

100  
24



# Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Ingeniería

CARACTERIZACION DE EQUIPO DE PROCESO

TESIS PROFESIONAL

Que para obtener el Título de

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

p r e s e n t a n

ENRIQUE MUÑOZ DIAZ

MIGUEL ANGEL ROBLES ATAYDE



Director de Tesis:

ING. AUGUSTO SANCHEZ CIFUENTES

MEXICO, D. F.

1990

FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

# INDICE

CAPITULO 1.	INTRODUCCION.....	1
CAPITULO 2.	REVISION DE CONCEPTOS TERMODINAMICOS Y DE TRANSPORTE.....	3
2.1	Energia y Primera ley de la Termodinámica.....	3
2.2	Entropia y Segunda ley de la Termodinámica.....	7
2.3	Exergia y balances exergeticos.....	10
CAPITULO 3.	DESCRIPCION DE EQUIPOS.....	13
3.1	Torres de enfriamiento.....	13
3.2	Turbinas de vapor.....	20
3.3	Turbinas de gas.....	28
CAPITULO 4.	ANALISIS DE LA TRANSFERENCIA DE MASA, ENERGIA Y EXERGIA EN LOS EQUIPOS.....	31
4.1	Torres de enfriamiento.....	31
4.1.1	Cuerpo de la torre.....	32
4.1.2	Bomba-Tuberia.....	40
4.1.3	Ventiladores.....	45
4.2	Turbinas de vapor.....	49
4.3	Turbinas de gas.....	54
4.3.1	Compresor.....	55
4.3.2	Cámara de combustion.....	69
4.3.3	Turbina de gas.....	78
4.3.4	Regenerador.....	79
CAPITULO 5.	DESARROLLO DE PROGRAMAS.....	82
5.1	Torres de enfriamiento.....	82
5.2	Turbinas de vapor.....	87
5.3	Turbinas de gas.....	89
CAPITULO 6.	EJEMPLOS DE APLICACION.....	94
6.1	Torre de enfriamiento.....	95
6.2	Turbina de vapor.....	103
6.3	Turbina de gas.....	108
CAPITULO 7.	CONCLUSIONES.....	113
	APENDICE.....	114
	BIBLIOGRAFIA.....	124

## CAPITULO I

### INTRODUCCION

El uso eficiente de la energía ha cobrado vital importancia en los últimos años, debido principalmente al incremento del costo de nuestros combustibles más usados y al inminente decremento de su disponibilidad en un futuro no muy lejano.

Esta preocupación por el aprovechamiento de la energía ha modificado el criterio de diseño de equipos de proceso, antes enfocado al costo inicial y ahora con un gran interés por los costos de operación.

Por lo tanto es necesario desarrollar programas y estrategias encaminados a la racionalización del uso de los recursos energéticos, ya que en países como el nuestro, con graves problemas de financiamiento, resulta más atractivo disminuir el crecimiento de la demanda que aumentar la oferta, sin deteriorar el crecimiento económico del país.

El sector industrial es el principal consumidor de energía del país. Debido a su relativamente bajo número de usuarios, ofrece una buena oportunidad para atacar los problemas de consumo de energía sin afectar su producción, a través de sistemas y mecanismos que permitan conocer en donde y como están siendo utilizados los insumos energéticos dentro de sus plantas. De tal forma que se puedan planear las mejores estrategias económica y tecnológicamente, para lograr el óptimo aprovechamiento de la energía en sus procesos.

Los estudios hasta ahora realizados no se han limitado a mejoras de las fuentes utilizadas, sino que han profundizado en los procesos industriales encontrando que en muchos casos las principales pérdidas de energía son ocasionadas por equipos ineficientes, diseños inapropiados, instalaciones inadecuadas, condiciones de operación fuera de diseño, etc..

Para evaluar la eficiencia energética de un proceso es necesario hacer la evaluación de cada una de sus partes, por lo que es conveniente contar con una metodología adecuada para el análisis de cada equipo. De esta manera se podrá detectar en forma precisa el equipo o parte del proceso en donde se tenga la mayor pérdida de energía disponible, y proceder al análisis técnico y económico de sus posibles mejoras.

Para estimar la eficiencia del uso de la energía en los equipos, es necesario aplicar una medida realista que indique en que medida se está aprovechando la energía en el sistema. El análisis exergético proporciona esta medida del uso efectivo de la energía continuando la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica. Con este análisis puede obtenerse una mejor perspectiva, desde el punto de vista económico, del adecuado funcionamiento del equipo.

Caracterizar todos los equipos utilizados en la industria nacional

no es tarea fácil, ya que existen equipos complejos de características muy especiales que requieren de un análisis más profundo. Sin embargo los procesos de transformación de energía no son tan diversos y existen varios equipos de uso general en diferentes tipos de industria.

El presente forma parte de un trabajo global que actualmente se está desarrollando en el Departamento de Fluidos y Térmica de la Facultad de Ingeniería de la U. N. A. M.. En el se muestra la caracterización sistematizada de los siguientes equipos:

- a) Torres de enfriamiento.
- b) Turbinas de vapor.
- c) Turbinas de gas.

Este trabajo es un esfuerzo para ayudar a evaluar los consumos energéticos en los procesos industriales, como una herramienta útil para poder evaluar en forma eficaz las auditorías energéticas en las plantas industriales del país.

## CAPITULO 2

## REVISION DE CONCEPTOS TERMODINAMICOS Y DE TRANSPORTE

En este capítulo se abordarán brevemente tres de las bases termodinámicas esenciales que sirvieron de herramienta para el análisis de los equipos de proceso contemplados en este estudio.

2.1 ENERGIA Y PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA.

## 1. - CONCEPTO DE ENERGIA.

La energía es algo que aparece en muchas formas que se relacionan entre sí, ya que se puede convertir de una forma a otra; esto indica que la energía es inherente a toda la materia. No resulta fácil definir el término general "energía", excepto si decimos que es la capacidad de producir un cambio; aunque las diversas formas en que ésta se manifiesta sí se pueden definir con precisión.

## 2. - FORMAS DE ENERGIA.

En general, podemos hablar de dos formas de energía:

## A) ENERGIA EN TRANSITO.

Es el tipo de energía que tiene que atravesar las fronteras del sistema para tener significado, mismo que se pierde una vez que salió o entró al sistema. Estas formas de energía son: Trabajo y Calor.

a) TRABAJO MECANICO. - Se define como la acción de una fuerza "F", ejercida en un desplazamiento, "x", en la dirección de la fuerza. Sin embargo, en Termodinámica nos interesa el trabajo asociado a un sistema. Una expresión útil para el trabajo mecánico en un sistema cerrado es:

$$W_{12} = \int_1^2 p dV \quad \dots\dots\dots(2.1.1)$$

b) TRABAJO DE FLUJO. - Este tiene relevancia en una corriente o masa de fluido en movimiento. Básicamente, el trabajo de flujo es el que se realiza al empujar un fluido a través de una frontera, generalmente hacia adentro o hacia afuera de un sistema.

$$W_{\text{flujo}} = pV \quad \dots\dots\dots(2.1.2)$$

c) OTRAS FORMAS DE TRABAJO. - Existen otras formas que no tienen relevancia en Termodinámica, como son: Trabajo de tensión superficial, Trabajo de deformación, Trabajo eléctrico, Trabajo magnético, etc.

d) CALOR. - Se define como energía que atraviesa las fronteras de un sistema, debido a una diferencia de temperaturas entre dicho

sistema y sus alrededores. La interacción puede ocurrir por tres diferentes mecanismos:

d.1) Conducción.- Es el calor que se transfiere entre cuerpos sólidos y se cuantifica según la ecuación de Fourier:

$$Q_{12} = -k \nabla T \dots\dots\dots(2.1.3)$$

donde "k" es la conductividad térmica del material y en general, varía con la temperatura "T".

d.2) Convección.- Es la transferencia de calor entre un fluido y una pared sólida o entre dos fluidos y se calcula con la ecuación de enfriamiento de Newton:

$$Q_{12} = hA(T_s - T_w) \dots\dots\dots(2.1.4)$$

donde "h" es el coeficiente convectivo y en general, depende del número de Reynolds, del número de Prandtl, de la conductividad térmica "k" del fluido y de las características geométricas. T<sub>s</sub> es la temperatura promedio de la superficie sólida que esté interviniendo y T<sub>w</sub> la del fluido de trabajo.

d.3) Radiación.- Es el calor transferido sin contacto físico, por medio de ondas electromagnéticas. El calor por radiación de un cuerpo gris con una temperatura T<sub>1</sub> a un cuerpo gris con una temperatura T<sub>2</sub> es:

$$Q_{12} = c_1 \sigma F_{12} A_1 (T_1^4 - T_2^4) \dots\dots\dots(2.1.5)$$

donde "F<sub>12</sub>" se conoce como Factor de Forma entre los cuerpos, y es una función que depende de las características superficiales de ambos cuerpos y del arreglo geométrico que guardan entre sí; "σ" es la constante de Stefan-Boltzman; "c<sub>1</sub>" y A<sub>1</sub> son la emisividad y el área, respectivamente, del cuerpo gris 1.

#### B) ENERGIA COMO PROPIEDAD DE UN SISTEMA.

Es el tipo de energía que un sistema posee por sus características; los más importantes son los siguientes:

a) ENERGIA POTENCIAL.- Es la que posee un sistema debido a su posición con respecto a una referencia. Para un sistema de masa constante "m":

$$\Delta EP = mg(Z_2 - Z_1) \dots\dots\dots(2.1.6)$$

donde "Z<sub>2</sub>-Z<sub>1</sub>" es un cambio de altura vertical según una referencia y "g" es la aceleración de la gravedad.

b) ENERGIA CINETICA.- Es la debida al movimiento del sistema. Para un sistema de masa constante "m" y cambio constante de velocidad:

$$\Delta EC = \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) \dots\dots\dots (2.1.7)$$

donde  $V_1$  y  $V_2$  son las velocidades del sistema al inicio y al final, respectivamente.

c) ENERGIA INTERNA. - Se relaciona con la estructura molecular de una sustancia. Aún cuando no es posible medir la energía interna, total o absoluta, sí se pueden medir sus cambios. Por ejemplo, la energía interna de una molécula diatómica puede visualizarse en función de cuatro formas de energía cinética (traslación, vibración, rotacional de segunda clase y rotacional de primera clase) y una forma de energía potencial (potencial gravitacional). Estas cinco modalidades explican la energía almacenada en la estructura molecular.

La energía interna, al igual que la potencial y la cinética, son propiedades extensivas de los sistemas.

$$U_{sist} = \sum (\text{Energía molecular})_{sist} \dots\dots\dots (2.1.8)$$

### 3. - CONSERVACION DE LA MASA.

Es una ley física no demostrable teóricamente, sólo comprobable por haberse deducido de diversos hechos experimentales. Esta ley establece que la materia total que interviene en una transformación es constante.

Dicha ley no necesita comprobarse en el caso de sistemas cerrados, pero para los sistemas abiertos fijos en el espacio existe una expresión para comprobar la conservación de la masa para el caso de varias entradas y salidas, flujo unidimensional y estado estable, llamada: "Ecuación de Continuidad":

$$\sum (\rho A V)_e = \sum (\rho A V)_s \dots\dots\dots (2.1.9)$$

donde:  $\rho$  = Densidad.  
 $A$  = Área transversal.  
 $V$  = Velocidad

### 4. - CONSERVACION DE LA ENERGIA: PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA.

La primera ley de la Termodinámica es un enunciado acerca de la conservación de la energía.

En el caso de un sistema cerrado en el que se realiza un ciclo la integral cíclica del calor es igual a la integral cíclica del trabajo:



$$\oint \delta W = \oint \delta Q \quad \dots\dots\dots(2.1.10)$$

La primera ley para un sistema cerrado en el que se realiza un proceso de un estado 1 a un estado 2:

$$\delta Q - \delta W = dE \quad \dots\dots\dots(2.1.11)$$

donde "E" es la energía total del sistema, constituida por la energía interna y la mecánica.

Integrando (2.1.11) sin considerar efectos de electricidad, magnetismo o de superficie, se tiene:

$$Q_{12} = W_{12} + m \left[ (u_2 - u_1) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) + g(Z_2 - Z_1) \right] \quad \dots\dots\dots(2.1.12)$$

donde: Q= Calor que entra (+) o sale (-) del sistema.  
 W= Trabajo que entra (-) o sale (+) del sistema.  
 m= Masa del sistema.  
 u= Energía interna.  
 V= Velocidad.  
 g= Aceleración de la gravedad.  
 Z= Altura geodésica.

La primera ley de la Termodinámica correspondiente a un Volumen de Control o Sistema Abierto con varias entradas y salidas es:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \left[ \left( \frac{V^2}{2} + gZ + h \right) \dot{m}_e \right] - \sum \left[ \left( \frac{V^2}{2} + gZ + h \right) \dot{m}_s \right] \quad \dots\dots\dots(2.1.13)$$

Para el caso de un volumen de control en el que se experimenta estado estable y flujo permanente, (2.1.13) se convierte en:

$$\dot{Q} + \sum \left[ \left( \frac{V^2}{2} + gZ + h \right) \dot{m}_e \right] = \dot{W} + \sum \left[ \left( \frac{V^2}{2} + gZ + h \right) \dot{m}_s \right] \quad \dots\dots\dots(2.1.14)$$

donde h es la Entalpía y se define como la suma de la energía interna y la de flujo:  $h = u + Pv$ .

La ecuación (2.1.14) es la de uso más común en la práctica cuando se requiere realizar un balance de energía para un determinado volumen de control, dado que la mayoría de los equipos reales trabajan en estado estable y flujo permanente.

## 2.2 ENTROPIA Y SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.

### 1. - CONCEPTO DE ENTROPIA.

La entropía es la propiedad de la materia que mide el grado de organización o desorden en una sustancia a nivel microscópico.

La entropía se designa con la letra "S" y sus unidades en el Sistema Internacional son "kJ/K". También suele manejarse la entropía específica, la cual en el mismo sistema de unidades se expresa en "kJ/kg-K".

La magnitud de la entropía refleja la incertidumbre del estado microscópico. Cuando las moléculas se mueven produciendo colisiones, el estado microscópico cambia continuamente. Esta incertidumbre hace imposible la conversión total de la energía molecular a trabajo útil.

En el cristal perfecto de una sustancia pura, a la temperatura de 0 (K), las moléculas están en reposo total y apiladas según la estructura cristalina. Esta condición completamente organizada implica una total certidumbre del estado microscópico y por lo tanto la entropía vale cero.

La entropía es una propiedad extensiva. La entropía de un sistema complejo es la suma de las entropías de sus partes.

### 2. - SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.

En forma natural, todos los procesos producen entropía; junto con esta producción se reduce la capacidad de realizar trabajo útil. La energía se degrada a formas menos aprovechables y se dice que existe una disminución de la disponibilidad de energía.

En palabras, la Segunda Ley de la Termodinámica expresa que:

" La entropía puede producirse, pero nunca destruirse "

Para un sistema aislado:

$$\Delta S = S_{\text{final}} - S_{\text{inicial}} \dots (2.2.1)$$

$$\Delta S \geq 0 \dots (2.2.2)$$

La Segunda Ley es muy útil para determinar si un proceso puede suceder. En Ingeniería es indispensable para determinar las condiciones óptimas que pueden lograrse en cualquier situación dada.

### 3. - PROCESOS REVERSIBLES E IRREVERSIBLES.

Un proceso es reversible si al realizar el proceso inverso se puede regresar a las condiciones de partida. En términos de la producción de entropía entre dos estados cualesquiera y considerando un sistema no aislado (es decir, se considera el

sistema y sus alrededores):

$\Delta S = 0$	Proceso reversible
$\Delta S > 0$	Proceso irreversible
$\Delta S < 0$	Procesos imposibles.

El proceso reversible es una idealización a la que algunos casos reales pueden aproximarse en un grado elevado.

La irreversibilidad refleja un incremento en la cantidad de energía desorganizada a expensas de la organizada. A la energía desorganizada es necesario ponerla en orden antes de utilizarla en forma efectiva; y como siempre se tiene cierta incertidumbre sobre el estado microscópico, la puesta en orden nunca será perfecta. Es tarea del Ingeniero reducir al máximo la irreversibilidad de los sistemas para obtener su óptimo funcionamiento.

Entre los procesos irreversibles se encuentran:

- La transferencia de energía en forma de calor.
- El movimiento con fricción.
- La expansión espontánea.
- La reacción química espontánea.
- La mezcla de sustancias con diferente composición o estado.

Los procesos irreversibles siempre producen entropía y dan por resultado una degradación de la energía.

#### 4.- CAMBIO Y TRANSFERENCIA DE ENTROPIA.

Consideremos un sistema abierto cualquiera. La Segunda Ley específica exclusivamente que la entropía total del sistema aislado se incrementa. Para un sistema abierto la entropía de una parte del sistema disminuye, mientras aumenta la de otra porción, lo que da por resultado un aumento de la entropía total. Expresando esto en una ecuación:

$$S_{\text{prod}} = S_{\text{vc}} + \sum m \cdot s_{\text{e}} - \sum m \cdot s_{\text{s}} - \sum \frac{Q_i}{T_i} \geq 0 \dots \dots (2.2.3)$$

donde:

$S_{\text{prod}}$  = Entropía producida por unidad de tiempo.

$S_{\text{vc}}$  = Entropía que se acumula en el Volumen de Control, por unidad de tiempo.

$m \cdot s_{\text{e}}$  = Entropía que entra, por unidad de tiempo.

$m \cdot s_{\text{s}}$  = Entropía que sale, por unidad de tiempo.

$Q_i$  = Calor que entra desde una fuente o que sale hacia

un sumidero, del sistema.  
 $T_i$  = Temperatura absoluta de la fuente o del sumidero.

Si se realizan procesos en estado estable:

$$S_{\text{prod}} = \sum m \cdot s_{\text{e}} - \sum m \cdot s_{\text{e}} - \sum \frac{Q_i}{T_i} \geq 0 \quad \dots\dots(2.2.4)$$

Las transferencias de entropía siempre están relacionadas con transferencias de energía en forma de calor; después de todo el calor es un proceso desorganizado de transferencia de energía, por lo que es de esperarse que junto con la energía fluya cierta desorganización.

El trabajo es una transferencia de energía microscópicamente organizada y, en consecuencia, no existe transferencia de entropía relacionada con el trabajo.

La entropía de un sistema aislado puede aumentar o disminuir y transferirse al interior o al exterior, en tanto que la producción total de entropía nunca sea menor a cero.

### 2.3 EXERGIA Y BALANES EXERGETICOS.

Frecuentemente usamos balances energeticos conforme a la primera ley para indicar que la energia se conserva. Sin embargo, esto no es suficiente en muchos analisis, por ejemplo, cuando queremos saber cuanto trabajo util podemos obtener de un sistema a partir de una misma cantidad de energia.

Aparecen entonces conceptos nuevos como "calidad de la energia", que puede entenderse como su capacidad de originar una transformacion. De esta manera, siempre que se analice termodinamicamente un proceso deben tenerse en cuenta las diferencias en la calidad de la energia. Esta caracteristica depende del modo en que se almacene la forma de energia que se este considerando. En general, la energia se puede almacenar en forma ordenada o desordenada, y como la entropia indica el grado de desorden molecular del sistema, es de esperarse que esta nos sirva para determinar la medida en que una forma dada de energia desordenada pueda ser convertida en una forma ordenada.

Las formas ordenadas de energia por lo general se manifiestan como trabajo y las desordenadas como calor. La energia ordenada goza de varias caracteristicas que permiten hacer un analisis solo con la primera ley; mientras que la energia desordenada, por sus caracteristicas, exige un analisis tambien con la segunda ley.

Ahora bien, es necesario contar con una medida general para determinar la calidad de las diversas formas de energia, valida para cualquier analisis. Dicha medida resulta ser el "trabajo util maximo" que puede obtenerse a partir de una cantidad dada de energia de una cierta forma y referido a un ambiente determinado. A tal medida se le llama "energia utilizable o exergia".

En vista de lo anterior podemos decir que, mientras que la primera ley expresa la "conservacion de la energia", la segunda ley expresa la "degradacion de la energia", entendida como la destruccion de exergia a causa de las irreversibilidades de los procesos, y es esto ultimo lo que se pretende analizar con los balances exergeticos.

#### 1. - AMBIENTE DE REFERENCIA.

Anteriormente se menciono la necesidad de contar con un ambiente de referencia, en donde se supone un estado de equilibrio termodinamico completo. Dicho ambiente puede actuar sobre un sistema en tres formas: intercambiando calor, intercambiando trabajo e intercambiando materia. Dadas estas interacciones, el ambiente determina los niveles de temperatura, presion y potencial quimico que han de tomarse como referencia para los calculos de exergia.

Se entiende que un sistema se encuentra en el "estado muerto" cuando su temperatura, presion y potencial quimico son iguales a los del ambiente.

## 2. - DETERMINACION DE EXERGIAS.

En general, la exergía de una sustancia es la suma de dos términos:

$$b = b_f + b_o \dots\dots\dots(2.3.1)$$

en donde  $b_f$  representa la "exergía física" y  $b_o$  la "exergía química".

1. - Exergía Física. - Es el trabajo útil máximo que puede obtenerse de una sustancia al llevarla desde un estado arbitrario (T,P) hasta el estado ambiental (T<sub>o</sub>,P<sub>o</sub>), sin ninguna transformación química. En la práctica, la exergía física tiene su utilización más importante en el estudio de los procesos de flujo de materia y calor en sistemas abiertos.

a) Exergía de un flujo de materia:

Mediante un análisis que involucra un flujo de materia en régimen permanente, se pretende encontrar el trabajo útil máximo que se puede obtener al llevar el fluido desde un estado inicial cualquiera hasta el estado muerto, con la sola intervención de la corriente fluida que circula y la del ambiente. De dicho análisis se llega a que la exergía física de un flujo de materia es:

$$b = (h_f^o - h_o^o) - T_o(s_f - s_o) \dots\dots\dots(2.3.2)$$

donde  $h^o$  se conoce como "entalpía"<sup>(1)</sup> y a su vez se define como:

$$h^o = e + Pv = h + \frac{1}{2} v^2 + gz \dots\dots\dots(2.3.3)$$

b) Exergía de un flujo de calor:

Para un proceso del cual se quiere conocer el trabajo útil máximo que puede obtenerse con la sola intervención del flujo de calor "q" a una temperatura "T" y del ambiente, se llega a que la exergía depende de la eficiencia de Carnot según la siguiente expresión:

$$b = q \left[ 1 - \frac{T_o}{T} \right] \dots\dots\dots(2.3.4)$$

de donde se observa que el contenido exergético es tanto menor cuanto más se aproxima "T" a "T<sub>o</sub>".

2. - Exergía química. - Es el trabajo útil máximo que puede obtenerse de una sustancia al llevarla desde el estado ambiental (T<sub>o</sub>,P<sub>o</sub>) hasta el estado muerto. Consideremos que los reactivos "R" realizan una reacción química para transformarse en un flujo de productos "P". Haciendo un análisis en condiciones de estado estable y recordando el concepto de Entalpía libre de Gibbs, se puede concluir que en un proceso con reacción química, el trabajo útil máximo que puede obtenerse coincide con la disminución en la entalpía libre que tiene lugar en el mismo:

$$b_o = g_R - g_P = -\Delta g \dots\dots\dots(2.3.5)$$

(1) Bejan, A. Advanced Engineering Thermodynamics. Wiley, 1988. Pag. 25

donde  $g=h-Ts$  (Entalpía libre de Gibbs).

La expresión (2.3.1) permite calcular la exergía de cualquier sustancia, siempre que se conozca la exergía química. Los cálculos se facilitan mucho si se dispone de tablas de exergía química de sustancias usuales (Ver tabla B-1 del apéndice).

### 3. - BALANCES EXERGETICOS.

Consideremos el caso más usual, un sistema abierto en régimen permanente, en el que se realizan procesos cualquiera físicos y/o químicos (no nucleares), con varias entradas y salidas, con intercambio de calor y con producción de trabajo útil. Aplicando un balance energético:

$$\sum (h + \frac{1}{2}V^2 + gz) \cdot m \cdot + \sum Q_j = \sum (h + \frac{1}{2}V^2 + gz) \cdot m \cdot + W_u \dots\dots\dots(2.3.6)$$

Aplicando un balance por segunda ley:

$$\sum s \cdot m \cdot + \sum \frac{Q_j}{T_j} + S_g = \sum s \cdot m \cdot \dots\dots\dots(2.3.7)$$

Multiplicando (2.3.7) por  $T_0$ , tomando en cuenta (2.3.3) y haciendo algunas manipulaciones algebraicas con (2.3.6) se llega a:

$$\sum b \cdot m \cdot + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j - T_0 S_g = \sum b \cdot m \cdot + W_u \dots\dots\dots(2.3.8)$$

De esta última expresión, el término  $T_0 S_g$  es la exergía destruida  $B_d$ .

$$B_d = T_0 S_g \dots\dots\dots(2.3.9)$$

En consecuencia, el balance exergetico (2.3.8) también se puede escribir como:

$$\sum b \cdot m \cdot + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j = \sum b \cdot m \cdot + W_u + B_d \dots\dots\dots(2.3.10)$$

La expresión (2.3.10) resulta ser la síntesis que relaciona los balances por Primera Ley y los balances por Segunda Ley.

### 4. - EFICIENCIA EXERGETICA.

Esta se define como<sup>(4)</sup>:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Exergía de los productos deseados.}}{\text{Exergía de los recursos necesarios.}} \dots\dots\dots(2.3.11)$$

La eficiencia o rendimiento exergetico nos da una idea más real del grado de funcionamiento de la instalación completa, parte o subconjunto de una planta industrial, en cuanto al aprovechamiento de la energía.

(4) Montes V. "Análisis exergetico y termoeconomico de procesos industriales". Univ. Pol. de Madrid. Febrero de 1988.

## CAPITULO 3

### DESCRIPCION DE EQUIPOS.

En este capítulo se describen las características principales de operación de los equipos de este estudio: Torre de enfriamiento, Turbina de vapor y Turbina de gas.

#### 3.1 TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Cuando no se dispone de un río de suficiente caudal o de alguna otra fuente de agua para los servicios de enfriamiento y condensación de una planta de fuerza térmica, puede usarse una torre de enfriamiento para enfriar el agua usada en la planta a fin de que pueda usarse de nuevo.

Las torres de enfriamiento son construcciones tipo almacén, abiertas en la parte superior e inferior y construidas de tal manera, que el agua que se desea enfriar entregue su calor al aire que se hace circular por la torre.

#### 1.- CLASIFICACION DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Una clasificación general de las Torres de Enfriamiento se muestra en el siguiente cuadro sinóptico:

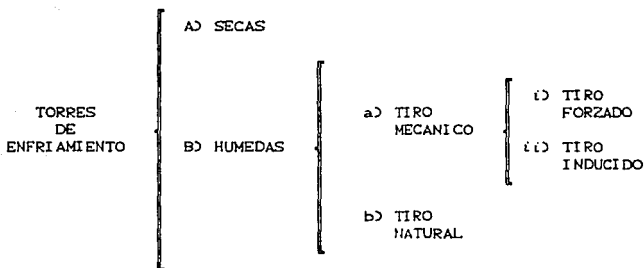


Figura (3.1.1) Clasificación de las Torres de Enfriamiento.

A) TORRES DE ENFRIAMIENTO SECAS.- Son unidades en las que el fluido a enfriar se hace circular dentro de tubos, lográndose el enfriamiento al hacer circular aire sobre los tubos. Estas torres no usan el principio de enfriamiento por evaporación y son algunas de sus ventajas las siguientes:

a) Pueden ser usadas cuando el fluido a enfriar se encuentra a muy



alta temperatura.

- b) No se tienen problemas del agua tales como: disponibilidad, tratamiento químico, corrosión, la atomización, congelamiento y limpieza.
- c) No existe un límite para el calentamiento del aire.

También tiene desventajas como las siguientes:

- a) Por lo general los costos de mantenimiento e iniciales son más elevados que los de una torre de enfriamiento húmeda.
- b) Vistos como fluidos refrigerantes, el calor específico del aire es sólo una cuarta parte del del agua.

**BD TORRES DE ENFRIAMIENTO HUMEDAS.** - Son equipos en los que el aire está en contacto directo con el agua, la cual le cede calor principalmente por evaporación y en forma secundaria por convección; la convección interviene más cuando la temperatura ambiente es fría y la diferencia de temperaturas entre el agua y el aire es más marcada. El enfriamiento por evaporación de un líquido comprende el enfriamiento de este por un cambio de calor y de masa que tiene lugar por contacto directo entre la superficie del líquido y el aire atmosférico.

Se logra una mayor transferencia de calor si se tiene una mayor área de contacto entre el agua y el aire; para lograr esto, en las torres de enfriamiento húmedas se atomiza el agua o bien se utiliza un relleno:

Las torres de enfriamiento húmedas con atomizado logran romper el agua en pequeñas gotas mediante atomizadores. Son adecuadas para sistemas pequeños de refrigeración y para sistemas de enfriamiento de motores con agua, debido a que su operación puede llevarse a cabo con poca o ninguna atención. Pero presenta las siguientes desventajas:

1. - La aproximación a la temperatura de bulbo húmedo siempre será mayor o igual al rango de enfriamiento; excepto cuando el agua caliente tiene temperaturas muy altas, y la aproximación frecuentemente es menor que el rango de enfriamiento.
2. - Se requiere de grandes capacidades en las bombas para lograr atomizar el agua.
3. - Las toberas de los atomizadores tienden a taparse, desbalanceando el sistema de distribución.
4. - Hay grandes pérdidas cuando hay viento.

Por otro lado, las torres de enfriamiento húmedas con relleno de madera contienen una serie de obstáculos para lograr que el agua se convierta en gotas y tener así una mayor superficie mojada.

**a) TORRES DE ENFRIAMIENTO HUMEDAS DE TIRO MECANICO.** - Son equipos que utilizan ventiladores para mover el aire a través de la torre, siendo esta parte integral del equipo. Esto da al diseñador absoluto control sobre el gasto de aire en la torre. No hay factores limitantes para la resistencia del aire en la torre ni dirección del viento o velocidad. Tiene las siguientes ventajas respecto a una torre húmeda de tiro natural:

1. - Buen control de la temperatura del agua fría.
2. - Requiere de pequeña área de terreno.
3. - Generalmente, la carga de las bombas es baja.
4. - La localización de la torre no es restringida.
5. - Tiene mejor aproximación y amplio rango de enfriamiento.
6. - El costo de instalación es menor que para una torre de tiro natural.

Pero tiene las siguientes desventajas:

1. - Se requiere una considerable potencia para operar los ventiladores.
2. - Está sujeta a fallas mecánicas.
3. - Está sujeta a la recirculación de aire húmedo en la entrada.
4. - Los costos de mantenimiento y operación son altos.
5. - Su rendimiento varía con la intensidad del viento.
6. - La carga de calor rechazado y las condiciones climatológicas pueden ser perjudiciales para el uso económico de estas torres.

En este tipo de torres, la dirección del flujo de aire puede ser a contracorriente o a corrientes cruzadas:

Una torre de enfriamiento a contracorriente es aquella en la que el aire se mueve verticalmente a través de la torre, en sentido contrario al flujo de agua que desciende desde la parte superior. Presenta la ventaja de que el agua más fría hace contacto con el aire más seco y el agua más caliente hace contacto con el aire más húmedo, con lo cual se logra un mejor enfriamiento. Sin embargo, sus desventajas respecto a una de corrientes cruzadas son:

1. - El área restringida en la zona de las persianas de la base con alta velocidad de entrada de aire incrementa la potencia necesaria del ventilador.
2. - La resistencia entre el aire ascendente y el agua descendente resulta en una pérdida mayor de presión estática y una mayor potencia demandada al ventilador.
3. - Tiene un área limitada en la salida de aire que restringe el flujo del mismo.
4. - En este caso, la altura de la torre es considerable, por lo que la carga de la bomba es grande.
5. - La capacidad de agua es limitada.
6. - El sistema de distribución de agua caliente es inaccesible para operaciones de mantenimiento.
7. - Las altas velocidades del aire a la entrada facilitan la entrada a la torre de basura y polvo que pueden perjudicar a la planta.

