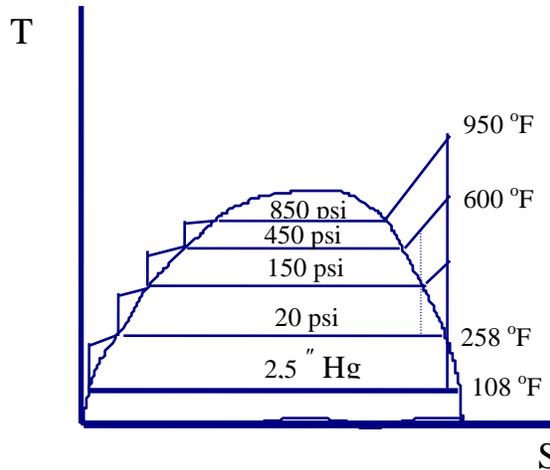


Figura 6.17 Esquema termodinámico propuesto

Conclusiones

Es natural que para lograr un aumento de la producción sea necesario el estudio del sistema de cogeneración, más aún si el actual no es un sistema eficiente. Nótese que no se aporta energía eléctrica a la red nacional y la que se produce es solamente para satisfacer las necesidades del proceso.

El por ciento de vapor en caña es alto (52 %) y la cantidad de calderas instaladas es numerosa, así como la de los turbogeneradores a contrapresión, los cuales tienen un alto consumo específico y un alto costo de mantenimiento.

Nótese los cambios realizados en el sistema térmico para la nueva producción (292 t/h de azúcar comercial). Este se compone de:

- Un turbogenerador de extracción-condensación y 40 MWh, capaz de aportar a la red nacional entre 30 y 34 MWh, según los requerimientos del proceso (todo el vapor pasa por la reductora).
- El por ciento de vapor de caña se reduce al 34 %.
- Se reducen los costos de operación y de mantenimiento en esta red.
- Aprovechamiento del RAC (residuos agrícolas cañeros).
- Todos los tachos usan vapor del preevaporador.
- El sistema puede operar en tiempo de no zafra como una termoeléctrica pero usando bagazo sobrante, tributario, RAC o combinación de todos, según se muestra en la figura 6.16, donde se analiza la distribución de energía en el ciclo completo.

Solamente quedaría por preguntar:

- ¿Es este sistema de cogeneración el más eficiente?
- ¿Estará correctamente integrado el proceso de potencia al proceso tecnológico?

Caso de estudio No. 2 Sistema de cogeneración del central Amancio Rodríguez, Cuba

Este es un esquema típico usado en la provincia de Las Tunas, donde se pueden apreciar las diferencias entre ambos ciclos mostrados.

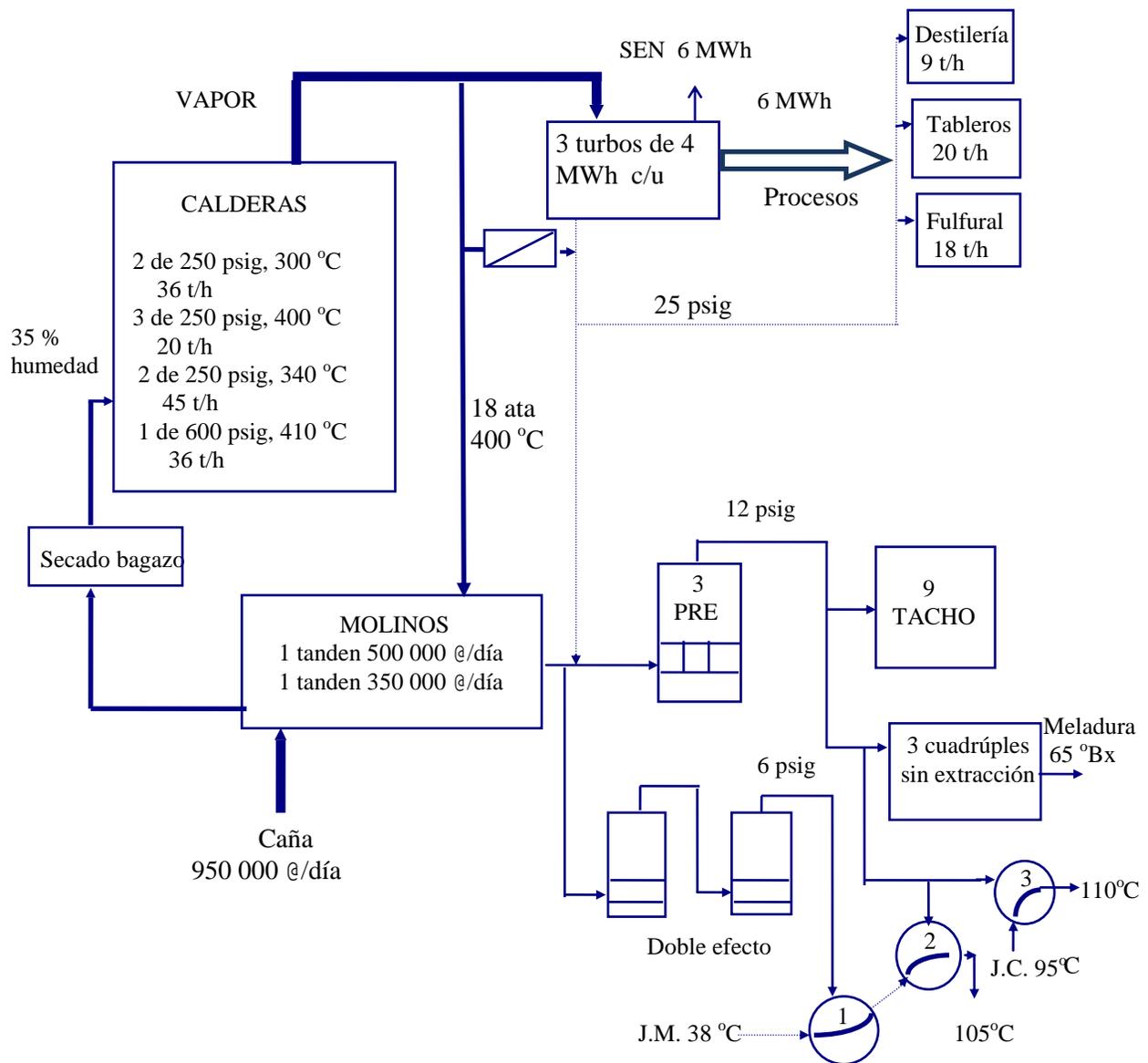


Figura 6.18 Esquema de cogeneración del CAI Amancio Rodríguez, Cuba

6.3 Potencial energético en la industria azucarera

6.3.1 Generación de vapor, potencia y sus usos en la industria azucarera

El bagazo, la cachaza y la miel final son los tres subproductos principales obtenidos en una fábrica de azúcar de caña. Investigaciones recientes en la tecnología para la gasificación de la biomasa indican ganancias para la cogeneración similares a la venta de azúcar:

- Fibra de la caña: valor calórico entre 4 500 y 4 700 kcal (de 18,8 a 19,7 MJ) por kg de fibra.
- Por ciento de fibra en caña: de 13 a 17 % o más.
- Energía en la caña: de 600 a 780 kcal (de 2,5 a 3,3 MJ) por kg de caña.
- Consumo de vapor por ciento de caña: de 42 a 45 % o más.
- Requerimiento de potencia eléctrica: de 24 a 32 kWh/tch o más (depende de la electrificación de la fábrica).
- Energía que sale del proceso en relación con la que entra: de 89 a 92 % usándose en forma de calor, y de 8 a 11 % en forma de potencia (mecánica y/o eléctrica).
- Energía del vapor y potencia para el proceso: de 250 a 325 kcal (1,05 a 1,36 MJ) por kg de caña, o 165 kcal (690 kJ) por el uso de VR (20 % de vapor y 25 kW/tch).
- Suministro de energía potencial: de 435 a 615 kcal (de 1,8 a 2,6 kJ) por kg de caña o de 500 a 715 kWh/tch.
- Aproximadamente la misma cantidad de la energía en fibra está en el cogollo y la paja.
- Para un vapor por ciento de caña: de 50 a 55 % y una potencia total de 28 a 30 kW; una fibra por ciento de caña entre 10 a 10,6 es suficiente como combustible.

El consumo de bagazo en una fábrica azucarera depende, entre otros, de los factores siguientes:

- Vapor por ciento de caña y la potencia eléctrica y mecánica total a usar.
- Eficiencia de las calderas.
- Humedad del bagazo.
- Temperatura del agua de alimentación para calderas.

- Capacidad de utilización de toda la planta en el período de la temporada de zafra.

La tabla 6.1 muestra el índice de generación (kgv/kgb) para diferentes parámetros del vapor, para un bagazo de 50 % de humedad, 2,5 % de Pol y una temperatura del agua de alimentar calderas de 85 °C, con un 68 % de eficiencia de las mismas.

Tabla 6.1 Índices de generación

Presión (ata)	Temperatura (°C)	kgv/kgb
22	340	2,35
33	380	2,29
45	440	2,23
64	490	2,15

- Bajas humedades del bagazo: Se puede reducir la humedad del bagazo si se logran bajas velocidades en los molinos, uso de alimentadores a presión alta, temperatura del agua de imbibición (≈ 65 °C) y óptima capacidad de molido.

El bagazo puede ser secado con el uso de vapor de agua, gases de combustión o calor solar.

Generación de vapor

Para una generación eficiente, es decir, un máximo de índice de generación, deben observarse los factores siguientes para una buena eficiencia en las calderas:

- Humedad y temperatura del bagazo.
- Aire en exceso y temperatura ambiental.
- Temperatura del combustible.
- Cámara de combustión y diseño del horno.
- Aislamiento de las calderas.

- Limpieza de la caldera, economizador, sobrecalentador y calentador de aire por ambos lados.
- Capacidad de utilización.
- Hay dos pérdidas de calor importantes en las calderas: el calor sensible de los gases y las de condensación.
- Las pérdidas de calor en los gases dependen de:
 - Humedad del bagazo.
 - Por ciento de aire en exceso.
 - Alta temperatura de los gases en la chimenea.
 - Temperatura ambiental.

La tabla 6.2 muestra valores del porcentaje del calor sensible en los gases de la chimenea en función de su temperatura y del exceso de aire.

Tabla 6.2 Calor sensible en los gases de la chimenea

Tg (°C)	Exceso de aire			
	60 %	50 %	40 %	30 %
250	14,6	13,9	13,2	12,5
230	13,2	12,6	12,1	11,5
210	11,9	11,4	10,8	10,3
190	10,6	10,1	9,7	9,2
170	9,3	8,9	8,4	8,0
150	7,9	7,6	7,2	6,9
120	5,9	5,7	5,4	5

Para obtener el por ciento de aire en exceso a partir de un análisis Orsat (% CO₂), se aplica:

$$\% \text{ aire en exceso} = [(19,6/\% \text{CO}_2) - 1] \cdot 100$$

Economizadores, calentadores de aire y secaderos

El economizador y los calentadores de aire son los recuperadores de calor o equipos que mejoran la eficiencia térmica de las calderas de vapor.

Cuando se calculan las pérdidas de calor en los gases con el uso de secaderos de bagazo, la temperatura de salida de los gases del último equipo recuperativo es la que ha sido usada y no la de salida del secadero.

La temperatura (Δt) del agua de alimentación en el economizador a la salida puede ser tal que su valor sea menor que los 30 °C de la temperatura de saturación del vapor producido. La temperatura de salida de un calentador de aire puede ser tan alta como 225 °C.

Generación de potencia

Algunas ideas para la cogeneración de calor y electricidad:

- La producción de escape de toda la planta electrificada es menor en comparación con el de las plantas semielectrificadas.
- La eficiencia termodinámica de las pequeñas turbinas son menores que las de las grandes turbinas.
- La eficiencia termodinámica de las turbinas dependen de la carga, presión y temperatura, y no de las etapas, velocidad y presión de escape.

Medidas para reducir la producción de escape:

- Reducción de la carga siempre que sea posible.
- Uso de motores eléctricos o hidráulicos para los molinos.
- Mantener la presión de escape por debajo de la contrapresión.
- Mantener la velocidad de la turbina por sobre el 70 % de la nominal.

Las especificaciones para el consumo de vapor de las turbinas de los molinos y del generador son 14 kgv/Hpi y 13 kgv/kWh, respectivamente. Esta combinación de producción de vapor de escape se puede reducir entre 39 y 43 en caña. La producción de escape puede ser cerca del 35 % en caña para plantas electrificadas e integradas.

Para la utilización de altas capacidades de producción de escape en por ciento de caña, el consumo de vapor por ciento caña y los kwh/tc decrecen.

Usos del vapor

El vapor generado en las plantas azucareras está disponible en forma de escape y vapor vivo (alta presión).

Uso del vapor de escape:

- Calentamiento del jugo.
- Evaporación del jugo.
- Cocción y escoba para tachos.

El vapor vivo se usa para:

- Calentamiento del azúcar.
- Limpieza y lavados.
- Centrífugas.
- Calentamiento del aire para secado de azúcar refino.

Las extracciones de vapor secundario de los diferentes efectos del múltiple tienen suficiente potencial térmico para calentar los jugos y los tachos.

El uso de los calentadores de jugo claro aumenta la capacidad de evaporación de los preevaporadores.

La temperatura del jugo claro debe estar entre 2 y 3 °C sobre la temperatura del cuerpo del preevaporador.

El consumo de vapor de un múltiple efecto depende de:

- Brix del jugo claro.
- Por ciento de jugo claro en caña.
- Brix de la meladura.
- Número de efectos.
- Presión de vapor al primer efecto.
- Presión en el condensador.
- Cantidad y uso de las extracciones.

La reducción del Brix en la meladura disminuye el consumo de vapor en el múltiple, pero aumenta cuatro veces el consumo en los tachos.

El consumo de vapor en los tachos depende de los factores siguientes:

- Recobrado por ciento de caña.
- Estrategia de trabajo en los tachos.

- Por ciento de cristales en masa.
- Brix de las mieles y temperatura.
- Número de masas cocidas.
- Por ciento de recobrado en MCA, MCB y MCC.
- El uso de las extracciones del área de evaporación hacia los tachos reduce el por ciento de vapor en caña.
- Pureza de los materiales.

Usos de la potencia

Los mayores consumidores de potencia en la fábrica de azúcar son:

- Preparación de la caña.
- Molinos.
- Auxiliares de caldera.
- Condensadores y enfriaderos.
- Centrifugación. Bombas, sopladores, cristalizadores, etc.

Los factores referidos a un mayor consumo de potencia son:

- Más por ciento de vapor en caña.
- Más cantidad de inyección de agua en los enfriaderos.
- Más por ciento de masa cocida en caña.
- Más masa cocida manipulada en centrifugas.
- Equipos de bombeo sobrediseñados.
- Pérdidas excesivas en tuberías.
- Pobre factor de potencia.
- Pobre mantenimiento y uso de capacidades.
- Alta velocidad en molinos, muchas materias extrañas, pobre capacidad de instalación, etc.

Medidas para reducir el consumo de potencia:

- Menor número de unidades en operación.
- Todas aquellas contrarias a lo expresado anteriormente y que reduzcan el consumo de fibra por ciento en caña cercano al 24 %.

- Utilización de métodos de análisis de integración de potencia-procesos que reduzcan el uso de la energía y logren bajos costos de operación, así como una operación cercana al uso óptimo.

6.3.2 Importancia actual y futura de la cogeneración en la industria azucarera cubana

Las cifras que aparecen en la tabla 6.3 dan una idea del potencial actual instalado en Cuba.

Tabla 6.3 Potencia instalada en Cuba

Fuente de generación	Potencia instalada (MW)	%
Termoeléctricas	2 984	75,6
Hidroeléctricas	57	1,4
Turbinas de gas en plantas	100	2,5
Fábricas de azúcar	800	20,5
Total	3 941	100,0

Según la clasificación dada anteriormente y analizando el significado de la cogeneración, esta se puede conocer a través de los ejemplos siguientes:

- Cogeneración en turbina de condensación: Se generan 47 kwh/tch, pero el escape no se puede usar en el proceso de fabricación. Puede considerarse como una posible alternativa para la etapa de no zafra y en zafra con bagazo o RAC.
- Cogeneración en turbinas a contrapresión: Se generan 27,5 kWh/tch y se puede emplear en vapor de escape en el proceso de producción.
- Cogeneración con turbina a contrapresión y extracción: Se generan 33,4 kwh/tch, de estos 5,9 kwh/tch (18 %) en la etapa de condensación y el resto en la extracción (82 %). Hay un incremento del 22 % de la generación en el empleo de este sistema.

La tabla 6.4 da una idea del crecimiento de la cogeneración en la industria azucarera cubana a partir de 1959.

Tabla 6.4 Energía eléctrica en fábricas de azúcar en Cuba

	1959	1990
Número de centrales	159	156
Con planta eléctrica	119	150
Potencia instalada (MW)	317	726
Turbogeneradores (cantidad)	387	331
Energía generada (MWh)	390	1 262

Entonces, si las condiciones lo permiten, se puede emplear una energía tal que dé los resultados siguientes:

- Altos parámetros del vapor (presión): Se podría generar a razón de 100 kWh/tch. Se alcanzarían 4 590 GWh/año (43 % de lo generado en 1990), entregando 2 263 GWh/tch al satisfacer todas las necesidades del sector azucarero.
- Usos de ciclos combinados: Se estima una generación de 200 kWh/tch. Entonces se alcanzarán 9 180 GWh/año (84 % de lo generado en 1990), entregando 6 653 GWh/año como sobrante de la industria azucarera.
- Usos de ciclos combinados y con el empleo de RAC como combustible: Se estima una generación de 400 a 800 kWh/tch. Se alcanzaría de 18 360 a 36 720 GWh/año (167 a 334 % de lo generado en 1990). Se entregarían de 16 033 a 34 393 GWh/año como sobrante y podrían satisfacerse las necesidades del país.

Sin embargo, es necesario ver a la industria azucarera cubana no como simple productora de azúcar, mieles, alcohol, etc., sino que es necesario enfocar este aspecto desde otro punto de vista y considerarla también como un productor de electricidad.

Se analizará este aspecto con mayor profundidad, dando algunas cifras posibles a alcanzar y algunas alternativas.

El balance energético favorable en un ingenio se produce cuando el consumo de vapor de los motores primarios es ligeramente inferior al consumo de vapor en el proceso tecnológico y existe además un sobrante de bagazo superior al 4 % del total producido.

Este sistema termoenergético, por estar anexo a una fábrica de producción azucarera, es el más complejo entre los esquemas existentes, ya que el vapor exhausto producido o el de escape de las turbinas y máquinas de moler, al producir trabajo mecánico o eléctrico, es utilizado en la fabricación de azúcar. Luego, los equipos del proceso son los responsables reales del balance de energía cuando no existan fallos operativos o de diseño en las calderas y motores primarios.

Existen varias prioridades fundamentales con respecto al balance de energía y sin las cuales la operación de la fábrica deja de ser efectiva:

- ¿Qué eficiencia fabril es posible obtener sin alterar el balance energético?
- ¿Cuál es el consumo real y necesario de vapor en el proceso?
- ¿Dónde y en qué medida son las pérdidas de calor del sistema y cómo minimizarlas?
- ¿Cómo hacer de la fábrica un modelo efectivo en el consumo energético?

Es un aspecto de gran importancia económica la forma de realizar el análisis, control y operación, así como las variantes de aplicación de mejoras en los esquemas térmicos dentro de la industria.

Es una premisa fundamental la búsqueda del ahorro de energía con los objetivos siguientes:

- Utilización de energías alternativas.
- Perfeccionar los aislamientos.
- Técnicas de recuperación de energías residuales.
- Definición de los puntos de toma de medidas y esquema del proceso.
- Técnicas de ahorro energético en la generación de vapor.
- Otras técnicas para mejorar la eficiencia de los equipos instalados.

Además de estas consideraciones existen varias más que se pueden aplicar en la industria azucarera, pero las mayores posibilidades de ahorro de energía se centran en las modificaciones de los procesos y la utilización de equipos más eficientes.

Cuando se está analizando el proceso, la problemática número uno que se presenta es la determinación de las posibilidades reales que existen de ahorrar energía. Esto se puede realizar aplicando un estudio que tenga en cuenta los siguientes aspectos:

- Balance de calor (energía térmica).

- Balance de exergía (trabajo útil).
- Fuentes energéticas alternativas.

El balance de calor es la principal información que permite deducir correctamente el rendimiento térmico de este y valorar las pérdidas que pudieran minimizarse. Es decir, consiste en una comparación entre las sumas de las diferentes formas de energía que entran y salen del sistema, todas referidas a la misma unidad de tiempo y expresadas en las mismas unidades térmicas.

El balance de calor debe ir unido al de materiales y este a su vez debe estar condicionado por el diagrama de flujo de la fábrica, donde deben estar presentes todos los circuitos, ya que determinadas desviaciones pueden explicarse a veces por flujos no controlados.

Existen varios métodos computacionales para la aplicación de los balances de calor. De estos los más usados son los siguientes:

- Termoazúcar.
- AGE.
- Óptimos.
- Energía.

Todos estos métodos están basados en la primera ley de la termodinámica, los cuales permiten obtener los consumos de vapor y calor de los diferentes equipos que componen un esquema térmico de una fábrica de azúcar.

Derivado de la práctica se concluye que los de respuesta más rápida y que permiten una mejor interacción son los tres últimos.

De igual forma, existen varios métodos para la aplicación del balance exergético, siendo los más conocidos los siguientes:

- Método de las pérdidas exergéticas.
- Método termoeconómico.
- Método de integración de procesos (tecnología Pinch).

Solamente se hará uso del último método, ya que se basa en la primera y segunda leyes de la termodinámica y contempla también un análisis económico del proceso.

La integración de procesos y el balance exergético

Son totalmente exergía la energía mecánica y eléctrica, ya que no existen limitaciones teóricas para su transformación total. La energía térmica tendrá un rendimiento limitado que dependerá fundamentalmente de la temperatura ambiental y del foco real. Desde el punto de vista práctico es más importante conocer la exergía disponible que la energía.

Para realizar el balance exergético debe utilizarse una técnica análoga a la utilizada en el balance de calor.

La realización del mismo nos permite obtener una argumentación completa acerca del estado actual de la fábrica y corrige los posibles errores en los que podemos incurrir si solo utilizamos el balance energético. Algunos de estos se relacionan a continuación:

- Consideraciones erróneas acerca de la distribución real y la jerarquización de los subsistemas del proceso, de acuerdo con el peso relativo de sus pérdidas respecto al subsistema general.
- Deficiente integralidad en el estudio de la energía disponible en el proceso.
- Valoración incorrecta del precio de la energía utilizada en cualquier estado del sistema.

Posterior al balance energético, es de gran importancia seguir una metodología capaz de alcanzar ahorros y reducir el consumo de esta energía, la cual depende de:

- Tipo de proceso.
- Vida de la planta y rigurosidad en el mantenimiento.
- Consumo específico.
- Control sistemático de los parámetros de operación y de las incidencias.
- Productos que se manejan.

Las medidas encaminadas a reducir la demanda de energía pueden potenciarse en la fábrica a través del cumplimiento de los siguientes aspectos:

Todas las industrias no cuentan con el presupuesto económico necesario para realizar transformaciones importantes; por esta razón, en determinadas fábricas se hacen cambios significativos y en otras solo se aplican mejoras que no impliquen grandes inversiones. Por ello podemos decir que existen inversiones a corto y largo plazo.

Cuando se realizan mejoras a corto plazo, el balance termoenergético ofrece:

- Energía no recuperada en afluentes o disipados a través de otros agentes.
- Situación de la industria respecto al consumo actual y teórico.
- Puntos de consumo máximo y mínimo.
- Cambios o mejoras en la operación.
- Optimización del proceso o parte del mismo.
- Mejoras en el aislamiento.
- Mejoras en la distribución de vapor.
- Ejecución de pequeños proyectos.

Cuando se realizan mejoras a largo plazo, estas pueden suponer un ahorro de hasta el 30 %, las cuales pueden situarse en las siguientes áreas:

- Mejoras en los ciclos termodinámicos.
- Generación de vapor.
- Mejoras en el aprovechamiento del calor.
- Cambios sustanciales en el proceso.
- Recuperación máxima de la energía.
- Uso de la cogeneración (energía total).
- Utilización de otros combustibles.
- Cambios de la materia prima.

6.4 Evaluación termoenergética de centrales azucareros

La evaluación de dos centrales azucareros se realiza mediante la aplicación de métodos de integración energética.

Caso de estudio No. 1 (central A)

Características térmicas del central

Se han tomado como restricciones fundamentales aquellas que caracterizan las posibilidades de suministro de biomasa combustible, a saber: todo el bagazo producido por el central en condiciones estables de zafra y la parte disponible de residuos agrícolas

cañeros en los centros de acopio y de limpieza más cercanos al central. No se han considerado restricciones condicionales o excluyentes debidas al monto de la inversión o a las características del financiamiento.

Además, una de las tareas técnicas planteadas en este trabajo consiste en la determinación preliminar del conjunto de alternativas para la construcción de una central termoeléctrica (CTE) en función de la generación comercial de energía eléctrica anexa a las instalaciones industriales del ingenio, a partir de la utilización de biomasa cañera (bagazo y RAC), trabajando más de 5 000 horas por año.

Al efecto de realizar comparaciones, se ha considerado una zafra de 150 días de duración (equivalente a 3 600 horas) con una capacidad de molienda de 2 380 t de caña por día. En el área de generación de vapor existen dos calderas EVELMA 1, que producen vapor a una presión de 19 kg/cm² y una temperatura de 320 °C. Además, existen dos calderas BVV de baja presión (11 kg/cm²). El vapor es suministrado a un turbogenerador alemán VEB de 1,5 MW; el vapor restante pasa a la línea de media presión a través de una válvula reductora.

En la línea media de presión, el vapor se suministra a las máquinas que mueven el tándem, a la turbina que acciona la bomba de inyección y a varios Donkeys que accionan bombas del proceso.

Los vapores de escape del turbogenerador, así como los restantes motores primarios, van a la línea general de escape para su uso en el proceso tecnológico, y su déficit se cubre con vapor que pasa por otra válvula reductora de 11 kg/cm² a 1,7 kg/cm².

El esquema tecnológico cuenta con un juego de cinco calentadores tipo Webre, con un área de transferencia de calor igual a 98 m². De ellos, solo tres trabajan regularmente. El primer calentamiento se efectúa con vapor de extracción del segundo vaso del múltiple efecto, mientras que los otros dos restantes son alimentados con vapor de escape.

El área de cristalización cuenta con cuatro tachos discontinuos al vacío tipo Low Head: tres de ellos son alimentados con vapor de escape y el resto con vapor del preevaporador (figura 6.19).

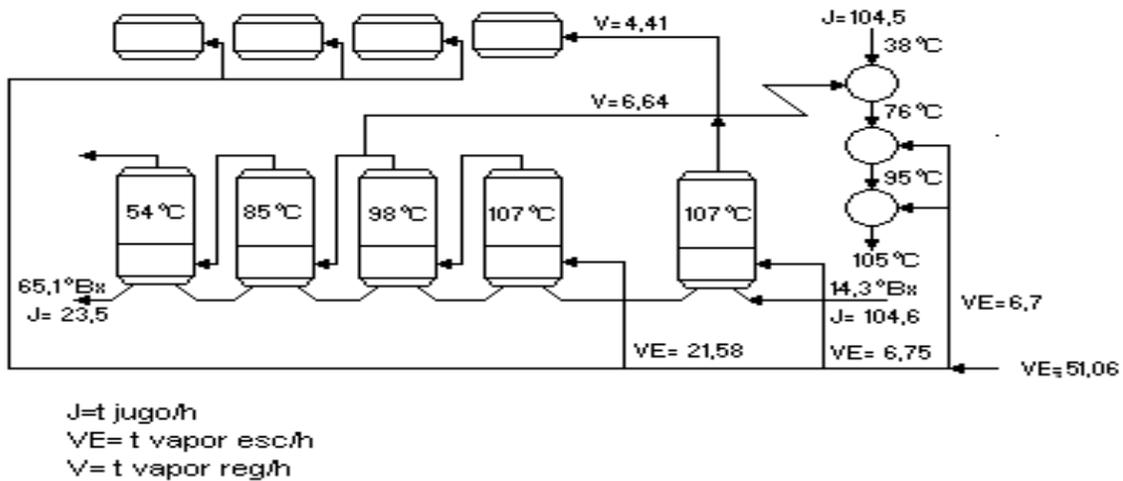


Figura 6.19 Esquema actual

Como puede observarse, el presente esquema de proceso es ineficiente, ya que su consumo de vapor de escape es alto, es decir, tiene un consumo de 51,06 t/h (51,49 kg/t_{CH}), haciendo un pobre uso de los vapores vegetales producidos.

Análisis del esquema tecnológico actual

Luego de analizar la configuración del equipamiento energético actual, procedemos a realizar un balance termoenergético para determinar los consumos de vapor en cada uno de los equipos y de forma general el funcionamiento conjunto de la planta.

Para realizar este estudio se utilizó el software Análisis de Generación Eléctrica (AGE, versión 1.0 para Windows), realizado en la Delegación Provincial del MINAZ en Villa Clara. Este software, de una manera rápida y eficiente, nos brinda una información detallada del comportamiento general del sistema térmico, incluyendo en sus resultados los consumos individuales por equipo, así como el comportamiento de las corrientes generales.

Para su elaboración se partió de los datos promedios de un mes de trabajo en la zafra de 1996-1997, considerando que el central se halla moliendo a su máxima capacidad.

Tabla 6.5 Consumo de vapor de escape de los equipos tecnológicos. Situación actual

Equipos	Escape (t/h)	Pre (t/h)	2do efect. (t/h)
	-	-	6,64

Calentador primario			
Calentador secundario	6,67	-	-
Preevaporador	6,75	-	-
Múltiple	21,88	-	-
Tachos	13,23	4,41	-
Total	51,06	4,41	6,64

A dicho esquema se le aplicó el método de análisis Pinch, basándose en el balance de materiales y energía antes mencionados. En la revisión bibliográfica se pudo examinar que a nivel mundial varias fábricas de azúcar han resuelto sus problemas energéticos por medio de la aplicación de la tecnología Pinch. En la industria azucarera cubana, el uso de este método no se ha generalizado y solo recientemente es que se han comenzado los primeros estudios.

Es preciso destacar que en la ejecución de esta investigación se logró la representación de los procesos que ocurren en las etapas de evaporación-cocción en las curvas de composición. En la representación de tales operaciones solo fue posible convertir las corrientes de vapor vegetal en dos corrientes separadas: una primera corriente que representa la evaporación del agua contenida en los jugos y mieles como una corriente fría, la cual recibe calor del vapor suministrado a la calandria del vaso; y una segunda corriente, que representa ese mismo vapor producido, el cual cede calor a otras corrientes frías del proceso como una corriente caliente.

Para la realización del estudio se utilizó un software el cual, luego de suministrarle los datos necesarios de cada una de las corrientes frías y calientes involucradas en las distintas etapas, nos ofrece una amplia gama de información acerca de los fenómenos internos de los procesos. Esta información nos llega a través de distintos gráficos y tablas, entre los que se incluyen las curvas de composición y la gran curva, a partir de las cuales se puede determinar el pinch del proceso y el consumo de utilidades en las etapas y en el proceso en general.

En esta investigación se incluyó la relación de corrientes de proceso, a partir de la cual se obtuvo la tabla problema correspondiente con un $\Delta T_{\min} = 6,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Este valor de ΔT_{\min} es el

correspondiente al que brindaron los menores consumos de utilidades dentro de los rangos del área instalada. En la literatura consultada se halló que este valor fluctúa entre 3 y 8 °C para procesos azucareros remolacheros.

A partir de esta tabla problema se construyen las curvas compuestas (figura 6.20), donde queda representado todo el sistema energético del área tecnológica. Como puede apreciarse, los intercambios de calor entre las corrientes del proceso no se producen de forma vertical, lo cual implica que no se está utilizando adecuadamente el potencial energético instalado como consecuencia fundamental de los altos consumos de vapor de escape del mismo. Partiendo de dicha gráfica, se construyó la gran curva compuesta del sistema de vapor MVB (figura 6.21), 30 (vapor de MCC), 31 (enfriamiento de vapor MCC) y 34 (vapor de base).

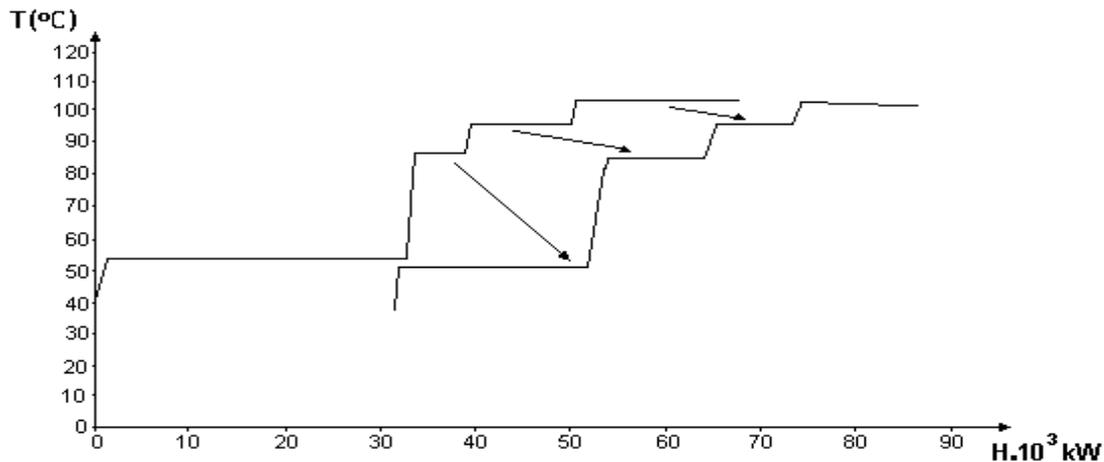


Figura 6.20 Curvas compuestas del sistema energético actual

En este sistema existe un pinch en el intervalo de la temperatura igual a 52,9 °C, el cual está integrado por las corrientes del proceso 17 (calentamiento primario).

El consumo mínimo de utilidad caliente que requiere este proceso es de 27 965,24 kW. Para el vapor de escape a 1,67 kg/cm², considerando las pérdidas, significa 45,38 t/h. Si este valor lo comparamos con el consumo obtenido del balance energético realizado en el esquema actual, que es de 51,06 t/h, notamos que existe un consumo de utilidad caliente superior al mínimo requerido. Esto sucede porque existe una violación de una de las reglas básicas de la tecnología Pinch que se refiere a la no transferencia de calor a través del pinch. Si observamos el esquema puede apreciarse que el calentamiento primario del jugo atraviesa el punto de pellizco, es decir, una porción queda por encima del pinch y otra por

debajo. Esta última recibe calor de la corriente 13 (extracción de base 2), que está por encima del pinch.

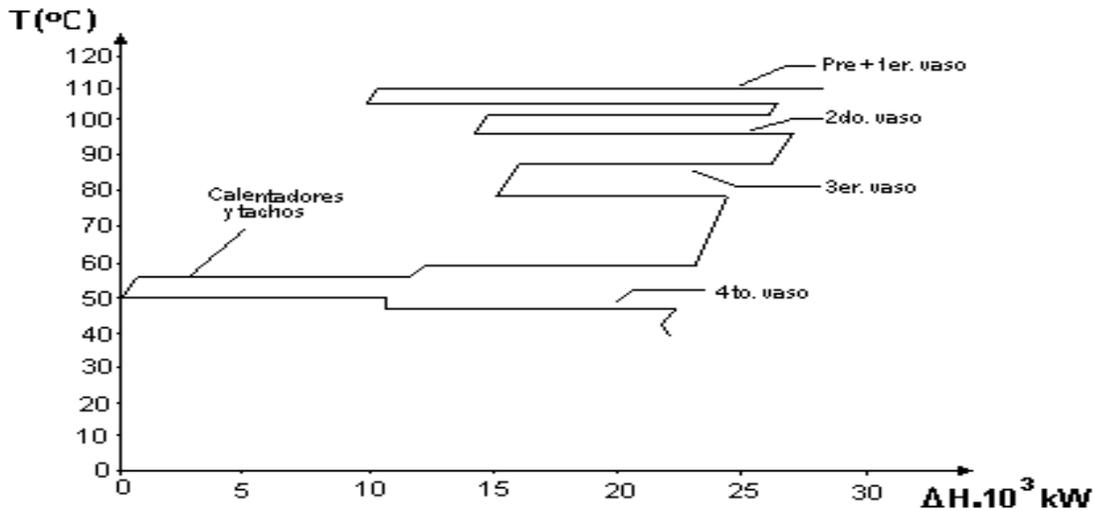


Figura 6.21 Gran curva compuesta del proceso sin modificaciones

Por otro lado, el vapor producido en los tachos, luego de condensarse, se enfría con agua. Parte del enfriamiento ocurre por encima del pinch, violando otras reglas básicas de esta metodología que se refiere a no emplear utilidades frías por encima del mismo.

Estas violaciones son las causas fundamentales de los sobreconsumos de este esquema. Por tanto, hay una distribución indebida de corrientes calientes y frías en el proceso, lo que quiere decir que el arreglo de las corrientes, lejos de ahorrar energía, está aumentando los consumos que realmente se necesitan.

También se aplicó el método de análisis Pinch a la etapa de evaporación, por ser el máximo consumidor de energía. En la tabla problema correspondiente se observa que no existe transferencia de calor de forma vertical entre las curvas de composición frías y calientes, lo que quiere decir que no se está usando adecuadamente el potencial del área de transferencia de calor instalada y que con la actual área instalada podría lograrse una mejor distribución del calor en todo el proceso (figura 6.22).

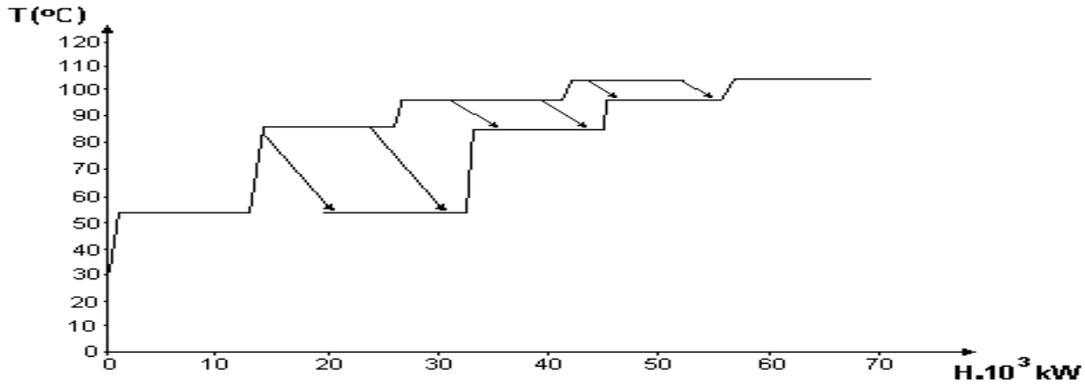


Figura 6.22 Área actual de transferencia de calor instalada

Análisis de cambios en el proceso y propuesta del nuevo esquema tecnológico que conduzcan a la disminución de los consumos actuales de vapor de escape

Para ello se propuso un retroajuste de temperaturas dentro del sistema de evaporación, la sustitución del preevaporador por uno de mayor capacidad, con un área de transferencia de calor igual a 1 000 m² (existente en el central), e incluir una etapa de calentamiento de jugo clarificado. Partiendo de la nueva relación de corrientes de proceso y mediante la utilización de un software, se obtuvo la tabla problema. De la misma se obtuvieron las curvas compuestas del proceso, así como la gran curva compuesta.

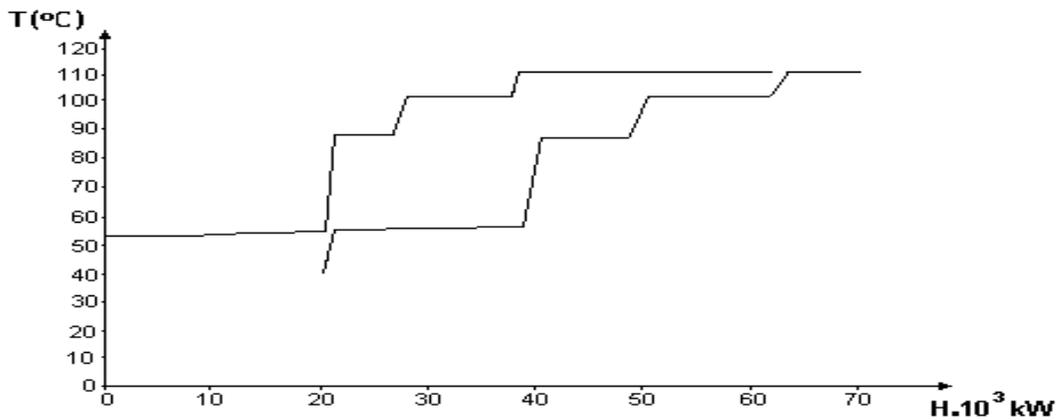


Figura 6.23 Curvas compuestas del sistema energético propuesto

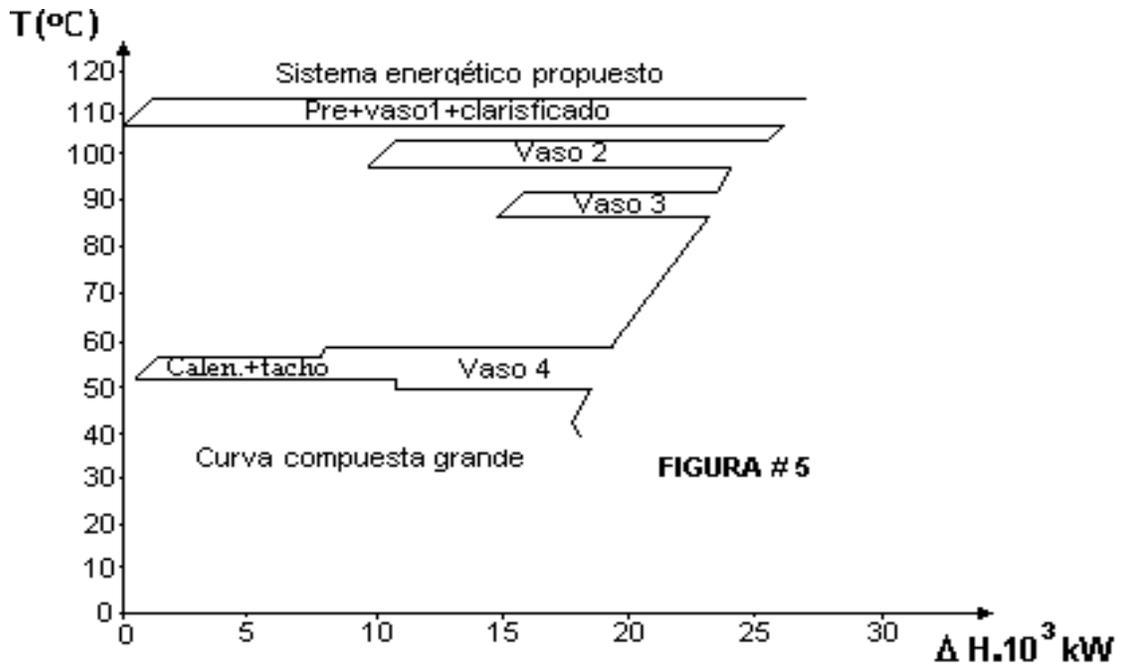


Figura 6.24 Gran curva compuesta del sistema energético propuesta

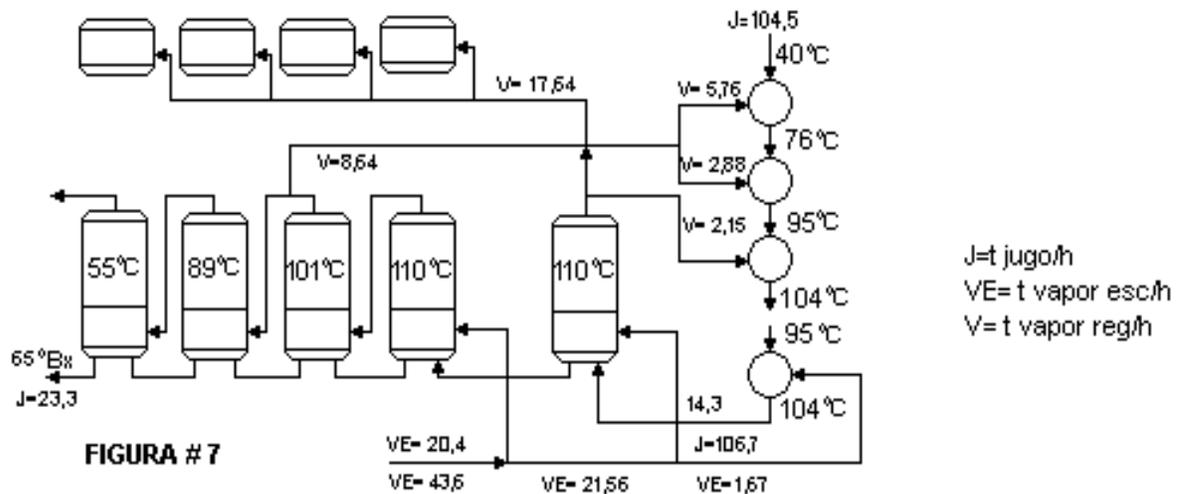


Figura 6.25 Esquema del proceso modificado

Puede notarse, tanto en la tabla problema como en las representaciones gráficas, que en el intervalo de temperatura de 52,5 °C existe un pseudopinch. Se observa además que ahora el pinch se encuentra en el intervalo de temperatura igual a 106,6 °C, lo que favorece un uso más intensivo de los vapores vegetales producidos en el área de vaporización. Por tanto, en este momento se pueden ajustar los vapores producidos a las diferentes corrientes

del proceso. Puede observarse además que en las curvas compuestas se realiza un intercambio de calor vertical, lo que no ocurre en las curvas compuestas del esquema actual. Además, en estas curvas se aprecia cuáles son los posibles macheos a ejecutar, donde se pueden utilizar las primeras etapas de calentamiento en todos los tachos y en la tercera etapa de calentamiento. El múltiple, el pre y la etapa de calentamiento del jugo clarificado se alimentan con vapor de escape. El consumo mínimo de utilidad caliente para este caso es de 25 190 kW, que para el vapor de escape a 1,85 kg/cm, considerando las pérdidas, significa 43,10 t/h. El resultado del balance térmico aplicado al esquema propuesto exige un consumo de vapor de escape igual a 43,67 t/h (44,0 %).

Como se ve, los valores son muy semejantes, pudiéndose concluir que el esquema propuesto no presenta violaciones de las reglas de la tecnología Pinch y que se obtiene un consumo mínimo de utilidad caliente. Por tanto, en el esquema propuesto se hace un uso adecuado de los calores disponibles en él, demostrando de este modo que no se necesitan esquemas exhaustivamente optimizados. Si se garantiza que no se violen las reglas de la tecnología pinch, se aseguran consumos cercanos a los consumos mínimos requeridos.

Integración potencia-procesos

Luego de analizar el esquema tecnológico existente, de encontrar sus principales deficiencias y hallar un esquema de bajo consumo de vapor de escape, se procederá a la integración del proceso a la producción de energía eléctrica en el central y en la central termoeléctrica que se prevé instalar en el mismo.

Las posibles modificaciones al sistema energético del central serán las siguientes:

- Electrificación total del central.
- Aumento de la capacidad del turbogenerador de 1,5 a 3 MW.
- Remodelación de las calderas EVELMA 1.

Un estudio de las potencialidades existentes en este central para su anexión a una central termoeléctrica que genere durante todo el año, se ha dividido, para un mejor análisis, en dos grandes escenarios, que a su vez involucran varias alternativas y variantes.

Escenario 1

Es considerado el más adecuado desde el punto de vista termodinámico. Consiste en la creación de una central termoeléctrica especializada en la transformación de la energía térmica, la cual aportaría los requerimientos de energía eléctrica o mecánica y de calor que necesita el central, trabajando en este caso como una planta de cogeneración en zafra, mientras recibe del central todo el bagazo y el retorno de condensados (figura 6.26).

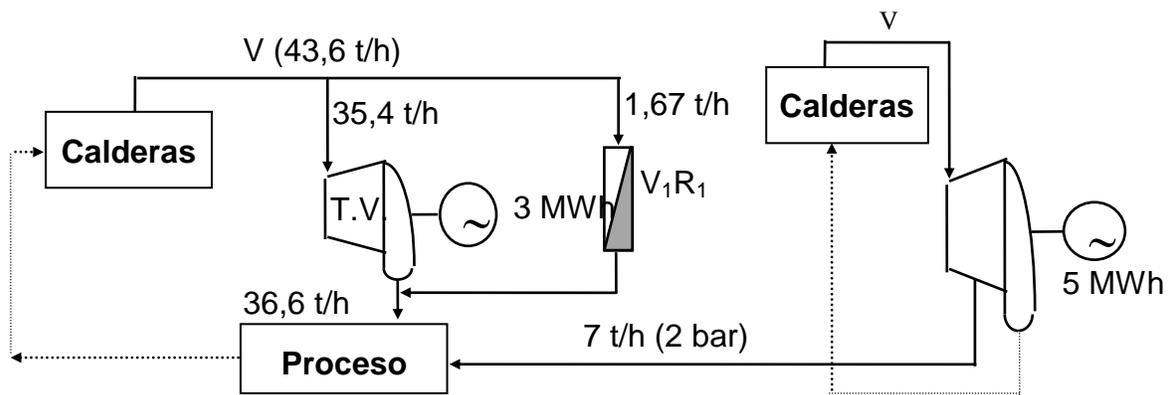


Figura 6.26 Esquema de distribución de la energía (escenario 1)

Escenario 2

Se considera la transformación energética compartida entre la central termoeléctrica y el propio central en tiempo de zafra, mientras que el resto del año la termoeléctrica trabaja sola en régimen de generación (figura 6.27).

