



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA  
IMPLANTACION DE UN SISTEMA DE  
COGENERACION EN LA TORRE  
EJECUTIVA DE PEMEX

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :  
ALMA GIRAUD LOYO

DIRECTOR: M.I. VICENTE G. LOPEZ FERNANDEZ

CIUDAD UNIVERSITARIA

1996

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN  
TESIS CON  
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.

**A MI MADRE**

Una gran mujer que siempre me ha brindado lo mejor de ella y a quien debo mis anhelos realizados, con todo mi amor.

**A MI PADRE**

Ejemplo de trabajo y fortaleza por su apoyo, orientación y por su amor.

**A TI**

Que formas una parte tan importante en mi vida por todo tu amor, cariño y constante apoyo (promesa cumplida).

**A MIS HERMANOS**

Horacio y Luis, por todo lo que hemos compartido, por el apoyo y el cariño que siempre me han brindado.

**A TODA MI FAMILIA**

Por el cariño y el apoyo que siempre he recibido.

**A LA MEMORIA DE LA PROFESORA CONCEPCION CLEMENTE,** cuyo recuerdo y cariño estan presentes en mi.

**A MIS AMIGOS**

María Eugenia, Ulises, Oscar, Conchita, Miguel, Edgar, Rodrigo, Victor, Gonzalo, Enrique, Juan Carlos y Julio por darme uno de los más grandes tesoros: su amistad.

**A SOFY**

Por ser una compañera excepcional, por su cariño y su entusiasmo.

**A TODOS MIS MAESTROS** que durante el transcurso de mi vida escolar contribuyeron con su experiencia y conocimientos.

## AGRADECIMIENTOS

A la Universidad y especialmente a la Facultad de Ingeniería por haberme dado la oportunidad de desarrollar una carrera profesional.

Al Ing. Francisco Barrera por el apoyo profesional que me ha brindado y por su amistad.

Al Ing. Vicente G. López por la dirección de este trabajo, la motivación y por su apoyo sincero.

A los Ingenieros José A. Sánchez, Andrés Martínez, Humberto Sandoval, Pedro Serna, Oscar Estrada y al Arquitecto Ulises Araujo por sus valiosas aportaciones al trabajo, su tiempo, sus sugerencias y sobre todo por su amistad.

A los Ingenieros Eduardo Lemus, Eduardo Medina, Alejandro Cortés y Esteban Barrios por el interés prestado al trabajo y por sus valiosos consejos.

A todos mis compañeros del Laboratorio de Termofluidos por el ambiente grato, cordial y de superación en que nos formamos.

# I N D I C E

<b>INTRODUCCION</b> .....	1
<b>RESUMEN EJECUTIVO</b> .....	4
<b>CAPITULO I. TORRE EJECUTIVA DE PEMEX</b> .....	12
<b>1.1. DESCRIPCION DE LA TORRE</b> .....	12
<b>1.2. SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO</b> .....	14
<b>CAPITULO II. ANALISIS ECONOMICO-FINANCIERO DE PROYECTOS DE GENERACION</b> .....	21
<b>2.1. CONSIDERACIONES PARA EL ANALISIS DEL PROYECTO</b> .....	25
<b>2.2. INSTALACION ACTUAL</b> .....	28
<b>2.3. PROPUESTAS TECNICAS</b> .....	32
<b>CAPITULO III. CONCLUSIONES</b> .....	53

<b>APENDICE A. CICLOS DE POTENCIA .....</b>	<b>56</b>
<b>APENDICE B. REFRIGERACION POR ABSORCION .....</b>	<b>77</b>
<b>APENDICE C. COGENERACION .....</b>	<b>83</b>
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>114</b>

## INTRODUCCION

La utilización de la energía en cualquiera de sus formas, es una necesidad de todo ser vivo y por lo mismo, en la gran mayoría de los casos, su uso es tan natural que no nos preocupa demasiado conocer su origen y la complejidad de las diferentes formas de obtenerla, transformarla y ponerla a disposición del usuario final.

En todas las actividades económicas de la sociedad, las formas de energía más utilizadas, por su magnitud y su aplicación, son las energías térmica y eléctrica, ambas producto de procesos de transformación de fuentes de energía primaria, algunas renovables y otras no renovables.

En busca de un mejor aprovechamiento de dichas fuentes de energía, se han desarrollado e implantado en diversos países políticas energéticas y programas de ahorro y uso eficiente de la energía que han tenido gran éxito en cuanto al logro de su objetivo.

Los insumos centrales en la mayor parte de las empresas industriales son las energías térmica y eléctrica. Cuando estas

dos formas de energía son requeridas de manera conjunta en una instalación, se presenta la oportunidad de implantar sistemas de cogeneración, los cuales nos permiten generar simultáneamente energía eléctrica y térmica útil a los procesos industriales, a partir de la misma fuente de energía primaria.

La cogeneración es una gran área de oportunidad de negocio que las empresas con disponibilidad energética o que tengan potencial para generar electricidad pueden aprovechar al máximo, ya que la implantación de alguno de sus sistemas conlleva de manera simultánea a obtener mayor eficiencia en el uso de combustibles fósiles y a disminuir la generación de emisiones contaminantes a nivel nacional. Así mismo, permite que se aprovechen al máximo las capacidades de la industria, el comercio y los servicios, lográndose de este modo una mayor competitividad.

Con base en lo anterior y bajo el esquema de uso racional de la energía, se desarrolló el presente trabajo cuyo objetivo es realizar un estudio de pre-factibilidad para evaluar desde el punto de vista económico, sin perder de vista los aspectos técnicos relevantes, la instalación actual del sistema de aire acondicionado de la Torre Ejecutiva de PEMEX comparada con las propuestas para la instalación de un sistema de cogeneración.

Es importante mencionar que dicho estudio se enfocó en la energía que se requiere para generar el agua helada que alimenta el sistema de aire acondicionado de la Torre, lo cual implica que el análisis se centrará en la energía térmica que consume el proceso de refrigeración por absorción, que a su vez utiliza como energía primaria el gas natural.

Para cumplir con el objetivo planteado se partió de una descripción general del sistema de aire acondicionado.

Posteriormente, se presentó el análisis de los consumos y costos energéticos actuales y las propuestas técnicas de los sistemas de cogeneración que se consideraron más viables.

Finalmente, se seleccionó la mejor alternativa en función de los resultados del análisis económico de las mismas.

## RESUMEN EJECUTIVO

La Torre Ejecutiva de PEMEX es un Edificio Corporativo en donde se encuentran las oficinas centrales de los diferentes sectores que conforman las áreas principales de Petróleos Mexicanos.

La Torre cuenta con un sistema de aire acondicionado que permite tener condiciones de confort en el interior de la misma.

Dicho sistema es de tipo convencional y genera 3000 (ton) de refrigeración mediante 3 máquinas de absorción, que utilizan vapor de agua a baja presión generado por 4 calderas que consumen gas natural.

El que se utilice la refrigeración por absorción implica que el sistema requiere consumir una cantidad considerable de energía térmica en relación con la energía eléctrica que requiere, la cual prácticamente se puede considerar despreciable.

La demanda promedio de energía eléctrica de la Torre es de 4 737.19 kW, y la carga térmica promedio de las calderas es de 4 520.31 kW.

Teniendo en cuenta lo anterior y tomando como base el enfoque de uso racional de la energía se realizó un estudio de prefactibilidad de cogeneración, el cual es la pauta para el desarrollo de un estudio más profundo o de viabilidad.

El objetivo es realizar una evaluación económica de la situación proyectada sin cogeneración, comparada con las propuestas para la instalación de cogeneración.

Cabe mencionar que en la evaluación se incluyen los aspectos técnicos que se consideraron relevantes.

Para el logro de dicho objetivo, se analizaron dos casos de cogeneración:

a) El primero consiste en una turbina de gas con una capacidad de 1 550 kW, operando con gas natural.

En esta alternativa se producen 1 291.89 kW y se satisfacen totalmente los requerimientos de energía térmica y parcialmente los de energía eléctrica (iluminación y fuerza de la Torre).

b) El segundo consiste en utilizar los 2 motores diesel que conforman la Planta de Emergencia de la Torre de PEMEX, cada uno de ellos con una capacidad de 2 600 kW, operando con gas natural debido a las modificaciones que se realizarían en ellos.

Este sistema produce 4 952.38 kW y satisface totalmente los requerimientos de energía térmica y genera un excedente de energía eléctrica.

Con respecto a la energía térmica, se aprovecharán las calderas ya existentes, llevándose a cabo las modificaciones necesarias en ellas para poder aprovechar la energía térmica que contienen los gases de escape de la turbina de gas o el motor diesel y poder generar con ellos una parte del vapor que requieren las máquinas de absorción; cubriéndose la otra parte del vapor a través de la post-combustión en las calderas.

## RESULTADOS DEL ANALISIS

### 1. COMPRA ANUAL DE ENERGIA ELECTRICA (Cm.A.E.E. en kWh/año).

- a) Instalación Actual = Cm.T.E.E.
- b) Turbina de Gas = Cm.T.E.E. -  $\Sigma$  E.E.G.
- c) Motor Diesel = Cm.T.E.E. -  $\Sigma$  A.E.E.

donde:

- Cm.T.E.E. = Consumo Total de Energía Eléctrica.
- E.E.G. = Energía Eléctrica Generada.
- A.E.E. = Ahorro de Energía Eléctrica.

### 2. CONSUMO ANUAL DE COMBUSTIBLE (Cm.A.C en m<sup>3</sup>/año).

- a) Instalación Actual = Flujo de gas actual.
- b) Turbina de Gas =  $\Sigma$  Incremento de consumo de gas.
- c) Motor Diesel =  $\Sigma$  Consumo de gas neto.

**3. MONTO DE LA COMPRA ANUAL DE LA E. ELECTRICA (M.C.A.E.E. en \$).**

$$\begin{aligned} \text{M.C.A.E.E} &= \text{Cm.A.E.E. (4/18.5) (0.19467) +} \\ &+ \text{Cm.A.E.E. (14.5/18.5) (0.10835).} \end{aligned}$$

**4. COSTO ANUAL DEL COMBUSTIBLE (C.A.C. en \$).**

$$\text{C.A.C} = \text{Cm.A.C (0.4223)}.$$

**5. COSTOS OPERATIVOS ANUALES (C.O.A. en \$).**

$$\text{C.O.A} = \text{C.A.E.E} + \text{C.A.C.}$$

**6. VALOR PRESENTE (VP en \$).**

**a) Factor de valor presente (FVP).**

$$\text{FVP} = (1 - (1 + i)^{-n}) / i = 8.5136.$$

$$\rightarrow \text{VP} = \text{FVP (C.O.A.)} + \text{I.I.}$$

**b) Factor de recuperación del capital (FRC).**

$$\text{FRC} = (\text{FVP})^{-1} = 0.1174$$

donde:

$n$  = 20 años.

$i$  = 10 %.

I.I. = Inversión inicial.

**7. TOTAL DE LOS COSTOS ANUALES (T.C.A. en \$).**

$$T.C.A = C.I + C.O.A$$

donde:

C.I = Costo de la inversión anual.

C.O.A = Costos operativos anuales.

**8. ANCHO ANUAL (A.A. en \$).**

a) Instalación Actual = BASE = \$ 3 781 699.66.

b) Turbina de Gas = BASE - T.C.A<sub>TC</sub>

c) Motor Diesel = BASE - T.C.A<sub>MD</sub>

**ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD DE UN SISTEMA DE COGENERACION  
PARA LA TORRE EJECUTIVA DE PEMEX**

**RESULTADOS DEL ANALISIS**

**METODO DE VALOR PRESENTE**

Compra anual de energía eléctrica (kWh/año)	23 136 459.19	16 826 889.36	- 1 059 964.73
Consumo anual de combustible (m3/año)	1 996 405.17	3 862 532.73	5 802 801.21
Inversión inicial (\$)	0.00	12 242 515.50	3 640 000.00
Monto de la compra anual de la energía eléctrica (\$)	2 938 691.72	2 137 277.80	0.00
Costo anual del combustible (\$)	843 007.54	1 631 004.46	2 450 307.96
Costos operativos anuales (\$)	3 781 699.66	3 768 282.26	2 450 307.96
Valor Presente (\$)	32 195 740.99	44 324 026.68	

**METODO DE RECUPERACION DE CAPITAL**

Inversión inicial (\$)	0.00	12 242 515.50	3 640 000.00
Costo de la inversión anual (\$)	0.00	1 437 271.32	427 336.00
Total de los costos anuales (\$)	3 781 699.66	5 205 553.58	2 877 643.96
Ahorro anual (\$)	BASE	- 1 423 853.92	904 055.70

#### **METODO DE VALOR PRESENTE.**

Como puede observarse en la tabla correspondiente al MVP, la mejor opción será aquella alternativa cuyo Valor Presente sea el menor. Para el caso particular de este análisis la alternativa resultó ser la de los *Motores Diesel*, con un VP= \$ 24 500 852.95.

Tomando el VP de los *Motores Diesel* como BASE, y comparandolo con el VP de las otras alternativas se tendrá el siguiente ahorro:

1. INSTALACION ACTUAL = \$ 7 694 888.04

2. TURBINA DE GAS = \$ 19 823 173.73

Lo anterior indica que si es rentable implementar el *Sistema de Cogeneración* por medio de los *Motores Diesel*.

#### **METODO DE RECUPERACION DEL CAPITAL.**

Para este caso, los costos de la Instalación Actual se tomaron como BASE para ser comparados con las alternativas propuestas:

a) TURBINA DE GAS. No sería rentable el uso de este equipo porque no reportaría ningún ahorro, pero si unos gastos anuales fuertes (\$ 1 423 853.92) por mantenerlo operando.

b) MOTOR DIESEL. A pesar del gasto anual que se tendría que hacer por la implementación del equipo, se ve claramente que el ahorro anual que se obtendría con esta alternativa supera considerablemente a dicho gasto.

## CAPITULO I

### TORRE EJECUTIVA DE PEMEX

#### 1.1. DESCRIPCION DE LA TORRE (13).

El aumento del personal en el Centro Administrativo Pemex, ubicado en Marina Nacional No. 329, Col. Anahuac, México, D. F., requirió de un área de trabajo para empleados de dirección mucho mayor a la planeada y en operación desde 1969. La necesidad de integrar esta edificación a las ya existentes y los terrenos disponibles definieron en 1979, después de un estudio de diferentes alternativas, la construcción de una torre de dirección de 52 niveles sobre el de banqueta, con 46 000 m<sup>2</sup> de superficie total aprovechable para oficinas que, sumados a los actualmente disponibles, cubrirán las necesidades previstas de personal administrativo centralizado de Pemex hasta 1999, estimado en 9 250 trabajadores.

La Torre es un Edificio Corporativo de Petróleos Mexicanos en donde se encuentran las oficinas centrales de los diferentes sectores que conforman las áreas principales de PEMEX:

*Refinación.*

*Petroquímica básica.*

*Gas y petroquímica.*

*Exploración y producción.*

La Torre está constituida por una subestructura, formada con las celdas de cisterna y la planta de sótano; una planta baja, considerada como ambulatorio general; dos plantas mezzanines, de las cuales parten los elevadores de doble cabina; 48 plantas de oficinas; dos plantas para máquinas en los niveles 23 y 39 y cinco niveles superiores, definidos por: el 51, un cuarto de máquinas; el 52, el mirador; el 53, máquinas de elevadores; el 54, telecomunicaciones con parábolas de microondas; el 55, los servicios de helipuerto y, el nivel 56, el helipuerto.

El edificio cuenta con 18 elevadores desde la planta baja hasta el nivel 23; a partir de éste y hasta el 39, el número de elevadores se reduce a doce; posteriormente vuelve a disminuir a seis, los que se conservan hasta el nivel 50. Tiene, además, un montacarga y dos elevadores para ejecutivos.

Se proyectaron dos escaleras de emergencia colocadas en los extremos oriente y poniente, para evacuar personal en caso de un posible incendio; tres cisternas, dos ubicadas en los niveles 23 y 39, con capacidad de 40 000 litros cada una, y la otra en el sótano con capacidad de 2 000 000 litros.

Los servicios con los que cuenta la Torre Ejecutiva son:

- *Estacionamientos (capacidad para 3 625 vehículos).*

- **Sistema Eléctrico.** Constituido por canalizaciones localizadas en la propia Torre; la subestación está localizada en el Edificio de Servicios Auxiliares.
- **Sistema Hidráulico.** Esta constituido por una red de tuberías y sistemas de bombeo localizados en la propia Torre.
- **Sistema de Aire Acondicionado.** Esta constituido por un conjunto de manejadoras de aire y ductería localizadas a lo largo de toda la Torre. Los equipos generadores del agua fría y el agua caliente para este sistema se encuentran instalados en el Edificio de Servicios Auxiliares.

Dado que este último sistema es el de interés para el presente estudio, en el siguiente apartado se tratará con mayor detalle.

## **1.2. SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.**

El sistema de aire acondicionado de la Torre es un sistema de tipo convencional, el cual está constituido por manejadoras de aire (ventiladores, serpentines de agua helada y agua caliente, filtros, etc.), ductos de distribución, compuertas para control y unidades enfriadoras de tipo absorción.

La operación de este sistema requiere de una serie de equipos, los cuales pueden dividirse en dos grupos: el de los equipos principales y el de los equipos auxiliares:

### **1.2.1. EQUIPOS PRINCIPALES.**

Este grupo está constituido por:

a) Cuatro calderas de vapor de baja presión.