Por otro lado, en las torres de enfriamiento de corriente cruzada el flujo de aire es horizontal, mientras que el agua cae verticalmente a través de la torre. Las ventajas de este dispositivo respecto a las de contracorriente son las siguientes:

1. - Requieren de baja carga de bombeo.
2. - Caída de presión baja en el aire.
3. - Permite la limpieza del sistema de distribución mientras la

torre está operando.

- 4.- La altura del relleno es aproximadamente igual a la altura de la torre.
- 5.- Se obtiene más aire al aumentar la potencia del ventilador.
- 6.- Se tiene más superficie de enfriamiento en el relleno por unidad de volumen de la torre.
- 7.- Es posible aumentar la carga del agua para una altura dada de la torre.
- 8.- La temperatura del agua varía en la pileta de la base de la torre, teniéndose diferentes temperaturas en las orillas y en el centro. Esto permite retirar el agua de la torre a una temperatura deseada.
- 9.- Se pueden usar ventiladores de gran diámetro para aumentar la capacidad de la torre de enfriamiento.

Pero tiene las siguientes desventajas:

- 1.- La presión en las piletas de distribución no es suficiente para evitar que los orificios se llenen de algas y de otras partículas no deseables.
- 2.- El agua de alimentación está expuesta al aire lo cual facilita el crecimiento de algas.
- 3.- En algunos casos, este tipo de torre requiere de mucho más área y potencia en el ventilador que una torre de contracorriente.

(i) TORRES HUMEDAS DE TIRO FORZADO.- Son equipos que tienen uno o más ventiladores en la entrada de aire. Las principales ventajas respecto a las de tiro inducido son:

- 1.- La vibración es baja debido a que el equipo mecánico está cerca del suelo sobre una base sólida.
- 2.- Parte de la presión dinámica se convierte en presión estática y se recupera en forma de trabajo útil.
- 3.- El hecho de que los ventiladores y sus motores se encuentren en la zona de aire seco reduce los problemas causados por la humedad en estos equipos.

Pero tiene las siguientes desventajas:

- 1.- El aire húmedo de la salida podría llegar a recircularse a la torre.
- 2.- Se puede formar escarcha a la salida de los ventiladores en época de invierno.
- 3.- El tamaño de los ventiladores está limitado, lo que significa más ventiladores, arrancadores y cableado.

(ii) TORRES HUMEDAS DE TIRO INDUCIDO.- Son equipos que tienen uno o varios ventiladores en la zona de salida del aire. Respecto a una torre de tiro forzado, se tiene la ventaja de que el tamaño de los ventiladores no está limitado, lo que significa menos ventiladores, arrancadores y cableado.

Sus desventajas son las siguientes:

- 1.- Se tiene más vibración ya que el equipo mecánico se encuentra montado sobre el cuerpo de la torre.
- 2.- El hecho de que los ventiladores y sus motores se encuentren en la zona de aire húmedo causa un deterioro acelerado en los equipos.
- 3.- El aire húmedo de la salida podría llegar a recircularse a la torre.
- 4.- Se puede formar escarcha a la salida de los ventiladores en época de invierno.

b) TORRES DE ENFRIAMIENTO HUMEDAS DE TIRO NATURAL.- Son equipos que se caracterizan porque el aire fluye a través de ella sin ser impulsado por un ventilador. La altura de estas torres llega a estar arriba de los 100 metros y llegan a tener diámetros de 90 metros en la base. El flujo de aire a través de la torre es consecuencia de varios efectos: la diferencia de presión del aire atmosférico debida a la altura de la torre; tiro inducido debido a la variación de la velocidad del viento; la diferencia de temperatura del aire calentado por el agua, y un aumento en la volatilidad debido a la vaporización. Debido a la interrelación entre estos factores, este tipo de torres es difícil de diseñar. Las principales ventajas de este tipo de torres respecto a las de tiro mecánico son:

- 1.- Producen efectos de enfriamiento similares a los que se logran en una torre de tiro mecánico, sin requerir de partes mecánicas y energía para moverlas.
- 2.- Los costos de mantenimiento son mínimos.
- 3.- Prácticamente nunca se descomponen.
- 4.- Su operación es independiente de la velocidad del viento.
- 5.- Pueden trabajar con enormes cantidades de agua.
- 6.- Usan comparativamente pequeñas áreas de terreno.
- 7.- El flujo de aire es en dirección opuesta a la caída de agua (contracorriente) teniendo el aire más frío en contacto con el agua enfriada, lo cual asegura una mejor eficiencia.

Y sus principales desventajas son:

- 1.- La resistencia al flujo de aire debe de ser mínima, por lo tanto, las rejillas deben de ser mínimas, a menos que se utilice un flujo de película.
- 2.- Se necesita una gran altura para producir el tiro.
- 3.- La temperatura del agua caliente de entrada debe mantenerse por arriba de la temperatura de bulbo seco del aire.
- 4.- Es difícil mantener un control exacto de la temperatura del agua a la salida.

Este tipo de torres sólo pueden trabajar con flujos a contracorriente.

Se muestran a continuación algunos de los tipos de torre mencionados:

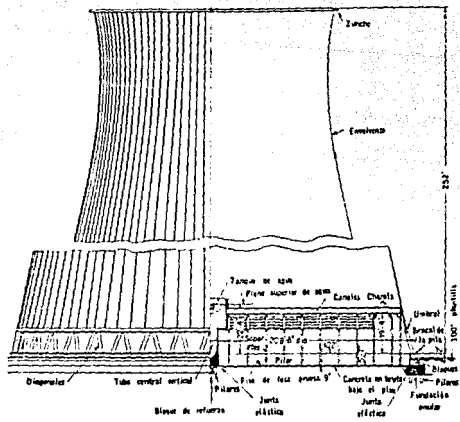
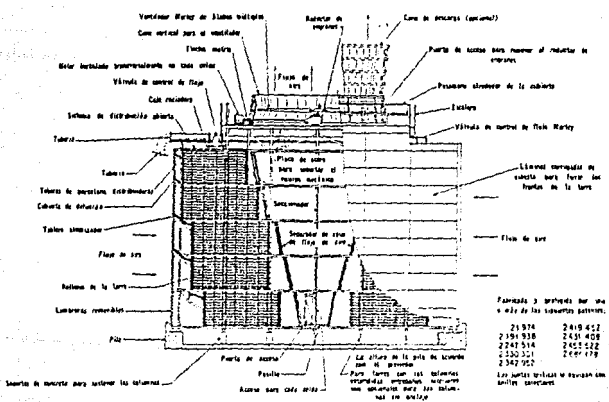


Figura 3.1.2 Torre de enfriamiento de tiro Natural.



Fabricada 3 unidades por una o más de las siguientes patentes.	
21 976	2419 612
2191 938	2431 408
2245 514	2455 622
2330 321	2467 178
2342 957	

Figura 3.1.3 Torre de enfriamiento de tiro Inducido.

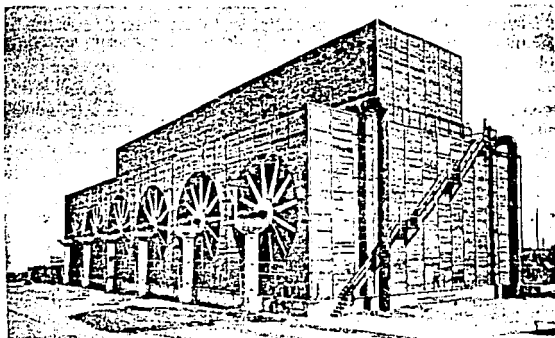


Figura 2.1.4 Torre de enfriamiento de Tiro Forzado.

## 2.- EQUIPOS AUXILIARES Y ACCESORIOS DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Dependiendo del tipo de Torre de Enfriamiento, estas requieren para su operación de equipos auxiliares y accesorios, entre los cuales se encuentran los siguientes:

- Bombas.
- Ventiladores.
- Chimeneas de los ventiladores.
- Transmisión (flecha y reductores).
- Motores.
- Relleno.
- Distribución de agua.
- Pileta.
- Estructuras.
- Alambrado y comunicación.
- Cables.
- Válvulas (distribuidoras y de purga).
- Sistema de tratamiento de agua.
- Persianas de entrada.
- Eliminadores de humedad.
- Rejillas.
- Agua de repuesto.
- Sobreflujo o derrame.
- Dispositivos de seguridad.
- Conexiones de prueba.
- Caseta de control.

De todos ellos, solamente se han considerado en este estudio los más importantes para el funcionamiento de la Torre: La bomba y la tubería de recirculación. El sistema de tiro (ventiladores) y El cuerpo de la Torre.

### 3.2 TURBINAS DE VAPOR.

Las máquinas de fluido son aquellas que absorben energía de un fluido y restituyen generalmente energía mecánica en el eje; o bien absorben energía mecánica en el eje y restituyen energía a un fluido. El fluido puede ser un líquido o un gas; el órgano intercambiador de energía mecánica y de fluido puede estar dotado de movimiento rotativo o movimiento alternativo.

Las turbomáquinas son máquinas de fluido llamadas también máquinas de corriente o máquinas dinámicas, en las que el intercambio de energía es debido a la variación de la energía cinética del fluido en su paso a través del órgano intercambiador de energía dotado de movimiento rotativo, que se llama rodete o rotor.

Las turbomáquinas térmicas se caracterizan por trabajar con un fluido compresible (generalmente vapor de agua o gases productos de la combustión). Estas pueden ser motoras o generadoras. Las motoras son aquellas en las que el fluido cede energía; las generadoras son aquellas en las que el fluido absorbe energía.

La turbina de vapor es una turbomáquina térmica motora de flujo permanente, en la cual el vapor entra por las toberas y se expande hasta una presión más pequeña. Al hacerlo, el chorro de vapor adquiere una gran velocidad; parte de la energía cinética de este chorro es cedida a los álabes de la turbina. El vapor se dirige permanentemente de las toberas o pasos guía a los álabes uniformemente repartidos en la periferia del rodete. La transformación de energía se lleva a cabo mediante fuerzas ejercidas sobre los álabes del rodete a causa de los cambios de cantidad de movimiento del vapor al pasar a través de los canales de los álabes. De esta forma, la entalpía se convierte en energía cinética a medida que el vapor circula por las toberas. En una turbina de vapor ideal toda variación de entalpía del vapor aparece en forma de energía cedida al eje.

#### 1. - CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR.

Existen dos principios básicos en los que puede operar una turbina de vapor, lo cual permite clasificarlas en Turbinas de Acción (o impulso) y en Turbinas de Reacción.

##### A) TURBINAS DE ACCION O IMPULSO.

La turbina de impulso más simple es la conocida como De Laval, consta de un solo rotor provisto de álabes simétricos (figura 3.2.1) al que precede una serie de toberas de alimentación que convierten la energía de presión en energía de velocidad, para así tener chorros de vapor de alto poder dinámico que atacan directamente los álabes del rotor y lo hacen girar.

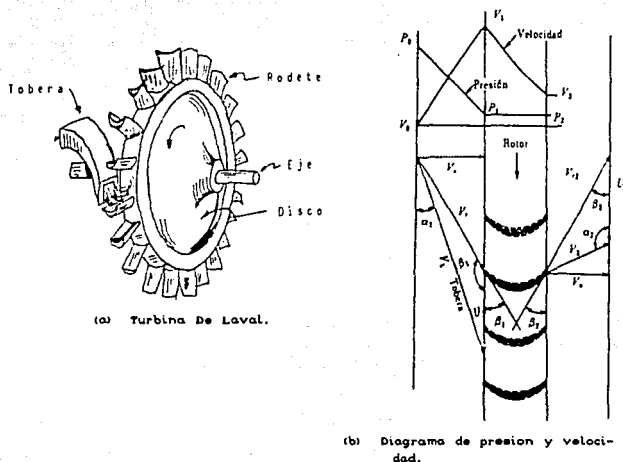


Figura 3.2.1 Turbina de Impulso

En la misma figura (3.2.1) se ha dibujado el diagrama de presión y velocidad.

El escalonamiento del vapor se hace necesario para tener velocidades tangenciales del eje moderadas, en vez de descargar de un solo golpe toda la energía del vapor a la entrada de la turbina, con lo cual se obtienen velocidades de hasta 30,000 rpm, como en la turbina De Laval. En las turbinas de Acción existen dos formas de escalar el vapor:

a) Pasos de velocidad o Curtis: Se trata de aprovechar la energía cinética inicial del vapor en varios pasos, de forma que disminuya la acción dinámica de éste en forma paulatina con lo cual, además de que se obtienen velocidades del eje más bajas, se mejora la transferencia energética.

En la figura (3.2.2) se presentan, en esquema, varios pasos de velocidad, donde puede verse que los álabes del rotor y del estator son simétricos pero opuestos entre sí, tal y como corresponde a una turbina de impulso. De esta forma, en el estator permanecen constantes tanto la velocidad como la presión (estos álabes solo dirigen el chorro hacia el rotor siguiente) del vapor. El fluido sólo cede su energía cinética en los álabes del rotor;



la presión permanece constante. Todo ello considerando condiciones ideales.

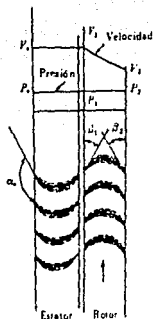


Figura (3.2.2) Escalonamiento de Velocidad.

b) Pasos de presión o Rateau: En la figura (3.2.3) se muestran varios pasos de presión de una turbina de impulso:

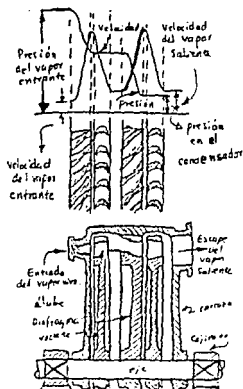


Figura (3.2.3) Escalonamiento de Presión.

Los álabes del rotor y los del estator son también simétricos y opuestos entre sí. En el rotor se producirá siempre una acción dinámica sobre los álabes, con caída de la velocidad.

Sin embargo, en este caso se intercalan coronas de toberas como se muestra en la misma figura, con el fin de provocar una caída de presión en cada paso, con el consecuente aumento de la velocidad. En los estatores (que dirigen el flujo) se conserva la velocidad y presión. Por último, en los rotores se mantiene constante la presión y disminuye la velocidad.

La capacidad de conversión de la energía del fluido en energía en el rotor, es mayor con los escalonamientos de velocidad, lo cual exige menos pasos, y hace más sencilla la construcción. Con escalonamientos de presión se necesitan más pasos para la misma potencia, haciendo más complicado el diseño; pero se pueden lograr mejores rendimientos globales y velocidades de giro menores. En máquinas de gran potencia se instalan escalonamientos de velocidad a la entrada, seguidos de escalonamientos de presión, y en último término escalonamientos de reacción.

#### B) TURBINAS DE REACCION.

Son turbinas en las que se aprovecha fundamentalmente la energía de presión del fluido, aunque también la energía cinética en menor grado.

En estas turbinas los álabes del rotor, sobre los que ejerce acción el fluido, son asimétricos con perfil de ala de avión, en los cuales baja la velocidad y la presión. También los álabes del estator tienen el mismo perfil, pero invertido, siendo verdaderas toberas donde aumenta la velocidad y baja la presión.

En la figura (3.2.4) se muestran varios pasos de reacción:

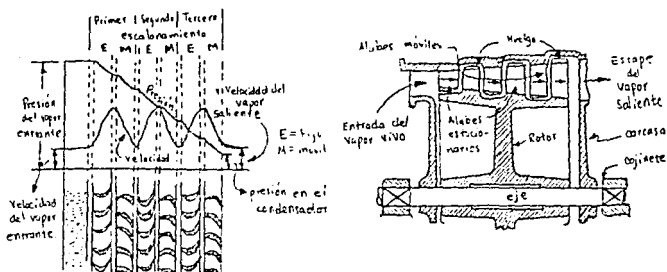


Figura (3.2.4) Pasos de Reacción de una Turbina de Vapor.

Existe otra clasificación muy interesante de las Turbinas de Vapor que Morse<sup>(1)</sup> hace y es la siguiente:

1) Por su tamaño y aplicación:

- a) Para servicio auxiliar. Están directamente acopladas y son de pequeña capacidad.
- b) Para propulsión mecánica. Están conectadas por engranes y directamente acopladas.
- c) Para potencia industrial. Generalmente son turbinas de acción conectadas por engranes al generador en tamaños menores.
- d) Para mover las estaciones centrales (de 2,000 a 200,000 kW). De acción y de reacción; acopladas directamente al generador. Dentro de estas:
  - i) De capacidades menores y un sólo rodete (1800 rpm).
  - ii) Para capacidades mayores. Generalmente son de un sólo rodete (3600 rpm), de 10,000 a 60,000 kW.
  - iii) De tamaños extremos. 100,000 a 2'000,000 kW, de varios rodetes (3600 rpm).

2) Por la forma en que circula en ellas el vapor:

- a) De acción, de reacción y de acción-reacción.
- b) De una sola etapa (para las capacidades más pequeñas), y de varias etapas.
- c) De recirculación. Con las ventajas de las varias etapas sin tener más complicaciones mecánicas.
- d) De corriente subdividida en las de varias etapas; en paralelo o en tándem.

3) Por el grado de expansión:

- a) De expansión simple, con condensación o sin ella.
- b) De contrapresión. Usando el escape para calefacción o procesos.
- c) De extracción. Se extrae el vapor para calentar el agua de alimentación.
- d) De extracción automática. El vapor se extrae a presión controlada para usarse en procesos.
- e) De baja presión. Turbina de baja condensación que recibe vapor de una máquina de vapor.
- f) Combinada. Una turbina de alta presión que descarga su presión de escape a la presión de entrada de la planta original.

Por último, Stodola<sup>(2)</sup> clasifica los sistemas de turbinas de vapor, de la siguiente forma:

1) De acuerdo con la dirección del flujo de vapor:

(1) Morse. Centrales Electricas. Edit. CECSA. 1961. Cap. 11

(2) Stodola. Steam and Gas Turbines. Edit. Wiley & Sons. 1932 Tomo I

- a) Turbinas axiales. Si el flujo tiene una dirección paralela al eje.
  - b) Turbinas radiales. Si el flujo es en planos perpendiculares al eje.
  - c) Sistemas mixtos. Si el flujo tiene una componente axial y una componente radial.
- 2) De acuerdo a la magnitud de la presión en el espacio libre existente entre la corona móvil y la corona fija.
- a) Turbinas de reacción. Si la presión en el espacio libre es mayor que a la salida de la corona móvil.
  - b) Turbinas de acción. Si ambas presiones son iguales.
  - c) Turbinas de sobre-expansión. Si la presión en el espacio libre es menor que a la salida de la corona móvil, de modo que existe una compresión en la corona móvil.
- 3) De acuerdo a la relación del arco de admisión a la circunferencia total:
- a) Turbinas de admisión total.
  - b) Turbinas de admisión parcial.
- 4) De acuerdo al número de turbinas en serie:
- a) Turbina de un sólo paso.
  - b) Turbina de pocos o múltiples pasos, según que tengan pocos o múltiples juegos de corona fija y móvil en serie.
- 5) Por el tipo de pasos:
- a) Turbinas de pasos de presión. Cuando la presión decrece de un paso a otro.
  - b) Turbinas de pasos de velocidad. Cuando la presión remanente es constante y la energía del flujo es utilizada entre los pasos.
- 6) Turbinas con compresión intermedia:
- Las turbinas de pasos múltiples pueden ser construidas ya sea para que la velocidad a la salida de la corona móvil se reduzca o no se reduzca. En este último caso, el cambio de condición en la corona fija adyacente puede suceder mediante una caída de presión permanente o la energía cinética a la salida puede convertirse nuevamente en energía de presión al interponer un difusor. Este tipo de turbina no tiene un nombre especial, pero podría llamarse "Turbina de compresión intermedia."
- 7) Turbina de rotación opuesta.

Como la presión del vapor ejerce una deflexión en la corona fija, al igual que en la corona móvil, se han hecho sugerencias para que la corona fija también rote, pero, por su-

puesto en dirección opuesta. La utilización del vapor depende solamente de la velocidad relativa entre la corona fija y la corona móvil; por lo tanto, en este caso, la velocidad periférica absoluta deberá reducirse.

Cualquier combinación de los métodos de operación y tipos vistos anteriormente puede ser incorporada en una sola turbina. Entonces se ha desarrollado una gran variedad de combinaciones.

Se muestran a continuación algunos tipos y arreglos de turbinas de vapor mencionados:

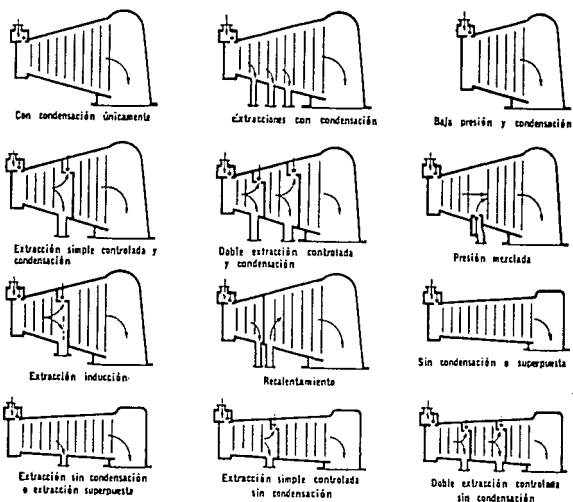


Figura 8.2.5. Doce tipos de turbinas básicas presentan numerosas aplicaciones.

## 2. - ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UNA TURBINA DE VAPOR.

Los elementos principales de una turbina de vapor son:

1) Un distribuidor fijo. Compuesto de toberas o álabes que tienen por objeto transformar energía térmica del vapor puesta a su disposición (o sólo una parte de ella) en energía cinética.

2) Una rueda móvil. Montada sobre el mismo eje y cuyos álabes situados en la periferia tienen por objeto transformar en energía mecánica de rotación la energía térmica y cinética puesta a su disposición.

3) Compuerta de admisión. Conduce el vapor a las toberas de la primera corona fija, precedido de una compuerta de parada y de una o varias válvulas de regulación de flujo.

4) Eje. Por medio de éste se transmite la potencia mecánica al receptor. Va soportado por cojinetes e inmobilizado longitudinalmente por un tope apropiado.

5) Cubierta. Llamada a menudo cilindro. Rodea al rotor o corona móvil y contiene en su interior las toberas y paletas del estátor o corona fija. Los cojinetes, aparatos auxiliares y las tuberías de vapor están unidos a la cubierta, o forman parte integral de ella. También tiene la forma necesaria para ser el armazón principal y soporte de la turbina armada.

6) Cojinetes. Los cojinetes permiten que el eje gire libremente.

7) Empaques del eje. En los lugares en que el eje sale de la cubierta se necesita poner un dispositivo que impida la salida del vapor a alta presión y la entrada de aire en el extremo que está al vacío. En las turbinas pequeñas que operan sin condensación esto se evita con empaques en forma de anillos. Las empaquetaduras de laberinto con escapes para el vapor en el extremo de alta presión y cierres de alta presión o de agua en el extremo del condensador, son los que se emplean en todas las turbinas grandes.

8) Sistema de lubricación. Una bomba de aceite integral, movida por la flecha principal, da presión al aceite que se utiliza en los relevadores y para los cilindros que operan las válvulas del regulador. El mismo aceite, cuando se reduce algo la presión, sirve para circular en los cojinetes.

En este estudio se analiza a la Turbina de Vapor como un Volumen de Control, dado que el análisis de los subsistemas que lo componen están fuera de nuestros objetivos.

### 3.3 TURBINAS DE GAS.

La turbina de gas es un motor diseñado para convertir la energía de un combustible en alguna forma de energía útil, por ejemplo: potencia mecánica en un eje o el impulso a alta velocidad de un reactor. En una planta de potencia con turbina de gas se emplean directamente los gases de combustión en el impulso de la turbina, a diferencia de otro tipo de instalaciones en que se debe usar un fluido intermediario (como el vapor de agua). Un factor de gran importancia que hace atractiva a una planta para generación de potencia con turbina de gas es que las unidades de esta clase son muy compactas y ligeras para una misma producción de potencia en el eje.

Durante el funcionamiento de una turbina de gas de tipo simple, se envía aire comprimido a la cámara de combustión, en donde entra combustible con caudal constante y se mantiene una llama continua. La ignición inicial se obtiene generalmente por medio de una chispa. Los productos de la combustión que salen de la cámara a alta temperatura se expansionan en las toberas de la turbina adquiriendo una velocidad elevada. Una gran parte de la energía cinética de los productos es cedida a los álabes de la turbina. Una fracción de esta energía se emplea para accionar al compresor y el resto para producir trabajo neto. Véase la siguiente figura:

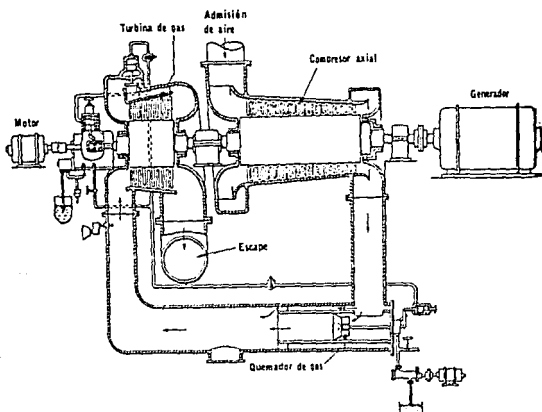


Figura 3.3.1 Turbina de gas de combustión continua.

Una desventaja de la unidad con turbina de gas es que aproximadamente el 70% de la potencia de salida de la turbina es consumida por el compresor para su accionamiento, esto ocasiona que, si alguno o todos los procesos no son muy eficientes, las pérdidas fácilmente consumen la potencia neta, dejando a la máquina sin ningún atractivo.

Para que se obtenga una buena eficiencia en una unidad de turbina de gas se requiere que:

- (i) Las turbinas sean de alta velocidad y puedan usarse con gases tan calientes como para ser incandescentes (más de 538 °C y en la actualidad hasta 900 °C aproximadamente).
- (ii) La turbina esté diseñada en base a la teoría aerodinámica de los álsbes de tal forma que sea capaz de convertir por lo menos el 80% de la energía disponible en trabajo en el eje.
- (iii) Que el compresor de aire sea de alta velocidad y con una buena eficiencia de compresión.
- (iv) Que en la cámara de combustión se tenga una buena eficiencia de combustión.

En la actualidad se estiman como combustibles ideales para las turbinas de gas el gas natural y los combustibles ligeros; y no ideales los que contienen una cantidad relativa de azufre elevada. En particular el gas natural está exento de depósitos, lo que permite mayor elevación de la temperatura y por consiguiente mayor rendimiento. En cambio con los aceites pesados con gran contenido de azufre y cenizas no es posible elevar la temperatura por encima de los 650 °C para evitar la corrosión por SO<sub>2</sub> y O<sub>2</sub>.

#### 1. - CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE GAS.

En general se pueden clasificar a las turbinas de gas en dos grandes grupos:

a) Turbinas de gas con circuito abierto.

Cuando los gases de escape de la turbina se envían directamente a la atmósfera.

b) Turbinas de gas en circuito cerrado.

En las que circula siempre el mismo gas, generalmente aire, impulsado por un compresor que atraviesa sucesivamente un recalentador de aire, la turbina y un refrigerador aguas abajo.

Otra forma de clasificar a las turbinas de gas es según su aplicación. Tenemos entonces los siguientes usos en la actualidad:

a) Como turbosobrealimentador de los motores alternativos de combustión interna. Se trata de una turbina sin compresor ni cámara de combustión propios que es accionada por los gases de escape del motor de combustión interna. Aquí la potencia de la turbina se emplea para accionar un compresor que eleva la presión del aire que admite el motor.



b) Para propulsión en aeronáutica. Esta constituye en la actualidad la aplicación más importante. Se usan ya sea para producir el gas para la propulsión a chorro o para mover una hélice, como en los motores de reacción.

c) Para la producción de energía eléctrica. Como unidades de base son económicamente inferiores a las plantas con turbinas de vapor y a los motores diesel. Sin embargo, como unidades de punta y grupos de emergencia se emplean cada día más. Esto se debe a: su elevada potencia por unidad de peso o de volumen, exigencia mínima de agua de refrigeración, posibilidad de emplear combustibles más baratos que el diesel, gastos mínimos de mantenimiento, consumo ínfimo de lubricante, productos de la combustión más limpios y tiempo de puesta en marcha mínimo.

d) Para la propulsión marina.

e) Para la propulsión de locomotoras.

f) Como motor de automóvil. Se están haciendo pruebas en la actualidad con buenos resultados. Se hace atractivo por su bajo índice de contaminación atmosférica.

g) En las refinerías de petróleo. En el proceso de destilación por cracking utilizando como combustible el carbón depositado en el catalizador; En las acerías; en los grupos electrogénos móviles; y en los gaseoductos para accionamiento de compresores.

h) Para accionar las bombas de las largas tuberías destinadas al transporte de productos del petróleo. Aquí se aprovecha que el proceso de combustión continuo permite emplear como combustible cualquier tipo de aceite, gas o gasolina, siendo la única limitación que los productos de la combustión no corroan los álabes o se depositen en el aparato.

## 2. - ELEMENTOS PRINCIPALES DE UNA TURBINA DE GAS.

Una turbina de gas de tipo simple esta compuesta de los siguientes elementos:

- a) Un compresor de aire.
- b) Una cámara de combustión.
- c) Una turbina.
- d) Un regenerador. (No necesariamente)
- e) Varios dispositivos auxiliares que dependen de las características de velocidad y de la relación peso-potencia. Estos son:

- i) Los de la lubricación.
- ii) Los de la regulación de la velocidad.
- iii) Los de alimentación de combustible.
- iv) Los de la puesta en marcha.

De todos estos, en este estudio se analizan los primeros cuatro: Compresor, Cámara de combustión, turbina y regenerador.

## CAPITULO IV

ANALISIS DE LA TRANSFERENCIA DE MASA, ENERGIA Y EXERGIA  
EN LOS EQUIPOS

En este capítulo se presentan los análisis detallados de transferencia de masa, energía y exergía en cada uno de los equipos: Torre de Enfriamiento, Turbina de Vapor y Turbina de Gas. También se presenta la forma en que pueden conocerse los parámetros de interés en cada caso, resolviendo las ecuaciones derivadas del análisis siguiendo la metodología de los programas desarrollados.

4.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO

El análisis de torres de enfriamiento que aquí se presenta contempla a las torres de enfriamiento del tipo húmedo, en las cuales el agua a enfriar entra en contacto con el aire (fluido de enfriamiento). Los casos analizados son:

- A) Torres de enfriamiento de tiro forzado.
- B) Torres de enfriamiento de tiro inducido.
- C) Torres de enfriamiento de tiro natural.

En los tres casos las sustancias de trabajo son: el agua, el aire seco y el vapor de agua contenido en el aire.

El objetivo del análisis, además de evaluar la exergía destruida en el sistema, será el cálculo del gasto de agua de reposición debido solo a la evaporación, ya que en estos equipos una cantidad importante de agua se evapora a la atmósfera y es necesario reponerla para mantener al sistema bajo las mismas condiciones de operación.

En el análisis no se contemplan las torres de enfriamiento de tipo seco, por considerarse estas dentro de los intercambiadores de calor.

La figura (4.1.1) muestra el diagrama general de un sistema de enfriamiento de este tipo.