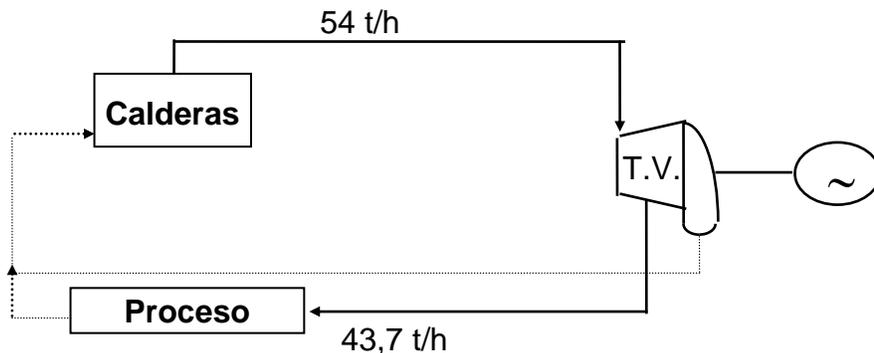


Figura 6.27 Esquema de distribución de la energía (escenario 2)

Tabla 6.6 Potencial de generación

Variante	Potencial (MW)	
	zafra	no zafra
1	9,1	13,4
2	10,6	14,9
3	11,5	15,8
4	12,7	17,1

En las variantes del escenario 1 se definieron la presión y temperatura del vapor generado y la presión en el condensador de la turbina según los siguientes datos:

Variante	1	2	3	4
Presión (bar)	40	50	60	80
Temperatura (°C)	400	450	480	520
Presión en condensador (bar)	0,1	0,09	0,08	0,07

En las figuras 6.28 a, b, c y d se muestran, para algunas alternativas, los perfiles del proceso integrado a la generación de energía eléctrica. Se incluye asimismo el gráfico del factor de Carnot(N_{ec}) contra entalpía (kW). En ellos solo se colocó la fracción de las curvas compuestas grandes que se encuentran por encima del pinch, correspondientes a las que reciben vapor de escape de la máquina de calor, colocando así el blanco de cogeneración. En los mismos se pueden observar las posibilidades de cogeneración para cada sistema y la pérdida de potencia, la cual se deja de generar por el concepto de pasar vapor por reductora. En estos gráficos, las zonas rayadas representan el trabajo realizado por una o varias turbinas (proceso de cogeneración). Los mismos brindan información valiosa para la integración de la máquina de calor (turbinas) al proceso. Se puede observar que el escenario 1 y las alternativas 5 y 6 del escenario 2 son las que mayor aporte de energía eléctrica tienen y que existe asimismo un acomodo perfecto entre potencia y proceso.

Cost. O&M	MM\$/a	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Costo comb.	MM\$/a	2,5	2,5	2,5	2,25	2,25	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Benef. Neto	MM\$/a	5	4,2	5,85	5,25	4,75	5	5	5	5	5	5
Vida útil	Años	18	18	18	18	18	16,2	19,8	18	18	19	18
Tasa desc.	%	18	18	18	18	18	18	18	16,2	19,8	18	18
Benef. actual	MM\$/a	26,3	22,1	30,8	27,7	25	25,9	26,7	28,7	24,2	26,3	26,3
CTI term.	MM\$/a	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	18,5	22,6
VAN	MM\$/a	5,76	1,54	10,2	7	4,4	5,27	6,12	8,19	3,67	7,82	3,7
% VAN			26	177	121	76	91	106	142	64	136	64
Orden			< 1° >	< 4° >	< 5° >	< 2° >	< 3° >					

Al analizar la problemática en su conjunto, es obvio que la instalación de una central termoeléctrica anexa a un central azucarero requiere que el proceso tecnológico posea bajos consumos de vapor de escape. Esto brinda menores posibilidades de generación eléctrica para el central, al utilizar ciclos de contrapresión. Sin embargo, sí posibilita alcanzar un ahorro de combustible que puede ser empleado en la termoeléctrica, el cual, al poseer un esquema energético más eficiente desde el punto de vista termodinámico, puede generar mayor cantidad de energía eléctrica con el mismo combustible. Además, este ahorro de bagazo posibilita un menor consumo de paja de caña, abaratando los costos de combustible y permitiendo conservar mayores cantidades para el período de no zafra.

Luego de examinar el esquema tecnológico actual del central, aplicando el método de análisis Pinch, se puede apreciar que el mismo posee un alto consumo de vapor de escape, causado en buena medida porque se violan las reglas fundamentales de la tecnología Pinch, haciéndose un uso inadecuado del área de intercambio de calor instalada.

Sin embargo, el esquema propuesto, generado a partir del análisis Pinch, tiene una mejor distribución del calor a través de todo el proceso. No se violan las reglas y el consumo de la utilidad caliente (vapor de escape) se asemeja a los mínimos requeridos. Por tanto, para las alternativas en que se incluye el esquema propuesto (escenario 1 y 2), se nota que para un mismo valor de generación de energía eléctrica, se necesita recolectar menores volúmenes de paja de caña, debido a la mayor disponibilidad de bagazo. Además, los beneficios netos son muy superiores en estas alternativas.

La existencia del pinch en 52,5 °C en el esquema original permite detectar que existen violaciones (transferencia de calor a través del pinch y enfriamiento con utilidades por

encima de este), cuestiones que entorpecen el buen funcionamiento del sistema y que indican que el mismo no presenta una correcta integración proceso-proceso.

En los gráficos del factor de Carnot contra entalpía se observa cómo la generación de energía eléctrica en estas variantes está bien integrada al proceso. En el escenario 1 la generación no se puede explotar al máximo en tiempo de zafra por el hecho de que existe una extracción de vapor de baja presión para el proceso, que cubre de este modo toda la necesidad del central. Sin embargo, si se compara con las demás alternativas del escenario 2, se aprecia que en estas últimas existe un trabajo que no se aprovecha por el concepto de pasar vapor por reductora, situación que no tiene lugar en el escenario 1, donde todo el vapor es pasado por el turbogenerador, obteniéndose mayor cantidad de energía eléctrica.

Otra cuestión de gran peso que corrobora lo dicho anteriormente, es la referente a los resultados obtenidos de la evaluación económica, que arrojaron que las variantes más ventajosas eran:

- Escenario No. 1, variante 3 y 4.
- Escenario No.2, variante 7.

Las mismas dieron los períodos de pago (*pay back*) menores, los VAN máximos y los costos menores del kWh.

Aunque un análisis de sensibilidad multivariante ofrecería otras alternativas, se concluye que el precio de la electricidad y la tasa de descuento son los parámetros más incidentes en la factibilidad.

Del cálculo de los valores críticos se puede apreciar que:

- El precio de la electricidad solo podrá caer a 0,063 \$/kWh, nivel por debajo del cual la venta de este sería factible para dicha alternativa.
- El costo del combustible se podría encarecer hasta un equivalente de 20,7 \$/t de bagazo o 3,6 MM\$/a, lo cual es alcanzable en cualquier caso.
- La tasa de descuento puede subir hasta un 23,7 % (por encima de este nivel no se recuperaría la inversión).
- Los costos totales de inversión en la central termoeléctrica pueden subir en un 27 % desde el nivel originalmente estimado y llegar hasta 23,36 MM\$.
- La vida útil de la tecnología podría caer hasta 8,17 años.

El uso del método de análisis Pinch para el estudio del esquema energético de los centrales azucareros contribuye a obtener sistemas con bajos consumos de vapor de escape. Si este método se aplica consecuentemente deviene una herramienta muy útil y necesaria, porque brinda la posibilidad de visualizar dónde están los mayores potenciales de energía dentro del proceso y con ello poder obtener una red de recuperación de calor con consumos mínimos de utilidad (vapor de escape de agua).

Finalmente, se estima que las alternativas más adecuadas y bien integradas al proceso tecnológico, para la construcción de la central termoeléctrica, son:

- Escenario No. 1: Se caracteriza por la generación especializada de energía en la termoeléctrica, la eliminación de las calderas y los consumidores de vapor directo en el central; se aplica la electrificación total y toda la energía es suministrada por la termoeléctrica.
- Escenario No. 2: Se caracteriza por la generación compartida entre la termoeléctrica y el central, con la existencia de una extracción de 7 t/h de vapor de baja presión de la turbina de la termoeléctrica hacia el proceso.

Todas tienen resultados económicos muy semejantes.

Conclusiones del ejemplo:

- El esquema tecnológico actual del central viola las reglas fundamentales de la tecnología Pinch, provocando un uso de vapor de escape adicional al mínimo requerido, cuestión que requiere mayor cantidad de área de transferencia de calor.
- El esquema tecnológico propuesto elimina las anteriores violaciones de las reglas de la tecnología Pinch, configurando un sistema con consumo mínimo de utilidades calientes y con una correcta utilización de los vapores producidos en el proceso. Se observa una distribución adecuada de los calores durante el mismo.
- En las curvas compuestas (curvas grandes) se aprecia que la transferencia de calor en el esquema actual no ocurre de forma vertical, lo que provoca una necesidad de área adicional. Esto queda resuelto en el esquema propuesto.
- El uso del método de análisis Pinch para el estudio de esquemas energéticos de los centrales azucareros contribuye a obtener sistemas con bajos consumos de vapor de escape, y si se aplica consecuentemente podría ayudar a encontrar esquemas con consumos inferiores a los 380 kg/tc, convirtiéndose así en una herramienta útil y

necesaria, porque brinda la posibilidad de visualizar dónde están los mayores potenciales de energía dentro del proceso y poder obtener una red de recuperación de calor con consumos mínimos de utilidades.

- Se propone la selección del escenario 1, variante 4, por ser la más adecuada desde el punto de vista termodinámico. Esta variante es la más ventajosa, pues contiene los mejores valores de presión, cuestión que brinda mayores potenciales de generación de energía eléctrica, además de las ventajas ya conocidas de una integración completa de potencia-proceso.

Caso de estudio No. 2 (central B)

Caracterización energética del proceso:

Equipos primarios consumidores de vapor directo de la línea de alta presión (250 lbf/pulg²):

- Dos turbinas que mueven las cuchillas picadoras de caña, del tipo Skoda, de 700 rpm de velocidad nominal.
- Dos turbogeneradores de contrapresión con una capacidad nominal de 4 MW y de 2 MW respectivamente. Este último no trabaja por no tener capacidad de salida del banco transformador a la red nacional.

Equipos primarios consumidores de vapor directo de la línea de baja presión (150 lbf/pulg²):

- Tres máquinas de vapor del tipo Corliss.
- Una maquinilla de vapor que le transmite el movimiento a la estera alimentadora de tipo Duplex.
- Dos bombas reciprocantes de tipo Duplex de doble acción, que se utilizan para el bombeo de azúcar de tercera.

Intercambiadores de calor:

- Siete calentadores del tipo Webre, instalados en bancos de tres, con seis pases por calentadores y 42 fluses por pases, con una superficie calórica total de 907,2 m². De

ella trabajan 5 y 4 con jugo mezclado, elevando la temperatura del mismo de 102 a 106 °C. Los dos primeros utilizan vapor del jugo de extracción del segundo vaso del cuádruple y los demás utilizan vapor de escape de la línea de 8 lbf/pulg². El otro calentador es para calentar el jugo clarificado hasta 115 °C.

- Dos preevaporadores de tipo Standars de iguales dimensiones que trabajan en paralelo con una superficie calórica total de 1 059,06 m². Utilizan como medio de calentamiento el vapor de escape de la línea de 15 lbf/pulg² y el vapor generado es utilizado en los tachos.
- Un cuádruple efecto de capacidades modificadas donde los dos primeros vasos tienen una superficie calórica de 1 393,5 m² cada uno y los restantes 836,1 m². En el segundo vaso tienen extracción hacia los calentadores y utilizan como medio de calentamiento el vapor de escape de la línea de 8 lbf/pulg². El último vaso está conectado a un condensador de contracorriente.
- Siete tachos que consumen vapor del jugo de los preevaporadores y el vapor de escape de la línea de 8 lbf/pulg². El sistema de vacío que se utiliza es el condensador individual con bomba general.

En la tabla 6.8 se muestran los datos de las masas a elaborar y los equipos correspondientes.

Tabla 6.8 Datos de las masas a elaborar y equipos

Equipo	Masa a elaborar	Cap. t. (m ³)	Tipo
Tacho 1 y 2	M.C.A. y semilla	42,48	Low Head
Tacho 3	M.C.A.	42,48	Low Head
Tacho 4	M.C.B.	42,48	Low Head
Tacho 5	M.C.C.	42,48	STD
Tacho 6	M.C.C. y G. mejorado	42,48	STD
Tacho 7	Cristaliz. y G. fino	22,65	STD

Generación de vapor:

- Cuatro calderas alemanas Stirling de tubos curvos acuatubulares. Tres de ellos generan vapor a 250 lbf/pulg² con una capacidad de 25 t/h cada una, y tienen instalados economizadores y sobrecalentadores. La otra genera vapor a 150 lbf/pulg² con una capacidad de 25 t/h.
- Una caldera Babcock-Wilcock de tubos rectos y acuatubular. Genera vapor a 150 lbf/pulg² con una capacidad de 20 t/h.
- La capacidad general de la planta de generación es de 120 t/h.
- Los hornos de todas las calderas son del tipo Martin.
- Tres válvulas reductoras que disminuyen el vapor de 250 a 150 lbf/pulg², de 150 a 15 lbf/pulg² y de 15 a 8 lbf/pulg².

Balance de materiales y energía actual

Después de analizar la estructura de la industria se procede a determinar los consumos de vapor en cada uno de los equipos y de forma general el funcionamiento global de la planta a través de un balance energético, utilizando una de las metodologías ya mencionadas:

% VR = 3,95

Bagazo sobrante = 9,13 %

Valor % caña = 60,78

Generación eléctrica = 3 800 kWh

Relación Q/E = 20,15

Aplicación del pinch en el proceso de evaporación actual

A través de la revisión bibliográfica se comprobó que la tecnología Pinch ofrece alta seguridad y buenos resultados económicos cuando solamente existen equipos de transferencia de calor y no hay temperatura de umbral.

En este trabajo se aplicó esta tecnología con el objetivo de determinar de forma directa el consumo mínimo de utilidades mediante la evaluación de los sistemas de corrientes frías y calientes del proceso. Esta pudo hacerse por medio de un software que brinda como resultado una amplia gama de información acerca de los fenómenos internos del proceso, lo

cual se observa a través de las curvas de composición, las curvas de composición grandes y la tabla problema.

Los datos para la ampliación del mismo se obtuvieron de los balances energéticos realizados. Se puede calcular el valor óptimo económico del Δt_{min} a partir de las utilidades y los costos de inversión como función de esta diferencia de temperatura mínima. Para el caso de la industria azucarera a partir de la caña, este valor está entre 3 y 8 °C.

Datos necesarios:

- Flujos másicos de cada corriente.
- Capacidades caloríficas.
- Temperatura de entrada y salida en cada una de las fases.
- Comportamiento de las corrientes (si actúan como frías o calientes).
- Diferencia de temperatura.
- Entalpías.

En la tabla 6.9 que se incluye a continuación se muestran los datos para la ejecución del programa Target II.

Tabla 6.9 Cálculo de la tabla de datos para la ejecución del programa Target II

No.	Parámetros	Clasif.	Q (kg/s)	T1 (°C)	T2 (°C)	C (kW/°C)	H (kJ/kg°C)	ΔH (kW)
1	F	H	40,29	114,0	104,5	151,09		
2	W1	C	10,32	104,5	104,5		2 245,8	23 192,5
3	V1	H	10,32	102,5	104,5		2 245,8	23 192,5
4	F1	H	29,26	102,5	95,9	107,87		
5	W2	C	7,18	95,9	95,9		2 268,5	16 287,8
6	V2	H	2,91	95,9	95,9		2 268,5	6 601,3
7	F2	H	22,77	93,9	86,5	77,76		
8	W3	C	5,86	86,5	86,5		2 292,5	13 434,05
9	V3	H	5,86	86,5	86,5		2 292,5	13 434,05
10	F3	H	16,91	84,5	55,6	53,23		
11	W4	C	4,97	55,6	55,6		2 367,2	11 764,9

12	V4	H	4,97	55,6	55,6		2 367,2	11 764,9
13	C5	H	4,97	55,6	41,5	20,77		

Nomenclatura utilizada:

F: Alimentación a cada vaso

W: Evaporación en los vasos

V: Vapor de alimentación a cada vaso

C: Condensación en el último vaso

Análisis de los resultados del balance termoenergético y el pinch

De acuerdo con los valores obtenidos del balance y su comparación con los rangos óptimos que establece la literatura, se deduce que el consumo de vapor de los equipos primarios se comporta de la siguiente forma:

- Las máquinas de vapor tienen un consumo dentro de los parámetros establecidos; este es de 13,20 kgV/HP y el índice nominal es de 10-18 kgV/HP.
- Las turbinas de vapor trabajan de forma adecuada pues su consumo es de 13,60 kgV/kW y lo establecido es de 10-25 kgV/kW.
- El turbogenerador trabaja por debajo de su capacidad de generación, por lo que deja de entregar 200 kW al sistema eléctrico nacional, que representan una ganancia considerable para la fábrica. Su consumo es de 12,82 kgV/kW, el cual es correcto, mientras que su índice nominal es de 10-25 kgV/kW.
- Las bombas reciprocantes consumen 49,3 kgV/HP, por lo que se encuentra muy próximo al consumo máximo que es de 40-50 kgV/HP.

Los intercambiadores de calor trabajan de la siguiente forma:

- Los calentadores de jugo tienen un consumo de 71 kgV/tc. Se encuentra en los parámetros normales, que es de 0-100 kgV/tc.
- Los preevaporadores tienen una buena economía (0,97), pero el coeficiente de evaporación está por debajo de lo establecido, pues es de 32,3 kgV/hm² y el valor nominal es de 40-50 kgV/hm². Esto demuestra que no se está aprovechando al máximo el área de transferencia de calor.

- El cuádruple efecto trabaja de forma ineficiente: su economía de 2,36 está muy por debajo de la norma (3,75); el coeficiente de evaporación es de 22,88 kgV/hm², lo que demuestra insuficiente aprovechamiento del área de transferencia de calor, pues su valor nominal es de 25-30 kgV/hm² y la eficiencia es de un 63 %. Todo el mal trabajo de estos equipos repercute negativamente en la eficiencia térmica de la industria, ya que los evaporadores son considerados el corazón de la fábrica por muchos especialistas, y en este caso es un punto vulnerable, donde más problemas existen.
- Los tachos consumen 67,52 kgV/tc (6,7 vapor % en caña), lo que se halla por debajo del menor valor del rango, que se enmarca entre 130-210 kgV/tc. Puede afirmarse entonces que esta área trabaja bien, aunque puede disminuir su consumo de vapor de escape, aumentando la generación de vapor de jugo en los preevaporadores.

El vapor % en caña se ha elevado 60,78, haciéndose necesario aplicar alternativas que mejoren el esquema actual, con resultados más favorables y cercanos a los parámetros establecidos.

El por ciento de vapor por reductora (3,95 %) está por debajo del valor necesario para que el sistema energético trabaje balanceado.

Existe un sobrante de bagazo de 5,54 t/h (9,1 % del bagazo producido), el cual puede ser utilizado en otras variantes que le proporcionen una mejor eficiencia a la fábrica.

Resultados del análisis Pinch

De los valores obtenidos que nos brinda la situación energética del cuádruple efecto a través de la tecnología Pinch, se deduce que:

1. En las curvas de composición no existe una verticalidad entre las corrientes que conforman los perfiles de la temperatura caliente y fría, por lo que se infiere que no se está aprovechando adecuadamente el área de transferencia de calor en estos equipos, y ello queda comprobado con el hecho de que el coeficiente de evaporación se halla fuera de sus valores normales analizados anteriormente.
2. El consumo de vapor de escape es de 43,21 t/h, encontrándose por encima del consumo mínimo de utilidades, el cual, según la tecnología Pinch, debe ser solamente de 36,83 t/h. Esto demuestra que pueden existir otras combinaciones en

el proceso que contribuyan a disminuir el consumo de vapor y a lograr un mejor aprovechamiento del área instalada.

3. Se violan determinadas reglas de la integración de procesos, pues hay calentamientos utilitarios por debajo del pinch. Esto ocurre en la corriente caliente 10, que conduce jugo de alimentación al cuarto vaso, y en la corriente fría 11, donde ocurre una evaporación en el último vaso. Estas violaciones provocan un mayor uso de energía en forma de utilidades.
4. El valor del pinch es de 59 °C y la cascada formada no es la mejor.
5. Se ha demostrado a través de ambas variantes que hay una serie de problemas desde el punto de vista energético, por lo que en el próximo capítulo se plantean diferentes modos de solución que mejoran la eficiencia industrial.

Variantes de solución a los problemas detectados en el sistema de evaporación

Con el objetivo de aumentar la eficiencia energética actual, se plantearon las siguientes alternativas:

- Trabajar el cuádruple efecto con presión de suministro de 15 lbf/pulg².
- Trabajar el cuádruple efecto con presión de suministro de 20 lbf/pulg².

Después de haber aplicado la tecnología Pinch a través de un programa computacional para ambas variantes, se comprobó que la más efectiva y económica es cuando el cuádruple efecto utilice vapor de escape de 15 lbf/pulg².

Tabla 6.10 Datos para el cálculo de las variantes de solución a los problemas del sistema de vapor

No.	Parám.	Clasif.	Q (kg/s)	T1 (°C)	T2 (°C)	C (kW/°C)	H (kJ/kg°C)	ΔH (kW)
1	F	H	40,29	114,0	112,5	151,08		
2	W1	C	11,90	112,5	112,5		2 223,5	26 459,6
3	V1	H	11,90	112,5	112,5		2 223,5	26 459,6
4	F1	H	28,38	110,5	97,9	101,03		

5	W2	C	8,24	97,9	97,9		2 261,8	18 637,2
6	V2	H	3,97	97,9	97,9		2 261,8	8 979,3
7	F2	H	20,14	95,9	80,5	66,66		
8	W3	C	4,23	80,5	80,5		2 307,5	9 760,7
9	V3	H	4,23	80,5	80,5		2 307,5	9 760,7
10	F3	H	15,91	78,5	58,1	49,00		
11	W4	C	4,05	58,1	58,1		2 362,8	9 569,3
12	V4	H	4,05	58,1	58,1		2 362,8	9 569,3
13	C5	C	4,05	58,1	41,5	16,92		

De acuerdo con los resultados obtenidos, el comportamiento de estos equipos es el siguiente:

Existen dos valores del pinch: uno a 110,6 °C y el otro a 115,9 °C. Se eliminaron casi todas las violaciones que están presentes en el sistema actual y que fueron enunciadas con anterioridad, manteniéndose las producidas en la corriente caliente 1 (flujo de alimentación al primer vaso) y en la corriente fría 2 (evaporación en el vaso 1). En la curva de composición grande existe mayor verticalidad entre las curvas que conforman los perfiles de temperatura, lo cual demuestra que se aprovecha mejor el área de transferencia de calor, pues el consumo de vapor de escape disminuye de 43,21 t/h a 40,01 t/h, acercándose al valor mínimo de consumo que es de 36,68 t/h. La economía aumenta de 2,36 a 2,55. El coeficiente de evaporación y la eficiencia permanecen constantes en 22,88 kgvap/hm² y 63 % respectivamente.

Para la aplicación de esta variante es necesario lograr un escape de 15 lbf/pulg² a la salida de los motores primarios, capaz de abastecer los preevaporadores y el cuádruple efecto, por lo que es imprescindible realizar dos inversiones que también posibilitarían mejorar el sistema de cogeneración:

- Instalar una caldera Villa Clara con capacidad de 40 t/h, presión de 250 lbf/pulg² y vapor sobrecalentado a 275 °C. Capital total = 110 779,94.
- Instalar un Grounding bank (banco aterrado) para poder suministrar la energía eléctrica generada al sistema eléctrico general.

Costo total en MN = \$ 12 730,15

Costo total en MLC = \$ 7 027,95

Costo de ambas inversiones:

Capital invertido total en MN = \$ 123 510,09

Capital invertido total en MLC = \$ 7 027,95

Alternativas de cogeneración

Cada una de las variantes de cogeneración que se anuncian a continuación están basadas en la satisfacción tecnológica de la alternativa más económica. En este caso, esta variante consiste en que el cuádruple efecto trabaje con una presión de vapor de escape de 15 lbf/pulg².

Es necesario obtener este vapor de los motores primarios, principalmente de los turbogeneradores y a la vez generar una mayor cantidad de corriente capaz de producir ingresos superiores para la fábrica que aumenten su rentabilidad económica, al propio tiempo que se obtiene un equilibrio Q/E. Para ello se pueden poner en práctica las siguientes alternativas:

- Poner a funcionar el turbogenerador de 4 MW a su máxima capacidad, pues actualmente genera 3,8 MW. De esta forma se produce un incremento de 200 kWh que puede ser vendido al sistema eléctrico nacional, y con ello aumentar el flujo de vapor de escape hacia el proceso.

Datos:

Gturbo = 51,28 t/h

GVR = -1,41 t/h

% vapor perdido por reductora = 1,23 %

Bagazo consumido en vapor perdido por reductora = 0,683 t/h

Vapor % en caña = 60,85 %

Pérdidas por costo de bagazo:

Costo del bagazo = 120,48 \$/día

Para 100 días de zafra:

Costo del bagazo = 12 048,00 \$/zafra

Tarifa de precio de la corriente eléctrica producida por cogeneración entre el Ministerio de la Industria Azucarera (MINAZ) y el Ministerio de la Industria Básica (MINBAS):

Horario normal kWh: \$ 0,33 Horario pico kWh: \$ 0,50

Factor de combustible (FC)= 1,1 297

Ganancia por la venta de corriente (GVC):

$$G_{vc} = \text{Horario} \cdot P_{kWh} \cdot \$kWh \cdot F_c = 1\,943,08 \text{ \$/día}$$

Para 100 días de zafra:

$$G_{vc} = 194\,308,00 \text{ \$/zafra}$$

Relación Q/E:

$$Q = 18,73$$

- Poner en funcionamiento el turbo de 2 MW al 50 % de su capacidad de generación (este turbogenerador está instalado pero no se explota). Entregar el vapor de escape para el uso tecnológico y vender al sistema eléctrico nacional el fluido eléctrico.

Según el diagrama de Mollier, considerando la entropía (s) como constante:

$$PE = 18,61 \text{ kgf/cm}^2 \quad \text{vapor sobrecalentado (T) = 275 }^\circ\text{C}$$

$$PS = 2,08 \text{ kgf/cm}^2$$

$$i_o = 2\,965 \text{ kJ/kg} \quad H_o = 435 \text{ kJ/kg}$$

$$i_2 = 2\,530 \text{ kJ/kg} \quad N_t = 0,69$$

$$i'_2 = 2\,663 \text{ kJ/kg} \quad G_{\text{turbo}} = 12,68 \text{ t/h}$$

$$N_{\text{turbo}} = 800 \text{ kWh} \quad \text{Bagazo. neces.} = 66,98 \text{ t/h}$$

$$N_{\text{mec}} = 0,95 \quad \text{Déficit de bagazo} = 6,70 \text{ t/h} = 11,11 \%$$

$$N_{\text{elect}} = 0,97 \quad \text{GVR} = -14,04 \text{ t/h}$$

$$N_{\text{tubo}} = 0,96 \quad \% \text{ vapor perdido por reductora} = 9,58$$

$$\text{Bagazo cons. en vapor perdido} = 6,38 \text{ t/h} = 10,58$$

$$\text{Vapor \% en caña} = 75 \%$$

Pérdidas por costo del bagazo:

$$\text{Costo del bagazo} = 1\,125,43 \text{ \$/día}$$

Para 100 días de zafra:

$$\text{Costo del bagazo} = 112\,543,20 \text{ \$/zafra}$$

Ganancia por venta de energía eléctrica al sistema eléctrico nacional:

$$G_{vc} = 7\,772,33 \text{ \$/día}$$

Para 100 días de zafra:

$$G_{vc} = 777\,233,00 \text{ \$/zafra}$$

$$Q/E = 14,98$$

- Poner en explotación el turbo de 2 MW al 100 % de su capacidad de generación. Utilizar el vapor de escape en el uso tecnológico y la corriente eléctrica generada al sistema eléctrico nacional.

Gturbo = 25,36 t/h

Bagazo neces. = 71,67 t/h

Déficit de bagazo = 11,38 t/h = 18,89 %

GVR = -26,77 t/h

% vapor perdido por reductora = 17,32

Bagazo cons. en vapor perdido por reductora = 12,16 t/h = 20,18 %

Vapor % en caña = 81,16 %

Pérdidas por costo del bagazo:

Costo del bagazo = 2 145,02 \$/día

Para 100 días de zafra:

Costo del bagazo = 214 502,00 \$/zafra

Ganancia por venta de energía eléctrica al sistema eléctrico nacional:

Gvc = 19 330,84 \$/día

Para 100 días de zafra:

Gvc = 1 933 084,00 \$/zafra

Q/E = 12,49

Vías de solución para contrarrestar las pérdidas en: GVR, bagazo necesario, vapor % en caña y relación Q/E:

- Reemplazar las dos bombas reciprocantes por bombas rotatorias accionadas por motores eléctricos.

Costo de una bomba = \$ 10 770,00

Potencia necesaria del motor eléctrico = 33,5 kW

Motor eléctrico trifásico = 220/440 V, 60 Hz

Potencia nominal = 40 kW, velocidad sincrónica = 900 r/min

Costo del motor = \$ 5 776,00

Costo total del equipo = \$16 546,00

- Sustituir la maquinilla de vapor que mueve la estera alimentadora por un motor eléctrico.

Potencia necesaria del motor eléctrico = 82,00 kW

Motor eléctrico trifásico = 220/440 V, 60 Hz

Potencia nominal = 90 kW, velocidad sincrónica = 900 r/min

Costo del motor = \$ 9 120,00

- Cambiar las tres máquinas de vapor que mueven el tándem por motores eléctricos:

Máquina 1: Mueve la desmenuzadora

Potencia necesaria del motor eléctrico = 14,0 kW

Motor eléctrico trifásico = 220/440 V, 60 Hz

Potencia nominal = 160 kW, velocidad sincrónica = 1 200 r/min

Costo del motor = \$ 17 632,00

Máquina 2: Transmite el movimiento a los tres primeros molinos

Potencia necesaria del motor eléctrico = 636,00 kW

Motor eléctrico trifásico = 440 V, 60 Hz

Potencia nominal = 700 kW, velocidad sincrónica = 1 200 r/min

Costo del motor = \$ 52 544,00

Máquina 3: Está acoplada a los dos últimos molinos

Potencia necesaria del motor eléctrico: 540,0 kW

Motor eléctrico trifásico = 440 V, 60 Hz

Potencia nominal = 600 kW, velocidad sincrónica = 1 200 r/min

Costo del motor = \$ 39 368,00

Análisis y aplicación de cada variante

Inversiones y transformaciones a realizar en diferentes períodos de tiempo, teniendo en cuenta la complejidad y costo de los mismos:

Inmediatos:

- Poner a funcionar el cuádruple efecto con vapor de escape de 15 lbf/pulg² y de este modo disminuir el consumo de los mismos en 3 198,45 kg/h, acercándose al consumo mínimo y elevando su economía de 2,36 a 2,55. Para esto es necesario poner a funcionar el turbogenerador de 4 MWh a su máxima capacidad y obtener el vapor de escape mínimo necesario para el trabajo del cuádruple efecto. Se aumenta en 200 kWh la potencia de generación en el mismo, entregándose 70 kWh al sistema eléctrico nacional después de realizadas las inversiones previstas que se anuncian a continuación.

1. Es necesario sustituir la maquinilla de vapor que mueve la estera elevadora por un motor eléctrico trifásico con potencia de 90 kW y un costo de \$ 9 120,00.
2. Reemplazar una bomba recíproca por una bomba rotatoria movida por un motor eléctrico trifásico con potencia de 40 kW. Costo total de la inversión = \$ 16 546,00.

Estos cambios permiten contrarrestar las pérdidas de vapor a la atmósfera por la válvula reductora con el consiguiente ahorro de bagazo, con la consecuente estabilización energética del sistema, y el aumento de la eficiencia y economía de la fábrica.

Costo de la inversión en el banco aterrado:

Capital total en MN = \$ 12 730,15

Capital total en MLC = \$ 7 027,95

Costo total de la inversión = \$ 45 424,10

Ganancia para la venta de corriente (GVC) al sistema eléctrico en una zafra de 100 días:

GVC = 71 848,00 \$/zafra

Ganancia neta = 26 423,90 \$/zafra

$$Tr = \frac{Inv.}{Gan.} = 1,71 \text{ zafra}$$

$$\% \text{ ret.} = \frac{Gan.}{Inv.} \cdot 100 = 58\%$$

GVR = 2,37 t/h

Vapor % red = 2,10

Bagazo sobrante = 6,46 t/h = 10,71 %

Relación Q/E = 18,73

Vapor % en caña = 59,3 %

A corto plazo:

Trabajar con el turbogenerador 2 (2 MW) al 50 % de su capacidad de generación, entregando 360 kWh al sistema eléctrico nacional después de ejecutar las inversiones siguientes, que tienen un consumo de potencia de 640 kWh. Todo esto contribuye a elevar los parámetros fundamentales que determinan un aumento de la eficiencia.

Sustitución de:

Una bomba recíproca por una rotatoria.

Una máquina de vapor (número 3) por un motor eléctrico.

Costo de inversión = \$ 55 914,00

Instalación de una caldera de 40 t/h.

Costo de inversión = \$ 110 779,94

Costo de inversión total = \$ 166 693,94

Ganancia por la venta de corriente al SEN en una zafra de 100 días:

GVC = 349 754,00 \$/zafra

Ganancia neta = 183 060,06 \$/zafra

$Tr = 00,91$ zafras

% *ret.* = 109 %

GVR = 6,61 t/h

Vapor % red = 5,93 %

Bagazo sobrante = 7,74 t/h = 12,84 %

Relación Q/E = 14,98

Vapor % en caña = 58,85 %

Con la puesta en práctica de este sistema queda fuera de servicio una caldera de 20 t/h y con una presión de vapor de 150 lbf/pulg².

A largo plazo:

Poner en explotación al turbogenerador de 2 MW al 100 % de su capacidad de generación, aportando 140 kWh al sistema eléctrico nacional y abasteciendo las necesidades de potencia en las siguientes inversiones:

- Sustitución de las dos máquinas de vapor (1 y 2) por motores eléctricos: De esta forma no es necesario trabajar con la caldera de 25 t/h de presión de vapor de 150 lbf/pulg², favoreciéndose el sistema de trabajo en la industria en los siguientes aspectos:

Costo de inversión total = \$ 70 176,00

Ganancia por la venta de corriente al sistema eléctrico nacional en una zafra:

GVC = 136 015,00 \$/zafra

Ganancia neta = 65 839,00 \$/zafra

$Tr = 1,06$ zafras

% *ret.* = 93 %

GVR = 12,59 t/h

Vapor % red = 11,35 %

Bagazo sobrante = 8,38 t/h = 13,90 %

Relación Q/E = 12,49

Vapor % en caña = 58,29

Tabla 6.11 Resumen del proceso

Aspectos	Sistema actual	Variante inmediata	Variante a corto plazo	Variante a largo plazo
GVR (t/h)	4,34	2,37	6,61	12,59
%VR	3,95	2,10	5,93	11,35
Bagazo sobrante (t/h)	5,54	6,46	7,74	8,38
% bagazo sobrante	9,19	10,71	12,84	13,90
Vapor % en caña	60,78	59,30	58,85	58,29
Gen. elec. (kWh)	3 800	4 000	5 000	6 000
Relación Q/E	20,15	18,73	14,98	12,49
Tiempo rec.(zafra)	-	1,71	0,91	1,06
% retorno	-	58	109	93

Posibilidades de otras alternativas de cogeneración en el período inactivo del CAI:

- Utilización del bagazo sobrante para poner a funcionar una caldera y generar el vapor necesario para que el turbogenerador abastezca la demanda de energía sin tener que consumir del sistema eléctrico nacional. En caso de existir excedentes, se vende a la red nacional igual que en el período activo.
- Igual que en el caso anterior, pero utilizando como combustible residuos agrícolas cañeros de un centro de limpieza que se encuentra ubicado a

1½ km de la fábrica y enlazado con esta a través de la vía férrea. El por ciento de materias extrañas que se eliminan de la caña es de 6,96 %.

Cada una de las alternativas propuestas se realiza de forma independiente y escalonada en cada período de tiempo, con el objetivo de hacer estas inversiones lo más económicas y funcionales según el presupuesto y adaptándose a las características de instalación de la industria. El orden de realización de las mismas fue concebido por las siguientes razones:

- En el primer caso se pone a funcionar el turbogenerador instalado a su máxima capacidad sin necesidad de instalar otra caldera; el consumo de los equipos primarios es de 63,46 t/h y la generación es de 74,08 t/h. Las inversiones que se realizan son de poca complejidad, obteniéndose un tiempo de recuperación de 1,71 zafra y un por ciento de retorno de 58 %.
- El segundo caso es poner a funcionar el otro turbogenerador instalado (2) al 50 % de su potencia nominal y hacer las inversiones correspondientes para contrarrestar las pérdidas de vapor por la válvula reductora. Para este caso es necesario instalar una caldera nueva, ya que el consumo en los equipos primarios es de 76,14 t/h y está por encima de la capacidad de generación instalada que es de 75 t/h. El tiempo de recuperación es de 0,91 zafras y el por ciento de retorno es de 109 %.
- La tercera variante es poner a funcionar el turbogenerador 2 al 100 % de su potencia nominal, pues existe la capacidad en la planta de generación (115 t/h) para abastecer el consumo de los equipos primarios (88,8 t/h), aplicando las inversiones correspondientes que dan un balance térmico adecuado y económico. En este caso el tiempo de recuperación es de 1,06 zafra y el por ciento de retorno es de 93 %.

De forma general, después de realizar dichas modificaciones que pueden estar sujetas a cambios posteriores, luego de la ejecución de la primera, se obtiene un costo total de inversión de \$ 282 294,04 y una ganancia de \$ 275 322,96 para un tiempo de recuperación de 3,71 zafras con un por ciento de retorno de 85 %.

Conclusiones del ejemplo:

Existen desbalances térmicos en el central, principalmente en la estación de evaporación; el cuádruple efecto consume 43,21 t/h, muy superior al consumo mínimo (36,68 t/h); la economía es de 2,36, y el valor nominal es 3,75. El coeficiente de evaporación es de

22,88 kgv/hm² y el rango óptimo es de 25-30 kgv/hm². El vapor % en la reductora es de 3,95, muy por debajo del intervalo adecuado (12-15 %).

Con la aplicación combinada de las técnicas de integración de procesos y los balances convencionales, se obtuvieron resultados que posibilitan aplicar alternativas de solución a los problemas existentes.

A través de las variantes seleccionadas se benefician los parámetros de eficiencia de la fábrica hasta obtener los resultados que se muestran a continuación en la tabla 6.12, muy cercanos a los establecidos en la literatura especializada.

Tabla 6.12 Parámetros de eficiencia de la fábrica en relación con el valor industrial y nominal

Parámetros	Valor industrial	Valor nominal
Ahorro de bagazo (%)	13,90	13,00
Vapor % en reductora (%)	11,35	12-15
Vapor % en caña (%)	58,29	50-55
Generación de elect. (kWh/tc)	31,68	15-18

Es posible un aumento de la generación de la energía eléctrica como se expresa en cada variante.

La opción tecnológica aplicada es la más adecuada, pero desde el punto de vista energético aún existen violaciones de la tecnología Pinch en la corriente caliente 1 (flujo de alimentación al vaso 1), y en la corriente fría 2 (evaporación en el primer vaso). Para la misma se aplicaron cada una de las variantes de cogeneración con los siguientes tiempos de recuperación y por ciento de retorno.

Tabla 6.13 Variantes de cogeneración

Variantes	T. rec. (zafras)	% retorno
1	1,71	58
2	0,91	109
3	1,06	93

La utilización del bagazo sobrante de la molida y del RAC puede propiciar energía eléctrica para utilizar durante el período de no zafra, beneficiando la rentabilidad industrial.

Caso de estudio No. 3 (central C)

Caracterización energética del central:

El esquema energético de este proceso (210 000 @/día [100 tch]), de norma potencial, está compuesto por cuatro calderas de tubos de agua; dos de ellas producen vapor saturado a 150 lbf/pulg² y las dos restantes producen vapor sobrecalentado a 200 lbf/pulg² y a 220 °C. Para satisfacer los requerimientos de la fábrica, la capacidad total es de 77 toneladas de vapor por hora, y el combustible utilizado es bagazo extraído durante la molienda con un por ciento de humedad inferior al 50 %.

Dentro de los equipos destinados a producir potencia se encuentran tres máquinas de vapor de tipo Corliss. La primera mueve a la desmenuzadora, la segunda al primer y segundo molinos y la tercera a los tres restantes.

En el complejo hay nueve bombas recíprocantes de las que funcionan cinco: una para bombear masa cocida C, tres para bombear miel A, B y C, y la última para bombear semilla.

Todos estos equipos mencionados anteriormente trabajan con vapor de baja presión.

El vapor de alta presión es utilizado por el turbogenerador de potencia nominal de 1 500 kW, con la cual se satisface toda la demanda de energía eléctrica de la fábrica y de la turbina que acciona las cuchillas de picar la caña.

El equipamiento energético destinado al proceso tecnológico está compuesto por una batería de cinco calentadores de tipo Webre: de estos dos son usados como calentadores primarios, uno como calentador rectificador y otro como calentador de jugo claro.

Uno de los calentadores primarios trabaja con vapor de extracción del primer vaso del efecto múltiple y los restantes con vapor de escape.

Después de ser tratado térmicamente el jugo en los calentadores, este pasa a la estación de evaporación formada por un preevaporador de superficie calórica de 754,48 m² y un cuádruple efecto con áreas diferenciadas. La superficie calórica de los dos primeros vasos es de 761,77 m² y los restantes tienen 529,53 m².

Generalmente el vapor producido en el preevaporador va a la línea general de escape, pues aunque exista una conexión con los tachos, el valor de la evaporación no es suficiente para satisfacer la demanda de los mismos.

Por último, la meladura de aproximadamente 65 °Brix, obtenida en el múltiple efecto, pasa a los tachos, donde es sometida a un proceso de cristalización. La planta cuenta con cinco tachos que pueden realizar las siguientes funciones:

Tacho 1: MCA y cortes comerciales

Tacho 2: MCB

Tacho 3: Grano fino mejorado, cristaliza MCC

Tacho 4: MCA y MCB

Tacho 5: MCC

El sistema utilizado es convencional, de tres masas cocidas.

Balance energético actual:

Para el análisis se tomó la situación actual del ingenio a 100 tch. Se comenzó realizando un balance energético utilizando la metodología señalada, que arrojó los siguientes resultados:

- Vapor por reductora (t/h) = 7 166,25
- Faltante de bagazo (t/h) = 3 856,8
- Vapor % en caña = 69 %
- Generación de electricidad = 1 200 kWh (satisfacción del 100 % de la demanda)
- Relación Q/E = 43

Como se observa, existe un desbalance energético apreciable, dada la garantía de escape sobrante y un faltante de bagazo de gran consideración. Sin embargo, es imposible determinar con precisión dónde se ubican los mayores problemas, para lo cual se aplicó la tecnología Pinch a la parte tecnológica del proceso.

Solo se debe adicionar calor por encima de la temperatura Pinch (89,6 °C) y extraerse por debajo lo que no se cumple en las corrientes que representan los flujos de jugo que entran a los calentadores y al múltiple efecto. Además, no existe concordancia entre las curvas, lo que puede deberse también a que la presión de escape no sea la adecuada.

Consumo de escape actual = 53 249,48 kgv/h

Consumo según TP = 30 173,11 kgv/h

Basado en estas dificultades, se plantea un análisis de cuatro alternativas:

- Quíntuple efecto a $P = 20 \text{ lbf/pulg}^2$
- Quíntuple efecto a $P = 15 \text{ lbf/pulg}^2$, realizando extracción a los calentadores en los tres primeros vasos.

- Quintuple efecto a 15 lbf/pulg².
- Mantener el esquema original (pre y cuádruple) trabajando a 20 lbf/pulg².

Las dos últimas se desechan por tener consumos similares o superiores a la variante instalada, y para seleccionar las dos restantes se aplica nuevamente TP. Asimismo, se selecciona la 4, es decir, un quintuple efecto con extracción hacia los calentadores trabajando a 20 lbf/pulg².

Consumo de vapor en la variante propuesta con TP = 15 803,27 kgv/h

Consumo de vapor en la variante propuesta = 23 778 kgv/h

Se pasa entonces al área de tachos, donde también se detectan problemas con el aprovechamiento del vapor. Se aplica la variante TP para sistemas discontinuos, integrando el trabajo de los tachos y mejorando la estrategia de trabajo propuesta, con un ahorro de vapor de 8 033,48 kgv/h (6 045 kW), mediante la instalación de un acumulador de vapor que supe los picos en la demanda.

Con estos cambios descritos anteriormente se obtienen mejoras apreciables dentro del área tecnológica en cuanto a los consumos y operación de los equipos.

Se pasa entonces a analizar el área de generación del ingenio:

Los generadores de vapor instalados se encuentran en una situación de mal estado técnico; se logra un escape de 20 lbf/pulg², necesario para el funcionamiento del quintuple efecto propuesto; y no se puede generar toda la energía eléctrica necesaria para hacer funcionar el turbogenerador (1 500 kWh) pues solo se generan 1 200 kWh.

Se plantea el cambio de las dos calderas de 200 lbf/pulg² (13,6 atm) por una caldera de 250 lbf/pulg² (17 atm) con vapor sobrecalentado y capacidad de 45 t/h, que logra el escape bajo las condiciones requeridas. Asimismo, se requiere generar 1 412,44 kWh en los turbos.

Como las necesidades eléctricas son satisfechas con 1 200 kWh, este excedente se utilizará para sustituir cuatro de las cinco bombas reciprocantes, altas consumidoras de vapor por motores eléctricos.

Consumo de motores eléctricos = 210,01 kWh

Se realiza nuevamente el balance energético con todos los cambios analizados hasta el momento, obteniéndose los siguientes resultados:

- Vapor por reductora = 4 048,74 kgv/h (3 %)
- Faltante de bagazo = 2,92 t/h
- Vapor % en caña = 59 %

- Generación de electricidad = 1 412,44 kWh
- Relación Q/E = 28

Aunque el balance mejoró notablemente, aún existen los siguientes problemas:

- Las deficiencias existentes entre el escape disponible y el necesario para el proceso se mejoraron, pero aún existe un sobrante de vapor en las calderas de baja presión.
- Aunque mejoró la cantidad de bagazo que se necesitaba para el proceso, aún existe un faltante que puede ser eliminado, pues solo por escape sobrante se bota una cantidad de vapor que equivale a 1,99 t/h.
- Aún persiste una violación de la tecnología Pinch al utilizarse vapor de escape en los tachos.

Por lo planteado anteriormente, se proponen estos últimos cambios:

- Un preevaporador trabajando a alta presión (20 lbf/pulg² y 1,36 atm) y 600 m² de área de transferencia de calor que aportarían 12 tv/h a los tachos.
- Eliminación de una de las calderas de baja presión debido a la sustitución de las bombas reciprocantes por motores eléctricos.
- Uso del acumulador de vapor seleccionado según la tecnología Pinch.
- Uso del vapor residual de las calderas de alta presión.
- Uso del turbogenerador como regulador del vapor producido.
- Trabajo de los tachos con vapor exterior del preevaporador.

Se realiza por última vez el balance energético, lográndose parámetros muy cercanos a los establecidos a nivel internacional por la literatura especializada:

- Vapor por reductora: 7 % (12-15 %). Recordar que el turbogenerador actúa como regulador.
- Sobrante de bagazo = 4 800 kgb/h
- Ahorro de bagazo = 7 % (13 %)
- Relación Q/E: 20,38
- Vapor % en caña = 57 % (50-55 %)

- Índice de generación = 2,09 kgv/kgb
- Generación de electricidad = 14,01 (kWh/tc) (15-18 kWh/tc)

El análisis económico de las inversiones a realizar arroja los siguientes resultados:

Ganancia = \$ 356 160/año

Tiempo de recuperación de la inversión = 4,36 años (valor muy alto para la industria azucarera).

Por ciento de retorno = 123 %

Conclusiones del ejemplo:

1. La realización de una evaluación termoenergética en la instalación actual sirvió para conocer las dificultades existentes en el esquema térmico, fundamentalmente el gran desbalance existente en cuanto al vapor generado por equipos primarios y el vapor utilizado en el proceso tecnológico, lo que causa un déficit apreciable de bagazo.
2. La aplicación de la tecnología Pinch da una amplia información acerca de la magnitud de las pérdidas y su nivel de jerarquización; asimismo, ofrece una posible solución a estos problemas.
3. La instalación de una nueva caldera, unida a los cambios citados anteriormente permiten obtener resultados alentadores en el balance, que lo sitúan con parámetros cercanos a los obtenidos en la literatura actualizada respecto a la temática.