#### **CARACTERISTICAS:**

**MARCA:** CLEAVER BROOKS.

**TIPO:** C.B.

**MODELO:** CB.700.600.

**PRESION DE DISEÑO:** 1.05 (kg/cm<sup>2</sup>).

**No. DE SERIE:** MX. 4115 CB.

**COMBUSTIBLE:** GAS NATURAL.

**CAPACIDAD:** 9 400 (kg/hr).

b) Una caldera de vapor de alta presión.

#### **CARACTERISTICAS:**

**MARCA:** CLEAVER BROOKS.

**TIPO:** C.B.

**MODELO:** CB.700.150.

**PRESION DE DISEÑO:** 10.6 (kg/cm<sup>2</sup>).

**No. DE SERIE:** MX. 4100 CB.

**COMBUSTIBLE:** GAS NATURAL.

**CAPACIDAD:** 2 362 (kg/hr).

c) Cuatro unidades enfriadoras de agua tipo absorción.

**CARACTERISTICAS:**

**MARCA:** BORG-WARNER CORP, YORK.

**MODELO:** ESA12F1A.

**No. DE SERIE:** LN063638.

**CAPACIDAD:** 1 000 (ton) DE REFRIGERACION.

d) Una torre de enfriamiento (12 000 gal/min).

**1.2.2. EQUIPOS AUXILIARES.**

Este grupo esta conformado por:

- a) Tres cambiadores de calor de vapor.
- b) Tres cambiadores de agua helada.
- c) Tres cambiadores de agua caliente.
- d) Diez bombas de agua helada.
- e) Catorce bombas de agua de condensación.
- f) Cuatro bombas de agua de condensación.
- g) Noventa unidades manejadores de aire.
- h) Tres tanques horizontales.

**1.2.3. DESCRIPCION DEL SISTEMA DE GENERACION Y DISTRIBUCION DE AGUA HELADA PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE LA TORRE.**

El sistema de agua helada está dividido en dos circuitos: el primario y el secundario.

El circuito primario va del Edificio de Servicios Auxiliares (EXBUFALO) al sótano de la Torre y el circuito secundario parte del sótano y llega a los tres cuerpos de la misma:

CUERPO A (del Mezzanine 1 al Piso 21).

CUERPO B (del Piso 22 al Piso 37).

CUERPO C (del Piso 37 al Piso 46).

El proceso para producir el agua helada que requiere el sistema de aire acondicionado se soporta en las calderas de baja presión, las cuales son alimentadas con agua tratada y combustible (gas natural) para que generen (individualmente) 9400 kg de vapor por hora a una temperatura de 110°C y una presión de 0.913 bares.

Una vez generado el vapor, éste pasa por un cabezal común que lo ramifica a 3 unidades enfriadoras tipo absorción<sup>1</sup>.

Cada máquina de absorción tiene capacidad de producir 1000 (ton) de refrigeración y está constituida por tres circuitos:

<sup>1</sup> Dado que las unidades enfriadoras tipo absorción del sistema de aire acondicionado de la Torre de PEREN utilizan el sistema bromuro de litio-agua, la descripción del ciclo de refrigeración del APENDICE B se hará considerando dicho sistema.

1. El de vapor de agua, que proporciona el calor necesario para el proceso de absorción.
2. El de agua de enfriamiento del proceso.
3. El que produce el agua helada que requiere el sistema de aire acondicionado.

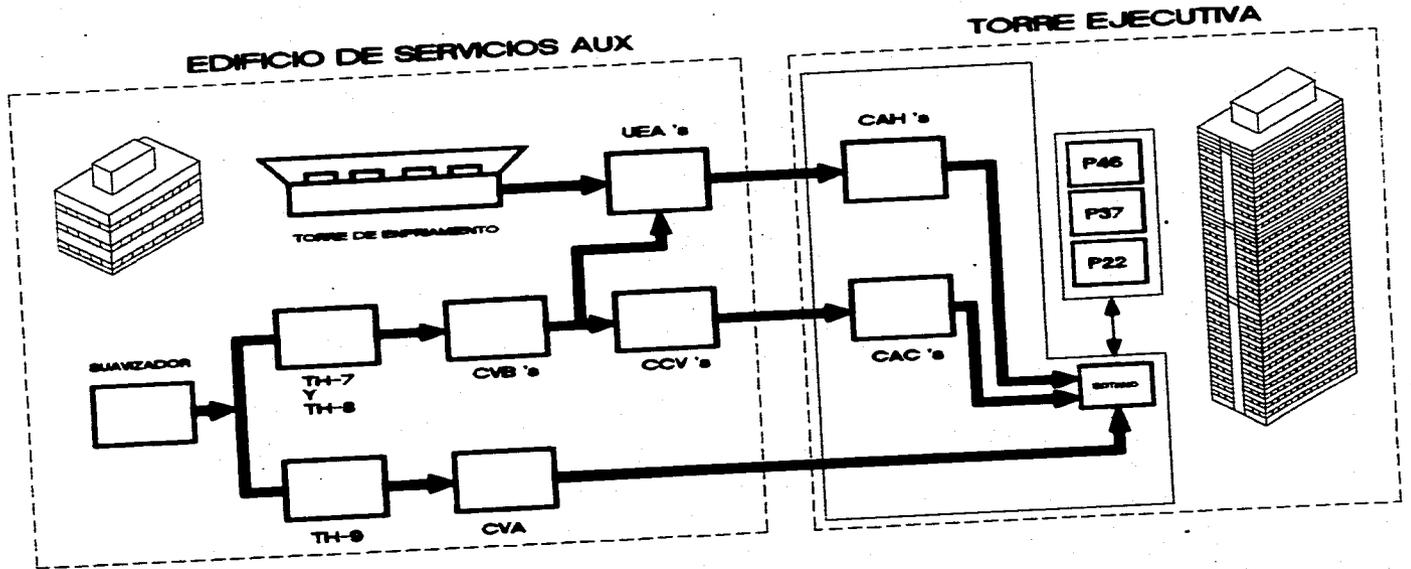
El agua helada que se produce en las unidades enfriadoras, a una temperatura de  $5^{\circ}\text{C}$ , es enviada a los 3 intercambiadores de agua helada ubicados en el sótano de la Torre, cuya función es enfriar el agua que se está moviendo por ductos de los tres cuerpos de la Torre; ductos que al interrelacionarse con los elementos que constituyen el sistema de aire acondicionado, generan el mismo.

A continuación se muestra un dibujo esquemático del sistema de generación y distribución de agua helada y caliente para el sistema de aire acondicionado de la Torre Ejecutiva (14).

Cabe mencionar que el agua caliente se genera en el invierno con el fin de mantener las condiciones de confort en el interior de la Torre Ejecutiva ( $22 \leq T_{\text{confort}} \leq 23^{\circ}\text{C}$ ).

SISTEMA DE GENERACION Y DISTRIBUCION DE AGUA HELADA Y CALIENTE  
PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE LA TORRE EJECUTIVA

19



**ABREVIATURAS EMPLEADAS.**

**TH-7, TH-8 = Tanques de alimentación de agua a las calderas de baja presión.**

**TH-9 = Tanque de alimentación de agua a la caldera de alta presión.**

**CVB's = Calderas de vapor de baja presión.**

**CVA = Caldera de vapor de alta presión.**

**UEA'e = Unidades enfriadoras de agua tipo absorción.**

**CCV's = Intercambiadores de vapor.**

**CAH's = Intercambiadores de agua helada.**

**CAC's = Intercambiadores de agua caliente.**

**SOT = Sótano.**

**P22, P37, P46 = Piso número (22, 37, 46).**

## CAPITULO II

### ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO DE PROYECTOS DE COGENERACION

La producción simultánea de energía eléctrica y térmica a partir de una fuente primaria de energía, es por definición la cogeneración. La utilización de esta tecnología supone para el usuario una reducción de sus costos energéticos y para el país una mayor eficacia en la utilización de los combustibles, al reducirse el consumo de energía primaria.

La metodología que se sigue en el análisis de los Proyectos de Cogeneración está conformada por varias fases que permiten evaluar los costos de los energéticos actuales y compararlos con los costos de varias alternativas factibles técnicamente con el fin de evaluar los ahorros que se tendrían con los proyectos de cogeneración, estas fases son:

- a) *Análisis de consumos actuales. Energía Térmica y Eléctrica. Simultaneidad de demandas.*

- b) **Determinación de los costos energéticos antes del proyecto de cogeneración.**
- c) **Planteamiento de las diferentes alternativas técnicas y su factibilidad física.**
- d) **Determinación de los costos energéticos y de explotación en cada una de las alternativas planteadas.**
- e) **Estimación de las inversiones a realizar.**

**A su vez, cada fase comprende varias etapas:**

**a) ANALISIS DE CONSUMOS ENERGETICOS ACTUALES.**

- **Determinar periodos de mantenimiento y funcionamiento de los equipos consumidores.**
- **Lectura de medidores de Energia Eléctrica y Térmica (registros gráficos cuando es posible).**
- **Realización de las curvas de demanda energética.**

**b) DETERMINACION DE LOS COSTOS ENERGETICOS ANTES DEL PROYECTO DE COGENERACION.**

- **Tarifa aplicada, H-T, H-S, H-M u O-M, tipo horaria y consumos en base y punta.**

- Verificar si el combustible a utilizar en la cogeneración es el mismo utilizado actualmente y en caso contrario, posibles extracostos o disminución que ocasionaría su implantación.

**c) PLANTEAMIENTO DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS.**

- Determinación de los elementos motores (turbina de gas, de vapor, motor de combustión interna, ciclo combinado, etc.).
- Los aspectos a considerar son: tamaño del elemento motor, necesidades térmicas, flujo, presión y temperatura de las mismas, necesidades eléctricas.

**d) DETERMINACION DE LOS COSTOS ENERGETICOS EN CADA UNA DE LAS ALTERNATIVAS PLANTEADAS.**

Se realizan balances energéticos de la planta en cada una de las alternativas, para determinar los costos anuales.

- Consumo de combustible en el Sistema de Cogeneración.
- Energía térmica obtenida del Sistema de Cogeneración y sustitutiva total o parcialmente de la consumida actualmente.
- Energía Eléctrica obtenida del Sistema de Cogeneración.
- Energía Térmica y/o Eléctrica adicional para la planta.
- Costos energéticos anuales de la planta en la situación propuesta:
  - Energía Eléctrica.**
  - Energía Térmica.**

**e) ESTIMACION DE LAS INVERSIONES A REALIZAR.**

Las partidas principales en las que se subdividen las inversiones según las alternativas son:

**- Grupo motor-alternador:**

- a) Turbina de gas.
- b) Turbina de vapor.
- c) Motor de combustión interna.

**- Equipos térmicos:**

- a) Recuperadores e intercambiadores. Motores.
- b) Calderas de alta presión para turbinas a contrapresión. Ciclo combinado.
- c) Calderas recuperación de gases de escape.
- d) Quemadores post-combustión.

**- Varios:**

- a) Obra civil.
- b) Estructuras.
- c) Instalación eléctrica.
- d) Equipos complementarios.
- e) Conducciones.
- f) Acometida y preparación del combustible.
- g) Proyecto e instalación.

Con base en la metodología anterior, los puntos a desarrollar en los siguientes incisos son:

- Consideraciones para el análisis del Proyecto de Cogeneración.
- Análisis de los consumos actuales.
- Propuestas técnicas y su respectivo análisis.

## **2.1. CONSIDERACIONES PARA EL ANALISIS DEL PROYECTO.**

2.1.1: Los datos que se tienen de los consumos de energía eléctrica y de combustible corresponden al año de 1994.

### **2.1.2. CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA.**

Dado que únicamente se contó con los consumos diarios y no con los consumos mensuales de energía eléctrica, se supuso constante durante todos los meses del año.

### **2.1.3. CONSUMO DE COMBUSTIBLE.**

- Combustible: gas natural.
- Poder calorífico (PC = 9 510 (kcal/m<sup>3</sup>)).
- Flujo de gas actual (m<sup>3</sup>/mes).
- Flujo de gas horario (m<sup>3</sup>/h).
- Carga térmica de la caldera (kW). Mantiene el mismo valor con o sin cogeneración.

#### 2.1.4. COSTOS.

##### a) ENERGIA ELECTRICA.

- TARIFA: H-S PARA EL SISTEMA MENSUAL.
- CARGO POR kW DE DEMANDA FACTIBLE: \$ 24.32 .
- CARGO POR kWh POR CONSUMO EN PUNTA: \$ 0.15859 .
- CARGO POR kWh POR CONSUMO EN BASE: \$ 0.08827 .

b) GAS NATURAL = 0.344 \$/m<sup>3</sup>.

#### 2.1.5. DIVISA: DOLAR.

- VENTA = \$ 7.80

#### 2.1.6. FINANCIAMIENTO.

- AMORTIZACION DEL EQUIPO: n = 20 AÑOS.
- INTERES: i = 10%.

##### 2.1.6.1. FACTOR DE VALOR PRESENTE.

$$FVP = (1 - (1 + i)^{-n}) / i = 8.5136.$$

##### 2.1.6.2. FACTOR DE RECUPERACION DEL CAPITAL.

$$FRC = (FVP)^{-1} = 0.1174.$$

**2.1.7. NIVELACION DE LOS COSTOS DEL COMBUSTIBLE Y LA ENERGIA ELECTRICA.**

- TASA DE INFLACION:  $a = 3\%$ .
- TASA DE RETORNO:  $i = 10\%$ .

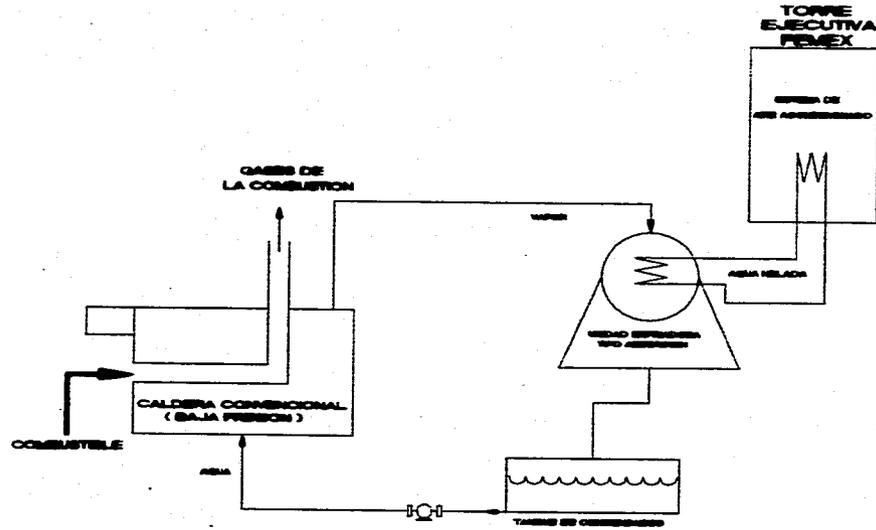
**2.1.7.1. FACTOR DE NIVELACION.**

$$FN = \frac{1 - ((1 - a) / (1 + i))^n}{i - a} \cdot FRC = 1.2275$$

**a) COSTO NIVELADO DE LA ENERGIA ELECTRICA.**

- CARGO POR kWh POR CONSUMO EN PUNTA: \$ 0.19467 .
- CARGO POR kWh POR CONSUMO EN BASE: \$ 0.10835 .

**b) COSTO NIVELADO DEL GAS NATURAL = 0.4223 \$/m<sup>3</sup>.**



## 2.2. INSTALACION ACTUAL

## **2.2.1. ANALISIS DE LOS CONSUMOS EMERGETICOS.**

### **2.2.1.1. EDIFICIO DE SERVICIOS AUXILIARES.**

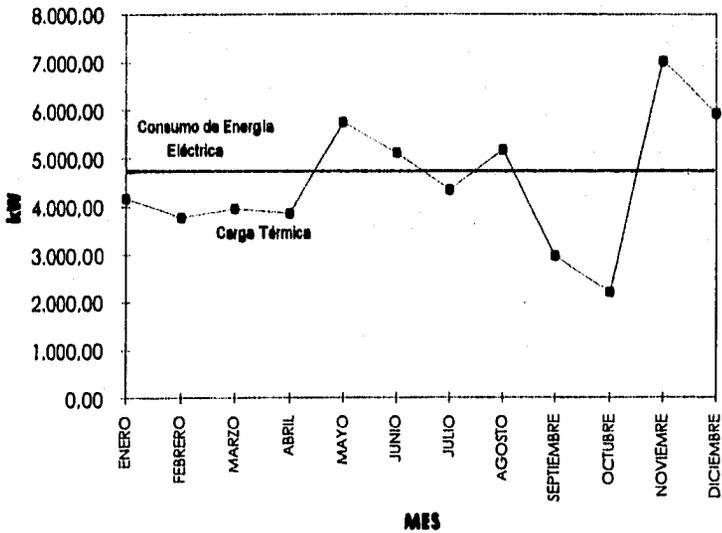
- a) El EXBUFALO se encuentra operando de lunes a viernes, lo cual dá un total mensual de 22 días de operación.
- b) Los equipos operan 18.5 h al día: 14.5 son en horas base y 4.0 en horas punta.
- c) El consumo de energía eléctrica que se tiene es de 249 893.226 (kWh/mes).
- d) El consumo de energía térmica mensual se anexa en la Tabla 1.
- e) Mensualmente se le hace mantenimiento preventivo al equipo y anualmente se le hace un mantenimiento general.

### **2.2.1.2. TORRE EJECUTIVA.**

- a) El consumo de energía eléctrica que se tiene es de 1 678 145.04 (kWh/mes).
- b) Cada mes y medio se le hace mantenimiento general a la Torre.