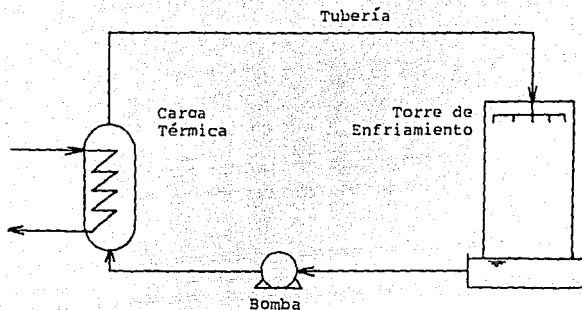


Figura (4.1.1)

El análisis de la torre considera tres subsistemas: Cuerpo de la Torre, sistema de Bomba y Tubería, y Ventilador.

#### 4.1.1. CUERPO DE LA TORRE

Para el análisis se considera el diagrama mostrado en la figura (4.1.2).

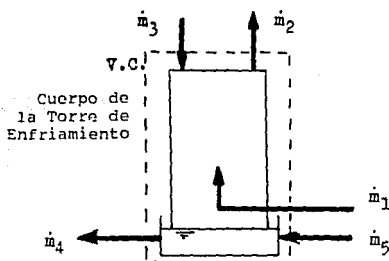


Figura (4.1.2)

donde:  $m_1$  = Gasto másico de aire frío.  
 $m_2$  = Gasto másico de aire caliente.  
 $m_3$  = Gasto másico de agua caliente.  
 $m_4$  = Gasto másico de agua fría.  
 $m_5$  = Gasto másico de agua de reposición.

#### 1. - BALANCE DE MASA.

El balance de masa está dado por la expresión:

$$\sum m_{\text{entrada}} = \sum m_{\text{salida}}$$

De acuerdo a la figura (4.1.2), el balance queda:

$$m_1 + m_3 + m_5 = m_2 + m_4 \quad \dots\dots\dots(4.1.1)$$

Como se sabe, los flujos de aire en realidad son una mezcla de aire seco y vapor de agua. Entonces los flujos de aire quedan expresados de la siguiente forma:

$$m_1 = m_{A.S.1} + m_{V.A.1} \quad \dots\dots\dots(4.1.2)$$

$$m_2 = m_{A.S.2} + m_{V.A.2} \quad \dots\dots\dots(4.1.3)$$

Donde el subíndice A.S. se refiere a la parte de aire seco y el subíndice V.A. a la porción de vapor de agua.

Por lo tanto el balance másico puede desglosarse separando por un lado los flujos de aire seco y por otro los de agua (líquido y vapor).

#### BALANCE DE MASA DE AIRE SECO

$$m_{A.S.1} = m_{A.S.2} \quad \dots\dots\dots(4.1.4)$$

#### BALANCE DE MASA DE AGUA (LIQUIDO Y VAPOR)

$$m_{V.A.1} + m_3 + m_5 = m_{V.A.2} + m_4 \quad \dots\dots\dots(4.1.5)$$

Hay que observar que para que el sistema se mantenga operando en condiciones estables (de acuerdo a la figura 4.1.2):

$$m_3 = m_4 \quad \dots\dots\dots(4.1.6)$$

Sustituyendo (4.1.6) en la ecuación (4.1.5) y despejando  $m_5$ , se tiene:

$$m_5 = m_{V.A.2} - m_{V.A.1} \quad \dots\dots\dots(4.1.7)$$

El término  $m_5$  representa al agua de reposición que hay que estar suministrando a la torre de enfriamiento para compensar principalmente el agua que se evapora durante su operación. El agua evaporada se convierte en una ganancia de humedad en la corriente de aire a la salida de la torre.

La humedad absoluta es el parámetro que indica la proporción de aire seco y vapor de agua en el flujo de aire. Se simboliza con la letra " $\omega$ " y sus unidades son (kg agua/kg aire seco).

Estas unidades han de ser correctamente interpretadas para evitar errores en los cálculos, por ejemplo: Si se tiene un flujo de aire con las siguientes características:

$$m = M \text{ (kg/s)}$$

$$\omega = x \text{ (kg agua/kg aire seco)}$$

se tiene que por cada kg de aire seco existen  $x$  kg de agua, de manera que:

$$m_{v.a.} = M \left[ \frac{x}{x+1} \right] \quad (\text{kg agua/s})$$

$$m_{a.s.} = M \left[ \frac{1}{x+1} \right] \quad (\text{kg aire seco/s})$$

Haciendo uso de la humedad absoluta, las ecuaciones (4.1.2), (4.1.3), (4.1.4), (4.1.5) y (4.1.7) quedan:

$$m_1 = m_1 \left[ \frac{1}{\omega_1+1} \right] + m_1 \left[ \frac{\omega_1}{\omega_1+1} \right] \quad \dots\dots\dots (4.1.2')$$

$$m_2 = m_2 \left[ \frac{1}{\omega_2+1} \right] + m_2 \left[ \frac{\omega_2}{\omega_2+1} \right] \quad \dots\dots\dots (4.1.3')$$

$$m_1 \left[ \frac{1}{\omega_1+1} \right] = m_2 \left[ \frac{1}{\omega_2+1} \right] \quad \dots\dots\dots (4.1.4')$$

$$m_1 \left[ \frac{\omega_1}{\omega_1+1} \right] + m_3 + m_5 = m_2 \left[ \frac{\omega_2}{\omega_2+1} \right] + m_4 \quad \dots\dots\dots (4.1.5')$$

$$m_5 = m_2 \left[ \frac{\omega_2}{\omega_2+1} \right] - m_1 \left[ \frac{\omega_1}{\omega_1+1} \right] \quad \dots\dots\dots (4.1.7')$$

Despejando  $m_2$  de la ecuación (4.1.4'), se tiene:

$$m_2 = m_1 \left[ \frac{\omega_2+1}{\omega_1+1} \right] \quad \dots\dots\dots (4.1.8)$$

Sustituyendo (4.1.8) en la ecuación (4.1.7') se llega a:

$$m_5 = m_1 \left[ \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_1 + 1} \right] \quad \dots\dots\dots (4.1.9)$$

En la ecuación (4.1.9) se observa claramente que el gasto de agua de reposición estará siempre en función del incremento de humedad absoluta que sufre el flujo de aire al circular a través de la torre de enfriamiento.

En una instalación real pueden determinarse las temperaturas de

cada uno de los flujos de agua y aire, con la ayuda de termómetros, y puede medirse la humedad relativa de cada corriente de aire utilizando un psicrómetro.

Se define la humedad relativa del aire (en %) como:

$$\phi = \frac{P_{\text{vap}}}{P_{\text{sat}}} \times 100 \quad \dots\dots\dots(4.1.10)$$

donde:  $P_{\text{vap}}$  = Presión parcial del vapor  
 $P_{\text{sat}}$  = Presión de saturación del vapor a la temperatura de bulbo seco

Una forma simple de obtener la presión de saturación del vapor es ajustando polinomios por el método de mínimos cuadrados utilizando los valores de las tablas de vapor saturado. Estos polinomios se muestran en el apéndice B.2.

Una vez que se ha calculado la presión de saturación, se evalúa la presión parcial del vapor despejando de la ecuación (4.1.10).

$$P_{\text{vap}} = \frac{\phi}{100} P_{\text{sat}} \quad \dots\dots\dots(4.1.11)$$

La presión parcial del aire se define:

$$P_{\text{aire}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{vap}} \quad \dots\dots\dots(4.1.12)$$

La humedad absoluta en función de las presiones parciales está dada por:

$$\omega = \frac{R_{\text{aire}}}{R_{\text{vap}}} \frac{P_{\text{vap}}}{P_{\text{aire}}} \quad \dots\dots\dots(4.1.13)$$

donde:  $R_{\text{aire}}$  = Constante particular del aire (0.287 kJ/kg K)

$R_{\text{vap}}$  = Constante particular del vapor (0.4615 kJ/kg K)

Sustituyendo valores en (4.1.13) se llega a:

$$\omega = 0.622 \frac{P_{\text{vap}}}{P_{\text{aire}}} \quad \dots\dots\dots(4.1.14)$$

## 2. BALANCE DE ENERGIA.

Al aplicar la primera ley al sistema de la figura (4.1.2) y considerando: cambios despreciables en la energía mecánica, pérdidas de calor despreciables y trabajo de flecha nulo; resulta:

$$m_1 h_1 + m_3 h_3 + m_5 h_5 = m_2 h_2 + m_4 h_4 \quad \dots\dots\dots(4.1.15)$$

Sustituyendo la ecuación (4.1.8) y despejando  $m_4$  de (4.1.15):

$$m_3 = \frac{m_2 h_2 - m_1 h_1 - m_5 h_5}{h_3 - h_4} \quad \dots\dots\dots(4.1.18)$$

De esta forma se evalúa uno de los parámetros más importantes de la torre de enfriamiento: su capacidad, que representa la cantidad de agua por unidad de tiempo que está enfriando.

Para evaluar la entalpía de los flujos de agua ( $m_2$ ,  $m_4$  y  $m_5$ ), se emplea la expresión:

$$h = C_p (T - 273.15) \quad \dots\dots\dots(4.1.17)$$

donde:  $C_p = 4.1868$  (kJ/kg K)  
 $T =$  Temperatura del agua en K

Debido a que los flujos de aire son en realidad una mezcla de aire seco y vapor de agua, la entalpía de dicha mezcla por unidad de masa de aire seco se evalúa mediante la expresión<sup>(1)</sup>:

$$h = C_{p_{mezcla}} T + \lambda \omega \quad \dots\dots\dots(4.1.18)$$

donde:

$$C_{p_{mezcla}} = C_{p_{aire}} + \omega C_{p_{vapor}} \quad \dots\dots(4.1.19)$$

$$C_{p_{aire}} = 1.0046 \text{ (kJ/kg K)}$$

$$C_{p_{vapor}} = 1.92 \text{ (kJ/kg K)}$$

$\omega =$  Humedad absoluta

$T =$  Temperatura de bulbo seco en °C

$\lambda =$  Entalpía de vaporización del vapor a la temperatura de bulbo seco.

Para un rango de 0°C a 40°C (usual en torres de enfriamiento), " $\lambda$ " se puede obtener con la siguiente expresión (en kJ/kg):

$$\lambda = 2501.7 + 1.82 T \quad \dots\dots\dots(4.1.19')$$

Cuando se trata de torres de enfriamiento de tiro forzado o de tiro inducido, el flujo de aire es un dato ya que generalmente es un parámetro de la torre.

Para las torres de tiro forzado se tendrá el gasto volumétrico  $V_1$  en (m<sup>3</sup>/s) a la entrada de la torre. Aplicando la ecuación de gas ideal al flujo de salida de la torre, se tiene:

$$v = \left[ \frac{1}{M_{aire}} + \frac{\omega}{M_{vapor}} \right] \frac{\bar{R} (T_{BS} + 273.15)}{P_{atm}} \quad \dots\dots(4.1.20)$$

donde:  $v =$  Volumen específico de la mezcla  
 $M_{aire} =$  Masa molar del aire = 28.96 (kg/kmol)  
 $M_{vapor} =$  Masa molar del vapor = 18.016 (kg/kmol)

(1) Wark. Termodinámica. McGraw-Hill. 4a. edición. 1964 pag. 419

$\omega$  = Humedad absoluta  
 $\bar{R}$  = Constante universal de los gases = 8.3143 (kJ/kmol K)  
 $P_{atm}$  = Presión atmosférica

Para este caso, el flujo másico del aire a la entrada de la torre será:

$$m_1 = \frac{V_1}{V} \dots\dots\dots(4.1.21)$$

El gasto másico de aire a la salida de la torre puede evaluarse con la ecuación (4.1.8). El gasto másico de agua de reposición se obtiene de la ecuación (4.1.9).

Quando se trata de torres de tiro inducido, el cálculo es análogo al anterior, con la única diferencia de que en este caso el dato es el flujo volumétrico de aire a la salida de la torre  $V_2$ .

Para las torres de tiro natural lo más frecuente será conocer la cantidad de agua que la torre enfría, ya que el flujo de aire no es un parámetro constante. Por lo tanto el dato es  $m_3$  y haciendo una combinación de las ecuaciones de balance de masa con la (4.1.15) se llega a:

$$m_1 = \frac{m_3 (h_3 - h_4)}{\left(\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_1 + 1}\right) (h_2 - h_5) + h_2 - h_1} \dots\dots\dots(4.1.22)$$

Y finalmente se evalúa  $m_1$ ,  $m_2$  y  $m_3$  con las ecuaciones restantes del balance de masa.

### 3. BALANCE POR SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.

Aplicando la ecuación de segunda ley al cuerpo de la torre, considerando estado estable y pérdidas de calor despreciables, la ecuación (2.2.3) se reduce a:

$$S_{prod} = \sum m_e s_e - \sum m_s s_s \geq 0$$

Aplicando la ecuación anterior al sistema mostrado en la figura (4.1.2), se llega a:

$$S_{prod} = m_2 s_2 + m_4 s_4 - m_1 s_1 - m_3 s_3 - m_5 s_5 \geq 0 \dots(4.1.23)$$

Para evaluar la entropía producida por el sistema es necesario conocer el valor de la entropía de cada uno de los flujos.

Para los flujos de agua ( $m_2$ ,  $m_4$  y  $m_5$ ) la entropía se evalúa con la siguiente expresión:

$$s = C_p \ln \left\{ \frac{T}{T_{ref}} \right\} \dots\dots\dots(4.1.24)$$



donde:  $C_p = 4.1868 \text{ (kJ/kg K)}$   
 $T = \text{Temperatura del punto de interés en K}$   
 $T_{ref} = \text{Temperatura de referencia} = 273.15 \text{ K}$

Para evaluar la entropía específica de los flujos de aire ( $m_u$  y  $m_z$ ), se parte de la siguiente expresión:

$$s_{mezcla} = \frac{\bar{s}_{mezcla}}{\bar{M}_{mezcla}} \dots\dots\dots(4.1.25)$$

donde:  $\bar{s}_{mezcla} = \text{Entropía molar de la mezcla}$   
 $\bar{M}_{mezcla} = \text{Masa molar de la mezcla}$

La entropía molar de la mezcla se evalúa con la siguiente expresión:

$$\bar{s}_{mezcla} = x_{aire} \bar{s}_{aire} + x_{vapor} \bar{s}_{vapor} \dots\dots\dots(4.1.26)$$

donde:

$$x_{aire} = \frac{P_{aire}}{P_{atm}} = \text{Fracción parcial de aire en la mezcla}$$

$$x_{vapor} = \frac{P_{vapor}}{P_{atm}} = \text{Fracción parcial de vapor en la mezcla}$$

Las entropías molares del aire y del vapor se pueden evaluar con la expresión:

$$\bar{s} = \bar{M} s - \bar{R} \ln x \dots\dots\dots(4.1.27)$$

donde " $\bar{M}$ " es la masa molar y " $s$ " es la entropía específica, del aire o del vapor de agua, según el caso que se trate.

La entropía específica del aire referida a  $0^\circ\text{C}$  se calcula con la siguiente ecuación:

$$s_{aire} = C_{p,aire} \ln \left( \frac{T}{T_{ref}} \right) \dots\dots\dots(4.1.28)$$

donde:

$$C_{p,aire} = 1.0048 \text{ (kJ/kg K)}$$

$$T_{ref} = 273.15 \text{ K}$$

Para evaluar la entropía específica del vapor se recurre a tablas de vapor saturado. En el apéndice B.1 se han ajustado polinomios para este parámetro en función de  $T_{bs}$  para diferentes rangos tomando datos de las tablas de vapor saturado de Keenan & Keyes.<sup>(1)</sup>

(1) Keenan & Keyes. Steam tables. John Wiley & Sons. 1969

Finalmente, la masa molar de la mezcla se evalúa con la siguiente expresión:

$$\bar{M}_{\text{mezcla}} = \bar{M}_{\text{aire}} \chi_{\text{aire}} + \bar{M}_{\text{vapor}} \chi_{\text{vapor}} \dots \dots \dots (4.1.29)$$

Sustituyendo en la ecuación (4.1.25) se determina la entropía de la mezcla aire seco-vapor de agua.

Para finalizar el balance de segunda ley, se utilizan los gastos másicos obtenidos con el balance de masa y de primera ley, los cuales se substituyen en la ecuación (4.1.23). Si no se cumple esta expresión, no puede continuarse el análisis debido a posibles errores en los datos.

#### 4. BALANCE DE EXERGIA.

Aplicando la ecuación (2.3.10) al sistema en cuestión, considerando que no existe una fuente externa de calor capaz de realizar un trabajo, y no se obtiene trabajo útil del cuerpo de la torre, se llega a la siguiente expresión:

$$B_d = \left[ \sum b_m \right]_{\text{entrada}} - \left[ \sum b_m \right]_{\text{salida}}$$

Sustituyendo:

$$B_d = b_1 m_1 + b_3 m_3 + b_5 m_5 - b_2 m_2 - b_4 m_4 \dots \dots (4.1.30)$$

donde "B<sub>d</sub>" representa la exergía destruida en el sistema y "b" es la función de exergía:

$$b_i = (h_i - h_o) - T_o (s_i - s_o)$$

donde el subíndice "i" se refiere al punto de interés y el subíndice "o" se refiere a las condiciones del estado estandar de referencia.

Para los flujos de agua, el estado estandar de referencia es el estado en que se encuentra el agua de reposición (punto S), por lo tanto b<sub>s</sub>=0.

Para los flujos de aire, se considera al aire atmosférico como el estado estandar de referencia. Por lo tanto, como el aire que entra a la torre está a condiciones atmosféricas, b<sub>1</sub>=0. Sin embargo, debido a que el aire que sale de la torre tiene mayor humedad que a la entrada, se considera el estado estandar de referencia como aire con la misma humedad con que sale de la torre, pero a temperatura ambiente.

Utilizando los gastos másicos evaluados previamente (m<sub>1</sub>, m<sub>2</sub>, m<sub>3</sub>, m<sub>4</sub> y m<sub>5</sub>) y calculando la función de exergía en cada flujo de aire y de agua, se puede determinar la exergía que se destruye en el cuerpo de la torre.

## 4.1.2. ANÁLISIS DE LA BOMBA Y TUBERÍA.

Para circular el agua a través del sistema de enfriamiento, es necesario suministrarle energía mediante una bomba, conducirla desde la pileta de agua fría hasta el sistema a enfriar y luego hasta la parte superior de la torre, por medio de una tubería. De la energía que se suministra a la bomba, parte se desaprovecha en la bomba misma, mientras que otra parte importante se pierde como consecuencia del rozamiento en la tubería. En el análisis que se presenta se supone que no existen pérdidas de energía debidas a fugas de agua o a radiación al medio ambiente.

La siguiente figura muestra la instalación general considerada para el análisis:

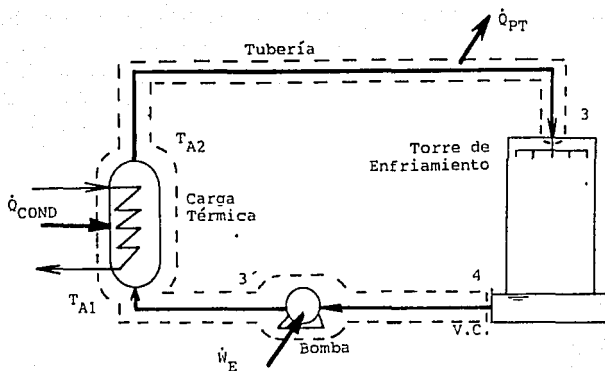


Figura (4.1.8)

## 1. BALANCE DE MASA

El balance de masa en el subsistema queda dado por:

$$m_3 = m_4 \quad \dots\dots\dots(4.1.31)$$

o bien:

$$\rho_3 v_3 A_3 = \rho_4 v_4 A_4 = m_3 \quad \dots\dots\dots(4.1.32)$$

donde:

$\rho$  = Densidad del agua = 1000 (kg/m<sup>3</sup>)

$v$  = Velocidad del flujo de agua

$A$  = Area transversal de la tubería

## 2. BALANCE DE ENERGIA

Para realizar el balance de energía se recurre a la ecuación (2.1.14). Solo que en este caso el término de energía en forma de calor debe ser el valor neto entre el que proporciona al subsistema la carga térmica y el que se pierde por el rozamiento en la tubería. Entonces, la ecuación resulta:

$$\sum \left[ h + \frac{v^2}{2} + gZ \right]_e m_e - \sum \left[ h + \frac{v^2}{2} + gZ \right]_s m_s + \langle Q_N \rangle + \langle W \rangle = 0 \quad \dots\dots\dots(4.1.33)$$

donde:  $\langle Q_N \rangle = Q_{cond} - Q_{PT}$

$Q_{PT}$  = Pérdida en la tubería

$\langle W \rangle$  = Potencia que recibe el fluido en la bomba ( $W_{IB}$ )

Considerando una entrada, una salida y la velocidad nula en la entrada, la ecuación (4.1.33) se reduce a:

$$\left[ h_4 + gZ_4 \right] m_4 - \left[ h_3 + \frac{v_3^2}{2} + gZ_3 \right] m_3 + Q_{cond} - Q_{PT} + W_{IB} = 0 \quad \dots(4.1.34)$$

Sustituyendo (4.1.31) en (4.1.34) y despejando  $W_{IB}$ , se obtiene finalmente:

$$W_{IB} = m_3 \left( h_3 - h_4 + \frac{1}{2} v_3^2 + g(Z_3 - Z_4) \right) + Q_{PT} - Q_{cond} \quad \dots(4.1.35)$$

De la ecuación (4.1.35),  $h_3$  y  $h_4$  ya han sido calculadas en el análisis del cuerpo de la torre al igual que  $m_3$ . Por otro lado,  $v_3$  se puede obtener de la ecuación (4.1.32), considerando el diámetro de la tubería en el punto 3:

$$v_3 = \frac{4 m_3}{\rho \pi d_3^2} \quad \dots\dots\dots(4.1.36)$$

$Q_{\text{cond}}$  se puede obtener de la siguiente manera:

$$Q_{\text{cond}} = m_3 C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} (T_{A2} - T_{A1}) \dots\dots\dots(4.1.37)$$

donde  $C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 4.1868 \text{ kJ/kg K}$

$T_{A1}$  = Temperatura del agua de enfriamiento a la entrada de la carga térmica.

$T_{A2}$  = Temperatura del agua de enfriamiento a la salida de la carga térmica.

Por último, el calor por pérdidas en la tubería se puede calcular como sigue:

$$Q_{PT} = g m_3 h_{f_{3-4}} \dots\dots\dots(4.1.38)$$

donde:  $g$  = aceleración de la gravedad.

$h_{f_{3-4}}$  = Pérdidas de carga en la tubería

El término que involucra la pérdida de carga por fricción en la tubería, se determina con la teoría de pérdidas en tuberías.

#### a) PERDIDAS EN LA TUBERIA

En general, las pérdidas de energía en tuberías pueden clasificarse en:

- i) Pérdidas primarias.
- ii) Pérdidas secundarias.

Las pérdidas primarias se refieren a la pérdida de carga en tramos rectos. Las pérdidas secundarias comprenden la pérdida de carga debida a accesorios, tales como conexiones (codos, uniones, etc.), válvulas, obstrucciones, etc.. La pérdida total de carga en la tubería será entonces la suma de pérdidas primarias y pérdidas secundarias:

$$h_f = h_{f-1} + h_{f-2} \dots\dots\dots(4.1.39)$$

#### i) PERDIDAS PRIMARIAS

Las pérdidas primarias se evalúan con la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_{f1} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(4.1.40)$$

donde:  $f$  = Coeficiente de pérdidas primarias  
 $L$  = Longitud del tramo recto  
 $D$  = Diámetro de la tubería  
 $v$  = Velocidad del fluido  
 $g$  = Aceleración de la gravedad

El coeficiente de pérdidas se obtiene del diagrama de Moody. Para trabajar en dicho diagrama hay que conocer la rugosidad de la tubería y el número de Reynolds, ya que:

$$f = f \left[ \text{Re}, \frac{\epsilon}{D} \right] \dots\dots\dots(4.1.41)$$

donde:

$$\text{Re} = \left[ \frac{\rho v D}{\mu} \right]$$

$\epsilon/D$  = Rugosidad relativa  
 $\rho$  = Densidad del fluido  
 $v$  = Velocidad del fluido  
 $D$  = Diámetro de la tubería  
 $\mu$  = Viscosidad del agua

#### (i) PERDIDAS SECUNDARIAS

Las pérdidas secundarias se evalúan con la ecuación fundamental de pérdidas secundarias:

$$h_{f2} = K \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(4.1.42)$$

donde:  $k$  = coeficiente de pérdidas secundarias

El coeficiente de pérdidas secundarias se puede determinar de tablas, en las que aparecen diversos accesorios con diferentes características y sus correspondientes valores de  $k$ .

También puede emplearse el método de la longitud equivalente, en el cual se determina la longitud de tubería recta que provocaría la misma pérdida de energía que el accesorio en cuestión, y se aplica la misma ecuación que se utiliza para pérdidas primarias. En este estudio, las pérdidas secundarias se evalúan con el método de la ecuación fundamental.

Finalmente se suman las pérdidas primarias y las secundarias para obtener las pérdidas totales en la tubería, tal como se indica en la ecuación (4.1.39).

La eficiencia de la bomba se puede conocer relacionando la energía que se suministra a la bomba (por un motor) con la energía que se transmite al fluido. Esto es:

$$\eta_B = \frac{W_E}{W_{iB}} \dots\dots\dots(4.1.43)$$

## 3. BALANCE DE ENTROPIA

Aplicando la ecuación (2.2.4) al esquema de la figura (4.3.1), se tiene:

$$S_{\text{prod.}} = m_3 (s_3 - s_4) + \frac{Q_{\text{PT}}}{T_0} - \frac{Q_{\text{cond}}}{T_0} \dots\dots(4.1.44)$$

De esta expresión, los términos  $s_3$ ,  $s_4$  y  $m_3$  ya se han calculado en el análisis del cuerpo de la torre, mientras que  $Q_{\text{PT}}$  y  $Q_{\text{cond}}$  también se tienen calculados. Por tanto, de la expresión (4.1.44) se puede conocer la entropía que se produce en el sistema bomba-tubería.

## 4. BALANCE DE EXERGIA.

Aplicando la ecuación (2.3.10) a este subsistema, se tiene:

$$B_d = m_3 (b_4 - b_3) + Q_{\text{cond}} \left[ 1 - \frac{T_0}{T_{A2}} \right] - Q_{\text{PT}} \left[ 1 - \frac{T_0}{T_{A2}} \right] + W_E \dots(4.1.45)$$

De esta forma se visualiza la exergía perdida en todo el sistema, ya que se toma en cuenta la energía suministrada por el motor eléctrico ( $W_E$ ).

La función de exergía en cada punto puede evaluarse sustituyendo los valores que se han obtenido del análisis en la siguiente expresión:

$$b_i = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) \dots\dots(4.1.46)$$

Para este caso el estado estándar de referencia será el correspondiente al agua a temperatura ambiente. Por lo tanto " $T_0$ " será la temperatura ambiente y  $h_0$  y  $s_0$  deberán ser evaluadas a esta misma temperatura.

## 4.1.3. ANALISIS DEL VENTILADOR.

La circulación del aire a través de la torre de enfriamiento juega un papel primordial en el fenómeno de enfriamiento; de tal manera que, con un flujo mayor de aire para un mismo flujo de agua, se obtiene un enfriamiento más eficiente y la temperatura del agua, a la salida de la torre, se puede aproximar más al límite inferior de enfriamiento (Tbh). Es por esto que se deben hacer todos los esfuerzos posibles, desde el punto de vista técnico y económico, para circular por la torre el mayor flujo de aire posible. Para lograr esto se utilizan ventiladores en las torres de enfriamiento mecánicas.

La resistencia del aire en el trayecto por la torre influye en gran medida sobre la capacidad del ventilador.

Es usual ver a un ventilador como una máquina que suministra aire, ya que el trabajo que se le proporciona lo utiliza para provocar un flujo volumétrico (generalmente a bajas presiones) capaz de vencer la fricción o resistencia a través de la torre.

Por lo general, los ventiladores de las torres de enfriamiento son de flujo axial, manejan grandes volúmenes de aire a baja velocidad de salida del aire (unos 10 m/s) y con baja caída de presión (menos de 1.3 cm de columna de agua).

En el apéndice A.1 se definen algunos conceptos importantes para el estudio de los ventiladores.

## 1. - BALANCE DE MASA

Analizando al ventilador como un volumen de control:

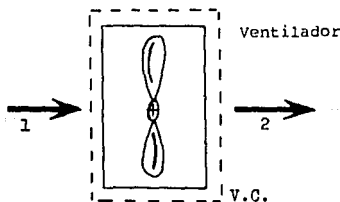


Figura (4.1.4)

Aplicando la ecuación de continuidad (4.1.32) para un flujo estable, y considerando que en el ventilador no se produce un cambio significativo en la densidad del aire, se llega a:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \dots\dots\dots(4.1.47)$$



## 2. - BALANCE DE ENERGIA

Analizando al subsistema en estado estable, se parte de la ecuación (2.1.14) (considerando que  $h=u+p/\rho$ ):

$$Q + \sum \left[ \frac{v^2}{2} + gz + u + \frac{p}{\rho} \right]_1 \dot{m}_1 = \dot{W} + \sum \left[ \frac{v^2}{2} + gz + u + \frac{p}{\rho} \right]_2 \dot{m}_2 \dots (2.1.14')$$

En este caso, es importante hacer notar que el término "p" que involucra la ecuación (2.1.14') es la presión estática del flujo.

Aplicando esta última ecuación al sistema en cuestión, y considerando que:

- a) No existe transferencia de calor.
- b) Se tiene una entrada y una salida.
- c)  $z_1 \approx z_2$
- d)  $u_1 \approx u_2$
- e)  $m_1 = m_2$
- f)  $p_1 \approx p_2$

Entonces, la potencia real que recibe el fluido está dada por:

$$W_u = \left[ \frac{1}{2} (v_1^2 - v_2^2) + \frac{P_1 - P_2}{\rho} \right] \dot{m} \dots (4.1.48)$$

y como  $m = \rho v A = \rho G$ :

$$W_u = \left[ \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2) + P_1 - P_2 \right] G_{real} \dots (4.1.49)$$

Donde la parte en paréntesis es el incremento total de presión causado por el ventilador. Entonces la ecuación (4.1.49) puede expresarse como:

$$W_u = \Delta P_T G_{real} \dots (4.1.50)$$

donde  $\Delta P_T = \Delta P_{estatica} + \Delta P_{dinamica}$

El término  $G_{real}$  es un dato que ya se ha introducido para el análisis del cuerpo de la torre.

Es necesario conocer las velocidades y presiones estáticas tanto a la entrada como a la salida del ventilador.

La eficiencia total del subsistema se obtiene de la siguiente forma:

$$\eta_{tot} = \frac{W_u}{W_f} \dots (4.1.51)$$

donde  $W_f$  = Potencia de accionamiento del ventilador.

Si el ventilador está accionado por un motor trifásico con una eficiencia eléctrica  $\eta_{elec}$ , la potencia al freno está dada por:

$$W_f = \sqrt{3} V I F_p \eta_{elec} \dots\dots\dots(4.1.56)$$

donde:  $V$  = Voltaje  
 $I$  = Corriente  
 $F_p$  = Factor de potencia

### 3. BALANCE DE ENTROPIA

El balance de entropía queda expresado por la siguiente ecuación:

$$S_{prod.} = S_2 - S_1 \geq 0 \dots\dots\dots(4.1.57)$$

El balance puede hacerse con entropías absolutas o específicas, ya que en teoría el gasto másico de aire es igual a la entrada y a la salida del ventilador.