Caso de estudio No. 4 (central D)

Características térmicas del central:

El CAI tiene una norma potencial de 320 000 @/día y presenta las características siguientes:

El área de generación de vapor está constituida por cuatro calderas Sterling, que tienen la posibilidad de generar vapor a 17,1 kgf/cm² y una temperatura de 300 °C (solo una opera bajo estas condiciones). De las restantes, solo dos funcionan con las condiciones de 10,26 kgf/cm² y 300 °C. Todas las calderas presentan una capacidad de generación sobre los 30 t/h de vapor sobrecalentado al nivel ya indicado. Las calderas no tienen instalada un área de recuperación de calor. Por problemas operativos, la temperatura del agua de alimentación para las calderas es inferior a los 90 °C. Hay un secador de bagazo instalado,

de tipo Flash, de arrastre neumático, y con una capacidad de 20 t/h de bagazo. Este no se utiliza, pues afecta el proceso de quemado en pila del bagazo.

Motores primarios:

- Existen dos turbogeneradores: uno alemán de 1 500 kWh y otro G. E. de 750 kWh. Ambos operan a $10,25 \text{ kgf/cm}^2$, obteniéndose de los mismos 2 025 kWh, insuficiente para satisfacer la demanda del central (3 MWh).
- Para el movimiento del tándem existen tres turbinas de vapor: dos de 1 045 kW y otra de 373 kW, respectivamente. Para la inyección del agua a los condensadores, existe otra turbina de 265 kW y una bomba recíproca para el movimiento de las masas (60 kW).

Área tecnológica:

- Se presenta un esquema de evaporación convencional, formado por un preevaporador de 836 MCSC y un cuádruple efecto de 1 025, 1 025, 775 y 775 MCSC, correspondiente a cada efecto (una extracción del segundo efecto hacia los calentadores primarios). El preevaporador solo satisface hasta cuatro tachos como máximo.
- Existen seis tachos al vacío del tipo Low Head operando con una presión de $1,7 \text{ kgf/cm}^2$.
- El calentamiento se efectúa con cuatro intercambiadores de tipo Webre de 126 MCSC cada uno, mientras que el jugo clarificado se calienta con vapor de escape.

Balance energético actual:

Después de aplicar los algoritmos ya establecidos, se llegó a los resultados siguientes:

Consumo en MP = 64,77 t/h

Consumo en equipos tecnológicos = 70,27 t/h

Generación de vapor = 79,53 t/h

Bagazo sobrante = 2,19 t/h (5,7 %)

Generación eléctrica = 1 956 kWh

El esquema de cogeneración satisface parcialmente las demandas de vapor y electricidad. A fin de incrementar la eficiencia energética del sistema, se debe atender:

- Instalación de superficies recuperativas en los GV (calentador de aire y economizador).
- Resolver la problemática que impide la recolección de agua para los GV con la calidad requerida (alta temperatura).
- Lograr un uso más intensivo de las extracciones de vapor secundario en el esquema de evaporación y que el preevaporador pueda asumir todos los tachos.
- Lograr un esquema de cogeneración con suficiencia que satisfaga la demanda de energía térmica y eléctrica del sistema.

Los cálculos se realizaron para una molida de 130 t/h de caña. Esta se halla por debajo del potencial, lo que tiene implicaciones importantes en la eficiencia térmica general del sistema.

Análisis de las alternativas planteadas para el ingenio:

Las alternativas que a continuación se irán analizando tienen como objetivo fundamental que el sistema alcance la autosuficiencia de energía térmica para el proceso y de energía eléctrica, así como buscar los posibles aportes de otros servicios y materias primas para la diversificación azucarera.

Alternativa No. 1

Con vistas a ir mejorando la eficiencia energética del sistema, se atiende solamente lo referente a la cantidad de caña molida, es decir, se repiten los cálculos pero para una molida de 151 t/h (320 000/día), manteniéndose los demás parámetros de operación. En estas condiciones, se reflejan los resultados del balance a continuación:

Consumo de MP = 70,82 t/h

Consumo de NT = 76,89 t/h

% VR = 7,36

Generación eléctrica = 1 956 kWh

Generación de vapor = 82,85 t/h

Índice de generación = 2,06/2,13

Bagazo sobrante = 3,09 t/h (7,8 %)

Como era de esperar, se aprecia un incremento en el consumo de bagazo y en la GV, debido al mayor volumen de caña procesada. Los equipos del área tecnológica, de

generación y los motores primarios reportan índices de consumo y eficiencias susceptibles de mejoría.

Alternativa No. 2

Esta alternativa se concibe con el propósito expreso de resolver paulatinamente la problemática de aquellos aspectos que influyen negativamente en la eficiencia energética del sistema:

- Mejorar los parámetros de operación de los generadores de vapor ($T_g = 210\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_a = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$), lo cual implica la instalación de economizadores, calentadores de aire y alimentar condensados a más de $95\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Incrementar la presión y temperatura del vapor al preevaporador ($1,72\text{ kgf/cm}^2$ y $115\text{ }^{\circ}\text{C}$) a fin de que pueda asumir todos los tachos.

Al realizar el balance en estas condiciones se obtienen como resultados:

Consumo MP = 62,23 t/h

Consumo NT = 76,29 t/h

% VR = 22

Generación eléctrica = 2 225 kWh

Generación de vapor = 81,37 t/h

Índice de generación = 2,21/2,23

Bagazo sobrante = 5,7 t/h (15,5 %)

Se aprecia un incremento de la eficiencia del área de generación de vapor (efic. cald. = 74 %), lo cual se refleja en un sobrante mayor de bagazo y en un incremento en la generación eléctrica.

Alternativa No. 3

Se propone incrementar la generación eléctrica hasta los 3 MWh mediante la modificación del turbo de 1,5 MWh existente, o a través de la instalación de uno nuevo, produciendo todo el vapor a $17,1\text{ kgf/cm}^2$ y $320\text{ }^{\circ}\text{C}$, manteniéndose el esquema tecnológico igual al anterior.

Se obtuvieron los resultados siguientes:

Consumo MP = 65,18 t/h

Consumo de NT = 77,33 t/h

% VR = 14,7

Generación eléctrica = 3 000 kWh

Generación de vapor = 82,54 t/h

Índice de generación = 2,2

Bagazo sobrante = 5,4 t/h (14,5 %)

Al mantenerse los parámetros de operación de los GV, un incremento en la generación eléctrica no afecta sensiblemente el consumo de bagazo. La demanda eléctrica del sistema se satisface, no así la térmica.

Alternativa No. 4

La práctica internacional y los estudios realizados aconsejan incrementar las extracciones de vapor secundario en los esquemas de evaporación, a fin de disminuir NT y la cantidad de bagazo consumido. Por tanto, en esta alternativa se propone adoptar un esquema de evaporación con tres extracciones a calentadores de JM, manteniéndose la extracción del preevaporador a los seis tachos y el calentamiento del JM con vapor de escape. Se mantienen constantes los parámetros de operación de los GV y la generación eléctrica, obteniéndose los resultados siguientes:

Consumo de MP = 65,18 t/h

Consumo de NT = 69,42 t/h

% VR = 5,6

Generación eléctrica = 3 000 kWh

Generación de vapor = 74,78 t/h

Índice de generación = 2,2

Bagazo sobrante = 8,95 t/h (26,7 %)

Como se aprecia, hubo una disminución importante en el consumo de vapor en NT, lo cual influyó en la disminución del consumo de bagazo. El por ciento de vapor por VR indica la existencia de una reserva mínima para la cogeneración, lo que significa que el sistema satisface prácticamente la demanda térmica y totalmente la eléctrica.

Alternativa No. 5

Manteniéndose las condiciones de operación en los GV, se propone electrificar el área de los MP mediante la sustitución de las turbinas por motores eléctricos y la instalación de dos turbos de 3 MWh cada uno, con el fin de satisfacer la demanda eléctrica de 5,4 MWh y la necesidad térmica del sistema. Se mantuvo el esquema de evaporación de 5. Los resultados son:

Consumo de MP = 70,85 t/h
Consumo de NT = 77,33 t/h
% VR = 7,8
Generación eléctrica = 6 000 kWh
Generación de vapor = 83 t/h
Índice de generación = 2,23
Bagazo sobrante = 5,2 t/h (14 %)

El esquema de cogeneración satisface la demanda eléctrica al 100 %, existiendo un margen de 0,6 MWh para la exportación y manteniéndose un importante sobrante de bagazo.

Alternativa No. 6

Se mantienen las condiciones anteriores, pero se instala un preevaporador de 1 262,5 MCSC para operar con un coeficiente de evaporación de 5,7 lb/hp² y asumir los calentadores y tachos. Los resultados son:

Consumo de MP = 70,85 t/h
Consumo de NT = 69,42 t/h
% VR = 0,0
Generación eléctrica = 6 000 kWh
Generación de vapor = 76,51 t/h
Índice de generación = 2 m2
Bagazo sobrante = 8 m11 t/h (23,6 %)

Al no pasar vapor por la VR hay una tendencia a que se bote vapor de escape hacia la atmósfera. Una solución estaría en la instalación de turbinas de extracción-condensación,

en la condensación total o en otra solución. De este modo, se responde a la demanda térmica y eléctrica del sistema.

Alternativa No. 7

Se diferencia de la anterior en el hecho de que mejoran los parámetros de operación de los GV y del vapor generado a 28,2 kgf/cm² y a 350 °C. En estas condiciones los resultados son:

Consumo de MP = 63,81 t/h
Consumo de NT = 69,42 t/h
% VR = 7,5
Generación eléctrica = 6 000 kWh
Generación de vapor = 74,52 t/h
Bagazo sobrante = 8,39 t/h (24,6 %)

Se comprueba que el mejoramiento de los parámetros del vapor incrementa la eficiencia en los turbogeneradores y el bagazo sobrante.

La implementación de las diferentes alternativas implica la inversión de capital de diferentes magnitudes. En la tabla 6.14 se resumen las diferentes alternativas que se estudiaron, incluyendo las inversiones para materializarlas y los resultados de la evaluación de los esquemas de cogeneración correspondientes (el actual y las diferentes alternativas). Se incluyen asimismo los siguientes datos:

- Parámetros del vapor alimentado y de contrapresión (P, T).
- Generación eléctrica (kWh).
- Relación calor/electricidad disponible y necesaria.
- Índice de calor neto (ICN), que refleja el combustible utilizado en la generación de energía eléctrica.
- Factor de utilización de la energía (FUE), que relaciona la energía útil en relación con la total.
- Eficiencia energética (ϕ), que relaciona la exergía útil en relación con la total del combustible utilizado en la generación eléctrica.
- Consumo específico (CE) (kgv/kWh).

Índ. generación	2,03/2,13	2,06/2,13	2,23/2,21	2,23	2,23	2,23	2,23
Bag. cons. (t/h)	38,51	39,32	36,71	37,01	33,46	37,21	34,3
Bag. sobrante (t/h)	2,1	3,09	5,7	5,4	8,95	5,2	8,11
Inversión (\$)	-	-	1 879 429	7 106 055	8 106 055	14 609 844	16 743 842

Tabla 6.15 Resultados de la evaluación de las alternativas de cogeneración

Alt/parám.	Pu	Tu	Ps	Ts	N (kWh)	Q/E	ICN	FUE	Φ (%)
3	10,5/17	271	1,72	115	1 956	12,15	21,15	0,95	18
4	10,5/17	271	1,72	115	1 956	12,21	20,66	0,978	18,5
5	10,5/17	271	1,72	115	2 225	10,12	16,68	0,964	18
6	17,1	320	2,02	120	300	8,8	14,3	0,977	20
7	17,1	320	2,02	120	3 000	8,8	14,3	0,977	20
8	17,1	320	2,02	120	6 000	8,88	14,3	0,979	19,8
9	17,1	320	2,02	120	6 000	8,88	14,3	0,978	19,8

Posibilidades de cogeneración durante todo el año

Existe un conjunto de dificultades que han impedido el incremento de la generación eléctrica en la industria azucarera mundial, los cuales se relacionan a continuación:

- No existe demanda eléctrica.

- No existe una red eléctrica que llegue a todos los centrales.
- No existen leyes que favorezcan la exportación de energía eléctrica.
- Bajo precio de compra de la energía eléctrica exportada.
- Necesidad de hacer grandes inversiones.
- Baja eficiencia térmica en la industria.
- Zafras cortas que hacen no recuperable la inversión.

Las dos primeras dificultades no existen en el caso de Cuba, mientras que la tercera y cuarta son tan sencillas de resolver que no ameritan un análisis especial. Existen varias formas de enfrentar las dificultades quinta y sexta, ya sea con recursos del país o con inversión de capital extranjero. La última dificultad señalada es el gran problema para el cual se prevén cuatro variantes de solución:

1. Usar petróleo, el cual se quemará más eficientemente que en las grandes centrales termoeléctricas del país.
2. Prolongar la zafra por once meses, lo cual garantizaría el combustible necesario todo el año, pero presentaría otros inconvenientes (variedad de la caña, aumento del área a sembrar, problemas con el rendimiento, etc.).
3. Usar residuos agrícolas cañeros (RAC), que resulta ser una alternativa alentadora, pues permitiría seguir generando todo el año con el bagazo sobrante acumulado mezclado con el RAC. Habría que resolver la problemática de la recolección, transporte y almacenamiento del RAC.
4. Uso de la caña energética: Consiste en utilizar en tiempo de no zafra la caña energética, no se obtendría azúcar pero el jugo de la misma es fermentable para producir alcohol (destilería anexa).

Conclusiones del ejemplo:

- Existe un desbalance de la energía térmica y la eléctrica en las condiciones actuales del esquema energético del central.
- El método de análisis térmico propuesto brinda una forma clara y rápida para conocer los puntos débiles de los sistemas energéticos y la forma de darle solución efectiva y económica.

- La variante de mejores perspectivas prácticas y de inversión resulta la No. 4, por los resultados obtenidos.
- Es necesario profundizar en el estudio de las potencialidades para diversificar y poder generar energía eléctrica durante un mayor período de tiempo y que a su vez sea económico.

Caso de estudio No. 5 (central E)

Características térmicas del ingenio:

Tiene una norma potencial de 400 000/día y una producción de refino de 320 t/día.

El área de GV cuenta con tres calderas Retal de 45 t/h cada una y una tercera de 30 t/h; todas trabajan a 17,3 kgf/cm² y a 263 °C. Para el incremento de la eficiencia del área se cuenta con los módulos de recuperación del calor de los gases correspondientes.

La planta de moler está completamente electrificada; además, posee un turbogenerador de 4 MWh y dos de 1,5 MWh (las necesidades del central ascienden a 6 MWh). Posee una turbina para agua de alimentación de calderas y una bomba reciprocante para el movimiento de MC.

El área tecnológica cuenta con un esquema de evaporación no convencional, estructurado mediante dos preevaporadores (10 000 y 5 000 PCSC), que suministran vapor a tachos y calentadores. Cuenta asimismo con un doble efecto (9 500 PCSC) que suministra vapor al concentrador de licor, y un quintuple efecto (39 000 PCSC) con extracción del tercer efecto hacia los calentadores.

El calentamiento se lleva a cabo en tres etapas con calentadores Webre, y para la cocción cuenta con ocho tachos para crudo y dos para refino. Cuenta también con tres válvulas reductoras para disponer de vapores de 10,5, 1,5, y 0,5 kgf/cm².

Balance termoenergético en las condiciones actuales:

Como resultados principales se obtuvieron:

Consumo de motores primarios (t/h) = 132,7

Válvula reductora (t/h) = 17,6

Otros directos (t/h) = 6,65

Gasto de vapor (t/h) = 164,7

Consumo tecnológico (t/h) = 150,2

Otros indicadores:

Índice de generación (kgv/kgb) = 2,08

Eficiencia de las calderas (%) = 53

Bagazo faltante (t/h) = 22,77

Vapor % en caña = 81,7

Un análisis de estos resultados arrojó la necesidad de introducir modificaciones operativas y estructurales en el sistema, a fin de aumentar su eficiencia:

1. Mejoras en el área de generación de vapor mediante el completamiento de su módulo de eficiencia, a fin de cuantificar el efecto de aumentar la temperatura del agua de alimentación, de disminuir la de los gases de la chimenea y demás mejoras que completan el módulo de eficiencia de los generadores de vapor.

Se calcularon las pérdidas exergéticas por irreversibilidades en el sistema para los parámetros actuales y mejorados:

Parámetros	Actual	Mejorado
Presión (kgf/cm ²)	17,7	17,7
Tv (°C)	263	304
Tg (°C)	215	210
Ta (°C)	102	120

Al aplicar los algoritmos de cálculo que constituyen la expresión de Golshtein:

$$Pe = Qe [1 - (1 - To/Tm)u]$$

Donde:

Pe: Pérdidas de exergía en GV (kcal/kg)

Se obtuvo como resultado que para la cantidad de calor Qpkcal/h en los GV con los parámetros propuestos, se obtendrían 117,3 kcal adicionales de energía por kg de bagazo quemado, lo cual se refleja en el incremento calculado de la eficiencia de los GV de 53 a 59 % (VCS).

2. Mejoramiento de los parámetros del vapor a motores primarios (MP): A fin de cuantificar este efecto, se calcularon las pérdidas de capacidad de trabajo del vapor (flujo de transformación) que alimenta a los MP con los parámetros actuales y mejorados, aplicándose expresiones para el cálculo de la exergía específica (e) y las pérdidas de capacidad de trabajo (ΔL).

Como resultado se obtuvo que con los parámetros mejorados las pérdidas de capacidad de trabajo en los motores primarios disminuyen en 1 411,2 kW, lo cual se refleja en el rendimiento exergético que se eleva a 72 %.

3. Ajuste en el esquema de evaporación: Siguiendo la práctica internacional y los estudios teóricos realizados al respecto, se establecieron ocho alternativas de esquemas de evaporación para el sistema.

Aplicando la tecnología Pinch como técnica novedosa, basada en las leyes de la termodinámica e implementada a través de un sistema computacional, se obtuvieron los parámetros principales de consumo mínimo de vapor y agua para cada alternativa, considerando y proponiendo para el sistema la variante No. 6, consistente en la combinación de un preevaporador con extracciones hacia todos los tachos (9), concentrador y calentadores de JC y rectificador, además de un quintuple efecto con cuatro extracciones en las dos etapas de calentamiento de JM, con el aprovechamiento en contenido energético de los condensados en el precalentamiento del JM.

Cuantitativamente se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 6.16 Parámetros actuales y mejorados de calor consumido y temperatura Pinch

Parámetros	Actual	Propuesta
Calor consumido (kcal/h)	52,84 x 10 ⁶	48,04 x 10 ⁶
Temperatura Pinch (°C)	110	114

4. Uso del contenido energético de los condensados: Se utilizaron los condensados provenientes de los vasos 3, 4 y 5 (18,7, 14,4 y 11,6 t/h respectivamente) en la cantidad de 43,46 t/h y a una temperatura media de 97,3 °C para el recalentamiento del JM, elevándose la temperatura de este desde 38 hasta 46 °C mediante la utilización de un intercambiador de calor líquido-líquido, lo que equivaldría a un ahorro de bagazo de 1,36 t/h.
5. Uso de la autoevaporación: En los sistemas de extracción de condensados pueden realizarse arreglos de manera que los mismos circulen de un vaso a otro, donde el

condensado obtenido a P se encontraría con una presión P2 menor, ocurriendo una autoevaporación del vapor que se agrega a la alimentación del vaso siguiente.

En el caso estudiado se obtuvo una incorporación total de vapor de 732,5 t/h, que equivalen a un ahorro de bagazo de 322,5 kg/h.

Análisis económico general

A fin de cumplimentar las tareas y los objetivos propuestos para este trabajo, resulta necesario establecer una estrategia de análisis apoyada en el estudio bibliográfico realizado para que sustente las bases teóricas del mismo. Este estudio debe tender hacia la utilización del análisis termoenergético de la diversificación azucarera.

Después del estudio para la intensificación energética del central, que incluyó la detección y solución de los puntos débiles, se obtuvo un mejoramiento en los principales indicadores de consumo de combustible, vapor y calor en el sistema, con la inclusión de un esquema de evaporación más a tono con la práctica internacional, que posibilita la autosuficiencia energética (eléctrica y térmica) con sobrantes de bagazo de 3,47 t/h y con una reducida inversión de capital (\$ 78 490). En la tabla No. 6.17 aparecen los principales indicadores de producción y uso del vapor para el esquema actual y el propuesto. En la tabla 6.18 se incluyen asimismo otros indicadores.

Tabla 6.17 Principales indicadores energéticos para la alternativa actual y la propuesta

	Alternativa actual	Alternativa propuesta
Gen. de vapor (kg/h)	164 720	113 290
Cons. de vapor (kg/h)		
Motores primarios	132 672	91 290
Nec. tecnológicas: Calentadores		
Preevaporador	21 482	667
Evaporador	68 920	59 777
Concentrador	17 710	30 630
Tachos	2 760	-
Total	41 450	12 246
	150 230	103 321

Tabla No. 6.18 Otros indicadores

Otros indicadores	Alternativa actual	Alternativa propuesta
% válvula reductora	10,6	10,6
Índ. de gen. (kgv/kgb)	2,08	2,2
Eficiencia de GV	53	59
Bagazo (kg/h)	-22 770	3 470
Vapor % en caña	81	56

Como resultado de los balances de masa y energía aplicados y siguiendo el diagrama heurístico, se pudieron definir los materiales y servicios disponibles para la diversificación en las cantidades de:

- Miel final del central y acopiada (MF) = 39 850,2 t/a
- Jugo de los filtros (JF) = 688 619,2 t/a
- Bagazo del CAI y acopiado (B) = 31 200 t/a
- Electricidad = 1MW
- Agua = 84 645,6 t/a

A partir de la disponibilidad de miel final, la cual se adoptó como restricción, se definieron las diferentes alternativas a analizar (solo alcohol y/o levadura torula), las cuales están relacionadas con instalaciones para la producción de:

1. Alcohol en la cantidad de 240 HI/d, utilizándose la miel final de los tres ingenios de la zona.
2. Levadura torula en la cantidad de 30 t/d a partir de la miel final de los tres CAI de la zona.
3. Alcohol en la cantidad de 90 HI/d, contándose con la miel final del CAI.
4. Levadura torula en la cantidad de 12 t/d, contándose con la miel final del CAI.
5. Alcohol y levadura torula en las cantidades de 120 HI/d y 13 t/d respectivamente, a partir de la miel final de los tres ingenios de la zona.

Para poder determinar las cantidades de materias primas necesarias en las producciones de alcohol y/o levadura torula (principalmente MF, JF, V, A), hubo que calcular los volúmenes de batición (B) en m³/d y el fermento (F) en m³/d, para lo cual se adoptó un contenido alcohólico en volúmenes de batición del 5,6 % y un contenido de sólidos en fermento de 7 kg/m³. Para los restantes materiales se utilizaron las proporciones en % de volumen reflejadas en la bibliografía existente.

Tabla 6.19 Costos de producción y otros indicadores para las alternativas estudiadas

Parámetros económicos (\$/a)	Alternativa No. 1	Alternativa No. 2	Alternativa No. 3	Alternativa No. 4	Alternativa No. 5
C. fabricación	1 422 254,9	3 076 092,4	152 449,9	800 375,3	2 129 136,8
C. fijos	366 623	1 471 824,2	217 724,2	944 520	1 233 204,9
C. indirectos	90 569,5	211 714,9	23 977,6	112 680,7	214 879,1
Gastos generales	294 220,4	734 210	85 302,1	396 039,1	720 360,2
Costo total prod.	2 264 237,2	5 808 727,1	479 553,9	2 253 615,2	4 297 580,9
Valor produc.	3 225 600	5 875 200	1 209 600	2 350 080	4 158 720
Ganancia	961 362,8	66 472,9	730 046,1	96 464,8	No

Una vez definidas las alternativas y teniendo conocimiento de las tecnologías y equipamientos para las producciones, se determinó para cada alternativa el costo de inversión y el costo total de producción (CTP), lo cual se refleja en la tabla 6.19.

Como se aprecia, hay alternativas que no reportan ganancia en su ejecución. Estas son desechadas en análisis posteriores, considerándose solo las alternativas No. 1, 2, 3 y 4. Resulta necesario aclarar que en el acápite de costos de fabricación en las alternativas estudiadas no se incluye el costo de las materias primas y servicios obtenidos del ingenio; en cambio, sí se incluyen los acopiados de los ingenios de la región. En este sentido, puede

destacarse la influencia del costo de las materias primas en el CTP para las alternativas más desfavorables.

Por otra parte, en la tabla 6.20 se pueden apreciar los resultados obtenidos al aplicar los métodos dinámicos de rentabilidad a partir de la información recolectada y la correspondiente al flujo de caja de cada alternativa de las que aportan ganancia. Un análisis de la tabla permite precisar como alternativas más promisorias las No. 1 y 3; de ellas se selecciona esta última debido a que:

- El valor de VAN de \$ 3 049 765,4 indica un importante flujo de dinero a partir de un monto de inversión relativamente bajo.
- La TIR de 38 % es la mayor reportada.
- El PRD de 3,38 años supone un período aceptable para recuperar la inversión.

Tabla 6.20 Indicadores dinámicos de rentabilidad para las alternativas estudiadas

	Alternativa No. 1	Alternativa No. 2	Alternativa No. 3	Alternativa No. 4
Inversión (\$)	3 215 991,6	14 152 155	1 909 861,8	8 285 264,5
Flujo de caja (\$/a)	497 762,6 1 227 347,1	613 256,6 1 525 988,9	376 563,2 872 091,9	301 929,1 1 019 738,9
VAN (\$)	3 735 240,9	-5 514 551,8	3 049 765,4	-2 609 521,7
TIR (%)	31	3	38	5
PRD (años)	4,11	No alcanza vida útil	3,38	No alcanza vida útil

Conclusiones del ejemplo:

- Mediante la aplicación de los métodos termodinámicos de análisis se realiza la intensificación energética del ingenio, lográndose llevar un faltante de bagazo de 3,47 t/h.

- Se demostraron las posibilidades de la integración energética de los procesos, en particular las de la tecnología Pinch en función de determinar la mejor alternativa de esquema de evaporación con una inversión mínima de \$ 78 490,4 (se utilizarán los vasos actuales).
- La diversificación de las producciones azucareras se torna económicamente más factible si se desarrolla en interrelación directa con un ingenio, utilizándose intensamente los productos, subproductos, residuales y corrientes intermedias como materias primas y otros servicios, sobre la base del bagazo como combustible fundamental.
- Para el ingenio, en lo referente a la producción de alcohol y/o levadura torula, la alternativa con más posibilidades consiste en la producción de 90 HI/d de alcohol durante todo el año mediante la utilización de la miel final del ingenio como materia prima junto al jugo de los filtros y la vinaza recirculada, la cual presenta como principales indicadores económicos y de rentabilidad los siguientes:
 - Ganancia = 730 046,1 \$/a
 - PRD = 3,8 años
 - VAN = 3 049 765,4 \$/a
 - TIR = 38 %

Las alternativas de inversión estudiadas que incluyen la producción de levadura torula manifestaron índices económicos y de rentabilidad deficientes (VAN negativos, no ganancia y TIR pequeños), lo cual constituye un indicador de la improcedencia de su implementación.

Caso de estudio No. 6 Estudio energético para la posible cogeneración en una planta piloto azucarera (azúcar orgánica)

Introducción

Este trabajo se encaminó a establecer un método de control del agotamiento de las masas terceras en el cristalizador rápido continuo, capaz de conocer la masa de sacarosa recuperada en la operación de agotamiento.

La planta piloto José Martí, instalación tecnológica ubicada en la Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, tiene una importancia extraordinaria desde el punto de vista docente e investigativo, tanto dentro del Ministerio de Educación Superior, como para el

Ministerio del Azúcar. Actualmente pertenece al Centro de Investigaciones Termoenergéticas Azucareras de la Facultad de Ingeniería Mecánica (CETA).

Análisis del sistema termoenergético actual

Este es necesario para llegar a conocer y realizar, sobre la base de las 10 000 @/día, cálculos correspondientes al consumo de energía y exergía recibida y entregada a dicho sistema en el momento productivo, así como los procesos de calentamiento a los cuales es sometida la materia prima fundamental para la etapa de purificación, concentración y fabricación del azúcar orgánica.

Balance energético en la planta piloto

Para la realización del balance térmico se obtuvo la información necesaria mediante la realización de corridas experimentales a razón de tres por turno de trabajo durante una decena, utilizándose el promedio decenal. Para el cálculo de los consumos se aplicó la metodología desarrollada en la Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas.

Análisis de la caldera de bagazo (acuatubular)

Este equipo presenta ciertas características, de las cuales se conocen pocas con verdadera certeza. Por ello, los cálculos que serán mostrados a continuación presentan varias consideraciones realizadas a partir de determinadas recomendaciones presentes en la bibliografía clasificada, como es el caso del *Índice de Capacidades para ingenieros del crudo en Cuba* y el *Manual para Ingenieros Azucareros* de Hugot. Cabe señalar que algunos de los artículos consultados presentan errores en cuanto al consumo de bagazo y la producción de vapor. Esto es debido al poco conocimiento de los parámetros de operación de dicho generador de vapor. Esto ocasiona varios problemas en la operación del sistema y de la planta en general, pero no constituye objetivo del presente trabajo enumerarlos, sino que se realizará una estimación de los parámetros de explotación del sistema bajo condiciones correctas de operación y bajo las condiciones de trabajo que existen realmente en la planta. De esta forma se podrá diagnosticar si es correcta o no la operación de estos sistemas. Estas estimaciones pueden servir para realizar un trabajo más profundo en función de determinar con mayor precisión los parámetros de operación del GV y con el

objetivo de determinar los consumos de bagazo, producción de vapor, exceso de aire requerido para este tipo de horno o quemador, etc.

Respecto a las características de la caldera de petróleo existe un alto grado de incertidumbre, por lo que los cálculos que serán mostrados a continuación fueron realizados sobre la base de operación de la caldera de bagazo. Esto se halla condicionado por el período de trabajo tan limitado que presenta la caldera de petróleo, ya que esta solo trabaja cuando existe parada o déficit de vapor en el sistema.

Caldera de bagazo

Para llevar a cabo los análisis correspondientes en la caldera de bagazo se realizó una observación detallada de algunos de sus parámetros de operación, teniendo en cuenta los diseños de aquellos que pudieran ser útiles en la realización de este trabajo:

Parámetros de operación:

$P_v = 7$ ata (vapor saturado)

Bagazo necesario = 1,37 t/h

Bagazo disponible = 1,31 t/h

Bagazo faltante = 0,006 t/h (0,4 %)

Humedad = 0,48 %

Temperatura del agua = 45 °C

Temperatura de los gases = 280 °C

Temperatura del aire = 30 °C

Temperatura del vapor = 130 °C

Caña molida = 4 573 @/d

VCN = 8 053,18 kJ/kg

IG = 2,11

Nc = 66,34 %

Nc = Eficiencia de la caldera

Tabla 6.21 Resumen de los resultados de los balances de energía y exergía

Consumidor	Consumo de vapor (t/h)		% exergía	
	Diseño experimental		Diseño experimental	
Calentadores	531,82	250,82	35,95	15

Evaporador	1 536,5	704,58	69,84	67
Tachos	1 180,2	1 182,1	53	54
Total proceso	3 248,52	2 137,5		
Vapor % en caña	69,1	73,7		

De la tabla resumen anterior se puede observar que existe un incremento notable en el consumo de vapor % en caña para las condiciones actuales, producido por las reiteradas paradas por falta de caña y por problemas tecnológicos que aumentaron el tiempo perdido. Asimismo, si el central moliera a plena capacidad, con los parámetros normales de trabajo y con la buena estrategia de tacho implementada, se produciría un incremento en la eficiencia exergética, ya que tanto el consumo de vapor como la eficiencia exergética se mantienen prácticamente iguales.

Todo lo anterior indica que existen posibilidades de cambios en el sistema térmico para buscar mejoras en la eficiencia energética de la planta.

Alternativas de esquemas térmicos para la planta piloto

Las alternativas que se analizarán a continuación tienen como objetivo fundamental satisfacer la demanda de energía térmica y eléctrica para el proceso, así como obtener los posibles aportes de servicios y materiales para la diversificación azucarera.

Se tuvieron en cuenta cuatro alternativas:

A: Esquema actual a plena capacidad

B: Esquema actual con el preevaporador

C: Esquema actual con un turbogenerador

D: Esquema como conjunto con la alternativa B y C

Para la definición de cada alternativa se tuvo en cuenta un conjunto de elementos que las justifican desde el punto de vista lógico y técnico: la necesidad de eliminar los puntos débiles detectados mediante el análisis energético realizado al sistema en las condiciones actuales, que a su vez toma en cuenta:

- Las tendencias internacionales en relación con los esquemas térmicos y de evaporación más eficientes.

- La existencia de parámetros cuyos niveles sustentan y norman la operación de los esquemas térmicos y de cogeneración.

Análisis del esquema tecnológico actual

En este epígrafe se realizan los cálculos teniendo en cuenta el plan de molienda de la planta piloto (10 000 @/d), considerando que el proceso se realice sobre la base de los datos operacionales de esta zafra.

- Alternativa A: Esta alternativa A fue desarrollada en base a las condiciones de diseño. Estos sirvieron para los análisis posteriores de las siguientes alternativas.
- Alternativa B: Esquema tecnológico con el preevaporador.

Con vistas a mejorar la eficiencia energética del sistema se atiende solamente lo relacionado con la cantidad de caña molida, es decir, se repiten los cálculos para el central que muele a plena capacidad (10 000 @/d), manteniéndose los parámetros de operación en condiciones normales. En esta variante, la cual se propone ser aplicada en un corto plazo, se introduce un preevaporador en el diagrama tecnológico con el objetivo de disminuir el consumo en la casa de calderas, ya que el vapor producido por este sería alimentado hacia un primer calentador y hacia los tachos, buscando en estos últimos mejoras en el consumo de vapor de la fábrica. Asimismo, aumentaría el Brix del jugo clarificado que entra al sistema de triple efecto, disminuyendo su consumo.

Diseño del preevaporador.

Balance termoenergético.

Calentadores:

Gcal1 = 204,54 kg/h

Tachos:

Para calcular el consumo de vapor que existe en los tachos, hay que tener en cuenta las variaciones de concentración y las purezas de la molienda, así como la cantidad de agua adicional. Por tanto, se efectúan balances de materiales para calcular el agua evaporada inicial y finalmente el material alimentado, lo cual fue calculado.

Para el cálculo del flujo de jugo que sale del preevaporador y dar comienzo al cálculo por tanteo y error, se realiza un balance en el sistema.

Balance total:

$$M_{jc} - (M_{gt} + M_{gc}) = M_{js}$$

$$M_{js} = 3\,350,1 \text{ kg/h}$$

Teniendo en cuenta los datos obtenidos por los cálculos realizados, se elabora el diseño del preevaporador.

Para realizar el cálculo del coeficiente total de transferencia de calor, se realizó un estudio bibliográfico en el cual se tuvieron en cuenta las propuestas para el cálculo de este parámetro que han sido expuestas por especialistas suecos e indonesios y de cuyos resultados se tomó el promedio:

$$U_d = (2\,000 - 3\,500) \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$U_d = 2\,800 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$A_{tc} = 53,3 \text{ m}^2 \text{ (60 m}^2\text{)}$$

Se supone que el área de transferencia de calor es 60 m^2 , ya que el por ciento de exceso debe ser menor que el 30 %.

$$A_{\text{tubo}} = 0,2\,355 \text{ m}^2/\text{tubo}$$

$$N_{\text{tubo}} = A_{tc}/A_{\text{tubo}} = 60/0,235 = 260,86 \text{ tubos}$$

Con 270 tubos el diámetro interior de la coraza será de: $D_i = 60 \text{ pulg (1,38 m)}$

Tubo central: 1/4 o 1/8 el diámetro interior del cuerpo

Según la Norma TEMA:

Longitud de los tubos de la calandria según el uso: El óptimo es un tubo de cobre de 1,50 m de longitud.

Altura del cuerpo = 2 x la longitud de los tubos de la calandria, es decir: $1,50 \times 2 = 3,00 \text{ m}$ más el fondo: 3,50 m.

$$\text{Separación entre tubos (paso)} = (7,4 \text{ mm} + d) = 51,6 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro de los tubos} = 44,3 \text{ mm (2 pulgadas)}$$

$$\text{Espesor de la lámina} = 6 \text{ mm (acero)}$$

Resultados obtenidos en el diseño del preevaporador:

Datos técnicos:

$$A_{tc} = 53,3 \text{ m}^2 \text{ (60 m}^2\text{, 14 \% de exceso)}$$

$$A_{\text{tubo}} = 0,2\,355 \text{ m}^2/\text{tubo}$$

$$N_{\text{tubo}} = A_{tc}/A_{\text{tubo}} = 250/0,23 = 260 \text{ tubos}$$

$$D_i = 60 \text{ p/g (1,38 m)}$$

Tubo central: 1/4 o 1/8 el diámetro interior del cuerpo

Longitud de los tubos de la calandria según el uso: El óptimo es un tubo de 1,50 m de longitud.

Altura del cuerpo = 2 x la longitud de los tubos de la calandria, es decir, $1,50 \times 2 = 3,00$ m más el fondo = 3,50 m.

Separación entre tubos (paso) = $(7,4 \text{ mm} + d) = 51,6 \text{ mm}$

Diámetro de los tubos = 44,3 mm (2 pulgadas)

Espesor de la lámina = 6 mm (acero)

Alternativa C

Análisis de los esquemas de cogeneración

El esquema de vapor existente en la planta piloto utiliza un ciclo formado por calderas-proceso-bombas-calderas, haciendo las veces de condensador el proceso. Para la generación eléctrica no se cuenta con turbogenerador. En las condiciones actuales no se puede operar a plena capacidad por afectaciones del lugar en que se encuentran instalados. Esto se debe a que el área de molienda está totalmente electrificada, lo que trae como consecuencia las interrupciones por deficiencias en el suministro de energía eléctrica; además, en el esquema energético existe una reductora, una temperadora y un tanque de expansión.

Todas las variantes propuestas de esquemas térmicos presentan ciclos y equipamiento similar al actual, utilizándose para la caracterización de cada esquema de cogeneración los siguientes parámetros y magnitudes de las corrientes que los integran:

- Presión y temperatura del vapor alimentado a GE.
- Electricidad generada.
- Consumo específico (CE) (kgv/kWh): Relaciona la cantidad de vapor utilizado para generar cada kwh.
- Relación calor-electricidad (Q/E): Cantidades de calor y electricidad disponibles y necesarias.
- Índice de calor neto (INC): Establece la cantidad de combustible utilizado en la generación eléctrica.
- Factor de utilización de la energía (FUE): Caracteriza la energía útil obtenida en relación con la utilizada por el GE.

- Eficiencia exergetica: Relaciona la exergía útil con el total obtenido del combustible dedicado a la cogeneración.

Como se aprecia, el esquema a introducir reporta mejores indicadores de eficiencia que el actual, pudiéndose destacar la satisfacción parcial de la demanda eléctrica del sistema (se generan 435 kWh); la disminución de la cantidad de combustible empleado en la generación eléctrica no es satisfactoria, pues este introduce en el sistema un déficit de 0,091 kg/s y el índice de generación es de 2,03, entre otros indicadores importantes.

En esta variante se introduce un turbo de 0,5 MW/h y un economizador a la salida de los gases por la chimenea. Estos son expedidos a una temperatura aproximada de 200 °C, valor calórico que sería aprovechado para aumentar la temperatura del agua que alimenta la caldera a 45 °C y debe calentarse hasta 90 °C. Asimismo, cuenta con un sobrecalentador para lograr que el vapor sea alimentado al turbogenerador a 210 °C. Esto traería consigo una disminución en el consumo de vapor en el mismo y una eficiencia alta, manteniéndose el nivel de caña molida en las condiciones actuales.

Alternativa D

Con vistas a mejorar la eficiencia energética del sistema, se atiende no solo lo que respecta al consumo de vapor sino también a la disminución del consumo eléctrico en igualdad de condiciones relacionado con la cantidad de caña molida. Esto implica que se repiten los cálculos para el central moliendo a plena capacidad (10 000 @/d), manteniéndose los parámetros de operación en condiciones ideales. En esta última variante se propone introducir el diagrama tecnológico propuesto en las variantes B y C, que comprende un preevaporador, un turbogenerador de 0,5 MW y un economizador a la salida de los gases.

Análisis termoeconómico de las alternativas propuestas

Fueron tratados los aspectos referentes a la representación matricial de un sistema complejo (matriz de incidencia) y su aplicación al planteamiento conjunto de las ecuaciones básicas de balances de masa, energía y exergías.

La confección de la matriz de incidencia depende en primer lugar de la división del sistema en subsistemas componentes, división que puede efectuarse de diferentes maneras. Una división detallada del proceso en un gran número de subsistemas

proporciona mayores posibilidades de determinar las posibles causas de ineficiencia de la instalación. Sin embargo, en ese caso se requiere una mayor cantidad de datos (mediciones físicas y características de los componentes) y es mayor la complejidad del cálculo. La definición, por tanto, ha de ser el resultado de un análisis previo que permita definir el grado de agregación óptimo para un objetivo determinado.

En los procedimientos de balance arriba descritos no se hace una distinción cualitativa entre las diferentes corrientes que desde el punto de vista termoeconómico pueden constituir productos (P), fueles (F) o pérdidas (L), y evidentemente esta distinción es básica para realizar los análisis según los fines de cada subsistema. A esta etapa se le denomina Definición F-P-L, considerando un subsistema genérico que abarque todas las combinaciones de agrupamiento de entradas y salidas posibles en los componentes de un sistema.

Para la realización de este análisis se tuvieron en cuenta los consumos de vapor por los equipos tecnológicos que conforman cada una de las alternativas propuestas dadas por los esquemas A, B, C y D, así como el consumo de energía eléctrica de los equipos de la planta después de un largo período de observación.

Tabla 6.22 Consumo de vapor en kg/h (balance de materiales y energía) por equipo para las diferentes alternativas

Equipo	Esquema A (10 000@d)	Alternativa B (10 000@d)	Alternativa C (10 000@d)	Alternativa D (10 000@d)
Evaporador	1 536,5	832,06	1 536,5	868,15
Calentadores	531,81	327,27	531,81	327,27
Tachos	1 181,2	1 181,2		
Preevaporador		1 384,74		1 384,74
Consumo de vapor tecnológico	3 249,5	2 544,07	3 249,5	2 544,07
Consumo de electricidad (kWh)	2 354	2 354	1 919	1 919
Vapor % en caña	69,1	54,12	69,1	54,12

Alternativa B:

$$B_g = 0,091 \text{ kg/s} \cdot 3\,600 \text{ s/h} = 327,6 \text{ kg/h} = 0,327 \text{ t/h}$$

$$\text{Costo bagazo (ganancias)} = 7 \text{ \$/t} \cdot 0,327 \text{ t/h} = 2,2\,993 \text{ \$/h} = 4\,953,24 \text{ \$/año}$$

Capital invertido = \$ 14 149,565

Período de pago = capital invertido/ganancias

Período de pago = $14\ 149,565/4\ 953,24 = 2,85$ años

% retorno = ganancias/capital invertido

% retorno = $4\ 953,24/141\ 490,565 = 0,35(100) = 35\ %$

Alternativa C:

Bg = $-0,007\ \text{kg/s} \cdot 3\ 600\ \text{s/h} = 25,2\ \text{kg/h} = 0,025\ \text{t/h}$

Costo Bg (ganancias Gb) = $7\ \$/\text{t}(-0,0252\ \text{t/h}) = (-)0,1\ 764\ \$/\text{h} = (-)381,024\ \$/\text{año}$

Costo de la energía eléctrica (ganancias GE) = $0,435\ \text{MW/h} \cdot 74\ \$/\text{MW} = 32,19\ \$/\text{h} = 69\ 530,4\ \$/\text{año}$

Ganancias totales = $G_b + G_e = (-)381,024 + 69\ 530,4 = 69\ 149,376\ \$/\text{año}$

Capital invertido:

Economizador: \$ 6 761

Calentador de aire: \$ 33 776,83

Turbogenerador: \$ 224 157,47

Capital invertido total: \$ 234 291,929

Período de pago = capital invertido total/ganancias

Período de pago = $234\ 291,929/69\ 149 = 3,388$ años

% retorno = ganancias/capital invertido

% retorno = $69\ 149/234\ 291,929 = 0,29(100) = 29\ %$

Alternativa D:

En esta alternativa se toman los costos invertidos totales en cada una de las variantes anteriores y la misma arroja los resultados siguientes:

Capital invertido total = \$ 248 441,485

Ganancias totales = 66 102,616 \$/año

Período de pago = capital invertido total/ganancias totales

Período de pago = $2\ 484\ 410\ 485/69\ 102,616 = 3,75$ años

% retorno = ganancias totales/capital invertido total

% retorno = $66\ 102,616/248\ 441,485 = 0,26(100) = 26\ %$

Conclusiones

Los resultados obtenidos eran de esperarse cuando el trabajo se dirigió al aumento de la eficiencia del proceso tecnológico. En este sentido, debe resaltarse la efectividad que acompaña a la variante B, con un período de pago menor que las variantes C y D.

Se puede concluir que las alternativas B y D son las más probables de ejecutar, por lo que se analizará el comportamiento de la caldera de bagazo para ambas variantes con el fin de reafirmar lo expuesto anteriormente:

Variante B:

Consumo en caldera:

$$G_{cald} = (G_{tec} + G_{otros}) \cdot 1,05$$

$$G_{cald} = (2\,598,2 + 129,91) \cdot 1,05$$

$$G_{cald} = 2\,864,51 \text{ kg/h}$$

Datos de operación:

P = 8 ata (saturado)

Rate nominal = 2,9 t/h

% de generación = 98 %

IG = 2,18

Bagazo disponible = 4,7 tch · 0,28 = 1,32 t/h

Bagazo necesario = 2,86/2,18 = 1,31 t/h

Sobrante de bagazo = 0,01 t/h (0,7 %)

Variante D:

$$G_{cald} = 2\,864,51 \text{ kg/h}$$

Datos de operación:

P = 8 ata (sobrecalentado hasta 210 °C)

Rate nominal = 3 t/h

% de generación = 98 %

IG = 2,21

Bagazo disponible = 4,7 tch · 0,28 = 1,32 t/h

Bagazo necesario = 2,86/2,21 = 1,29 t/h

Sobrante de bagazo = 0,03 t/h (2,2 %)

Para las condiciones actuales el índice de generación fue de 2,11, dando un faltante de bagazo de 0,02 t/h (-1,5 %).

Es de notar que cualquiera de las dos variantes produce un bagazo sobrante respecto a las condiciones actuales.

A través de los métodos utilizados se logró integrar toda la problemática energética de la situación actual, es decir: la determinación de los puntos débiles a través de los balances termoenergéticos, la determinación de la energía útil real que se transforma en el proceso con la utilización del método exergético, y por último el conocimiento de los costos del sistema con el uso de la termoeconomía. De acuerdo con los resultados obtenidos por la combinación de estos métodos se vislumbra que ambas variantes (B y D), pueden ser factibles a desarrollar.

Tabla 6.23 Resultados de los balances para las variantes B y D

@/día	Calentadores		Evaporadores					Tachos		
	°Bx	Flujo (kg/h)	T (°C)	Flujo (kg/h)	Teb (°C)	°Bx3	W1 (kg/h)	Gevap n = 3 (kg/h)	Gtl (kg/h) MCA	Gtl (kg/h) MCB
4 329	13,19	3 241,94	40	3 148,59	100	51,87	787,14	974,93	710,2	483,6
3 999	11,63	2 592,64	38	2 506,45	96	58,20	668,53	803,83	547,7	367,5
5 704	12,40	3 699,89	37	3 576,89	98	55,30	924,44	1 128,2	601,5	423,5
5 704	12,40	3 699,89	38	3 576,89	100	55,30	924,44	1 141,9	591,9	386,2
4 530	12,06	2 828,37	40	2 840,69	98	55,30	740,47	905,84	543,2	401,2
3 616	10,68	2 341,51	37	2 267,54	100	52,63	602,61	741,84	638,3	443,2
5 757	14,02	3 734,27	37	3 610,13	100	63,30	936,84	1 156,1	394,8	296,0
2 700	12,00	1 751,35	38	1 693,13	98	66,00	461,76	561,01	352,4	258,0
4 998	13,38	2 808,00	40	2 700,5	100	65,47	715,63	878,87	371,9	264,3
4 395	10,77	2 850,81	38	2 756,04	98	55,00	734,94	891,96	628,4	399,4
4 573	12,53	2 882,93	38	2 867,72	99	58,90	749,80	9 184,5	538,0	372,3
4 573	12,25	2 882,29	38	2 867,29	98	57,80	749,78	918,44	538,0	372,3

Tabla 6.24 Resumen de eficiencia del esquema actual y alternativas para 10 000 @/d

Corrientes	Flujos (kg/s)	Energía	Exergía
Bagazo	0,303	3,037	3,037
Aire	1,298	0,484	0,008
Agua	0,747	0,281	0,016
Gases	1,58	1,608	0,053

Vapor directo	0,747	2,061	0,542
Vapor a evaporadores	0,273	0,735	0,137
Vapor a calentadores	0,128	0,344	0,064
Vapor a preevaporadores	0,346	0,931	0,173
Jugo claro al preevaporador	1,468	0,453	0,013
Jugo claro del preevaporador	1,126	0,419	0,012
Vapor de preevaporadores a calentadores	0,064	0,171	0,029
Vapor de preevaporador a tacho	0,278	0,744	0,126
Condensados de preevaporador	0,346	0,159	0,013
Meladura	0,316	0,048	0,0005
Condensados del primer vaso	0,273	0,126	0,011
Condensados de evaporadores a N.T.	0,541	0,249	0,021
Vapor de evaporadores a condensadores	0,269	0,702	0,059
J. M. a calentadores	1,483	0,228	0,029
Condensados de calentadores a N.T	0,192	0,088	0,007
J. M. de calentadores	1,483	0,572	0,085
Pie de templa	0,82	0,264	0,001
Condensados de tachos a N.T.	0,15	0,037	0,0006
Condensados de tachos a calderas	0,128	0,032	0,0005
Material alimentado	0,67	0,322	0,001
Masa cocida	1,212	0,563	0,004
Vapor de tachos a condensadores	0,329	0,725	0,06
Condensados disponibles	0,883	0,333	0,018
Potencia de condensados de tachos a N.T.	0	0,004	0,004
Potencia de condensados de tachos a calderas	0	0,004	0,004

Tabla 6.25 Resultados de la alternativa 1

Corrientes	Masa (kg/s)	Energía	Exergía
Bagazo	0,402	4,029	4,029
Aire	1,75	0,530	0
Agua	0,928	0,159	0,001
Gases	2,123	1,308	0,160
Vapor directo	0,845	2,298	0,505
Vapor a evaporadores	0,4	1,077	0,201
Vapor a calentadores	0,167	0,449	0,084
Vapor a tachos	0,278	0,748	0,139

J. M. a calentadores	1,483	0,228	0,029
J. M. de calentadores	1,483	0,572	0,085
Jugo claro a evaporadores	1,468	0,453	0,013
Meladura	0,318	0,048	0,005
Vapor a condensadores	0,383	0,999	0,084
Condensados de evaporadores a N.T.	0,766	0,288	0,016
Condensados de evaporadores a calderas	0,4	0,184	0,015
Condensados de calentadores a N.T.	0,167	0,070	0,005
Vapor de tachos a condensadores	0,271	0,707	0,059
Masa cocida	0,94	0,436	0,003
Pie de templa	0,82	0,264	0,001
Material alimentado	0,67	0,322	0,001
Condensados de tachos a calderas	0,167	0,070	0,005
Condensados de tachos a N.T.	0,111	0,046	0,003
Condensados disponibles	1,044	0,257	0,004

CAPÍTULO 7. GESTIÓN ENERGÉTICA EN LA INDUSTRIA QUÍMICA

7.1 Generalidades

Para realizar una gestión energética eficaz se debe considerar la energía como un recurso más, otorgándole un valor equiparable al resto de los mismos (materiales, mano de obra, materias primas, etc.). De esta forma, los sistemas de gestión energética eficiente (SGEE) tratan la energía como un recurso que debe contabilizarse para alcanzar así los objetivos de los consumos específicos predeterminados, los cuales permitirán:

1. Controlar la adquisición, almacenamiento y consumo de todo tipo de energías, manteniendo una contabilidad periódica de los mismos y de los indicadores correspondientes.
2. Identificar las áreas de actividad que requieren mayor estudio y aquellas donde se malgasta la energía.
3. Elaborar propuestas concretas de actuación, valorando el resultado de las mismas.
4. Asesorar de forma permanente a los diferentes departamentos y a la propia dirección sobre el uso de técnicas de ahorro de energía, nuevos métodos o equipos y de la posibilidad del uso de fuentes alternativas de energía, entre otros.
5. Coordinar las relaciones con otras empresas similares, organismos estatales, centros de estudio e investigaciones, etc., relacionados con la energía.
6. Minimizar el costo de la energía.
7. Proteger al medio ambiente en materia de emisiones y residuos industriales.