**TABLA I**  
**CONSUMO DE ENERGIA TERMICA**

ENERO	153.267,64	376,58	4.164,39
FEBRERO	138.668,28	340,71	3.767,72
MARZO	145.521,25	357,55	3.953,92
ABRIL	141.744,18	348,27	3.851,29
MAYO	211.436,52	619,50	5.744,88
JUNIO	188.005,00	461,93	5.108,23
JULIO	159.948,54	392,99	4.345,92
AGOSTO	190.470,89	467,99	5.175,23
SEPTIEMBRE	108.217,10	286,35	2.967,51
OCTUBRE	81.237,20	199,60	2.207,27
NOVIEMBRE	258.562,76	635,29	7.025,34
DICIEMBRE	218.325,81	536,43	5.932,07



**CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA.**

$$Cm.T.E.E = 249\ 893.226 \text{ (kWh/mes)} + 1\ 678\ 145.04 \text{ (kWh/mes)}$$

$$Cm.T.E.E = 1\ 928\ 038.266 \text{ (kWh/mes)} = 4\ 737.19 \text{ (kW)}.$$

$$Cm.T.E.E = 23\ 136\ 459.19 \text{ (kWh/año)}.$$

**COSTO DE LA ENERGIA ELECTRICA.**

$$C.E.E = 23\ 136\ 459.19 \text{ (4/18.5) (0.19467)} + \\ + 23\ 136\ 459.19 \text{ (14.5/18.5) (0.10835)}$$

$$C.E.E = 2\ 938\ 691.72 \text{ \$/año}.$$

**CONSUMO TOTAL DE COMBUSTIBLE.**

$$Cm.T.C = 1\ 996\ 405.17 \text{ (m}^3\text{/año)}.$$

**COSTO DEL COMBUSTIBLE.**

$$C.C = 1\ 996\ 405.17 \text{ (0.4223)} = 843\ 007.54 \text{ \$/año}.$$

**COSTOS OPERATIVOS ANUALES.**

$$C.O.A = C.E.E + C.C = 3\ 781\ 699.66 \text{ \$/año}.$$

### **2.3. PROPUESTAS TÉCNICAS.**

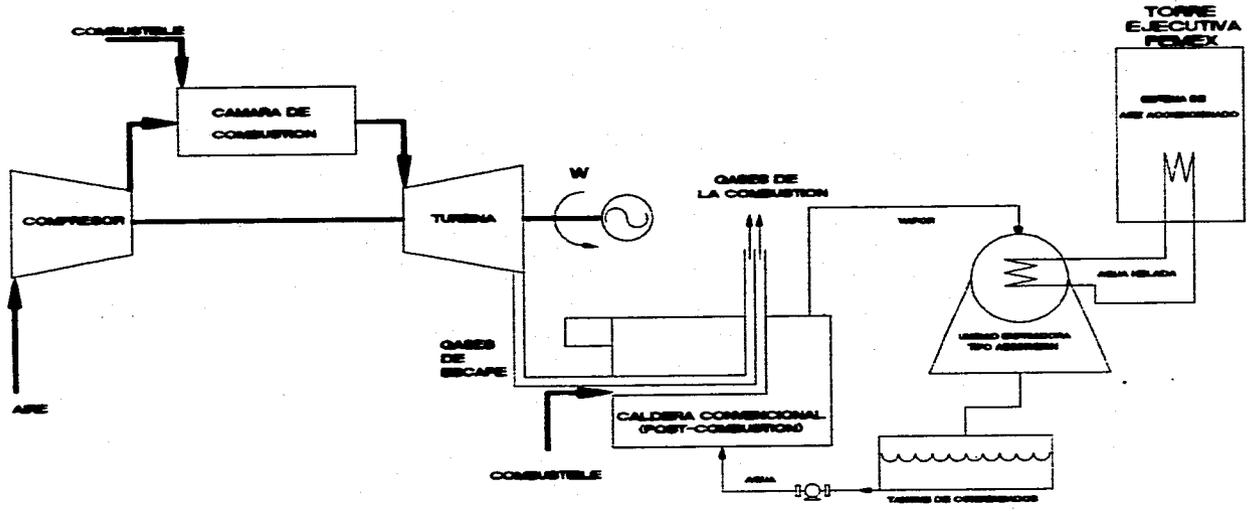
La turbina de gas y el motor diesel operando con gas natural son los elementos motores que componen las propuestas técnicas de este estudio.

Dentro del análisis de las mismas se considero que, haciendoles las modificaciones necesarias, podrán utilizarse tanto las calderas de baja presión como los motores diesel, los cuales son equipos ya existentes en PEMEX.

Lo anterior traerá consigo una reducción en la inversión inicial de ambas alternativas.

En el caso de la turbina de gas, el factor determinante para su selección fue el gasto másico de los gases de escape.

Finalmente, para poder dar paso al análisis de las alternativas que conforman las propuestas técnicas, cabe mencionar que no se consideró la turbina de vapor dentro de las mismas debido a que la recuperación de la energía térmica de los gases de escape para este elemento motor, requiere de una caldera de recuperación, que traería consigo un aumento en la inversión, y por consiguiente, no se aprovecharían las calderas ya existentes.



2.3.1. ALTERNATIVA 1 : Turbina de Gas.

**2.3.1.1. DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS DE LA TURBINA DE GAS.**

**a) CANTIDAD DE ENERGIA NECESARIA EN LAS CALDERAS .**

Con el fin de que la turbina de gas que se seleccione este siempre al 100% de carga y, por lo tanto, próxima al punto de máximo rendimiento, se tomó el valor mínimo del consumo de gas natural, el cual corresponde al mes de octubre,

$$\dot{V}_{\text{GAS}} = 81\,237.2 \text{ (m}^3\text{/mes)}$$

Dicho consumo, por hora, trabajando 18.5 horas al día, da un valor de:

$$\dot{V}_{\text{GAS}} = 81\,237.2 \text{ (m}^3\text{/mes)} \text{ (1/22) (mes/días)} \text{ (1/18.5) (día/h)}$$

$$\dot{V}_{\text{GAS}} = 199.60 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

La carga térmica de la caldera, sabiendo que el poder calorífico del gas es de  $9\,510 \text{ (kcal/m}^3\text{)}$ , será:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_c &= 9\,510 \text{ (kcal/m}^3\text{)} \text{ (199.6) (m}^3\text{/h)} \text{ (4.186) (kJ/kcal)} \text{ (1/3\,600) (h/s)} \\ \dot{Q}_c &= 2\,207.21 \text{ (kW)} \end{aligned}$$

**b) CONDICIONES DEL VAPOR .**

Considerando que la caldera produce vapor a una presión de 0.913 bar (manométrica), se tiene:

$$P_{abs} = 0.913 + (11/14.7)(0.981) = 1.65 \text{ (bar)}$$

$$T_v = 120.18 \text{ } ^\circ \text{C} \quad (\text{de tablas de vapor saturado})$$

**c) SELECCION DE LA TURBINA DE GAS .**

1. Se tomaron las curvas de corrección por temperatura y por altura del Manual de la Cía Westinghouse para hacer el ajuste a las condiciones del sitio.
2. Se hizo uso del Manual de Turbinas de Gas (1995 Gas Turbine World Handbook) para seleccionar la turbina que mejor se apego a los requerimientos de calor (21).
3. Condiciones del sitio.

$$\text{Altura SNM} = 2\,200 \text{ (m)} \quad (7\,212 \text{ (pies)})$$

$$T = 23.2 \text{ (} ^\circ \text{C)} \quad (79 \text{ } ^\circ \text{F)}$$

4. Gasto másico de los gases de escape.

$$\dot{m}_{GE} = \dot{Q}_C / (C_p (T_1 - T_2))$$

donde:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{GE} = \text{Calor de los gases de escape.}$$

$$\dot{Q}_{GE} = 2\,207.21 \text{ (kW)}$$

$C_p$  = Calor específico; de tablas para gases de escape:

$$C_p = 0.24 \text{ (kJ/kg}^\circ\text{C)} (4.186) \text{ (kJ/kcal)} = 1.004 \text{ (kJ/kg}^\circ\text{C)}$$

Para estimar la temperatura  $T_1$ , se tomó la turbina de *DEUTZ MWN - Gasttechnik, Modelo KA 1334*, con una temperatura de gases de escape de  $517^\circ\text{C}$ , a la cual se le agregaron  $6.11^\circ\text{C}$  de corrección por temperatura de entrada (20).

$$T_1 = 517 + 6.11 = 523.11^\circ\text{C}$$

Se consideró que la temperatura de salida de los gases, ya sea en las calderas actuales o recuperadores, es de  $27^\circ\text{C}$  (por arriba de la temperatura de saturación del vapor producido).

$$T_2 = 120 + 27 = 147^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{GE} = 2\,207.21 \text{ (kJ/s)} / ((1.004) \text{ (kJ/kg}^\circ\text{C)} (523.1 - 147) \text{ (}^\circ\text{C)})$$

$$\dot{m}_{GE} = 5.8453 \text{ (kg/s)}$$

La turbina a condiciones *ISO* tiene un  $\dot{m}_{GE} = 5.8453 \text{ (kg/s)}$ . Pero, dado que dicha turbina va a operar a condiciones del

sitio, se debe tomar un factor de corrección, es decir:

$$\dot{m}_{GEc} = \dot{m}_{GE} / FC$$

Los factores de corrección corresponden a 0.761 y 0.951 (20).

$$FC = 0.761 * 0.951 = 0.7247$$

$$\dot{m}_{GEc} = 5.8453(\text{kg/s}) / 0.7247 = 8.07 (\text{kg/s})$$

$$\dot{m}_{GEc} = 8.077 * 2.2046 = 17.8 (\text{lb/s})$$

La turbina que da aproximadamente ese flujo de gases es una DEUTZ MWM de 1 550 (kW), Modelo KA 1334, 22 000 (rpm); con una relación de presiones de 9.4, 20 (ton) de peso, cuyas dimensiones son 6 \* 2.4 \* 2.8 m y sus condiciones ISO y de sitio se indican en la siguiente tabla:

	ISO	FACTORES	SITIO
CAPACIDAD (kW) :	1550.0	* 0.71 * 0.94 =	1413(kW)
CTU (Btu/kWh) :	15200.0	* 1.02 =	15504(BTU/kWh) (16388 kJ/kWh)
$\dot{m}_{GE}$ (lb/s) :	17.8	* 0.761 * 0.951 =	12.8821(lb/s) (5.84 kg/h)
T (°C) :	517.0	+ 6.111 =	523.11(°C)

**d) COMPORTAMIENTO A DIFERENTES CARGAS .**

- FLUJO DE GAS A 100% DE CAPACIDAD.

$$\dot{V}_{\text{GAS}} = \dot{W}_{\text{SITIO}} (CTU_{\text{SITIO}} / PC)$$

donde:

$$\dot{W}_{\text{SITIO}} = 1\,413 \text{ (kW)} \quad \text{- capacidad en el sitio -}$$

$$CTU_{\text{SITIO}} = 16\,388 \text{ (kJ/kWh)} \quad \text{- consumo térmico unitario del sitio -}$$

$$PC = 9\,510 \text{ (kcal/m}^3\text{)} (4.186) \text{ (kJ/kcal)} = 39\,808 \text{ (kJ/m}^3\text{)}$$

$$\dot{V}_{\text{GAS(TC)}} = 1\,413 ((16\,388) / (39\,808)) = 581.69 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

- CALOR DE LOS GASES DE ESCAPE.

$$\dot{Q}_{\text{GE}} = 5.8453 (1.004) (523.1 - 147) = 2\,207 \text{ (kW)}$$

$$\dot{W}_N = (\dot{W}_{\text{SITIO}} * \eta_G) / (1 + \%AUX) = (\dot{W}_{\text{SITIO}} * 0.96) / (1 + 0.05)$$

donde:

$$\dot{W}_N = \text{potencia neta.}$$

$\eta_g$  = eficiencia del generador eléctrico de la turbina.

$\eta_g = 96 \%$

%AUX = equipo auxiliar.

%AUX = 5%

$$\rightarrow \dot{W}_N = (1413(\text{kW}) * 0.96) / (1 + 0.05) = 1291.886 (\text{kW})$$

- ENERGIA ELECTRICA GENERADA.

$$E.E.G. = \dot{W}_N * 18.5 * 22 = 525797.48 (\text{kWh/mes})$$

### 2.3.1.2. DETERMINACION DE LOS COSTOS.

a) COSTO DEL EQUIPO = 717 DLS/kW instalado.

Impuesto = 57.36 DLS/kW

TOTAL = 774.36 DLS/kW

Considerando 5% de ingeniería y 20% de montaje y obra civil,  
se tiene:

$$774.36 (1 + 0.2 + 0.05) = 967.95 \text{ DLS/kW}$$

Tomando las condiciones ISO de potencia como valor de

referencia, la inversión que se tendría que hacer por la compra de la turbina es:

$$I.T = 967.95(DLS/kW) * 1\ 550(kW) = 1\ 500\ 322.5\ DLS$$

$$\rightarrow I.T = \$ 11\ 702\ 515.5$$

Anexo a esta inversión, se deben considerar \$540 000, los cuales representan la inversión que tendría que hacerse para modificar las calderas. Por consiguiente, la inversión inicial será:

$$I.I = \$ 12\ 242\ 515.5$$

**b) COSTOS TOTALES ANUALES.**

- Ahorro de energía eléctrica = \$ 1 178 432.25
- Costo adicional de gas = 3 862 532.73 (0.344) (1.2275)  
= \$ 1 631 004.46
- Cargo de la inversión anual

Considerando que  $i = 10\%$  y que la amortización del equipo es a 20 años, el costo de la inversión o la inversión anual será:

$$C.I = FRC * I.I$$

$$C.I = 0.1174 * 12\ 245\ 515.5 = \$ 1\ 437\ 271.32$$

⇒ el ahorro anual que se tendrá al implementar este sistema de cogeneración con respecto a la instalación actual será:

$$A.A = T.C.A_{IA} - T.C.A_{TG}$$

donde:

$T.C.A_{IA}$  = Total de los costos anuales de la instalación actual.

$$T.C.A_{IA} = \$ 3\ 781\ 699.66$$

$T.C.A_{TG}$  = Total de los costos anuales de la turbina de gas.

$$T.C.A_{TG} = 1\ 437\ 271.32 + 3\ 768\ 282.26 = \$ 5\ 205\ 553.58.$$

$$\Rightarrow A.A = -\$ 1\ 423\ 853.92.$$

### 2.3.1.3. EFICIENCIA TERMICA DE LA TURBINA.

- SIN CONSIDERAR LA UTILIZACION DE LOS GASES DE ESCAPE.

$$\eta_T = (CTU)^{-1} (100) = 0.21967 (100) = 21.97\%$$

- CONSIDERANDO LA UTILIZACION DE LOS GASES DE ESCAPE.

$$\eta_{Tge} = (\dot{W}_{SITIO} + \dot{Q}_C) / (\dot{W}_{GAS(TG)} * PC) = 3\ 620.27 / 6\ 432.34$$

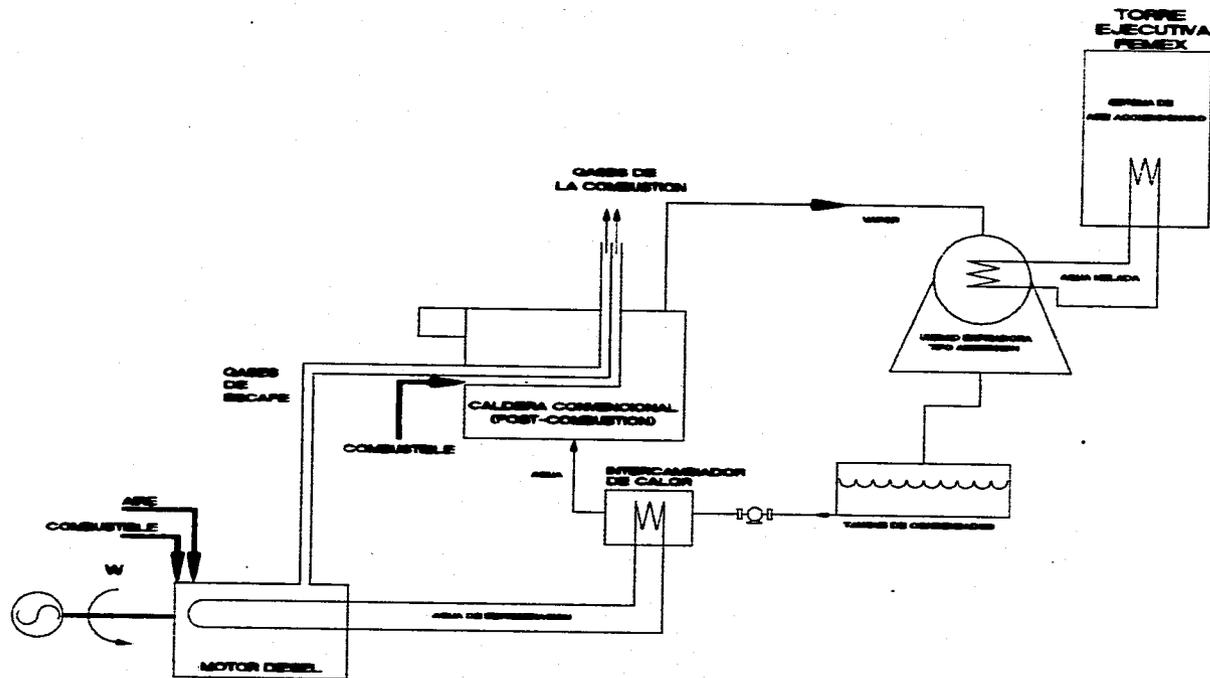
$$\eta_{Tge} = 0.5628 * 100 = 56.28 \%$$

Del análisis anterior se observa claramente que la eficiencia de la turbina de gas se incrementa considerablemente al utilizar los gases de escape.