Este cambio de entropía puede evaluarse mediante expresiones para gas ideal, de tal forma que:

$$s_2 - s_1 = C_{p,aire} \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \dots\dots\dots(4.1.58)$$

La presión que se involucra en la expresión (4.1.58) es la total del flujo.

Analizando el subsistema, se puede observar que no existe un cambio apreciable ni en la temperatura ni en la presión total entre la entrada y la salida del ventilador, por lo que el proceso en este equipo se aproxima al isentrópico.

### 4.- BALANCE DE EXERGIA

El balance exergético puede plantearse a partir de la siguiente expresión:

$$\sum B_{rec} = \sum B_{prod} + B_d \dots\dots\dots(4.1.59)$$

donde:  $B_{rec}$  = Entradas o recursos necesarios  
 $B_{prod}$  = Salidas, productos o efectos útiles deseados  
 $B_d$  = Exergía destruida en el sistema

Para el ventilador de una torre de enfriamiento, ya sea de tiro forzado o inducido, según la ecuación (2.3.2), las funciones de exergía a la entrada y a la salida están dadas por:

$$b_1 = \left( h_1 + \frac{1}{2} v_1^2 + gz_1 \right) - \left( h_0 + gz_0 \right) - T_0 (s_1 - s_0) \dots\dots\dots(4.1.60)$$

$$b_2 = (h_2 + \frac{1}{2} v_2^2 + gz_2) - (h_0 + gz_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad \dots(4.1.61)$$

En el sistema analizado, el término  $B_{rec}$  corresponde al aire a la entrada del ventilador y a la energía suministrada al mismo, mientras que el término  $B_{prod}$  corresponde al aire a la salida del ventilador. Sustituyendo en la ecuación (4.1.59):

$$b_1 m_1 + W_{elec} = b_2 m_2 + Bd \quad \dots\dots\dots(4.1.62)$$

Es claro que siempre existirá el término de exergía destruida, ya que la energía eléctrica que acciona al ventilador nunca es transferida completamente al aire, tal como se desearía. Este término se puede despejar de la ecuación (4.1.62):

$$Bd = W_{elec} - [b_2 m_2 - b_1 m_1] \quad \dots\dots\dots(4.1.63)$$

Sustituyendo (4.1.47), (4.1.60) y (4.1.61) en la ecuación anterior, se tiene:

$$Bd = W_{elec} - \left[ \frac{P_1 - P_2}{\rho} + \frac{1}{2} (v_1^2 - v_2^2) - T_0 (s_1 - s_2) \right] m \quad \dots(4.1.64)$$

Como :  $m = \rho G$

$$Bd = W_{elec} - \left[ P_1 - P_2 + \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2) \right] Q - T_0 (s_1 - s_2) \rho G \quad \dots(4.1.65)$$

Si  $Q$  es el gasto real de aire, sustituyendo la ecuación (4.1.48) en la (4.1.65) se tiene:

$$Bd = W_{elec} - W_u - T_0 (s_1 - s_2) \rho G \quad \dots\dots\dots(4.1.66)$$

En esta última expresión se observa claramente como se destruye la exergía. Una parte corresponde a la diferencia entre la energía que efectivamente recibe el aire y la que se suministra al motor del ventilador. Esta pérdida de energía se debe a pérdidas mecánicas en la transmisión del motor al ventilador, pérdidas por calentamiento del motor y pérdidas internas en el ventilador. La otra parte corresponde a la irreversibilidad del proceso, por eso se expresa con una diferencia de entropías. En este subsistema se ha considerado que la diferencia de entropías es casi cero; sin embargo, siempre existirá destrucción de exergía en el sistema.

## 4.2 TURBINA DE VAPOR

En estas turbinas la sustancia de trabajo es el vapor de agua, el cual puede presentarse como vapor saturado o como vapor sobrecalentado. Generalmente se tiene vapor sobrecalentado en las zonas de alta presión de la turbina, mientras que en las zonas de presión media y baja se trabaja por lo general con vapor saturado, el cual va teniendo mayor humedad a medida que disminuye la presión.

El siguiente diagrama muestra el volumen de control que se utilizará para el análisis de transferencia de masa y energía en las turbinas de vapor.

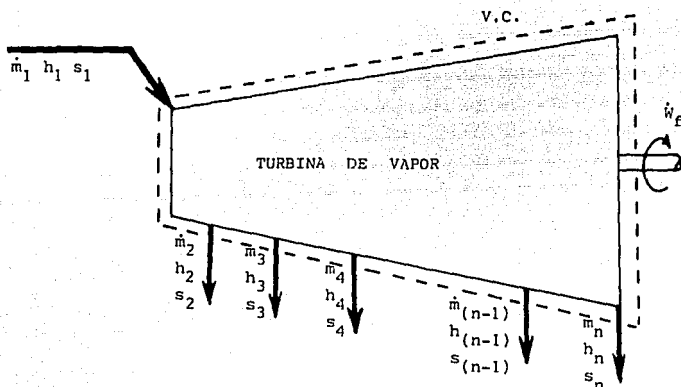


Figura 4.2.1

donde:

$\dot{m}$  = Gasto másico de vapor  
 $h$  = Entalpía específica del vapor  
 $s$  = Entropía específica del vapor  
 $\dot{W}_f$  = Potencia al freno en la flecha de la turbina

Las entradas a la turbina se identifican con el subíndice  $i$  y las salidas con  $j$ . En general, la turbina podrá tener  $m$  flujos  $i$  y  $n$  flujos  $j$ .

## 1.- BALANCE DE MASA

Considerando que no existen fugas de vapor en el equipo, debe

verificarse:

$$\sum_{i=1}^m m_i = \sum_{j=1}^n m_j \dots\dots\dots(4.2.1)$$

En total, la turbina tendrá (n+m) flujos. Si se conocen (n+m-1) flujos, el flujo restante puede calcularse despejándolo de la ecuación (4.2.1).

## 2.- BALANCE DE ENERGIA

Aplicando la primera Ley de la Termodinámica a la turbina de vapor, considerando régimen permanente y estado estable, se tiene:

$$W_{i,T} - Q_r + \sum_{i=1}^m m_i (h_i + \frac{1}{2} v_i^2 + g z_i) - \sum_{j=1}^n m_j (h_j + \frac{1}{2} v_j^2 + g z_j) = 0 \dots\dots(4.2.2)$$

donde:  $W_{i,T}$  = Potencia interna de la turbina  
 $Q_r$  = Calor cedido al medio ambiente  
 $h$  = Entalpía específica  
 $v$  = Velocidad del vapor  
 $g$  = Aceleración de la gravedad  
 $z$  = Altura

Considerando que: no existe una variación de velocidad significativa entre las entradas y las salidas en cada etapa de la turbina; la energía potencial en cada flujo es la misma y que no existe pérdida de calor al medio ambiente, la ecuación (4.2.2) se reduce a:

$$W_{i,T} = \sum_{j=1}^n m_j h_j - \sum_{i=1}^m m_i h_i \dots\dots\dots(4.2.3)$$

Para el análisis se consideran dos casos posibles: que la turbina se encuentre conectada a un generador eléctrico o que se encuentre conectada a cualquier otro tipo de carga.

A) Turbina conectada a un generador eléctrico.

La potencia eléctrica en el generador está dada por:

$$W_{ge} = \eta_{mec} \eta_{ge} \left[ \sum_{j=1}^n m_j h_j - \sum_{i=1}^m m_i h_i \right] \dots\dots\dots(4.2.4)$$

donde:  $\eta_{mec}$  = Eficiencia mecánica de la turbina  
 $\eta_{ge}$  = Eficiencia del generador eléctrico

Sustituyendo (4.2.3) en la ecuación (4.2.4) se tiene:

$$W_{ge} = \eta_{mec} \eta_{ge} W_{iT} \dots\dots\dots(4.2.4')$$

Se puede tener como dato la potencia eléctrica generada, así como la eficiencia del generador eléctrico. Evaluando las entalpías de cada flujo de vapor y conociendo los gastos másicos respectivos se puede conocer la potencia interna de la turbina  $W_{iT}$ . De tal forma que se puede despejar la eficiencia mecánica de la turbina de la ecuación (4.2.4'):

$$\eta_{mec} = \frac{W_{ge}}{\eta_{ge} W_{iT}} \dots\dots\dots(4.2.5)$$

B) Turbina conectada a una carga cualquiera.

La potencia entregada por la turbina en la flecha está dada por:

$$W_f = \eta_{mec} W_{iT} \dots\dots\dots(4.2.6)$$

La potencia en la flecha puede evaluarse con la ayuda de un freno hidráulico y la potencia interna de la turbina se puede calcular si se tienen los valores de entalpía y gasto másico para cada flujo de la turbina. Por lo tanto puede despejarse de la ecuación (4.2.6) la eficiencia mecánica:

$$\eta_{mec} = \frac{W_f}{W_{iT}} \dots\dots\dots(4.2.7)$$

### 3. - BALANCE DE ENTROPIA.

Para un sistema abierto, el balance por Segunda Ley de la Termodinámica está dado por:

$$S_{PROD.} = S_{CV} + \sum_{j=1}^n m_j s_j - \sum_{i=1}^m m_i s_i - \sum \frac{Q_i}{T_i} \geq 0 \dots\dots(4.2.8)$$

donde:  $S_{PROD.}$  = Entropía absoluta producida en el sistema

$S_{CV}$  = Entropía absoluta acumulada en el sistema

$m$  = Gasto másico de vapor

$Q_i$  = Calor cedido al medio ambiente

$T_i$  = Temperatura ambiente

Debido a que la turbina se analiza en estado estable,  $S_{CV}=0$ . Adicionalmente, se ha considerado que no existe un flujo de calor de la turbina hacia el medio ambiente, por lo tanto  $Q_i=0$ . Por lo tanto el balance por Segunda Ley se reduce a:

$$S_{\text{PROD.}} = + \sum_{j=1}^n m_j s_j - \sum_{i=1}^m m_i s_i \geq 0 \dots\dots\dots(4.2.9)$$

La ecuación (4.2.9) deberá verificarse en todos los casos, es decir, la entropía producida por el sistema siempre deberá ser mayor o igual a cero.

#### 4. - CALCULO DE PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA

Hasta ahora, tanto para el análisis por Primera Ley como por Segunda Ley, ha sido necesario conocer los valores de entalpía específica y entropía específica en cada flujo que entra o sale de la turbina. Estos valores se encuentran en tablas de propiedades termodinámicas del vapor de agua. Sin embargo, en el programa desarrollado, se incluyó una subrutina basada en un programa elaborado por el Instituto de Investigaciones Eléctricas<sup>(1)</sup>, el cual permite conocer las propiedades termodinámicas requeridas introduciendo datos que pueden ser fácilmente leídos (presión y/o temperatura), sin tener que consultar las tablas de vapor. La forma en que opera este programa se muestra en el apéndice (B.1).

#### 5. - BALANCE DE EXERGIA

El balance de exergia en forma general está dado por la ecuación:

$$\sum_{i=1}^m b_i m_i + \sum b Q_k = \sum_{j=1}^n b_j m_j + W_U + B_d \dots\dots\dots(4.2.10)$$

- donde:
- b = Función de exergia
  - m = Gasto másico de vapor
  - b Q<sub>k</sub> = Exergia suministrada por una fuente de calor
  - W<sub>U</sub> = Trabajo útil
  - B<sub>d</sub> = Exergia destruida en el sistema

Debido a que no se cuenta con una fuente de calor capaz de realizar un trabajo hacia la turbina de vapor,  $\sum b Q_k = 0$ . Por lo tanto, al despejar de la ecuación (4.2.10) el término de exergia destruida se tiene:

$$B_d = \sum_{i=1}^m b_i m_i - \sum_{j=1}^n b_j m_j - W_U \dots\dots\dots(4.2.11)$$

En esta ecuación el término W<sub>U</sub> puede referirse a la potencia entregada por el generador eléctrico acoplado a la turbina (caso A) o a la potencia que la turbina entrega en la flecha a cualquier otro equipo (caso B).

(1) Véase el apéndice B.1

Para evaluar la función de exergia "b", hay que recordar que está dada por la ecuación:

$$b_k = h_k - h_o - T_o (s_k - s_o) \dots\dots\dots(4.2.12)$$

donde:  $h_k$  = Entalpia específica del flujo k  
 $s_k$  = Entropia específica del flujo k  
 $T_o$  = Temperatura del ambiente de referencia  
 $h_o$  = Entalpia específica (ambiente de referencia)  
 $s_o$  = Entropia específica (ambiente de referencia)

En el análisis presentado se considera al medio ambiente como estado ambiental de referencia. En estas condiciones el vapor se encuentra como líquido, y sus propiedades termodinámicas se evalúan de la siguiente forma:

$$h_o = C_{p_{H_2O}} (T_o - 273.15) \dots\dots\dots(4.2.13)$$

$$s_o = C_{p_{H_2O}} \ln\left(\frac{T_o}{273.15}\right) \dots\dots\dots(4.2.14)$$

donde:  $C_{p_{H_2O}}$  = 4.1868 (kJ/kg K)  
 $T_o$  = Temperatura ambiente (K)



4.3 TURBINA DE GAS.

En el caso de la Turbina de Gas, se presenta un aspecto muy importante en cuanto a los balances másico, energético y exergetico se refiere. En este caso no se tiene un fluido de trabajo sin cambio de composición química, sino que el aire, que se mantiene con la misma composición hasta la salida del compresor (o salida del regenerador en el caso de que éste exista), se mezcla con combustible en la cámara de combustión; ocurre la reacción química y finalmente tendremos a la salida los productos, que son una mezcla de diferentes gases a la misma temperatura y a la presión parcial correspondiente.

Esto origina que se tenga que trabajar con la Termodinámica de las mezclas cuando se analiza la Cámara de Combustión, y con la Termodinámica de las mezclas no reactivas cuando se analiza la Turbina de Gas.

En seguida se presentan los diagramas de flujo de masa y energía de los ciclos que se consideran para la turbina de gas:

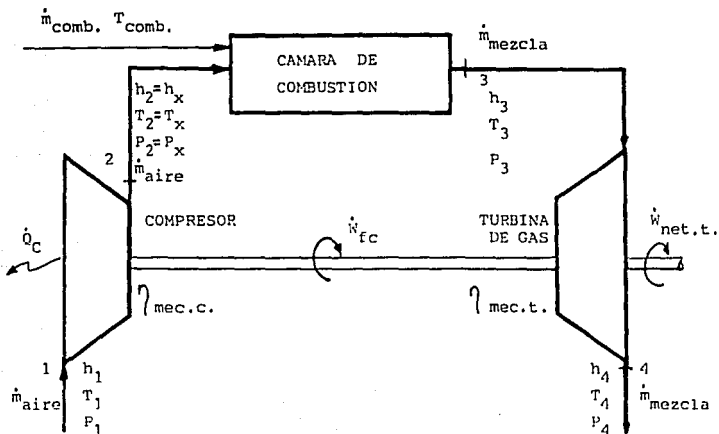
A) SIN REGENERACION:

Figura (4.3.1)

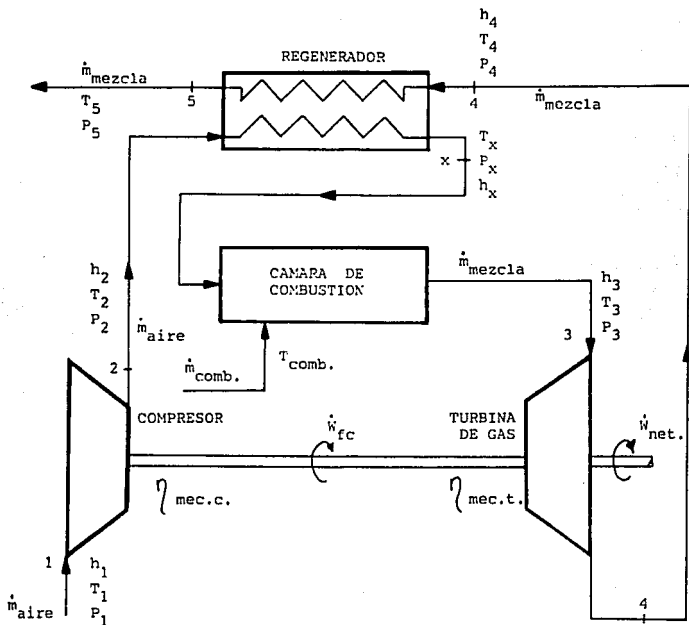
B) CON REGENERACION:

Figura (4.3.2)

A continuación se describe detalladamente el procedimiento que se siguió para efectuar los balances de masa, energía y exergía en la turbina de gas vista en conjunto (compresor, cámara de combustión, turbina y regenerador).

## 4.3.1 COMPRESOR DE AIRE.

Se parte del siguiente esquema:

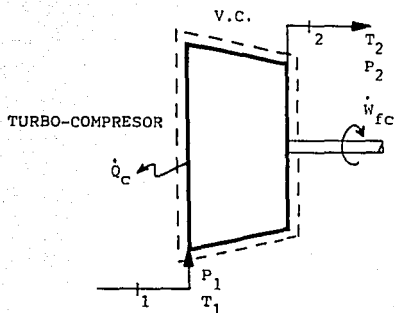


Figura (4.3.3)

## 1. - BALANCE DE MASA

Consideramos que no existen fugas en el compresor, por lo que:

$$m_1 = m_2 = m_{\text{air}} \quad \dots\dots\dots (4.3.1)$$

donde:

$m_{\text{air}}$  = Gasto másico de aire manejado por el compresor.

## 2. - BALANCE DE ENERGIA.

a) Potencia indicada:

Al aplicar la Primera ley de la Termodinámica al compresor considerando régimen permanente y estado estable, se tiene:

$$W_{ic} - Q_c + m_{\text{air}} \left[ (h_1 - h_2) + \frac{1}{2}(V_1^2 - V_2^2) + g(z_1 - z_2) \right] = 0 \quad \dots\dots\dots (4.3.2)$$

Adicionalmente, consideremos que no existe un cambio apreciable en las energías potencial y cinética. El término " $Q_c$ " es el calor total cedido al medio ambiente, mismo que para nosotros es solamente el retirado por el medio de enfriamiento (si existe). Para evaluar el término " $Q_c$ ", se han considerado dos casos:

i) que se conozca directamente dicho término en kW.

ii) que se tenga un enfriamiento por medio de un fluido refrigerante, en cuyo caso:

$$Q_c = m_{FR} C_{p,FR} (T_{FR2} - T_{FR1}) \quad \dots\dots\dots (4.3.3)$$

donde:

- $m_{FR}$  = Gasto másico del fluido refrigerante
- $C_{pFR}$  = Calor específico a presión constante del fluido de trabajo
- $T_{FR1}$  = Temperatura del fluido de trabajo a la entrada
- $T_{FR2}$  = Temperatura del fluido de trabajo a la salida

Por otro lado, el término " $W_{ic}$ " es la potencia indicada o interna que recibe el aire en el compresor, considerando un proceso con cambio de entropía.

Finalmente, la expresión (4.3.2) se convierte en:

$$W_{ic} = m_{air} (h_2 - h_1) + Q_c \quad \dots\dots\dots (4.3.4)$$

Para calcular las entalpías  $h_1$  y  $h_2$  reales para el aire, recordemos que, la relación termodinámica general para el cambio de entalpía es:

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 C_p dT + \int_1^2 \left[ v - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dP$$

Para un gas ideal,  $T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = v$ , por lo que:

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 C_p dT \quad \dots\dots\dots (4.3.5)$$

Ahora bien, en el caso de la entrada al compresor se tienen bajas presiones del aire, por lo que  $h_1$  se puede calcular con la expresión para gas ideal, ecuación (4.3.5).

Sin embargo, en el caso de la entalpía a la salida del compresor se tiene una alta presión y temperatura del aire, por lo que podría pensarse que  $h_2$  depende tanto de  $T$  como de  $P$ . Para profundizar en este aspecto, se consultaron las tablas de gas real para el aire de Reynolds<sup>(1)</sup>.

De dichas tablas, se hizo una tabulación considerando la entalpía a diferentes presiones y temperaturas.

De la tabulación, se construyeron gráficas de Presión vs Entalpía real y de Presión vs Error de la entalpía real respecto a la entalpía del aire como gas ideal. La tabulación y las gráficas se presentan a continuación: (Tabla 4.3.1, y figuras 4.3.4 y 4.3.5, respectivamente).

(1) Reynolds, W. "Thermodynamic Properties in SI". Department of Mechanic Engineering, Stanford University, 1979

TABLA 4.3.1 COMPARACIÓN PARA LA ENTALPIA DEL AIRE COMO FUNCIÓN DE P Y T, RESPECTO A LA ENTALPIA DEL AIRE COMO GAS IDEAL.

T (K)	H (kJ/kg)	PRESIÓN (Bar)									
		0.5	1.01	1.4	2	3	4	7	10	14	20
200	Real	359.36	359.31	359.12	358.83	358.34	357.95	356.37	354.89	352.69	349.87
	Gas ideal	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8
	% Error	0.07%	0.14%	0.19%	0.27%	0.41%	0.54%	0.95%	1.36%	1.52%	2.75%
300	Real	459.36	459.25	459.16	459.63	459.4	459.18	458.5	457.63	456.35	456.63
	Gas ideal	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1
	% Error	0.03%	0.05%	0.07%	0.10%	0.15%	0.20%	0.25%	0.49%	0.68%	0.37%
400	Real	560.79	560.73	560.63	560.62	560.51	560.4	560.07	559.74	559.31	558.67
	Gas ideal	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8
	% Error	0.00%	0.01%	0.02%	0.03%	0.05%	0.07%	0.13%	0.16%	0.22%	0.38%
500	Real	662.81	662.79	662.77	662.74	662.69	662.64	662.5	662.36	662.17	661.9
	Gas ideal	662.9	662.9	662.9	662.9	662.9	662.9	662.9	662.9	662.9	662.9
	% Error	0.00%	0.00%	0.00%	0.01%	0.02%	0.02%	0.05%	0.07%	0.10%	0.14%
600	Real	766.71	766.7	766.7	766.7	766.69	766.68	766.65	766.63	766.6	766.56
	Gas ideal	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7
	% Error	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.01%	0.01%	0.01%	0.02%
700	Real	872.87	872.98	872.99	872.9	872.92	872.94	872.99	873.04	873.13	872.23
	Gas ideal	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9
	% Error	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.01%	0.01%	0.03%	0.04%
800	Real	981.41	981.43	981.44	981.47	981.5	981.54	981.65	981.76	981.91	982.14
	Gas ideal	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4
	% Error	0.00%	0.00%	0.00%	0.01%	0.01%	0.01%	0.01%	0.04%	0.04%	0.08%
900	Real	1092.23	1092.26	1092.28	1092.31	1092.35	1092.41	1092.56	1092.72	1092.92	1093.23
	Gas ideal	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2
	% Error	0.00%	0.01%	0.01%	0.01%	0.01%	0.02%	0.03%	0.05%	0.07%	0.09%
1000	Real	1205.16	1205.19	1205.21	1205.25	1205.31	1205.37	1205.55	1205.74	1205.99	1206.36
	Gas ideal	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1
	% Error	0.00%	0.01%	0.01%	0.01%	0.02%	0.02%	0.04%	0.05%	0.07%	0.10%

T (K)	H (kJ/kg)	PRESIÓN (Bar)										
		30	50	70	100	140	200	300	500	700	1000	2000
200	Real	344.76	334.39	323.93	308.87	292.25	277.13	267.96	269.73	279.48	298.89	374.3
	Gas ideal	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8	359.8
	% Error	4.17%	7.06%	9.97%	14.16%	18.77%	22.98%	25.53%	25.03%	22.32%	16.93%	4.03%
300	Real	453.46	449.26	445.27	439.21	433.18	425.39	417.41	414.72	421.23	438.15	512.21
	Gas ideal	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1	460.1
	% Error	1.44%	2.36%	3.22%	4.43%	5.85%	7.54%	9.28%	9.86%	8.45%	4.77%	11.33%
400	Real	557.62	555.63	553.77	551.23	549.32	544.95	541.77	542.54	549.5	566.11	635.81
	Gas ideal	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8	560.8
	% Error	0.57%	0.92%	1.25%	1.71%	2.23%	2.83%	3.39%	3.26%	2.01%	0.95%	14.09%
500	Real	661.46	660.66	659.93	659	656.05	652.32	657.3	661.9	670.41	697.76	762.39
	Gas ideal	662.8	662.8	662.8	662.8	662.8	662.8	662.8	662.8	662.8	662.8	662.8
	% Error	0.20%	0.32%	0.43%	0.57%	0.72%	0.84%	0.83%	0.15%	1.15%	3.80%	15.03%
600	Real	766.5	766.43	766.41	766.5	766.8	767.64	769.98	777.54	787.92	806.89	882.84
	Gas ideal	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7	766.7
	% Error	0.03%	0.04%	0.04%	0.03%	0.01%	0.12%	0.43%	1.41%	3.77%	5.26%	15.15%
700	Real	873.43	873.86	874.33	875.11	876.27	878.23	882.23	892.28	904.27	924.73	1002.71
	Gas ideal	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9	872.9
	% Error	0.06%	0.11%	0.16%	0.25%	0.39%	0.62%	1.08%	2.22%	3.55%	5.94%	14.87%
800	Real	982.52	983.31	984.12	985.4	987.19	990.07	995.34	1007.28	1020.66	1042.54	1122.77
	Gas ideal	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4	981.4
	% Error	0.11%	0.19%	0.28%	0.41%	0.59%	0.88%	1.42%	2.64%	4.00%	6.23%	14.40%
900	Real	1093.75	1094.8	1095.88	1097.53	1099.3	1103.34	1109.56	1123.1	1137.67	1160.65	1243.39
	Gas ideal	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2	1092.2
	% Error	0.14%	0.24%	0.34%	0.49%	0.70%	1.02%	1.53%	2.53%	4.16%	6.29%	13.84%
1000	Real	1206.98	1208.24	1209.51	1211.45	1214.08	1218.14	1225.16	1239.97	1255.56	1279.9	1364.71
	Gas ideal	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1	1205.1
	% Error	0.16%	0.26%	0.37%	0.53%	0.75%	1.08%	1.66%	2.83%	4.19%	6.21%	13.24%

GRAFICA P vs h REAL DEL AIRE PARA  
 T=200, 300, 400, 500, 600, 700, 800  
 y 900 K.

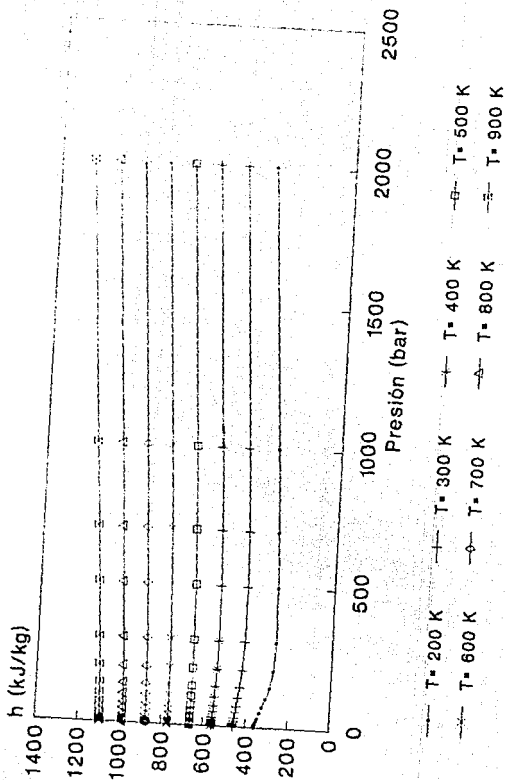


Figura (4.3.4)

GRAFICA P VS ERROR DE h REAL RESPECTO  
A h IDEAL. (T=200, 300, ..., 900 K)

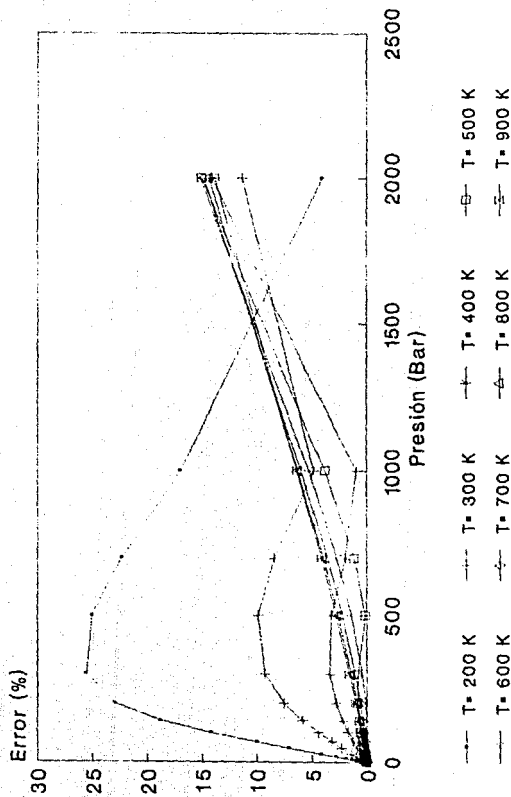


Figura (4.3.6)

Revisando cuidadosamente los comportamientos en las gráficas, se puede observar un error considerable solo a bajas temperaturas (200 a 300 K) y a presiones de 1 a 500 bar, el cual resulta no ser el rango en el que se encuentra el estado del aire a la salida del compresor. En cambio, para el rango de 400 a 1000 K y de 1 a 1000 bar aproximadamente, se observan errores no mayores de 7 a 8%, siendo éste el rango en el que se encuentra el estado del aire a la salida.

Este importante análisis nos permite concluir que, en un amplio rango para el estado del aire a la salida, podemos valuar  $h_2$  como para el gas ideal del aire; es decir, solo como función de  $T_2$ .

En vista de lo anterior, nos basamos en las tablas de propiedades para el aire como gas ideal del autor Burghardt<sup>(1)</sup>, de las cuales se trabajó el rango de 100 a 2000 K ajustando polinomios de segundo grado para  $h$  en función de  $T$  (ver apéndice C.1).

#### b) Potencia al freno:

Ya calculado  $W_{ic}$  y contando con el dato de la eficiencia mecánica del compresor, la potencia al freno necesaria para accionar al compresor es:

$$W_{fc} = \frac{W_{ic}}{\eta_{mcc}} \dots\dots\dots(4.3.8)$$

#### c) Eficiencia interna del compresor:

La eficiencia interna del compresor se puede obtener en función de las temperaturas y presiones que éste maneja, con la siguiente expresión:

$$\eta_{ic} = \frac{T_1(R^{(k-1)/k} - 1)}{T_2 - T_1} \dots\dots\dots(4.3.7)$$

donde:  $R = \frac{P_2}{P_1}$

$k$  = Constante adiabática del aire  $\approx 1.4$

$T_1$  y  $T_2$  = Temperaturas de entrada y salida del compresor, en K

$P_1$  y  $P_2$  = Presiones absolutas de entrada y salida del compresor, en bar.

#### d) Potencia teórica del compresor:

Una vez calculada la eficiencia interna, se tendrá:

$$W_{Tc} = W_{ic} \eta_{ic} \dots\dots\dots(4.3.8)$$

#### e) Eficiencia total del compresor:

Una vez calculada la eficiencia interna del compresor, se tendrá:

(1) Burghardt, M. Ingeniería Termodinámica. Harla. 1974. Pág. 496-498.



$$\eta_{\text{otc}} = \eta_{\text{ic}} \eta_{\text{mecc}} \dots \dots \dots (4.3.9)$$

### 3. - BALANCE DE ENTROPIA.

Recordemos que, para un sistema abierto, el balance por segunda ley es:

$$S_{\text{prod}} = S_{\text{cv}} + \sum m_i s_i - \sum m_e s_e - \sum \frac{Q_i}{T_i} \geq 0$$

Aplicando esta expresión al compresor, se tiene que  $S_{\text{cv}}=0$  porque se analiza el proceso de compresión en estado estable. Además, para una entrada y una salida:

$$S_{\text{prod}} = m_{\text{air}} (s_2 - s_1) + \frac{Q_c}{T_o} \geq 0 \dots \dots \dots (4.3.10)$$

Se ha puesto  $T_o$  porque a fin de cuentas, el calor  $Q_c$  va a dar al medio ambiente.