La política sobre el uso racional de la energía en las fábricas químicas está dirigida a:

1. Obtener la máxima eficiencia en el suministro, conversión y utilización de la energía que permita reducir de forma sistemática los indicadores y costos energéticos, como una de las vías para alcanzar competitividad en las producciones y los servicios.
2. Lograr una adecuada diversificación en la utilización de las fuentes de energía.
3. Desarrollar una ética de la conservación de la energía, favoreciendo la protección del medio ambiente.

La gestión energética puede ser concebida como un esfuerzo organizado y estructurado para conseguir la máxima eficiencia en el suministro, conversión y utilización de la energía.

Es decir, lograr un uso más racional de la energía que permita reducir el consumo de la misma sin perjuicio del confort, productividad, calidad de los servicios, y de forma general, sin disminuir el nivel de vida. Se considera uno de los mejores caminos para conseguir los objetivos de conservación de energía, tanto desde el punto de vista de la propia empresa como a nivel nacional.

En resumen, todas aquellas actividades para lograr un ahorro sustancial de energía y una mejora en la eficiencia energética de una fábrica química se pueden conceptuar dentro de los sistemas de gestión energética.

Las actividades que componen un sistema de gestión energética pueden ser las siguientes: auditoría energética, análisis de los resultados y propuestas de mejoras para el proceso, así como análisis económico de las propuestas.

Auditoría energética

Se realiza directamente en la fábrica seleccionada y consta de los aspectos siguientes:

- a) Inspección visual inicial: Deben conocerse, a partir del esquema energético de la planta, todos aquellos lugares donde es usada la energía en cualquiera de sus formas (térmica, eléctrica, mecánica, etc.) y caracterizar el estado real (actual) de los equipos que usan dichas energías, así como el estado de las interconexiones.
- b) Recepción de datos: Recepción de los datos del proceso para establecer los consumos de energía históricos (actuales) de cada equipo o dependencia de la fábrica.
- c) Balances energéticos: Dentro de lo posible se procederá a realizar uno o todos los balances de energía, de entropía y de exergía.

Desde luego, si se logra aplicarlos todos a través de programas computacionales, se obtendrán resultados más cercanos al óptimo. Además, se podrá realizar una integración energética (tecnología del pellizco) que brinde un ahorro de energía notable y una mejora en la eficiencia de la misma.

Análisis de los resultados y propuestas de mejoras para el proceso

Análisis económico de las propuestas

Ninguna recomendación de cambios a corto, mediano o largo plazo es válida si no viene acompañada de un análisis económico (VAN, TIR, período de recuperación, etc.) donde se pueda justificar, de las variantes seleccionadas, cuál es la más rentable desde el punto de vista económico.

Plan de medidas adicionales:

Este plan de medidas debe contemplar los aspectos que conlleven un funcionamiento correcto de la variante seleccionada una vez implantada. Las medidas pueden ser, entre otras, las siguientes:

1. Plan de ahorro energético.
2. Plan de verificación del comportamiento de la planta a través de inspecciones periódicas.
3. Plan de control del proceso y mantenimiento.
4. Cálculo de rentabilidad de la planta.
5. Otras.

Todo este conjunto debe mostrar la eficacia del uso de la energía en el proceso y marcar pautas para futuros cambios en el mismo que redunden en una mayor rentabilidad, si se persigue un aumento de la producción u otra introducción de mejoras generales en el futuro mediato o inmediato.

7.2 Planificación para un sistema de gestión energética

Una vez conocidos los posibles componentes de un sistema de gestión energética, se pueden enunciar los objetivos de la misma.

El objetivo fundamental de la gestión energética es obtener el mayor rendimiento posible de las cantidades de energía que se necesite. Dentro de esta idea general, los objetivos a plantearse deben ser, entre otros, los siguientes:

1. Optimizar la calidad de las energías disponibles: No siempre es más idóneo adquirir las energías de mejor calidad. Para cada uso habrá una calidad de energía óptima.
2. Mantener e incluso aumentar la producción, reduciendo el consumo de energía: Es necesario demostrar que la producción de los procesos y servicios pueden mantenerse, e incluso aumentarse, reduciendo el consumo y el costo de la energía.
3. Conseguir, de modo inmediato, los ahorros que no requieran inversión apreciable.
4. Lograr ahorros posibles con inversiones rentables: Demostrar que se pueden acometer importantes mejoras, que pueden pagarse con el ahorro que ellas consiguen.
5. Demostrar que se puede ahorrar energía sin necesidad de culpar a ineficiencias o a incapacidades de situaciones anteriores: Si no se cuida permanentemente este aspecto, puede fracasar cualquier plan de ahorro de energía. Este objetivo, por su extraordinaria importancia, es permanente y no solo una meta material.
6. Implantar las auditorías energéticas en todas las fábricas químicas como el eslabón básico que permita identificar claramente los potenciales existentes para la reducción de los indicadores y el costo energético.
7. Integrar la preparación, divulgación y la información energética, a fin de fomentar la educación hacia el control y uso racional de la energía.
8. Contribuir al mejoramiento de las consecuencias de la contaminación ambiental existente, producida por emisiones, aguas residuales contaminadas, etc.

Para poder alcanzar los objetivos anteriores, el sistema de gestión energética tendrá que responder a unas determinadas funciones, que se implantarán en relación con los servicios de la empresa evaluada. En un sentido amplio pueden ser:

- Suministro de las energías: Comprende la elección de las fuentes de energías, las negociaciones con los suministradores y el control de los suministros, almacenamiento y su distribución.
- Análisis energético: Cabe establecer dos tipos de análisis energéticos: uno de control de consumos y otro de auditoría o diagnóstico. Lo primero que se necesita para establecer un plan de ahorro de energía es saber qué, cómo y cuánto se consume. Por ello es necesario establecer una contabilidad energética que permita conocer los consumos de cada fuente de energía en cada uno de los centros de consumo. Por otro lado, la auditoría energética permite conocer los consumos instantáneos, las

pérdidas por radiación, pérdidas por efluentes, rendimientos energéticos, estado de los equipos y posibles medidas para mejorar estos parámetros.

Programa de ahorro de energía

A partir de los datos anteriores es posible establecer un amplio plan de ahorro que considere en primer lugar las mejoras que no requieran una inversión apreciable; entre estas pueden mencionarse: la concientización del personal y el mantenimiento de mejoras de operación y organización. En segundo lugar, aquellas que necesitan inversiones, modificaciones de equipos, innovaciones tecnológicas y la optimización e integración de los mismos.

Estructura y medios

Para poder implantar una gestión energética eficaz y sistemática es necesario crear un Comité de Ahorro de Energía (CAE), que puede estar presidido por el director (gerente) de la empresa, u otras personas en quienes delegue. De dicho comité deben formar parte un coordinador de energía y miembros de la producción, mantenimiento, administración y otras organizaciones que existan, pudiéndose establecer esta organización de forma paralela a la empresa o a la entidad de producción y servicios.

El coordinador será el encargado de mantener la gestión energética siguiendo las directrices del comité. Colabora en todos los proyectos que implique uso de la energía, dirige los estudios de análisis, elabora el plan de ahorro, define o colabora en la definición de los programas de acción y controla los mismos.

7.2.1 Consideraciones para la caracterización general de la planta

Se realizan las memorias descriptivas de:

- Instalaciones generales, con indicaciones sobre los principales procesos y equipos de producción.
- Áreas independientes de producción que contienen secciones independientes de elaboración de productos.
- Áreas comunes de servicios como almacenamiento y productos terminados, alumbrado, generación de vapor, etc.

La descripción de los procesos productivos debe incluir:

- Diagrama de bloque de los procesos productivos, incluyendo los flujos de materias primas, productos intermedios y finales, además de los subproductos y efluentes (residuales).
- Dar una visión completa de las transformaciones físico-químicas que ocurren en la planta, desde la materia prima hasta el producto final.

No debe considerarse el suministro de energía como un servicio de compra, sino como la utilización racional de la misma, por lo que deben ser analizadas las características particulares de los diferentes productos para optimizar la compra de acuerdo con el uso de los mismos. Deben considerarse los desechos energéticos propios, que influirán en la compra del producto más idóneo para su aprovechamiento.

En cuanto a las fuentes de energía, para poder adquirir los productos energéticos, es necesario conocer las disposiciones oficiales que ofrecen las especificaciones para el ajuste de normas de seguridad para su manipulación y almacenaje.

Los productos almacenables pueden ser petrolíferos, tales como: fuel oil, gas licuado, nafta, gasolina, keroseno, diesel, etc.; y carboníferos como: hulla, coque, lignito, combustibles sintéticos, etc.

Los productos no almacenables son la electricidad, el gas natural, gas siderúrgico y el vapor (en determinados casos).

Se puede realizar análisis de los desechos propios, que pueden ser, entre otros: serrines, maderas, papel, cartón, bagazo y lejías negras.

En la tabla 7.1 se listan los valores de los poderes caloríficos de algunos de estos residuos. Un aspecto fundamental es conocer el precio de cada fuente y su tendencia futura.

Tabla 7.1 Poderes caloríficos de algunos residuos

Desechos	PCS (kJ/kg)	PCI (kJ/kg)
Combustibles vegetales		
Madera seca	4 450	4 130
Madera verde	3 780	3 430
Paja	3 100	
Bagazo húmedo	2 500	

Cogollo de caña	1 100	
Serrín húmedo	2 000	1 788
Serrín seco	3 500	3 120
Viruta seca	3 200	3 125
Papel		4 300
Trapos y algodón		3 000
Lejías negras		1 250
Residuos urbanos e industriales		800-1 309

En cuanto a hornos químicos y secaderos de gran potencia será necesario tener en cuenta el carbón pulverizado, el fuel oil pesado y el gas natural. En hornos y secaderos para tratamiento especial deben considerarse la electricidad, el gas natural y el licuado.

Otros factores a tener en cuenta son la seguridad en el suministro de energías, los reglamentos de contaminación ambiental, los costos de transporte, el almacenamiento, la manipulación, los costos de mantenimiento y la influencia del combustible sobre la calidad del producto fabricado.

En cuanto a los suministradores, los contratos de compra deben tener en cuenta el mejor precio, la permanencia del suministro y la posibilidad de cambiar de suministrador por el precio o la disponibilidad en el mercado.

El costo de la energía eléctrica depende de la potencia contratada, del consumo y del autoabastecimiento de la misma cogeneración. El costo del gas depende del consumo y distribución en el tiempo. El costo de los productos petrolíferos depende del poder calorífico, contenido de azufre, viscosidad, etc.

Para el conocimiento de los consumos y el estado energético de los equipos consumidores de energía, es necesario establecer un sistema de contabilidad analítica energética y un sistema de auditorías de diagnóstico de la situación energética de los procesos, operaciones fundamentales y equipos.

Para el control efectivo y organizado de los productos energéticos se hace necesaria la implantación de una contabilidad analítica energética, mediante la cual se podrán conocer los consumos de cada una de las fuentes de suministro energético, tales como el fuel oil, el carbón, gas, electricidad y otros, así como el consumo en cada área (calderas, hornos, secaderos, destilación, moliendas) donde son usados.

Se deberá tener en cuenta las variaciones en el tiempo de cada una de ellas, dependiendo de la producción y de si esta es diaria, semanal, trimestral o anual.

Se definen y determinan las relaciones de consumo, tales como:

- Consumo específico por productos.
- Rendimiento de las instalaciones.
- Influencia del costo de la energía en el costo de producción.
- Influencia en el costo de venta y ganancia.
- Otros más convenientes.

El primer análisis a hacer son los consumos globales de la planta, es decir, los consumos de cada una de las fuentes a través del tiempo, por intervalos de días, semanas o meses, lo cual puede apreciarse en la tabla 7.2.

Tabla 7.2. Consumos globales de las fuentes

Mes	Electricidad		Fuel oil		Gas		Total
	kWh	kW	t	kW	m ³	kW	kW
Enero - Diciembre							
Total							

El segundo análisis consiste en realizar una estadística similar de las producciones, expresándola en unidades homogéneas siempre que sea posible. Por ejemplo: por tonelada de clínker en fábricas de cemento, por tonelada de acero en fábricas de laminado, por tonelada de caña procesada en fábricas de azúcar, con lo cual se podrían correlacionar los consumos de energía frente a las producciones.

Se puede también determinar los consumos nominales en función de los parámetros de diseño para las mismas producciones citadas anteriormente y ser comparadas con las reales. De igual forma, se pueden determinar las deficiencias que pueden existir en cada fuente de energía y en qué período de tiempo ocurren. Todo lo anterior puede ser agrupado en la tabla 7.3.

Una vez conocido el consumo global se hace necesario determinar los consumos por separado.

Tabla 7.3 Consumos reales y nominales en período de tiempo

Períodos (días, mes, año)	Fuente											
	Electricidad (kWh)			Gas natural (m ³)			Fuel oil (t)			Total (kW)		
	N	Real	Dif.	N	Real	Dif.	N	Real	Dif.	N	Real	Dif.

Aquí:

N: nominal

Dif.: Diferencia

De la misma forma este análisis puede hacerse por áreas, zonas o lugares de uso en la planta. Puede ser por día, mes o año, como se indica en la tabla 7.4.

Tabla 7.4 Consumos por áreas o lugares de consumo

Lugar de consumo	Fuentes de energía							
	Fuel Oil		Gas		Electricidad		Total	
	t	kW	m ³	kW	kW	kWh	t	kW
Calderas								
Hornos								
Alumbrado								
Fuerza								
Destilación								

Después de obtener estos parámetros, se pueden confeccionar diagramas de flujo energético, donde el más utilizado es el denominado diagrama de Sankey, que ofrece claramente la distribución del consumo de energías por área o en la planta completa. Algunas de las formas de confeccionar el diagrama de Sankey aparecen en las figuras 7.1 y 7.2. Además, se puede hacer una combinación de las tablas anteriores para obtener el consumo real y nominal para cada área o lugar de consumo.

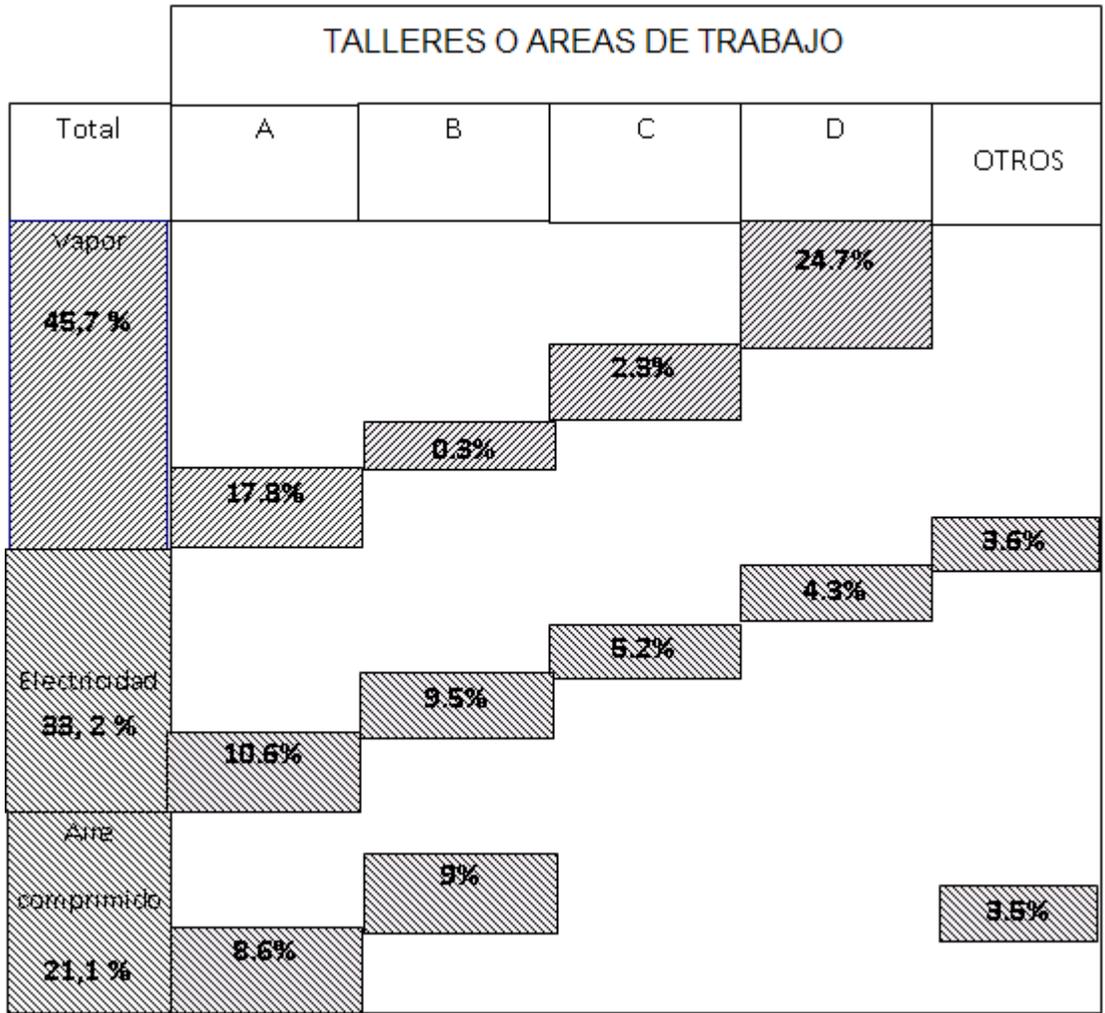


Figura 7.1 Consumos reales expresados en % de energía o de costo estándar

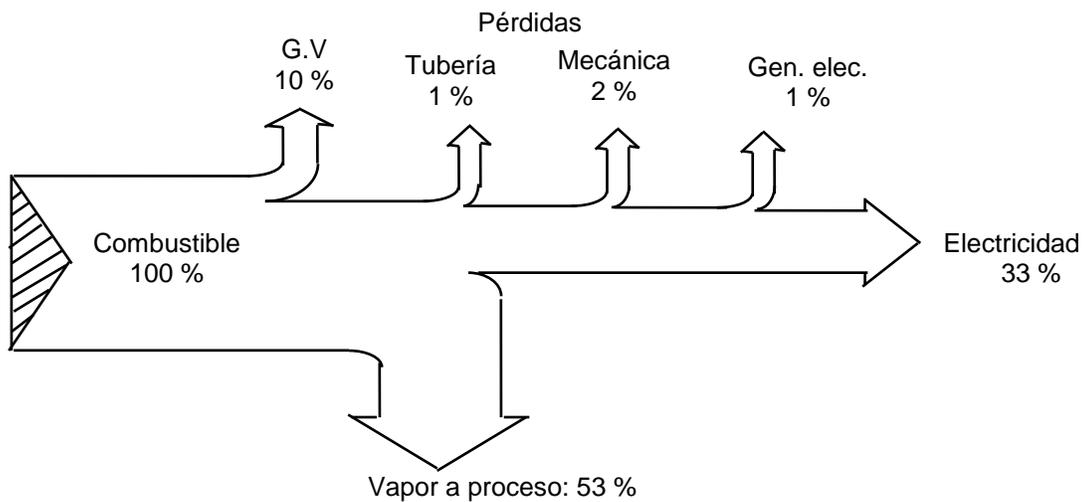


Figura 7.2 Diagrama de Sankey para una turbina de vapor a contrapresión y acoplada a un generador eléctrico

Relacionando los consumos energéticos con las producciones obtenidas se pueden conocer los consumos específicos (CE) de energía para los diferentes productos, ya sean globales, por operación básica o lugar de utilización de la energía. Si por ejemplo se desea conocer el consumo específico de una turbina de vapor durante un día de operación, se puede confeccionar la figura 7.3.

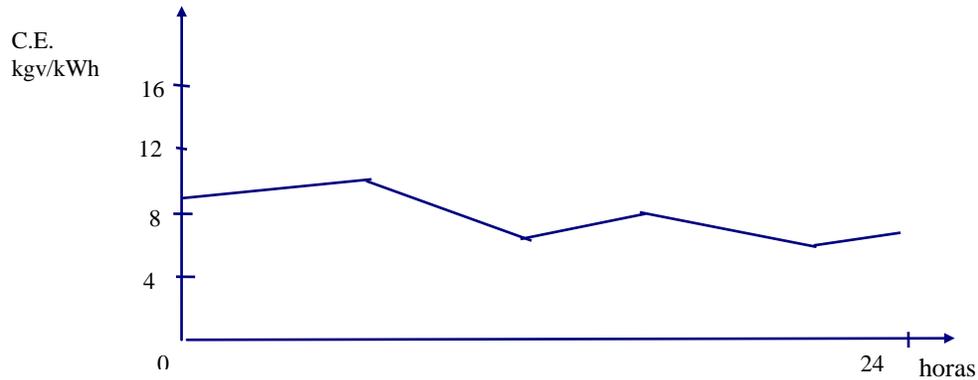


Figura 7.3 Consumo específico de un turbogenerador

También deben conocerse los índices de consumo específico por equipos, áreas y planta general para ser comparados con los índices teóricos de consumo (diseño) y establecer así algún tipo de anomalía en el proceso de producción.

Conocidos los índices de consumo específico en cualquiera de sus formas (global, por equipo, etc.), pueden ser evaluados de forma rápida los costos de los distintos tipos de energía y su porcentaje de incidencia en los costos de producción, en la venta y ganancia de las empresas. Todo lo anterior puede ser agrupado en la tabla 7.5.

Tabla 7.5 Distribución de los costos de la energía

Costo	Producción (%)	Venta (%)	Ganancia (%)
A			
B			
C			
Total			

Se debe destacar que cualquier economía de la energía va a incidir directamente en la ganancia de la empresa, por tanto es de gran importancia una buena correlación entre ambos parámetros.

7.2.2 Auditoría energética

Si se necesita conocer la situación energética de una planta química, entonces se aplica con cierta periodicidad una auditoría que permita establecer un diagnóstico del estado de los diferentes equipos y de la planta.

Esta consiste en un análisis técnico de los componentes o grupos de ellos para cada proceso aislado. Está basada en los datos de operación de los procesos o en sus estimados, donde puede identificarse la energía consumida por un equipo, un área de producción o la planta completa. En su aplicación es necesario realizar los balances generales.

El balance de calor de un proceso de producción ya ha sido tratado por varios autores y es la información fundamental para conocer el rendimiento térmico de este y valorar las pérdidas de calor existentes para que puedan ser reducidas. En resumen, consiste en una comparación entre las sumas de las diferentes formas de energía que entran y salen del proceso, todas referidas a la misma unidad de tiempo y expresadas en las mismas unidades térmicas, bien en relación con la unidad de peso de producción u otra más conveniente.

El balance de calor se apoya en el de masa (material), y a su vez este viene condicionado por el diagrama de flujo de la fábrica, donde deben estar presentes todas las corrientes, ya que ciertas anomalías en los cálculos pueden explicarse en la mayoría de los casos por los flujos no controlados.

El balance de calor debe estar siempre acompañado por un estudio económico con el fin de obtener la información necesaria para acometer los proyectos.

El balance exergético se apoya en la segunda ley de la termodinámica. La exergía es la parte de la energía transformable en trabajo útil. La energía mecánica y eléctrica son totalmente exergía, puesto que no existen limitaciones teóricas para su transformación total en trabajo útil.

La energía térmica solo es transformable en trabajo útil con un rendimiento limitado que depende fundamentalmente de las temperaturas del foco caliente y de la ambiental. En la mayoría de los casos es más interesante conocer la exergía disponible que la energía. Para la realización del balance exergético se debe seguir una técnica análoga a la empleada en el balance de calor.

El balance exergético en general es el complemento del balance de calor, pues ofrece un panorama real más amplio del sistema analizado; su aplicación ha sido tratada por varios autores.

En general, la integración de procesos ha sido utilizada a través de muchos años. Sin embargo, recientemente ha sido transformada en una herramienta primordial a través del uso de la experiencia de la ingeniería y de la observación de modelos específicos en determinados procesos.

En los sistemas de energía, los cálculos se basan fundamentalmente en las leyes de la termodinámica. La primera ley (ley de conservación de la energía) describe los flujos de la misma a través de las fronteras de un sistema, mientras que la segunda describe la pérdida de potencial.

Las relaciones numéricas entre la eficiencia del proceso, su velocidad, el tamaño del equipamiento y los costos de inversión están fuera del equilibrio termodinámico. Por ello, las ineficiencias y las pérdidas son inevitables.

Con la aplicación de la tecnología Pinch (tecnología del pellizco o pliegue), esto se ha transformado porque permite que la integración de procesos sea conducida de una manera científica y sistemática. Las ventajas en los costos en términos de energía e inversión han sido significativas.

Esta tecnología se encuentra en continua evolución, así como la metodología para usar la misma en el concepto general de la ingeniería de procesos. En los momentos actuales se aprecia que el diseño de la planta de proceso y del sistema de utilidades puede ser conducido simultáneamente, donde se obtienen los sistemas óptimos. Para esto ha sido reportada recientemente una metodología que se halla descrita en la bibliografía más actualizada al respecto.

En un informe técnico y económico se evalúan las eficiencias energéticas, donde es necesario comparar los consumos específicos calculados en la planta con los del diseño o nominales y con los teóricos, y de esta forma conocer las áreas o equipos donde existen posibilidades reales de ahorro de energía. Todo lo anterior se puede agrupar en la tabla 7.6.

Tabla 7.6 Consumos específicos

Planta, equipo, etc.	Consumo específico teórico	Consumo específico nominal	Consumo específico real
A			
B			

Deben tenerse en cuenta los factores que pueden afectar estos valores de consumos específicos y los rendimientos; estos pueden ser, entre otros:

- Régimen de trabajo de la planta.
- Grado de utilización.
- Rechazos del producto final.
- Tiempo de explotación de los equipos.
- Problemas ambientales (clima, etc.).

Por ejemplo, la variación del rendimiento de un generador de vapor con la capacidad de utilización puede ser la que se observa en la figura 7.4.

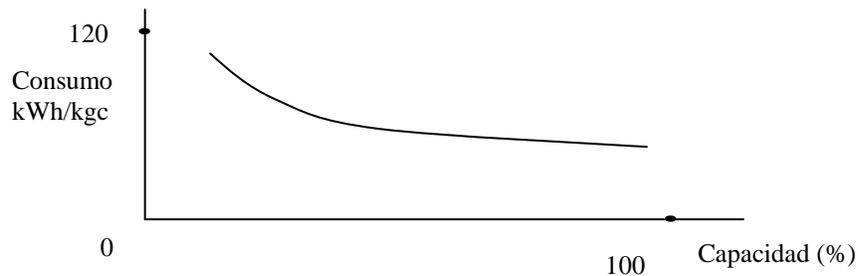


Figura 7.4 Relación del rendimiento-capacidad en un generador de vapor

Lo más importante de las auditorías energéticas son el análisis y las proposiciones de variantes de mejoras del sistema estudiado, todo a través de los resultados y parámetros encontrados anteriormente y donde se plasmen los ahorros de energía que puedan aportar estas variantes. Por tanto, es necesario que con cada variante analizada se repitan los balances anteriores y se determinen por comparación los ahorros posibles a obtener. Esto puede aparecer en forma de tablas, donde se deben plasmar las áreas o departamentos consumidores contra los excesos o pérdidas de energía. Estas pueden ser de combustible, de vapor, de aire comprimido, de condensados, de agua de proceso, de aislamiento inadecuado, de exceso de iluminación, de aire acondicionado o ventilación no necesaria, en equipos que están operando inadecuadamente y en equipos que operan de forma intermitente.

De todas las variantes se recomendará la que resulte más beneficiosa desde el punto de vista técnico-económico.

Deben elaborarse también informaciones y conclusiones para tomar decisiones a nivel central y territorial con vistas a cumplir la política energética del Estado.

La política a seguir en cuanto al ahorro y la reducción del consumo de energía depende de varios factores:

- Tipo de proceso.
- Consumos específicos.
- Vida de la planta y rigurosidad en el mantenimiento.
- Productos que se manejen: tóxicos, corrosivos, etc.

Todos los factores influyen en su conjunto o por separado en las acciones a seguir para la confección de un programa de ahorro energético adecuado, donde debe estar presente el análisis del sistema de cogeneración usado.

La aplicación de estos modelos ha permitido tomar decisiones de forma rápida y segura en la práctica, así como en el punto óptimo.

En el nivel práctico y a través del modelo es posible:

- Determinar los consumos de combustible y energía en cada uno de los elementos que componen el proceso estudiado y la detección de los puntos débiles.
- Conocer las potencialidades energéticas del sistema y valorar el uso más eficiente de los recursos empleados, así como de la energía residual.

En resumen, al ejecutar una auditoría o diagnóstico en una planta, se puede conocer el consumo energético de un equipo, una operación básica o un proceso, donde se emplean medios propios de la instalación, estableciendo consultas con personal específico y con la documentación técnica necesaria.

Con toda esta información organizada se recalculan los balances de materiales y energía térmica y se determinan las pérdidas en cada fase del proceso.

Se realiza un análisis más exhaustivo en los equipos y operaciones que consumen energía de una forma más continua e intensiva y se determina el ahorro potencial de energía. Esto puede incluir la revisión de los procesos, el aprovechamiento de los calores residuales, la instalación de nuevos equipos y otras actividades.

Se realiza un análisis económico de las inversiones requeridas.

Se determinan los períodos de reemplazo y una lista de proyectos por orden de prioridad.

En ocasiones es necesario realizar auditorías de forma periódica con vistas a mantener un control energético permanente.

Se procederá a exponer un método ordenado para la aplicación de una auditoría energética.

7.3 Diagnóstico energético en fábricas de azúcar

Existe una metodología general para realizar un diagnóstico energético, así como varios tipos de diagnósticos en función de su grado de profundidad, que denominamos: diagnóstico de primer grado, de segundo grado, de tercer grado y cuarto grado.

La metodología general para desarrollar un diagnóstico energético es lo que presentaremos a continuación, seguido de las características de cada tipo de diagnóstico.

Un diagnóstico energético es la aplicación de un conjunto de técnicas que permite determinar el grado de eficiencia con que se produce, transporta y usa la energía.

Los objetivos del diagnóstico energético son:

- Identificar dónde y cómo es utilizada la energía en todas sus formas.
- Identificar dónde, cómo y cuánta energía es desperdiciada.
- Establecer potencialidades termoeconómicas de ahorro y conservación de la energía.
- Establecer medidas de conservación y ahorro de la energía.
- Evaluar la posibilidad técnica y económica de las medidas propuestas.
- Establecer indicadores de eficiencia energética y de consumo en el proceso.
- Establecer metas generales de ahorro y conservación de la energía.
- Establecer estrategias de operación de menor costo y mayor eficiencia.
- Diseñar y aplicar sistemas de control de la eficiencia energética.
- Establecer programas de mejoramiento continuo de la eficiencia energética.
- Disminuir el costo de energéticos sin afectar los niveles de producción y su calidad.

Para cumplir los objetivos del diagnóstico se requiere realizar diversas actividades, entre las cuales se pueden mencionar:

- Establecer los regímenes de trabajo más frecuentes de los procesos.

- Medir los distintos flujos másicos, energéticos y exergéticos.
- Determinar los valores de las pérdidas energéticas y exergéticas en cada etapa y en el proceso.
- Registrar las condiciones de operación de equipos, instalación y procesos.
- Efectuar las metodologías de balances de materia, energía, exergía y termoeconómicos que permiten sistemáticamente detectar pérdidas, desperdicios de energía y sus potenciales de recuperación.
- Calcular la eficiencia energética y exergética y los índices energéticos de consumo reales y actualizar los del diseño.
- Determinar potenciales de incremento de la eficiencia y de ahorro en varias clasificaciones: sin grandes inversiones, con inversiones, mediante cambios tecnológicos del proceso.
- Determinar el índice de control de eficiencia del proceso en todas sus etapas.
- Determinar los indicadores energéticos e índices de consumo para diferentes variantes de operación del proceso.
- Determinar prioridades en actividades de control y mantenimiento continuo dentro del proceso.
- Los aspectos a diagnosticar son operativos, energéticos y económicos.

Operativos:

- Inventario de equipos consumidores de energía.
- Inventario de equipos generadores de energía.
- Regímenes de trabajo de diseño y reales de los equipos y el sistema.
- Detección y evaluación de fugas y desperdicios.
- Análisis del tipo, frecuencia y efectividad del mantenimiento.
- Inventario de la instrumentación existente y de la necesaria o requerida.
- Posibilidades de sustitución de equipos por otros más eficientes o menos consumidores.
- Estado técnico de equipos, sistemas productores, consumidores, transportadores o acumuladores de energía.

Energéticos:

- Formas y fuentes de energía utilizadas.
- Posibilidades de sustitución de energéticos o de cambio de tarifas.
- Volúmenes consumidos.
- Estructura del consumo (a niveles de empresas, departamentos, procesos).
- Balance de materia, energía y exergía.
- Diagrama de distribución de la energía y la exergía.
- Posibilidades de autogeneración y cogeneración.

Económicos:

- Precios actuales y posibles cambios de los precios energéticos.
- Costos energéticos de la empresa o institución y su impacto en los costos totales.
- Estimación económica de las pérdidas y los desperdicios.
- Índices de consumo específico de energía.
- Posibilidades económicas de acomodo de carga o aprovechamiento de tarifas preferenciales de compra de energéticos.
- Evaluación económica de medidas de ahorro o de incremento de la eficiencia energética (inversión-efecto económico).
- Relación beneficio-costos de medidas para eliminar desperdicios.
- Análisis de sensibilidad.

La información requerida para el diagnóstico es por tanto operativa, energética y económica.

Operativa:

- Manuales de operación de equipos consumidores de energía.
- Manuales de operación de equipos generadores de energía.
- Cartas de regímenes o esquemas térmicos del proceso para cada nivel de operación.
- Valores reales de operación actual.

- Reportes periódicos de mantenimiento.
- Requerimiento tecnológico del proceso productivo.
- Normativas de producción y uso de la energía.

Energética:

- Balance de materia, energía y exergía.
- Serie de consumo histórico de energía.
- Información sobre fuentes alternas de energía y equipos recuperadores.
- Valores nominales de los indicadores energéticos de equipos y procesos en general.

Económica:

- Serie estadística de producción.
- Costos de producción.
- Costos energéticos.
- Costos de amortización de cada equipo principal.
- Costos de mantenimiento de cada equipo principal.
- Valor de retorno de la inversión inicial por equipos.
- Costos de reposición asociados con cada equipo principal.
- Valor inicial de los equipos.

La actitud del personal hacia el uso eficiente de la energía puede incluir:

- Hábitos operacionales del personal que provocan derroche de energía.
- Conocimiento por parte del personal de los índices energéticos de cada área y de la empresa en general.
- Conocimiento por parte del personal de los aspectos que provocan pérdidas o derroches de energía en su área y del costo de energéticos.
- Capacitación del personal para el ahorro, conservación y uso eficiente de la energía.

7.3.1 Tipos de diagnósticos energéticos

El Diagnóstico Energético de Primer Nivel (DEN 1) consiste en la inspección visual del estado de conservación de las instalaciones, en el análisis de los registros de operación y mantenimiento que rutinariamente se llevan en cada instalación, así como el análisis de información estadística de consumos y pagos por concepto de energía eléctrica y combustible. Su objetivo fundamental es detectar medidas de ahorro o de incremento de eficiencia energética cuya aplicación es inmediata y con inversiones marginales. Se desarrolla un sistema de capacitación básica para el personal de operación que les permita mantener y aplicar las medidas detectadas.

El diagnóstico energético de segundo nivel (DEN 2) consiste en el desarrollo del balance másico y térmico en condiciones reales de operación de áreas, equipos y sistemas con el objetivo de determinar su eficiencia energética e índices de consumos. Estos valores se comparan con el análisis detallado de los registros históricos y con los valores de diseño. A partir de la comparación se establecen las desviaciones y se buscan sus causas (condiciones de operación de equipos, estado técnico, variación de regímenes de trabajo, etc.). Finalmente, se deben evaluar desde el punto de vista económico las medidas que se recomiendan llevar a cabo; se deben establecer los indicadores de consumo y de eficiencia de control en cada área y equipo, así como presentar recomendaciones de un programa de mejoramiento continuo de estos indicadores. Se desarrolla un sistema de capacitación básica para el personal de operación y los dirigentes que les permita mantener y aplicar las medidas detectadas.

El diagnóstico energético de tercer nivel (DEN 3) comienza con un diagnóstico de segundo grado. Consiste en determinar no solo el uso eficiente de la cantidad de la energía, sino también su disponibilidad total o calidad. Se desarrolla el balance másico, térmico, exergético, entrópico y termoeconómico de cada equipo y del sistema en las condiciones reales de operación; se determinan las pérdidas de calidad y cantidad de la energía, sus causas y los sobreconsumos de energía primaria (combustible o energía eléctrica) que provocan las mismas. Asimismo, se tiene en cuenta el peso relativo de las pérdidas en cada elemento, lo que permite priorizar determinadas estrategias. Se obtiene el valor económico de cada corriente energética y el valor económico de las pérdidas por baja eficiencia exergética o desperdicios. Se determinan los potenciales de incremento de eficiencia y ahorros. Se establece un sistema de policías energéticos de control. Se determinan medidas y se evalúan económicamente, diferenciándolas en tres etapas: sin inversión, con

inversión y con cambios de tecnologías. Se establecen programas de mejoras continuas de la eficiencia energética. Requiere de una información completa de los datos operacionales del proceso y mediciones adicionales con equipos especializados. Se realiza un programa de capacitación para los operadores y el personal dirigente que les permita mantener, aplicar e interpretar las medidas propuestas.

En el diagnóstico energético de cuarto nivel (DEN 4) se utilizan técnicas de simulación de procesos con la finalidad de estudiar no solo las condiciones de operación nominales, sino diferentes esquemas de interrelación de equipos y procesos. También el sistema de simulación en computadora permite el control periódico de todos los indicadores y su registro histórico con facilidad, sin necesidad de contratar especialistas. Permite la evaluación de efectos durante el cambio de condiciones de operación, las producciones, condiciones ambientales o de materia prima que modifican los consumos específicos de energía.

Este tipo de diagnóstico permite implantar un sistema de mejoramiento continuo de la eficiencia con su estructura organizativa específica en la empresa, que genera y establece proyectos de mejoras continuas en diferentes áreas, utilizando todas las herramientas básicas, medias y especiales para el incremento de la eficiencia y el ahorro de energía.

Las recomendaciones derivadas de este diagnóstico se clasifican de la siguiente forma: de corto, mediano y largo plazo. Algunas implican modificaciones de tipo tecnológico e inversiones importantes, como el logro del autoabastecimiento energético.

Es imprescindible la capacitación del personal a todos los niveles y la especialización de algunos en el uso de los sistemas de simulación y su interpretación.

Potencialidades y medidas más comunes de incrementos de la eficiencia energética evaluados a partir de diagnósticos energéticos

La generación de energía demanda que su administración sea realizada mediante la aplicación de métodos y técnicas para un uso racional, teniendo en cuenta dónde y en qué cantidad es requerida. De las técnicas y métodos, 105 diagnósticos energéticos constituyen las herramientas fundamentales, ya que de ellos depende la caracterización energética de la empresa, para la identificación del potencial de ahorro, del nivel de inversión para alcanzar la designación de costos de los energéticos dentro de los costos de producción, y definir el esquema general de un programa de ahorro de energía, así como el seguimiento y control del mismo.

De este modo, se tiene un diagnóstico energético de primer nivel (DEN 1), el cual orienta al responsable energético acerca de los consumos, sobrantes y faltantes de cada una de las plantas. Asimismo, este diagnóstico proporciona información acerca de las necesidades de mantenimiento preventivo y correctivo y de los paros programados.

7.3.2 Metodología general

En la mayoría de los casos, el DEN 1 es uno de los primeros pasos en la conformación de un programa de ahorro de energía de una empresa, y resulta de una identificación inicial del potencial energético de ella. El DEN 1 se basa en el análisis de datos de fácil acceso. Este diagnóstico incluye también una inspección a la planta y la recopilación de datos relacionados con la energía, producción y mediciones con equipo portátil.

Los objetivos del DEN 1 son: identificar todas las posibles medidas de ahorro de energía en una planta en un tiempo limitado; recopilar y ordenar todos los datos de energía, producción y evaluar la necesidad de hacer un diagnóstico más profundo o detallado.

Los objetivos específicos del DEN 1 son los siguientes:

- Recopilar y desarrollar la base de datos de consumos, costos de energía, de producción y definición de los índices globales de la planta.
- Evaluar objetivamente la condición de la planta (basado en la observación del estado que guardan los equipos en operación), incluyendo la identificación de los sistemas de mayor consumo de energía a través del balance energético global de la planta.
- Identificar y cuantificar de forma preliminar las medidas de ahorro de energía, especialmente las de baja y nula inversión, mantenimiento y políticas de operación.
- Evaluar el nivel de instrumentación, su estado y su utilidad en la determinación de consumos e índices energéticos.
- Entender los criterios de toma de decisiones de la empresa para inversiones en general y para proyectos específicos relacionados con la energía.
- Identificar las estrategias para establecer un programa de ahorro de energía o llevar a cabo un diagnóstico de segundo nivel.

La Comisión Nacional de Energía establece la relación del DEN 1 con resultados concretos que permitan:

- Desarrollar un sistema de información energética de la planta.
- Concientizar al personal de la planta.
- Promover el uso eficiente de los recursos energéticos.
- Determinar el balance de energía global de la planta.

El DEN 1 normalmente se lleva a cabo por tres especialistas (auditores de energía): un térmico, uno de proceso y un eléctrico. Para utilizar bien el tiempo dedicado al DEN 1, estas personas deben tener un buen nivel de experiencia en el campo de energía.

El tiempo requerido para completar el DEN 1 depende de varios factores, incluyendo:

- Tamaño físico de la planta.
- Consumo energético de la planta.
- Complejidad de las operaciones dentro de la planta.
- Disponibilidad y alcance de los datos y conciencia de los asuntos energéticos dentro de la planta.
- Profundidad del análisis de los datos recabados.
- Experiencia del personal que lo realice.

En la tabla 7.7 se muestra el tiempo estimado para realizar un DEN 1, tomando en cuenta los factores de producción.

Tabla 7.7 Estimación del tiempo de realización del DEN 1

Instalación industrial	Trabajo en campo	Análisis de datos
Plantas de un producto y hasta 10 000 m ²	2 días	2 días
Plantas de un producto de 10 000 a 30 000 m ²	2,5 días	3 días
Plantas de un producto mayores de 30 000 m ²	2,5 días, más 1,5 días por cada 20 000 m ² por encima de 30 000 m ²	3 días, más 2 días por cada 20 000 m ² por encima de 30 000 m ²

Plantas de varios productos principales de hasta 30 000 m ²	2,5 días, más 1 día por producto	3 días, más 1,5 días por producto
Plantas de varios productos por encima de 30 000 m ²	2,5 días, más 1 día por producto y 1,5 día por cada 20 000 por encima de 30 000 m ²	1,5 días, más 1,5 días por producto y 2 días por cada 20 000 por encima de 30 000 m ²

En la tabla 7.8 se muestran las actividades a realizar y el diagnóstico esperado en los tiempos estimados.

Los pasos a seguir en un DEN 1 son: 1) planear los recursos y el tiempo; 2) recopilar datos; 3) tomar mediciones; 4) analizar los datos; 5) estimar el potencial de ahorro energético; 6) evaluar el programa de ahorro de energía en el central; y 7) elaboración del informe del diagnóstico.

La gran motivación del Estado cubano para mantener una plataforma de programas de ahorro en el consumo y generación de energía es sencillamente porque cuenta con el potencial humano, que desarrolla tecnologías que le permiten mejorar constantemente los procesos, optimizar la operación de plantas y equipos, y como resultado de ello corresponde presentar observaciones y alternativas de los participantes en los diagnósticos energéticos que se han realizado en las distintas unidades.

Los resultados que se obtienen al término de cada auditoría deben emitirse como informe ejecutivo, y del mismo debe tener conocimiento el responsable del turno correspondiente en el centro.

La utilidad aportada por una auditoría realizada a una planta, un proceso, o como sucede en estos casos, a sistemas tan complejos como un central azucarero donde la generación de energía para varios procesos es vital, permite estudiar, analizar y atender los resultados y las observaciones que se obtienen.

No se descarta la acción de que las auditorías de energía sean realizadas en cada central azucarero, lo importante es que si se realiza de esta forma ello se vea reflejado en las mejoras de la operación de los equipos, plantas y procesos en general. Por tanto, es necesario crear conciencia de la importancia de conocer el nivel de energía disponible en la fábrica.

Tabla 7.8 Actividades para realizar el diagnóstico y el tiempo estimado

Actividad	Diagnóstico
Alcance del diagnóstico	Inspección visual, análisis histórico de consumos, mediciones puntuales, limitados al equipo auxiliar
Objetivos	Crear conciencia, empezar un programa de ahorro energético, evidenciar oportunidades de ahorro con cambios operativos y de mantenimiento.
Trabajo en planta	3 a 6 días
Preparación del informe	4 a 10 días
Tiempo corrido	3 a 4 semanas
Análisis de calderas	Medición de eficiencia, diagrama de Sankey
Medición de equipo y motores eléctricos	Mediciones instantáneas
Compromiso de la planta	Apoyo general
Análisis costo-beneficio	Período simple de recuperación
Ahorros identificados	10 a 20 %
Resultado	Bases para un programa de ahorro de energía, balance energético global de la planta, lista de medidas con inversión nula y baja

7.4 Experiencias en auditorías energéticas en centrales azucareros

7.4.1 Ejemplo de auditorías realizadas en Colombia

Los programas internos de mejoramiento y optimización de la industria en el área energética propiciaron la iniciación y desarrollo de auditorías en tres ingenios. El objetivo del programa de auditorías energéticas se centró en establecer cifras e índices que permitieran caracterizar la situación presente en la generación, conversión, uso y economía (utilización racional y controlada) de energía, en la localización de posibles pérdidas e ineficiencias y el planteamiento de proyectos de corto y mediano plazo que lleguen a ofrecer soluciones viables a las situaciones detectadas.

Metodología

El comité asesor compuesto por expertos provenientes de la industria azucarera nacional contribuyó en el planteamiento de las actividades generales, la elaboración de protocolos, la selección de equipos y metodologías y la puesta en marcha del programa de monitoreo en cada central seleccionado.

Se realizaron visitas a los ingenios para consolidar los grupos de trabajo conjunto en las diferentes áreas, oficializar y difundir los procedimientos y metodologías escogidas y efectuar un reconocimiento de las plantas para la identificación de los lugares de medición. Los equipos de monitoreo utilizados fueron registradores, sensores y analizadores de última generación tecnológica y las personas encargadas de su calibración y manejo poseen amplia experiencia industrial y académica.