Los resultados obtenidos indican que la alternativa no es rentable, pues en lugar de tener un ahorro de energía al implementar el Sistema de Cogeneración, se está teniendo un gasto extra por mantener dicho sistema operando.

ALTERNATIVA I  
TURBINA DE GAS

MES	PLANTAS ACTIVAS MILES	PLANTAS RESERVAS MILES	COSTO DE ENERGIA MILES	DEMANDA MEDIA MILES	PLANTAS EN OPERACION	PLANTAS EN RESERVA	DEMANDA MILES	DEMANDA MILES	DEMANDA MILES	DEMANDA MILES
ENERO	153.267,64	376,58	4.164,99	1.291,89	581,89	236.747,83	308.778,27	525.797,49	98.202,69	
FEBRERO	138.668,28	340,71	3.767,72	1.291,89	581,89	236.747,83	294.178,91	525.797,49	98.202,69	
MARZO	146.521,25	357,55	3.953,92	1.291,89	581,89	236.747,83	301.031,88	525.797,49	98.202,69	
ABRIL	141.744,16	348,27	3.851,29	1.291,89	581,89	236.747,83	297.254,79	525.797,49	98.202,69	
MAYO	211.436,52	519,50	5.744,88	1.291,89	581,89	236.747,83	366.947,15	525.797,49	98.202,69	
JUNIO	188.005,00	461,93	5.108,23	1.291,89	581,89	236.747,83	343.515,63	525.797,49	98.202,69	
JULIO	159.948,54	392,99	4.345,92	1.291,89	581,89	236.747,83	315.459,17	525.797,49	98.202,69	
AGOSTO	190.470,89	467,99	5.175,23	1.291,89	581,89	236.747,83	345.981,52	525.797,49	98.202,69	
SEPTIEMBRE	109.217,10	268,35	2.967,51	1.291,89	581,89	236.747,83	264.727,73	525.797,49	98.202,69	
OCTUBRE	81.237,20	199,80	2.207,27	1.291,89	581,89	236.747,83	236.747,83	525.797,49	98.202,69	
NOVIEMBRE	258.562,78	635,29	7.025,34	1.291,89	581,89	236.747,83	414.073,41	525.797,49	98.202,69	
DICIEMBRE	218.325,81	536,43	5.932,07	1.291,89	581,89	236.747,83	373.836,44	525.797,49	98.202,69	



2.3.2. ALTERNATIVA 2 : Motor Diesel.

**2.3.2.1. ASPECTOS IMPORTANTES A CONSIDERAR EN LOS MOTORES DIESEL  
COMO ELEMENTO MOTOR DEL SISTEMA DE COGENERACION.**

En esta alternativa, como Sistema de Cogeneración, se seleccionaron los motores diesel que constituyen la Planta de Emergencia del Edificio de Servicios Auxiliares de la Torre de PEMEX.

**a) CARACTERISTICAS DEL MOTOR :**

**MARCA:** General Motors Co.

**MODELO:** AB20 - 24 .

**SERIE:** 81M1 - 1008.

785 / 451 A

3575 / 3250 KVA

2400 / 4160 V

900 rpm.

60 Hz

**b) POTENCIA GENERADA .**

El consumo de energía que se tiene diariamente en la Torre Ejecutiva y en el Edificio de Servicios Auxiliares de PEMEX es de 87 638.103 (kWh)

$$\therefore \dot{W}_G = 87\,638.103(\text{kWh}) / 18.5(\text{h}) = 4\,737.1995 \text{ (kW)}$$

**c) POTENCIA QUE ENTREGA EL GENERADOR .**

La potencia aparente de los motores es 3 250 KVA y el factor de potencia es 0.8

$$\therefore \dot{W}_{Eg} = 3\,250(\text{KVA}) (0.8) = 2\,600 (\text{kW})$$

**d) POTENCIA META .**

Tomando en cuenta que el %AUX = 5,

$$\dot{W}_M = \dot{W}_{Eg} / (1 + \%AUX) = 2\,600(\text{kW}) / 1.05 = 2\,476.19 (\text{kW})$$

Considerando los dos motores:

$$\dot{W}_M = 4\,952.38 (\text{kW})$$

**e) CALOR QUE SE NECESITA ENTREGAR AL MOTOR .**

Del Manual para Motores Diesel (MAN B&W Diesel AG) se observa que cuando se inyecta el 100% del combustible, la energía mecánica que se genera es de 48.5%.

$$\rightarrow \dot{Q}_{EM} = 2\,476.19 / 0.485 = 5\,105.55 (\text{kW})$$

**f) CALOR DE LOS GASES DE ESCAPE QUE SE VA A UTILIZAR PARA LAS CALDERAS .**

Del Manual para Motores Diesel se tiene que el calor rechazado es del 15.6%.

$$\therefore \dot{Q}_{GE} = 5\ 105.55(\text{kW}) (0.156) = 796.46 (\text{kW})$$

**2.3.2.2. DETERMINACION DE LOS COSTOS.**

**g) CONSUMO DE GAS .**

$$C_{m_G} = \dot{Q}_{EM} / PC = 5\ 105.55(\text{kW}) / (9\ 510(\text{kcal/m}^3) (4.186(\text{kJ/kcal})))$$

$$C_{m_G} = 0.128 (\text{m}^3/\text{s}) = 461.70 (\text{m}^3/\text{h})$$

$$C_{m_G} = 461.70(\text{m}^3/\text{h}) (18.5(\text{h/día})) (22(\text{días/mes}))$$

$$C_{m_G} = 187\ 914.24 (\text{m}^3/\text{mes})$$

Tomando en cuenta los dos motores:

$$C_{m_G} = 375\ 828.49 (\text{m}^3/\text{mes})$$

**h) CONSUMO DE GAS EQUIVALENTE (CALOR QUE SE EXTRAE DE LOS GASES DE ESCAPE) .**

$$C_{m_{eq}} = \dot{Q}_{GE} / PC = 796.46(kW) / (9\ 510(kcal/m^3) (4.186(kJ/kcal)))$$

$$C_{m_{eq}} = 0.020 (m^3/s) = 72.025 (m^3/h)$$

$$C_{m_{eq}} = 29\ 314.41 (m^3/mes)$$

Considerando los dos motores:

$$C_{m_{eq}} = 58\ 628.82 (m^3/mes)$$

**i) CONSUMO DE GAS NETO .**

$$C_{m_{GN}} = C_{m_G} - C_{m_{eq}} + C_{m_M}$$

donde:

$C_{m_M}$  = consumo de gas del motor (flujo de gas actual).

**j) AORRO DE ENERGIA ELECTRICA DE LOS DOS MOTORES.**

$$A.E.E = \dot{V}_M (18.5) (22) = 2\ 015\ 618.66 (kWh/mes)$$

**k) MONTO DEL AHORRO .**

Como puede verse, el ahorro de energía eléctrica de los dos motores o la energía eléctrica generada supera al consumo mensual que se tiene actualmente en PEMEX, el cual es de 1 928 038.27 (kWh/mes), por consiguiente, el monto del ahorro será:

$$M.A = 4\ 952.4(kW) (24.32) + (4/18.5) (0.19467) (1\ 928\ 038.27) + \\ + (14.5/18.5) (0.10835) (1\ 928\ 038.27) = 365\ 331.63 \text{ \$/mes}$$

$$M.A = 365\ 331.63 * 12 = 4\ 383\ 979.61 \text{ \$/año}$$

**l) COSTO DEL CONSUMO DE GAS.**

$$C.Cm.G = \Sigma C_{cm} (0.422) = 5\ 802\ 801.21 (0.422) = 2\ 450\ 307.96 \text{ \$/año}$$

Consultando y comparando costos en varios catálogos, se estimó que la inversión para modificar las calderas y la maquinaria de los motores (para que quemen gas natural en lugar de diesel) que tendrá que hacerse será de \$ 3 640 000.

**m) COSTO DE LA INVERSION O INVERSION ANUAL.**

$$C.I = FRC * I.I$$

$$C.I = \$ 3\ 640\ 000 (0.1174) = \$ 427\ 336$$

n) **AMORRO ANUAL.**

El ahorro anual que se tendrá con respecto a la instalación actual será:

$$A.A = T.C.A_{IA} - T.C.A_{MD}$$

donde:

$T.C.A_{IA}$  = Total de los costos anuales de la instalación actual.

$$T.C.A_{IA} = \$ 3\,781\,699.66$$

$T.C.A_{MD}$  = Total de los costos anuales de los motores diesel.

$$T.C.A_{MD} = 427\,336 + 2\,450\,307.96 = \$ 2\,877\,643.96.$$

$$\rightarrow A.A = \$ 904\,055.70.$$

2.3.2.3. **EFICIENCIA TERMICA DE LOS MOTORES DIESEL.**

- SIN CONSIDERAR LA UTILIZACION DE LOS GASES DE ESCAPE.

$$\eta_T = (W_H / (C_G * PC)) (100) = (4\,952.38 / 10\,211.10) (100)$$

$$\eta_T = 48.49\%$$

- CONSIDERANDO LA UTILIZACION DE LOS GASES DE ESCAPE.

$$\eta_{Tgs} = (\dot{W}_H + \dot{Q}_C) / (C_G * PC) = (7\ 159.65 / 10\ 211.10) (100)$$

$$\eta_{Tgs} = 70.11\%$$

Del análisis desarrollado anteriormente para este sistema de cogeneración, se observa claramente que la energía eléctrica que generan los motores, supera la demanda mensual actual de la Torre.

Sin embargo, sería un tanto osado afirmar que se tienen excedentes que pueden venderse a la red pública, pues no debe olvidarse que al disponerse únicamente del consumo eléctrico diario, este se considero constante durante todo el año, lo que en la realidad puede no ser así.

Finalmente, se concluye que el implementar el Sistema de Cogeneración por medio de los motores diesel resulta rentable, pues se tendría un ahorro anual de energía bastante considerable.

**ALTERNATIVA 2  
MOTORES DIESEL**

MES	RENDIMIENTO ACUMULADO CUBICOS	CANTIDAD DE MOTOR CUBICOS	CANTIDAD DE GAS CUBICOS	CANTIDAD DE MOTOR CUBICOS	CANTIDAD DE MOTOR CUBICOS	COSTO DEL MOTOR CUBICOS
ENERO	153.267,64	58.628,82	375.828,49	470.467,31	1.928.038,27	365.331,63
FEBRERO	138.668,28	58.628,82	375.828,49	455.867,95	1.928.038,27	365.331,63
MARZO	145.521,25	58.628,82	375.828,49	462.720,92	1.928.038,27	365.331,63
ABRIL	141.744,16	58.628,82	375.828,49	458.943,83	1.928.038,27	365.331,63
MAYO	211.436,52	58.628,82	375.828,49	528.636,19	1.928.038,27	365.331,63
JUNIO	188.005,00	58.628,82	375.828,49	505.204,67	1.928.038,27	365.331,63
JULIO	159.948,54	58.628,82	375.828,49	477.148,21	1.928.038,27	365.331,63
AGOSTO	190.470,89	58.628,82	375.828,49	507.670,56	1.928.038,27	365.331,63
SEPTIEMBRE	109.217,10	58.628,82	375.828,49	426.416,77	1.928.038,27	365.331,63
OCTUBRE	81.237,20	58.628,82	375.828,49	398.436,87	1.928.038,27	365.331,63
NOVIEMBRE	258.562,78	58.628,82	375.828,49	575.762,45	1.928.038,27	365.331,63
DICIEMBRE	218.325,81	58.628,82	375.828,49	535.525,48	1.928.038,27	365.331,63
<b>TOTAL</b>						

## CAPITULO III

### CONCLUSIONES

En el entorno mundial, las empresas públicas y privadas han visto como la energía en los últimos diez años ha pasado a representar una parte importante de sus costos de operación. La competitividad que exige la modernidad y la austeridad propia de estos tiempos, hacen necesario que toda institución o empresa se enfrente al problema de reducir dichos costos, o por lo menos no dejar que se disparen al alza. Por lo anterior, es indispensable implantar políticas claras que contemplen el tipo y cantidad de energía a utilizar, así como la posible modificación de hábitos y costumbres en el uso de la misma.

Una medida de ahorro de energía que ha tenido gran éxito en diversos países es la cogeneración. Su factibilidad técnica es real, y las empresas que han implementado alguno de sus sistemas han reportado un decremento en sus costos de operación y por consiguiente una mejora de la competitividad.

La disminución de costos de la que se habla en el párrafo anterior, se ve reflejada en los resultados obtenidos en el

análisis realizado con los motores diesel como sistema de cogeneración para la Torre de PEMEX.

La implementación de los motores diesel para cogenerar en PEMEX es factible, e incluso, traería consigo ahorros anuales bastante considerables para dicha empresa.

Ahora bien, si se analiza con mayor detenimiento la situación, se observa que al cogenerar con los motores diesel, y de hecho producir un excedente (como es el caso) vendible a la red pública, el país se está ahorrando una X cantidad del combustible fósil empleado para generar energía eléctrica. Por consiguiente, además del ahorro económico a nivel empresa, se está teniendo un ahorro de combustible a nivel país, lo cual permitirá que el período de vida de las fuentes de energía primaria no renovables sea mayor.

Sin embargo, para el caso específico de PEMEX, el análisis económico realizado para la turbina de gas, nos revela la imposibilidad de implantación de los sistemas de cogeneración para cuando se tiene que invertir en la compra del equipo. Lo anterior se debe a que el costo del mismo se ve seriamente afectado por el tipo de cambio del dólar en relación con el peso, anexo a que las tarifas eléctricas y el costo del combustible están subsidiados en nuestro país.

La afirmación anterior se fundamenta en el hecho de que los costos del combustible a nivel internacional, en este caso, gas natural, está 2.5 veces arriba del costo que tiene en México.

En relación a la tarifa eléctrica, el consumo en punta esta a 6 centavos de dólar y el consumo en base a 5 centavos, lo cual equivale a 0.468 y 0.39 centavos de peso respectivamente (10).

Tales subsidios, junto con la carencia de una política energética integral y clara, hacen poco atractiva la idea de llevar a cabo proyectos de cogeneración en México.

Por consiguiente, resulta bastante contradictorio que en el Plan Nacional de Desarrollo del actual gobierno se mencione que una tarea que establece las bases para transitar a un desarrollo sustentable y plantea como estrategia el uso eficiente de los recursos y el despliegue de una política ambiental que haga sustentable el crecimiento económico del país es el apoyo a la promoción de proyectos de cogeneración, cuando el escenario que se les presenta a las empresas o industrias con potencial para cogenerar está plagado de barreras: institucionales, legales, regulatorias, disponibilidad de capital, costos de inversión, precios de la electricidad y de los combustibles, etc.

Pese a ello, vale la pena que las empresas mexicanas no descarten a la cogeneración como una oportunidad futura de aprovechar el calor residual o excedente de sus procesos para autoabastecerse (generar electricidad y energía térmica), pues es bien sabido que las fuentes de energía primaria no son eternas y que las reservas de las mismas se están agotando. Además, en un futuro no muy lejano el gobierno terminará con los subsidios y privatizará las compañías que abastecen al país de energía eléctrica, lo cual hará que las empresas se vean en la necesidad de racionalizar su consumo de energía y que el mismo gobierno desarrolle una política energética que haga especial énfasis en los programas de ahorro y uso eficiente de la energía y promueva la utilización de energías alternativas.

## APENDICE A.

### CICLOS DE POTENCIA.

Un ciclo se define como una serie de procesos termodinámicos durante los cuales el fluido de trabajo puede someterse a cambios que comprendan transiciones de energía, y, a continuación, regresar a su estado original. El objetivo de cualquier ciclo práctico es convertir energía de una forma a otra más útil.

Los ciclos de potencia se clasifican a menudo por el carácter del fluido de trabajo que interviene en el ciclo. Las dos grandes clases de ciclos son el de vapor y el de gas. El primero difiere del segundo en dos aspectos. En el segundo, no hay ningún cambio de fase de la sustancia de trabajo y el trabajo de compresión de los ciclos de gas puede, en consecuencia, representar un gran porcentaje de la salida de trabajo útil del mismo.

En el ciclo de vapor, la sustancia de trabajo se condensa hasta la fase líquida a la temperatura inferior del ciclo. El

líquido se bombea a la presión deseada de salida. Como el líquido es, en esencia, incompresible, cabe esperar que el trabajo de bombeo del ciclo de vapor represente un pequeño porcentaje de la salida de trabajo útil del ciclo. Asimismo, en el ciclo de vapor, la sustancia de trabajo puede contener humedad cuando se expande en una turbina. Como ésta es indeseable, se hacen modificaciones en el ciclo de vapor para evitar o reducir esta situación.

Para fines del presente estudio, los ciclos de interés son los que involucran turbina de gas y motor diesel; por consiguiente, en este apéndice se hará referencia a los ciclos de gases.

#### **A.1. CICLOS DE GASES (AIRE ESTANDAR).**

La introducción del combustible en un motor de combustión interna da lugar a una masa variable en el ciclo. Asimismo, al final del ciclo, la carga completa se descarga, y se introduce una nueva carga para que sufra un nuevo ciclo idéntico al primero.