Para calcular  $(s_2 - s_1)$ , recordemos que una de las relaciones termodinámicas generales para el cálculo del cambio de entropía es:

$$\Delta S = \int_1^2 C_p \frac{dT}{T} - \int_1^2 \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right) dP$$

Para un gas ideal  $\left( \frac{\partial v}{\partial T} \right) = \frac{R}{P}$ , por lo que:

$$\Delta S = \int_1^2 C_p \frac{dT}{T} - R \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right), \text{ o bien:}$$

$$\Delta S = \bar{s}_2 - \bar{s}_1 - R \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \dots \dots \dots (4.3.11)$$

Al igual que para la entalpia, se hizo una tabulación considerando la entropía a diferentes presiones y temperaturas.

De dicha tabulación, se han construido gráficas de Presión vs Entropía real y de Presión vs Error de la Entropía real respecto a la Entropía del gas ideal del aire. La tabulación y gráficas se presentan a continuación: (Ver tabla 4.3.2 y figuras 4.3.6, 4.3.7 y 4.3.8, respectivamente).

TABLA 4.3.2 COMPARACIÓN PARA LA ENTROPÍA DEL AIRE COMO FUNCIÓN DE  $P$  Y  $T$ , RESPECTO A LA ENTROPÍA DEL AIRE COMO GAS IDEAL.

T (K)	(Sref-S) (kJ/kg-k)		PRESIÓN (Bar)									
	Real	(Si-Sref)	0.5	1.01	1.4	2	3	4	7	10	14	20
200	Real	Fl	4.3298	4.1261	4.0326	3.9391	3.8451	3.7266	3.5806	3.4527	3.3453	3.2353
		(Si-Sref)	-0.2633	-0.4076	-0.5011	-0.6046	-0.7227	-0.8671	-0.9731	-1.081	-1.1549	-1.2594
	Gas	Fl	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367
		(Si-Sref)	-0.20	-0.41	-0.60	-0.69	-0.72	-0.80	-0.96	-1.06	-1.16	-1.26
	% Error		0.05%	0.50%	0.36%	0.49%	0.65%	0.81%	1.24%	1.64%	2.13%	2.84%
300	Real	Fl	4.7368	4.5337	4.4407	4.3373	4.2208	4.1275	3.9749	3.8705	3.7712	3.6649
		(Si-Sref)	0.20	0.00	-0.09	-0.20	-0.31	-0.40	-0.56	-0.66	-0.76	-0.87
	Gas	Fl	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432
		(Si-Sref)	0.20	0.00	-0.09	-0.20	-0.31	-0.35	-0.55	-0.66	-0.75	-0.86
	% Error		0.19%	0.0%	0.23%	0.33%	0.44%	0.54%	0.93%	1.18%	1.50%	
400	Real	Fl	5.0263	4.8239	4.721	4.6284	4.5116	4.4387	4.2621	4.1637	4.0657	3.9514
		(Si-Sref)	0.43	0.23	0.20	0.02	-0.02	-0.11	-0.27	-0.37	-0.47	-0.57
	Gas	Fl	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133
		(Si-Sref)	0.45	0.23	0.20	0.09	-0.02	-0.10	-0.26	-0.37	-0.46	-0.57
	% Error		0.14%	0.18%	0.15%	0.06%	1.73%	0.68%	0.64%	0.74%	0.90%	1.08%
500	Real	Fl	5.2544	5.0516	4.9587	4.8552	4.7396	4.6569	4.4956	4.3925	4.2952	4.1917
		(Si-Sref)	0.72	0.52	0.43	0.32	0.21	0.12	-0.04	-0.14	-0.24	-0.34
	Gas	Fl	9.3606	9.3606	9.3606	9.3606	9.3606	9.3606	9.3606	9.3606	9.3606	9.3606
		(Si-Sref)	0.72	0.52	0.42	0.22	0.21	0.12	-0.04	-0.14	-0.24	-0.34
	% Error		0.08%	0.08%	0.09%	0.08%	0.01%	0.17%	2.15%	1.03%	0.96%	1.00%
600	Real	Fl	5.44	5.241	5.1481	5.0452	4.9291	4.8464	4.6854	4.5826	4.4855	4.3824
		(Si-Sref)	0.91	0.71	0.61	0.51	0.40	0.31	0.15	0.05	-0.05	-0.15
	Gas	Fl	8.55	8.5499	8.5499	8.5499	8.5499	8.5499	8.5499	8.5499	8.5499	8.5499
		(Si-Sref)	0.91	0.71	0.61	0.51	0.40	0.31	0.15	0.05	-0.05	-0.15
	% Error		0.08%	0.05%	0.08%	0.09%	0.06%	0.03%	0.20%	1.48%	2.49%	1.34%
700	Real	Fl	5.6074	5.4046	5.3119	5.2093	5.0928	5.0102	4.8493	4.7466	4.6497	4.5468
		(Si-Sref)	1.07	0.87	0.78	0.68	0.56	0.45	0.32	0.21	0.12	0.01
	Gas	Fl	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135
		(Si-Sref)	1.07	0.87	0.78	0.68	0.56	0.43	0.32	0.21	0.12	0.01
	% Error		0.06%	0.04%	0.08%	0.07%	0.06%	0.05%	0.00%	0.16%	0.57%	0.41%
800	Real	Fl	5.7523	5.5495	5.4567	5.3542	5.2378	5.1552	4.9943	4.8918	4.795	4.6922
		(Si-Sref)	1.22	1.02	0.92	0.82	0.70	0.62	0.46	0.36	0.26	0.16
	Gas	Fl	8.9584	8.9584	8.9584	8.9584	8.9584	8.9584	8.9584	8.9584	8.9584	8.9584
		(Si-Sref)	1.22	1.02	0.92	0.82	0.70	0.62	0.46	0.36	0.26	0.16
	% Error		0.06%	0.03%	0.06%	0.07%	0.06%	0.06%	0.02%	0.01%	0.10%	0.44%
900	Real	Fl	5.7523	5.5495	5.4567	5.3542	5.2378	5.1552	4.9943	5.0224	4.9257	4.822
		(Si-Sref)	1.22	1.02	0.92	0.82	0.70	0.62	0.46	0.43	0.33	0.29
	Gas	Fl	8.9889	8.9889	8.9889	8.9889	8.9889	8.9889	8.9889	8.9889	8.9889	8.9889
		(Si-Sref)	1.35	1.15	1.05	0.95	0.83	0.75	0.59	0.45	0.39	0.29
	% Error		9.63%	11.41%	12.34%	13.67%	15.59%	17.31%	22.06%	0.01%	0.02%	0.14%
1000	Real	Fl	6.0016	5.793	5.7062	5.6038	5.4873	5.4047	5.244	5.1415	5.0448	4.9422
		(Si-Sref)	1.47	1.27	1.17	1.07	0.95	0.87	0.71	0.61	0.51	0.41
	Gas	Fl	9.1078	9.1078	9.1078	9.1078	9.1078	9.1078	9.1078	9.1078	9.1078	9.1078
		(Si-Sref)	1.47	1.27	1.17	1.07	0.95	0.97	0.71	0.61	0.51	0.41
	% Error		0.05%	0.02%	0.06%	0.06%	0.05%	0.06%	0.06%	0.04%	0.03%	0.03%

\* NOTA: (Si - Sref)=Fl - Fref - Rln(Pi/Pref)  
 Fref= Fl(300 K) = 7.8432 kJ/kg-K  
 Tref=3R= 0.287 (kJ/kg-K)

\*\* NOTA: Sref=S(300 K, 1.01325 bar)= 4.5337 kJ/kg-K  
 Pref= 0.5 Bar

TABLA 4.3.2 (CONTINUACION)

T (K)	(Sref-S) (kJ/kg-k)	PRESIÓN (Bar)											
		30	50	70	100	140	200	300	500	700	1000	2000	
200	Real ***	FI	3.8959	3.9142	3.7776	3.6169	3.4561	3.2967	3.1437	3.0097	2.8754	2.7411	2.6067
	(Si-Sref)	FI	-1.4333	-1.6135	-1.7561	-1.9168	-2.0778	-2.2337	-2.39	-2.5544	-2.6593	-2.7627	-2.8633
	Gas	FI	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367	7.4367
	ideal **	(Si-Sref)	-1.38	-1.53	-1.62	-1.72	-1.82	-1.92	-2.04	-2.19	-2.29	-2.39	-2.59
	% Error		3.98%	6.16%	8.26%	11%	14.09%	16.31%	17.17%	16.82%	16.31%	15.82%	15.43%
300	Real ***	FI	3.5415	3.3824	3.2734	3.1534	3.0253	2.9052	2.7843	2.6706	2.5554	2.4377	2.3115
	(Si-Sref)	FI	-0.93	-1.15	-1.28	-1.38	-1.50	-1.63	-1.78	-1.96	-2.08	-2.20	-2.42
	Gas	FI	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432	7.8432
	ideal **	(Si-Sref)	-0.97	-1.12	-1.22	-1.32	-1.41	-1.52	-1.65	-1.78	-1.93	-2.08	-2.18
	% Error		2.00%	2.89%	3.68%	4.73%	5.92%	7.35%	8.91%	10.30%	10.76%	10.98%	11.21%
400	Real ***	FI	3.8417	3.6867	3.5829	3.4747	3.3672	3.2501	3.1336	2.9932	2.8252	2.7064	2.4794
	(Si-Sref)	FI	-0.69	-0.85	-0.95	-1.06	-1.17	-1.28	-1.42	-1.59	-1.71	-1.83	-2.06
	Gas	FI	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133	8.133
	ideal **	(Si-Sref)	-0.68	-0.83	-0.92	-1.03	-1.12	-1.23	-1.34	-1.49	-1.59	-1.69	-1.99
	% Error		1.38%	1.91%	2.38%	3.00%	3.72%	4.61%	5.71%	7.01%	7.68%	8.19%	8.82%
500	Real ***	FI	4.0734	3.923	3.8229	3.7152	3.6121	3.5059	3.3919	3.2959	3.1852	3.0769	2.753
	(Si-Sref)	FI	-0.46	-0.61	-0.71	-0.82	-0.92	-1.03	-1.16	-1.32	-1.44	-1.56	-1.79
	Gas	FI	8.2606	8.2606	8.2606	8.2606	8.2606	8.2606	8.2606	8.2606	8.2606	8.2606	8.2606
	ideal **	(Si-Sref)	-0.45	-0.60	-0.70	-0.80	-0.90	-1.02	-1.12	-1.28	-1.38	-1.46	-1.66
	% Error		1.17%	1.52%	1.83%	2.25%	2.73%	3.35%	4.15%	5.21%	5.85%	6.42%	7.25%
600	Real ***	FI	4.2648	4.1158	4.0189	3.9112	3.8104	3.7021	3.5771	3.4166	3.3095	3.1365	2.9272
	(Si-Sref)	FI	-0.27	-0.42	-0.52	-0.62	-0.72	-0.83	-0.96	-1.12	-1.22	-1.34	-1.56
	Gas	FI	8.5493	8.5493	8.5493	8.5493	8.5493	8.5493	8.5493	8.5493	8.5493	8.5493	8.5493
	ideal **	(Si-Sref)	-0.27	-0.41	-0.51	-0.61	-0.71	-0.81	-0.93	-1.07	-1.17	-1.27	-1.47
	% Error		1.22%	1.36%	1.56%	1.85%	2.19%	2.65%	3.25%	4.10%	4.66%	5.22%	6.12%
700	Real ***	FI	4.4295	4.2814	4.1822	4.0736	3.9791	3.8727	3.7502	3.5935	3.4838	3.377	3.1575
	(Si-Sref)	FI	-0.10	-0.25	-0.35	-0.46	-0.55	-0.66	-0.78	-0.94	-1.04	-1.16	-1.33
	Gas	FI	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135	8.7135
	ideal **	(Si-Sref)	-0.10	-0.25	-0.35	-0.45	-0.54	-0.64	-0.76	-0.91	-1.01	-1.11	-1.31
	% Error		1.99%	1.46%	1.52%	3.01%	1.92%	2.24%	2.70%	3.37%	3.86%	4.35%	5.26%
800	Real ***	FI	4.5752	4.4275	4.3299	4.2259	4.1272	4.0219	3.9012	3.747	3.6442	3.5343	3.3136
	(Si-Sref)	FI	0.04	-0.11	-0.20	-0.31	-0.41	-0.51	-0.63	-0.73	-0.83	-1.00	-1.22
	Gas	FI	8.8594	8.8594	8.8594	8.8594	8.8594	8.8594	8.8594	8.8594	8.8594	8.8594	8.8594
	ideal **	(Si-Sref)	0.04	-0.10	-0.20	-0.30	-0.40	-0.50	-0.62	-0.76	-0.88	-0.98	-1.16
	% Error		2.88%	2.34%	1.78%	1.72%	1.81%	2.03%	2.34%	2.89%	3.29%	3.72%	4.60%
900	Real ***	FI	4.7662	4.5559	4.4614	4.3579	4.2592	4.1552	4.0357	3.8834	3.7621	3.6736	3.4598
	(Si-Sref)	FI	0.17	0.33	-0.07	-0.18	-0.27	-0.38	-0.50	-0.65	-0.75	-0.88	-1.07
	Gas	FI	8.9223	8.9223	8.9223	8.9223	8.9223	8.9223	8.9223	8.9223	8.9223	8.9223	8.9223
	ideal **	(Si-Sref)	0.17	0.03	-0.07	-0.17	-0.27	-0.37	-0.49	-0.62	-0.73	-0.92	-1.02
	% Error		0.48%	6.09%	3.52%	2.09%	1.91%	1.96%	2.15%	2.55%	2.86%	3.25%	4.06%
1000	Real ***	FI	4.8255	4.6783	4.5811	4.4779	4.3802	4.2763	4.1575	4.0065	3.9062	3.7931	3.5678
	(Si-Sref)	FI	0.23	0.14	0.05	-0.06	-0.15	-0.26	-0.38	-0.53	-0.63	-0.73	-0.95
	Gas	FI	9.1079	9.1079	9.1079	9.1079	9.1079	9.1079	9.1079	9.1079	9.1079	9.1079	9.1079
	ideal **	(Si-Sref)	0.23	0.15	0.05	-0.05	-0.15	-0.25	-0.37	-0.52	-0.61	-0.71	-0.91
	% Error		0.15%	0.71%	3.38%	4.68%	2.42%	2.05%	2.06%	2.33%	2.57%	2.86%	3.62%

\* NOTA: (Si - Sref) = Ffi - Ffiref - RLn(Pi/Pref)

Ffiref = F(300 K) = 7.8432 kJ/kg·K

Tref = 3 R = 0.287 (kJ/kg·K)

\*\* NOTA: Sref = S(300 K, 1.01325 bar) = 4.5337 kJ/kg·K

Pref = 0.5 Bar

GRAFICA P vs (S-Sref) REAL DEL AIRE  
 T=200, ..., 900 K.

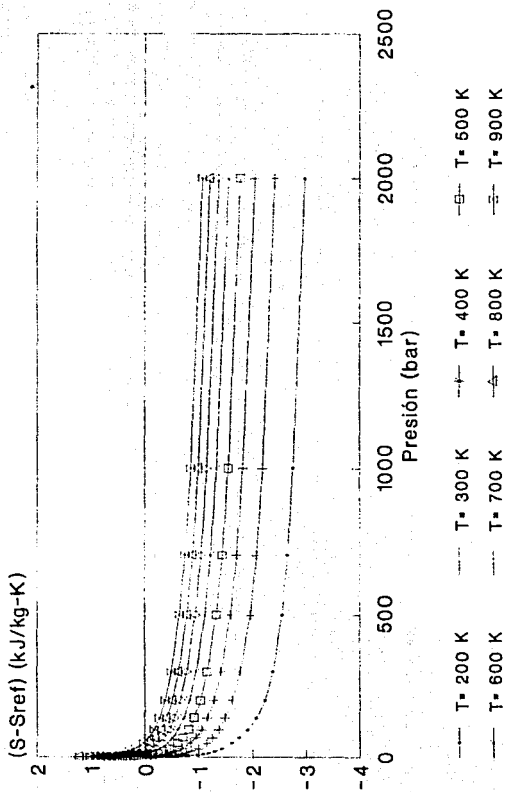


Figura (4.3.6)

GRAFICA P vs (S-Sref) IDEAL DEL AIRE  
 T = 200, ..., 900 K.

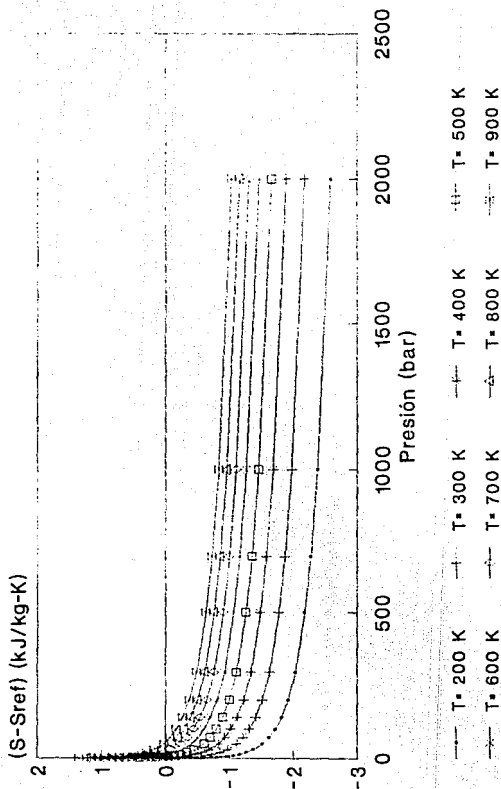


Figura (4.3.7)

GRAFICA P vs ERROR DE (S-Sref) REAL  
RESPECTO A (S-Sref) IDEAL.

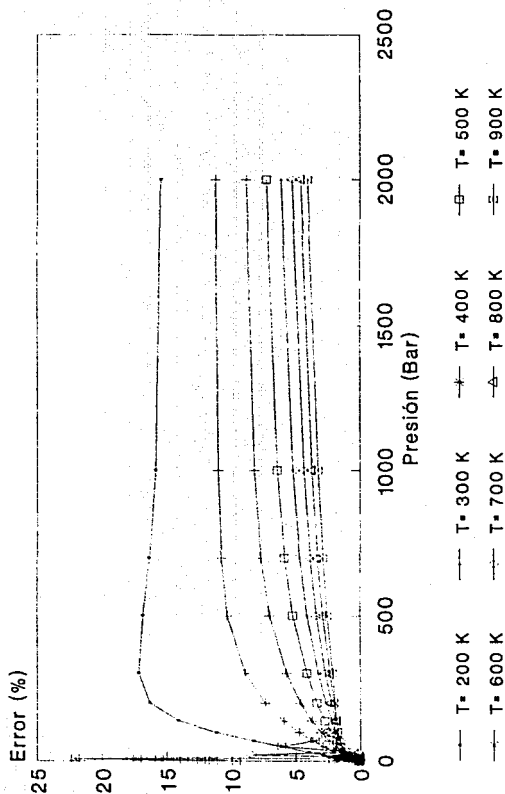


Figura (4.3.8)

Al hacer una revisión cuidadosa de las gráficas anteriores, observamos solamente errores considerables a temperaturas bajas. Dicho error va disminuyendo considerablemente a medida que aumenta la temperatura. Este análisis nos permite concluir que el cambio de entropías, para el rango de trabajo del compresor, lo podemos obtener con la expresión para el gas ideal.

En vista de lo anterior, nos basamos en las tablas de propiedades para el aire como gas ideal del autor Burghardt<sup>(1)</sup>, de las cuales se trabajó el rango de 100 a 2000 K ajustando polinomios de segundo grado para  $\phi$  en función de T (ver apéndice C.2)

#### 4. - BALANCE DE EXERGIA.

Partimos de la expresión general de balance de exergia:

$$\sum b_e m_e + \sum b Q_j = \sum b_m m_m + W_U + B_d$$

Aplicando esta expresión al compresor, se obtiene:

$$B_{dc} = m_{air} (b_1 - b_2) + W_{fc} - \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) Q_c \quad \dots\dots(4.3.12)$$

donde:

$$b_1 = (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)$$

$$b_2 = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0)$$

Finalmente:

$$B_{dc} = m_{air} [(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)] + W_{fc} - \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) Q_c \quad \dots\dots(4.3.13)$$

Con esta última expresión se obtiene la exergia destruida en el compresor, que es la porción de la energía suministrada y que no puede ser totalmente aprovechada por éste, debido a la interacción con el medio ambiente.

(1) Burghardt, M. Ingeniería Termodinámica. Editorial Harla. México 1964. Pag. 49d-49e.

## 4.3.2. CAMARA DE COMBUSTION.

Se parte del siguiente esquema:

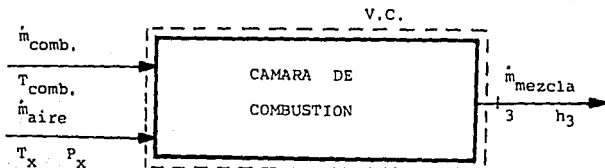
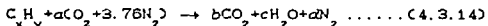


Figura (4.3.0)

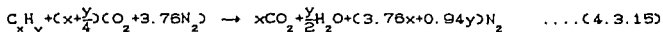
## 1. - ECUACIONES DE LA COMBUSTION.

Se considera que a la entrada se tiene una mezcla aire-combustible y que en los productos se tienen:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$  en el caso real y  $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$  en el caso ideal. Con respecto al combustible, se está considerando un menú de 12 hidrocarburos que son los más comunes (ver el apéndice C.3). Se aplica entonces la conservación de la masa para el balanceo de las ecuaciones de la combustión a dos casos:

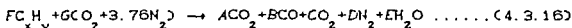
a) IDEAL: Considerando una combustión completa sin exceso de aire, la ecuación a balancear es:



Balanceando esta ecuación, dejando sólo en función de los subíndices del combustible, se tiene:

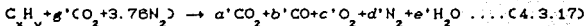


b) REAL: En este caso, para garantizar la combustión completa, necesitamos un exceso de aire. Se parte del hecho de que se tiene un análisis de los productos de la combustión, siendo A el porcentaje de  $\text{CO}_2$ , B el de  $\text{CO}$ , C el del  $\text{O}_2$  y D el del  $\text{N}_2$ . Entonces, la ecuación a balancear es:





Del balance másico se obtienen 4 ecuaciones con 4 incógnitas: D, E, F y G. Los datos son: x, y, A, B y C. Entonces, dejando en función de los datos y por unidad de combustible:



donde:  $g' = \frac{x}{(A+B)} \left( A + \frac{B}{2} + C + \frac{y}{4} (A+B) \right)$

$$a' = \frac{A \cdot x}{(A+B)}$$

$$b' = \frac{B \cdot x}{(A+B)} \dots \dots \dots (4.3.18)$$

$$c' = \frac{C \cdot x}{(A+B)}$$

$$d' = 3.76 g'$$

$$e' = \frac{y}{2}$$

## 2. - RELACION AIRE-COMBUSTIBLE (A/C).

a) Teórica: Por definición y partiendo de (4.3.15):

$$\left( \frac{A}{C} \right)_T = \frac{\# \text{ moles de aire}}{\# \text{ moles de combustible}} = \frac{(x+0.25y)(1+3.76)}{1} = 4.76x + 1.19y$$

Y en base masa:

$$\left( \frac{A}{C} \right)_T = \frac{(\# \text{ moles de aire})(\text{Peso molecular del aire})}{(\# \text{ moles de combustible})(\text{Peso molecular del combustible})}$$

$$\left( \frac{A}{C} \right)_T = \frac{32(x+0.25y) + 28.02(3.76)(x+0.25y)}{12x + y} \quad ; \text{ o bien:}$$

$$\left( \frac{A}{C} \right)_T = \frac{137.28x + 34.32y}{12x + y} \dots \dots \dots (4.3.19)$$

b) Real: Partiendo ahora de (4.3.17) y obteniendo ya en base masa:

$$\left( \frac{A}{C} \right)_R = \frac{32 g' + 3.76(28.02) g'}{(12x+y)} \dots \dots \dots (4.3.20)$$

3. - PORCENTAJE DE AIRE TEORICO: Por definición:

$\%AT = \frac{(A/C)_R}{(A/C)_T}$ ; sustituyendo (4.3.19) y (4.3.20) y reduciendo:

$$\%AT = \frac{137.3552 g'}{137.28x + 34.32y} \dots \dots \dots (4.3.21)$$

## 4. - EFICIENCIA DE LA COMBUSTION.

La eficiencia de la combustión podemos definirla<sup>(1)</sup> como la

relación aire-combustible teórica entre la real:

$$\eta_{\text{comb}} = \frac{(A/C)_T}{(A/C)_R}$$

por lo que:

$$\eta_{\text{comb}} = \frac{137.28x + 34.32y}{137.3552 g'} \dots \dots \dots (4.3.22)$$

#### 5. - GASTO DE COMBUSTIBLE IDEAL (MÍNIMO).

La eficiencia de la combustión también se puede definir de la siguiente manera<sup>(1)</sup>:

$$\eta_{\text{comb}} = \frac{\text{Gasto de combustible ideal}}{\text{Gasto de combustible real}} = \frac{(M_{\text{comb}})_i}{(M_{\text{comb}})_R}$$

Entonces, despejando  $(M_{\text{comb}})_i$ :

$$(M_{\text{comb}})_i = \left[ \frac{137.28x + 34.32y}{137.3552 g'} \right] (M_{\text{comb}})_R \dots \dots \dots (4.3.23)$$

#### 6. - BALANCE DE MASA.

Según el esquema de la figura (4.3.4), entra aire y combustible y salen productos de la combustión, por lo que:

$$m_{\text{air}} + m_{\text{comb}} = m_{\text{mez}} \dots \dots \dots (4.3.24)$$

donde  $m_{\text{mez}}$  = Gasto másico de la mezcla aire-comb.

#### 7. - BALANCE DE ENERGIA.

Al aplicar la primera ley a la Cámara de Combustión, considerando estado estable, incrementos despreciables en la energía mecánica y proceso adiabático, podemos encontrar la Temperatura de flama Adiabática, que será la máxima temperatura a la que se puede llegar con la combustión ideal. Entonces:

$$H_R = H_P \dots \dots \dots (4.3.25)$$

donde:

$$H_R = N c_{x,y} \left[ \bar{h}_f^0 + c \bar{h}_{T_{\text{comb}}} - \bar{h}_{298} \right]_{c_{x,y}} + N_{O_2} \left[ \bar{h}_f^0 + c \bar{h}_{T_x} - \bar{h}_{298} \right]_{O_2} + N_{N_2} \left[ \bar{h}_f^0 + c \bar{h}_{T_x} - \bar{h}_{298} \right]_{N_2}$$

Pero  $(\bar{h}_{T_{\text{comb}}} - \bar{h}_{298})_{c_{x,y}} \approx 0$ , ya que la temperatura de entrada del combustible no es mucho mayor que la de referencia<sup>(1)</sup>.  $\bar{h}_f^0$  es la entalpía de formación a 25 °C y 1 atm y tiene valor cero para los elementos simples.

Entonces:

$$H_R = N c_{x,y} \left[ \bar{h}_f^0 \right]_{c_{x,y}} + N_{O_2} (\bar{h}_{T_x} - \bar{h}_{298})_{O_2} + N_{N_2} (\bar{h}_{T_x} - \bar{h}_{298})_{N_2} \dots \dots \dots (4.3.26)$$

(1) Bathie. Fund. de Turbinas de Gas. CECSA. 1967. Pág 189

Por otro lado:

$$H_F = N_{CO_2} \left[ \bar{h}_f^\circ + C \bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298} \right]_{CO_2} + N_{CO} \left[ \bar{h}_f^\circ + C \bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298} \right]_{CO} + N_{O_2} \left[ \bar{h}_f^\circ + C \bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298} \right]_{O_2} + \\ + N_{N_2} \left[ \bar{h}_f^\circ + C \bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298} \right]_{N_2} + N_{H_2O} \left[ \bar{h}_f^\circ + C \bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298} \right]_{H_2O}$$

De esta ecuación, "T<sub>f</sub>" es la Temperatura de Flama Adiabática. Entonces, reduciendo se llega a:

$$H_F = N_{CO_2} \left[ \bar{h}_f^\circ + C \bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298} \right]_{CO_2} + N_{CO} \left[ \bar{h}_f^\circ + C \bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298} \right]_{CO} + N_{O_2} \left[ \bar{h}_f^\circ + C \bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298} \right]_{O_2} + \\ + N_{N_2} \left[ \bar{h}_f^\circ + C \bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298} \right]_{N_2} + N_{H_2O} \left[ \bar{h}_f^\circ + C \bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298} \right]_{H_2O} \dots \dots \dots (4.3.27)$$

Según la ecuación real de combustión (4.3.17), las fracciones molares h<sub>x</sub> se definen de la siguiente manera:

REACTIVOS:

$$N_{x,y} = \frac{1}{SUMR}$$

$$N_{O_2} = \frac{e'}{SUMR} \dots \dots \dots (4.3.28)$$

$$N_{N_2} = \frac{3.76 e'}{SUMR}$$

$$SUMR = 1 + 4.76 e'$$

PRODUCTOS:

$$N_{CO_2} = \frac{a'}{SUMP}$$

$$N_{CO} = \frac{b'}{SUMP}$$

$$N_{O_2} = \frac{c'}{SUMP} \dots \dots \dots (4.3.29)$$

$$N_{N_2} = \frac{d'}{SUMP}$$

$$N_{H_2O} = \frac{e'}{SUMP}$$

$$SUMP = a' + b' + c' + d' + e'$$

Las constantes: a', b', c', d' y e' se definieron en las ecuaciones (4.3.18).

De la ecuación (4.3.27), la entalpia de formación h<sub>f</sub> para hidrocarburos más comunes se encuentra en el apéndice (C.3). De igual manera, para los (h<sub>f</sub><sup>o</sup> - h<sub>298</sub>) de los diversos elementos se ha ajustado un polinomio de segundo grado en función de la

temperatura desde 298 hasta 3000 K (ver el apéndice C.4). Con el fin de simplificar el análisis, escribamos estos polinomios de la siguiente forma:

$$(\bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298})_{CO_2} = a_1 T_f^2 + b_1 T_f + c_1$$

$$(\bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298})_{CO} = a_2 T_f^2 + b_2 T_f + c_2$$

$$(\bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298})_{O_2} = a_3 T_f^2 + b_3 T_f + c_3$$

$$(\bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298})_{N_2} = a_4 T_f^2 + b_4 T_f + c_4$$

$$(\bar{h}_{T_f} - \bar{h}_{298})_{H_2O} = a_5 T_f^2 + b_5 T_f + c_5$$

Sustituyendo estas ecuaciones, (4.3.26) y las entalpías de formación en (4.3.27) y reacomodando:

$$\begin{aligned} & \left[ a'_1 a + b'_1 a_2 + c'_1 a_3 + d'_1 a_4 + e'_1 a_5 \right] T_f^2 + \left[ a'_1 b_1 + b'_1 b_2 + c'_1 b_3 + d'_1 b_4 + e'_1 b_5 \right] T_f + \\ & + \left[ a'(c_1 - 393757) + b'(c_2 - 110596) + c'c_3 + d'c_4 + e'(c_5 - 241971) - H_R \right] = 0 \\ & \dots\dots\dots(4.3.30) \end{aligned}$$

De este polinomio, se obtienen 2 soluciones para la temperatura de flama adiabática  $T_f$ , de las cuales solo se elige la de signo positivo. Y si las dos son de signo positivo, se elige la que sea mayor a la temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión  $T_x$ . Si ambas soluciones son negativas, complejas o menores a  $T_x$ , necesariamente alguno de los datos que se involucran en (4.3.30) es erróneo.