Área de calderas

Para determinar la eficiencia de las calderas se siguió el método convencional. Para obtener los índices y parámetros requeridos se tomaron lecturas de presión de vapor, temperatura de vapor, por ciento de carga, temperatura del agua de alimentación, temperatura de bulbo húmedo y seco de los gases de combustión y flujos y temperaturas del aire de combustión. Se realizaron análisis de gases de chimenea (% de exceso de aire, % de CO, % de O₂, % de CO₂ y temperatura de gases de combustión), del % de carbono en cenizas, % de purgas, consumo (con base en los reportes de laboratorio) y composición de combustibles

(% de C, % de H₂, % de O₂, % de S, % de cenizas y % de humedad). También se determinó su poder calorífico.

Calentamiento- evaporación- cristalización

El procedimiento que se llevó a cabo en las estaciones de calentamiento, evaporación y cristalización (tachos) fue la medición por un período de cuatro días, con registros realizados cada treinta minutos de las características del vapor como: presión, temperatura y flujo. Asimismo, se lleva a cabo la caracterización de los diferentes materiales en proceso mediante la medición de los siguientes parámetros: temperatura, contenido de sólidos solubles (°Brix), purezas (relación sacarosa/Brix) y flujos a partir de los registros del ingenio. El procesamiento de la información se realizó mediante herramientas computacionales que permitieron no solo evaluar la situación actual, sino simular posibles cambios que conduzcan a obtener una disminución en los consumos de vapor.

Molienda

El consumo energético en preparación y molienda fue medido en algunos casos del sistema de adquisición de datos de cada ingenio, y en otros se estimó mediante la medición en plantas motrices y simulación de su operación con la toma de información sobre su geometría, diámetro y ancho de mazas, abertura de trabajo, velocidades y cargas aplicadas, así como información sobre la calidad de la caña.

Energía eléctrica

Mediante la utilización del diagrama unifilar del sistema eléctrico de cada ingenio, se seleccionaron las cargas de mayor importancia y los generadores o suministradores de energía eléctrica. Para determinar la eficiencia de los transformadores se realizaron mediciones de parámetros como tensión, factor de potencia, corriente y potencia (activa, reactiva y aparente) durante un período de 24 horas con registros entre 5 y 15 minutos.

Resultados:

Generación de vapor:

Ingenio 1:

Este ingenio cuenta con una sola caldera que es alimentada con bagazo y petróleo en una proporción de 97,7 % de bagazo y 2,3 % de crudo de Castilla. En la tabla 7.9 se presentan los valores promedio de los parámetros medidos.

Tabla 7.9 Resultados promedio de los parámetros medidos en la caldera del ingenio No. 1

Parámetros	Caldera
Temperatura del agua de alimentación (°C)	92,2
Exceso de aire (%)	112,8
CO ₂ (%)	9,28
CO p.p.m.	>1 999
Azufre (%)	2,2
Presión del vapor vivo (psia)	253,8
Temperatura del vapor vivo (psia)	266
Flujo de vapor vivo (lb/hr)	75 750
Eficiencia de la caldera (%)	58

Ingenio No. 2

El ingenio cuenta con tres calderas que son alimentadas con bagazo y carbón en una proporción de 92,5 % de bagazo y 7,5 % de carbón. Los valores promedio de los parámetros medidos se observan en la tabla 7.10.

Tabla 7.10 Resultados promedio de los valores medidos en las calderas del ingenio No. 2

Parámetros	Caldera No. 1	Caldera No. 2	Caldera No. 3
Temperatura de agua de alimentación (°C)	116	116	116
Exceso de aire (%)	100	65,0	55,0
CO ₂ (%)	9,1	12,5	11,36
CO p.p.m.	1 156	>1 999	>1 999
Azufre (%)	0,076	0,054	0,029
Presión del vapor (psia)	264,7	264,7	264,7
Temp. del vapor (°C)	273	282,7	260
Flujo del vapor (lb/hr)	72 000	134 000	134 000
Eficiencia de la caldera (%)	60	62,5	60,1

Ingenio No. 3

Este ingenio cuenta con cuatro calderas. Durante la evaluación, las tres primeras calderas se alimentaron solo con bagazo y la caldera No. 4 con petróleo. En la tabla 7.11 se presentan los valores promedio de los parámetros medidos.

Tabla 7.11 Resultados promedio de los valores medidos en las calderas del ingenio No. 3

Parámetros	Caldera No. 1	Caldera No. 2	Caldera No. 3	Caldera No. 4

Temp. del agua de alimentación (°C)	85	90	84	85
Exceso de aire (%)	37,8	67,1	93	33,8
CO ₂ (%)	13,8	11,5	9,9	11,1
CO (%)	0,1	0,0	0,0	0,0
Presión del vapor (psia)	264,7	264,7	264,7	264,7
Temp. del vapor (°C)	260	260	260	260
Flujo del vapor (lb/hr)	70 015	98 230	150 480	41 800
Eficiencia de la caldera (%)	64	64,6	64,7	85

Calentamiento- evaporación- cristalización

A continuación se describen de una manera breve las condiciones particulares de cada ingenio.

Ingenio No. 1:

Calentadores:

El calentamiento primario se realiza utilizando gases del segundo efecto de la estación de evaporación (presión de 15,18 psia), llevando la temperatura del jugo de 32,5 °C a 71,9 °C. El calentamiento secundario se realiza con gases del primer efecto de la estación de evaporación (presión de 18,96 psia), alcanzando el jugo una temperatura de 99,8 °C.

Evaporación:

La estación de evaporación tiene un arreglo en cuádruple y se alimenta con vapor de escape, que tiene una presión de 28,87 psia. El jugo clarificado entra con un contenido de sólidos solubles de 12,8 °Brix y la meladura sale con un contenido de sólidos solubles de 57 °Brix.

Cristalización:

En todos los ingenios auditados, el sistema de cristalización se hace mediante la elaboración de tres plantas. Se produce en mayor porcentaje azúcar blanco y blanco especial y en un menor porcentaje azúcar crudo.

En este ingenio los tachos se alimentan con meladura de 57 °Brix, las mieles A y B ya preparadas (es decir, sin presencia de cristales) tienen un contenido de sólidos solubles de 72 °Brix).

Ingenio No. 2:

Calentadores de jugo:

El calentamiento primario se realiza con vapor proveniente del segundo efecto de la estación de evaporación (presión de 14,1 psia). El jugo se calienta de 30 a 68 °C.

El calentamiento secundario se realiza con vapor proveniente del primer efecto de la estación de evaporación (presión de 20,7 psia). El jugo se calienta de 68 a 101 °C.

Calentador de meladura:

Se realiza con vapor proveniente del primer efecto de la estación de evaporación (presión de 20,7 psia). La meladura se calienta de 60 a 85 °C.

Evaporación:

La estación de evaporación está compuesta por cuatro efectos y recibe vapor de escape a una presión de 29,45 psia. La presión en el condensador es de 1,9 psia. El jugo clarificado tiene un contenido de sólidos solubles de 16,1 °Brix y la meladura obtenida tiene un contenido de sólidos solubles de 55 °Brix.

Cristalización:

En este ingenio se disuelve el magma o semilla de C. Las mieles preparadas tienen en promedio 70 °Brix. Esta situación explica el consumo de vapor relativamente alto en esta estación.

Ingenio No. 3:

Calentadores de jugo:

El calentamiento del jugo mezclado se hace en una sola etapa, llevándolo de 32 a 102 °C. Este calentamiento se realiza con gases provenientes del preevaporador (presión de 16,5 psia). En este ingenio se calienta el jugo clarificado desde 80 hasta 105 °C con vapor de escape (presión de 28,4 psia).

Calentador de meladura:

La meladura se calienta de 58 a 88 °C con gases provenientes del preevaporador (presión de 16,5 psia).

Evaporación:

La estación de evaporación está constituida por un preevaporador que recibe vapor de escape (presión de 31,4 psia) y por un cuádruple alimentado también con vapor de escape. El jugo clarificado entra a la estación con un contenido de sólidos solubles de 15,5 °Brix y la meladura obtenida tiene un contenido de sólidos solubles de 50,6 °Brix.

Cristalización:

En este ingenio se disuelve el magma o semilla de C; esto sumado al hecho del contenido relativamente bajo de sólidos solubles de la meladura (50,6 °Brix) y de las mieles preparadas (65 °Brix) explica el alto consumo de vapor en esta estación.

En la figura 7.5 se presenta el total de vapor de escape consumido y su distribución en las estaciones de calentamiento, evaporación y los tachos en los ingenios auditados.

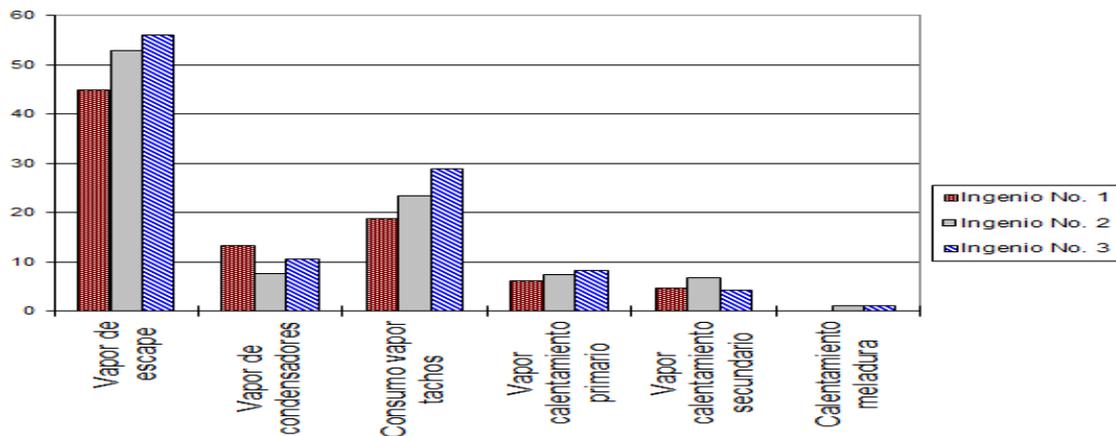


Figura 7.5 Consumo de vapor de escape y requerimientos de vapor en calentadores y evaporadores expresados como % en caña

Molinos:

A continuación se describen brevemente las características de cada estación:

Ingenio No. 1:

Tándem de cinco molinos precedido por dos picadoras. Las picadoras y los molinos 1 y 5 son movidos eléctricamente. Los molinos 2, 3 y 4 son movidos por máquinas Corliss.

Ingenio No. 2:

Tándem de seis molinos movidos de forma individual por turbinas y precedido por tres picadoras, una movida eléctricamente y las otras dos por turbinas.

Ingenio No. 3:

Tándem de cinco molinos con turbinas individuales y precedido por tres picadoras de accionamiento eléctrico.

En la tabla 7.12 se presentan los resultados de los valores promedio del consumo de vapor de alta presión en las estaciones de molienda.

Tabla 7.12 Valores promedio del consumo de vapor vivo en las estaciones de molienda

Ingenio	Vapor vivo % en caña en molinos	Vapor vivo % en caña en preparación de caña
Ingenio No. 1	13,0	
Ingenio No. 2	16,1	7,2
Ingenio No. 3	16,2	

Generación de energía eléctrica:

En la figura 7.6 se presentan los resultados promedio correspondientes al consumo de vapor de alta presión en la generación de energía eléctrica, la generación específica y la potencia requerida por tonelada de caña molida (TCM).

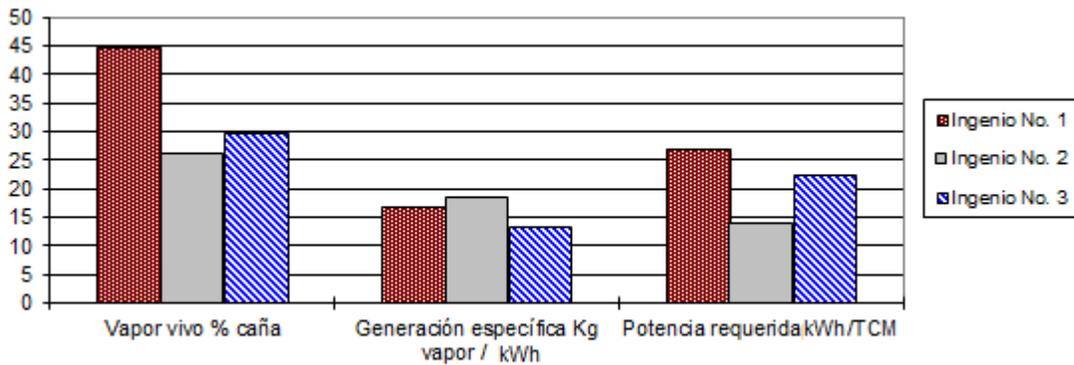


Figura 7.6 Valores promedio de índices relacionados con la generación de energía en los tres ingenios auditados

Conclusiones del ejemplo

El desarrollo de las auditorías permitió el fortalecimiento del grupo humano del programa de fábrica, pues dejó para la institución y para el sector las metodologías para la toma de información, el procesamiento y análisis de la misma, al propio tiempo que permitió identificar en los ingenios auditados puntos críticos susceptibles de mejoría.

A la par, se desarrollaron programas computacionales para la evaluación y simulación de las estaciones de calentamiento y evaporación con resultados comparables a los obtenidos por los programas desarrollados por los centros de investigación y consultores privados que participaron en las auditorías.

En la actualidad y con base en la experiencia obtenida se está elaborando un manual para la realización de auditorías energéticas en los ingenios azucareros.

En la toma de información las dificultades que se presentaron básicamente fueron en la medición de los flujos de vapor y jugo, pues aunque en algunos casos estos se midieron directamente, los valores obtenidos se distanciaban de los reportados o esperados según los valores manejados rutinariamente por los ingenios. Otro punto crítico fue la determinación del volumen de jugo que se recupera de la estación de filtros, pues en los ingenios no se tiene control sobre la cantidad de agua que se adiciona en la estación.

El fundamento de estas evaluaciones reside en la realización de mediciones precisas y confiables de las variables de entrada y salida de cada proceso, en el conocimiento de cada una de las operaciones y en los balances de materia y energía globales y particulares. Cualquiera de estos elementos que falle en su aproximación o validez conduce necesariamente a resultados que no solo están alejados de la realidad, sino que muchas veces traen consecuencias colaterales referidas a la credibilidad del personal y de los sistemas utilizados.

7.4.2 Análisis exergético de esquemas térmicos en la industria azucarera

La industria azucarera evalúa normalmente sus instalaciones térmicas mediante balances de masa y energía, empleando para ello el primer principio o ley de la termodinámica (referida al principio de conservación de la energía), que postula que la energía de un sistema y su medio ambiente considerados en conjunto, permanece constante. Esta ley trata al trabajo y al calor como formas equivalentes de energía y no indica en qué dirección se puede producir un proceso espontáneo. Para conocer esto es necesario recurrir al segundo principio o ley de la termodinámica, que expresa que en todo proceso real existe una degradación de la calidad de la energía, es decir, una pérdida de la capacidad del sistema de producir trabajo útil. Por tanto, el análisis debe apuntar a conocer cuantitativamente cuál es el grado de aprovechamiento de las energías puestas en juego para producir trabajo útil. Para un análisis más acabado de los procesos térmicos es necesario entonces considerar ambas leyes.

A pesar de que desde el siglo pasado se conocía en la termodinámica clásica una expresión para el trabajo máximo que puede llevar a cabo una sustancia en desequilibrio térmico y mecánico con el ambiente, en 1953 se propuso denominar *exergía* a la máxima energía recuperable de un sistema en desequilibrio con el ambiente, formulándose la expresión: $E = H - H_0 - T_0^* (S - S_0)$.

Donde:

E: Exergía en las condiciones de presión y temperatura del sistema

H: Entalpía en las condiciones de presión y temperatura del sistema

H₀: Entalpía a las condiciones de presión y temperatura del ambiente

S: Entropía en las condiciones de presión y temperatura del sistema

S₀: Entropía a las condiciones de presión y temperatura del ambiente

T₀: Temperatura absoluta del ambiente

La exergía indica el trabajo aprovechable que un sistema puede entregar, es la parte de la energía que es posible transformar en trabajo útil y que tiene un valor económico. El resto de la energía del sistema, denominada anergía, no es recuperable. Cada proceso técnico que ocurre a una cierta velocidad tiene pérdidas de exergía, mientras que en los procesos ideales o reversibles, la velocidad es igual a cero y las pérdidas son nulas. Se puede interpretar la pérdida de exergía como la energía que es necesario consumir para obtener la velocidad correspondiente del proceso. El balance de exergía considera tanto los cambios de entalpía como los de entropía, y es este balance el que descubre las pérdidas que ocurren en los procesos o equipos debido a irreversibilidades (estrangulamiento, intercambio de calor, mezcla de fluidos, reacciones químicas, etc.).

Si bien en la bibliografía sobre industria azucarera de caña existen numerosos trabajos sobre balances de energía en sistemas CEC y su optimización a la luz de los balances de conservación de la energía, no se ha trabajado con la misma intensidad sobre aspectos exergéticos.

En este ejemplo se pretende estudiar los balances de energía y exergía de las operaciones térmicas de un ingenio: calentamiento- evaporación- cocimiento (CEC), en el que se introducen mejoras para lograr un mejor aprovechamiento exergético del mismo. Las mejoras estudiadas, razonablemente accesibles para cualquier fábrica azucarera como las que operan en nuestra provincia, corresponden fundamentalmente a la incorporación de:

- a) calentamientos en cascada calefaccionados con condensados y vapores vegetales;
- b) evaporadores de película descendente; y
- c) tachos de cocimiento con agitación. Esto,

que resulta obvio para cualquier ingeniero de fábrica, es evaluado y cuantificado en el trabajo a través de un cálculo riguroso que permite además visualizar, con las modificaciones propuestas, las razones por las que se producen las mejoras en el aprovechamiento de trabajo útil.

Para realizar el balance exergético del sistema CEC en análisis, se realizaron primero los balances de masa y energía y luego se calcularon las exergías de todas las corrientes de entrada al sistema y de todos los flujos de salida. Los cálculos de exergía del vapor saturado y del jugo (solución de sacarosa y agua) se realizaron con las siguientes ecuaciones:

Exergía específica del vapor:

$$e = (h_v - h_o) - [T_o(s_v - s_o)] \text{ (kcal/kg)}$$

h_v : Entalpía específica del vapor en las tablas

h_o : Entalpía específica del agua a las condiciones del ambiente

T_o : Temperatura del ambiente en K

s_v : Entropía específica del vapor en las tablas

s_o : Entropía específica del agua a las condiciones del ambiente

Para $T_o = 298 \text{ (K) (25 } ^\circ\text{C)}$; $h_o = 25 \text{ [kcal/kg]}$; $s_o = 0,0878 \text{ [kcal/kg]}$

Exergía específica del jugo: $e = c_p \cdot (T - T_o) - [c_p \cdot T_o \cdot \ln(T/T_o)] \text{ (kcal/kg)}$

T : Temperatura del jugo en K

T_o : Temperatura del ambiente en K

c_p : Calor específico del jugo = $1 - 0,006 \cdot B_x$

B_x : Contenido de sólidos solubles en el jugo en % en peso

Entropía específica del condensado: $s_v = c_p \cdot \ln(T/T_o) + s_o \text{ [kcal/kg]}$

c_p : Calor específico del condensado = $1 \text{ [kcal/kg } ^\circ\text{C]}$

$s_o = 0,0878 \text{ [kcal/kg]}$

Se confeccionó un programa de computación que permite determinar el balance de exergía en las secciones: calentamiento del jugo, evaporación en múltiple efecto y tachos de cocimiento, y finalmente el balance de exergía en el sistema CEC considerado. Este programa calcula la exergía entrante, la exergía perdida, la eficiencia exergética y presenta los resultados en un esquema de la sección analizada, lo que permite visualizar los flujos exergéticos.

El balance de exergía en un sistema abierto en estado estacionario se define genéricamente como:

$$\Sigma \text{ Exergías entrantes} = \Sigma \text{ Exergías salientes} + \text{Exergía perdida}$$

La eficiencia exergética se define como el cociente entre la Σ de exergías salientes (potencialmente utilizables) y la Σ de entrantes al sistema, es decir, el cociente entre el beneficio exergético y el gasto exergético.

Se analizaron cuatro esquemas de sistemas CEC, todos en quintuple efecto y calefaccionado con vapor de escape de 2,05 ata, con diferente grado de integración energética, como se aprecia en la tabla 7.13.

Tabla 7.13 Características de los esquemas analizados

Esquema	Tipo de evaporador	Calentamiento JE	Calentamiento JC	Tachos
0	Robert	Vapor de escape	Vapor de escape	Vapor de escape
1	Robert	3°, 2° y 1° efecto	1° efecto y VE	1° efecto
2	Robert	3°, 2° y 1° efecto	1° efecto y VE	2° efecto
3	Robert, película descendente	3°, 2° y 1° efecto, excepto el 1°, condensado 5° y 4°	2° y 1° efectos y VE	2° efecto

El esquema 1, que contempla un aprovechamiento parcial de los vapores vegetales, es del tipo de los que se encuentra hoy en las fábricas locales. Los esquemas 2 y 3 contemplan la calefacción de los tachos de cocimiento con vapores vegetales del 2° efecto de evaporación (105,7 °C), vapores factibles de usar si se cuenta con tachos diseñados para trabajar con vapores de esa característica.

Los resultados de los balances respectivos de masa y energía efectuados para cada esquema sirven de base para la determinación del balance posterior de exergía. Para los resultados del balance de masa y energía de la sección de cocimiento, se asumió en 1,35 la relación vapor consumido/agua evaporada.

El programa de cálculo de balances de exergía procesa la información de los balances de masa y energía. Análogamente, se procedió con los otros esquemas analizados. Para el

análisis de los resultados obtenidos se confeccionaron cuadros comparativos para las etapas consideradas de los diferentes esquemas.

En la sección de calentamiento de jugo, se tiene que según el primer principio de la termodinámica, la energía que sale de un sistema es igual a la que entra; por lo tanto, las pérdidas de energía por el proceso de transferencia de calor al calentar el jugo son prácticamente despreciables, como puede observarse en los flujos de energía de entrada y salida. El balance de energía indica que no hubo pérdidas y que en todos los casos analizados el consumo de energía de calefacción fue el mismo, por lo que no implicaría diferencias elegir uno u otro. Pero el balance de exergía no arroja las mismas conclusiones.

En la tabla 7.14 se muestra la sección calentamiento de jugo en los diferentes esquemas analizados: la exergía entrante, la exergía de calefacción necesaria, la exergía perdida por calentamiento, la disminución de exergía perdida respecto al esquema 0 (caso base) y la eficiencia exergética de esta etapa.

Tabla 7.14 Comparación del balance de exergía en el calentamiento de jugo

Esquema	Exergía total que entra (kcal % en caña)	Exergía necesaria (kcal % en caña)	Exergía calefacc. (kcal % en caña)	Disminución de la exergía perd. (%)	Eficiencia exergética (%)
Esq. 0	4 019	2 386	832	79,3 %	0,0 %
Esq. 1	3 647	2 014	507	39,1 %	86,1 %
Esq. 2	3 647	2 014	507	39,1%	86,1 %
Esq. 3	3 349	1 670	215	74,1%	93,6 %

La pérdida de exergía está asociada con las irreversibilidades puestas en juego en la operación de calentamiento, fundamentalmente con la transferencia de calor a través de un ΔT finito. La eficiencia exergética de un sistema, definida como el cociente entre la exergía total de salida y la exergía total entrante, es una medida del grado de aprovechamiento de la exergía de entrada que hace el sistema en particular. Cuanto mayor sea esta eficiencia, serán menores las pérdidas de exergía, llegando estas a ser nulas en el caso ideal de un

proceso totalmente reversible, de máxima eficiencia exergética (100 %). Se observa la máxima pérdida de exergía en el esquema 0, donde todos los calentamientos de jugo encalado y jugo claro se realizan con vapor de escape con valores muy grandes de ΔT . Los esquemas 1 y 2 son idénticos desde el punto de vista de los vapores empleados en el calentamiento de jugo. El esquema 3 es el que presenta menor pérdida de exergía: se reduce en un 74,1 % respecto al esquema 0. Esto se debe a la considerable reducción en los ΔT en la transferencia de calor en los calentamientos, empleándose condensados como agentes de calefacción, vegetales de todos los efectos y una mínima cantidad de vapor de escape. A su vez, este esquema presenta una eficiencia exergética superior en 14,3 puntos al esquema 0.

Se observa también que para realizar el mismo trabajo (calentar el jugo claro desde 95 °C hasta 114 °C, y el jugo encalado desde 38 °C hasta 103 °C), se requiere menor exergía de calefacción cuando se utilizan vapores vegetales y condensados que cuando se emplea vapor de escape, llegando esta disminución al 30 % en el esquema 3 con respecto al esquema 0.

Se concluye entonces que para obtener el efecto de calentamiento de jugo con la mínima pérdida de exergía, se debe hacer circular el jugo en contracorriente con el múltiple de evaporación, calentándolo en cada etapa hasta una temperatura lo más cercana posible a la de los vegetales del cuerpo del que se realice la extracción. Resulta beneficioso usar previamente condensados para la primera etapa de calentamiento. La menor pérdida de exergía de esta etapa se traducirá luego en un menor consumo de vapor del conjunto CEC. Este hecho no surge como conclusión del balance energético, como vimos anteriormente; de allí la utilidad del análisis exergético.

En la estación de evaporación en múltiple efecto, por el principio de conservación de la energía, no se observan pérdidas apreciables en todos los casos analizados: la energía que entra es igual a la energía que sale. Pero en este caso la energía del vapor que va al condensador es una pérdida de energía, ya que no se aprovecha.

En la tabla 7.15 se muestra, para la sección de evaporación del jugo en múltiple efecto, la exergía entrante para los diferentes esquemas analizados, la exergía perdida por evaporación del jugo, la disminución de exergía perdida respecto al esquema 0 (caso base), la exergía necesaria para la bomba de agua del condensador y la eficiencia exergética de esta sección.

El esquema 0 sin extracciones de vapor vegetal para calentamiento y cocimiento posee las mayores pérdidas de exergía y la menor eficiencia exergética, ya que solamente se

aprovecha un 23,8 % de la exergía que entra al múltiple. El esquema 3 es el que presenta mayor reducción de la exergía perdida: esta es de 28,9 % respecto al esquema 0, como consecuencia de aumentar las extracciones de vapor vegetal de los últimos efectos de evaporación y de los condensados con menor contenido exergético. La eficiencia exergética de los esquemas 1, 2 y 3 se mantiene prácticamente constante en 68 %, es decir, 44 puntos superior a la del esquema 0. Se observa además una considerable reducción en el flujo de agua al condensador, al pasar de casi 600 K de caña en el esquema 0 a 120 % de caña en el esquema 3, que se traduce a su vez en una drástica disminución de la exergía necesaria en la bomba de agua del condensador, alcanzando en el esquema 3 el 79 % de reducción respecto al esquema 0.

Tabla 7.15 Comparación del balance de exergía en evaporación

Esquema	Exergía total que entra (kcal % en caña)	Exergía perdida (kcal % en caña)	Disminución de la exergía perdida (%)	Flujo de agua al condensador (kcal % en caña)	Exergía de la bomba de agua (HP)	Eficiencia exergética (%)
Esq. 1	7 266	2 327	20,4 %	286	52	68,0 %
Esq. 2	6 809	2 139	26,8 %	191	35	68,6 %
Esq. 3	6 413	2 079	28,9 %	120	22	67,6 %
Esq. 0	3 837	2 922	0,0 %	572	104	23,8 %

La evaporación en múltiple efecto con extracciones de vapor vegetal de todos los cuerpos constituye una operación con buena eficiencia exergética. A mayor utilización de los vapores vegetales de menor contenido exergético (de los últimos vasos), menor será la pérdida de

exergía en el múltiple. Pero será necesario efectuar inversiones de capital que en este caso consisten en aumentar la superficie de evaporación, área que no aumenta la capacidad de la instalación. Se seguirá realizando el mismo trabajo (concentrar el jugo de 15° a 66° Brix), con el consecuente ahorro de exergía, y por consiguiente de energía valiosa.

La cristalización de la sacarosa se lleva a cabo en un proceso discontinuo y desde el punto de vista de la exergía se comporta como la evaporación a simple efecto. En la tabla 7.16 se muestra, para la sección de cocimiento de azúcar y teniendo en cuenta los diferentes medios de calefacción empleados en los esquemas analizados, los siguientes aspectos: exergía entrante, exergía perdida en esta operación, la disminución de exergía perdida respecto al esquema 0 (caso base) y la eficiencia exergética de esta etapa.

Tabla 7.16 Comparación del balance de exergía en cocimiento

Esquema	Exergía entrada (kcal % en caña)	Exergía perdida total (kcal % en caña)	Disminución de exergía perdida (%)	Eficiencia exergética (%)
Esq. 0	2 591	1 586	0,0 %	38,8 %
Esq. 1	2 451	1 447	8,8 %	41,0 %
Esq. 2	2 277	1 272	19,8 %	44,1 %
Esq. 3	2 277	1 272	19,8 %	44,1 %

Con respecto al medio de calefacción empleado, se observa una disminución en la exergía perdida del 8,8 % al pasar del vapor de escape al vegetal del primer efecto, y una disminución de un 19,8 % al pasar del vapor de escape al vapor vegetal del segundo efecto de evaporación. La eficiencia exergética también mejora. El empleo de vapores vegetales de los otros efectos de evaporación para tachos de cocimiento convencionales implicaría agregar circulación forzada y adoptar diseños más modernos. El empleo de tachos continuos permitiría emplear vapores de hasta 86 °C (0,6 bar), lo que se traduciría en menores pérdidas y mayor eficiencia exergética.

En la tabla 7.17 se muestra, para los diferentes esquemas considerados de calentamiento- evaporación-cocimiento (CEC) los siguientes aspectos: el vapor de escape

(VE) total consumido, la disminución de dicho consumo relativa al esquema 0, la exergía perdida total, la disminución en % de exergía perdida respecto al esquema 0, la eficiencia exergética del conjunto CEC y el cociente entre la exergía perdida total y el consumo de VE para CEC.

La exergía perdida total se calcula como la suma de las exergías perdidas en las tres etapas del proceso de calentamiento, evaporación y cocimiento. Se observa una importante disminución de la exergía perdida total al pasar de un esquema a otro, llegando esta reducción al 33 % en el esquema 3 respecto al esquema 0.

Tabla 7.17 Comparación del balance de exergía en CEC

Esquema	VE total consumido (% en caña)	Disminución del VE consumido (%)	Exergía total perdida (kcal % en caña)	Disminución de exergía perdida (%)	Eficiencia exergética (%)
0	50,63	0,0 %	5 341	0,0 %	39,5 %
1	41,63	17,8 %	4 280	19,9 %	43,2 %
2	38,4	24,2 %	3 918	26,6 %	44,6 %
3	35,06	30,8 %	3 566	33,2 %	46,0 %

De igual modo se reduce el consumo de vapor de escape en CEC, obteniéndose para el esquema 3 una economía de prácticamente 31 % respecto al caso base.

La leve discrepancia entre estos dos valores se debe a que no se ha considerado la pérdida de exergía por el aislamiento, que crece al pasar de un esquema a otro debido al aumento de superficies de calentamiento. Se observa también que el esquema 3 presenta la mayor eficiencia exergética (46 %), superior al esquema 0 en 6,5 puntos, producto del mayor aprovechamiento exergético de sus flujos de salida.

También se cumple que para poder obtener una menor pérdida de exergía es necesario hacer inversiones de capital, que en este caso consisten en mayores superficies de evaporación para poder realizar extracciones de vapor vegetal, y mayores áreas de calentadores a causa del menor salto de temperatura entre los vapores vegetales y el jugo. En el caso del esquema 3, es necesario invertir en 3 110 m² de superficie de evaporación, lo

que equivaldría a poner una caja de evaporador de película descendente de 1 000 m² en paralelo con el primer efecto del esquema 0, y otra caja de evaporador Robert de 2 110 m² en paralelo con el segundo efecto del esquema 0 y 1 770 m² de superficie de calentamiento en total.

Debido a que los flujos de exergía representan potencias mecánicas o eléctricas equivalentes, el daño causado por las pérdidas de exergía puede ser calculado directamente a partir del precio de dichas energías. Del análisis exergético efectuado en los esquemas de calentamiento- evaporación- cocimiento de ingenios semejantes a los que se encuentran en Colombia, puede concluirse lo siguiente:

1. El balance exergético demuestra que también en la consideración de sistemas CEC constituye una herramienta apropiada para evaluar las pérdidas de capacidad de producir trabajo útil en estos sistemas. Complementa adecuadamente los balances de energía que no cuantifican esta variable.
2. Para obtener el efecto de calentamiento de jugo con la mínima pérdida de exergía, se debe hacer circular el jugo en contracorriente con los vapores del múltiple de evaporación, calentándolo en cada etapa hasta alcanzar una temperatura lo más cercana posible a la de los vegetales del cuerpo donde se realiza la extracción. Resulta beneficioso usar previamente condensados para la primera etapa de calentamiento. La menor pérdida de exergía de esta etapa se traduce luego en un menor consumo de vapor del conjunto CEC. Esta es una conclusión del análisis exergético. Para lograr estos valores es necesario incrementar las superficies de calefacción, lo que demanda inversiones y requiere al mismo tiempo determinar la magnitud óptima de la misma en función de los ahorros de combustible obtenidos.
3. La evaporación en múltiple efecto con extracciones de vapor vegetal de todos los cuerpos constituye una operación con buena eficiencia exergética. A mayor utilización de los vapores vegetales de menor contenido exergético (de los últimos vasos), menor será la pérdida de exergía en el múltiple. Pero será necesario efectuar inversiones de capital que en este caso consisten en aumentar la superficie de evaporación, área que no aumenta la capacidad de la instalación pues se seguirá realizando el mismo trabajo (concentrar el jugo de 15 a 66 °Brix), sino que solamente ahorrará exergía, y por consiguiente energía valiosa.
4. Con respecto al medio de calefacción empleado en la sección de cocimiento, se observa una disminución en la exergía perdida cuando se emplean como medio de

calefacción vapores de menor temperatura, produciéndose también una mejora en la eficiencia exergética. El empleo de tachos continuos permitiría emplear vapores de menor presión aún.

5. El consumo de vapor en CEC se reduce en igual proporción que la exergía perdida total en el sistema, y por consiguiente, en el caso extremo ideal de un proceso reversible (infinitos efectos con ΔT tendientes a 0), tanto la exergía perdida como el consumo de vapor tenderían a cero.
6. Finalmente, sin un mejoramiento del equipo, se pueden reducir las pérdidas de exergía, y con ella los costos de operación, solamente a través de una ampliación del equipo, es decir, de una inversión mayor.

7.4.1 Resultados obtenidos con la aplicación del balance termoenergético integral a diferentes centrales azucareros del país

Tabla 7.18 Consumos en área de potencia para diferentes centrales azucareros

Máquinas (kgv/tch)	CAI	Turbinas (kgv/tch)	Turbo (kgv/tch)	B.R. (kgv/tch)	B.vacío (kgv/tch)	Eyec. (kgv/tch)	Cons. total	I.G. (kgv/kg b)	Agua rep. (%)	Bag. sobr. (%)	Ef. cald. (%)
166,45	1	109,3	238,12	45,72	2,94	0,78	561,9	2,4	25	20	63
	2		511,84				511,84	3,13	10,2	5,3	75,5
139,3	3	30,3	217	33,2		0,35	426,7	2,23	4,8	15,6	61,2
	4	50,2	371	69,9			490	2,08	14	8,4	65,8
207,5	5			66,3			273,8	2,55	3,5	17	77,5
	6	122	397	25			510	2,3	2	0,53	76,6
40,8	7	92,28	358,1	1,2			500	1,97	0	17,5	63,96
65	8	35	269	4,97			496,7	2,1	16,7	10,6	66

258,4	9	51	187,2	23			403,8	2,35	8,17	2	58,22
135,2	10	123,5	192,2	64,58	2,05		517,75	2,23	3,2	15,3	65
125,5	11	123,9	212,5	31,3	2,01		495,2	2,22	14,4	15,1	69,1

Tabla 7.19 Consumo del área tecnológica para diferentes centrales azucareros

CAI	Calentadores (kgv/tch)	Preevap. (kgv/tch)	Múltiple (kgv/tch)	Duple (kgv/tch)	Tachos (kgv/tch)	Consumo total % en caña	% reduct.
1	100,2	171	149		185,5	66,6	6,5
2	50,1	312,6	68,3	165,7	207	56,4	0
3	94	100	190		124	53,5	17,2
4	139,5	416	109,6		205,8	69	10
5	121,7	213,7	120,0		303,3	56	48,5
6	184,1		480	27 (sec. de ref.)	225	59,5	23,4
7	59,66	98,8	231,1		328,3	67,6	17,68
8	78,56		193		182	54,7	0
9	149,5	179	134		225	57	23,6
10	140,5	120,52	139,8		247,4	57,2	8,54
11	59,3	120,5	139,8		247,8	57,3	8,54

Tabla 7.20 Distribución de la energía en el proceso (%)

CAI	Potencia	Proceso	Condensados	Otros	Pérdidas	Sec. de refinó
1	9,1	68,5	15,4	2,3	4,73	
2	9,25	59,48	11,43	3,88	16,19	
3	0,25	71,7	13,49	3,81	10,75	
4	6,32	80,5	11	2,11	2,0	
5	3,2	54,2	26	0,9	15	
6	10,4	60,6	14	1,87	10,1	2,67

7	4,53	69,8	20,27	3	2,01	
8	4,34	66	12,5	3,7	12,87	
9	5,5	12,87	2,53	14,07		
10	4,5	69,6	11,3	2,8	10,8	
11	5,74	65,24	11,96	2,32	14,8	

Relación de centrales azucareros (CAI):

1. Hermanos Amejeiras, Villa Clara (118,6 tch)
2. Jesús Suárez Gayol, Camagüey (288 tch)
3. Abel Santamaría, Villa Clara (110 tch)
4. América Libre, Santiago de Cuba (115 tch)
5. Salvador Rosales, Santiago de Cuba (74,5 tch)
6. José Martí, Pinar del Río (120 tch, con refinería)
7. López-Peña, Holguín (142 tch)
8. Pablo de la Torriente Brau, Pinar del Río (127 tch)
9. Aracelio Iglesias, Sancti Spíritus (105 tch)
10. Benito Juárez, Villa Clara (76 tch)
11. Roberto Ramírez, Granma (116 tch)

7.5 Gestión energética en una planta piloto para la producción de fármacos

Introducción

La situación actual por la que atraviesa Cuba hace evidente la necesidad de introducir cambios profundos en la economía del país para adaptarla a las nuevas condiciones. Uno de los renglones económicos más afectados es el energético, que comenzó a cesar en forma brusca el suministro seguro y económico de combustible. Por otra parte, en el mundo contemporáneo tienen cada vez mayor importancia las preocupaciones ecológicas vinculadas con la obtención y consumo de energía, en particular la procedente de los combustibles fósiles.

Para hacer frente a estas nuevas condiciones y dar respuesta a la problemática expuesta, es necesario rectificar la política energética del país. Para lograr este objetivo se exige un proceso de transformaciones profundas, costosas inversiones, reajustes en los hábitos de

vida y otros cambios importantes en los patrones culturales que rigen la demanda energética.

Los sistemas de cogeneración son definidos como sistema de producción conjunta de electricidad (o energía mecánica) y de energía térmica útil a partir de un único combustible. Este aprovechamiento simultáneo de electricidad y calor permite obtener elevados índices de ahorro energético, así como una disminución importante de la factura energética sin alterar el proceso productivo.

Un objetivo estratégico fundamental de la política energética en las condiciones actuales exige de la reconversión energética de la industria química. Dentro de esta industria está ocupando un lugar relevante la producción de medicamentos; en nuestro caso, el Centro de Bioactivos Químicos en la Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas se destaca por la producción de principios activos de amplio uso en la medicina humana y veterinaria, además de sus aplicaciones en la biotecnología.

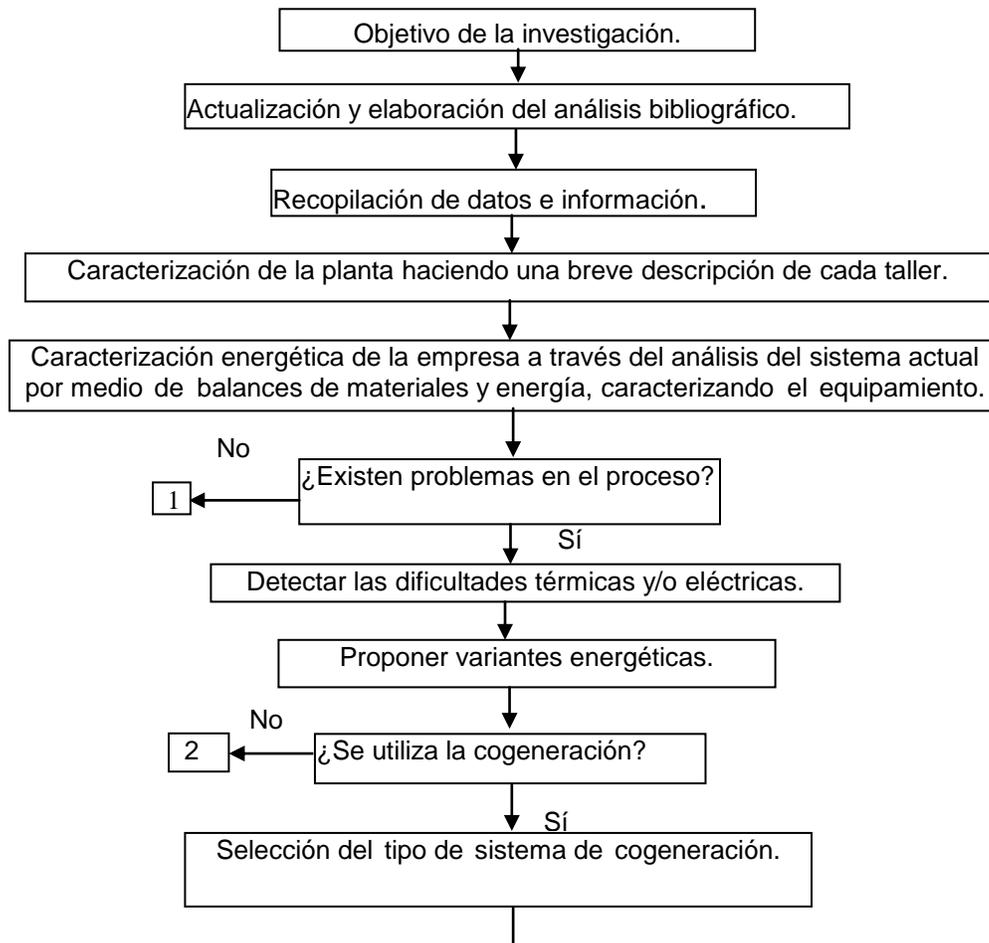
En el Laboratorio de Producción de este centro se obtienen fundamentalmente tres productos. El proceso tecnológico que se lleva a cabo requiere de un consumo elevado de electricidad, por lo que es necesario elevar la eficiencia energética con una adecuada correlación entre los equipos del proceso tecnológico y los de potencia, teniendo en cuenta métodos termodinámicos y económicos. Estos métodos termodinámicos deben partir del análisis de la primera y segunda leyes para llegar a resultados verdaderamente confiables y válidos.

Las técnicas de avanzada para la integración de procesos, y en particular las basadas en el análisis Pinch, proporcionan una metodología con fuertes bases termodinámicas y económicas para garantizar la integración y de esta manera asegurar la obtención de los beneficios energéticos y económicos. Asimismo, estas técnicas contribuyen a la reducción del impacto ambiental debido al ahorro de energía primaria que implican. Si tenemos en cuenta que para producir una unidad eléctrica por medios convencionales se necesitan tres unidades térmicas, mientras que en cogeneración se necesitan 1,5 unidades, la cantidad total de agentes contaminantes emitidos habrá disminuido en un 50 %.

La investigación recogida en el presente libro pretende hacer una evaluación de las condiciones energéticas en el Laboratorio de Producción para elevar la eficiencia energética, mediante la utilización de la integración de procesos como métodos generales y sistemáticos para el diseño de sistemas de producción integrados. Para ello se trazan los siguientes objetivos:

1. Analizar la situación energética en las condiciones actuales del proceso productivo para conocer las cargas térmicas y/o eléctricas.
2. Proponer las variantes termoenergéticas que pueden ser aplicadas en el Laboratorio de Producción, valorando la factibilidad económica de las mismas.
3. Propuestas de variantes termoenergéticas y análisis económico de las mismas.

A continuación se muestra el diagrama heurístico empleado en este trabajo:



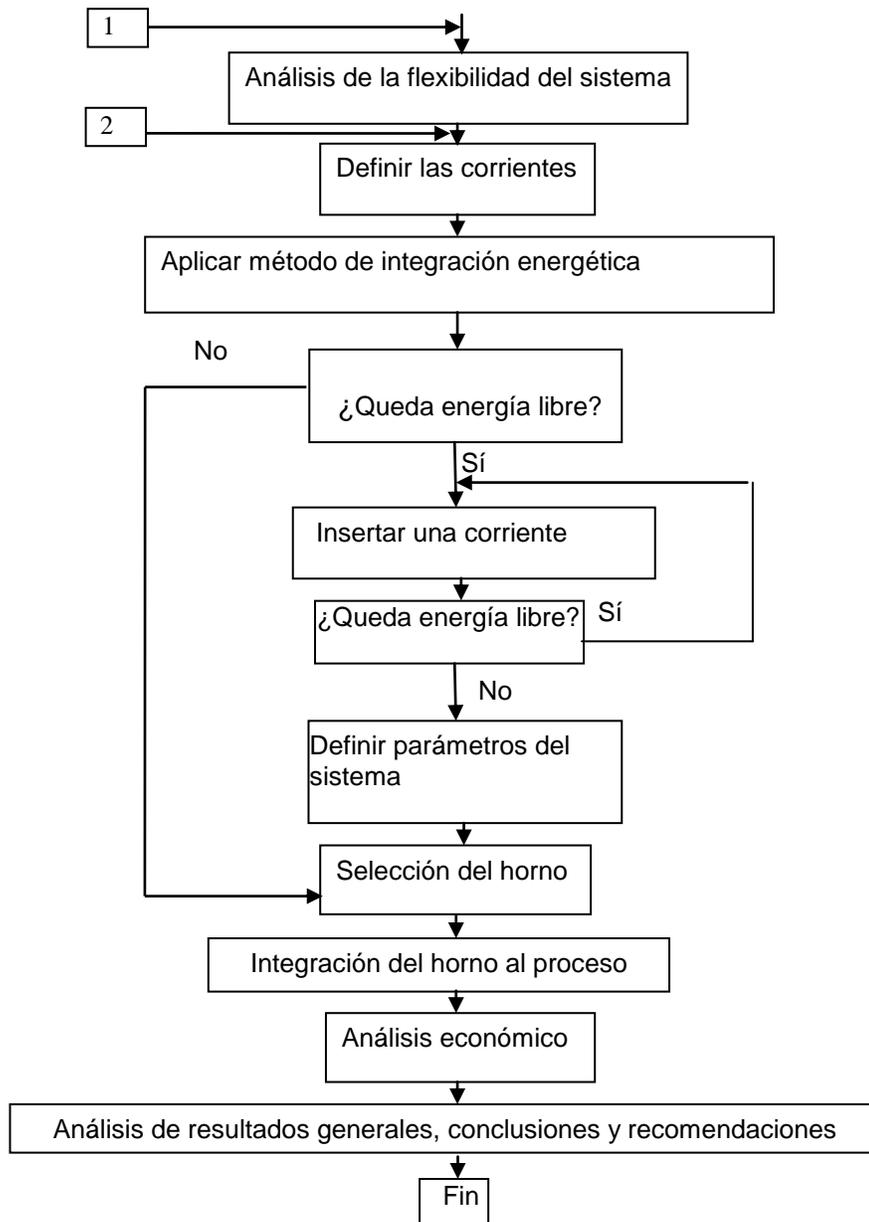


Figura 7.7 Diagrama heurístico general

Caracterización energética del Laboratorio de Producción

El Laboratorio de Producción está integrado por talleres independientes desde el punto de vista constructivo y tienen servicios comunes de agua, presión, clima y ventilación.

Los servicios de agua están localizados en la casa de bombas donde hay un suministro de agua industrial y agua potable. Las demandas de presión son de tipo vacío y son

satisfechas por dos bombas independientes situadas a cada lado del laboratorio. Los servicios de clima son de dos tipos: uno de 15 toneladas de capacidad que cubre los talleres de purificación de G-0, G-1 y UC-244; el otro tiene 5 toneladas de capacidad con un filtro absoluto que es utilizado en el taller de secado y envase.

La ventilación se manifiesta de dos formas: la extracción de aire que se emplea en el taller de Materia Prima y como campana en los talleres de síntesis de G-0, G-1 y UC-244; y la inyección de aire utilizada en los talleres de síntesis de G-0, G-1 y UC-244.

Existen servicios para la producción como el caso del control de procesos, que tiene equipos eléctricos como la balanza analítica, el baño de agua, la campana de extracción, un esterilizador por aire caliente, etc. También es importante tener en cuenta el alumbrado de interiores y exteriores.