Durante los procesos reales, se intercambia trabajo y calor en cada porción del ciclo. La masa, los calores específicos y el estado del fluido de trabajo son todos variables. Bajo estas circunstancias, el análisis de un ciclo se hace muy difícil.

Para simplificar el análisis se han propuesto algunos ciclos idealizados como prototipos de los ciclos de los motores reales.

En este análisis de cada uno de los ciclos, se hacen las siguientes suposiciones:

- a) Cada proceso se lleva a cabo de manera reversible. Se ignoran la fricción, las diferencias de presión y otros factores semejantes.
- b) El fluido de trabajo es un gas ideal.
- c) La energía necesaria se agrega o se extrae para conseguir los cambios de estado deseados.
- d) El fluido de trabajo es un gas con calores específicos constantes.

Es evidente que el análisis del ciclo de un motor basado en las suposiciones anteriores es bastante artificial. Sin embargo, pueden obtenerse ciertas generalizaciones a partir de este análisis, llamado *análisis de aire estándar*, que pueden ser de gran utilidad.

#### A.1.1. CICLO OTTO DE AIRE ESTANDAR.

El ciclo Otto es el prototipo de la mayor parte de los motores de combustión interna usados en forma extensiva. A pesar del número de carreras que se requieren para completarlo, está concebido de forma que se compone de cuatro procesos separados distintos e internamente reversibles (Figura 1):

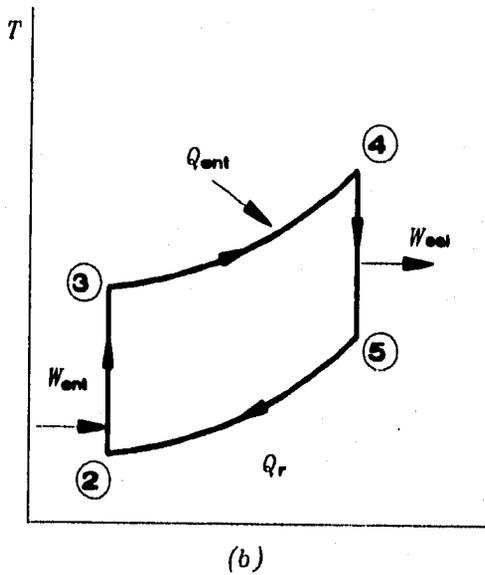
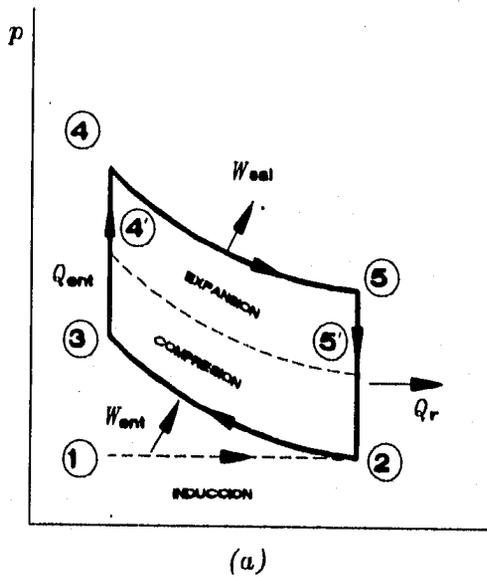


FIGURA 1 Ciclo Otto.

1. Compresión adiabática (posterior a la inducción del gas: 1-2), 2-3.
2. Suministro de calor a volumen constante, 3-4.
3. Expansión adiabática, 4-5.
4. Eliminación de calor a volumen constante, 5-2.

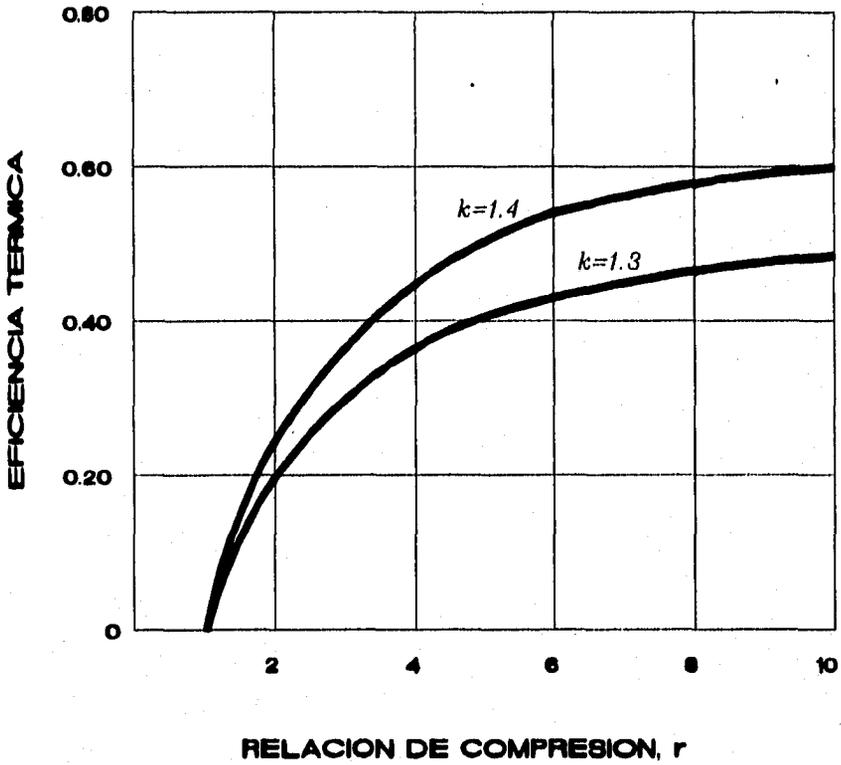
#### A.1.1.1. EFICIENCIA DEL CICLO.

$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - (1 / r_c)^{k-1}$$

en donde  $r_c$  es la relación de compresión del ciclo teórico, la cual se define como la relación del volumen antes de la compresión entre el volumen después de la compresión.

La expresión anterior indica que los parámetros principales en el control de la eficiencia térmica de un ciclo Otto son la relación de compresión y la razón o relación de los calores específicos.

La Figura 2 muestra la influencia de estos factores en la eficiencia térmica. Para una razón de los calores específicos dada, el valor de la eficiencia térmica aumenta al aumentar la relación de compresión. Sin embargo, debe notarse que las curvas se aplanan para relaciones de compresión aproximadamente mayores que 10, de aquí que la ventaja de operar con grandes relaciones de compresión disminuya rápidamente (19).



**FIGURA 2** Eficiencia térmica del ciclo Otto con aire normal como función de la relación de compresión y de la razón de calores específicos.

### A.1.2. CICLO DIESEL DE AIRE ESTANDAR.

Todas las suposiciones hechas para el análisis del ciclo Otto de aire estándar concernientes al fluido de trabajo y sus propiedades se aplican al presente análisis del ciclo Diesel ideal.

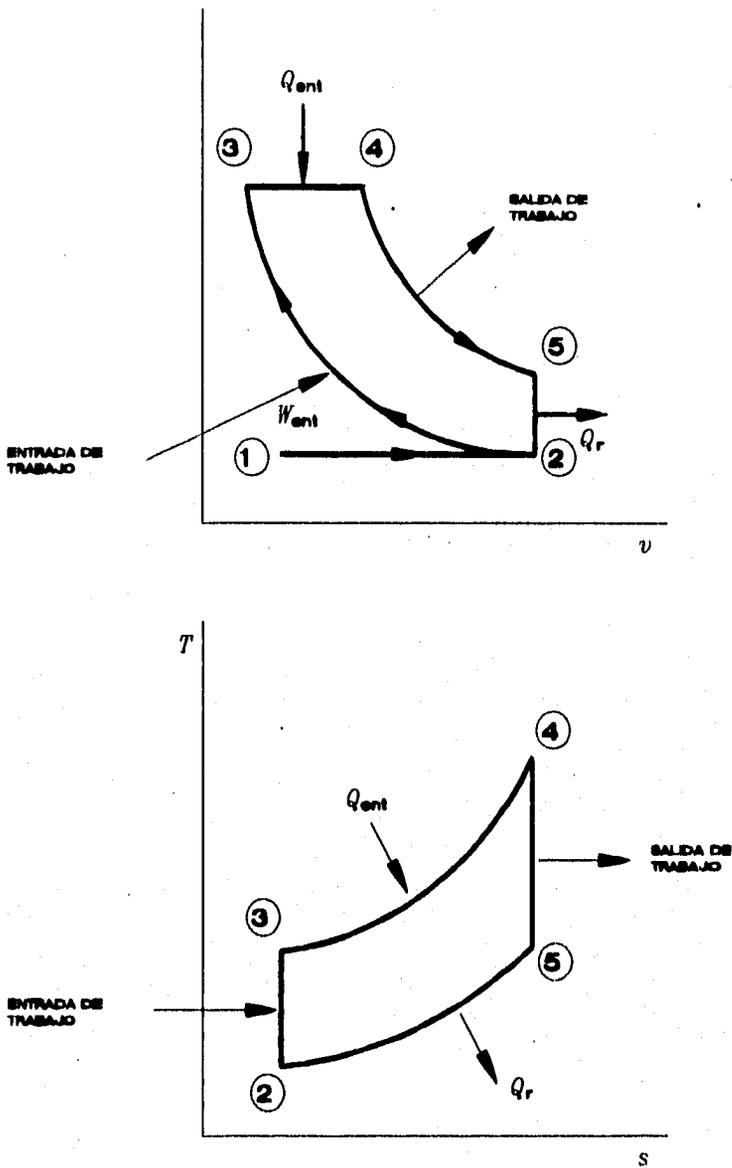
El ciclo Diesel de aire estándar ideal, igual que el ciclo Otto, está compuesto de cuatro procesos internamente reversibles (Figura 3):

1. Compresión isentrópica del aire (posterior a su inducción en el cilindro: 1-2), 2-3.
2. Inyección del combustible (combustión a presión constante), 3-4.
3. Expansión del gas en forma isentrópica, 4-5.
4. Eliminación de calor a volumen constante, 5-2.

Como puede verse, la única diferencia entre ambos ciclos es que el ciclo Diesel modela la combustión como un proceso que ocurre a presión constante, mientras que el ciclo de Otto supone que se suministra calor a volumen constante.

#### A.1.2.1. EFICIENCIA DEL CICLO.

$$\eta_{\text{diesel}} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \left[ \frac{(r_{c.o.})^k - 1}{k(r_{c.o.} - 1)} \right]$$



**FIGURA 3** Ciclo Diesel.

donde:

RELACION DE COMPRESION:  $r_c = V_2 / V_3$

RELACION DE EXPANSION :  $r_e = V_5 / V_4$

RELACION DE ADMISION :  $r_{c.o.} = r_c / r_e$

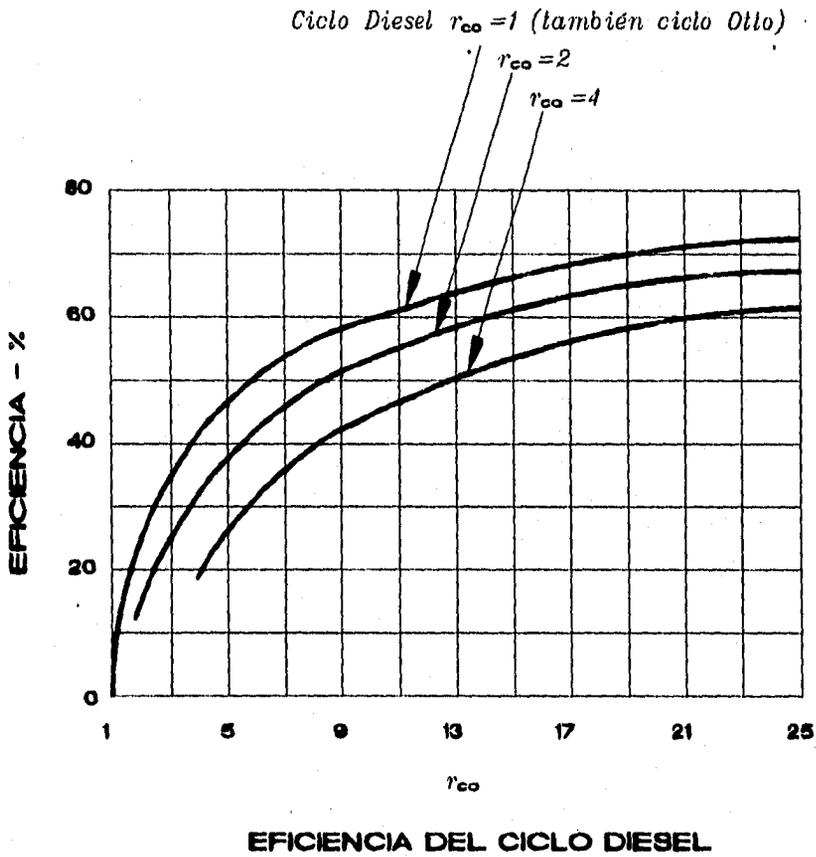
La ecuación anterior muestra que la eficiencia del ciclo *Diesel* es sólo una función de las dos relaciones  $r_c$  y  $r_e$ .

Comparando las ecuaciones que nos determinan las eficiencias de los ciclos *Diesel* y *Otto*, puede concluirse que la eficiencia del ciclo *Otto* es mayor que la del ciclo *Diesel* para la misma relación de compresión.

En la Figura 4, que es una gráfica de la eficiencia del ciclo *Diesel* en función de las relaciones de compresión y de admisión, puede observarse que cuando la relación de admisión es igual a la unidad, ambos ciclos tienen iguales eficiencias.

Para cualquier otra relación de admisión, la eficiencia del ciclo *Diesel* es menor que la del ciclo *Otto*.

Sin embargo, el ciclo *Diesel* puede operarse a relaciones de compresión mayores que las del ciclo *Otto* y puede, por tanto, tener una eficiencia mayor que la de éste.



**FIGURA 4** Eficiencia en un ciclo Diesel.

### A.1.3. EL CICLO DUAL (CICLO DE PRESION LIMITADA O CICLO MIXTO).

La combustión de un motor real nunca se lleva a cabo completamente a volumen constante ni a presión constante. Por tal motivo, se ha desarrollado un ciclo conocido como *dual*, con objeto de aproximar mejor las condiciones reales de los motores de combustión interna. El ciclo *dual* recibe también el nombre de *ciclo de presión limitada* o *ciclo mixto*.

Este ciclo resulta simplemente de combinar los procesos que constituyen los ciclos *Otto* y de *Diesel*. La característica distintiva del ciclo *dual* es que el calentamiento se efectúa en dos etapas, primero a volumen constante (2-x) y después a presión constante (x-3). Las otras tres partes del ciclo son similares a las que se encuentran en los ciclos de *Otto* y *Diesel*.

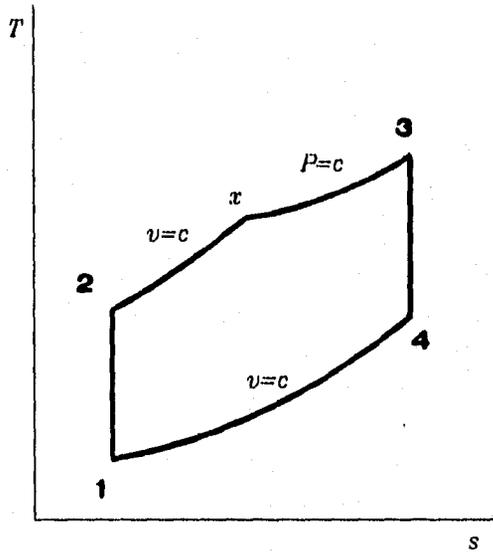
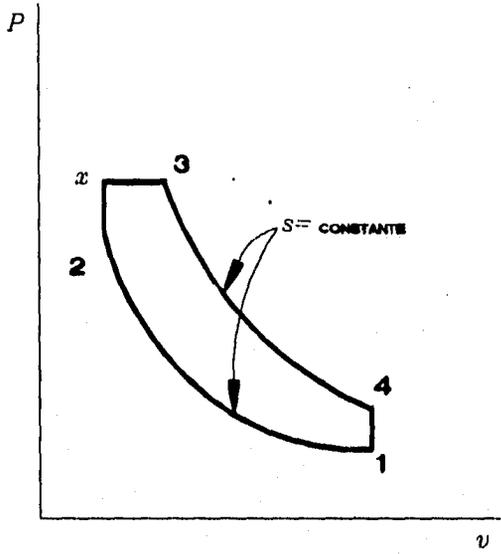
El uso de un proceso de suministro de calor en dos etapas permite que el ciclo teórico *dual* modele, con buena aproximación, la porción superior izquierda de la curva real de operación para un motor de ignición por compresión (Figura 5).

#### A.1.3.1. EFICIENCIA DEL CICLO.

$$\eta_{\text{dual}} = 1 - \frac{1}{r^{h-1}} \cdot \frac{r_{p,v} r_c^h - 1}{kr_{p,v} (r_c - 1) + r_{p,v} - 1}$$

donde:

$k$  - cociente de los calores específicos.



**FIGURA 5** Diagrama  $PV$  y  $TS$  del ciclo dual con aire normal.

RELACION DE COMPRESION:  $r_c = V_1 / V_2$

RELACION DE ADMISION :  $r_{c.o.} = V_3 / V_x = V_3 / V_2$

RELACION DE PRESION :  $r_{p,v.} = P_x / P_2 = P_3 / P_2$

( $r_{p,v.}$  → relación de presión durante el proceso de combustión a volumen constante).