#### B. - BALANCE DE EXERGIA.

Aplicando la ecuación de balance exergetico a la cámara de combustión considerando estado estable y cambios despreciables en la energía mecánica, la destrucción de exergia en kJ/kmol es:

$$\bar{E}_d = \bar{E}_p - \bar{E}_r \dots\dots\dots(4.3.31)$$

donde  $\bar{E}_r$  es la exergia de los reactivos (entrada) y  $\bar{E}_p$  la de los productos (salida) valuado a la temperatura de flama adiabática, quedando así implícito el término de la fuente de calor capaz de realizar un trabajo útil. En el caso de una combustión, resulta relevante considerar que la exergia se compone de un término químico y un término físico (ver la sección 2.3). Según se definió en la sección 2.3, el término químico de exergia es una constante que se toma de la tabla del apéndice (C.3), mientras que el término físico se obtiene con la función de exergia:

$$\bar{E}_f = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 (\bar{s} - \bar{s}_0)$$

y para una mezcla de gases ideales:

$$(\bar{h} - \bar{h}_0) = \int_{T_0}^T \bar{c}_p dT \quad \dots \dots \dots (4.3.32)$$

$$(\bar{s} - \bar{s}_0) = \int_{T_0}^T \bar{c}_p \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad \dots \dots \dots (4.3.33)$$

$T_0$  y  $P_0$  son parámetros de referencia y generalmente valen 25 °C y 1.01325 Bar, respectivamente.  $\bar{R}$  es la constante universal de los gases y tiene un valor de 8.3143 kJ/kmol-K.

Veamos ahora cómo calcular las exergías de entrada y salida:

a) Para los REACTIVOS:

$$\bar{B}_* = (\bar{B}_0 + \bar{B}_f)_{C_{H_2}} + (\bar{B}_0 + \bar{B}_f)_{O_2} + (\bar{B}_0 + \bar{B}_f)_{N_2} \quad \dots \dots \dots (4.3.34)$$

donde:

$$(\bar{B}_f)_{C_{H_2}} = T_0 \bar{R} \ln \left( \frac{N_{comb} P_x}{P_0} \right) \quad \dots \dots \dots (4.3.35)$$

En (4.3.35) se simplificaron los términos de las integrales según se indica en (4.3.32) y (4.3.33). El motivo es que se está considerando que la temperatura de entrada del combustible no es mucho mayor que la de referencia, por lo que  $dT \approx 0$ . Por otro lado:

$$(\bar{B}_f)_{O_2} = \int_{T_0}^{T_x} \bar{c}_{p_{O_2}} dT - T_0 \left[ \int_{T_0}^{T_x} \bar{c}_{p_{O_2}} \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left( \frac{N_{O_2} P_x}{P_0} \right) \right] \quad \dots \dots \dots (4.3.36)$$

$$(\bar{B}_f)_{N_2} = \int_{T_0}^{T_x} \bar{c}_{p_{N_2}} dT - T_0 \left[ \int_{T_0}^{T_x} \bar{c}_{p_{N_2}} \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left( \frac{N_{N_2} P_x}{P_0} \right) \right] \quad \dots \dots \dots (4.3.37)$$

Los  $N_i$  son los que se definieron en las ecuaciones (4.3.28):

b) Para los PRODUCTOS:

$$\bar{B}_* = (\bar{B}_0 + \bar{B}_f)_{CO_2} + (\bar{B}_0 + \bar{B}_f)_{CO} + (\bar{B}_0 + \bar{B}_f)_{O_2} + (\bar{B}_0 + \bar{B}_f)_{N_2} + (\bar{B}_0 + \bar{B}_f)_{H_2O} \quad \dots \dots \dots (4.3.38)$$

donde:

$$(\bar{B}_f)_{CO_2} = \int_{T_0}^{T_f} \bar{c}_{p_{CO_2}} dT - T_0 \left[ \int_{T_0}^{T_f} \bar{c}_{p_{CO_2}} \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left( \frac{N_{CO_2} P_x}{P_0} \right) \right] \quad \dots \dots \dots (4.3.39)$$

$$(\bar{B}_f)_{CO} = \int_{T_0}^{T_f} \bar{c}_{p_{CO}} dT - T_0 \left[ \int_{T_0}^{T_f} \bar{c}_{p_{CO}} \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left( \frac{N_{CO} P_x}{P_0} \right) \right] \quad \dots \dots \dots (4.3.40)$$

$$(\bar{B}_f)_{O_2} = \int_{T_0}^{T_f} \bar{c}_{p_{O_2}} dT - T_0 \left[ \int_{T_0}^{T_f} \bar{c}_{p_{O_2}} \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left( \frac{N_{O_2} P_x}{P_0} \right) \right] \quad \dots \dots \dots (4.3.41)$$

$$(\bar{E}_i)_{N_2} = \int_{T_0}^{Tf} \bar{C}_{p_{N_2}} dT - T_0 \left[ \int_{T_0}^{Tf} \frac{\bar{C}_{p_{N_2}}}{T} dT - \bar{R} \ln \left( \frac{N_{N_2} P_x}{P_0} \right) \right] \dots \dots \dots (4.3.42)$$

$$(\bar{E}_i)_{H_2O} = \int_{T_0}^{Tf} \bar{C}_{p_{H_2O}} dT - T_0 \left[ \int_{T_0}^{Tf} \frac{\bar{C}_{p_{H_2O}}}{T} dT - \bar{R} \ln \left( \frac{N_{H_2O} P_x}{P_0} \right) \right] \dots \dots \dots (4.3.43)$$

Los  $N_i$  son los que se definieron en las ecuaciones (4.3.20).

Los  $\bar{C}_{p_i}$  de las ecuaciones anteriores son los calores específicos a presión constante del elemento  $i$ . Para mayor precisión, hemos considerado polinomios para este parámetro en función de la temperatura, mismos que se muestran en el apéndice (C.5).

Al evaluar las integrales anteriores y realizar las operaciones en las ecuaciones (4.3.36) a (4.3.43), sustituir las correspondientes en (4.3.35) y (4.3.38), y finalmente en (4.3.31), se obtendrá la exergía destruida en la cámara de combustión en kJ/kmol. Para obtener  $B_d$  en kW, se debe multiplicar  $\bar{B}_d$  por los respectivos pesos moleculares de entrada y salida y luego por el gasto másico de la mezcla.

$$B_d = m_{mez} \left( \frac{\bar{B}_d^R}{\bar{M}_{mez}^R} + \frac{\bar{B}_d^P}{\bar{M}_{mez}^P} \right) \dots \dots \dots (4.3.44)$$

donde  $\bar{M}_{mez}^R$  y  $\bar{M}_{mez}^P$  son los pesos moleculares de los reactivos y los productos, respectivamente y se obtienen de la siguiente manera:

$$\bar{M}_{mez}^R = N_{C_x H_y} (12x+y) + N_{O_2} (32) + N_{N_2} (28) \dots \dots \dots (4.3.45)$$

$$\bar{M}_{mez}^P = N_{CO_2} (44.01) + N_{CO} (28.01) + N_{O_2} (32) + N_{N_2} (28) + N_{H_2O} (18.016) \dots \dots \dots (4.3.46)$$

Nuevamente, los  $N_i$  corresponden a los que se definieron en las ecuaciones (4.3.26) y (4.3.29).

#### 9. - BALANCE DE ENTROPIA.

En este caso hemos antecedido el balance de exergía al de segunda ley ya que, al estar nosotros interesados por la producción de entropía, ésta la podemos obtener, según la sección 2.3 de la siguiente forma:

$$S_{prod} = \frac{B_d}{T_0} \dots \dots \dots (4.3.47)$$

De esta forma, queda concluido el análisis de la cámara de combustión.

## 4.3.3 TURBINA DE GAS.

Se parte del siguiente esquema:

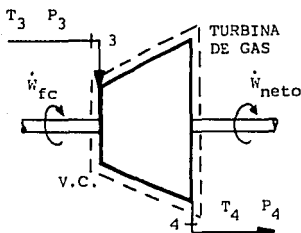


Figura (4. 9. 10)

## 1. - BALANCE DE MASA.

Solo se considera una entrada y una salida, por lo que:

$$m_3 = m_4 = m_{mez} \dots\dots\dots(4.3.48)$$

## 2. - BALANCE DE ENERGIA.

Aplicando la ecuación de primera ley a la turbina, considerando: estado estable, cambios despreciables en las energías cinética y potencial, y pérdidas de calor despreciables, se tiene:

$$\bar{W}_{it} = \bar{h}_3 - \bar{h}_4 \quad \text{en kJ/kmol.} \quad \dots\dots(4.3.49)$$

O bien:

$$\bar{W}_{it} = \int_{T_3}^{T_4} \bar{C}_{p_{prods}} dT \quad \dots\dots\dots(4.3.49')$$

Donde  $\bar{C}_{p_{prods}}$  es el calor específico a presión constante de los productos de la combustión cuya composición se supone que no cambia desde el estado 3 hasta el 4, por lo que:

$$\bar{C}_{p_{prods}} = N_{CO_2} \bar{C}_{p_{CO_2}} + N_{CO} \bar{C}_{p_{CO}} + N_{O_2} \bar{C}_{p_{O_2}} + N_{N_2} \bar{C}_{p_{N_2}} + N_{H_2O} \bar{C}_{p_{H_2O}} \dots\dots(4.3.50)$$

Nuevamente, los  $\bar{C}_{p_i}$  son los del apéndice (C-5) que se encuentran en función de la temperatura. Para simplificar nuestro siguiente análisis, escribamos los  $\bar{C}_{p_i}$  de la siguiente forma:

$$\bar{C}_{p_{CO_2}} = \alpha_1 + b_1 T + c_1 T^2 + d_1 T^3 + e_1 T^4 \quad ; \quad N_1 = N_{CO_2}$$

$$\bar{C}_{p_{CO}} = \alpha_2 + b_2 T + c_2 T^2 + d_2 T^3 + e_2 T^4 \quad ; \quad N_2 = N_{CO}$$

$$\begin{aligned} \bar{c}_{p_{O_2}} &= a_3 + b_3 T + c_3 T^2 + d_3 T^3 + e_3 T^4 & ; & & H_3 = H_{O_2} \\ \bar{c}_{p_{N_2}} &= a_4 + b_4 T + c_4 T^2 + d_4 T^3 + e_4 T^4 & ; & & H_4 = H_N \\ \bar{c}_{p_{H_2O}} &= a_5 + b_5 T + c_5 T^2 + d_5 T^3 + e_5 T^4 & ; & & H_5 = H_{H_2O} \end{aligned}$$

Sustituyendo en (4.3.50), se tiene que:

$$\bar{c}_{p_{\text{prods}}} = \sum_{i=1}^5 N_i a_i + \left( \sum_{i=1}^5 N_i b_i \right) T + \left( \sum_{i=1}^5 N_i c_i \right) T^2 + \left( \sum_{i=1}^5 N_i d_i \right) T^3 + \left( \sum_{i=1}^5 N_i e_i \right) T^4 \dots (4.3.51)$$

En esta ecuación, se debe usar las temperaturas absolutas  $T_3$  y  $T_4$ .

a) Potencia interna de la turbina:

Para obtener la potencia interna total de la turbina en kW:

$$W_{it} = \frac{\dot{m}_{mez}}{\dot{V}_{mez}} \left[ \bar{h}_3 - \bar{h}_4 \right] \dots (4.3.52)$$

b) Potencia al freno neta:

Una vez obtenida la  $W_{it}$  total de la turbina, y tomando el dato de la eficiencia mecánica, la potencia al freno total de la turbina es:

$$W_{ft} = W_{it} \eta_{\text{mech}} \dots (4.3.53)$$

Y como de la potencia total una parte, que es  $W_{ic}$ , va al compresor, la potencia neta de salida en la flecha de la turbina es:

$$W_{INET} = W_{ft} - W_{ic} \dots (4.3.54)$$

Analizando (4.3.54), resulta que siempre  $W_{INET} \geq 0$ , de no ser así, los datos que se han tomado no son correctos.

c) Eficiencia interna de la turbina:

En función de las temperaturas y presiones de la turbina, la eficiencia interna de la turbina se puede obtener de la siguiente expresión:

$$\eta_{it} = \frac{T_3 - T_4}{T_4 \left( 1 - E^{(1-k)/k} \right)} \dots (4.3.55)$$

donde:  $E = \frac{P_3}{P_4}$

$k =$  Constante adiabática de los productos  $= \frac{\bar{c}_{p_{mez}}}{\bar{c}_{v_{mez}}}$

$\bar{c}_{p_{mez}}$  se obtiene con la ecuación (4.3.50), pero



tomando ahora los valores constantes de los  $\bar{c}_p$  en kJ/kmol-K:

$$\bar{c}_{p_{CO_2}} = 39.17; \bar{c}_{p_{CO}} = 29.19; \bar{c}_{p_{O_2}} = 29.34; \bar{c}_{p_{N_2}} = 29.08; \bar{c}_{p_{H_2O}} = 33.84$$

$$\bar{c}_{v_{mez}} = \bar{c}_{p_{mez}} - \bar{R} = \bar{c}_{p_{mez}} - 8.3143 \text{ (kJ/kmol K)}$$

d) Potencia total teórica de la turbina:

Una vez calculada la eficiencia interna, se tendrá:

$$W_{Tl} = \eta_{it} W_{tl} \dots \dots \dots (4.3.56)$$

e) Eficiencia total de la turbina:

Una vez calculada la eficiencia interna de la turbina, se tendrá:

$$\eta_{Totl} = \eta_{it} \eta_{mecl} \dots \dots \dots (4.3.57)$$

### 3. - BALANCE DE ENTROPIA.

Aplicando la ecuación de segunda ley para la turbina y considerando un proceso a estado estable y adiabático, se tiene que la entropía producida será:

$$S_{prod} = \frac{m_{mez}}{M^p} \left[ \bar{s}_4 - \bar{s}_3 \right] \dots \dots \dots (4.3.58)$$

En este caso, como hemos considerado una mezcla de gases ideales en los productos de la combustión, el cambio de entropías molares se puede obtener con la siguiente expresión:

$$\bar{s}_4 - \bar{s}_3 = \int_3^4 \bar{c}_p \frac{dT}{T} - \bar{R} \ln \left( \frac{P_4}{P_3} \right) \dots \dots \dots (4.3.59)$$

El  $\bar{c}_p$  involucrado en esta ecuación es el de la ecuación (4.3.50) que se encuentra en forma genérica como función de T. Luego se evalúa la integral desde  $T_3$  hasta  $T_4$ .  $\bar{R}$  es la constante universal de los gases,  $P_4$  y  $P_3$  son datos.

### 4. - BALANCE DE ENERGIA.

Aplicando la ecuación general de balance energético a la turbina, después de considerar estado estable y  $\sum bQ_j = 0$  (no se tiene una fuente de calor hacia la turbina capaz de realizar un trabajo), resulta:

$$B_{dt} = \frac{m_{mez}}{M^p} \left[ \bar{b}_3 - \bar{b}_4 \right] - W_{tl}$$

donde:

$$\bar{b}_3 = (\bar{h}_3 - \bar{h}_3^0) - T_3 (\bar{s}_3 - \bar{s}_3^0)$$

SALIR DE LA BIBLIOTECA

Finalmente:

$$B_{dl} = \frac{m_{mez}}{M^p} \left[ (\bar{h}_3 - \bar{h}_4) - T_0 (\bar{s}_3 - \bar{s}_4) \right] - w_{fl} \dots \dots (4.3.60)$$

Esta expresión muestra la exergía destruida en la turbina, que es la porción de la energía suministrada a la turbina que no puede ser totalmente aprovechada por ésta, debido a la interacción con el medio ambiente.

4.3.4 REGENERADOR DE AIRE.

En el caso de que exista el regenerador, el análisis se hace partiendo del siguiente esquema:

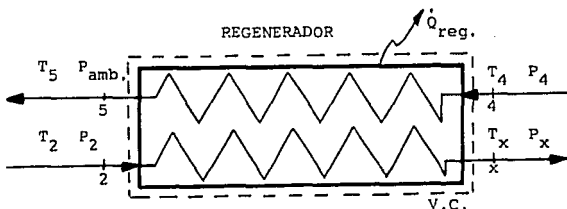


Figura (4.3.11)

Es de suma importancia tomar en cuenta a la hora de meter los datos, que el mejor lugar para colocar el regenerador dentro del ciclo es después del compresor y antes de la cámara de combustión.

1. - BALANCE DE MASA.

Según la figura (4.3.6), se puede apreciar que:

$$m_4 = m_5 = m_{mez} \dots \dots (4.3.61)$$

$$m_2 = m_x = m_{air} \dots \dots (4.3.62)$$

2. - BALANCE DE ENERGIA.

Aplicando la primera ley al regenerador, considerando estado estable y cambios despreciables en las energías cinética y potencial, podemos obtener el calor que se pierde por radiación, convección, etc:

$$m_{\text{air}} h_2 + \frac{m_{\text{mez}}}{M_{\text{mez}}} \bar{h}_4 - m_{\text{air}} h_x - \frac{m_{\text{mez}}}{M_{\text{mez}}} \bar{h}_5 - Q_{\text{REG}} = 0 ;$$

de donde:

$$Q_{\text{REG}} = m_{\text{air}} (h_2 - h_x) + \frac{m_{\text{mez}}}{M_{\text{mez}}} (\bar{h}_4 - \bar{h}_5) \quad \dots \dots (4.3.63)$$

$h_x$  se obtiene de la misma forma que  $h_2$  y  $(\bar{h}_4 - \bar{h}_5)$  se obtiene como sigue:

$$(\bar{h}_4 - \bar{h}_5) = \int_4^5 \bar{C}_p dT \quad \dots \dots \dots (4.3.64)$$

El  $\bar{C}_p$  de la expresión (4.3.64) es el genérico de la ecuación (4.3.50) que se encuentra como función de  $T$ . En seguida, se resuelve la integral y se evalúa desde  $T_4$  hasta  $T_5$ .

### 3. - EFICIENCIA DEL REGENERADOR.

Esta eficiencia se define como:

$$\eta_{\text{REG}} = \frac{\text{Calor realmente transmitido}}{\text{Máxima transmisión posible de calor}} ;$$

o bien:

$$\eta_{\text{REG}} = \frac{m_{\text{air}} (h_x - h_2)}{\frac{m_{\text{mez}}}{M_{\text{mez}}} (\bar{h}_4 - \bar{h}_c)} \quad \dots \dots \dots (4.3.65)$$

donde  $\bar{h}_c$  es la entalpia de los productos, valuada a  $T_2$  y se encuentra de la misma forma que  $h_4$ .

### 3. - BALANCE DE ENTROPIA.

Al aplicar la ecuación de segunda ley y considerar estado estable, se obtiene:

$$S_{\text{Prod}} = \frac{m_{\text{mez}}}{M_{\text{mez}}} (\bar{s}_5 - \bar{s}_4) + m_{\text{air}} (s_x - s_2) + \frac{Q_{\text{REG}}}{T_0} \quad \dots \dots \dots (4.3.66)$$

donde:

$$\bar{s}_5 - \bar{s}_4 = \int_4^5 \bar{C}_p \frac{dT}{T} \quad \dots \dots \dots (4.3.67)$$

ya que  $P_4 = P_5$  y  $\ln\left(\frac{P_4}{P_5}\right) = 0$ . Además,  $\bar{c}_p$  es el de la ecuación (4.3.50)

Por otro lado:

$$\bar{s}_x - \bar{s}_2 = -\bar{\phi}_x - \bar{\phi}_2 - R \ln\left(\frac{P_x}{P_2}\right) \dots (4.3.68)$$

#### 4. - BALANCE DE EXERGIA.

Aplicando la ecuación de balance exergético al regenerador considerando estado estable se obtiene:

$$B_{dR} = -\frac{m_{mez}}{M^p} \left[ \bar{b}_4 - \bar{b}_5 \right] + m_{air} \left[ b_2 - b_x \right] - Q_{RST} \left[ 1 - \frac{T_0}{T_2} \right] \dots (4.3.69)$$

donde:

$$\bar{b}_4 - \bar{b}_5 = (\bar{h}_4 - \bar{h}_5) - T_0 (\bar{s}_4 - \bar{s}_5)$$

$$b_2 - b_x = (h_2 - h_x) - T_0 (s_2 - s_x)$$

La ecuación (4.3.69) es la exergía que se pierde en el regenerador debido a la interacción con el medio ambiente.

## CAPITULO 5

## DESARROLLO DE PROGRAMAS.

En este capítulo se detallan los programas desarrollados para efectuar los balances de masa, energía y exergía en las Torres de Enfriamiento, Turbinas de Vapor y Turbinas de Gas.

El objetivo es que la persona interesada se dé una idea global de los datos que necesita el programa, de la forma en que operan y realizan los cálculos, y cuáles son los resultados que se obtienen. Todo esto sin la necesidad de revisar el listado en lenguaje de computadora (mismo que se muestra en el apéndice D).

A continuación, se explican por separado las partes del programa para cada uno de los equipos tratados en este trabajo.

## 5.1 TORRES DE ENFRIAMIENTO.

La figura (5.1.1) muestra el diagrama de flujo correspondiente a este equipo:

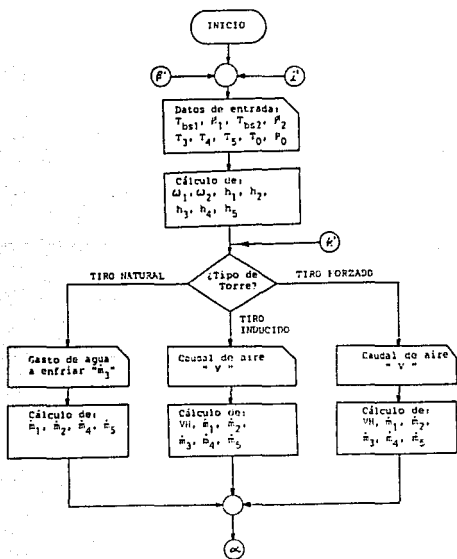


Figura 5.1.1. (a)



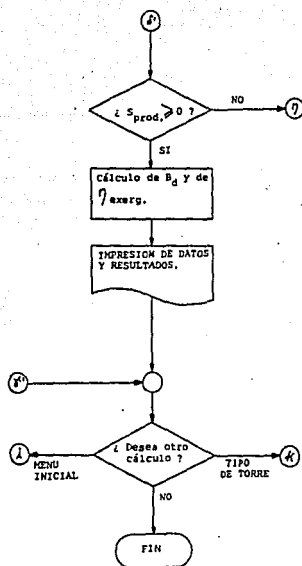


Figura S.1.1 (c)

Inicialmente, en esta parte del programa se piden datos para analizar lo que se ha llamado Cuerpo de la Torre; estos datos son: temperatura ambiental ( $T_0$ ), temperatura de bulbo seco del aire a la entrada ( $T_{bs1}$ ), temperatura de bulbo seco del aire a la salida ( $T_{bs2}$ ), temperatura del agua caliente ( $T_3$ ), temperatura del agua fría ( $T_4$ ) y temperatura del agua de reposición ( $T_5$ ), todas en °C; presión atmosférica ( $P_0$ ), en kPa; humedad relativa del aire a la entrada ( $\phi_1$ ) y humedad relativa del aire a la salida ( $\phi_2$ ), ambas en %.

Con los datos anteriores, se obtienen los siguientes parámetros: humedades absolutas del aire a la entrada y a la salida ( $w_1$  y  $w_2$ ), ambas en kg agua/kg aire seco; entalpías del aire a la entrada y a la salida ( $h_1$  y  $h_2$ ), del agua caliente ( $h_3$ ), del agua fría ( $h_4$ ) y del agua de reposición ( $h_5$ ), todas en kJ/kg aire seco; entropías del aire a la entrada y a la salida ( $s_1$  y  $s_2$ ), del agua caliente ( $s_3$ ), del agua fría ( $s_4$ ) y del agua de reposición ( $s_5$ ), todas en kJ/kg aire seco-K.

A continuación, se presenta un menú para elegir el tipo de torre en cuestión, la cual puede ser: de tiro forzado, de tiro inducido o de tiro natural.

Si se trata de una torre de tiro forzado o inducido, se pide el caudal real de aire que manejan los ventiladores, lo cual debe ser un dato disponible, esto en  $m^3/h$ . Con los datos que se tienen hasta ahora, y mediante un balance de masa y energía, se calculan los gastos másicos: de entrada y salida del aire ( $m_1$  y  $m_2$ ), del agua caliente ( $m_3$ ), del agua fría ( $m_4$ ) y del agua de reposición ( $m_5$ ), todos en kg/s o en kg/h.

Si se trata de una torre de tiro natural, se pide el caudal de agua que se requiere enfriar ( $m_3/\rho$ ), en lt/min. En este caso no se pide el flujo de aire, dado que éste es variable, dependiendo de las condiciones atmosféricas. Con los datos que se tienen, y mediante un balance de masa y energía, se calculan los demás gastos másicos ( $m_1$  y  $m_2$  del aire,  $m_4$  del agua fría y  $m_5$  del agua de reposición, todos en kg/s o en kg/h).

Después de los cálculos anteriores, se obtienen las exergías en cada uno de los puntos ( $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$ ,  $b_4$  y  $b_5$ ), en kW. Posteriormente, se obtiene la entropía producida en kW/K, la exergía destruida en kW y la eficiencia exergética. Lo anterior mediante balances de segunda ley y exergéticos.

Para finalizar esta parte del equipo, se imprimen todos los datos y resultados en las unidades mencionadas, y se da la posibilidad de analizar dos subsistemas: Ventilador y Bomba-Tubería; o bien, se puede optar por regresar al menú inicial o salir al sistema.

#### a) VENTILADOR:

Para este subsistema, independientemente del tipo de tiro (inducido o forzado), se pide el número de ventiladores que componen el subsistema, el área transversal del flujo en cada



ventilador, en  $m^2$  (solo se contempla la opción de que todos los ventiladores tienen la misma área), y la presión estática que se está manejando a la entrada o a la salida del subsistema (según el caso). Adicionalmente, se debe introducir la potencia de accionamiento del subsistema, para la cual se da la opción de que se cuente con un motor eléctrico (en cuyo caso se pide voltaje, corriente, eficiencia del motor y factor de potencia), o bien, cualquier otro accionamiento (en este caso se pide directamente la potencia en kW).

Con estos y algunos datos que ya se tienen se calcula inicialmente la velocidad promedio del flujo para cada ventilador; la potencia útil absorbida por el fluido, en kW; la energía cinética a la salida de los ventiladores; y, la energía total a la salida de los ventiladores. Posteriormente, se calculan exergía destruida en kW y la eficiencia exergética del subsistema. Cabe aclarar que, en este caso, se ha omitido el cálculo de la entropía producida por haberse considerado como un proceso isentrópico.

El análisis de este subsistema finaliza con la impresión de todos sus datos y resultados y la opción de analizar el otro subsistema, regresar al menú inicial, o salir al sistema.

#### b) BOMBA-TUBERIA:

Para este subsistema, inicialmente se analizan las pérdidas en la tubería, por lo que se debe proporcionar: longitudes de tramos rectos y sus respectivos diámetros de la sección transversal, en m; número y tipo de accesorios en el circuito de enfriamiento (válvulas, codos de  $45^\circ$ , de  $90^\circ$  y de  $180^\circ$ ); y, altura entre la salida del pozo frío y la entrada del agua caliente de la torre, en m. Además, se pide la potencia de accionamiento de la bomba.

Con los datos anteriores, se obtienen las pérdidas totales en la tubería. Posteriormente, se obtiene la potencia que absorbe el fluido (mediante un análisis energético) y la eficiencia total de la bomba.

Después de lo anterior, se procede a calcular la entropía producida en el sistema, la exergía de la carga térmica, la exergía destruida en el subsistema y la eficiencia exergética. Lo anterior mediante balances de segunda ley y exergéticos.

El análisis de este subsistema finaliza con la impresión de todos sus datos y resultados.

Por último, se da la opción de salir al sistema, regresar al inicio del programa, o bien, regresar al tipo de torre para hacer un nuevo análisis.

5.2 TURBINAS DE VAPOR.

El diagrama de flujo para este equipo se muestra en la figura (5.2.1):

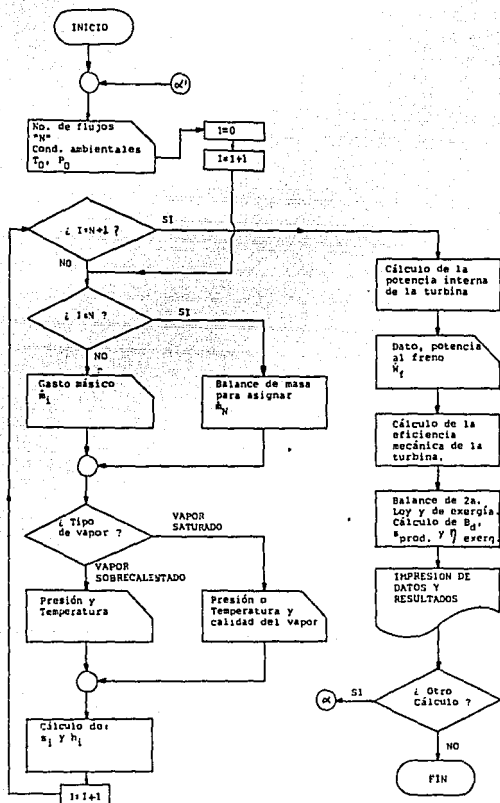


Figura (5.2.1)

Para la turbina de vapor, inicialmente se pide el número de flujos que entran y salen del equipo visto como un volumen de control.

Para cada entrada y salida se pide el gasto másico en kg/s; además, se debe elegir entre dos casos:

a) que el vapor sea sobrecalentado: en cuyo caso se debe proporcionar la temperatura ( $T_i$ ) en °C y la presión absoluta ( $P_i$ ) en bar; o

b) que el vapor sea saturado: en cuyo caso se puede proporcionar presión absoluta (en bar) ( $P_i$ ) o temperatura (en °C) ( $T_i$ ), y calidad del vapor ( $X_i$ ), en %.

Una vez introducidos los datos anteriores, y dependiendo del caso, se utilizan subrutinas para calcular la entalpía y la entropía del vapor (en kJ/kg y kJ/kg-K, respectivamente) para cada entrada y salida.

En seguida, se calcula la potencia interna en kW, mediante un balance energético. Luego, se pide la potencia al freno, dato que se puede introducir directamente en kW; o bien, el programa la calcula proporcionando la potencia eléctrica de salida y la eficiencia del generador, asumiendo que la turbina se encuentra acoplada a un generador eléctrico. Con este dato, se obtiene la eficiencia mecánica de este subsistema, en %.

A continuación, se obtiene la producción de entropía, la destrucción de exergía y la eficiencia exergética. Lo anterior, mediante balances entrópicos y exergético, respectivamente, en las unidades ya mencionadas.

Finalmente, en esta parte del programa se da la opción de realizar otro cálculo, regresar al menú inicial, o salir al sistema.