Descripción de cada taller:

- Taller de materia prima: En este local se realizan operaciones de evaporación al vacío en cuatro evaporadores enchaquetados de acero inoxidable, cuyas temperaturas de trabajo oscilan entre 70 y 115 °C, y son alcanzadas por medio del bombeo de aceite térmico que ocurre a través de las chaquetas desde un recipiente de calentamiento que emplea resistencias eléctricas.
- Taller de síntesis y purificación de G-0: Aquí se realizan operaciones de síntesis donde el calor utilizado proviene del aceite térmico calentado en un baño que usa resistencias eléctricas para elevar su temperatura hasta 120 °C luego de ser bombeado desde un depósito. Luego, la mezcla reaccionante se enfría en cristalizadoras que son colocadas en neveras; posteriormente, los cristales de G-0 crudo son separados de la solución madre por medio de la centrifugación. Este producto es purificado empleando como medio de calentamiento agua a 70 °C, calentada en un baño con resistencias eléctricas; dicha solución se pone a cristalizar en condiciones similares que el G-0 crudo, mientras que los cristales de G-0 puro son separados de la solución madre por medio de la filtración al vacío. Estos cristales son secados en una estufa al vacío y posteriormente envasados para almacenarlos en neveras.
- Talleres de síntesis y purificación de G-1: La operación de síntesis transcurre a temperaturas entre 35 y 70 °C; esta mezcla reaccionante es filtrada al vacío y puesta a cristalizar en neveras. Para separar los cristales de G-1 crudo de la solución madre se filtra al vacío y después se purifican de forma similar que el G-0. Posteriormente,

hay una operación de recristalización realizada a 70 °C en un baño de agua con resistencias eléctricas. Por último, estos cristales son separados por filtración al vacío y secados en una estufa.

- Talleres de síntesis y purificación de UC-244: En ambos se realizan los mismos procedimientos de operación que son aplicados al G-0, con la diferencia de que la temperatura de la síntesis es de 140 °C y los cristales del crudo son separados por filtración al vacío.
- Planta de tratamiento de residuales: En estas instalaciones se procesan los residuales líquidos del laboratorio, excepto los albañales que pasan por gravedad a la laguna de la Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas. Los principales consumidores de electricidad son: la bomba de residuales que impulsa los mismos desde la cisterna hasta los tanques elevados, un motor con agitador en el mezclador, tres disolutores para preparar las soluciones y la bomba que riega los zeopónicos con el agua purificada.

Contabilidad energética

Se cuenta con los datos de consumo de electricidad mensual desde el año 1996 hasta 1999. A partir de estos valores es posible contar con las estadísticas de los últimos cuatro años.

Tabla 7.21 Estadísticas de consumo de electricidad (kWh) en el Laboratorio de Producción

Mes/Año	1996	1997	1998	1999	Prom. Mes/Año
Enero	12 608	7 160	4 360	5 136	7 316
Febrero	4 240	10 352	4 104	4 480	5 794
Marzo	7 224	9 936	5 016	7 872	7 512
Abril	6 544	8 040	5 196	12 584	8 091
Mayo	7 040	7 232	8 616	9 000	7 972
Junio	7 400	11 728	8 368	7 792	8 822
Julio	6 416	8 632	5 048	8 280	7 094
Agosto	5 016	3 256	3 792	5 664	4 432
Septiembre	10 104	8 320	4 296	10 944	8 416
Octubre	8 186	8 314	4 568	9 800	7 712
Noviembre	11 104	8 696	5 296	8 700	8 449

Diciembre	8 688	6 440	4 928	7 500	6 889
Total	94 552	98 106	63 588	97 752	88 499

Balance de energía en el Laboratorio de Producción en las condiciones actuales

La planta de producción utiliza dos medios de calentamiento fundamentales para el desarrollo de las operaciones con transferencia de calor: el agua y el aceite térmico. A continuación realizamos los balances energéticos en cada equipo teniendo en cuenta el fluido para la transferencia de calor.

Balances de energía en los equipos que utilizan agua:

Datos:

Temperatura máxima (salida) que alcanza el agua = 70 °C (T_2)

Temperatura mínima (entrada) del agua = 30 °C (T_1)

Calor específico (C_{pH_2O}) del agua a 70 °C = 4,19 kJ/kg °K

Densidad del agua a 70 °C (ρ_{H_2O}) = 978 kg/m³

$\Delta T = 40$ °C

q: Densidad de flujo (kW/m²); $q = Q/A$

Considerando que 1 kW-h/h \approx 1 kW

Utilizamos la ecuación para el cálculo del flujo de calor Q (kW) (Kern, 1978: 113).

$$Q = W \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2)$$

Donde:

W: Peso del fluido caliente (kg/h)

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente.

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente.

Tabla 7.22 Balance de energía en cada equipo que emplea agua

Equipo	A (m ²)	Vol. (m ³)	W (kg)	Q (kJ)	Q (kW)	Cant. equipos	ΣQ (kW)	q (kW/m ²)
Baño 1 plaza	0,384	0,154	150,61	25 242,47	7,012	1	7,012	18,260
Baño 2 plazas	0,621	0,203	198,53	33 274,29	9,242	1	9,242	14,882
Baño 4 plazas	0,619	0,242	236,67	39 666,89	11,01	2	22,036	35,599
Baño 30 L	0,091	0,03	29,34	13 245,24	3,679	6	22,074	241,24
$\Sigma Q_{ag} = 60,369$ kW								

Balance de energía en los equipos que utilizan aceite:

El aceite que se emplea en el laboratorio es el Purolub 22, cuyas características se resumen a continuación en la tabla 7.23.

Tabla 7.23 Principales características del aceite Purolub 22

Viscosidad			Punto de fluidez (°C)	Punto de inflam. C.A. (°C)	Densidad relativa (15 °C)
Grado ISO	CSt a 40 °C	CSt a 100 °C			
22	22,0	4,2	-6	210	0,860

Según el boletín *Maraven*, el calor específico está relacionado con el peso específico mediante la siguiente fórmula:

$$C_p = \frac{1}{\sqrt{s}} \cdot (0,403 + 0,00081 t)$$

Donde:

t: Temperatura (°C)

s: Peso específico a 15,6 °C

C_p: Calor específico en kcal/kg (°C)

El peso específico del aceite Purolub 22 a 15,6 °C es 858 kg/m³, medida según la ISO 758.

Temperatura de entrada del aceite: 30 °C

$$Q = W \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2)$$

Tabla 7.24 Balance de energía en cada equipo que emplea el aceite

Equipo	T. salida (°C)	ΔT (°C)	A (m ²)	C _p (kJ/kg °K)	Vol. (m ³)	W (kg)	Q (kJ)	Q (kW)	q (kW/m ²)
Baño 3 plazas	140	110	0,69	2,333	0,242	190,50	48 888,5	13,58	19,65
Baño 5 plazas	125	95	1,15	2,279	0,380	299,13	64 764,4	17,99	15,61
Baño M. prima	115	85	0,20	2,242	0,076	59,827	11 401,2	3,167	15,29
							ΣQ _{ac} = 34,737 kW		

Por tanto, la cantidad de calor entregada al proceso es:

$$Q = \Sigma Q_{ag} + \Sigma Q_{ac}$$

$$Q = 60,364 + 34,737$$

$$Q = 95,101 \text{ kW, asumiendo un 5 \% de pérdidas}$$

$$Q = 100,106 \text{ kW}$$

$$\text{Como } 1 \text{ kW}_T = 1 \text{ kWh, } Q = 101,106 \text{ kWh}$$

Propuestas de mejoras al sistema energético

A partir de la revisión bibliográfica y de acuerdo con la caracterización y contabilidad energética realizada al Laboratorio de Producción, se proponen dos variantes para sustituir las condiciones actuales: Variante No. 1, Variante No. 2 (caldera con motor alternativo) y Variante No. 3 (horno químico).

Cálculo de la caldera con motor alternativo (variante No. 2):

Para aplicar el análisis Pinch, es necesario calcular los datos de cada corriente:

Cálculo de la temperatura adiabática de la llama (t_a).

Características del combustible (Gas oil diesel):

$$C^a: \text{Contenido de carbono} = 85,5 \%$$

$$H^a: \text{Contenido de hidrógeno} = 13,0 \%$$

$$S^a: \text{Contenido de azufre} = 0,8 \%$$

$$O^a: \text{Contenido de oxígeno} = 0,3 \%$$

$$N^a: \text{Contenido de nitrógeno} = 0,4 \%$$

$$A^a: \text{Contenido de cenizas} = 0$$

$$W^a: \text{Contenido de humedad} = 0,1 \%$$

$$Q_i^a: \text{Poder calorífico inferior} = 41,7 \text{ MJ/kg comb.}$$

Volumen de aire teóricamente necesario:

$$V^o = 0,089 \cdot C^a + 0,226 H^a + 0,033 (S^a - O^a)$$

$$V^o = 0,089 \cdot 85,5 + 0,226 \cdot 13,0 + 0,033 \cdot (0,8 - 0,3)$$

$$V^o = 10,564 \text{ m}^3 \text{ N/kg comb.}$$

Cantidad de aire:

$$V_a = \alpha V^o B$$

$$\alpha: \text{Coeficiente de exceso de aire según Orsat} = 1,6$$

B: Cantidad de combustible

$$Q = 360\,381,6 \text{ kJ/h}$$

Calor latente del vapor (150 °C) = 2 120 kJ/kgv

Generación de vapor = $360\,381,6 / 2\,120 = 170$ kgv/h

Índice de generación = 14 kgv/kgc

$B = 170 / 14 = 12,14$ kgc/h = $3,37 \cdot 10^{-3}$ kgc/s

$V_a = 1,6 \cdot 10,564 \cdot 3,37 \cdot 10^{-3} = 0,0569$ m³N/kgc

Volumen de los gases triatómicos:

$VR_{O_2} = 0,0187 (C^a + 0,375 S^a)$

$VR_{O_2} = 0,0187 \cdot (85,5 + 0,375 \cdot 0,8)$

$VR_{O_2} = 1,604$ m³N/kgc

Volumen del vapor de agua:

$V^{\circ}_{H_2O} = 0,111 H^a + 0,0124 W^a + 0,0161 V^{\circ}$

$V^{\circ}_{H_2O} = 0,111 \cdot 13,0 + 0,0124 \cdot 0,1 + 0,0161 \cdot 10,564$

$V^{\circ}_{H_2O} = 1,444$ m³N/kgc

Volumen de los gases biatómicos:

$V^{\circ}_{N_2} = 0,79 V^{\circ} + 0,8 N^a / 100$

$V^{\circ}_{N_2} = 0,79 \cdot 10,564 + 0,8 \cdot 0,4 / 100$

$V^{\circ}_{N_2} = 8,349$ m³N/kgc

Volumen de los gases secos:

$V_{g,s} = VR_{O_2} + V^{\circ}_{N_2} + (\alpha - 1)V^{\circ}$

$V_{g,s} = 1,604 + 8,349 + (1,6 - 1) \cdot 10,564$

$V_{g,s} = 16,24$ m³N/kgc

$V_{H_2O} = V^{\circ}_{H_2O} + 0,0161 (\alpha - 1)V^{\circ} = 1,444 + 0,0161 \cdot (1,6 - 1) \cdot 10,564$

$V_{H_2O} = 1,546$ m³N/kgc

Flujo volumétrico de los gases quemados:

$V'_g = nB_{cal} V_g [(t_1 + 273) / 273]$

Donde:

n: Número de calderas = 1

B_{cal} : Gasto de combustible en la caldera (kg/s)

t_1 : Temperatura de salida de los gases = 170 °C

Densidad de los gases quemados = 1,322 kg/m³N

$V'_g = 1 \cdot 3,37 \cdot 10^{-3} \cdot 16,29 \cdot [(170 + 273) / 273]$

$V'_g = 0,096$ m³N/kgc

Flujo másico de los gases quemados = $0,096 \cdot 1,322 = 0,127$ kg/s

Aire:

$$t_o = 170 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Cp_a = 1,3 \text{ kJ/m}^3\text{N } ^\circ\text{K}$$

$$H_a = Cp_a \cdot t_o = 1,3 \cdot 170 = 221 \text{ kJ/m}^3\text{N } ^\circ\text{K}$$

$$V_a = \alpha V^o$$

$$V_a = 1,6 \cdot 10,565 = 16,902 \text{ m}^3\text{N/kgc}$$

$$H_a = V_a Cp_a \cdot t_o$$

$$H_a = 2 \text{ 197,312}$$

$$Q^i + H_a = 43 \text{ 897,312}$$

$$t_a = \frac{Q^i + V_a Cp_a t_o + Cp_c t_c}{\sum_{i=1}^n (V_i \cdot Cp_i)} \text{ [} ^\circ\text{C]}$$

Como se observa en la fórmula anterior, no es posible conocer el denominador, pues las capacidades térmicas específicas de los productos son función de la temperatura (t_a); por ello se aplica un método indirecto que es uno de los más utilizados y consiste en confeccionar una tabla de la variación de la entalpía (H) de los productos con temperatura t_a a partir del balance de entalpías.

Tabla 7.25 Variación de la entalpía de cada producto con la temperatura

Productos/t (°C)	1 400	1 500	1 600
CO ₂			
Cp	2,313	2,335	2,355
h = Cpt	3 238,2	3 502,5	3 768,0
H = Vh	5 168,16	5 589,99	6 013,72
H ₂ O			
Cp	1,828	1,852	1,876
h = Cpt	2 559,2	2 778,0	3 001,6
H = Vh	3 695,48	4 011,43	4 334,30
N ₂			
Cp	1,434	1,444	1,452
h = Cpt	2007,6	2 166,0	2 323,2
H = Vh	26 813,50	28 929,09	31 028,65

O ₂	1,520	1,529	1,537
Cp	2 128,0	2 293,5	2 459,2
h = Cpt	2 832,3	3 052,6	3 273,2
H = Vh			
Hg	38 509,4	41 583,1	44 649,8

La entalpía para $t_0 = 170\text{ }^\circ\text{C}$ se encuentra entre $1\ 500$ y $1\ 600\text{ }^\circ\text{C}$.

Interpolación:

t: Entre $1\ 500$ y $1\ 600\text{ }^\circ\text{C}$

H_g: Entre $41\ 583,11$ y $44\ 649,86$

$$\Delta t = 1\ 600 - 1\ 500 = 100\text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta H_g = 44\ 649,86 - 41\ 583,11 = 3\ 066,75\text{ kJ/kg}$$

$$\Delta H_{g\text{calc}} = 43\ 897,31 - 41\ 583,11 = 2\ 314,2\text{ kJ/kg}$$

$$\Delta t_{\text{calc}} = 75,46\text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_a = 1\ 500 + \Delta t_{\text{calc}} = 1\ 500 + 75,46 = 1\ 575,16\text{ }^\circ\text{C}$$

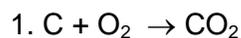
En la práctica esta temperatura no se logra, pues a altas temperaturas ocurre una disociación de la reacción. Estas son endotérmicas, reducen el calor disponible en la llama y de forma general reducen esta temperatura en un 10 % aproximado de la calculada.

Por tanto:

$$t_a = 1\ 417\text{ }^\circ\text{C}$$

Para el planteamiento del balance material de los procesos de combustión, se parte generalmente de una serie de reacciones sencillas de oxidación de los elementos que componen el combustible.

Para la combustión completa del carbono:



El oxígeno que acompaña al combustible se supone que está combinado con el hidrógeno, por lo que en cierta medida disminuye los requerimientos de oxígeno para la combustión. También se supone que el nitrógeno del combustible pasa a los productos de la combustión, saliendo junto con el que acompañaba al aire, que no reacciona.

El contenido (%) de estos productos en los gases secos cuando se quema totalmente el combustible, se determina con ayuda de las fórmulas:

$$CO_2 = (V_{CO_2}/V_{g,s})100$$

$$SO_2 = (V_{SO_2}/V_{g,s})100$$

$$RO_2 = (V_{RO_2}/V_{g,s})100$$

$$N_2 = 100 - RO_2 - O_2$$

$$O_2 = 21 - \beta RO_2 - RO_2$$

β : La característica del combustible sólido y líquido

$$\beta = 2,35 (H^a - 0,126 O^a + 0,04 N^a)/(C^a + 0,375 S^a)$$

$$V_{CO_2} = 0,01867 C^a$$

$$V_{CO_2} = 0,01867 \cdot 85,5 = 1,596 \text{ m}^3\text{N/kgc}$$

$$CO_2 = (1,596/16,29)100 = 9,79 \%$$

$$V_{SO_2} = 0,007 S^a$$

$$V_{SO_2} = 0,007 \cdot 0,8 = 0,0056 \text{ m}^3\text{N/kgc}$$

$$SO_2 = (0,0056/16,29)100 = 0,034 \%$$

$$RO_2 = (1,604/16,29)100 = 9,85 \%$$

$$\beta = 2,35 (13,0 - 0,126 \cdot 0,3 + 0,04 \cdot 0,4)/(85,5 + 0,375 \cdot 0,8) = 0,354$$

$$O_2 = 21 - 0,354 \cdot 9,85 - 9,85 = 7,66 \%$$

$$N_2 = 100 - 9,85 - 7,66 = 82,49 \%$$

$$100 = SO_2 + CO_2 + N_2 + H_2O$$

$$H_2O = 100 - SO_2 - CO_2 - N_2 = 7,68 \%$$

Masa del vapor:

$$Q = m_v \lambda$$

$$m_v = Q/\lambda = 360\,381,6/2\,024 = 178,05 \text{ kg/h} = 0,049 \text{ kg/s}$$

Masa de agua:

$$m_{H_2O} = m_v + 5 \% m_v, \text{ asumiendo un } 5 \% \text{ de pérdidas}$$

$$m_{H_2O} = 0,0514 \text{ kg/s}$$

Capacidad térmica específica de la mezcla de gases de combustión:

A continuación, en la tabla 7.26 se incluyen algunas propiedades termodinámicas de los gases.

Tabla 7.26 Propiedades termodinámicas de los gases

Producto	Cp a 1 417 °C (kJ/kg °K)
----------	-----------------------------

N ₂	1,2 626
CO ₂	1,3 510
H ₂ O	2,7 113

Para el SO₂:

$$C_p = a + bT + cT^2 \quad a = 6,945 \quad b = 10,01 \cdot 10^{-3} \quad c = -3,794 \cdot 10^{-6}$$

$$C_p = 23,86 \text{ cal/mol } ^\circ\text{K} = 1,559 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K}$$

$$C_{p_{\text{Mezcla}}} = \sum X_i \cdot C_{p_i} \quad (23)$$

$$C_{p_{\text{Mezcla}}} = 1,396 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K}$$

Tabla 7.27 Datos de las corrientes

Corriente	Flujo (kg/s)	Cp (kJ/kg °C)	t ₁ (°C)	t ₂ (°C)	ΔH (kJ/kg)
Gases	0,127	1,396	1 417	170	-
Agua	0,0514	4,19	110	179	-
Vapor	0,049	-	179	179	2 024

Se aplicó el método de integración a la caldera propuesta, con ayuda del software Target II.

Se comenzó la valoración a partir de una $\Delta t_{\text{min}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ y a continuación se muestran los resultados obtenidos para las corrientes planteadas. Los gráficos para este sistema indican que queda energía libre en los gases para incorporar la corriente de agua de alimentación a la caldera (80 – 110 °C).

Tabla 7.28 Datos de las corrientes del sistema

Corriente	Flujo (kg/s)	Cp (kJ/kg °C)	t ₁ (°C)	t ₂ (°C)	ΔH (kJ/kg)
Gases	0,127	1,396	1 417	170	-
Agua	0,0514	4,19	110	179	-
Vapor	0,049	-	179	179	2 024
Agua	0,0514	4,19	80	110	-

Para este nuevo sistema la temperatura umbral es 849,2 °C y el pinch se encuentra localizado a 1 417 °C, lo que indica que todo el calor es absorbido por debajo del pinch. Los gráficos se muestran en el anexo No. 10, y los resultados se muestran a continuación:

Datos de la caldera:

Masa del vapor = 0,049 kg/s

T = 150 °C, λ = 2 120 kJ/kg

U_D (para gas – agua)

$$U_D = 25 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F} = 141,75 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 - \Delta t_1$$

$$\text{MLDT} = \text{-----}$$

$$2,3 \log \Delta t_2 / \Delta t_1$$

Tabla 7.29 Temperaturas de los fluidos calientes y fríos

Fluido caliente		Fluido frío		
T_1	1 417 °C	t_2	30 °C	$\Delta t_2 = 1\,387 \text{ }^\circ\text{C}$
T_2	849,2 °C	t_1	110 °C	$\Delta t_1 = 739,235 \text{ }^\circ\text{C}$

$$1\,417 - 739,2$$

$$\text{MLDT} = \text{-----}$$

$$2,3 \log 1\,417 / 739,2$$

$$\text{MLDT} = 1\,031 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = m \cdot \lambda = 0,049 \cdot 2\,120 = 103,80 \text{ kJ/s} = 103,80 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$Q \quad 103,80 \cdot 10^3$$

$$A = \text{-----} = \text{-----}$$

$$U_D \cdot \text{MLDT} \quad 141,75 \cdot 1\,031$$

$$A = 0,71 \text{ m}^2$$

Con los datos obtenidos se encontró en catálogos la caldera que satisface las especificaciones calculadas, los datos son los siguientes:

Caldera serie VAP:

Masa de vapor = 250 kgv/h

Potencia = 176 kW

Sistema de tratamiento del agua con una producción de 4,8 m³/día.

Horno químico (variante No. 3):

El horno químico se calcula con la ayuda del método de Lobo y Evans, como se reflejó en la revisión bibliográfica.

Cálculo del total de aceite necesario:

Para el cálculo del área del depósito de aceite se emplean las siguientes ecuaciones:

$$Q = U_D \cdot A \cdot \text{MLDT}$$

$$Q = W \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donde:

U_D : Coeficiente total de transferencia de calor en general (BTU/(h)(pie²) (°F)

A: Superficie de transferencia de calor (pies²)

MLDT: Media logarítmica de la diferencia de temperatura (°F)

U_D para sustancias orgánicas pesadas (fluido caliente) y sustancias orgánicas ligeras (fluido frío)) de la tabla 8 (Kern, 1978).

$U_D = 30$ a 60 BTU/h pie² °F, tomamos un valor medio 45 BTU/h pie² °F

$$\Delta t_2 - \Delta t_1$$

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \log \Delta t_2 / \Delta t_1}$$

$$2,3 \log \Delta t_2 / \Delta t_1$$

Tabla 7.30 Temperaturas de los fluidos caliente y frío

Fluido caliente		Fluido frío		
T_1	140 °C	t_2	30 °C	$\Delta t_2 = 110$ °C
T_2	130 °C	t_1	95 °C	$\Delta t_1 = 35$ °C

$$110 - 35$$

$$MLDT = \frac{110 - 35}{2,3 \log 110 / 35}$$

$$2,3 \log 110 / 35$$

$$MLDT = 65,671$$
 °F

$$Q = 100,106$$
 kW, 1 kW = 56,88 BTU/min.

$$Q = 341\ 641,75$$
 BTU/h

Despejando la ecuación:

$$A = 115,783$$
 pie²

$$A = 10,756$$
 m²

Densidad de flujo (q):

$$Q = 101,106$$
 kW

$$q = 9,399$$
 kW/m

$$A = 10,756$$
 m²

Cálculo de la masa de aceite:

$$Q = W \cdot C_p \cdot \Delta T \quad Q = U_D \cdot A \cdot MLDT$$

Igualando ambas ecuaciones:

$$W \cdot C_p \cdot \Delta T = U_D \cdot A \cdot MLDT$$

$$W = 5\,575,980 \text{ lb/h}$$

$$W = 2\,531,495 \text{ kg/h}$$

$$W = 2,950 \text{ m}^3/\text{h} = 2\,950 \text{ L/h} = 49,166 \text{ L/mín} = 0,7 \text{ kg/mín}$$

Cálculo del horno:

Método de Lobo y Evans:

Es necesario aclarar que la mayor parte de las unidades están en sistema inglés porque las figuras utilizadas están expresadas en estas unidades.

$$\text{Carga total} = 341\,641,75 \text{ BTU/h} = 101,106 \text{ kW}$$

$$\text{Poder calorífico inferior del combustible} = 17\,927,7 \text{ BTU/kg} = 41,7 \text{ MJ/kg}$$

$$\text{Tubos de 2 pies de longitud} = 60,96 \text{ cm}$$

$$\text{Exceso de aire} = 50 \% (34,88 \text{ lb aire/lb comb.})$$

$$\text{Eficiencia total} = 0,8 \%$$

$$\text{Temperatura de precalentamiento del aire} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura promedio del tubo (T}_s\text{): Se estima en } 427 \text{ }^\circ\text{C}$$

Velocidad radiante promedio permisible para hornos de calentamiento = 12 500 BTU/h pie²

$$\text{Cálculo de la entalpía del aire a } 30 \text{ }^\circ\text{C} (303,15 \text{ }^\circ\text{K})$$

Según datos del reporte de meteorología:

$$\text{Temperatura de bulbo seco} = 24 \text{ }^\circ\text{C} (75,2 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$\text{Humedad absoluta} = 17,07 \text{ g/m}^3$$

$$\text{Razón de mezcla} = 1,38 \cdot 10^{-2} \text{ lb agua/lb aire}$$

Con la temperatura a 75,2 °F y la razón de mezcla de $1,38 \cdot 10^{-2}$ lb agua/lb aire en el diagrama psicométrico, se busca el por ciento de humedad que es de 70 %. Con dicha temperatura se conoce la humedad de saturación igual a 0,018 lb agua/lb aire.

$$Y = (0,0138/0,018) \cdot 100 = 76,6 \%$$

Con la temperatura, la entalpía de aire seco es de 10 BTU/lb aire seco. Para aire saturado es 31 BTU/lb aire seco, interpolando para la humedad 76,6 %:

$$H' = 10 + (31 - 10) \cdot 0,766 = 26,086 \text{ BTU/lb aire seco}$$

Para propósitos de orientación, uno puede estimar el número de tubos requeridos en la sección radiante, suponiendo que:

$$Q/\alpha A_{cp} = 2 \cdot \text{flujo promedio} = 2 \cdot 12\,500 = 25\,000 \text{ BTU/h pie}^2$$

Se considera el factor total de intercambio como 0,57; entonces:

$$\Sigma Q/\alpha A_{cp} F = 25\,000/0,57 = 43\,859,649 \text{ BTU/h pie}^2$$

Con una temperatura de los tubos a 427 °C, se requerirá una temperatura de 954 °C en los gases de salida para que se efectúe tal flujo de calor. La carga para enfriar los gases del horno a 954 °C puede calcularse, y determinarse el número de tubos requeridos como primera aproximación del diseño.

$$\text{Calor liberado por el combustible } (Q_F) = 341\,641,75$$

$$Q_F = 427\,052,18 \text{ BTU/h}$$

$$\text{Cantidad de combustible} = 23,82 \text{ lb/h} = 10,8 \text{ kg/h}$$

$$\text{Aire requerido} = 23,82 \cdot 34,88 = 830,84 \text{ lb/h} = 376,869 \text{ kg/h}$$

Calor liberado por el aire (Q_A):

$$Q_A = 830,84 \cdot 23,82 = 19\,790,646 \text{ BTU/h}$$

El calor sensible en el vapor usado para atomizar el combustible es despreciable.

$$Q_F + Q_A = 427\,052,18 + 19\,790,646 = 446\,842,82 \text{ BTU/h}$$

Pérdidas de calor a través de las paredes del horno (Q_W):

$$Q_W = 2 \% Q_F = 0,02 \cdot 427\,052,18 = 8\,541,04 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{\text{neto}} = Q_F + Q_A - Q_W = 446\,842,82 - 8\,541,04 = 438\,301,78 \text{ BTU/h}$$

Calor en los gases de salida, Q_G a 950 °C (1 742 °F), 50 % de exceso de aire, 476 BTU/lb de gas.

$$Q_G = 476 (23,82 + 830,84) = 406\,818,16 \text{ BTU/h}$$

Carga total en la sección radiante (Q):

$$Q = Q_{\text{neto}} - Q_G = 438\,301,78 - 406\,818,16 = 31\,483,62 \text{ BTU/h}$$

Superficie/tubo (A):

$$A_t = W/v$$

Donde:

W: Flujo de aceite

v: Velocidad del aceite

$$A_t = 819,59 \cdot 10^{-6} / 2,75 = 298,032 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$A_t = \frac{\pi(DE)^2}{4}$$

$$DE = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 298,032 \cdot 10^{-6}}{3.1416}}$$

$$DE = 0,019 \text{ m} = \frac{3}{4} \text{ pulg} = 0,0636 \text{ pie}$$

$$A = L \cdot \pi \cdot DE = 2 \cdot 3,1416 \cdot 0,0636 = 0,399 \text{ pies}^2$$

Número estimado de tubos (N_t)

$N_t = 7$, se colocan 8 tubos para que la cantidad de los mismos sea uniforme en ambas hileras. Por tanto, $N_t = 8$

Equivalente de la superficie plana fría (A_{CP}):

Distancia de centro a centro: $P_t = 1,25$ a $1,5$ DE

$$P_t = 1,25 \cdot 0,0636 = 0,0795 \text{ pie} = 2,42 \text{ cm}$$

$$A_{CP} \text{ por tubo} = 0,0795 \cdot 2 = 0,159 \text{ pie}^2$$

$$\text{Razón de centro a centro/DE} = 0,0795/0,0636 = 1,25$$

Factor de efectividad (α):

Total α para una hilera cuando están presentes dos, sostenidas por refractarios:

$$\alpha = 0,92$$

$$\alpha A_{CP}/\text{tubo} = 0,92 \cdot 0,159 = 0,146 \text{ pie}^2$$

$$\alpha A_{CP} = 8 \cdot 0,146 = 1,17 \text{ pies}^2$$

Emisividad del gas $\varepsilon_G = 0,489$, según experiencias.

Diámetro de los cabezales = 1 pulg = 2,54 cm

Área del horno:

Área de los laterales:

$$A_1 = \frac{a+c}{2} \cdot h = \frac{0,55+0,45}{2} \cdot 0,50 = 0,25 \text{ m}^2 \quad A_1 \cdot 2 = 0,5 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{1,70+0,70}{2} \cdot 0,50 = 0,6 \text{ m}^2 \quad A_2 \cdot 2 = 1,2 \text{ m}^2$$

Área del fondo:

$$A_f = 1,7 \cdot 0,55 = 0,935 \text{ m}^2 = 30 \text{ pies}^2$$

Área del techo:

$$A_t = \text{Área tapa} - \text{Área del círculo de la chimenea} = 0,7 \cdot 0,45 - 2 \cdot 3,1416 \cdot (0,16)^2 = 0,155 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{Horno}} = 0,5 + 1,2 + 0,935 + 0,155 = 2,79 \text{ m}^2$$

Área de la chimenea:

$$A_{ch} = Q_g/V_g = 0,096/1,524 = 0,0629 \text{ m}^2$$

$$DE = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0629}{3,1416}}$$

$$DE = 0,28 \text{ m}$$

El diámetro de la chimenea en el fondo es de 0,32 m.

$$A_R = A_{\text{Horno}} - \alpha A_{CP} = 28,83 \text{ pies}^2$$

$$A_R/\alpha A_{CP} = 30/1,17 = 25,64$$

A partir de la figura 19.15 de *Procesos de transferencia de calor*, de Donald Q. Kern, se obtiene F (factor total de intercambio):

$$F = 0,85$$

Comprobación de la temperatura requerida del gas para desarrollar la carga en la superficie supuesta:

$$\Sigma Q = 31\,483,62 \text{ BTU/h}$$

$$\Sigma Q/\alpha A_{cp} F = 31\,483,62/1,17 \cdot 0,85 = 31\,657,737$$

$$T_G \text{ requerida } (T_S = 427 \text{ }^\circ\text{C}) = 890 \text{ }^\circ\text{C}$$

Este valor se compara con $954 \text{ }^\circ\text{C}$ supuestos en el balance de calor.

Esta prueba indica que se obtendrá un rendimiento de más de $31\,483,62 \text{ BTU/h}$, ya que esta carga enfría los gases a $954 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que el flujo correspondiente a esta podría efectuarse a una temperatura de los gases a $890 \text{ }^\circ\text{C}$. Realmente estos valores son muy cercanos, y no necesita cambiarse el número de tubos en el horno.

Cálculo de la caída de presión de la bomba:

$$\text{Longitud de tubería } (L) = 100 \text{ m}$$

$$\text{Diámetro de la tubería} = 2,54 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$\rho = 858 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 4,2 \text{ cSt} = 4,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu = \mu/\rho$$

$$\mu = \nu\rho$$

$$\mu = 4,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \cdot 858 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$Re = 16\,674 > 4\,000$, es un régimen turbulento.

$$H = \Delta Z + \frac{\Delta P}{\rho g} + \Delta \left(\frac{\alpha v^2}{2g} \right) + hp$$

Donde:

H: Altura de presión total desarrollada por la bomba

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = 0, \text{ porque todos los recipientes son cerrados}$$

$$Z_1 = 0,2 \text{ m}; Z_2 = 1,2 \text{ m}$$

$$\Delta Z = 1 \text{ m}$$

$$\alpha_2 = 1, \text{ para régimen plenamente turbulento}$$

$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = 0$, porque la velocidad en la succión de la bomba se considera con un valor igual

a cero.

$$h_p = \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{v^2}{2g}$$

$e = 0,2$ mm para tubos de acero soldados con corrosión insignificante.

$$e/D = 0,0787 \cdot 10^{-2}$$

Con e/D y Re , $f = 0,0285$

$$\sum K$$

Válvula de la cuña: $5 = 6 \cdot 5 = 30$

Válvula del globo: $16 = 0,17 \cdot 16 = 2,72$

Codo 90°: $6 = 0,75 \cdot 6 = 4,5$

Te estándar: $6 = 1 \cdot 16 = 16$

$$\sum K = 53,22$$

$$h_p = \left(0,0285 \frac{100}{2,54 \cdot 10^{-2}} + 53,22 \right) \frac{(2,75)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_p = 63,762$$

$$H = 1 + \left(\frac{(2,75)^2}{2 \cdot 9,81} \right) + 63,762$$

$$H = 65,147 \text{ m}$$

$$N = \frac{H \rho g Q}{\eta 1000}$$

Donde:

N: Potencia consumida por el motor (kW)

Q: Caudal volumétrico (m^3/s)

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

η : Rendimiento total de la instalación de bombeo

$$Q = vA$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (2,54 \cdot 10^{-2})^2}{4} = 0,05 \text{ m}^2$$

$$Q = 2,75 \cdot 0,05 = 0,137 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N = \frac{65,147 \cdot 858 \cdot 9,81 \cdot 0,137}{0,7 \cdot 1000}$$

$$N = 52,68 \text{ kW}$$

$N_{inst.} = \beta N$, β es la potencia de reserva de Pávlov, ejemplificada en la tabla 2.1 del libro *Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química*.

$$\beta = 1,1$$

$$N_{inst.} = 1,1 \cdot 52,68 = 57,95 \text{ kW}$$

Especificaciones del horno:

$$\text{Área superficial} = 2,79 \text{ m}^2$$

$$\text{Número de tubos} = 8$$

$$\text{Diámetro de los tubos} = \frac{3}{4} \text{ pulg.}$$

$$\text{Longitud de los tubos} = 0,609 \text{ m}$$

$$\text{Diámetro superior de la chimenea} = 0,28 \text{ m}$$

Análisis económico

Para hacer el análisis se toman los costos de la variante actual como ahorros, por lo que son ingresos en el cálculo de los indicadores económicos. El valor de los ingresos será de \$ 19 004,039/año por concepto de ahorro de más de \$ 15 189,682 por venta de los equipos, por lo que el valor total será de \$ 34 193,72.

Variante No. 1:

Equipamiento:

$$3 \text{ bombas } (\$ 163 \text{ cada una}) = \$ 489$$

$$3 \text{ motores eléctricos } (\$ 1 242) = \$ 3 726$$

$$8 \text{ motores agitadores } (\$ 80,72) = \$ 645,76$$

$$1 \text{ baño de agua de 2 plazas} = \$ 4 700$$

$$2 \text{ baños de agua de 4 plazas } (\$ 13 255) = \$ 26 510$$

$$1 \text{ tanque de calentamiento de aceite} = \$ 9 841,65$$

$$1 \text{ baño de aceite de 3 plazas con depósito} = \$ 11 407$$

$$1 \text{ baño de aceite de 5 plazas con depósito} = \$ 14 577$$

$$1 \text{ baño de agua de una plaza} = \$ 4 052$$

$$\text{Equipamiento} = \$ 75 948,41$$

$$\text{Electricidad} = 100,106 \text{ kWh/h} \cdot \$ 0,06/\text{kWh} \cdot 8\text{h/día} \cdot 264 \text{ días/año} = \$ 12 672/\text{año}$$

Aceite = $0,698 \text{ m}^3/2 \text{ años} \cdot \$ 734/\text{m}^3 = \$ 256,166/\text{año}$

Agua = $0,63 \text{ m}^3/7 \text{ días} \cdot 264 \text{ días/año} \cdot \$ 0,1/\text{m}^3 = \$ 2,376/\text{año}$

Mantenimiento (8 % equipamiento) = \$ 6 075,873

Depreciación (10 % equipamiento) = \$ 7 594,841

Costo total = Electricidad + Mantenimiento + Aceite

Costo total = \$ 19 004,039

Valor residual (20 % equipamiento) = \$ 15 189,682

Variante No. 2:

Equipamiento:

Caldera = \$ 46 935

Tanque de condensados = \$ 3 000

Tuberías (acero comercial sin costuras) = $50 \text{ m} \cdot \$ 3,30/\text{m} = \$ 165$

Sistema de tratamiento del agua = \$ 20 000

Equipamiento = \$ 70 100

Instalación (10 % equipamiento) = \$ 7 010

Instalación de electricidad (8 % equipamiento) = \$ 5 608

Combustible = $12,132 \text{ kg/h} \cdot 1 \text{ ton}/1 000 \text{ kg} \cdot \$ 156,2/\text{ton} \cdot 8\text{h}/\text{días} \cdot 264 \text{ días/año} =$
\$ 402,24/año

Agua = $0,0485 \text{ kg/s} \cdot 1/996 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 3 600 \text{ s/h} \cdot \$ 8\text{h}/\text{día} \cdot \$ 264 \text{ días/año} = 369,5 \text{ m}^3/\text{año}$
 $369,5 - 23,76 = 345,74 \text{ m}^3/\text{año} \cdot \$ 0,1/\text{m}^3 = \$ 34,574/\text{año}$

Productos químicos = $345,74 \text{ m}^3/\text{año} \cdot 30 \text{ ml}/\text{m}^3 = 10,37 \text{ L/año} \cdot \$ 1,8/\text{año} = \$ 18,66/\text{año}$

Depreciación (10 % de inversión fija) = \$ 8 271,8

Total de costos = Combustible + agua + productos químicos

Total de costos = \$ 4 055,479/año

Inversión fija = Equipamiento + Instalación + Instalación eléctrica

Inversión fija = \$ 82 718

Inversión total = Inversión fija + 0,1 Inversión total

Inversión total = $\text{Inversión fija}/0,9 = 81 718/0,9 = \$ 91 908,888$

Variante No. 3:

Equipamiento:

Horno = \$ 40 507

Instalación (10 % equipamiento) = \$ 4 050,7

Instalación eléctrica (8 % equipamiento) = \$ 3 240,56

Combustible = $10,8 \text{ kg/h} \cdot 1 \text{ ton}/100 \text{ kg} \cdot \$ 156,2/\text{ton} \cdot 8\text{h}/\text{día} \cdot 264\text{días}/\text{año} = \$ 3 562,85$

Aceite = $0,06 \text{ m}^3/\text{año} \cdot 4 \text{ cambios} = 0,24 \text{ m}^3/\text{año} \cdot \$ 734/\text{m}^3 = \$ 176,16/\text{año}$

Depreciación (10 % inversión fija) = \$ 4 779,82

Inversión fija = Equipamiento + Instalación + Instalación eléctrica = \$ 47 798,26

Costo total = Combustible + aceite = \$ 3 739

Inversión total = \$ 53 109,177

Utilizando el Microsoft Excel, los resultados obtenidos para los indicadores de rentabilidad utilizados son:

Variante No. 2:

VAN = \$ 128 992

TIR = 32 %

PRD = 4,2 años

Variante No. 3:

VAN = \$ 165 849,5

TIR = 57 %

PRD = 2,4 años

Variante No. 1:

La caracterización y la contabilidad energéticas realizadas al Laboratorio de Producción permitieron conocer que existen problemas en las condiciones actuales desde el punto de vista energético y medioambiental. Esto se manifiesta por la falta de integración energética de los equipos de transferencia de calor al encontrarse disgregados en cada taller para cada una de las aplicaciones. Esto provoca mayores costos en la operación de los mismos, además de que implica en los talleres la presencia de un entorno con exposición a temperaturas elevadas y emanación de gases tóxicos provenientes del aceite térmico.

Las estadísticas energéticas en los últimos cuatro años reflejan la irregularidad de los consumos eléctricos por meses, donde sobresalen junio, septiembre y noviembre como los picos máximos en el consumo anual, lo que constituye un resultado de la característica de la producción por pedidos.

Los balances de energía en el Laboratorio de Producción en las condiciones actuales reflejan que el 63 % de la cantidad de calor entregada al proceso se realiza con el empleo de agua como fluido de transferencia de calor, y el resto mediante el uso de aceite térmico.

Variante No. 2:

En la integración de la caldera al proceso se plantean tres corrientes: una caliente (gases) y dos frías (agua y vapor) que se procesaron con la ayuda del software Target II. Los

gráficos indican que hay energía remanente que puede utilizarse en el precalentamiento del agua de alimentación, encontrándose un punto de pellizco a 1 417 °C. Se incorpora otra corriente y al procesar este sistema se reporta entonces una temperatura umbral a 849,2 °C, mientras que el pinch se mantiene a 1 417 °C. Esto indica que todo el calor es absorbido por debajo del pinch, lo cual corrobora la validez del método y que el proceso es factible desde el punto de vista termodinámico.

Basado en las especificaciones de la caldera, con una masa del vapor = 176,4 kgv/h, y una presión de vapor = 7 ata, se puede acceder a una unidad de características aproximadas:

Caldera serie VAP:

Vaporización = 250 kgv/h

Potencia = 176 kW

Volumen de agua total = 12,31 L

Sistema de tratamiento del agua:

Producción diaria neta: 4,8 m³

Variante No. 3:

De los datos obtenidos en el sistema centralizado, se obtiene una densidad de flujo dos o tres veces menor que para la variante No. 1. Esto ocurre como consecuencia de que los talleres están distantes del área de generación eléctrica, y para evitar los altos costos del bombeo de aceite se procedió a una instalación más cercana, por lo que no pueden utilizarse los gases de la combustión del motor diesel y no se logra la integración de la cogeneración a este sistema.

En este sistema, el calentamiento de todos los talleres se realiza con el uso del aceite como portador principal, por lo que se elimina todo el intercambio con el uso de la corriente eléctrica y no se requiere el uso de la planta de reserva, que se utiliza solamente para casos de emergencia de alumbrado y servicios auxiliares.

A través de un método utilizado internacionalmente para el cálculo de estos equipos, se pudo caracterizar el horno para conocer sus parámetros fundamentales.

El análisis de factibilidad económica se realizó tomando como base la instalación actual, de la que se determinaron los costos y su valor residual. Los mismos se consideraron ahorros en las nuevas propuestas, de las cuales se determinó el valor de la inversión y sus costos de operación.

Con estos datos se confeccionaron las tablas de flujo de caja y se determinaron los indicadores de rentabilidad VAN, TIR y PRD.

Los resultados son:

Variante No. 2:

VAN = \$ 128 992

TIR = 32 %

PRD = 4,2 años

Variante No. 3:

VAN = \$ 165 849,5

TIR = 57 %

PRD = 2,4 años

Como puede observarse, las dos variantes ofrecen resultados buenos: el VAN es positivo y la tasa interna de retorno es superior al 12 %; además, los períodos de recuperación son inferiores a cinco años.

La variante No. 3 es la más atractiva, pues el valor actual neto es el mayor (\$ 165 849,5) y además ofrece un período de recuperación muy atractivo (2,4 años), prácticamente la mitad del PRD de la variante No. 2.

Conclusiones:

Existen dificultades energéticas y medioambientales por la falta de integración energética en el Laboratorio de Producción en las condiciones actuales (variante No. 1).

Al realizar la integración de la caldera al proceso (variante No. 2) se obtienen las siguientes especificaciones:

Masa de vapor = 176,4 kgv/h

Presión de vapor = 7 ata

Se puede adquirir una caldera que satisfaga las especificaciones necesarias:

Caldera serie VAP:

Masa de vapor = 250 kgv/h

Potencia = 176 kW

Sistema de tratamiento del agua con una producción de 4,8 m³/día.

Para el horno (variante No. 3) se obtienen los siguientes parámetros:

Área del horno = 2,79 m²

Número de tubos = 8

Diámetro de los tubos = ¾ pulg = 0,019 m

Longitud de los tubos = 0,609 m

Diámetro superior de la chimenea = 0,28 m

En las variantes se obtienen buenos resultados en los indicadores de rentabilidad:

Variante No. 2:

VAN = \$ 128 992

TIR = 32 %

PRD = 2,4 años

Variante No. 3:

VAN = \$ 165 849,5

TIR = 57 %

PRD = 2,4 años

La variante No. 3 es la más factible porque se obtienen resultados superiores en los indicadores de rentabilidad: el VAN es mayor y el PRD es 1,8 años menor que en la variante No. 2.

Debe valorarse, por parte del Centro de Bioactivos Químicos, los resultados obtenidos en esta investigación, con el objetivo de proponer la variante No. 3 que incluye un horno químico para sustituir el sistema de transferencia de calor actual.

En el caso de que se amplíen las capacidades productivas en el Laboratorio de Producción, este trabajo plantea una metodología y las variantes que pueden ser valoradas para este proceso.

Si se decide introducir la variante propuesta, se recomienda analizar la posibilidad de la cogeneración con el motor alternativo con vistas a la utilización de los gases de escape para el calentamiento en el horno.

7.6 Gestión energética en fábricas de azúcar crudo y refino

A partir de la metodología propuesta en el diagrama heurístico para la realización de una gestión energética en la fábrica de azúcar crudo y refino de la empresa azucarera X y apoyado en la metodología general de gestión de la energía desarrollada en la Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas (Espinosa, 2000) se comienza la aplicación de una gestión energética en dicha fábrica.

Contabilidad energética

El aprovisionamiento energético del central-refinería se obtiene fundamentalmente a partir del bagazo de su propia caña, aspecto común a todos los centrales azucareros de caña. Se complementa con petróleo combustible (fuel oil) para la generación de vapor en períodos de refinación sin zafra cañera (período inactivo) y en menor medida en períodos de zafra. La energía eléctrica necesaria se abastece de la generación propia y/o comprada al sistema eléctrico nacional en casos de alta demanda electroenergética y durante las paradas de la molienda. En el gráfico 1 aparecen los principales resultados productivos de los últimos años, la materia prima, el azúcar crudo y refino producido.

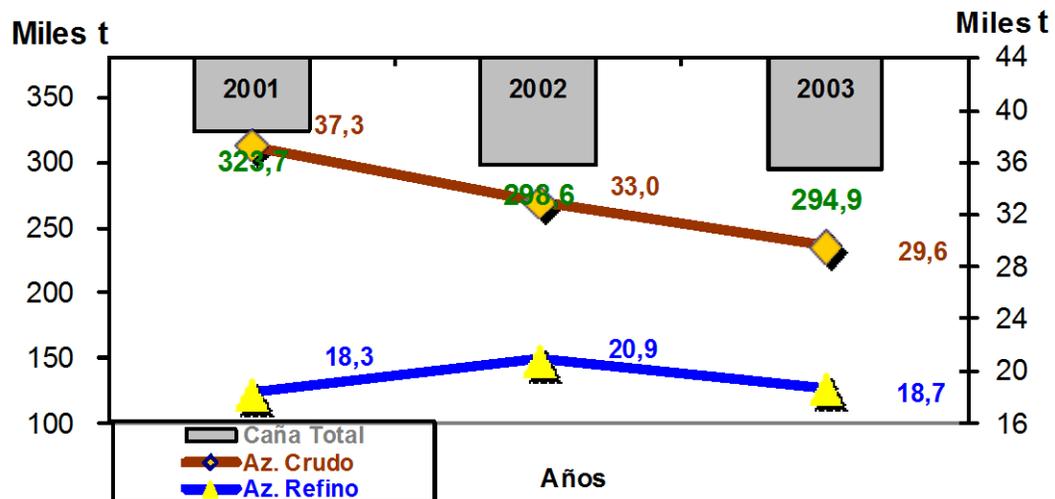


Figura 7.8 Principales resultados productivos de los tres últimos años

En la tabla 7.31 se recogen los consumos de los principales portadores energéticos que se compraron en tres años.

Tabla 7.31 Principales portadores energéticos comprados durante los últimos años

Portador/Año	UM		2001		2002		2003	
	t	t/t _{refino}						
Fuel oil	t	t/t _{refino}	3 446	0,19	4 098	0,2	1 763	0,09
Electricidad (SEN)	MWh	kWh/t _{caña}	2 095	6,47	2 453	8,21	3 324,6	11,27
Leña	m ³	m ³ /t _{caña}	357,7	0,0011	1 985,4	0,0066	153,3	0,0005

La compra de energía eléctrica al sistema nacional eléctrico por la empresa se ve incrementada por el consumo del batey derivado de las líneas de bajo voltaje (440 v) de la

fábrica (este valor no se incluyó en la tabla) y representa entre un 40 y 50 % de la facturación total anual de electricidad. En ella se aprecia un incremento anual en la compra de electricidad en valor absoluto y en el índice por tonelada de caña. Este último presenta un mayor aumento, motivado fundamentalmente por la disminución de la materia prima procesada en el año 2003 y por un aumento en la demanda eléctrica de la fábrica. El comportamiento del consumo de fuel oil presenta altas y bajas en relación con la producción de azúcar refino obtenida y la magnitud del tiempo de refinación en período inactivo.

El comportamiento de los consumos de portadores energéticos propios de la empresa se muestra en la tabla 7.32.