Para la misma entrada de calor y la misma relación de compresión, la eficiencia térmica de los tres ciclos teóricos disminuye en el orden siguiente: *ciclo Otto*, *ciclo dual*, *ciclo Diesel*. Esta es una razón importante por la que los modernos motores de combustión interna se diseñan para que funcionen más próximos a los modelos de ciclo *Otto* o *dual* en lugar del ciclo *Diesel*.

#### A.1.4. CICLO BRAYTON DE AIRE ESTANDAR.

En un ciclo simple productor de trabajo de una turbina de gas, se usa distinta maquinaria para los diversos procesos del ciclo. Inicialmente, el aire se comprime adiabáticamente en un compresor rotatorio axial o centrífugo. Al final de este proceso, el aire entra a una cámara de combustión en la que el combustible se inyecta y se quema a presión constante. Los productos de la combustión se expanden después al pasar por una

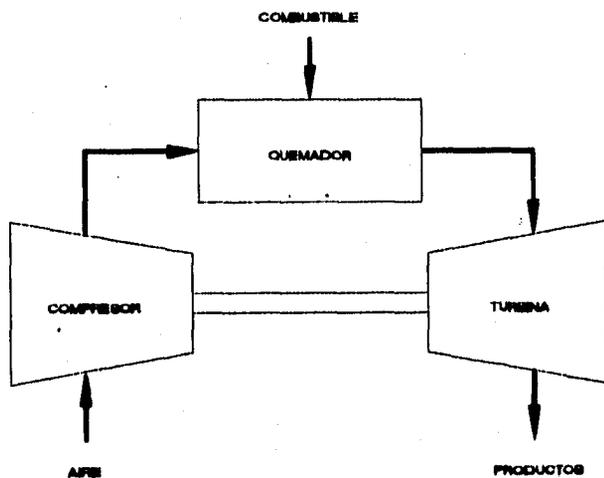
turbina, hasta que llegan a la presión de los alrededores. Un ciclo compuesto de estos tres pasos recibe el nombre de *ciclo abierto*, porque el ciclo no se completa en realidad.

Los ciclos de las turbinas de gas reales son ciclos abiertos, porque continuamente se debe alimentar aire nuevo al compresor. Si se desea examinar un *ciclo cerrado*, los productos de la combustión que se han expandido al pasar por la turbina deben pasar por un intercambiador de calor, en el que se desecha calor del gas hasta que se alcanza la temperatura inicial.

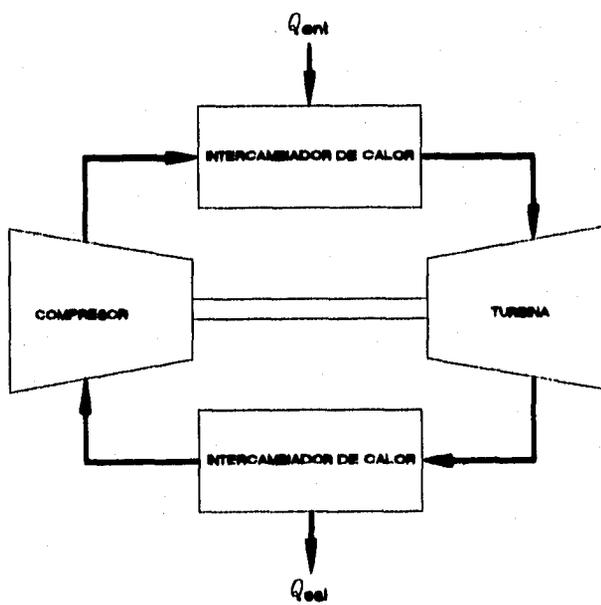
Los *ciclos abiertos y cerrados* de las turbinas de gas se muestran en la Figura 6.

Un ciclo de turbinas de gas con aire estándar y de compresión y expansión isoentrópicas se llama ciclo *Brayton*. En él se tiene que sustituir el proceso real de la combustión por un proceso de suministro de calor. El uso del aire como único medio de trabajo en todo el ciclo es un modelo bastante aproximado, porque es muy común que en la operación real con hidrocarburos combustibles corrientes se usen relaciones aire-combustible relativamente grande, por lo menos de 50:1 aproximadamente, en términos de la masa (19).

En el ciclo *Brayton* (Figura 7) el gas se comprime de manera isoentrópica a lo largo de la trayectoria 1-2, y se añade calor a presión constante (2-3). El gas sufre entonces una expansión isoentrópica hasta su presión inicial (3-4) y se desecha calor a presión constante (4-1).



a)



b)

**FIGURA 6** Turbinas de gas que operan con el ciclo Brayton  
a) abierto y b) cerrado.

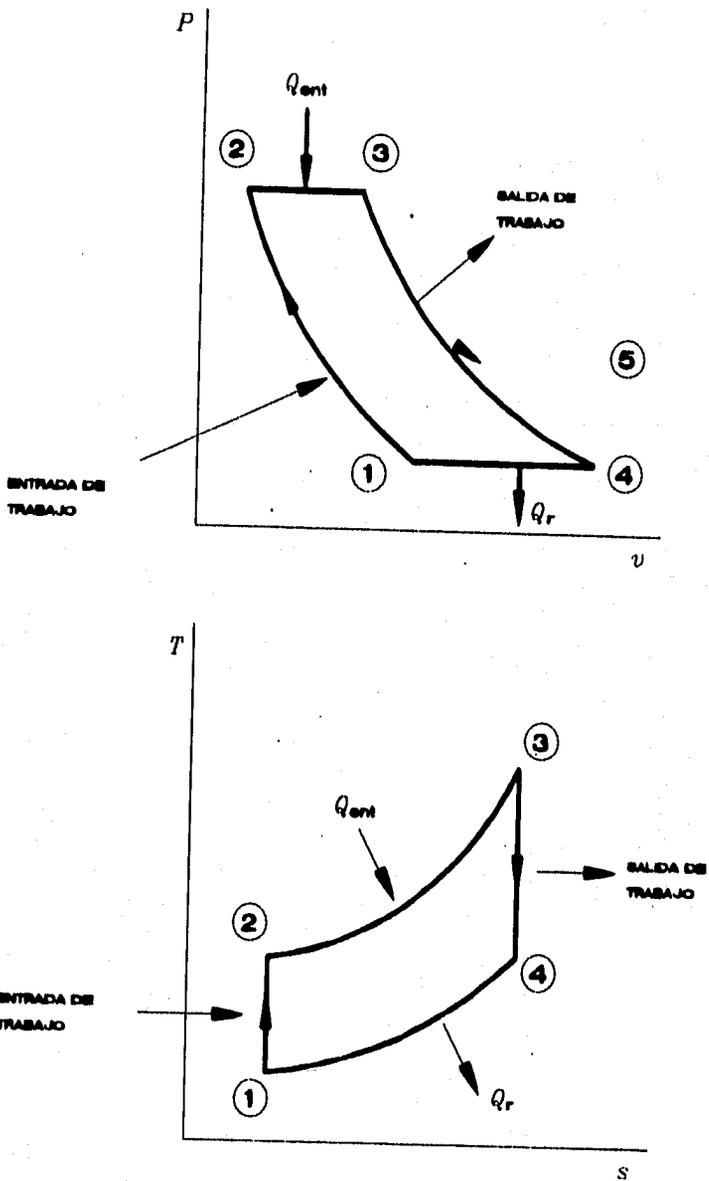


FIGURA 7 Ciclo Brayton ideal.

#### A.1.4.1. EFICIENCIA DEL CICLO.

$$\eta_{\text{Brayton}} = 100 (1 - (1 / r_c)^{k-1})$$

La eficiencia del ciclo *Brayton* ideal es sólo función de la relación de compresión y no función de la temperatura máxima del ciclo.

#### A.1.5. EL CICLO REGENERATIVO DE LA TURBINA DE GAS.

El ciclo básico de la turbina de gas puede ser modificado de varias e importantes maneras para aumentar su eficiencia total.

Una de ellas se funda en el concepto de la *regeneración*.

En muchos casos, la temperatura a la salida de la turbina es mayor que la temperatura a la salida del compresor. En este caso, es posible reducir la cantidad de combustible que se inyecta al quemador si el aire que sale del compresor se precalienta con energía tomada de los gases de escape de la turbina. El intercambio de calor entre las dos corrientes tiene lugar en un intercambiador de calor que generalmente recibe el nombre de *regenerador*.

La Figura 8a muestra un diagrama de flujo del ciclo *regenerativo* de una turbina de gas. Se supone idealmente que el flujo en el regenerador ocurre a presión constante. Si se supone

un intercambiador de calor internamente reversible, la transferencia de calor entre las dos corrientes puede representarse como una área del digrama Ts. Como el flujo de calor que sale de la corriente del escape de la turbina ha de ser igual al calor que se suministra a la corriente de la salida del compresor, las dos áreas sombreadas de la Figura 8b deben tener la misma magnitud; es decir,  $Q_{2x} = Q_{45}$ .

Si la operación del regenerador fuese ideal, sería posible precalentar la corriente de salida del compresor hasta la temperatura de la corriente de salida de la turbina.

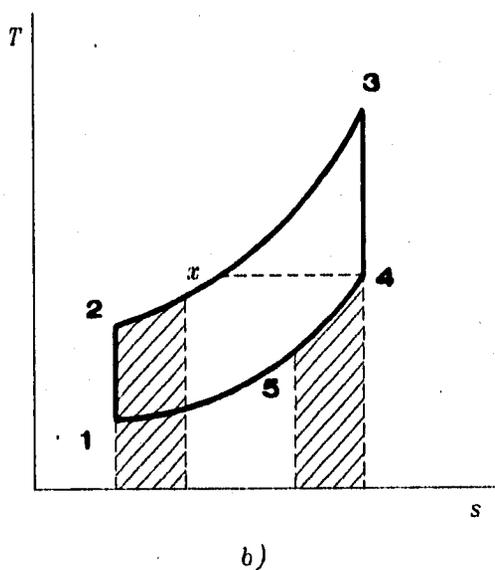
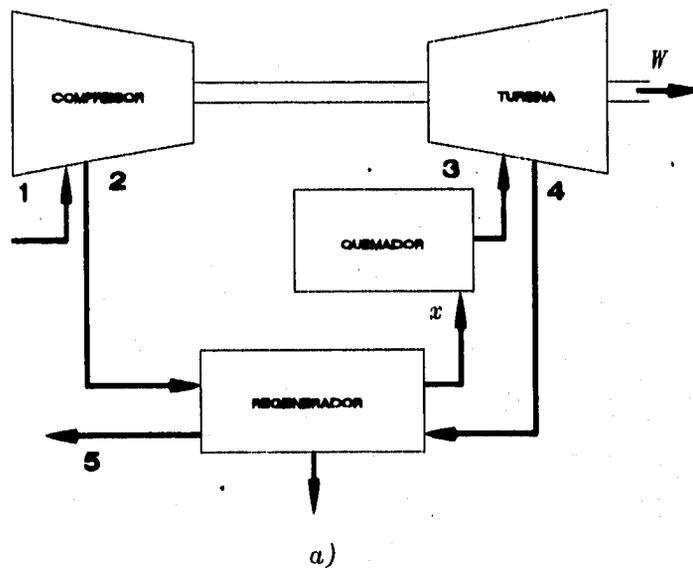
En esta situación, el estado x de la Figura 8b quedaría sobre una línea horizontal desde el estado 4. Sin embargo, esto es impráctico porque se requiere un área superficial muy grande para la transferencia de calor al tender a cero la diferencia de temperatura entre las dos corrientes.

#### A.1.5.1. EFICIENCIA DEL CICLO.

Si los gases se comportan idealmente y los calores específicos pueden considerarse constantes, la eficiencia térmica con regeneración ideal es

$$\eta_{t,reg} = 1 - \left( \frac{T_1}{T_3} \right) r_p^{(k-1)/k}$$

Por tanto, la eficiencia térmica de un ciclo regenerativo de turbina de gas es una función no sólo de la relación de las



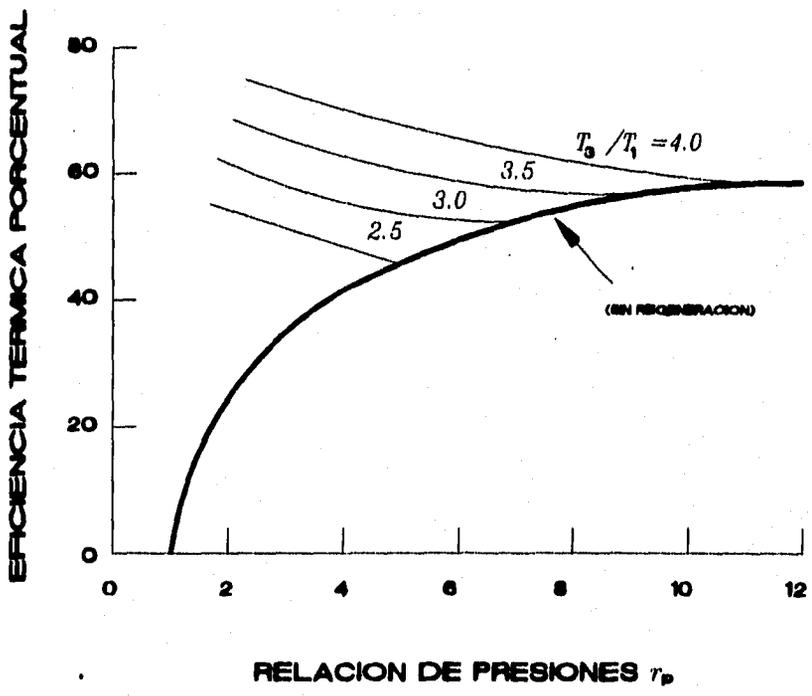
**FIGURA 8** Diagrama de flujo y diagrama  $Ts$  de un ciclo regenerativo de turbina de gas.

presiones, sino también del cociente entre las temperaturas mínima y máxima que ocurran en el ciclo.

La Figura 9 ilustra la variación de la eficiencia térmica con la relación de las presiones y con el cociente de las temperaturas ( $T_3 - T_1$ ) para un ciclo *regenerativo* ideal con aire estándar. Para comparar, también se muestra la curva de la eficiencia del ciclo ideal *Brayton*. A diferencia de este ciclo, la eficiencia térmica del ciclo *regenerativo* disminuye al aumentar la relación de las presiones para un valor fijo de  $T_3 / T_1$ .

Para aumentar la eficiencia térmica, el valor de  $h_x$  y por consiguiente el de  $T_x$ , deben ser lo más grande posible, porque la entrada de calor se reduce pero el trabajo neto no cambia.

El valor usual de la eficiencia es un poco menor que 0.7 en turbinas de gas estacionarias utilizadas en plantas productoras de energía (19). Aumentarla más allá de este valor conduce generalmente a costos de equipo que invalidan cualquier ventaja de la eficiencia térmica mayor. Además, una mayor eficiencia requiere mayor área para la transferencia de calor, lo que conduce a una mayor caída de presión en el regenerador que produce una pérdida en la eficiencia del ciclo. Las caídas de presión causadas por el regenerador son un factor importante en la decisión de que se incluya o no el regenerador.



**FIGURA 9** Eficiencia térmica del ciclo de turbina de gas como función de la relación de presiones, para  $K=1.40$ , con y sin regeneración ideal.

## **APENDICE B.**

### **REFRIGERACION POR ABSORCION .**

El francés Ferdinand Carré inventó el sistema de refrigeración por absorción el cual se emplea principalmente en equipos de acondicionamiento de aire. Asimismo, también es utilizado en los procesos de refrigeración industrial y en los refrigeradores domésticos.

El sistema de refrigeración por absorción funciona por calor, y usa un refrigerante que es alternativamente absorbido y liberado por el absorbente. Por consiguiente, en cualquier lugar en donde se disponga de vapor residual, agua caliente o gases de combustión, se toma en consideración, con especial interés, la refrigeración por absorción.

#### **B.1. PROCESO DE ABSORCION.**

Algunos pares de sustancias tienen una afinidad o atracción

mutua, de tal manera que cuando hacen contacto, una de las dos absorbe a la otra. La sustancia que absorbe se llama *absorbente*. Los absorbentes pueden ser sólidos, líquidos o gases, y las sustancias por las cuales tienen afinidad pueden ser líquidos o gases.

En la refrigeración por absorción, el absorbente es un líquido, y la otra sustancia, que sirve como el refrigerante del sistema, se encuentra en estado gaseoso (de vapor), cuando es absorbida. Dos pares de sustancias se utilizan con buen éxito en los sistemas de absorción. Un par está compuesto de agua (absorbente) y amoníaco (refrigerante). El otro par es el bromuro de litio (absorbente) y el agua (refrigerante).

En los sistemas de refrigeración, la mezcla de las dos sustancias normalmente se encuentra en estado líquido. Cuando la proporción del absorbente en la mezcla es elevada y la proporción del refrigerante es baja, a la solución se le llama solución *concentrada o fuerte*; y cuando la proporción del absorbente es baja y la del refrigerante es elevada, se la llama solución *diluida o débil*. La concentración se expresa por lo general como el porcentaje en peso del absorbente.

Una solución altamente concentrada puede absorber una mayor cantidad de refrigerante, con mayor rapidez. Una solución puede absorber sólo una cantidad máxima de refrigerante; cuando se diluye demasiado, ya no es capaz de absorber más refrigerante.