5.3 TURBINAS DE GAS.

El diagrama de flujo correspondiente a este equipo se muestra en la figura (5.3.1):

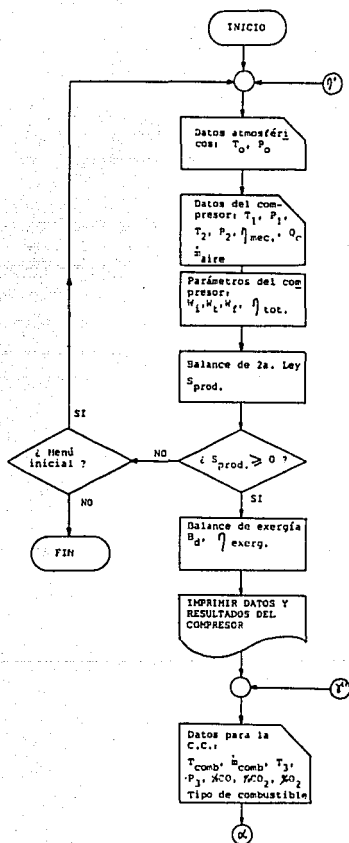


Figura 5.3.1 (a)

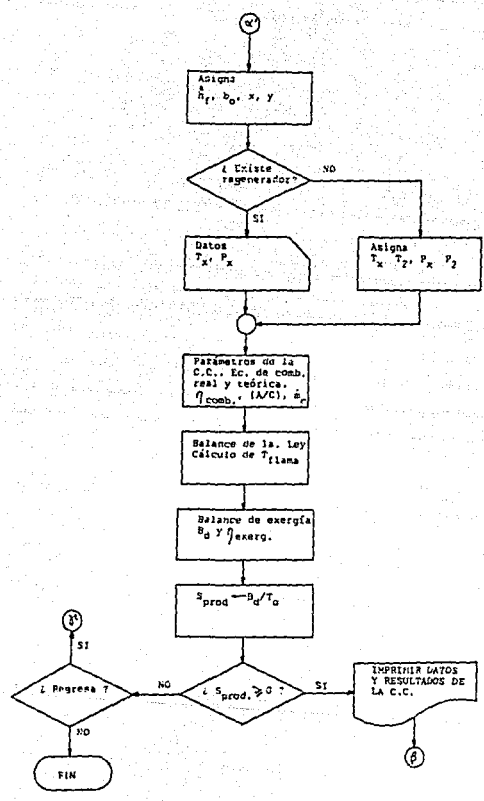


Figura 5.9.1 (b)

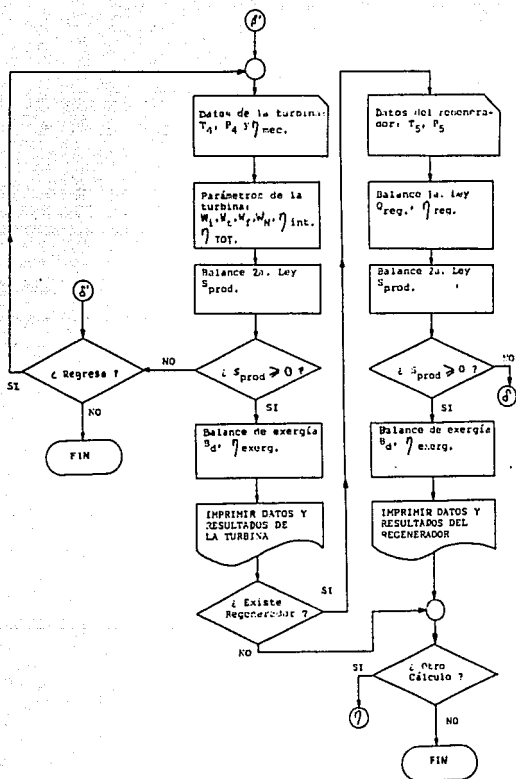


Figura 5.3.1 (c)

Para este equipo, el programa pide inicialmente los datos atmosféricos de presión ( $P_0$ ) y temperatura ( $T_0$ ), en bar y °C, respectivamente. En seguida, comienza con el análisis de los subsistemas en el siguiente orden:

#### a) COMPRESOR:

Para este subsistema pide los siguientes datos: temperaturas de entrada ( $T_1$ ) y salida ( $T_2$ ) del aire, en °C; presiones absolutas de entrada ( $P_1$ ) y salida ( $P_2$ ) del aire, en bar; eficiencia mecánica, en %; gasto másico de aire ( $\dot{m}_{air}$ ), en kg/s; y, calor retirado durante el proceso de compresión, en kW. Para este último dato, se tienen dos opciones: que se conozca el fluido de enfriamiento del compresor, su  $C_p$  en kJ/kg-K y sus temperaturas de entrada y salida, en °C; o bien, que de alguna forma ya se disponga del dato en kW.

Con los datos introducidos, se calculan inicialmente los siguientes parámetros: potencia teórica ( $\dot{W}_{te}$ ), interna ( $\dot{W}_{ic}$ ) y al freno ( $\dot{W}_f$ ), todas en kW; eficiencia interna ( $\eta_{ic}$ ) y total ( $\eta_{totc}$ ), ambas en %.

Posteriormente, se hace un balance por segunda ley y se calcula la entropía producida en kW/K, un balance exergetico y se calcula la exergía destruida en kW y la eficiencia exergetica.

Finalmente, imprime datos y resultados, y continúa con el análisis del siguiente subsistema.

#### b) CAMARA DE COMBUSTION:

Aparte de los datos que ya se tienen, se deben introducir los siguientes: temperatura del combustible a la entrada ( $T_{comb}$ ), en °C; gasto másico real de combustible ( $\dot{m}_{comb}$ ), en kg/s; temperatura ( $T_s$ ) y presión ( $P_s$ ) de los productos de la combustión, en °C y bar, respectivamente; análisis de los productos, que consiste en % de  $CO_2$ , % de  $CO$  y % de  $O_2$ ; temperatura ( $T_x$ ) y presión ( $P_x$ ) del aire a la entrada, en el caso de que exista regenerador de aire (en caso contrario, el programa asigna estos datos); y, el tipo de combustible, para lo cual se presenta un menú de 12 hidrocarburos comunes. Es importante mencionar que en este estudio se hace la idealización de que el combustible es un simple hidrocarburo  $C_xH_y$ . Si no se trata de ninguno de los combustibles propuestos, será entonces necesario que se introduzcan dos datos del combustible en cuestión: su entalpia de formación a 25 °C y 1 atmósfera ( $h_{comb}$ ), en kJ/kmol-K, y su exergía química ( $b_{ob}$ ), en kJ/kmol.

Con todos estos datos, inicialmente se calculan: los coeficientes que balancean las ecuaciones de combustión real y teórica; la relación aire/combustible real y teórica; el porcentaje de aire teórico; eficiencia de la combustión; y, gasto másico ideal de combustible, en kg/s.

A continuación, mediante un balance de energía, se calcula la temperatura de flama adiabática en °C, parámetro que se usa en el siguiente paso, que es el balance exerético para el cálculo de la exergía destruida en kW, con la cual se calcula posteriormente la entropía producida, en kW/K, y la eficiencia exerética.

Finalmente, se imprimen datos y resultados, para continuar con el análisis del siguiente subsistema.

#### c) TURBINA DE GAS:

Se usan muchos de los datos ya introducidos, pero adicionalmente se requieren los siguientes: presión absoluta ( $P_4$ ) y temperatura ( $T_4$ ) de los productos de la combustión a la salida, en bar y °C, respectivamente; y, eficiencia mecánica, en %.

Con todos estos datos se obtienen los siguientes parámetros: potencia teórica ( $W_{ti}$ ), interna ( $W_{ti}$ ) y al freno ( $W_{fi}$ ), todas en kW; eficiencia interna ( $\eta_{ti}$ ) y total ( $\eta_{tot}$ ), ambas en %; y, potencia al freno neta de salida ( $W_{fNET}$ ), en kW.

A continuación, se calcula la entropía producida mediante un balance por segunda ley, la exergía destruida mediante un balance exerético, y la eficiencia exerética.

Finalmente, se imprimen datos y resultados. En este punto del programa, ya se debe haber indicado si la instalación cuenta con regenerador de aire, en cuyo caso se sigue con el análisis del mismo; si la instalación no tiene regenerador, se puede elegir entre regresar al menú inicial o salir al sistema.

#### d) REGENERADOR DE AIRE:

En este equipo solo hace falta introducir como dato la temperatura de los productos de la combustión a la salida ( $T_5$ ), en °C.

Con todos los datos que ya se tienen, se calcula inicialmente la pérdida de calor del equipo ( $Q_{REG}$ ) en kW, mediante un balance energético.

Posteriormente, se obtiene la eficiencia del regenerador ( $\eta_{REG}$ ), la entropía producida en kW/K (con un balance por segunda ley), la exergía destruida en kW (con un balance exerético), y la eficiencia exerética.

Finalmente, imprime datos y resultados, y se puede optar por regresar al menú inicial o salir al sistema.



## CAPITULO 6

### EJEMPLOS DE APLICACION.

El objetivo de este capítulo es aplicar los programas desarrollados a equipos que están en operación.

Para el programa de Torres de Enfriamiento, se analizó la torre de enfriamiento del Lab. de Máquinas Térmicas de esta Facultad. Para el de Turbinas de Vapor, se analizó una turbina de vapor con 6 extracciones de una planta termoelectrica<sup>(1)</sup>. Y para el de Turbinas de Gas, se analizó la turbina de gas que se encuentra también en el Lab. de Máquinas Térmicas.

Para cada equipo, se muestra el diagrama de la instalación incluyendo las variables de interés en cada punto. Posteriormente, se presentan los listados de datos y resultados obtenidos. Finalmente se muestra el análisis de los resultados obtenidos en cada ejemplo.

Los datos de entrada a los programas fueron obtenidos por medición directa o indirecta, de acuerdo a las facilidades de instrumentación con que se contó en cada equipo. En el presente capítulo no se profundizará en los métodos empleados para la medición de datos.

(1) Planta Termoelectrica de Aguamilpa, Sonora.

## 6.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO.

La figura (6.1.1) muestra la instalación de la torre de enfriamiento analizada:

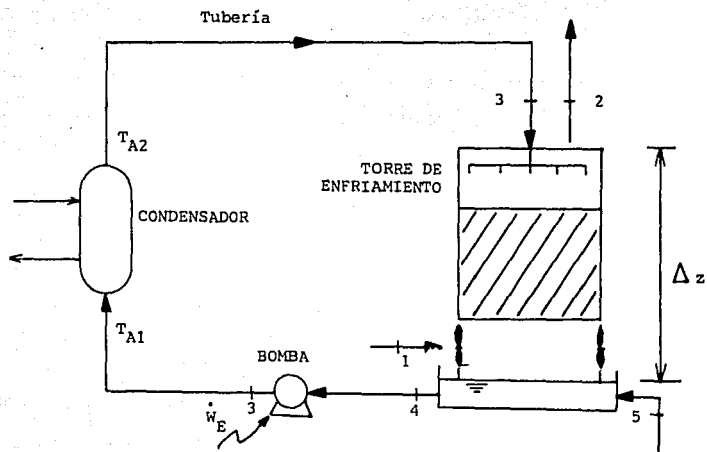


Figura (6.1.1)

En las siguientes páginas se muestran los datos y resultados obtenidos del análisis del sistema de la torre, el ventilador y el sistema bomba-tubería.

SUBSISTEMA CUERPO DE LA TORRE
-------------------------------

## DATOS DEL PROGRAMA

## TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO FORZADO

Aire a la entrada:	Aire a la salida:
Tbs1= 17 (°C)	Tbs2= 24 (°C)
Ø1= 50 (%)	Ø2= 100 (%)
w1= 7.826585E-03 (kg agua/kg aire)	w2= 2.473946E-02 (kg agua/kg aire)

Agua caliente:	Agua fría:
T3= 39.5 (°C)	T4= 34 (°C)

Agua de reposición:  
T5= 17 (°C)

Presión atmosférica: 78 (kPa)

El ventilador maneja: 11500 (m3/h)

---

SUBSISTEMA CUERPO DE LA TORRE
-------------------------------

## R E S U L T A D O S

## GASTOS BASICOS:

- |                           |   |
|---------------------------|---|
| 1. Aire a la entrada:     | M1= 10639.5 (kg/h) = 2.955415 (kg/s)      |
| 2. Aire a la salida:      | M2= 10818.02 (kg/h) = 3.005006 (kg/s)     |
| 3. Capacidad de la torre: | M3=M4= 23724.19 (kg/h) = 6.590053 (kg/s)  |
| 5. Agua de reposición:    | M5= 178.5256 (kg/h) = 4.959044E-02 (kg/s) |

## ENTALPIAS (kJ/kg):

Aire (entrada):	h1= 37.16071	Agua caliente:	h3= 165.3786
Aire (salida):	h2= 88.22172	Agua fría:	h4= 142.3512
		Agua de reposición:	h5= 71.1756

## ENTROPIAS (kJ/kg K):

Aire (entrada):	s1= .1340655	Agua caliente:	s3= .5654827
Aire (salida):	s2= .3005758	Agua fría:	s4= .4911748
		Agua de reposición:	s5= .2527862

## ENERGIAS (kW):

Aire (entrada):	E1= 109.8253	Agua caliente:	E3= 1089.854
Aire (salida):	E2= 265.1068	Agua fría:	E4= 938.1019
		Agua de reposición:	E5= 3.52963

## EXERGIAS (kW):

Aire (entrada):	b1= 0	Agua caliente:	b3= 22.89464
Aire (salida):	b2= 5.964411	Agua fría:	b4= 13.22722
		Agua de reposición:	b5= 0

La exergía que entra al sistema es: 22.89464 (kW)  
 La exergía que sale del sistema es: 19.19163 (kW)  
 La exergía destruida es : 3.703013 (kW)

EFICIENCIA EXERGETICA DE LA TORRE: 83.82586 (%)

---

SUBSISTEMA VENTILADOR
-----------------------

DATOS DEL PROGRAMA

La torre tiene 2 ventiladores

El área transversal de cada ventilador es 1.1309 (m<sup>2</sup>)

La presión estática a la salida del ventilador es 150 (Pa)

DATOS DEL MOTOR ELECTRICO

Voltaje de operación = 220 (V)

Corriente de operación = 3 (A)

Factor de potencia = 80 (%)

Eficiencia del motor eléctrico = 95 (%)

---

SUBSISTEMA VENTILADOR
-----------------------

RESULTADOS

Caudal de aire en cada ventilador: 95.83333 (m<sup>3</sup>/min)

Potencia suministrada al sistema ventilador : We= .8687957 (kW)

Energía cinética a la salida de los ventiladores: Wu= 3.186014E-03 (kW)

Energía total a la salida de los ventiladores: Wt= .4823527 (kW)

Eficiencia exergética del sistema = 55.51953 (%)

La exergía destruida en el sistema ventilador es: .3864441 (kW)

---

**SUBSISTEMA BOMBA - TUBERIA****DATOS DEL PROGRAMA:**

Velocidad del flujo a la salida:  $V_s = .627086$  m/s

Dif. de alturas entre la entrada y la salida:  $DZ = 5.05$  m

Se tienen 3 diámetros diferentes de tubería  
Toda de material Acero comercial o Hierro estirado

Para  $d = .1145$  m:

Longitud de tramo recto:  $L_{tr} = 23.065$  m  
Existen 1 válvulas De compuerta completamente abierta  
Existen 5 codos de  $90^\circ$  Estándar  
Existen 3 codos de  $45^\circ$  Estándar

Para  $d = .0732$  m:

Longitud de tramo recto:  $L_{tr} = 1.4$  m  
Existen 1 válvulas De compuerta completamente abierta  
Existen 1 codos de  $90^\circ$  Estándar

Para  $d = .0821$  m:

Longitud de tramo recto:  $L_{tr} = 1.28$  m  
Existen 1 codos de  $90^\circ$  Estándar

**SUBSISTEMA BOMBA - TUBERIA****RESULTADOS DEL PROGRAMA:**

La bomba recibe 1.5 (kW) de un motor.  
El agua recibe .3463409 (kW) de la bomba  
La eficiencia total de la bomba es: 23.08939 (%)  
En la tubería se pierden: 2.517235E-02 (kW)  
La carga térmica recibida por el sistema es: 148.6868 (kW)  
La exergía de este flujo de calor es: 10.70031 (kW)  
La entropía producida en el sistema es: .3718148 (kW/K)  
La exergía que entra al sistema es: 23.66038 (kW)  
La exergía que sale del sistema es: 22.75347 (kW)  
La exergía destruida en este subsistema es: .9069081 (kW)  
LA EFICIENCIA EXERGETICA DEL SUBSISTEMA BOMBA-TUBERIA ES 96.16698 (%)

## ANALISIS DE RESULTADOS

## 6.1.1. Cuerpo de la torre.

Uno de los parámetros más importantes de una torre de enfriamiento es el gasto de agua de reposición, ya que se sabe que cierta cantidad del agua a enfriar se convierte en el vapor que incrementa la humedad del aire a la salida de la torre, mientras que otra cantidad de agua se pierde por arrastre y fugas en el sistema. En el ejemplo analizado el agua de reposición fue:

$$MS=178.5256 \text{ (kg/h)}$$

valor que corresponde al 0.768 % de la capacidad de la torre.

Otro parámetro de interés es la capacidad de la torre, que es el agua que enfría la torre y cuyo valor fue 23245.03 (kg/h).

Observando los valores de la energía en cada punto puede verse que el aire aumenta su energía, mientras que el agua pierde energía. Esto es lo que debe de suceder en toda torre de enfriamiento.

El balance de exergía muestra que se destruye alrededor del 20 % de la exergía que entra al sistema. Esto es debido a las irreversibilidades en el proceso de transferencia de calor y en gran parte a las pérdidas que tienen lugar al atravesar el relleno de la torre.

## 6.1.2. Subsistema ventilador.

El objetivo del ventilador de la torre de enfriamiento es lograr que el aire circule a través de toda la torre, venciendo la resistencia impuesta por el relleno de la torre y por el flujo de agua que viene en contrasentido. Es por esto que se observa que el ventilador genera una presión estática mucho mayor que la presión dinámica. De no lograr esta gran presión estática sería prácticamente imposible hacer que el aire atravesara el cuerpo de la torre. De no existir relleno ni flujo de agua en la torre, la velocidad del aire sería mucho mayor, y con esto su presión dinámica.

De toda la energía que recibe el aire, sólo un 0.66 % se manifiesta como energía cinética.

En cuanto a la exergía, se observa que se destruye cerca del 45 % de la exergía que entra al sistema. Gran parte de esta pérdida se da en la transmisión del motor eléctrico al ventilador. También hay pérdida de exergía debida a la irreversibilidad del proceso.



### 6.1.3. Sistema bomba-tubería.

La eficiencia total obtenida para la bomba es 23 %, lo cual habla de gran cantidad de pérdidas en la transmisión mecánica y en el interior de la bomba. Esta bomba no opera continuamente debido a su función en el Laboratorio y es muy posible que requiera mantenimiento.

El valor calculado de pérdidas en tuberías es muy bajo, aproximadamente 24 (W). Hay que considerar que el método de cálculo del programa es muy ideal, ya que no toma en cuenta factores de envejecimiento y uso. Generalmente en una torre de enfriamiento que opera continuamente las pérdidas en la tubería son considerables.

Es importante observar que la carga térmica que recibe el sistema es de 148.68 (kW), mientras que su exergía es de tan sólo 10.7 (kW). Esto se debe a que la temperatura máxima que se logra con esta carga es de 39.5 (°C) y la temperatura del sumidero (temperatura ambiente) es de 17 (°C), es decir no hay una diferencia importante entre estos valores.

En cuanto al balance exergético se observa que sólo se pierde aproximadamente el 4 % de la exergía que entra al sistema. Esta pérdida se debe principalmente al rozamiento en la tubería y a la radiación emitida al medio ambiente.

## 6.2 TURBINA DE VAPOR.

Del diagrama de flujo de masa y energía de la planta termoelectrónica, a continuación se muestra el diagrama de la turbina de vapor:

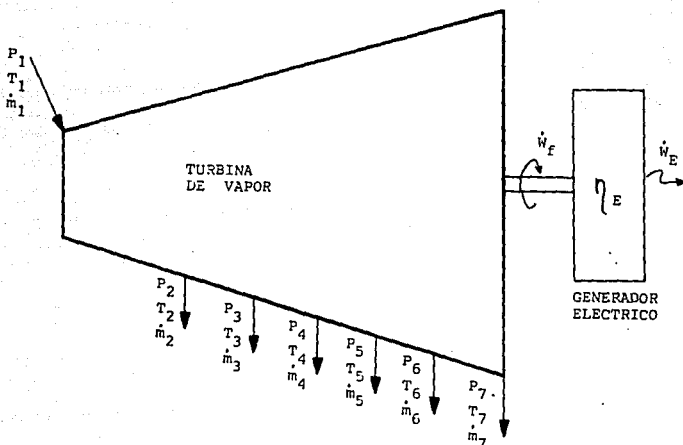


Figura 6.2.1

Las siguientes páginas muestran los datos y resultados del análisis de este equipo.

## TURBINA DE VAPOR

## ESTADOS TERMODINAMICOS

FLUJO	GASTO MASICO (Kg/s)	ENTALPIA (KJ/Kg)	ENTROPIA (KJ/Kg K)	EXERGIA (KW)
1	69.7666	3530.499	7.254948	95725.81
2	1.70192	3415.826	7.28516	2124.779
3	4.1557	3354.802	7.314413	4896.91
4	3.65394	3131.463	7.339523	3462.995
5	8.59142	2955.194	7.363515	6567.386
6	4.51746	2717.625	7.451231	2261.251
7	47.14611	2458.41	7.777515	6798.155

## TURBINA DE VAPOR

## RESULTADOS DEL ANALISIS

La eficiencia mecánica de la turbina es 99.48044 (%)

El incremento de entropía es 27.05513 (KJ/K)

La exergía que entra a la turbina es 95725.81 (KW)

La exergía que sale de la turbina es 26112.09 (KW)

La energía que entra a la turbina es 50000 (KW)

La exergía destruida es 9613.719 (KW)

La eficiencia exergética es 89.95702 (%)

## ANALISIS DE RESULTADOS

Una gran ventaja que ofrece el programa es el cálculo de las propiedades termodinámicas del vapor que se requieren en el análisis. Con esto se agiliza el proceso evitando el uso de tablas de vapor y otros cálculos adicionales.

La eficiencia mecánica obtenida fue de 98.48 %, pero se sabe que en realidad es de 98 %. Este error es debido a la acumulación de pequeños errores en el cálculo de propiedades termodinámicas, que se van acarreado a lo largo de los cálculos. De cualquier forma esta alta eficiencia mecánica habla del óptimo diseño mecánico de estos equipos.

El incremento de entropía en toda la turbina es de 27.06 (kW/K). Este valor es consecuencia de las irreversibilidades del sistema y es un valor pequeño debido también al diseño cuidadoso de la turbina de vapor.

En cuanto a la exergía de cada punto, tal como se esperaba el flujo con mayor exergía es el que entra a la turbina, con 95728.81 (kW). El resto de los flujos tienen exergías mucho menores, pero que pueden ser aún aprovechadas.

Del balance de exergía se observa que el 10.05 % de la exergía que entra es destruido en el sistema.

También puede verse que el 82.87 % de la exergía que entra a la turbina de vapor (95728.81 kW) es convertido en energía eléctrica (80000 kW), y el 27.27 % queda como exergía en los flujos de salida. La exergía de los flujos de salida es generalmente aprovechada en las plantas termoeléctricas principalmente en equipos intercambiadores de calor y en algunas ocasiones para generación de potencia para accionar bombas y otros equipos de proceso.

De acuerdo a los resultados obtenidos puede concluirse que hoy en día se cuenta con muy buenos diseños de turbinas de vapor, lo cual permite el óptimo aprovechamiento de la energía.

## 6.3 TURBINA DE GAS.

Se trata de una turbina de gas sin regenerador. En la figura (6.3.1) se muestra el esquema de la instalación:

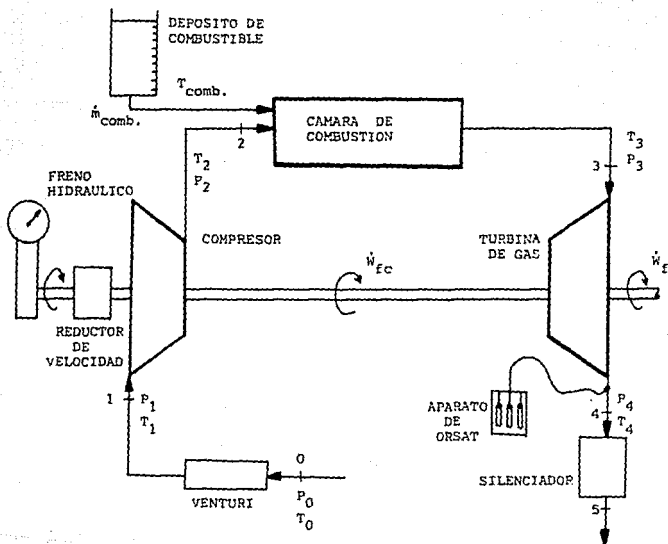


Figura (6.3.1)

En las páginas siguientes se muestran los datos de entrada al programa y los resultados obtenidos.

S U B S I S T E M A   C O M P R E S O R

D A T O S   D E L   P R O G R A M A

Presión atmosférica:  $P_0 = .78$  (bar)  
 Temperatura ambiente:  $T_0 = 23$  °C  
  
 Presión de entrada:  $P_1 = .775$  (bar)  
 Presión de salida :  $P_2 = 2.11$  (bar)  
  
 Temperatura de entrada :  $T_1 = 24.5$  °C  
 Temperatura de salida :  $T_2 = 172$  °C  
  
 Gasto másico de aire:  $M_{air} = .474413$  (kg/s)  
  
 Eficiencia mecánica :  $\eta_{mec} = 85$  %

S U B S I S T E M A   C O M P R E S O R

R E S U L T A D O S   D E L   P R O G R A M A

Entalpía del aire a la entrada:  $H_1 = 297.8433$  kJ/kg aire  
 Entalpía del aire a la salida:  $H_2 = 446.9658$  kJ/kg aire  
  
 Potencia teórica:  $W_t = 47.22902$  kW  
 Potencia interna  $W_i = 70.74565$  kW  
 Potencia al freno  $W_f = 82.23019$  kW  
  
 Eficiencia interna:  $\eta_i = 66.25725$  %  
 Eficiencia mecánica:  $\eta_{mec} = 91$  %  
 Eficiencia total:  $\eta_{tot} = 56.82917$  %  
  
 Entropía producida:  $S_{prod} = 5.621011E-02$  kW/K  
  
 Energía a la entrada del subsistema:  $B_e = 82.95445$  kW  
 Energía a la salida del subsistema:  $B_s = 53.8233$  kW  
  
 Energía destruida:  $B_{dc} = 29.13115$  kW  
  
 EFICIENCIA ENERGETICA DEL SUBSISTEMA:  $64.83296$  (%)

SUBSISTEMA CAMARA DE COMBUSTION
---------------------------------

## DATOS DEL PROGRAMA

Temperatura del aire a la entrada: Tx= 172 °C  
 Presión del aire a la entrada: Px= 2.11 (bar)  
 Gasto real de aire a la entrada: Mair= .474413 kg/s

Temperatura de los prods. a la salida: T3= 611 °C  
 Presión de los prods. a la salida: P3= 2.0395 (bar)

Tipo de Hidrocarburo: C( 12 )H( 26 )  
 Temperatura del combustible: Tcomb= 22 °C  
 Gasto real de combustible: Mcomb= .00645 kg/s

## ANALISIS DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

Bióxido de carbono (CO<sub>2</sub>): 2.6 (%)  
 Monóxido de carbono (CO): 1 (%)  
 Oxígeno (O<sub>2</sub>): 16.2 (%)  
 Nitrógeno (N<sub>2</sub>): 79.90001 (%)

SUBSISTEMA CAMARA DE COMBUSTION
---------------------------------

## RESULTADOS DEL PROGRAMA

Ecuación de combustión Teórica:

$$C( 12 )H( 26 ) + 19.5 (O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 12 CO_2 + 69.56 N_2 + 13 H_2O$$

Ecuación de combustión Real:

$$C( 12 )H( 26 ) + 70.83335 (O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8.666667 CO_2 + 3.333334 CO + 54.00001 O_2 + 32.58667 N_2 + 13 H_2O$$

Relación (A/C)real= 57.23134 kgair/kgcomb  
 Relación (A/C)teórica= 14.93929 kgair/kgcomb  
 Aire teórico: AT= 383.0927 %

Eficiencia de la combustión:  $\eta_{comb}$ = 26.10335 %  
 Gasto teórico de combustible: (Mcomb)t= 1.683666E-03 kg/s

Temperatura de flama adiabática: Tf= 1933.601 °C

Entalpia de los reactivos: hx=15579.34 kJ/kgmez

Entropia producida: Sprod= 47.75489 kW/K

Energia de los reactivos: Br= 121002.1 kW  
 Energia de los productos: Bp= 106859.5 kW  
 Destrucción de energia: Bd= 14142.61 kW

EFICIENCIA EXERGETICA DEL SUBSISTEMA: 88.31209 (%)

## SUBSISTEMA TURBINA DE GAS

## DATOS DEL PROGRAMA

Temperatura de los gases a la entrada: T3= 611 °C  
 Presión de los gases a la entrada: P3= 2.0395 (bar)

Temperatura de los gases a la salida: T4= 449.0001 °C  
 Presión de los gases a la salida: P4= .78 (bar)

Eficiencia mecánica:  $\eta_{mec} = 93$  (%)

## SUBSISTEMA TURBINA DE GAS

## RESULTADOS DEL PROGRAMA

Potencia teórica:  $W_{tt} = 121.3878$  kW  
 Potencia interna:  $W_{it} = 90.71326$  kW  
 Potencia al freno total:  $W_{ftot} = 84.26324$  kW  
 Potencia neta de salida en la flecha:  $W_{ft} = 1.133156$  kW

Eficiencia interna:  $\eta_{int} = 74.73013$  %  
 Eficiencia Total:  $\eta_{tot} = 69.49901$  %

Producción de entropía:  $S_{prod} = 1.474243E-02$  kW/K

Energía a la entrada del subsistema:  $B_e = 179.9793$  kW  
 Energía a la salida del subsistema:  $B_s = 169.2636$  kW  
 Destrucción de energía:  $B_d = 10.71579$  kW

EFICIENCIA ENERGETICA DEL SUBSISTEMA: 94.04609 (%)



## ANALISIS DE RESULTADOS.

## B.3.1 Subsistema Compresor.

Tomando como referencia el cero absoluto, para el cual la entalpia del aire se considera cero, se obtuvo una entalpia del aire en la succión del compresor de 297.8433 kJ/kg y de 448.9658 kJ/kg en la salida.

Es importante analizar en primer lugar las eficiencias. Se observa que se ha obtenido una eficiencia interna de sólo 86.8778 %. Este resultado tan bajo se debe a que la relación de presiones de este subsistema es muy baja (2.7) y esta eficiencia depende fuertemente de dicho parámetro. Para tener un punto de comparación, recordemos que, según la teoría del ciclo de Brayton, la relación de presiones óptima para obtener la máxima eficiencia interna está dada por:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[ \frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{k}{2(k-1)}}$$

misma que al ser aplicada al ejemplo con los datos que se dieron, resulta una relación de presiones óptima de 6.72, valor muy superior al 2.7 que se obtuvo.

Asimismo, la eficiencia mecánica que se ha introducido como dato es baja, lo cual da como resultado que la eficiencia total de este subsistema sea demasiado baja.

Resultado de estas bajas eficiencias es que se tenga una potencia de accionamiento del compresor de 83.23 kW, valor que representa (como se verá posteriormente) un porcentaje por arriba de lo normal de la potencia en el eje de la turbina.

Por otra parte, se ha obtenido un valor de entropía producida de solo 5.62 W/K. Pero esto no quiere decir que el proceso de compresión haya sido casi isentrópico, inclusive la eficiencia interna tan baja demuestra que está bastante alejado del ideal. Lo que sucede es que se ha supuesto que el compresor trabaja adiabáticamente, pues no se dieron datos de algún medio de enfriamiento en el equipo y en realidad, con la pérdida de calor se produce mucha entropía. Entonces, la entropía realmente producida debe incluir el calor fugado al medio ambiente. Sin embargo, se considera que esta ha sido una buena aproximación, pues ni la presión ni la temperatura del aire a la salida son demasiado altas.