Tabla 7.32 Consumo de los portadores energéticos propios durante los últimos años

Portador/Año	UM		2001		2002		2003	
	t	t/100 t _{caña}						
Bagazo	t	t/100 t _{caña}	102 597	31,7	101 086	33,8	100 718	34,1
Electricidad propia	MWh	kWh/t _{caña}	N. D.		8 583,2	28,74	7 312,5	24,8
RAC (paja)	tcc	tcc/t _{caña}	0	0	335	0,001	0	0

El consumo de bagazo como combustible se mantiene estable en valor absoluto, a pesar del descenso en la cantidad de caña molida. No obstante, se produce un incremento anual en el consumo por tonelada de caña procesada, indicando un empeoramiento de la eficiencia energética del central. El gasto global de energía eléctrica en el año 2003 tiene un descenso en su índice a consecuencia de un período de refinación en inactivo muy corto y del aumento del consumo de las redes del SEN.

Los excedentes de portadores energéticos que se derivan del proceso cogenerativo durante los últimos dos años de producción de azúcar crudo y refinación se representan en la tabla 7.33.

Tabla 7.33 Excedentes de portadores energéticos vendidos o almacenados

Portador/Año	UM		2002		2003	
	t	t/100 t _{caña}				
Bagazo	t	t/100 t _{caña}	N. D.		635,5	0,2
Electricidad (SEN)	MWh	kWh/t _{caña}	862,2	2,88	781,4	2,64

En el último año disminuye el índice de entrega de energía eléctrica, motivado fundamentalmente por el aumento en el consumo de la fábrica y la disminución de la generación.

Los principales indicadores de la generación eléctrica durante la zafra azucarera de 2003 se muestran en la tabla 7.34.

Tabla 7.34 Comportamiento de la cogeneración durante el período de zafra 2003

Energía eléctrica	kWh	kWh/t _{caña}
Consumo total de la fábrica	7,104,000	24,09
Generación propia	7,912,472	26,83
Compra al SEN	569,179	1,93
Venta al SEN	781,400	2,64
Venta al batey (suministro)	596,251	2,02

El comportamiento de la cogeneración en la tabla 4 solo tiene en cuenta las cifras globales del período de zafra.

Caracterización general de la fábrica

El central azucarero George Washington está ubicado en la porción oeste de la provincia de Villa Clara, posee una superficie agrícola de 16 900 ha, en el año 2003 tenía 9 000 ha plantadas de caña y un rendimiento cañero inferior a 30 t caña/ha. La capacidad de molida asciende a 4 600 t de caña/día y su rendimiento industrial en la zafra de 2003 fue de 11,52 t de azúcar/100 t de caña. Además, tiene una refinería para 320 t de azúcar refino/día, con producción de refinados para el mercado interno en divisas y algunas exportaciones. A partir de 2002 la obtención del azúcar crudo comenzó a realizarse por el esquema de doble semilla con disolución parcial del azúcar B y en el año 2003 comienza la extracción de mieles con purezas superiores al 50 % e inferiores al 58 % (miel B), el cual se denominó «sistema de dos masas y media». A partir de marzo de 2003 la refinería introduce un sistema de cristalización con una sola masa, eliminando el sistema anterior de cuatro masas con cristalización independiente.

Descripción del sistema termoenergético

El sistema termoenergético está formado básicamente por los bloques de generación de vapor, fuerza y consumo.

Bloque de generación de vapor: Formado por cuatro generadores de vapor (GV) Retal, con un caudal máximo de 45 t/h cada uno, con la utilización de bagazo como combustible principal y fuel oil como combustible opcional en dos de ellos (GV 1 y 4). Tres están diseñados para una presión de 18,01 ata y a 320 °C (GV 2, 3 y 4), y uno para una presión de 13,25 ata y a 320 °C (GV 1), con control operacional parcialmente automatizado. Además cuenta con sistemas de tratamiento de agua, alimentación de agua, sistema de almacenamiento y retroalimentación del bagazo, y sistema de alimentación y calentamiento del fuel oil.

Bloque de fuerza: Formado por el tándem y la planta eléctrica.

Tándem:

- Una turbina Skoda de 1988 con potencia de 368 kW (500 hp), 11,21 ata (150 psig) y 240 °C, con modificaciones para operar a 18 ata para el movimiento de la desmenuzadora.
- Una turbina Skoda de 1987 con potencia de 1 269 kW (1 725 hp), 18,01 ata (250 psig) y 315 °C para el movimiento de los molinos 1, 2 y 3.
- Una turbina Skoda de 1988 con potencia de 1 030 kW (1 400 hp), 11,21 ata (150 psig) y 240 °C, con modificaciones para operar a 18 ata para el movimiento de los molinos 4 y 5.

Planta eléctrica:

- Dos turbogeneradores alemanes EKM VEB de 1968 con una potencia de diseño de 1 500 kW, vapor a 10,52 ata (140 psig) y 186 °C, con adaptaciones para operar a 18 ata y 310 °C y generar 3 MW. Cuenta asimismo con generadores de fabricación china de 3 MW cada uno a 6 300 V.
- Un turbogenerador alemán EKM VEB de 1967 con potencia de 1 000 kW, vapor de 10,52 ata (140 psig) y 186 °C, parado por más de cinco años.

Paralelamente opera una estación de reductora-atemperadora junto con una línea de vapor directo reducido de 8-10 ata para satisfacer las necesidades de limpieza, escobas, calentamiento del tanque de fuel oil, calentador de fuel oil, calentamiento de agua para centrifugación y calentamiento del secador de azúcar refino.

Bloque de consumo: Está formado por las superficies de intercambio de calor de los equipos tecnológicos que conforman el proceso de fabricación de azúcar crudo y de refinación.

Se alimenta el vapor de escape procedente de los turbogeneradores y las turbinas, atemperado a:

- Dos preevaporadores en paralelo con un área de transferencia de $1\,790$ y 700 m^2 , que entregan vapor vegetal a los siete tachos de crudo, tres tachos de refino, un concentrador de licor en triple efecto ($683,3\text{ m}^2\text{ s.c.}$) y un calentador secundario de jugo mezclado ($129\text{ m}^2\text{ s.c.}$).
- Un quíntuple efecto con un área de $3\,046\text{ m}^2$ (otro de reserva para limpieza con $2\,470\text{ m}^2\text{ s.c.}$), con extracción de vapor en el tercer vaso hacia el calentador primario de jugo mezclado ($129\text{ m}^2\text{ s.c.}$).
- Un calentador rectificador de jugo mezclado ($129\text{ m}^2\text{ s.c.}$), un calentador de jugo clarificado ($129\text{ m}^2\text{ s.c.}$), un calentador de licor de tratado ($38,2\text{ m}^2\text{ s.c.}$), un calentador de miel de afinación ($13,35\text{ m}^2\text{ s.c.}$), un calentador de la suspensión de carbón activado ($12,6\text{ m}^2\text{ s.c.}$) y un disolutor de azúcar.

El sistema de evaporación de jugo, los tachos de crudo y refino y el concentrador de licor evacúan la evaporación final hacia condensadores individuales en cascada a contracorriente. A estos se les suministra y evacúa agua por un sistema general de inyección, rechazo y enfriamiento, manteniéndose el vacío mediante un sistema formado por bombas Nash de sello líquido.

Sistema de recolección de condensados: Los condensados puros para alimentación de las calderas provienen de la condensación en los preevaporadores y los calentadores de jugo clarificado y mezclado alimentados con vapor de escape, con alternativas para incluir los condensados de los vasos 1 y 2 del quíntuple efecto y de los tachos. La diferencia entre los condensados recolectados y la necesidad en las calderas es suplida por una planta de tratamiento de agua.

Condensados contaminados para uso en la imbibición y otros usos del proceso tecnológico; provienen de la condensación de los vapores vegetales producidos en los preevaporadores utilizados en los tachos, el concentrador de licor, los calentadores y los condensados del quintuple efecto, con alternativas para pasar al tanque de condensados puros según su calidad.

Auditoría energética

Inspección visual

Se realizó una inspección visual de la fábrica y sus instalaciones energéticas y tecnológicas en todos aquellos lugares donde la energía es usada en cualquiera de sus formas. Se caracterizó el estado actual de equipos e interconexiones.

Los principales problemas detectados en la inspección visual inicial fueron:

1. Comportamiento de la molida horaria fuera del rango recomendado de $\pm 5\%$ de la molida nominal, encontrándose $+17\%$, -20% , con una molida promedio de 190,63 t de caña/h en un intervalo de confianza de $\pm 16,74$ t/h, para un grado de significación de $\alpha = 0,01$.
2. Existen variaciones cíclicas en el flujo de jugo mezclado hacia los calentadores, motivado por la interacción del sistema de control automático del flujo con el nivel del tanque y la alimentación de caña al tándem. Esto introduce inestabilidad en el proceso y en el consumo de vapor.
3. Mal estado del aislamiento térmico de las redes de vapor, agua y fluidos del proceso; espesores inferiores a los recomendados; se encontraron temperaturas en la pared exterior con un aislante entre 43 y 115 °C en conductos de vapor directo. Asimismo, se localizó un aislante entre 39 y 80 °C en tuberías de vapor de escape y una falta parcial de este en algunas tuberías.
4. No tienen aislamiento térmico del medio los fondos de todos los tachos, los vasos 2, 3, 4 y 5 de los evaporadores y de un preevaporador. Las mediciones realizadas detectaron temperaturas de 70, 97, 88, 77, 63 y 109 °C, respectivamente.
5. Escapes importantes de vapores a la atmósfera, tanto por válvulas de seguridad por alta presión, como por purgas excesivas de vapor, gases incondensables y fugas.
6. No se aprovecha el tándem de molinos con la eficiencia necesaria, baja extracción de sacarosa y humedad del bagazo con variaciones entre 48 y 54 %. Además, se

efectúan frecuentes paradas que afectan la estabilidad del proceso tecnológico y la alimentación de bagazo para los generadores de vapor.

7. La turbina que mueve los molinos 4 y 5 presenta dificultades en su operación, su velocidad de rotación no se estabiliza en un valor, sino que sufre oscilaciones constantemente.
8. La alta temperatura en los condensados contaminados hace necesario adicionar agua fría cruda en la imbibición para lograr una temperatura próxima a 60 °C, lo que incrementa considerablemente las incrustaciones en los equipos con superficies de intercambio de calor y eleva el consumo de agua.
9. La recolección de condensados puros para alimentar las calderas es insuficiente, por lo que se incorporan altos volúmenes de agua fría tratada.
10. Los vapores de los preevaporadores presentan contaminación con azúcares, por lo que no pueden usarse los condensados para la alimentación de calderas.
11. Los condensados de los vasos 1 y 2 del quintuple efecto generalmente entregan condensados contaminados al tanque, cuando en análisis cualitativos realizados por los autores en dos ocasiones seleccionadas al azar mostraron estar aptos para la alimentación de calderas.
12. No se realizan análisis frecuentes a los diferentes condensados, solo al tanque de condensados puros.
13. Sobra agua caliente en el tanque de condensados contaminados que es vertida a la zanja de residuales.
14. El sistema de almacenamiento del bagazo y la retroalimentación de este en los momentos de demanda térmica pico o durante las paradas de la molienda no garantiza la continuidad de la producción, lo cual influye en la estabilidad del proceso y en el consumo de fuel oil.
15. Se solucionan los picos en la demanda o durante las paradas del central con la quema de combustibles fósiles para la generación de vapor.
16. Durante la zafra de 2003 se quemaron 1 763 t de fuel oil; sin embargo, hubo un excedente de bagazo.
17. No se realizan limpiezas frecuentes en las superficies exteriores de los generadores de vapor.
18. Se utilizan cuatro calderas de 45 t/h (180 t/h) para entregar entre 110 y 130 t de vapor/h, con un aprovechamiento pobre de la capacidad de las mismas.
19. No se tiene control de la combustión y del coeficiente de exceso de aire.

20. Son enviadas a la atmósfera partículas de bagazo quemadas y no quemadas junto con los gases de combustión.
21. Se opera la fábrica con dos presiones para el vapor directo: el GV 3 entrega vapor a 18 ata a las turbinas de los molinos, y los GV 1, 2 y 4 entregan vapor a 13,25 ata a los turbogeneradores y las válvulas de reducción, desaprovechando las calderas 2 y 4, diseñadas para presiones de 18 ata (250 psig) y disminuyendo las potencialidades de generación eléctrica.
22. Ambiente cargado de partículas de bagazo, ceniza y polvo en casi todas las áreas de la fábrica, pues la disposición en la planta de cada sección no está de acuerdo con la dirección predominante de los vientos.
23. Escasos instrumentos de medición, fundamentalmente termómetros y flujómetros, lo cual dificulta la operación eficiente y la realización de estudios.
24. La concentración de las mieles intermedias a la entrada de los tachos tienen valores elevados y un alto riesgo de introducir pequeños cristales, lo que afecta la calidad del producto e incrementa el consumo posterior de agua y en consecuencia de energía.
25. Se realizan operaciones indebidas en la estación de tachos de crudo, fundamentalmente por la coincidencia en el tiempo de más de dos plantas, lo cual provoca fluctuaciones en el consumo de vapor del preevaporador y por tanto, en la demanda de vapor de escape. Del mismo modo, produce inestabilidad en la concentración de los jugos en la estación de evaporación.
26. En la operación del triple efecto para concentrar licor de refinería, se evapora agua en el primer vaso y se introduce el licor en el segundo, lo cual reduce el incremento de color en el licor a costa de un incremento en el consumo de vapor.

Balance energético de la fábrica

Para llevar a cabo el diagnóstico energético de la fábrica de azúcar, es necesario recopilar las informaciones sobre los parámetros y variables del proceso: flujos, temperaturas de las corrientes o equipos, presiones, concentraciones y otras.

Se estudia un período de producción con características diferentes a la de años anteriores en el transcurso de un mes, con el fin de obtener los valores medios de cada uno de los parámetros y variables necesarios. Se realizaron mediciones diarias con tres réplicas, abarcando los tres turnos del día. Solo se aceptaron los datos que se corresponden con las

horas en las que se cumplan las siguientes condiciones: la refinería y el central en operación estable, menos de cinco minutos de paradas en una hora para el tándem de molinos y menos de cinco minutos de paradas en una hora de la sección de afinación de azúcar de la refinería.

Se recogieron 30 juegos de datos, de los cuales 8 no se tuvieron en cuenta por no cumplir con las condiciones fijadas anteriormente. Se realizó el procesamiento estadístico de los datos en el software Statgraphics Plus versión 2.1; para facilitar el análisis se calculó la media, la desviación típica y el intervalo de confianza para un nivel de significación de $\alpha = 0,05$.

Se efectuó una prueba t-Student de comparación de medias entre el período en estudio y períodos productivos anteriores, para un 95 % de nivel de confianza de los principales parámetros y variables. Se encontró que no existen diferencias estadísticamente significativas entre los valores medios en el flujo de caña molida, potencia eléctrica generada, presión en la línea de vapor de escape y concentración del licor concentrado. Solo en las siguientes variables (composición de fibra en la caña, concentración de la meladura y flujo de licor crudo) se encuentran diferencias estadísticamente significativas en la prueba de comparación de media, evidenciado por un valor de $p < 0,05$. La diferencia en la composición de fibra en la caña tiene su causa en las variedades que se molieron en esa etapa, lo cual es ajeno al proceso industrial. La concentración de la meladura tiene diferencias con períodos anteriores, pues en la zafra estudiada se utilizó intencionalmente la meladura de menor concentración para la disolución de los azúcares B y C sobrantes. Un flujo de licor crudo en la refinería con diferencias en sus valores medios se explica por los cambios introducidos en el sistema de cristalización, que recicla una parte de los siropes de las etapas anteriores.

El análisis energético se realiza en un período con variaciones en el esquema tecnológico, con notable influencia en la producción de azúcares refinados y mayor estabilidad del proceso en general.

Con la información analizada estadísticamente de las variables y parámetros operacionales y de un conjunto de datos técnicos del equipamiento instalado, se conformó la base de datos para la realización de los balances de masa y energía del proceso. Se realizaron todos los cálculos utilizando diferentes herramientas computacionales: el software Optimos versión 4.0 de Datazúcar, utilizado por el MINAZ para el análisis energético en los centrales azucareros; el software Energía para balances termoenergéticos, el software SISTEC versión 2.0, utilizado por Infoazúcar para la simulación y evaluación del sistema

tecnológico de un central azucarero; el software MATHCAD Plus 6.0 y Microsoft Excel para programar hojas de cálculo.

Los balances de masa de todas las etapas de la fábrica se programaron en hojas de cálculo en MATHCAD, utilizándose para el balance en la sección de purificación un método topológico de análisis. En el área de cristalización y centrifugación se procedió al cálculo del balance de masa y energía, tomando cuatro días consecutivos donde el aprovechamiento de la capacidad del central fue mayor del 90 %, mientras que el balance en el resto de las secciones se realizó por los métodos clásicos. La determinación del consumo de vapor directo en el tándem se realizó por tres vías de simulación a partir de los parámetros de operación y de las características geométricas de los molinos. Por su parte, para el cálculo de la potencia se usaron las metodologías del MINAZ (MINAZ, 1996), el software de simulación Energía y las ecuaciones de Hugot (1967), a las que se le realizó una modificación para introducir la variable de composición de fibra en la caña.

A continuación, se incluye un resumen del resultado del cálculo de potencia y del balance termoenergético en las tablas 7.35 y 7.36, que contienen los principales indicadores para la evaluación del sistema termoenergético de un central azucarero.

Tabla 7.35 Resumen de la aplicación de los balances de masa y energía

Parámetros	t/h	t/100t _{caña}
Flujo de caña	190,63	100
Flujo de bagazo producido	69,139	36,27
Flujo de azúcar crudo producido	19,56	10,26
Flujo de azúcar refino producido	13,68	13,68
Vapor total de la fábrica	110,94	58,19
Vapor de escape disponible	100,48	52,7
Vapor de escape consumido	92,58	48,56
Vapor a refinería	20,1	10,54
Consumo de bagazo en GV	52,18	27,37

Tabla 7.36 Principales indicadores termoenergéticos

Parámetros	U/M	Valores
Eficiencia de calderas	%	72,35
Índice de generación de vapor	kg _{vap} /kg _{bagazo}	2,12
Bagazo sobrante	%	23

Consumo de los turbogeneradores	t/100t _{caña}	36,0
Consumo específico de los turbogeneradores	kg _{vap} /kWh	14,32
Índice de generación eléctrica	kWh/t _{caña}	25,12
Índice de consumo eléctrico propio	kWh/t _{caña}	22,97
Índice de entrega al SEN	kWh/t _{caña}	1,74
Índice de entrega al batey	kWh/t _{caña}	1,44
Índice de compra al SEN	kWh/t _{caña}	1,04
Consumo de las turbinas del tándem	t/100t _{caña}	15,52
Sobrante de vapor de escape a la atmósfera	%	4,1
Relación calor-electricidad (Q/E)	kW _{térm} /kW _{eléct}	19,62

Como resultado del análisis del balance energético, se encuentra un alto consumo de vapor en la fábrica: 110,94 t/h (58,19 % en caña). Influye en este el exceso de 7,9 t/h (4,1 % en caña) que se envía a la atmósfera debido a la mayor disponibilidad de vapor de escape atemperado de 100,48 t/h (52,7 % en caña). Este es entregado por las turbinas del tándem y los turbogeneradores, y supera a la demanda del proceso, la cual es de 92,58 t/h (48,56 % en caña).

La generación de vapor se produce en cuatro calderas de 45 t/h, a dos presiones diferentes, con un bajo aprovechamiento de la capacidad instalada (61,6 %). Los parámetros de la combustión no se controlan, se detectó un coeficiente de exceso de aire entre 1,94 y 2,77, comprobado por la presencia de concentraciones de CO₂ entre 10 y 7 % (Hernández, 2003), además de temperaturas en los gases con valores entre 140 y 163 °C. En este caso, estas temperaturas no constituyen un indicativo de elevada eficiencia en la recuperación del calor, pues estas se deben a la alta relación aire/combustible, que en gran medida reduce la eficiencia del GV. El consumo de bagazo llega a una media de 52,18 t/h, quedando un excedente de 15,6 t/h (23 %), que representa 8,8 horas de tiempo perdido sin consumir combustible adicional. Este excedente está fuertemente influenciado por la composición de fibra que tiene la caña. Al analizar que este parámetro, en el período de estudio mostró un valor de 17,34 %, con diferencias estadísticamente significativas en relación con otras etapas del propio año (15,99 %) y con los valores medios globales de zafas anteriores (16,33 % en 2003, 15,72 % en 2002, 15,07 % en 2001, y 15,1 % en 2000), se decidió no tomar este valor para el cálculo de propuestas de alternativas. Es una de las razones por la cual el excedente en el período de estudio no se corresponde con el global de la zafa, que solo representa un 0,6 % de bagazo excedente.

El consumo de vapor por los turbogeneradores es de 68,6 t/h (36 % en caña), encontrándose una generación media de 4 789 kW (25,12 kWh/t de caña) en el período de estudio (el global fue de 26,83 kWh/t de caña). Esta generación es suficiente para abastecer la demanda eléctrica media de toda la fábrica, que es de 4 380 kW (22,97 kWh/t de caña), y para entregar a las redes del sistema eléctrico nacional el excedente medio de 333 kW (1,75 kWh/t de caña). El consumo específico de los generadores alcanza 14,32 kg vapor/kWh generado, y la relación Q/E es de 19,62 (valor elevado).

Las tres turbinas del tándem consumen 29,6 t/h de vapor (15,53 % en caña), valor que está acorde con las presiones hidráulicas aplicadas en los molinos.

La válvula reductora de directo a escape solo funciona para contrarrestar picos en la demanda térmica.

La preevaporación tiene un consumo de vapor de escape de 34,3 % en caña, valor que está fuera del rango recomendado de 9-19 % en caña; la economía es de 0,907; el *rate* de evaporación es de 23,8 kg/hm², valor bajo ya que, según Hugot (1967), para simples efectos debe ser 100 kg/hm². El consumo del quintuple efecto es de 7,1 % en caña, la economía alcanzada es de 4,42, el *rate* de evaporación es de 19,62 kg/hm², algo bajo para un quintuple efecto con extracciones de vapor, el cual debe ser superior al recomendado de 20 kg/h m² para equipos sin extracciones.

El consumo en cristalización alcanza 33,4 t/h (17,5 % en caña), valor dentro del rango recomendado de 13 a 21 % en caña.

El consumo de vapor total en la refinación llega a 20,1 t/h (10,5 % en caña o 1,47 t de vapor/t de azúcar refinado). En la figura 7.9 se desarrolla el balance termoenergético mediante el diagrama de Sankey, en el que se muestran gráficamente la magnitud, dirección y distribución del uso de la energía. De la energía total (100 %) que sale en el vapor directo, procedente del bloque de generación de vapor, solo un 5,1 % se convierte en energía eléctrica en los turbogeneradores, con la generación de una potencia media instantánea de 4 789 kW, mientras que un 1,29 % de la energía del vapor se convierte en energía mecánica para mover los cinco molinos y la desmenuzadora del tándem. Un 6,88 % del calor total que sale de las calderas se dirige a otros usos en la fábrica en forma de vapor directo reducido. Al final se pierde un 13,78 % de la energía, sin ningún uso.

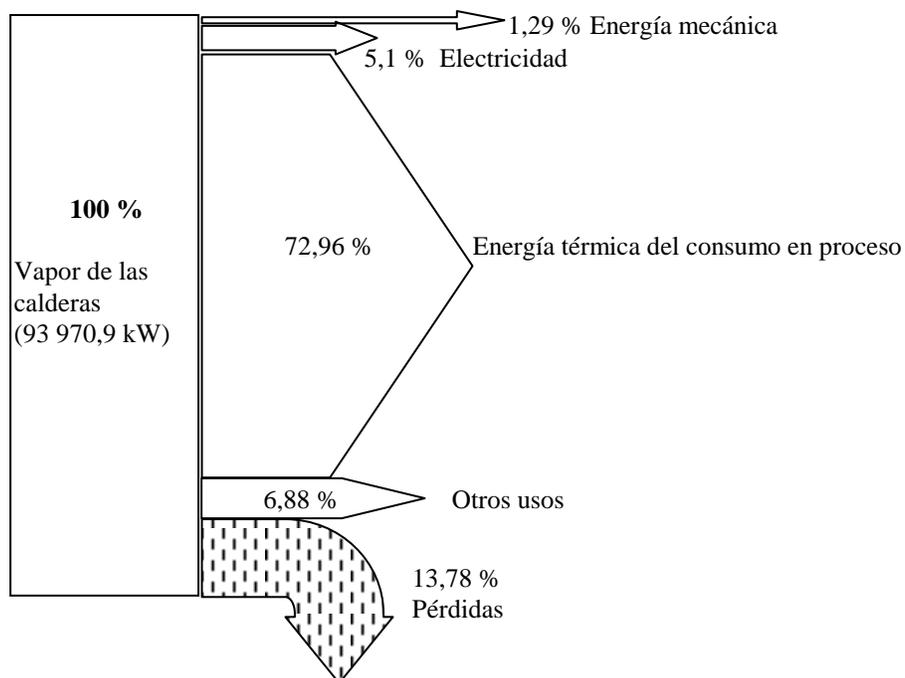


Figura 7.9 Diagrama de Sankey

Para el proceso de fabricación de azúcar y refinación se distribuye, en forma de vapor de escape proveniente del bloque de fuerza, el 72,96 % de la energía donde se condensa el vapor y es devuelta.

Balance exergético de la fábrica

Para la realización del balance exergético se utilizó el método de las corrientes exergéticas, donde, después de elaborar la estructura del sistema y el diagrama de flujos y desglosarlo en subsistemas, se calcularon las exergías específicas y totales de cada corriente en los mismos. Para ello se tomó como estado de referencia la temperatura ambiente de $T_o = 303,15 \text{ K}$ ($30 \text{ }^\circ\text{C}$), la presión ambiental $P_o = 1 \text{ ata}$ y la solución saturada de sacarosa y agua a T_o y P_o (Baloh, 1995).

Para la determinación de las exergías específicas de las corrientes involucradas en subsistemas con procesos térmicos y mecánicos exclusivos, se consideró solo la componente térmica y mecánica de la exergía ($e_{total} = e_t + e_p$, que comprende vapores, condensados, agua de alimentación para calderas, etc.). Para subsistemas con procesos

térmicos de mezclado o separación, se consideraron las componentes termodinámica y de mezcla de la exergía ($e_{total} = e_t + e_p + e_m$, que comprende jugos, meladura, agua para imbibición, disolución y lavado, soluciones azucaradas de refinería, azúcares, mieles y otros). Para subsistemas donde la componente química de la exergía de las corrientes tiene cambio, fue utilizada la fórmula $e_{total} = e_t + e_p + e_q$ (en bagazo y caña) (Baloh, 1995; Wall, 1986; Brodjanskij, 1986).

El cálculo se programó para cada subsistema en una hoja de cálculo de Microsoft Excel. Los resultados globales obtenidos se muestran en la tabla 7.37, la cual refleja un resumen del balance exergético de cada uno de los subsistemas en que se dividió el proceso para su estudio, el de la refinería de azúcar como un área de balance y el de la fábrica en su totalidad.

Tabla 7.37 Resultados de los balances exergéticos de los subsistemas de la fábrica

Subsistema	F fueles (kW)	P productos (kW)	L+D irreversib. total (kW)	L pérdidas (kW)	D destrucciones (kW)	Eficiencia exergética (%)
Tándem	186 831,4	184 587,5	2 243,9	-	2 243,9	98,8 %
Generación de vapor	135 753,6	29 143,2	106 610,4	5 034,3	101 576,1	21,5 %
Planta eléctrica	17 853,3	15 920,4	1 932,9	-	1 932,9	89,2 %
Calentamiento del jugo M	3 922,6	2 939,8	982,9	139,5	843,3	74,9 %
Purificación	2 749,2	2 183,8	565,5	132,3	433,2	79,4 %
Evaporación	15 251,5	10 985,5	4 266,0	1 041,9	3 224,1	72,0 %
Cristalización-cent.	5 191,0	345,7	4 845,4	1 597,0	3 248,4	6,7 %
Afinación	66,4	16,1	50,4	7,6	42,7	24,2 %
Disolución	202,4	75,3	127,2	-	127,2	37,2 %
Calentamiento del licor	201,7	162,1	39,7	4,8	34,8	80,3 %
Concentración del licor	643,3	129,0	514,3	97,6	416,7	20,0 %
Cristalización-cent. ref.	2 003,4	143,5	1 859,9	564,5	1 295,3	7,2 %
Secado del azúcar	229,2	13,5	215,7	68,8	146,9	5,9 %
Reductora atemp. 140	2 669,6	2 471,3	198,3	-	198,3	92,6 %
Atemperam. vap. de escape	15 986,9	15 882,3	104,7	-	104,7	99,3 %
Tub. vap. de escape	15 882,3	14 398,0	1 484,2	1 484,2	-	90,7 %
Tub. vap. preevaporador	8 569,6	8 454,0	115,6	115,6	-	98,7 %
Tub. v. directo L-250	8 101,7	7 967,2	134,6	134,6	-	98,3 %

Tub. v. directo L-180	21 041,4	20 520,9	520,5	520,5	-	97,5 %
Tub. v. directo R. L-140	2 471,3	1 919,8	551,5	551,5	-	77,7 %
T. condensados puros	1 015,7	632,1	383,6	-	383,6	62,2 %
Enfriamiento de agua	2 146,2	179,0	1 967,2	3,2	1 964,0	8,3 %
Distr. energía eléctrica	4 788,9	4 713,5	75,4	-	75,4	98,4 %
Refinería de azúcar	3 898,5	240,8	3 657,6	743,4	2 914,2	6,2 %
Total fábrica	178 772	41 759	137 014	9 352	127,662	23,4 %

Los resultados mostrados permiten realizar las siguientes consideraciones:

La mayor destrucción de la exergía se produce en el subsistema de generación de vapor, donde llega 56,8 % de la exergía total que entra a la fábrica, originada fundamentalmente por la irreversibilidad de la combustión y la gran diferencia de temperatura entre los gases de la combustión y el vapor producido. La eficiencia exergética de la GV es de 21,5 %; el resto de las pérdidas (2,8 % del total) se debe a los gases de la combustión y a las extracciones de agua hacia las calderas.

El subsistema de cristalización y centrifugación de crudo tiene el segundo lugar en cuanto a la destrucción de exergía (2 % del total), debido en gran parte a los procesos de mezcla, separación, cristalización y las diferencias de temperatura en el intercambio de calor. Esta área posee una eficiencia exergética de 6,7 %, valor inferior al de 9,1 % reportado por Castro (2002). Sin embargo, para un central sin refinería, el resto de las pérdidas (0,7 % del total) se deben a las corrientes de los condensados de las evaporaciones y a las pérdidas por fugas y mal aislamiento.

La evaporación destruye el 1,9 % del total de la exergía que entra a la fábrica, con una eficiencia exergética de 72 %, valor superior al reportado de 52,5 % (Castro, 2002), aunque este es reportado para un cuádruple con extracción en el primer vaso. Es lógico lograr una mayor eficiencia en un quintuple efecto con extracción en el tercer vaso.

En cuanto a destrucción de la exergía le sigue el tándem (1,3 %), la planta eléctrica (1,1 %), la cristalización y centrifugación de refino (0,8 %), el enfriamiento de agua (0,8 %) y el resto de los subsistemas (6,7 %).

La refinería de azúcar tiene una eficiencia exergética global de 6,2 %, concentrándose la mayor parte de las pérdidas e irreversibilidades en los subsistemas de cristalización-centrifugación, concentración de licor y secado del azúcar, con eficiencias exergéticas de 7,2 %, 20,0 % y 5,9 %, respectivamente.

El proceso en su totalidad tiene una eficiencia en el uso de la energía útil de 23,4 %, valor más alto que el de 3,99 % reportado por Castro (2002) para una fábrica de azúcar crudo, pero este valor es lógico, ya que depende de las cantidades de subproductos generados, en las cuales influye el excedente de bagazo, que representa el 23 % del producido en las condiciones medias estables de la fábrica en el período en estudio.

Aplicación de la metodología de análisis Pinch al sistema de evaporación

Se realiza un análisis Pinch a partir del balance de materiales y energía en los sistemas de evaporación de jugos y licor de refinería. Los datos necesarios para el análisis se introducen en el software TARGET II (Linnhoff, 1988), obteniéndose de este las cantidades mínimas de utilidades calientes y frías que se necesitan y el punto de pellizco o *pinch point* de la red de intercambio de calor. Se utilizan los datos siguientes:

- Flujos másicos de cada corriente.
- Comportamiento de la misma (si actúa como fría o caliente).
- Capacidades caloríficas.
- Entalpías.
- Temperaturas de entrada y salida en cada una de las corrientes.
- Diferencia mínima de temperatura.

La evaporación del jugo se lleva a cabo en diversas fases: una etapa de calentamiento, una preevaporación en dos simples efectos en paralelo y la evaporación final en un quintuple efecto; todas calentadas con vapor de escape y con el empleo de agua del sistema general de inyección como utilidad fría.

A partir de los balances de masa y energía del proceso y de las propiedades termodinámicas de cada una de las corrientes (calor específico, entalpía y temperatura), se determinan los datos necesarios para la ejecución del software TARGET II. Al aplicarse el análisis Pinch al sistema de evaporación, se constata que existe un punto de pellizco a 95 °C y con un $\Delta T_{\text{mín}} = 6,9$ °C, entre la corriente caliente del jugo que entra en el vaso 3, y la corriente fría de evaporación del vaso 3 entre 98,5 y 91,6 °C respectivamente. Existe un intercambio de calor a través del punto de pellizco, pues este está situado en el tercer vaso del quintuple efecto. Las utilidades calientes mínimas calculadas mediante el análisis Pinch son de 47 684,8 kW, equivalentes a 77,7 t/h de vapor de escape, valor menor al obtenido

por el balance termoenergético de 82,8 t/h (78,9 t/h sin las pérdidas). Las utilidades frías mínimas calculadas mediante el análisis Pinch son de 6 589,1 kW, equivalentes a 435,8 t/h de agua de enfriamiento contra un valor de 412 t/h del balance termoenergético.

Las curvas de composición simples muestran buena verticalidad entre las corrientes que conforman los perfiles de temperaturas calientes y frías. Existe un buen aprovechamiento de la superficie de transferencia de calor, lo que puede observarse en la gran curva compuesta que se muestra en la figura 7.10, apreciándose el punto de pellizco en el tercer vaso y los requerimientos de utilidades calientes y frías.

Se analiza la etapa de concentración de licor filtrado de la refinería, que se lleva a cabo

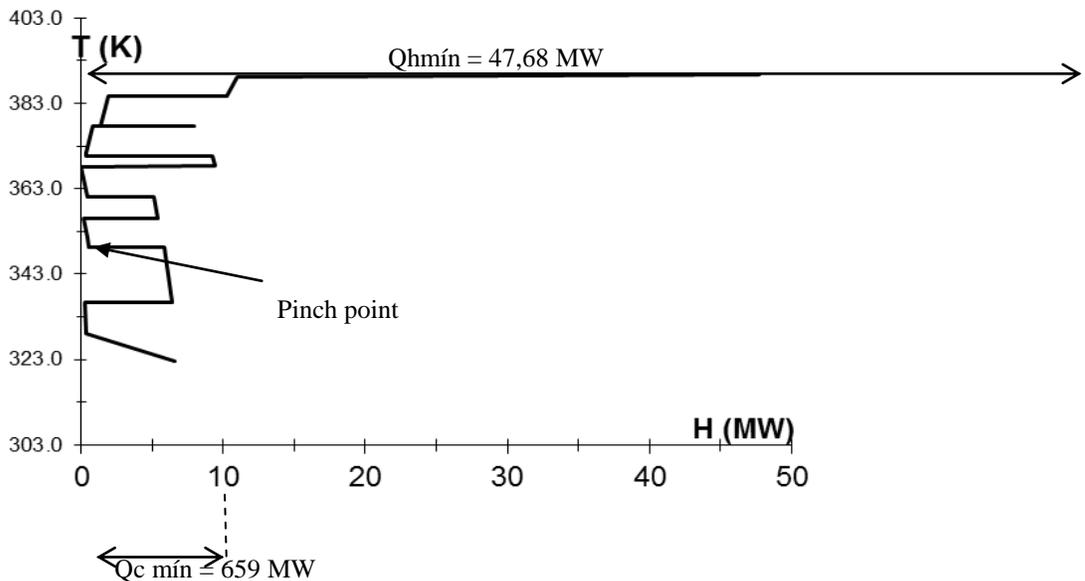


Figura 7.10 Gran curva compuesta de la sección de evaporación

en un evaporador a triple efecto; en esta se utiliza el primer vaso para evaporar agua y se introduce el licor en el segundo vaso.

El análisis Pinch indica que existe un pinch a 55,9 °C, entre la corriente caliente de licor que entra al vaso 3 a 59,3 °C, y la corriente fría de evaporación del vaso 3 a 52,4 °C. En este caso no se produce ninguna violación de las restricciones de la tecnología Pinch, pues no existe intercambio de calor a través del punto de pellizco, situado en el vaso 3, por lo que el triple efecto se halla por encima del pinch. El consumo mínimo de utilidades calientes es de 2 347,5 kW, equivalente a 3,8 t/h de vapor del preevaporador (utilidad caliente), muy

próximo al 3,7 t/h obtenido por el balance energético. El consumo mínimo de utilidades frías es de 2 317,9 kW, equivalente a 398,7 t/h de agua de enfriamiento, contra un valor de 387,7 t/h calculado por balance energético. Ambas utilidades, muy próximas a los respectivos valores del balance termoenergético, evidencian la eficiencia en el uso de la energía en forma de utilidades.

Integración potencia-proceso

Se construyeron en su totalidad las curvas compuestas grandes del sistema a partir de la representación de los flujos de energía de las corrientes que intervienen en el sistema termoenergético a través de un gráfico de T vs. H. Estas son:

- Vapor directo a la L-180 psig.
- Vapor directo a la L-250 psig.
- Extracción de vapor directo reducido (L-140 psig).
- Vapor de escape de los turbogeneradores.
- Vapor de escape de las turbinas.
- Vapor de escape atemperado (L-15 psig).
- Proceso tecnológico donde se condensa este último.

Todo esto se muestra en un gráfico de temperatura contra entalpía (figura 7.11) para el análisis de integración de potencia-proceso. La determinación de las curvas compuestas grandes del proceso tecnológico (bloque de consumo) se realiza mediante la aplicación del software TARGET II (Linnhoff, 1988) que utiliza como herramienta el análisis Pinch. Se determinaron los datos del programa y los de los sistemas de evaporación, a partir de los balances de masa y energía y de las propiedades termodinámicas de las corrientes involucradas en todo el proceso de obtención de azúcar crudo y refinación de este.

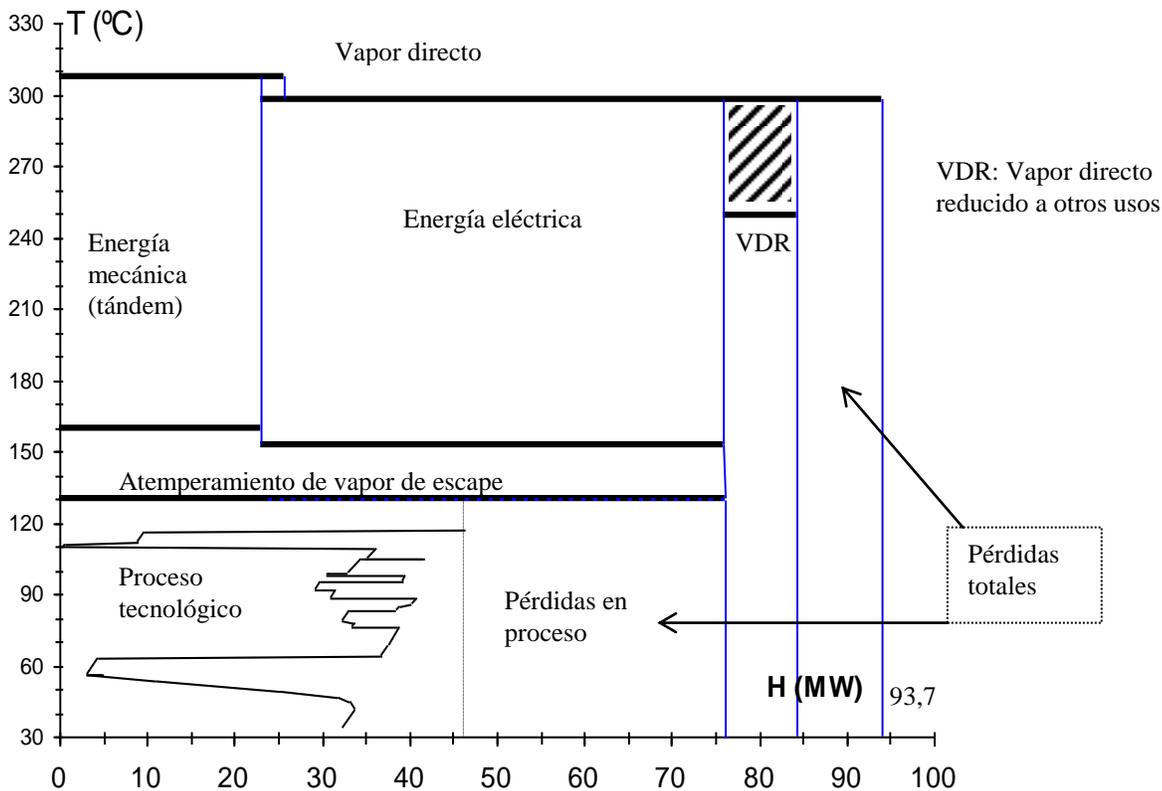


Figura 7.11 Gran curva compuesta de la fábrica. Integración de potencia-proceso

Se incluyeron los siguientes subsistemas:

- Calentamiento de jugo mezclado.
- Calentamiento y evaporación de jugo clarificado.
- Cristalización y centrifugación para azúcar crudo.
- Afinación de azúcar crudo.
- Disolución de azúcar afinado.
- Purificación de licor crudo (calentamiento).
- Concentración de licor crudo (evaporación).
- Cristalización y centrifugación de azúcar refinado.
- Otros consumos.

Como resultado del análisis de las 44 corrientes del bloque de consumo, se constató que el punto de pellizco de este se encuentra a 109,6 °C y que el consumo mínimo de utilidades calientes es de 46 293,9 kW, equivalentes a 75,43 t/h (39,6 % en caña) de vapor de escape,

que representan el 81,4 % del vapor consumido (92,58 t/h o 48,6 % en caña). Esto evidencia que existen importantes posibilidades de ahorro de utilidades calientes (vapor). El consumo mínimo de utilidades frías del proceso tecnológico, según el análisis Pinch, arroja un valor de 32 138,7 kW, equivalentes a 2 763,3 t/h de agua de enfriamiento, valor inferior a las 3 238 t/h consumidas, que representan un 85,3 % del total real de agua de inyección. Esto demuestra que también existen potencialidades de ahorro de utilidades frías en el bloque de consumo, con modificaciones de la red de intercambio de calor que constituye la fabricación y refinación de azúcar.

El vapor directo pasado por la válvula reductora a vapor directo reducido (L-140 psig) se emplea en otros usos de la fábrica: calentamiento de fuel oil, mieles, escobas, secador de azúcar y otros, donde los condensados en su mayoría no se recolectan.

Como resultado del análisis de la figura 7.11 se determina que las mayores pérdidas en la fábrica, a partir del vapor directo a la salida de las calderas, se encuentran en el bloque de consumo, lo que se debe en parte a las violaciones de la tecnología Pinch, al existir transferencia de calor a través del punto de pellizco. A ello se suma el esquema de la red de intercambio de calor con que se trabaja, el inadecuado aislamiento térmico, el exceso de vapor de escape disponible que se bota a la atmósfera, las fugas en conductos, válvulas y equipos, entre otras. Por otra parte, la localización del bloque de consumo se encuentra bien situada, al estar debajo de la descarga del bloque de fuerza (turbinas y turbogeneradores), aunque algo alejado porque el vapor de escape no se atemperó totalmente y su temperatura no quedó tan próxima a la saturación correspondiente.

Un 9,2 % del vapor directo (5,4 % en caña) se expansiona para suplir necesidades en otros usos. Hugot (1967) plantea que en otros usos se emplea un 4,5 % en caña, lo cual evidencia que existe un exceso de consumo de vapor directo reducido, y que disminuyen las potencialidades de generación eléctrica.

Conclusiones parciales:

1. El consumo de portadores energéticos comprados en los tres últimos años muestra una tendencia a disminuir el consumo de fuel oil y un aumento en la adquisición de electricidad. El primero se halla motivado, en parte, por una mayor disponibilidad de bagazo por tonelada de caña y el menor tiempo de refinación en inactivo, mientras que el segundo se debe a que se han obviado las medidas de ahorro y al sobredimensionamiento de los motores eléctricos y sistemas de bombeo.

2. Se operan cuatro generadores de vapor con bajo aprovechamiento de su capacidad (61,6 %), con un elevado exceso de aire hacia los hornos (1,94-2,77) y sin control de la combustión. Esto tiene una incidencia importante en la eficiencia de la combustión y de la generación de vapor (72,3 %), en la contaminación del ambiente con partículas de bagazo y en la disminución de la generación eléctrica por los parámetros más bajos del vapor, motivado por la inclusión de una caldera con menor presión de trabajo (13,25 ata) que el resto.
3. El consumo de vapor de la fábrica es alto (58,19 % en caña). De este, el 4,1 % en caña se pierde en la atmósfera por exceso de vapor de escape, además de la existencia de salideros, purgas excesivas y otras ineficiencias del esquema termoenergético.
4. El análisis Pinch aplicado al esquema de evaporación de jugo clarificado mostró que existen violaciones de las restricciones de la tecnología Pinch, al existir transferencia de calor a través del punto de pellizco, lo que incrementa el consumo de utilidades calientes y frías, aunque los perfiles de temperaturas calientes y frías muestran verticalidad. El pinch se encuentra a 95 °C en el tercer vaso del quintuple efecto.
5. Con la aplicación de los balances exergéticos se determinó en qué áreas se hallan las mayores pérdidas de energía útil, mediante el análisis de las estructuras de las mayores irreversibilidades y la determinación de las áreas donde existen las mayores potencialidades para la recuperación de energía. Las mayores pérdidas se encuentran en la generación de vapor y en la cristalización y centrifugación de crudo.
6. Como resultado del análisis de integración de potencia y proceso y del análisis Pinch del bloque de consumo, se encontró que las mayores pérdidas de energía y los mayores potenciales de recuperación están en este último, al obtenerse que el consumo mínimo de utilidades calientes es de 46,93 MW contra un gasto real de 68,56 MW. El bloque de fuerza genera más vapor de escape que el demandado por los consumidores, por lo que se genera a costa de botar vapor a la atmósfera con un flujo de calor de 4,24 MW.
7. Aunque la generación de electricidad media (4 789 kW) es superior al consumo medio (4 380 kW), no es suficiente para contrarrestar los períodos de demanda máxima.
8. Para solucionar los problemas detectados, se propone el análisis de alternativas en el esquema termoenergético y tecnológico del proceso, dirigidas a:

- Establecer medidas administrativas para el ahorro y uso racional de los portadores energéticos, principalmente para la reducción del consumo eléctrico, así como para reducir el impacto ambiental de la producción de azúcar y electricidad.
- Reparación de tuberías y conductos de utilidades calientes con la colocación de un aislante térmico con el espesor adecuado.
- Aumentar la carga de los generadores de vapor, controlar la combustión del bagazo y operar a la presión de diseño, lo cual mejorará la eficiencia energética y exergética de la fábrica.
- Modificación o reparación del sistema de retroalimentación de bagazo.
- Establecer una estrategia y control en la clasificación y recolección de los condensados del proceso.
- Reducir el consumo de vapor total de la fábrica mediante esquemas más eficientes y la eliminación de las pérdidas por fugas y salideros de fluidos portadores de energía.
- Un esquema de evaporación de jugo que garantice la no transferencia de calor a través del pinch, para lograr la disminución en el consumo de las utilidades calientes y frías.
- Incluir medidas organizativas y operacionales en las secciones de cristalización y centrifugación del proceso de crudo y refino.
- Buscar un esquema en el proceso tecnológico y termoenergético que aumente la recuperación de calor entre las corrientes calientes y frías del proceso.

Análisis técnico económico de las alternativas

La estrategia operacional seguida durante la zafra de 2003, consistente en la utilización de cuatro calderas, obliga a operar con dos presiones de vapor directo en el esquema termoenergético y enviar a la planta eléctrica el vapor directo de menor presión, lo que disminuye las potencialidades de generación de electricidad, aumenta el consumo eléctrico en más de 300 kW, empeora el factor de potencia de la fábrica y disminuye la eficiencia en la producción de vapor, aumentando el consumo de bagazo y/o fuel oil. Además, la operación se llevó a cabo con altas pérdidas de vapor y agua caliente hacia el medio ambiente, con un esquema de evaporación de jugo con transferencia de calor a través del

pinch y concentraciones algo bajas de sólidos solubles en la meladura, en comparación con la superficie de transferencia existente.

Para dar solución a los problemas encontrados durante el diagnóstico energético, se estudiaron un grupo de doce alternativas en el sistema termoenergético del central-refinería George Washington; estas son:

- Un quintuple efecto con tres extracciones a tres presiones de escape (2,02; 2,36 y 2,7 ata).
- Un preevaporador y un quintuple efecto con dos extracciones a tres presiones de escape (2,02; 2,36 y 2,7 ata).
- Un duple y un quintuple efecto con una extracción a tres presiones de escape (2,02; 2,36 y 2,7 ata).
- Las anteriores sin grandes modificaciones de los bloques de generación y fuerza.
- Las anteriores con modificaciones de los bloques de generación y fuerza.
- Las anteriores con grandes cambios en los bloques de generación y fuerza.