## B.2. CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCION.

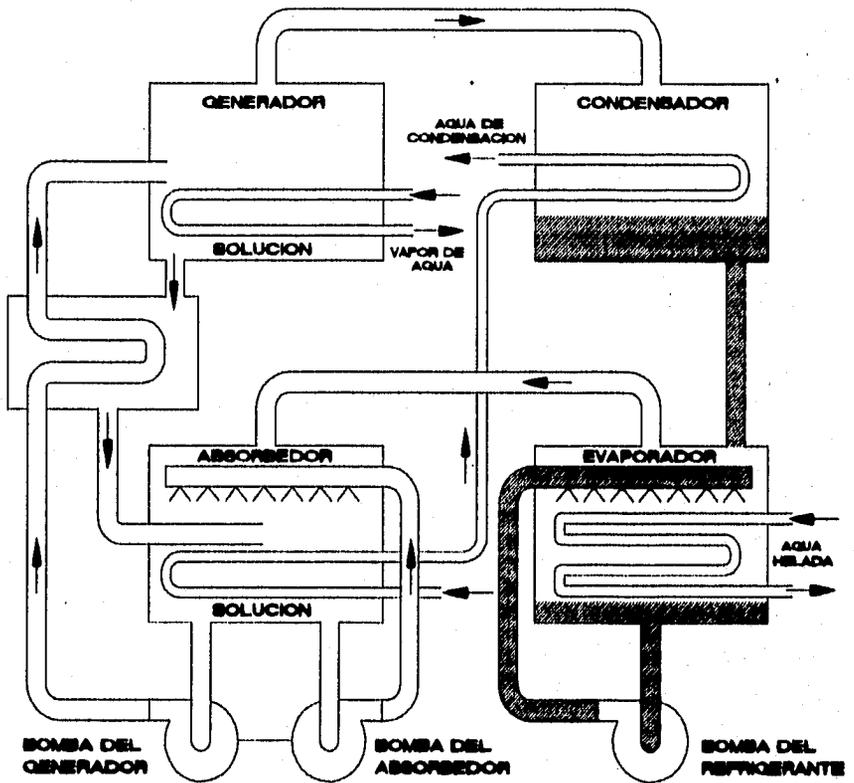
El esquema de funcionamiento del ciclo es como sigue:

- El generador, por lo regular está cargado con una solución de bromuro de litio y agua, con una concentración de bromuro de litio algo inferior al 60%, que actuará de absorbente, siendo el agua el fluido refrigerante.
- Al aplicar calor al generador, la solución se calienta hasta alcanzar la temperatura a la cual el agua se evapora, dejando una solución fuerte.
- Mientras el vapor de agua del refrigerante, procedente del generador, se dirige al condensador, la solución fuerte absorbente desciende por gravedad, circulando primeramente por la parte interna del intercambiador de calor y luego por la parte superior del absorbedor.
- Una vez que el vapor del refrigerante llega al condensador, sufre una condensación por causa del agua que circula por un serpentín colocado en su interior y que cuida de evacuar el calor desprendido en la condensación.
- El refrigerante líquido (agua) fluye hacia el serpentín de evaporación o refrigeración. El agua que entra en dicho evaporador sufre una vaporización instantánea a causa del alto vacío que existe en su interior.

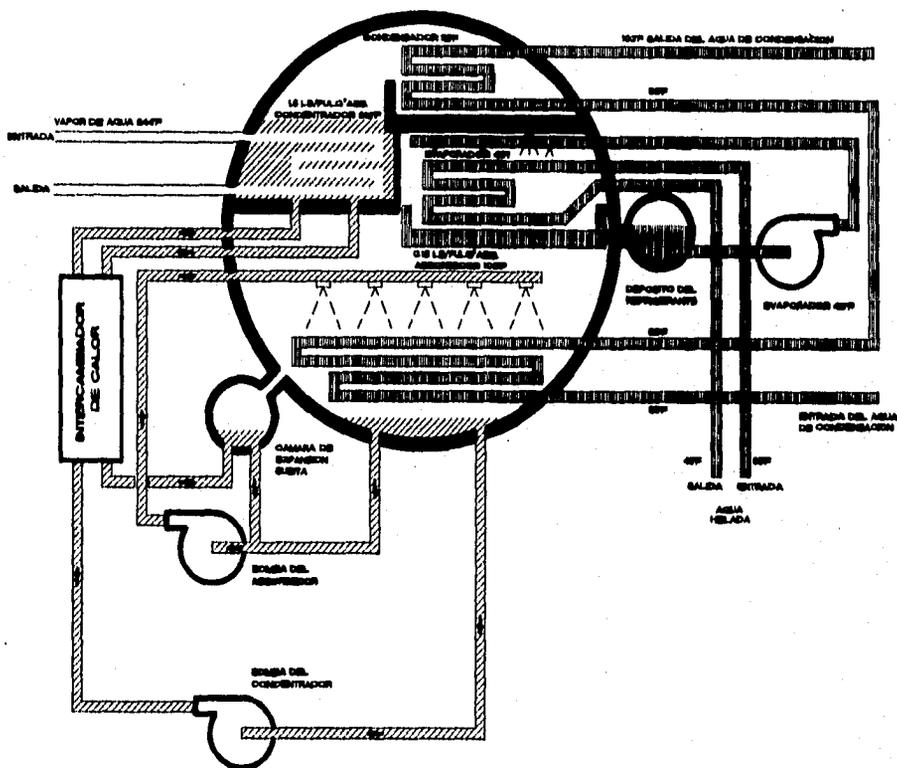
- La evaporación se realiza en la cara externa del serpentín, proporcionando el calor necesario para esta evaporación el agua que circula por su interior, que sufre de esta manera el efecto de refrigeración.
  
- En el absorbedor, la solución absorbente que cae en forma de fina lluvia desde la parte superior del mismo, absorbe los vapores de refrigerante que se formaron en el evaporador. Este fenómeno de absorción del vapor de agua mantiene el alto vacío necesario para el proceso.
  
- La mezcla resultante de refrigerante y absorbente (solución débil), circula por gravedad hacia el intercambiador de calor, y de este al generador, en donde es de nuevo separada por acción de la ebullición reiniciándose a partir de este momento un nuevo ciclo (Figuras 10 y 11).

Cabe mencionar que el bromuro de litio, seco o en solución, tiene una gran afinidad con el vapor de agua. Es por este principio que el vapor refrigerante es de nuevo absorbido dentro de la solución.

El poder absorbente del bromuro de litio aumenta a bajas temperaturas, razón por la cual se incluye un serpentín de agua fría de condensación en el interior del absorbedor. Esta agua fría, tanto para el condensador como para el absorbedor, debe provenir de una torre de enfriamiento por evaporación, emplazada en el exterior.



**FIGURA 10** Disposición del sistema de absorción de bromuro de litio y agua.



**FIGURA 11** Vista de la sección transversal de un enfriador de agua por absorción, de bromuro de litio y agua, del tipo de un solo casco. Se muestran las presiones y temperaturas típicas de operación.

## APENDICE C.

### COGENERACION .

La palabra *cogeneración* es un término que sirve para definir una serie de procedimientos empleados por los industriales para cubrir sus propias necesidades de energía mecánica o eléctrica.

Así mismo, la *cogeneración* puede aplicarse a la generación simultánea de dos o más formas de energía útil a partir de una fuente energética común, su conocimiento más generalizado en cuanto al término se aplica a la generación simultánea de energía eléctrica y de energía térmica, esta última en forma de vapor o simplemente de calor, para usarse directamente en los procesos.

Conjuntando lo anterior, podemos decir que una definición que abarca todos los sistemas posibles de *cogeneración* es: *la cogeneración es la producción conjunta de energía mecánica y energía térmica aprovechables en forma de gases o líquidos calientes.*

### **C.1. ELEMENTOS DE LOS SISTEMAS DE COGENERACION.**

Los elementos comunes en todo sistema de cogeneración son:

#### **a) FUENTES DE ENERGIA PRIMARIA.**

- Gas natural.
- Combustibles líquidos.
- Otros combustibles.

#### **b) ELEMENTO MOTOR.**

- Turbina de gas.
- Turbina de vapor.
- Motores de combustión interna.

#### **c) SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA CALORIFICA.**

- Caldera convencional.
- Caldera de recuperación.
- Secadero.
- Intercambiadores.

#### **d) SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA MECANICA.**

- Accionamiento de generadores eléctricos.
- Accionamientos mecánicos (compresores, bombas).

### **C.2. CLASIFICACION DE LOS SISTEMAS DE COGENERACION.**

#### **C.2.1. CLASIFICACION POR EL NIVEL ENERGETICO DEL CICLO TERMODINAMICO.**

Esta clasificación atiende al orden en que se realiza la

generación de la energía térmica y de la energía eléctrica.

Los sistemas que pueden existir son:

- a) **SISTEMAS DE COGENERACION DE CICLOS SUPERIORES (TOPPING CYCLES).**  
Son aquellos en los cuales la fuente energética primaria se utiliza en primer lugar para la generación eléctrica y la energía residual es aprovechada en forma de calor o de vapor para procesos térmicos.
- b) **SISTEMAS DE COGENERACION DE CICLOS INFERIORES (BOTTOMING CYCLES).** Son aquellos en los cuales la energía primaria se utiliza en procesos térmicos y la energía residual es utilizada para la generación eléctrica.

Los campos de aplicación de la primera categoría son muy amplios y diversos y por lo mismo, son los sistemas más utilizados. Los sistemas de ciclo inferior se limitan a aplicaciones especiales como en la industria metalúrgica o cementera, donde se requiere energía térmica de alto nivel y la energía residual puede ser aprovechable para la generación de electricidad (5).

#### **C.2.2. CLASIFICACION POR EL TIPO DE APLICACION.**

Atendiendo al tipo de aplicación, los sistemas de cogeneración se clasifican en tres grandes grupos:

- a) **COGENERACION PARA SERVICIO PUBLICO,** donde tanto la energía eléctrica como la térmica son utilizadas para servicio público.

- b) COGENERACION INDUSTRIAL, en este caso las energías eléctrica y térmica son generadas para fines de autoabastecimiento. La energía térmica generada es utilizada para procesos industriales, en forma de vapor o simplemente de calor (aire o gases calientes).
- c) COGENERACION COMERCIAL Y DE SERVICIOS, se les conoce de esta forma a los sistemas de cogeneración con generación eléctrica en pequeña escala y calor residual con valores de temperatura del orden de 350°C o menores.

En la mayoría de estos casos, la energía eléctrica solo sirve para autoabastecimiento total o parcial (rara vez se tiene excedentes) y la energía térmica se utiliza para precalentamiento de agua, para producción de vapor de baja presión o directamente en forma de calor (aire o gases) para procesos de bajo nivel térmico.

Una situación interesante de esta clasificación, sin ser limitante, es que en la cogeneración comercial y de servicios puede lograrse eficiencias globales mayores que en los otros dos grupos, encontrándose eficiencias del 90% o superiores. Es esta característica la que hace a estos sistemas rentables, ya que por economías de escala, las inversiones unitarias (\$/kW) son generalmente mayores para capacidades pequeñas.

### *C.2.3. CLASIFICACION POR EL TIPO DE MOTOR TERMICO.*

Como la generación eléctrica en un sistema de cogeneración

siempre es producto de la transformación de energía térmica a energía mecánica, a través de un motor que utiliza algún tipo de ciclo termodinámico, los sistemas de cogeneración también se distinguen entre sí por el tipo de motor térmico utilizado.

Los tipos de motores térmicos más comunes en sistemas de cogeneración, son los siguientes:

**a) TURBINA DE GAS.**

En cuanto a su funcionamiento, el aire es aspirado de la atmósfera y comprimido para después pasar a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible y se produce la ignición; los gases calientes producto de la combustión fluyen a través de la turbina, donde se expansionan moviendo el eje que acciona el compresor de la turbina y, frecuentemente, un alternador.

La energía mecánica generada tiene entre otras las siguientes aplicaciones en el sector industrial:

- Producción de energía eléctrica mediante el accionamiento de un alternador.
- Accionamiento de compresores, bombas, ventiladores, etc.

Los gases de salida de la turbina pueden aprovecharse:

- En procesos de secado.

- En la producción de vapor o agua caliente por dos procedimientos:

1. Utilizando una caldera de recuperación.
2. Utilizando los gases como comburentes en los quemadores de calderas convencionales.

La Figura 12 muestra los diferentes elementos que componen un sistema de cogeneración en el que se utiliza como elemento motor una turbina de gas.

#### b) TURBINA DE VAPOR.

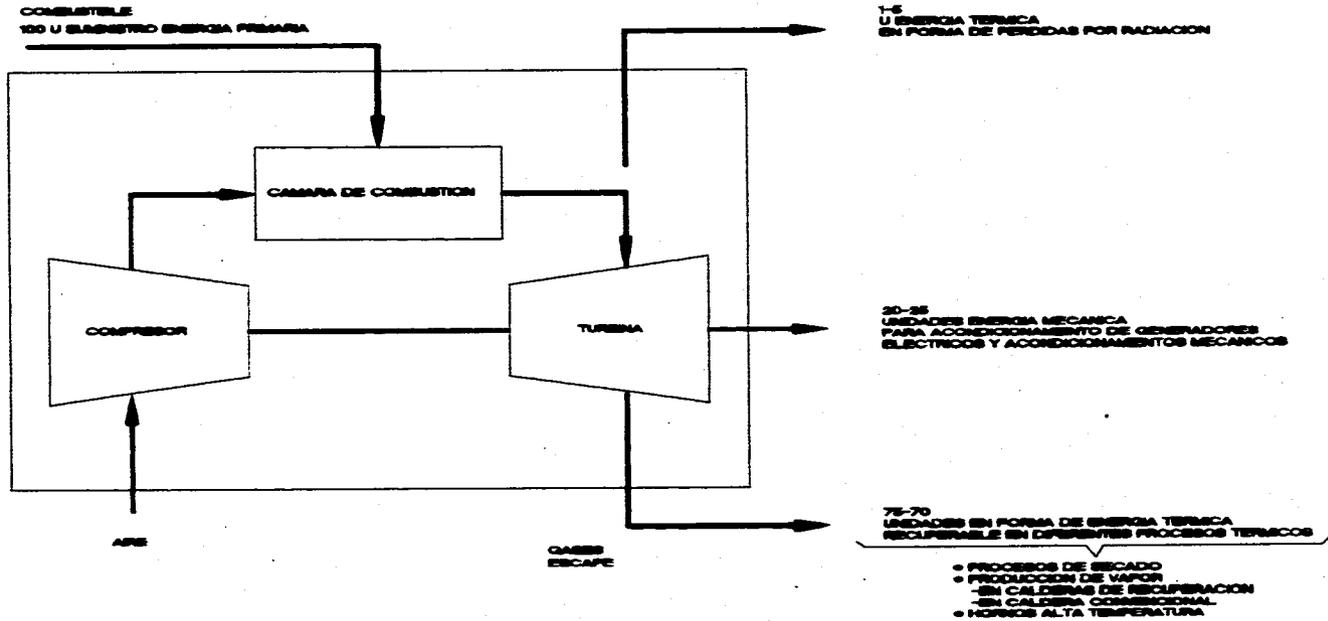
En este caso el accionamiento se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional.

La energía mecánica generada puede recibir las mismas aplicaciones que en el caso de la turbina de gas; sin embargo, el vapor de baja presión procedente de las turbinas de contrapresión solamente es utilizable en el proceso industrial cuando en el mismo se requiera dicho vapor o energía térmica a un nivel bajo de temperatura.

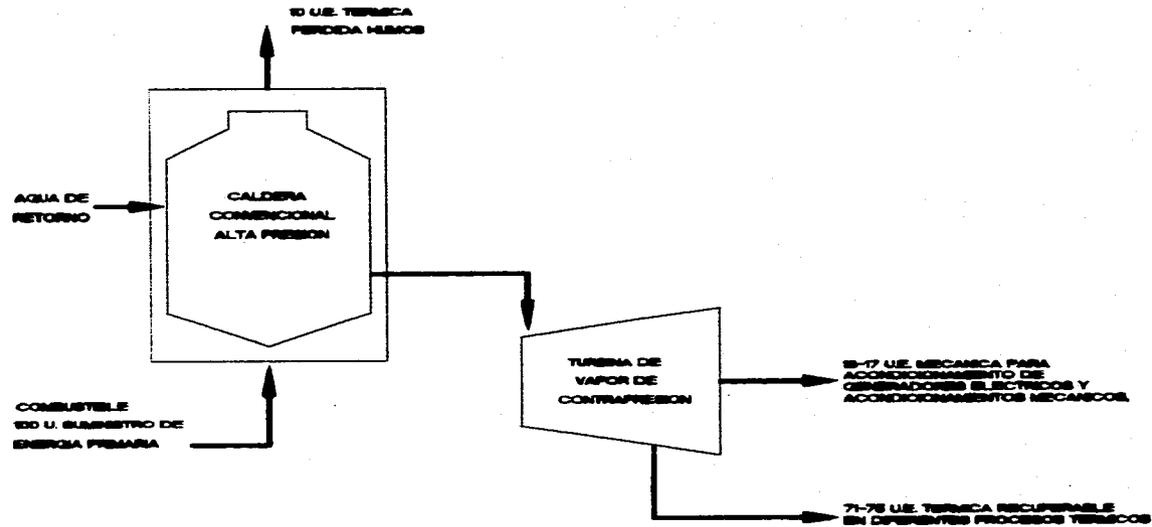
La Figura 13 es un esquema de un sistema de cogeneración en el que el motor es una turbina de vapor de contrapresión.