Por último, observamos que al subsistema entra una exergía de 82.9544 kW y salen 53.8233 kW, destruyéndose 29.13115 kW de exergía en el equipo. Esto provoca que la eficiencia exergética del subsistema sea de 64.8829 %. Analizando estos resultados, podemos concluir que la exergía se ha destruido básicamente por tres causas: el proceso de compresión es altamente irreversible; se ha tenido inevitablemente una pérdida de calor al medio ambiente, aunque esta no se haya registrado; y, el subsistema tiene pérdidas mecánicas nada despreciables.

### 6.3.2 Cámara de Combustión.

Del análisis de las ecuaciones de combustión real y teórica, se ha obtenido que a la cámara de combustión entran 57.2313 kg de aire por cada kg de combustible, cuando estequímicamente deberían entrar 14.9393 kg de aire por cada kg de combustible. Esto da un porcentaje de aire en exceso de 283.0927 % y una eficiencia de la combustión de solo 26.1 %, con lo que idealmente el gasto de combustible debería ser de 1.6836 g/s, en vez de 6.45 g/s, que es el gasto real.

La baja eficiencia de la combustión se debe básicamente al alto porcentaje de aire teórico. La relación aire combustible real de 57.2313 es aceptable si consideramos que una relación normal es de 60. Como todos sabemos, esta alta relación (A/C) es necesaria no solo para asegurar una buena combustión, sino también para evitar altas temperaturas a la salida que podrían dañar los materiales de los equipos. A este respecto, se tiene que la temperatura real es de 811 °C, cuando idealmente hubiera sido la de flama adiabática, que es de 1933.6 °C. Normalmente, la temperatura real de salida se encuentra por los 900 °C, aun considerando una relación (A/C) de alrededor de 60, por lo que concluimos que en la cámara de combustión se tienen considerables pérdidas de calor por radiación y convección.

Existe otro parámetro importante de la cámara de combustión, que es la caída de presión durante el proceso. En este caso se observa una caída de presión relativamente baja (de 2.11 a 2.0395 bar) que es del 3.34 %.

Por otra parte, se ha obtenido un alto valor de entropía producida (47.7549 kW/K) que corrobora el hecho de que todo proceso de combustión es altamente irreversible. Esto demuestra también lo que se afirmó anteriormente respecto a la enorme pérdida de calor al medio ambiente en este subsistema.

Asimismo, observamos que de los 121002.1 kW de exergía a la entrada del subsistema, salen 106859.5 kW en los productos de la combustión, con lo que se tiene una exergía destruida de 14142.61 kW y se tiene una eficiencia exergética de 88.31 %, que no es muy alta. La destrucción de exergía se debe básicamente a que el proceso es altamente irreversible, y a la enorme pérdida de calor ya mencionada.

Por último, se debe hacer una aclaración un tanto importante. Los resultados obtenidos se han derivado de un análisis en el que se ha supuesto que el combustible se puede modelar totalmente como un hidrocarburo  $C_xH_y$ , y que en los productos de la combustión se tienen solo cinco elementos ( $CO_2$ ,  $CO$ ,  $O_2$ ,  $N_2$  y  $H_2O$ ). Sabemos que los combustibles reales son una mezcla compleja de varios hidrocarburos y algunos aditivos (en el apéndice C.6 se presentan algunos de los combustibles usados en los motores de turbina de gas), de tal manera que el análisis de este subsistema considerando el combustible real sería muy complejo o hasta imposible. No obstante, el análisis considerado en este estudio es una buena aproximación, por lo que afirmamos que los resultados

obtenidos son confiables.

### 6.3.3 Turbina de gas.

Como primera instancia, observamos que la eficiencia interna de este subsistema es de 74.73 %, es decir, mayor que la interna del compresor. Este es un resultado normal debido al efecto de recalentamiento es favorable en la turbina y adverso en el compresor. Sin embargo, esta eficiencia interna de 74.73 % es aún baja, lo cual se debe fundamentalmente a que la temperatura real de entrada a la turbina es muy baja.

Por otra parte, observamos que, como resultado de la baja eficiencia interna y de las pérdidas mecánicas (la eficiencia mecánica es de 93 %), se tiene una potencia total en el eje de la turbina de 84.3633 kW, de la cual el 98.65 % es demandada por el compresor, teniendo solo 1.1331 kW de potencia neta en el eje de la turbina. Este porcentaje de potencia demandada por el compresor es excesivo, pues normalmente en estas instalaciones el compresor demanda al rededor del 70 % de la potencia en el eje de la turbina.

En cuanto al resultado obtenido por el balance de segunda ley, tenemos una entropía producida de 14.74 W/K, el cual es un valor muy bajo debido a que se ha considerado una turbina adiabática.

Por último, observamos que de los 179.9793 kW de exergía a la entrada del subsistema, salen 169.2636 kW, teniéndose una exergía destruida de 10.7158 kW. De lo anterior, se ha obtenido una eficiencia exergética del subsistema de 94.0461 %, que representa un valor relativamente bueno.

En este subsistema la exergía se ha destruido básicamente por la irreversibilidad del proceso y las pérdidas de calor y mecánicas.

## CAPITULO 7.

### CONCLUSIONES.

El mundo ha llegado a la etapa en que los energéticos deben ser correctamente administrados, debido a su cada vez menor disponibilidad y a su alto costo. Esto ha provocado la inquietud de la humanidad por hacer un uso eficiente de los energéticos para seguir adelante con el desarrollo industrial y tecnológico de las naciones.

Como resultado de esta preocupación se han desarrollado diversos métodos de análisis, siendo el método exergético ampliamente aceptado por constituir una poderosa herramienta para evaluar el aprovechamiento de la energía en los equipos de proceso, ya que los resultados que de él se obtienen pueden interpretarse fácilmente bajo un enfoque técnico y económico.

En este estudio se utilizó este método para sistematizar el análisis de tres importantes equipos de proceso: Torres de enfriamiento, Turbinas de vapor y Turbinas de gas.

El programa desarrollado tiene la gran ventaja de hacer los balances de energía, entropía y exergía en los equipos, partiendo únicamente de datos fácilmente medibles, con lo que se evita pérdida de tiempo en la evaluación de propiedades termodinámicas.

Otra ventaja del programa es que se obtienen resultados de interés general en los equipos, tales como gastos máxicos, entalpías, entropías, exergías, energías y eficiencias. Además se tiene la facilidad de profundizar en el análisis de los subsistemas más importantes de cada equipo, con lo cual se puede visualizar claramente la parte del sistema que requiere la mayor atención para lograr una mejora significativa en la operación del mismo.

Este programa hace un análisis que permite evaluar la operación del equipo detectando los puntos a mejorar. Queda pendiente la labor de investigación para lograr estas mejoras, implementando dispositivos o tomando acciones correctivas.

Es urgente contar con la completa sistematización de análisis de equipos de proceso para estudiar los equipos que se tienen instalados en nuestra industria. Y comenzar a trabajar en su optimización.

Contando con mejores diseños de equipos de proceso y una adecuada operación de los mismos podrá lograrse el uso racional de la energía y obtener así todas las ventajas que de él se derivan. Esto redundará en el ahorro de energéticos, y a su vez se verá reflejado en la Economía Mundial.

Las nuevas generaciones de ingenieros deberán prestar especial atención a este tema para lograr mejores resultados en sus diseños y en la operación de los mismos.

## A P E N D I C E.

- A. 1 CONCEPTOS IMPORTANTES EN EL ESTUDIO DE VENTILADORES.
- B. 1 PROGRAMA PARA CALCULO DE PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR.
- B. 2 CALCULO DE LA PRESION DE SATURACION DEL VAPOR DE AGUA EN FUNCION DE LA TEMPERATURA DE SATURACION.
- C. 1 ECUACIONES PARA EVALUAR LA ENTALPIA DEL AIRE EN FUNCION DE LA TEMPERATURA.
- C. 2 ECUACIONES PARA EVALUAR LA FUNCION FI DEL AIRE EN FUNCION DE LA TEMPERATURA.
- C. 3 HIDROCARBUROS MAS COMUNES Y SUS PROPIEDADES.
- C. 4 ECUACIONES PARA OBTENER  $(\bar{h}_t - \bar{h}_{298})$  EN FUNCION DE LA TEMPERATURA.
- C. 5  $C_p$  COMO FUNCION DE LA TEMPERATURA.
- C. 6 COMBUSTIBLES USADOS EN LOS MOTORES CON TURBINAS DE GAS.

## APENDICE A.1

## CONCEPTOS IMPORTANTES EN EL ESTUDIO DE VENTILADORES

1.- Capacidad de un ventilador. -  $Q$  en  $m^3/s$ . Se determina usualmente por mediciones de presiones, esto es, una presión de velocidad tomada transversalmente con un tubo de Prandtl, o mediante caídas de presión a través de un medidor de flujo. La velocidad promedio del flujo en función de la columna de agua medida con el tubo de Prandtl es:

$$V_{prom} = \sqrt{2gh_p \left( \frac{\rho_a}{\rho_{air}} \right)}$$

Con esto, el caudal es:

$$Q = 0.98AV_{prom}$$

2.- Presión Dinámica. - Es la correspondiente a la velocidad promedio en la salida del ventilador:

$$P_d = \frac{1}{2} \rho_{air} V_{prom}^2$$

3.- Presión Estática. - Es la necesaria para vencer las fricciones y resistencias al flujo:

$$P_s = P_r - P_d$$

4.- Presión Total. - Es la suma de la dinámica y la estática:

$$P_t = P_d + P_s$$

Se puede cuantificar con un tubo de Pitot.

5.- Potencia útil. - Es la que realmente aprovecha el fluido:

$$W_u = Q_{real} \Delta P_t$$

donde:

$$Q_{real} = \text{Gasto real} \\ \Delta P_t = \text{Incremento de presión total.}$$

6.- Potencia Interna. - Es la potencia útil más las pérdidas internas debidas a fugas e irreversibilidades del proceso:

$$W_i = Q_t \Delta P_t$$

donde:

$$Q_t = \text{Gasto teórico o nominal.} \\ \Delta P_t = \text{Incremento de presión total.}$$

7.- Potencia al Freno. - O también llamada de accionamiento. Es la que necesitamos suministrar al eje del ventilador ( $W_f$ ).

8.- Eficiencia Mecánica. - Se define como:

$$\eta_{mec} = \frac{W_u}{W_f}$$

9. - Eficiencia Interna. - Se define como:

$$\eta_i = \frac{W_u}{W_f}$$

10. - Eficiencia Total. - Se define como:

$$\eta_{tot} = \frac{W_u}{W_f} = \eta_{mec} \eta_i$$

## APENDICE B.1

### PROGRAMA PARA CALCULO DE PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR

#### 1. - VAPOR SATURADO

Para evaluar la entalpia y entropia de liquido y vapor saturado se utilizó un programa elaborado por el Instituto de Investigaciones Electricas. Este programa permite calcular estas propiedades termodinámicas a partir de la presión de saturación.

A partir de la presión de saturación el programa calcula la derivada de la presión con respecto a la temperatura y con esto, la temperatura de saturación correspondiente. Entonces calcula la entalpia y la entropia de liquido saturado como funciones de la temperatura de saturación. Posteriormente calcula la entalpia y la entropia de vapor saturado en función de la temperatura de saturación y de la derivada de presión.

Como no siempre se tiene como dato la presión de saturación, se adaptó el programa para poder conocer las propiedades del vapor a partir de la temperatura de saturación. Lo que se hace es evaluar la presión de saturación como función de la temperatura de saturación. Para lograr esto se ajustaron polinomios mediante el metodo de mínimos cuadrados utilizando los datos de las tablas de Keenan & Keyes. Estos polinomios se muestran en el apéndice B.2. Como el programa modular evalua nuevamente la temperatura de saturación, se verifica que el valor calculado sea igual al dato de temperatura.

Conociendo  $h_f$ ,  $h_g$ ,  $s_f$  y  $s_g$ , se requiere conocer la calidad del vapor "x" para determinar los valores de entalpia "h" y entropia "s" en el punto de interés. Esto se hace utilizando las siguientes expresiones:

$$h = h_f + x (h_g - h_f) \dots\dots\dots (B.1.1)$$

$$s = s_f + x (s_g - s_f) \dots\dots\dots (B.1.2)$$

#### 2. - VAPOR SOBRECALENTADO

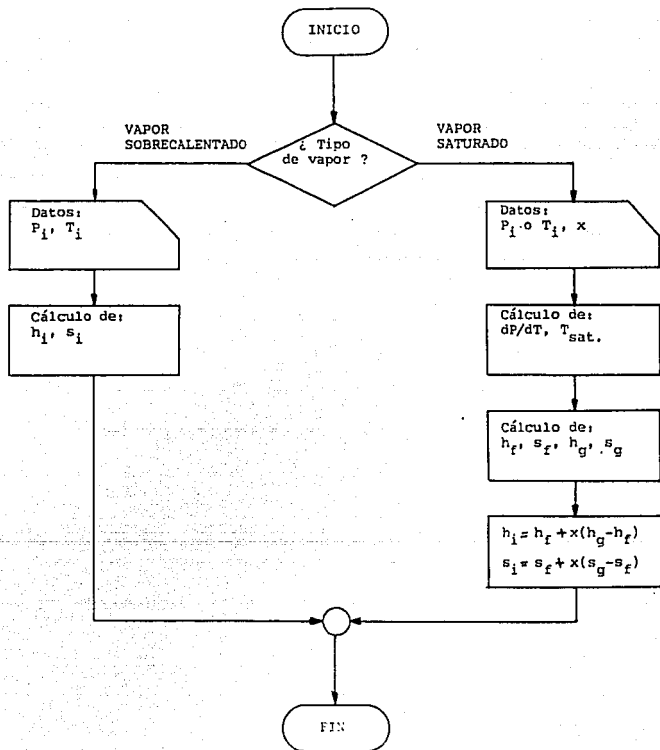
También se utilizó un programa desarrollado por el Instituto de Investigaciones Electricas. Al igual que en las tablas de vapor sobrecalentado, es necesario conocer la temperatura y la presión del vapor en el punto de interés. Todos los cálculos en el programa original son realizados con unidades del Sistema Inglés. Por lo tanto después de leer los datos en Sistema Internacional, se transforman a unidades del Sistema Inglés y al tener los resultados hay que volver a transformar a Sistema Internacional.

El programa tiene un rango de operación de 0.0014 a 379.37 bar (0.02 a 5501 psi) y de 10 a 371.85 °C (50 a 1801 °F).



Al comparar los valores obtenidos con estos programas contra los valores de las tablas de vapor de Keenan & Keyes se observa que el error máximo es del 6 %. Cabe mencionar que el error máximo se obtiene a presiones y temperaturas muy altas.

## 3. - DIAGRAMA DE FLUJO.



### APENDICE B2

#### CALCULO DE LA PRESION DE SATURACION DEL VAPOR DE AGUA EN FUNCION DE LA TEMPERATURA DE SATURACION

Tomando los valores de las tablas de vapor de Keenan & Keyes para vapor saturado y utilizando el método de mínimos cuadrados, se obtienen polinomios de la forma:

$$P_{sat} = a T^2 + b T + c$$

donde T debe darse en °C para obtener  $P_{sat}$  en bar. Los valores de a, b y c obtenidos para diferentes rangos se muestran en la siguiente tabla.

RANGO (°C)	a	b	c
0 < T ≤ 10	1.869742E-5	4.258450E-4	6.120480E-3
10 < T ≤ 20	2.514433E-5	3.469173E-4	6.271483E-3
20 < T ≤ 30	4.929883E-5	-5.629314E-4	1.495125E-2
30 < T ≤ 40	7.614159E-5	-2.200108E-3	3.998711E-2
40 < T ≤ 50	1.055265E-4	4.006259E-3	-1.047326E-1
50 < T ≤ 60	1.576305E-4	-9.771476E-3	2.178483E-1
60 < T ≤ 75	2.331505E-4	-1.909694E-2	5.068056E-1
75 < T ≤ 90	3.539827E-4	-3.743650E-2	1.203094000
90 < T ≤ 105	5.110804E-4	-6.596248E-2	2.499559120
105 < T ≤ 120	7.063031E-4	-1.076729E-1	4.705937380
120 < T ≤ 135	9.448559E-4	-1.647636E-1	6.152407294
135 < T ≤ 150	1.229331E-3	-2.402583E-1	1.327135E+1
150 < T ≤ 165	1.546771E-3	-3.377289E-1	2.060307E+1
165 < T ≤ 180	1.902393E-3	-4.554242E-1	3.035904E+1
180 < T ≤ 195	2.306931E-3	-6.012910E-1	4.343186E+1
195 < T ≤ 210	2.737304E-3	-7.699418E-1	6.003361E+1
210 < T ≤ 225	3.210553E-3	-9.691369E-1	8.099812E+1
225 < T ≤ 240	3.690177E-3	-1.195301255	1.053569E+2
240 < T ≤ 255	4.218085E-3	-1.437106900	1.355003E+2
255 < T ≤ 270	4.843318E-3	-1.758565315	1.761867E+2
270 < T ≤ 285	5.467015E-3	-2.094232236	2.218870E+2
285 < T ≤ 300	6.154405E-3	-2.469016907	2.777172E+2
300 < T ≤ 315	6.977641E-3	-2.960941167	3.521080E+2
315 < T ≤ 330	7.900454E-3	-3.563912330	4.441801E+2
330 < T ≤ 350	9.411103E-3	-4.566857196	6.106632E+2
350 < T ≤ 374	1.243492E-2	-6.698426547	9.663636E+2

APENDICE C.1  
 ECUACIONES PARA EVALUAR LA ENTALPIA DEL AIRE EN  
 FUNCION DE LA TEMPERATURA

Tomando los datos del libro Ingeniería Termodinámica del autor Burghart y usando el método de mínimos cuadrados, se ajustaron polinomios de la forma:

$$h = a T^2 + b T + c$$

donde la temperatura tiene que meterse en K para obtener la entalpia en kJ/kg. Los valores de a, b y c para varios rangos de temperatura se muestran en la siguiente tabla:

RANGO (K)	a	b	c
200 < T ≤ 400	2.704858E-5	9.885675E-1	1.193870366
400 < T ≤ 530	8.386054E-5	9.448607E-1	9.774116640
530 < T ≤ 720	9.309528E-5	9.394816E-1	9.808459371
720 < T ≤ 1000	1.021262E-4	9.362143E-1	7.512145385
1000 < T ≤ 1500	6.862151E-5	1.009004704	-3.180307E+1
1500 < T ≤ 2000	-9.552605E-5	1.556697981	-4.850149E+1

El máximo error que se obtiene es de 0.1 %.

APENDICE C.2  
 ECUACIONES PARA EVALUAR LA FUNCION FI DEL AIRE EN  
 FUNCION DE LA TEMPERATURA.

Tomando los datos del libro Ingeniería Termodinámica del autor Burghart y usando el método de mínimos cuadrados, se ajustaron polinomios de la forma:

$$\phi = a T^2 + b T + c$$

donde la temperatura tiene que meterse en K para obtener la función  $\phi$  en kJ/kg-K. Los valores de a, b y c para varios rangos de temperatura se muestran en la siguiente tabla:

RANGO (K)	a	b	c
200 < T ≤ 400	-5.808345E-6	6.919651E-3	0.962541373
400 < T ≤ 530	-2.193399E-6	4.248384E-3	1.458900734
530 < T ≤ 720	-1.204060E-6	3.202433E-3	1.734286999
720 < T ≤ 1000	-8.410814E-7	2.402132E-3	2.019687519
1000 < T ≤ 1500	-3.307494E-7	1.776702E-3	2.333734713
1500 < T ≤ 2000	-1.698666E-7	1.369369E-3	2.631851468

El máximo error es de 0.1 %.

## APENDICE C.3

## HIDROCARBUROS MAS COMUNES Y SUS PROPIEDADES.

$h_f^\circ$  = Entalpia de formación a 25 °C y 1 atm.

$b_o$  = Exergia química.

COMBUSTIBLE	FORMULA	$h_f^\circ$ (kJ/kmol)	$b_o$ (kJ/kmol)
Metano	CH <sub>4</sub>	-74,917.00	836,510
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-103,909.00	2,163,190
Isocetano (gas)	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	-208,581.00	5,440,031
Isocetano (liq)	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	-250,102.00	5,440,031
Cetano	C <sub>16</sub> H <sub>34</sub>	-454,770.216	2,532,190
Acetileno	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	226,866.00	1,269,310
Benceno (gas)	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	82,976.00	3,310,540
Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-126,223.00	2,818,930
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-84,718.00	1,504,360
Eteno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	52,315.00	1,366,610
Dodecano (gas)	C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	-290,971.00	6,219,145
Dodecano (liq)	C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	-394,199.00	6,219,145

## APENDICE C.4

ECUACIONES PARA OBTENER  $(\bar{h}_t - \bar{h}_{298K})$  EN FUNCION

## DE LA TEMPERATURA

Se usó en método de mínimos cuadrados para ajustar ecuaciones de la forma:

$$(\bar{h}_t - \bar{h}_{298K}) = a T^2 + b T + c$$

donde la temperatura tiene que meterse en K para obtener la funcion  $(\bar{h}_t - \bar{h}_{298K})$  en kJ/kmol. Los valores de a, b y c para CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O para diferentes rangos de temperatura se muestran en las siguientes tablas:

BIOXIDO DE CARBONO (CO<sub>2</sub>)

RANGO (K)	a	b	c
298 < T ≤ 400	3.1625879E-2	1.7201125E+1	-7946.835444
400 < T ≤ 3000	2.8377110E-3	4.8469980E+1	-17214.021980

## MONOXIDO DE CARBONO ( CO )

RANGO (K)	a	b	c
298 < T ≤ 400	-1.9240506E-3	3.0542897E+1	-8922.644133
400 < T ≤ 3000	1.3599143E-3	3.0547303E+1	-9936.237631

OXIGENO ( O<sub>2</sub> )

RANGO (K)	a	b	c
298 < T ≤ 400	2.9901550E-3	2.7597750E+1	-8493.670886
400 < T ≤ 3000	1.4829283E-3	3.1746161E+1	-10321.581620

NITROGENO ( N<sub>2</sub> )

RANGO (K)	a	b	c
298 < T ≤ 400	-2.3178621E-3	3.0793249E+1	-8968.213783
400 < T ≤ 3000	1.4247617E-3	2.9991698E+1	-9683.505961

VAPOR DE AGUA ( H<sub>2</sub>O )

RANGO (K)	a	b	c
298 < T ≤ 400	-1.9690057E-4	3.4126582E+1	-10136.306620
400 < T ≤ 3000	4.3064137E-3	3.3235630E+1	-11147.639640

El máximo error es de 0.1%.

## APENDICE C.5

## CP COMO FUNCION DE LA TEMPERATURA

Hay que meter T en K para obtener el calor específico molar en kJ/kmol K.

$$\bar{C}_{p_{CO_2}} = 19.0223 + 0.07963T - 7.3707 \times 10^{-5}T^2 + 3.7457 \times 10^{-8}T^3 - 8.133 \times 10^{-12}T^4$$

$$\bar{C}_{p_{CO}} = 29.0063 + 0.00249T - 1.8544 \times 10^{-5}T^2 + 4.7989 \times 10^{-8}T^3 - 2.673 \times 10^{-11}T^4$$

$$\bar{C}_{p_{O_2}} = 29.8832 - 0.01138T + 4.3376 \times 10^{-5}T^2 - 3.7008 \times 10^{-8}T^3 + 1.010 \times 10^{-11}T^4$$

$$\bar{C}_{p_{N_2}} = 29.4119 - 0.00300T + 5.4506 \times 10^{-6}T^2 + 5.1319 \times 10^{-9}T^3 - 4.254 \times 10^{-12}T^4$$

$$\bar{C}_{p_{H_2O}} = 34.0471 - 0.00965T + 3.2998 \times 10^{-5}T^2 - 2.0447 \times 10^{-8}T^3 + 4.302 \times 10^{-12}T^4$$

FUENTE: Reklaitis. Balances de materia y energía. Ed. Mc. Graw-Hill.

## APENDICE C.6

### COMBUSTIBLES USADOS EN MOTORES CON TURBINA DE GAS.

Los combustibles usados en las turbinas de gas son fundamentalmente Hidrocarburos líquidos o gaseosos. Son poco frecuentes los hidrocarburos sólidos.

#### El gas natural

Es ideal en muchos aspectos para la operación de turbinas de gas. La forma gaseosa facilita la combustión, tiene alto poder calorífico, es de fácil manejo, limpio, no suele contener impurezas que ocasionan corrosión, erosión o depósitos en los álabes de la turbina; es recomendable para las turbinas que funcionen en ciclo abierto.

El gas natural tiene la siguiente composición aproximada en México: Metano (CH<sub>4</sub>) 95.04 %; Etano (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) 3.58 %; Propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) 0.17 %; CO<sub>2</sub> 0.8 %; y N<sub>2</sub> 0.43 %. Su poder calorífico superior es del orden de 35,000 kJ/m<sup>3</sup> y su densidad relativa de 0.8.

#### Gas LP (Líquididad petroleum)

Los gases licuados, obtenidos del petróleo, como el propano y el butano, son excelentes combustibles para las turbinas de gas. Sus características son prácticamente idénticas a las del gas natural. Se mantiene líquido en tanques de acero a presiones superiores a 7 bar y se gasifica al salir del tanque con la temperatura y presión normales. La densidad del gas LP es mayor que la del aire (1.6 relativa para el propano y 2.02 relativa para el butano), esto hace que el poder calorífico por metro cúbico sea más alto que el del gas natural. Su valor es 75,000 kJ/m<sup>3</sup> para el propano y 94,000 kJ/m<sup>3</sup> para el butano.

#### Hidrocarburos líquidos

El uso en combustibles líquidos en turbinas de gas está más generalizado que los gaseosos, particularmente en unidades móviles (aviones o barcos) y también en unidades estacionarias donde no llega la tubería de gas natural. Ello es debido a que, por unidad de volumen de combustible, se puede tener mayor contenido energético en forma líquida que en forma gaseosa.

Se han usado con éxito: Alcohol, gasolina, petróleo diáfano, aceites ligeros y aceites pesados residuales.

En las unidades estacionarias grandes es frecuente el uso de hidrocarburos pesados como el Fuel-oil y combustóleo, que son más baratos respecto a los hidrocarburos ligeros obteniéndose el mismo contenido energético.

#### Combustibles sólidos

La utilización de combustibles sólidos, como el carbón, encuentran más aplicación en las turbinas de circuito cerrado que en las de circuito abierto. El carbón produce cenizas, hollín e inquemados que dañan los álabes de la turbina cuando ésta es de circuito abierto.

## BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Aguilar R., Martiniano.  
Torres de enfriamiento: diseño, operación y mantenimiento.  
Instituto de Investigaciones Electricas. División de  
Ingeniería. México 1981.
- 2.- Baquero.  
Equipos para la industria química y alimenticia.  
Facultad de química. UNAM.  
México 1973
- 3.- Bathie, William W.  
Fundamentos de turbina de gas.  
Editorial LIMUSA. Primera edición  
México 1987.
- 4.- Bejan, Adrian.  
Advanced Engineering Thermodynamics.  
Editorial John Wiley & Sons. Primera edición.  
USA 1988
- 5.- Burghardt, M. David.  
Ingeniería Termodinámica.  
Editorial Harla. Segunda edición.  
México 1982
- 6.- Church.  
Steam turbines.  
Editorial McGraw-Hill. edición  
USA
- 7.- Domínguez Barradas, Daniel.  
"Torre enfriadora, cálculo y diseño".  
Tesis de licenciatura. Facultad de Química. UNAM.  
México 1977
- 8.- Donald, Swift.  
Plantas de vapor.  
Editorial CECSA. Primera edición.  
México 1985.
- 9.- Dossat, Roy. J.  
Principios de refrigeración.  
Editorial CECSA. Primera edición.  
México 1981.
- 10.- Ferguson, Colin R.  
Internal Combustion Engines.  
Editorial John Wiley & Sons. Primera edición  
USA 1986.
- 11.- Flores, Carlos et-al.  
"Estudio de sistemas de enfriamiento para Plantas Termoeléctricas". Tesis de licenciatura. CFE-UNAM.

México 1972.

12. - Foust, A. S.  
Principios de operaciones unitarias.  
Editorial CECSA. Primera edición  
México 1961.
13. - Fraas & Ozisik.  
Heat exchanger design.  
Editorial Wiley. Primera edición  
USA 1968
14. - Geankoplis.  
Procesos de transporte y operaciones unitarias  
Editorial CECSA. Primera edición  
México 1982.
15. - Hernández Goribar, Eduardo.  
Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración.  
Editorial LIMUSA. Primera edición.  
México 1973.
16. - Jennings & Lewis.  
Aire acondicionado y refrigeración.  
Editorial CECSA. Primera edición.  
México 1970.
17. - Keenan & Keyes.  
Steam Tables.  
Editorial John Wiley & Sons. Primera edición.  
USA 1969.
18. - Kern, Donald.  
Procesos de transferencia de calor.  
Editorial CECSA. Primera edición  
México 1965.
19. - Lee.  
Theory and design of steam and gas turbines.  
Editorial McGraw-Hill. Primera edición  
México 1968
20. - Marks.  
Manual del Ingeniero Mecánico.  
Editorial McGraw-Hill. Segunda edición.  
México 1989.
21. - Mataix, Claudio.  
Turbomaquinas térmicas.  
Editorial Dossat. Primera edición  
Madrid 1973.
- \* 22. - McKelvey & Brooke.  
Cooling tower.  
Editorial Elsevier. Primera edición  
USA 1954



23. - Montes V, José M.  
"Análisis exergético y termoeconómico de procesos industriales".  
Universidad Politécnica de Madrid.  
Madrid 1988.
24. - Morse & Frederick.  
Centrales eléctricas.  
Editorial CECSA. Primera edición  
México 1961.
25. - Obert, F. Edward.  
Motores de combustión interna.  
Editorial CECSA. Segunda edición  
México 1966.
26. - Polo Encinas, Manuel.  
Turbomaquinas de fluido compresible.  
Editorial Limusa. Primera edición.  
México 1984.
27. - Rase & Barrow.  
Ingeniería de proyectos para plantas de proceso.  
Editorial CECSA. Primera edición  
México 1969.
28. - Reklaitis, G. V.  
Balances de materia y energía.  
Editorial McGraw-Hill. Primera edición.  
México 1989.
29. - Reynolds & Perkins.  
Ingeniería termodinámica.  
Editorial McGraw-Hill. Primera edición.  
México 1980.
30. - Reynolds, William C.  
Thermodynamic Properties in SI.  
Department of Mechanical Engineering  
Stanford University. USA 1979.
31. - Sánchez C. - López F. - Valera N.  
"Formación de especialistas en balances energéticos"  
P. U. E. - F. I. - U. N. A. M.  
División de ciencias básicas e Ingeniería. U. A. M.  
México 1989.
32. - Schegliaiev, A. V.  
Turbinas de vapor.  
Editorial Mir Moscú. Primera edición  
URSS 1978.
33. - Severns, W H. .  
La producción de energía mediante aire, gas y vapor de agua.  
Editorial Reverté. Quinta edición  
México 1976.

34. - Stodola.  
Steam and gas turbines.  
Editorial John Wiley & Sons. Primera edición  
USA 1956
35. - Treybal, Robert.  
Operaciones de transferencia de masa.  
Editorial McGraw-hill. Primera edición.  
México 1982.
36. - Wark, Kenneth  
Termodinámica  
Editorial McGraw-Hill. Cuarta edición  
México 1984
37. - Woodruff & Lammers.  
Steam plant operations.  
Editorial John Wilwy & Sons. Primera edición  
México 1956