Se desecharon aquellas que presentaron menores ventajas técnicas, económicas y ambientales, mostrándose aquellas que posibiliten los mayores beneficios inmediatos con la menor inversión posible, buscando solucionar la satisfacción térmica y eléctrica, los excedentes de electricidad y bagazo, la reducción en el consumo de portadores energéticos y el cuidado del medio ambiente como vía de aumentar la rentabilidad en la producción de azúcar crudo y refino.

Los cálculos de las alternativas se realizaron con valores de composición de fibra en caña y flujo de jugo mezclado a proceso. Estos valores son diferentes a los encontrados en el esquema actual, por no ser estos últimos representativos de las condiciones históricas medias de la fábrica, lo cual fue corroborado con una prueba de media anteriormente explicada. El cálculo de las variantes se realizará en el siguiente escenario:

1. Materia prima (caña) para 120 días de zafra al 85 % de aprovechamiento de la capacidad.
2. Composición de fibra en la caña de 15,36 %.
3. Flujo de jugo mezclado extraído del 95,88 % de caña a 15 °Bx.

Alternativa No.1: Quíntuple efecto con tres extracciones y tres GV a 18 ata

Desde el punto de vista anterior, el análisis lleva a valorar la utilización de solo tres generadores de vapor de 45 t/h de capacidad cada uno (135 t/h en total) y 18,01 ata de presión, máxime cuando el consumo medio de vapor fue de 110,9 t/h (para un sistema con altas pérdidas e ineficiencias). Asimismo, esta alternativa lleva a controlar la combustión de bagazo, a emplear los turbogeneradores existentes a presiones de 18 ata y contrapresiones de 2,36 ata (20 psig), a utilizar un esquema de evaporación con mayor cantidad de extracciones y sin transferencia de calor a través del pinch. Esta decisión provocaría mayor eficiencia en la generación de vapor, y por tanto menor consumo de bagazo y mayores excedentes, disminución del consumo específico de los turbogeneradores (kgvap/kWh), y aumento de la eficiencia energética y exergética del sistema de calentamiento-evaporación-cristalización en crudo y refino.

Para mantener el equilibrio positivo entre la generación de electricidad en los turbogeneradores y el consumo eléctrico de la fábrica se dispone el establecimiento de un conjunto de medidas de ahorro contenidas en el Programa de Ahorro de Electricidad de la Empresa. Estas medidas se proponen con los siguientes objetivos:

- Evitar picos y valles en la demanda eléctrica de la fábrica.
- Aumentar el factor de potencia.
- Cambio de motores sobredimensionados.
- Rediseño de sistemas de bombeo a esquemas más eficientes y flexibles.
- Utilización del menor número posible de centrífugas, utilizándolas a plena capacidad.
- Operar solo con tres calderas de vapor.

A partir de los resultados del análisis Pinch en la utilización del sistema de preevaporador-quíntuple con una extracción en la evaporación de jugo, se propone valorar un sistema de evaporación en un quíntuple con extracciones en los tres primeros efectos, de manera que se satisfagan las necesidades en calentamiento y cocción al 100 % con vapores vegetales, utilizando para ello una combinación de los mismos vasos que existen en la fábrica, lo cual implicaría inversiones mínimas.

A continuación se describen los cambios concebidos en la propuesta de mejora por los diferentes bloques energéticos que conforman la fábrica:

1. Bloque de generación:

- a) Utilizar en la operación las tres calderas de 18 ata y 45 t/h, a 315 °C, con la utilización de bagazo como combustible.
- b) Remodelación del sistema de retroalimentación de bagazo desde la casa de bagazo hasta las calderas.
- c) Utilizar bagazo de 49 % de humedad como máximo.
- d) Controlar la combustión del bagazo en el horno, utilizar entre 50 – 60 % de aire en exceso. Utilizar para ello el equipo portátil existente para la determinación de la composición de CO₂ en los gases de la combustión al menos cada 4 horas.
- e) Realizar la limpieza exterior de la superficie con mayor frecuencia (sopladores de hollín).
- f) Modificar el calentador de aire del GV 4 a sus características de diseño originales (diámetro).
- g) Utilizar al máximo los condensados del proceso para lograr temperatura del agua superior a 95°C.

De manera general, todos los cambios permiten beneficios en la eficiencia, cuyo valor alcanza hasta 76.6 %, así como menor consumo eléctrico y de bagazo, y mayores potencialidades para la generación de electricidad por parámetros más altos del vapor.

2. Bloque de fuerza:

- a) Alimentación a los dos turbogeneradores instalados de 3 MW, vapor a 17,67 ata y 310 °C, con control operacional automático para lograr menor consumo específico de estos y operar a contrapresiones de 2,36 ata (20 psig).
- b) Sustitución de la tubería de vapor directo Calderas – Planta Eléctrica, por una diseñada para presiones de 18 ata y velocidad adecuada del vapor. Con aislamiento térmico adecuado.
- c) Eliminación de los salideros y corrección del aislamiento en el resto de las tuberías.

3. Bloque de consumo:

- a) Adquirir un calentador líquido-líquido para el calentamiento primario del jugo mezclado con los condensados del quintuple, del concentrador de licor y los

calentadores que no sean aptos para la alimentación de las calderas. Con ello se pretende reducir su temperatura hasta 60-65 °C y eliminar de este modo el empleo de agua cruda fría en la imbibición.

- b) Cambiar el sistema de calentamiento- evaporación- cocción con la finalidad de satisfacer todas las necesidades con vapores vegetales.
- c) Entregar todo el vapor de escape a 2,36 ata (20 psig) al calentamiento secundario de jugo clarificado y al quintuple efecto para la concentración del jugo claro desde 15 hasta 65 °Bx y generar vapor vegetal hacia:
 - Extracción del primer efecto (dos vasos en paralelo, actualmente los dos preevaporadores), la cual entrega vapor a los tachos de crudo, a la última etapa de calentamiento de jugo mezclado; al calentamiento primario de jugo claro; al calentamiento de licor crudo tratado; a la miel de afinación, al disolutor de azúcar afinada y a otros calentamientos de la refinería.
 - Extracción del segundo efecto (dos vasos en paralelo, actualmente vaso 1 y 2) entrega vapor a: tachos de refino, a la tercera etapa de calentamiento de jugo mezclado, al concentrador de licor filtrado y al calentamiento secundario de licor filtrado.
 - Extracción del tercer efecto entrega vapor a: la segunda etapa de calentamiento de jugo mezclado y al calentamiento primario de licor filtrado.
- d) Reducir la concentración de las mieles por debajo de 73 °Bx para evitar la introducción de cristales en los tachos y por encima de 68 °Bx.
- e) Operación organizada y programada de la estación de tachos, evitando la coincidencia de templas en el tiempo y el consumo de vapor y agua en forma de picos y valles.
- f) Aislar térmicamente, con el espesor adecuado según las temperaturas de trabajo y las normas existentes al efecto, todos los equipos y tuberías que lo requieran.
- g) Adquirir dos calentadores de 30 m² de superficie cada uno, para el calentamiento del licor filtrado en dos etapas.
- h) Operación del concentrador de refino en triple efecto, utilizando vapor vegetal del segundo efecto del quintuple y con la introducción del licor filtrado previamente calentado en el primer efecto. Con ello se evita el incremento de

color por alta diferencia de temperatura y menor consumo. Debe concentrarse el licor hasta 72 °Bx para incorporarlo después a los tachos.

Alternativa No. 2: Turbogenerador de 15 MW con altos parámetros de vapor y quintuple efecto con tres extracciones

Se valora ahora la adquisición y montaje de dos generadores de vapor de 80 t/h y 60 t/h de capacidad (140 t/h en total), 28 ata de presión y 400 °C, con control automatizado de la combustión de bagazo, que pueden incluso manejar el consumo medio de vapor de 110,9 t/h y sus picos en la demanda de vapor (para un sistema con altas pérdidas e ineficiencias). Cuenta asimismo con un turbogenerador de 15 MW de extracción y condensación para esos parámetros de vapor, con una extracción automática a 2,36 ata (20 psig) y electrificación del tándem de molinos, utilizando el mismo esquema de evaporación de la alternativa 1. Esta decisión incrementaría la eficiencia en la generación de vapor y por tanto implicaría un menor consumo de bagazo, un aumento de la generación y venta de electricidad, mayor flexibilidad en la relación Q/E y aumento de la eficiencia energética y exergética del sistema de calentamiento-evaporación-cristalización en crudo y refino.

El consumo eléctrico de la fábrica se incrementaría por la electrificación del tándem y el bombeo de agua de enfriamiento de la condensación del turbogenerador. Se mantienen las medidas de ahorro de la alternativa 1.

Para esta alternativa de solución se concibe una etapa de refinación (cogeneración) en inactivo de 55 días, con la utilización de los excedentes de bagazo de la zafra y los RAC de los centros de acopio cercanos como combustibles.

A continuación se describen los cambios concebidos en la propuesta de mejora por los diferentes bloques energéticos que conforman la fábrica:

1. Bloque de generación:

- a) Adquirir y montar un generador de vapor de 80 t/h para vapor a presión de 28,2 ata y 400 °C, con la utilización de bagazo como combustible.
- b) Adquirir y montar un generador de vapor de 60 t/h para vapor a presión de 28,2 ata y 400 °C, con la utilización de bagazo como combustible.
- c) Remodelar el sistema de procesamiento de RAC, actualmente en desuso por problemas operativos y de alto consumo de energía eléctrica.

- d) Remodelación del sistema de retroalimentación de bagazo desde la casa de bagazo hasta las calderas.
- e) Utilizar bagazo con un 48 % de humedad.
- f) Controlar automáticamente la combustión del bagazo en el horno.
- g) Utilizar al máximo los condensados del proceso.
- h) Instalar una planta de tratamiento térmico para el agua de las calderas (desgasificación).

De manera general, todos los cambios permiten beneficios en la eficiencia, cuyo valor alcanza hasta un 80 %, así como un menor consumo eléctrico y de bagazo, y mayores potencialidades para la generación de electricidad con parámetros más altos de vapor.

2. Bloque de fuerza:

- a) Adquisición e instalación de un turbogenerador de 15 MW a 28 ata de extracción-condensación, con extracción automática a 2,36 ata y condensación a 0,16 ata.
- b) Sistema de enfriamiento.
- c) Sustitución de la tubería de vapor directo hacia las calderas y la planta eléctrica, por una diseñada para presiones de 28,2 ata, una velocidad adecuada del vapor y con aislamiento térmico adecuado.
- d) Eliminación de los salideros y corrección del aislamiento en el resto de las tuberías.
- e) Electrificación del tándem de molinos.

3. Bloque de consumo:

- a) Adquirir un calentador líquido-líquido para el calentamiento primario del jugo mezclado con los condensados del quintuple, del concentrador de licor y los calentadores que no sean aptos para la alimentación de las calderas. Con ello se pretende reducir su temperatura hasta 60-65 °C y eliminar de este modo el empleo de agua cruda fría en la imbibición.
- b) Cambiar el sistema de calentamiento-evaporación-cocción con la finalidad de satisfacer todas las necesidades con vapores vegetales (igual a la alternativa 1).

- c) Entregar todo el vapor de escape a 2,36 ata (20 psig) al desaireador, al calentamiento secundario de jugo clarificado y al quintuple efecto para la concentración del jugo claro desde 15 hasta 65 °Bx.
- d) Reducir la concentración de las mieles por debajo de 73 °Bx para evitar la introducción de cristales en los tachos y por encima de 68 °Bx.
- e) Operación organizada y programada de la estación de tachos, evitando la coincidencia de templas en el tiempo y el consumo de vapor y agua en forma de picos y valles.
- f) Aislar térmicamente, con el espesor adecuado según las temperaturas de trabajo y las normas existentes al efecto (MINAZ, 1996), todos los equipos y tuberías que lo requieran.
- g) Adquirir dos calentadores, de 30 m² de superficie cada uno, para el calentamiento del licor filtrado en dos etapas.
- h) Operación del concentrador de refino en triple efecto con la utilización de vapor vegetal del segundo efecto del quintuple y la introducción del licor filtrado previamente calentado en el primer efecto. Con ello se evita el incremento de color por alta diferencia de temperatura y menor consumo. Debe concentrarse el licor hasta 72 °Bx para incorporarlo después a los tachos.
- i) Montaje de una planta de tratamiento térmico para el agua de alimentación de las calderas (desgasificación).

Análisis técnico

Análisis energético

Teniendo en cuenta las condiciones establecidas anteriormente, se proponen dos nuevos esquemas térmicos. Siguiendo el procedimiento aplicado, se realiza el análisis energético de las alternativas propuestas, que se desglosa a continuación en la tabla 7.38:

Tabla 7.38 Comparación de los índices de eficiencia actual y los propuestos

Parámetros	U/M	Actual	Alternativa 1	Alternativa 2
Eficiencia de calderas	%	72,35	76,54	80,2
Índice de generación	kg _{vap} /kg _{bagazo}	2,12	2,27	2,36
Consumo del turbogenerador	t/100t _{caña}	36	31,53	62,29
Índice de generación eléctrica	kWh/t _{caña}	25,12	24,32	78,26
Índice de consumo propio	kWh/t _{caña}	23,0	20,35	30,78
Índice de entrega al SEN	kWh/t _{caña}	1,75	3,97	47,48
Consumo del vapor en proceso	% caña	48,6	46,14	46,14
Consumo global de vapor	% caña	58,2	51,04	67,25
Bagazo sobrante	%	23,5	27,9	9,1
Relación calor-electricidad (Q/E)	kW _t /kW _e	19,62	17,87	7,73
Consumo específico del turbogenerador	kg _{vap} /kWh	14,32	12,97	7,96

En la tabla 7.39 se muestra el comportamiento de los índices de eficiencia del sistema de evaporación de jugo actual y en las alternativas propuestas.

Tabla 7.39 Comportamiento de los índices de eficiencia del sistema de evaporación actual y de los propuestos

Indicadores	Actual		Alternativas 1 y 2
	Preevaporador	Quíntuple	Quíntuple
Economía (kg _{H2O ev.} /kg _{vapor})	0,907	4,42	1,78
Rate de evaporación (kg/h m ²)	23,8	19,62	25,30
Consumo (t _{vap} /100t _{caña})	34,3	7,1	40,95

A partir del análisis de los resultados anteriores se llegó a las consideraciones siguientes:

Alternativa 1:

- Los generadores RETAL 45 t/h son capaces de incrementar la eficiencia térmica hasta un 76,54 % y el índice de generación hasta 2,27 t de vapor/t de bagazo.
- La temperatura de los condensados recuperados para la alimentación de las calderas se incrementa hasta 95 °C en la alternativa 1.

- Es posible calentar el jugo mezclado hasta 41 °C con la introducción del calentador líquido-líquido; además, elimina el uso de agua fría cruda en la imbibición.
- La generación de energía eléctrica mejora la mayor parte de sus índices de eficiencia, atendiendo al hecho de que el consumo específico del turbogenerador desciende un 9,4 %; el índice de generación de electricidad desciende al 3,2 % al no botarse escape para generar electricidad y disminuir el consumo de escape del proceso tecnológico. Del mismo modo, la relación calor/electricidad (Q/E) disminuye en un 8,9 %.
- Con la introducción de medidas de ahorro se satisface la demanda de potencia eléctrica del central-refinería y se tiene capacidad para exportar 761 kW de potencia.
- El *rate* de evaporación en el sistema de evaporación aumenta 17,5 %, lográndose un mayor aprovechamiento de la superficie calórica.
- La economía del quintuple disminuye a causa del aumento en número y cantidad de las extracciones de vapores vegetales.
- La superficie calórica del sistema de evaporación actual es suficiente para el esquema propuesto.
- El consumo de vapor del proceso tecnológico desciende en un 5,1 %, alcanzando el valor de 46,14 % en caña y el consumo de vapor total de la fábrica disminuye en un 12,3 %, llegando al 51,04 % en caña.
- Como resultado de la alternativa anterior, el central-refinería puede alcanzar excedentes de bagazo de 27,9 %, suficientes para enfrentar paradas en la molienda y continuar la refinación del crudo, además de que ofrece posibilidades para vender o almacenar para períodos de refinación de azúcar en tiempo de no zafra.
- Con este esquema, la utilización de vapores vegetales de menores temperaturas para la refinería permite la reducción de la formación de sustancias coloreadas, debido a la reducción en la diferencia de temperatura en el calentamiento de licores y en la cristalización. Se disminuye en 3,9 °C la temperatura del vapor hacia los tachos y el concentrador de licor, y se logran disminuciones de 30 y 19 °C para el calentamiento de los licores.

Alternativa 2:

- El uso de generadores de mayor capacidad y mejor diseño permite lograr eficiencias altas (80 %) y aumentar el índice de generación hasta 2,36 t de vapor/t de bagazo.

- La temperatura de los condensados recuperados para la alimentación de las calderas se incrementa hasta 110 °C con el uso de tanques presurizados y el agua de alimentación de las calderas llega hasta 120 °C con tratamiento térmico (desgasificación).
- Los índices de eficiencia de la generación de energía eléctrica se incrementan hasta valores cercanos a los reportados a nivel mundial con la utilización del turbogenerador de extracción-condensación y los parámetros más altos del vapor:
 - El consumo específico del turbogenerador desciende en un 44,4 %.
 - El índice de generación de electricidad aumenta en 211 %.
 - La relación calor/electricidad (Q/E) disminuye en un 60,6 %.
 - El índice de entrega de la electricidad excedente aumenta 27 veces.
- Con la introducción de los generadores de mayor capacidad, la electrificación del tándem dispone del 92,6 % del vapor directo para el turbogenerador.
- El consumo de vapor del proceso tecnológico desciende en un 5,1 %, alcanzando el valor de 46,14 % en caña, mientras que el consumo de vapor total de la fábrica aumenta hasta 67,25 % en caña para generar más energía eléctrica.
- Aún quedan sobrantes de bagazo (9,1 %) para enfrentar las paradas en la molienda del central y continuar con la refinación.
- Se reduce el costo ambiental de la producción de calor y electricidad, pues se incrementan los niveles de generación eléctrica y se mantienen los mismos niveles de combustión de biomasa renovable.
- Quedan claras las posibilidades de cogeneración en el período de no zafra con la producción de azúcar refino y la utilización de RAC como combustible principal.

Análisis exergético

Los resultados generales de la aplicación del método de análisis exergético a la alternativa 1 se muestran en la tabla 7.40, mientras que en la 7.41 se incluyen los resultados correspondientes a la alternativa 2. Una comparación entre ambos resultados se aprecia en la tabla 7.42.

Tabla 7.40 Resultados del balance de exergía. Alternativa 1

Subsistema	F; fueles (kW)	P; productos (kW)	L+D; irreversib. total (kW)	L; pérdidas (kW)	D; destrucciones (kW)	Eficiencia exergética (%)

Tándem	167,199	162,929	4,269	-	4,269	97,4 %
Generación de vapor	112,382	26,982	85,400	4,325	81,074	24,0 %
Planta eléctrica	16,527	14,658	1,868		1,868	88,7 %
Calentamiento de jugo mezclado	3,990	3,347	643	57	585	83,9 %
Purificación	2,696	2,450	246	62	184	90,9 %
Evaporación	15,796	12,656	3,139	572	2,566	80,1 %
Cristalización-cent. cr.	5,329	415	4,914	978	3,936	7,8 %
Reductora atemp. 140	2,599	2,257	342	-	342	86,8 %
Atemp. vap. de escape	14,641	14,586	54	-	54	99,6 %
Tub. vap. de escape	14,586	13,352	1,234	1,209	25	91,5 %
Tub. v. directo L-250	26,982	26,783	198		199	99,3 %
Enfriamiento de agua	1,229	174	1,054	3,0	1,051	14,2 %
Refinería de azúcar	3,290	196	3,093	388	2,705	6,0 %
Total fábrica	159,348	43,923	115,425	6,605	108,820	27,6 %

Tabla 7.41 Resultados del balance de exergía. Alternativa 2

Subsistema	F; fueles (kW)	P; productos (kW)	L + D; irreversib. total (kW)	L; pérdidas (kW)	D; destrucciones (kW)	Eficiencia exergética (%)
Tándem	159,542	158,297	1,244		1,244	99,2 %
Generación de vapor	142,958	40,686	102,273	5,458	96,815	28,5 %
Planta eléctrica	37,529	31,501	6,028	230	5,798	83,9 %
Calentamiento del jugo mezcl.	3,990	3,347	643	57	586	83,9 %
Purificación	2,697	2,450	247	62	184	90,9 %
Evaporación	15,796	12,657	3,139	573	2,567	80,1 %
Cristalización-cent. cr.	5,330	415	4,915	978	3,937	7,8 %
Reductora atemp. 140	2,983	2,257	726	-	726	75,7 %
Atemperam. del vap. de escape	16,505	16,040	465	-	465	97,2 %
Tub. vap. de escape	16,040	14,806	1,234	1,209	25	92,3 %
Tub. v. directo L-250	40,686	40,460	226	-	226	99,4 %
Enfriamiento de agua	1,579	225	1,354	3	1,351	14,3 %
Refinería de azúcar	3,290	196	3,094	388	2,706	6,0 %
Total fábrica	159 348,3	23 132,8	136,215	7 618,4	128,597	14,5 %

Tabla 7.42 Comparación de las eficiencias exergéticas de ambas variantes y la actual

Subsistemas	Eficiencia exergética (%)		
	Actual	Alternativa 1	Alternativa 2
Tándem	98,8	97,4	99,2
Generac. de vapor	21,5	24,0	28,5
Planta eléctrica	89,2	88,7	83,9
Calentamiento del jugo mezclado	74,9	83,9	83,9
Purificación	79,4	90,9	90,9
Evaporación	72,0	80,1	80,1
Cristalización-cent. crudo	6,7	7,8	7,8
Refinería	6,2	6,0	6,0
Fábrica total	23,4	27,4	14,5

Los resultados del balance exergético permiten hacer las siguientes observaciones:

Alternativa 1:

- El esquema térmico propuesto logra un incremento de 23,4 a 27,4 % de la eficiencia exergética global, valor altamente influenciado por los excedentes de bagazo.
- Se obtiene un incremento de la eficiencia exergética de 2,5 % en el subsistema de generación de vapor, motivado fundamentalmente por las mejoras introducidas en la combustión. Ello influye en la disminución del flujo de aire y gases de la combustión hasta valores recomendados, en el aumento de la temperatura del vapor de 298 a 315 °C y del agua hasta 95 °C.
- Disminuyen las pérdidas de exergía en el proceso de evaporación (8,1%), debido al incremento de las extracciones en el quintuple efecto y a una disminución del flujo de vapor hacia el condensador.
- Disminución de la eficiencia exergética de la reductora atemperadora de vapor directo a directo reducido (5,8 %), debido al incremento de la presión y la temperatura del vapor directo.
- El calentamiento de jugo mezclado, al realizarse escalonadamente con el uso de los condensados y a contracorriente con los vapores del quintuple efecto, mejora su eficiencia exergética desde 74,9 hasta 83,9 %, motivado por las diferencias menores de temperaturas en el intercambio de calor.

- Aumento de la eficiencia en el uso de la energía útil en el esquema de cristalización y centrifugación, favorecido por la disminución del flujo de vapor hacia los condensadores y por las concentraciones más altas de meladura.

Alternativa 2:

- El esquema térmico propuesto no logra un incremento de la eficiencia exergética global, la cual desciende de 23,4 a 14,5 % como consecuencia de la disminución de los excedentes de bagazo que son utilizados para la generación adicional de electricidad.
- Se obtiene un notable incremento de la eficiencia exergética en el subsistema de generación de vapor, llegando a un 28,5 % contra un 21,5 % en el esquema actual. Ello está motivado fundamentalmente por las mejoras introducidas en la combustión, disminuyendo el flujo de aire y gases de la combustión hasta valores recomendados, así como la temperatura de estos últimos. Logra asimismo el aumento de la temperatura del vapor de 298 a 400 °C y del agua hasta más de 115 °C.
- Disminuyen las pérdidas de exergía en el proceso de evaporación (8,1 %), igual que en la alternativa 1.
- Disminución de la eficiencia exergética de la reductora atemperadora de vapor directo a directo reducido (16,9 %), debido al incremento de la presión y de la temperatura del vapor directo, que debe reducirse desde 400 °C hasta valores próximos a 200 °C.
- El motivo de una eficiencia más baja en el subsistema de la planta eléctrica se debe a la condensación de una parte de los vapores de la turbina.

Análisis Pinch e integración de potencia-proceso

El método de integración potencia-proceso utilizado será el termodinámico-económico: en los aspectos termodinámicos se utiliza la tecnología Pinch y en los aspectos económicos el análisis dinámico. Se aplica el análisis Pinch al esquema de evaporación propuesto, se constata la reducción en el consumo de utilidades frías en el sistema de evaporación (de 6 589,1 kW para el esquema actual con 87,3 % en caña de jugo mezclado, contra 6 070,1 kW para ambas alternativas propuestas, con flujo de jugo mezclado de 95,88 % en caña), lo cual evidencia una reducción aún mayor. Las curvas de composición mantienen

buena verticalidad entre las corrientes que conforman los perfiles de temperaturas calientes y frías, y existe un buen aprovechamiento de la superficie de transferencia de calor. El punto de pellizco se encuentra a 117,6 °C, sin reportarse ninguna violación en el uso de la energía en forma de utilidades. En la tabla 7.43 se muestran los aspectos comparativos de este análisis con respecto al esquema actual.

Tabla 7.43 Resumen del análisis Pinch aplicado a la sección de evaporación

Parámetros		Actual	Alternativas
Flujo de JM de referencia	% en caña	87,3	95,88
Temperatura del pinch	°C	95	117,6
Pinch se encuentra en:		Efecto 3	Efecto 1
Utilidades calientes mínimas	kW	47 684,8	47 374,9
Utilidades frías mínimas	kW	6 589,1	6 070,1

El consumo de utilidades calientes (vapor de escape), en el quintuple efecto, se corresponde con el obtenido a través del balance termoenergético (78,02 t/h y 78,5 t/h).

En la gran curva compuesta de la fábrica para la alternativa 1 se aprecia que el proceso queda ubicado por debajo de la descarga de las turbinas, con un atemperamiento intermedio. Las pérdidas en el proceso disminuyeron con respecto al esquema actual, el pinch se encuentra a 115,3 °C, con un consumo mínimo de utilidades calientes de 48 763,5 kW y un consumo de utilidades frías de 33 960,2 kW. En el sistema actual, el consumo de utilidades tiene valores absolutos de 46 293 kW y 32 138 kW, por lo que para establecer una comparación es necesario multiplicar el valor por la relación de % de jugo mezclado propuesto/% de jugo mezclado encontrado en el período de estudio. Como resultado se obtiene que el consumo del proceso actual bajo las condiciones fijadas en el cálculo de las alternativas (95,88 % en caña de jugo mezclado/87,3 %) quedaría en 50 842 kW de utilidades calientes y 34 896 kW para las utilidades frías. Por lo que puede concluirse que la alternativa 1 ahorraría 2 078 kW de utilidades calientes, que representan 2,75 t/h de vapor de escape y 936 kW ahorrados en el enfriamiento (80 t/h de agua).

La alternativa 2 tiene características semejantes en el proceso tecnológico.

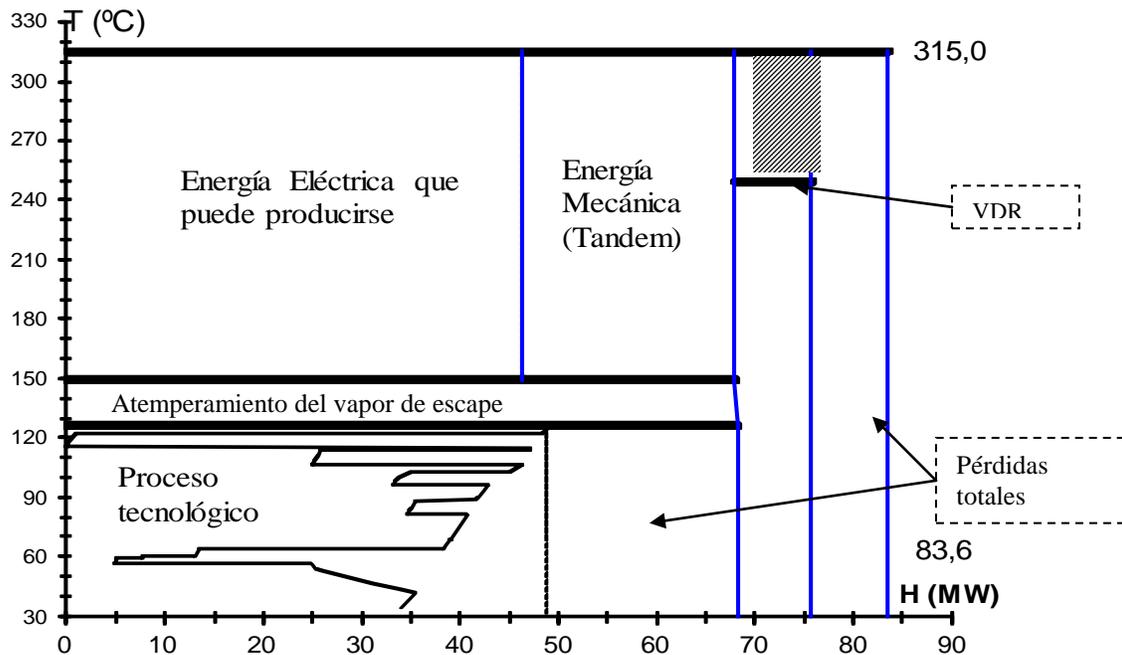


Figura 7.12 Gran curva compuesta de la fábrica. Alternativa 1

Análisis económico

Esta empresa tiene consolidado el mercado para sus producciones y se dedica a producir azúcares crudos y refinados para la venta en fronteras y algunas exportaciones. Como subproducto principal se obtiene miel B para la venta a diferentes clientes, además de lograr sobrantes de energía eléctrica, la cual cuenta con un mercado seguro en las redes del SEN.

Evaluación económica financiera: En la tabla 7.44 se muestra la propuesta de inversiones a realizar en cada una de las alternativas.

Tabla 7.44 Propuesta de inversiones a realizar en cada una de las alternativas

Alternativa 1	M\$	Alternativa 2	M\$
Remodelación de la retroalimentación de bagazo	50,0	1 GV de 60 t/h y 28 ata	1 630,0
Cambio de sistemas de bombeo	88,2	1 GV de 80 t/h y 28 ata	1 800,0
Calentador de aire para GV 4	70,0	Turbogenerador de 15 MW E-C	4 800,0
Renovación del aislamiento	49,8	Electrificación del tandem	250,0
Sust. de tubería de vapor directo	9,0	Las inversiones de la Alt-1	345,6

Calentador para L-L	22,0	Menos (calentador de aire)	-70,0
3 calentadores para licor filtr. y trat.	41,1		
Conexiones del sistema de evaporación con los consumidores	15,6		
Total	345,6	Total	8 755,6

La evaluación económica y financiera constituye el punto culminante de toda inversión, pues mide en qué magnitud los beneficios que se obtienen con la ejecución del proyecto superan los costos y gastos para su materialización.

Los beneficios son un aspecto fundamental, del cual depende en gran medida la recuperación de la inversión y su rentabilidad, por lo que si no es posible cuantificarlo no se podrá justificar la inversión y conocer su efecto en la economía (Castro, 2002). De estos ingresos deberá conocerse en detalle su magnitud y destino (mercado interno o externo; en moneda total y en divisas). Estos datos se reflejan en la tabla 7.45.

Tabla 7.45 Beneficios económicos de las alternativas propuestas

	Alternativa 1	Alternativa 2
Venta de bagazo	\$ 292 915/a	
Ahorro en compra de electricidad	\$ 45 685/a	\$ 45 685/a
Ahorro de fuel oil	\$ 619 859/a	\$ 1 632 596/a
Venta de electricidad	\$ 93 136/a	\$ 1 323 184/a
Beneficios totales	\$ 677 041	\$ 3 001 465/a

Cuando no se producen incrementos de producción y los beneficios son a través de los costos, se valora la producción actual con los costos antes y después de la inversión. Luego, en el análisis financiero (flujo de caja para la planificación financiera), se deducen las utilidades que existían antes de la inversión (Castro, 2002).

Para la evaluación se tomaron como ingresos los ahorros que se obtuvieron al no tener que comprar electricidad y fuel oil, y se evalúa la venta de bagazo sobrante y electricidad.

Para la determinación del flujo de caja con el fin de conocer el estado financiero de la propuesta y la determinación del valor actual neto, la tasa interna de retorno y el período de recuperación, se partió de la ficha de costo de la tonelada de azúcar crudo y de la ficha de costo de la tonelada de refino. Del mismo modo, se tomaron en cuenta los costos totales de la inversión y los beneficios por concepto de ahorro de bagazo y venta, ahorro de

electricidad y fuel oil. Los resultados de los análisis financieros con métodos dinámicos que definen la factibilidad de las inversiones son los siguientes, reflejados en la tabla 7.46:

Tabla 7.46 Indicadores de evaluación de alternativas económico-financieras

Parámetros	Alternativa 1	Alternativa 2
Inversión (M\$)	345,6	8 755,6
Valor actual neto (VAN) (M\$)	4 804,1	5 077,0
Tasa interna de retorno (TIR) (%)	267	26,24
Período de recuperación (PR) (años)	0,5	4

Al analizar estos resultados se puede plantear:

1. El período de recuperación de la inversión es menor para la alternativa 1, y puede pagarse en el primer año.
2. La tasa interna de retorno presenta valores muy favorables para ejecutar la alternativa 1, al presentar un valor de 267 %. Por otra parte, aunque la TIR dé 26,2 % para la alternativa 2, no muestra elevadas ventajas en la recuperación de capital respecto a la 1, aunque permite intereses bancarios superiores al 18 %.
- El costo de la tonelada de azúcar refino disminuye en \$ 52,9 con la aplicación de la alternativa 1, y en \$ 46,5 con la aplicación de la alternativa 2.

Conclusiones parciales:

1. El análisis energético, exergético, el análisis Pinch del esquema de evaporación propuesto y del proceso integrado mostraron que se aumenta la eficiencia energética del proceso global con los cambios incluidos en el estudio.
2. Con la alternativa 1 (de inversiones bajas) es posible aumentar los índices de entrega de energía eléctrica (3,97 kWh/tcaña) y lograr excedentes importantes de bagazo (27 %) para evitar el uso de combustibles fósiles en períodos de paradas y demanda energética máxima.
3. El análisis económico efectuado arroja indicadores dinámicos de factibilidad que ratifican las ventajas técnicas y financieras de las alternativas propuestas, fundamentalmente para la variante de menor inversión.

Conclusiones:

1. Con el análisis bibliográfico del estado del arte se encontró que la aplicación de un sistema de gestión energética permite la detección de las reservas en la eficiencia energética de la industria azucarera, estableciendo un procedimiento adecuado para los análisis energéticos, económicos y ambientales de las fábricas de azúcar.
2. La aplicación de la auditoría energética al central-refinería permitió detectar los problemas que afectan la eficiencia energética y su incidencia sobre el medio ambiente, encontrándose un alto consumo de energía en el proceso y considerables pérdidas hacia el medio ambiente.
3. La integración de potencia-proceso, el análisis Pinch y en general los métodos de análisis energéticos, basados en la segunda ley de la termodinámica, brindan una satisfactoria integración estructural, operacional y técnico-económica en los esquemas termoenergéticos de los centrales con refinería. El análisis Pinch aplicado al esquema energético del proceso tecnológico permite conocer el consumo mínimo de utilidades y el método exergético posibilita determinar los lugares con mayores potencialidades de recuperación de la energía.
4. Las principales dificultades definidas en el diagnóstico energético fueron solucionadas, estudiando la factibilidad de un grupo de alternativas en cada uno de los bloques energéticos analizados. En este trabajo se muestran dos variantes que permiten la integración energética: una con inversiones mínimas, que redundan principalmente en las medidas de ahorro, en la implementación de mejores esquemas energéticos con la utilización del propio equipamiento instalado, lo que posibilita los mayores beneficios inmediatos con el menor costo posible. Por otro lado, se propuso una alternativa de mayor envergadura con inversiones millonarias, pero que también permite el logro de la eficiencia energética, económica y el autoabastecimiento energético del proceso, además de reducir el costo ambiental de la producción de energía.

BIBLIOGRAFÍA

- AGUILERA, M.: «Potencialidades de ahorro de energía en procesos industriales de la combustión», *Industria Azucarera* (1), Dirección de Información Técnica del MINAZ, La Habana, 1989.
- ALARÍS, F. J.: «¿Está ud. realmente cogenerado? El caso de las industrias de procesos», Segundas Jornadas de Cogeneración, Comisión Nacional de Ahorro de La Energía (CONAE), México, 1993.
- BAEHR, H. D.: *Energie und Exergie*, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1965.
- BALOH, T. and E. WITWER: *Energy Manual for Sugar Factories*, 2nd. ed., Verlag, Berlín, 1995.
- BENÍTEZ, A. J. y A. E. CALVO: «Ambiente de referencia y exergía: definición para una fábrica de azúcar crudo», *Centro Azúcar* (2), Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 2000.
- BOIZAN, M. A.: «Importancia del secado del bagazo», *Centro Azúcar*, XIII (3), Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, jul.-sep., 1986.
- BRODJANSKIJ, V. M., W. FRATZSCHER and K. MICHALEK: *Exergie, theorie und anwendung*, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1986.
- CALVO, A. E. et al.: «Análisis exergético del proceso de producción de azúcar crudo», *Centro Azúcar* (2): 17-25; Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, mayo-ago., 1981.
- CAMPOS, J. C.: Diplomado de Ahorro de Energía: Fundamentos de gerencia exergética, México, 1995.
- _____ : *Gestión Total Eficiente de la Energía*, Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente (CEEMA), Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, 2001.
- CAPOTE, O., M. D. DE LOS RÍOS, C. A. CASANOVA, N. GARRIDO et al.: «Optimización de los esquemas energéticos en centrales azucareros», *Cuba Azúcar* 30 (1): 19-22; 2001.
- CARGNELUTTI, M., S. L. CORNEJO y T. A. MERINO: «Temperatura, composición y propiedades de los gases producto de la combustión de la biomasa», *International Sugar Journal*, 98 (1168): 145-149; Informa UK Ltd., London, 1996.
- CASTELLANOS, J., D. NAVARRO y M. TRUJILLO: «Distribución de la eficiencia exergética en estaciones evaporativas», *Centro Azúcar* (2), Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 1986.

- CASTRO, M. O.: «Intensificación de la cogeneración en ingenios no electrificados a través de la gestión energética», tesis para optar por el grado de Máster en Análisis de Procesos, Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 2002.
- COLECTIVO DE AUTORES: *Gestión Energética Empresarial*, Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente (CEEMA), Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, 2002.
- COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA: *Esquemas de cogeneración*, Amocalli Ediciones S. A., México, 1995.
- DIRECCIÓN DE REFINO Y BLANCO DIRECTO: *Índice de capacidades para fábricas de azúcar refino de Cuba*, MINAZ, La Habana, 1982.
- EMPRESA AZUCARERA GEORGE WASHINGTON: «Informes del Departamento de Contabilidad y Estadística. Zafra-2003», Empresa Azucarera George Washington, Santo Domingo, 2003.
- ESPERANZA, E.: «Estudio mediante computación de la efectividad de la aerodinámica en el horno RETAL», Trabajo de Diploma, Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, 1991.
- ESPINOSA, R.: «La Tecnología Pinch en la industria azucarera cubana», *Centro Azúcar* (3), Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 1999.
- _____ : *Conceptos fundamentales del método Pinch*, Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 1999 [folleto].
- _____ : «Principios del Método Pinch (análisis de intercambiadores de calor en cascada)», Maestría de Análisis de Procesos en la Industria Química, Departamento de Ingeniería Química, Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 2002.
- ESPINOSA, R. et al.: *Análisis de la integración energética en los procesos tecnológicos de la Industria Azucarera*, Departamento de Ingeniería Química, Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 1999.
- ESPINOSA, R. y Y. ESQUERRA: *Gestión energética en la industria azucarera*, Departamento de Ingeniería Química, Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 2000.
- FERNÁNDEZ, M. I., A. MARTÍNEZ, M. CASALS y A. SANG: *Determinación de la exergía de la caña*, Centro de Estudio de Eficiencia Energética, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Oriente, Santiago de Cuba, 1998.
- GONZÁLEZ, A.: *Cogeneración en la Industria Azucarera*, Departamento de Maquinaria Industrial, Delegación Provincial del MINAZ, Santa Clara, 1996.

- HERNÁNDEZ, L. C. y A. GARCÍA: «Estudio del proceso de combustión en un generador de vapor del central George Washington de Villa Clara», *Memorias de la II Conferencia Internacional de Química*, Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 2003.
- HERRERA, J., J. ORIVE and A. BOESCHE: «Guatemala Sugar industry», *International Sugar Journal*, 103 (1235): 484-485; Informa UK Ltd., London, 2001.
- HUGOT, E.: *Manual para Ingenieros Azucareros*, Edición Revolucionaria, La Habana, 1967.
- INSTITUTO CUBANO DE INVESTIGACIONES AZUCARERAS: GracilPost versión 2.0: Procesamiento de registros históricos de Gracil 1992-2000, Registro del 27 de marzo de 2003. 03:22:00-03:54:00 hrs.
- INSTITUTO DE PROYECTOS AZUCAREROS: *Curvas características de consumo de vapor contra carga para los distintos motores primarios*, MINAZ, La Habana, 1989.
- _____ : «Proyecto de construcción de una caldera de 60 t/h en el central 10 de Octubre», IPROYAZ, La Habana, 2002.
- JASSO, G. M.: *Ahorro de energía. Memorias del IV Congreso Nacional*, IV Congreso Nacional Ahorro de Energía, Guadalajara, 1993.
- JEZOWSKI, J.: «Heat Exchanger Network Grassroot and Retrofit Design. The Review of the State of the Art. Part I», *Hungarian Journal of Industrial Chemistry* (22): 279-294; University of Veszprém, Veszprém, 1994.
- KERN, D. Q.: *Procesos de Transferencia de Calor*, Edición Revolucionaria, La Habana, 1978.
- LARSON, E. D. y C. I. MORRINSON: «Economics Scales for First-Generation Biomass-Gasifier/Gas Turbine Combined Cycles Fueled from Energy Plantations», *Journal for Engineering for Gas Turbines and Power* (119): 285-289; American Society of Mechanical Engineers, United States of America, April, 1997.
- LINNHOF, B.: «The pinch Design Method of Heat Exchanger Net Works», *Chemical Engineering Science*, 38 (5): 745-763; Elsevier, Amsterdam, 1983.
- _____ : «The process/utility interface», *2nd International Meeting on the National Use of Energy*, 2nd International Meeting on the National Use of Energy, Luge, Belgium, 1986.
- LINNHOF, B.: «Shaftwork Targets of Low Temperature Process Design», *Chemical Engineering Science*, 47 (8), Elsevier, Amsterdam, 1992.

- LINNHOFF, B. and J. LEUR: «Apropiate placement of furnaces in the integrated process», *Symposium Series* (109), AIChE, United States of America, 1988.
- LINNHOFF, B. et al.: *User Guide on Process Integration for Efficient Use of Energy*, Institution of Chemical Engineers, Rugby, 1997.
- LIU, Y. A.: «Recent Progress Towards the Systematic Multiobjective Synthesis of Heat Exchanges Network», *Paper* (20), AIChE Annual Meeting, 1982.
- LÓPEZ, E.: «Determinación de los parámetros técnicos y de operación en la planta moledora del CAI George Washington», Trabajo de Diploma, Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 1996.
- MC CABE, W. L. and J. C. SMITH: *Unit Operation's of Chemical Engineering*, 3rd ed., Mc Graw Hill, New York, 1976.
- MINISTERIO DE LA INDUSTRIA AZUCARERA: Norma ramal. Norma técnica 600-16 sobre el aislamiento térmico en la industria azucarera, MINAZ, La Habana, 1972.
- _____ : *Manual de Operaciones para la producción de Azúcar Crudo de Caña*, Dirección de Tecnología del MINAZ, La Habana, 1995.
- _____ : *Manual de operaciones planta moledora*, MINAZ, La Habana, 1996.
- _____ : «Versión Rectificada. Datos seleccionados para la evaluación de la inversión: Reordenamiento tecnológico de la refinería Washington», Delegación Provincial de Villa Clara, Santa Clara, 1997.
- _____ : *Reglamento para las regulaciones del proceso inversionista en el MINAZ*, MINAZ, La Habana, 1999.
- _____ : *Metodología actualizada para la elaboración de las fundamentaciones económico-financieras de los de evaluaciones económicas*, Dirección de Economía y Planificación, MINAZ, La Habana, 1999.
- _____ : «Programa de Ahorro de Electricidad en la Empresa George Washington», Empresa George Washington, Santo Domingo, 2003.
- NOEL, E. L.: «Cogeneration and the Optimal Steam/Energy Balance», *International Sugar Journal* (1150), Informa UK Ltd., London, 1994.
- PARTIDO COMUNISTA DE CUBA: «Resolución económica del V Congreso del Partido Comunista de Cuba», *Granma*, La Habana, 7 de noviembre de 1997.
- PAVLOV, K. F., P. G. ROMANKOV y A. A. NOSKOV: *Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química*, Editorial Mir, Moscú, 1981.

- PAYNE, J. H.: «Cogeneration in the cane sugar industry», *Sugar Serie* (12), Elsevier, Amsterdam, 1991.
- PEHLER, F. A. y Y. A. LIU: «Thermodynamic Availability Analysis in the Synthesis of Energy Optimum and Minimum Cost Heat Exchanger Network», AIChE Annual Meeting, United States of America, 1983.
- PÉREZ, R.: *Software Deuda. Balance y Flujos sobre Microsoft Excel según Metodología aprobada para la evaluación económica de inversiones*, MINAZ, La Habana, 1998.
- PÉREZ, O. y O. GOZÁ: «Simulación y análisis del sistema termoenergético del CAI Amistad con los Pueblos», *Cuba Azúcar* 29 (4): 15-19, 2000.
- PERRY, R. H.: *Chemical Engineers' Handbook*, 5th ed., Mc Graw Hill, New York, 1973.
- _____ : *Chemical Engineers' Handbook*, 7th ed., McGraw Hill Companies Inc., New York, 1997.
- PETER, M.: *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*, 2da. ed., Ediciones Revolucionarias, La Habana, 1980.
- SARRÍA, B., N. ARZOLA DE LA PEÑA y A. TOLEDO DORREGO: «Combustión de bagazo en quemadores: prometedora tecnología para la industria azucarera», *Centro Azúcar* (3), Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 1999.
- SINNOTT, R. K.: *Chemical Engineering Design*, vol. 6, 2nd ed., Pergamon Press, Oxford, 1993.
- SOTOLONGO, J. A., R. PARÚAS, A. ALMARALES y C. BLANCO: «¿Qué necesitamos: energía o exergía?», disponible en: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energiaytu.html>
- TORRES, M. J. y W. GÓMEZ: «Cuba y la energética sustentable», *Ingeniería Energética*, XIV (3), IPSJAE, La Habana, 1993.
- VALDÉS, A.: «Cogeneración de energía eléctrica en la industria azucarera cubana: Antecedentes y situación actual», *Revista ATAC* (1), Asociación de Técnicos Azucareros de Cuba, La Habana, ene.-jun., 1996.
- VLADIMIR, R.: «Integración de potencia y procesos en el CAI H. Rodríguez», Trabajo de Diploma, Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, Santa Clara, 1999.
- WALL, G.: «Exergy flows in industrial processes», *Energy* 13 (2): 197-208; Great Britain, 1988.

DATOS DE LOS AUTORES

Rubén Octavio Espinosa Pedraja

Profesor titular y consultante, ha ejercido la docencia por más de cuarenta años en el Departamento de Ingeniería Química de la Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas (UCLV). Obtuvo el título de Ingeniero Químico en 1966 y es Máster en Análisis de Procesos de la Industria Química. Ha publicado más de noventa artículos científicos, cuatro libros y ocho monografías sobre energética industrial. Es miembro de la Comisión Provincial y Nacional de Energía.

Juan Pedro Hernández Tousest

Profesor titular del Departamento de Ingeniería Química de la Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, en la cual obtuvo los títulos de Ingeniero Químico (1985), Máster (2000) y Doctor Consultante (2008). Ha publicado más de treinta artículos, un libro y varias monografías sobre los temas de transferencia de calor, evaluación de tecnologías de industrias químicas, fabricación de papel, fraccionamiento de aire y cultivo intensivo de macroalgas marinas. Ha participado en proyectos internacionales en Alemania y Brasil y en la asesoría de maestrías en Venezuela.

Félix Abel Goya Valdivia

Profesor titular e investigador del Centro de Estudio de Química Aplicada y de la Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas. Graduado de Ingeniero Mecánico Tecnólogo, Máster en el Instituto de Refrigeración Industrial de Odessa, Ucrania (1986) y Doctor Consultante (2000). Ha publicado más de treinta artículos y monografías en torno a los temas de seguridad tecnológica y ambiental en procesos químicos. Ha colaborado en la docencia de pregrado y posgrado en universidades de Venezuela.

Jorge Leiva Más

Profesor auxiliar del Departamento de Ingeniería Química de la Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas, en la cual obtuvo los títulos de Ingeniero Químico (1982), Máster (2002) y Doctor Consultante (2012). Ha publicado más de treinta artículos y monografías en torno a los temas de tecnología azucarera, sistemas de indicadores ambientales y producción más limpia. Tiene experiencia industrial con más de diez años en los departamentos de producción de fábricas de azúcar en Cuba y Argentina. Ha impartido

docencia a estudiantes y graduados de Ingeniería Química en universidades de Venezuela y Brasil.