#### c) TURBINA DE GAS Y TURBINA DE VAPOR (CICLO COMBINADO).

Los sistemas de ciclo combinado son de aplicación a aquellos



**FIGURA 12** Elementos que componen un sistema de cogeneración en el que actúa como elemento motor una turbina de gas.



**FIGURA 13** Elementos que componen un sistema de cogeneración con turbina de vapor de contrapresión.

sectores industriales con importantes consumos de energía eléctrica y en los que además puede aprovecharse el vapor de baja presión. Un sistema de ciclo combinado comprende:

- Turbina de gas con producción de energía mecánica en la misma.
- Aprovechamiento de los gases de escape en caldera de recuperación o en caldera convencional para generación de vapor de alta presión.
- Una turbina de vapor con una producción complementaria de energía mecánica.
- Aprovechamiento en proceso del vapor de baja presión.

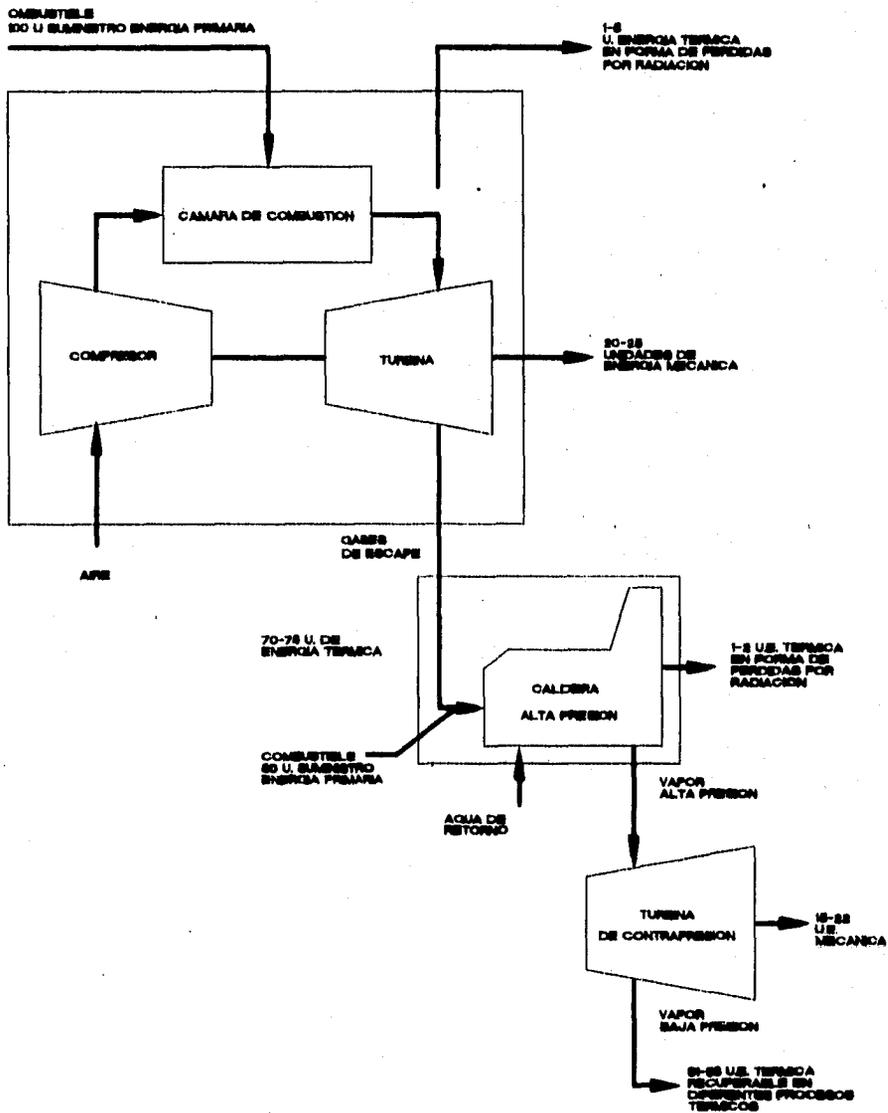
La Figura 14 corresponde a un ciclo combinado.

#### d) MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

Los motores de encendido por chispa o bien de diesel se utilizan en cogeneración.

Aunque la eficiencia térmica obtenida con estos motores es más alto que la obtenida con las turbinas de gas o con las de vapor, presentan como inconveniente fundamental una mayor dificultad en la recuperación del calor (1).

La Tabla 2 resume los rangos de capacidad y algunas de las características más importantes de los motores térmicos utilizados en sistemas de cogeneración (4).



**FIGURA 14** Elementos que componen un sistema de cogeneración de ciclo combinado.

**TABLA 2.**

**CARACTERISTICAS BASICAS DE MOTORES TERMICOS  
EMPLEADOS EN SISTEMAS DE COGENERACION DE ENERGIA**

	10 - 500	500 - 10,000	2,000 - 100,000	5,000 - 10,000	>10,000
Rango de capacidad electrica (Kw)	10 - 500	500 - 10,000	2,000 - 100,000	5,000 - 10,000	>10,000
Tipos de combustible usado	Gas, diesel	Gas, diesel, gasoleo combustoleo	Gas, diesel	Practicamente todos tipos de combustibles	
Eficiencia de generacion electrica (%)	15 - 35	30 - 40	25 - 33	25 - 30	25 - 35
Eficiencias posibles de uso de energia termica (%)	Aprox. 52	Aprox. 50	Aprox. 50	Aprox. 40	Aprox. 30
Eficiencia total esperada (%)	67 - 87	50 - 90	76 - 83	65 - 70	55 - 65
Costos promedio de mantenimiento ( Dolares / Kw-h )	Aprox. 0.005		Aprox. 0.003	Aprox. 0.0015	

**DOLARES DE 1990**

### **C.3. DESCRIPCION DE LOS ELEMENTOS MOTORES UTILIZADOS EN LOS SISTEMAS DE COGENERACION.**

#### **C.3.1. MOTORES ROTATIVOS.**

Los motores rotativos que son de aplicación más frecuente en los sistemas de cogeneración son de dos tipos:

- **TURBINAS DE GAS.**
- **TURBINAS DE VAPOR.**

##### **C.3.1.1. TURBINAS DE GAS.**

###### **C.3.1.1.1. DESCRIPCION.**

Los elementos fundamentales que constituyen una turbina de gas son: el compresor, la cámara de combustión y la turbina propiamente dicha.

Las máquinas que integran las turbinas de gas pueden clasificarse:

a) Atendiendo al flujo de gases en relación con el eje central:

- **AXIALES.** Cuando el aire fluye coaxialmente al eje de la máquina.
- **RADIALES.** En este caso el aire fluye radialmente en relación con el eje.

b) Según la forma de montaje del generador de gas y de turbina de potencia.

- **MONOEJE.** Cuando están montados sobre el mismo eje.
- **DE DOS EJES.** Cuando están montados sobre ejes distintos. Los generadores de gas, a su vez, pueden tener más de un eje.

#### **C.3.1.1.2. EFICIENCIA.**

La eficiencia de una turbina de gas es la relación existente entre su producción de energía mecánica y su consumo de combustible, con independencia de la eficiencia que pueda obtenerse del aprovechamiento de la energía térmica contenida en los gases de escape de la misma.

Las eficiencias de las turbinas de gas están comprendidas entre el 18% y el 35% y se incrementan considerablemente a medida que aumenta la potencia de la turbina (8).

Una turbina de gran potencia tendrá una eficiencia térmica superior al de la turbina de pequeña potencia, pero al mismo tiempo disminuirá su caudal de gases de escape y se incrementará la temperatura de emisión de los mismos, debido a una temperatura de entrada en la turbina mayor. Esta circunstancia deberá tenerse muy en cuenta a la hora de efectuar el diseño de una instalación de cogeneración determinada.

Al estudiar la eficiencia de una turbina de gas en concreto, los factores que influyen en la misma son:

- LA TEMPERATURA DEL AIRE DE ASPIRACION EN LA TURBINA. A mayor temperatura de aspiración, es mayor la energía necesaria para mover el compresor del aire y, en consecuencia, disminuye la eficiencia y la potencia generada en el eje. Por tanto, conviene situar la toma de aire en aquel punto en el que la temperatura de admisión vaya a ser más baja.
  
- LA ALTITUD. La disminución de la presión atmosférica hace que la potencia disminuya a medida que aumenta la altitud.
  
- LAS PERDIDAS DE CARGA EN LA ADMISION DEL AIRE Y EN LA SALIDA DE LOS GASES DE ESCAPE. Estas pérdidas de carga están en función de la instalación de admisión de aire y de la aplicación que se da a los gases de escape.
  
- EL REGIMEN DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA. Cuando se trata de turbinas mono-eje, la eficiencia disminuirá con la carga. Una turbina de gas de una potencia en torno a los 3 MW con una eficiencia aproximada del 25%, trabajando a plena carga verá dicha eficiencia reducirse hasta el 20% al trabajar al 50% de la potencia nominal.

En función de las características constructivas de la turbina de gas es posible en algunos casos mejorar su eficiencia precalentando el aire de combustión a la salida del compresor de aire con los gases de escape en un intercambiador situado antes de la entrada del aire en la cámara de combustión de la turbina de gas. Con este procedimiento el consumo de combustible por kWh de energía mecánica generada es menor aumentando la eficiencia en un 5 - 7 % en detrimento del aprovechamiento que pudiera darse a la energía térmica contenida en los gases de escape (al disminuir la temperatura de los mismos).

### C.3.1.2. TURBINA DE VAPOR

#### C.3.1.2.1. DESCRIPCION.

La turbina de vapor como elemento motor es más sencillo que la turbina de gas, aunque si se consideran los restantes elementos necesarios para realizar el ciclo (caldera, condensador, bomba) la instalación es indudablemente más pesada y compleja.

Los tres grandes grupos de turbinas de vapor que pueden presentarse son:

- **TURBINAS DE CONTRAPRESION.** Son aquellas en las que la presión del vapor de salida de la turbina está por encima de la presión atmosférica y es susceptible de ser empleado en el proceso industrial.
  
- **TURBINAS DE CONDENSACION.** En este tipo de turbinas, el vapor se expande desde la presión de entrada hasta una presión por debajo de la atmosférica, condensándose posteriormente el vapor y bombeándose el agua de nuevo a la caldera. Con este tipo de turbinas no hay aprovechamiento de energía térmica o bien un aprovechamiento a un nivel térmico muy bajo.
  
- **TURBINAS DE EXTRACCION.** En esencia una turbina de extracción consiste en una turbina con una toma de vapor en la carcasa para alimentar un determinado servicio. Las turbinas de extracción pueden ser de condensación o no. La presión de extracción se mantiene constante al variar el caudal del vapor extraído por medio de un regulador de presión que actúa sobre el vapor de entrada en la turbina. Si la extracción no se controla, un mecanizado en la carcasa es suficiente, pero en este caso, la presión del vapor extraído estará sometida a variaciones importantes en función del caudal de vapor de salida de la turbina.  
Las turbinas de extracción son de aplicación en aquellos procesos industriales en los que se puedan requerir dos niveles de presión.

### **C.3.1.2.2. EFICIENCIA.**

Las eficiencias de las turbinas de vapor, calculadas como la relación entre la energía desarrollada en el eje y la aportada al fluido en la caldera, son variables en función del tipo de turbina de que se trate.

Las turbinas de contrapresión son las que normalmente se utilizan en los proyectos de cogeneración porque permiten el aprovechamiento del vapor a la salida de turbina y las de condensación se acostumbra utilizarlas en centrales térmicas o en los ciclos superiores de cogeneración, es decir, en aquellos casos en que solamente tiene importancia la generación de energía eléctrica.

De la misma forma que en el caso de las turbinas de gas, en las turbinas de contrapresión la eficiencia también varía con la potencia de la máquina, es decir, a mayor potencia mayor será la eficiencia; sin embargo, para una misma potencia la eficiencia del ciclo de una turbina de gas es algo más elevado que el de una turbina de contrapresión.

Otro factor que influye sensiblemente en la eficiencia de las turbinas de contrapresión es la carga, de manera que variaciones importantes del caudal de vapor tienen un importante efecto sobre la eficiencia del ciclo debido a las oscilaciones de eficiencia que sufren los elementos internos de la instalación.

### C.3.1.3. MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

#### C.3.1.3.1. DESCRIPCION.

El conjunto cilindro-pistón y el mecanismo biela-manivela son los componentes esenciales de los motores de combustión interna. En la cámara de combustión formado por la culata y el pistón en las proximidades del punto muerto superior tiene lugar el proceso de combustión produciéndose a continuación la expansión de los gases que accionan el pistón, el movimiento alternativo del pistón es transformado en movimiento rotativo en el eje por un mecanismo biela-manivela.

Los motores de combustión interna pueden clasificarse según diversos criterios:

#### a) SEGUN SEA EL TIPO DE ENCENDIDO.

- MOTORES ENCENDIDOS POR CHISPA (GASOLINA). En este tipo de motores se introduce en el cilindro la mezcla carburada del aire y el combustible. La compresión se efectúa sobre la mezcla carburada y el encendido tiene lugar mediante una chispa eléctrica.

- MOTORES ENCENDIDOS POR COMPRESION (DIESEL). La compresión se realiza sobre el aire introducido en el cilindro que se comprime hasta que alcance la temperatura necesaria para que se produzca la autoinflamación de una parte del combustible inyectado. Una vez iniciada la combustión el combustible inyectado posteriormente se va quemando de acuerdo con la propia ley de inyección.

Los motores diesel permiten relaciones de compresión más elevadas pero exigen una construcción más robusta que la de los motores encendidos por chispa.

b) POR CICLO DE COMBUSTION.

- MOTORES DE CUATRO TIEMPOS. Son aquellos en los que el ciclo completo de paso del fluido por el motor se produce en dos carreras de ida y dos de vuelta del pistón. Los cuatro tiempos, suficientemente conocidos, son: admisión, compresión (combustión), expansión y escape.

- MOTORES DE DOS TIEMPOS. En éstos el ciclo completo tiene lugar en una carrera de ida y otra de vuelta del pistón. La renovación de la carga tiene proximidades del punto muerto inferior.

c) POR LA PRESION DE ADMISION.

Pueden ser sobrealimentados o no, en función de la presión a la que entrará la mezcla carburada (gasolina) o el aire (diesel).

El objeto de la sobrealimentación es básicamente incrementar la potencia de los motores. En los motores sobrealimentados el aire una vez comprimido se acostumbra a refrigerar con objeto de posibilitar una mayor elevación de la potencia del motor sin elevar las cargas térmicas.

d) POR EL NUMERO DE REVOLUCIONES DEL MOTOR.

El número de revoluciones, en relación inversa con el diámetro del émbolo, deberá estar ligado al número de horas que ha de trabajar al año. En instalaciones con pocas horas de

funcionamiento al año se requerirán motores en torno a las 1500 - 3000 rpm, estos motores son sensiblemente más baratos que los de baja velocidad de giro y ocupan poco espacio pero su vida es corta (20000 h). En aquellas instalaciones que funcionen un gran número de horas se recomienda para grandes potencias entre 400 y 750 rpm y entre 750 y 1500 rpm para medianas potencias, sus costos son sin embargo más elevados y su vida más larga (60000h).

#### C.3.1.3.2. EFICIENCIA.

La eficiencia global de un motor es función:

- DE LA EFICIENCIA TERMODINAMICA, que aumenta con la relación de compresión, especialmente en los motores de gasolina. Aunque para relaciones de compresión iguales la eficiencia termodinámica de los de gasolina es mayor, al permitir los de diesel relaciones de compresión mucho más altas, la de estos últimos es a la postre más elevada.
- DE LAS PERDIDAS DE CARGA EN LAS VALVULAS DE ASPIRACION Y ESCAPE, las pérdidas de calor a través de la superficie del motor, el reciclado de una parte de los gases quemados de un ciclo al siguiente y la duración de la combustión. En general, las pérdidas de calor por las paredes del motor son mayores en los motores diesel que en los de gasolina.
- DE LA EFICIENCIA MECANICA, que es la relación entre el trabajo disponible en el eje y el trabajo desarrollado por el fluido en el interior de los cilindros.

Como resumen de todo esto, puede estimarse que la eficiencia global de un motor de gasolina está comprendida entre 0.27 y 0.30 mientras que la eficiencia global de un motor diesel estará entre 0.36 y 0.50 (8).

#### **C.4. PROCEDIMIENTO DE RECUPERACION DE LA ENERGIA TERMICA EN LOS SISTEMAS DE COGENERACION QUE UTILICEN COMO ELEMENTOS MOTORES TURBINAS DE GAS O MOTORES DE COMBUSTION INTERNA A GAS.**

Los procedimientos que pueden seguirse en el aprovechamiento de la energía térmica son distintos según sea el elemento motor que se emplee en la instalación.

A continuación se analizarán las turbinas de gas y los motores de combustión interna. En ambos casos, por resultar el más idóneo en cuanto a precio, eficiencia y posibilidades de recuperación del calor, se considerará que el combustible empleado es el gas natural.

##### **C.4.1. RECUPERACION DE LAS ENERGIA TERMICA CONTENIDA EN LOS GASES DE ESCAPE PROCEDENTES DE UNA TURBINA DE GAS.**

Las turbinas de gas tienen dos focos de emisión de la energía térmica:

- Los gases de escape, que contienen entre un 65 y un 80% de la energía primaria consumida en la turbina.
- Las pérdidas por radiación que suelen estar comprendidas entre el 2 y 5% de la energía primaria consumida en la turbina.

La única fuente de calor recuperable en la turbina de gas son por tanto los gases de escape, los cuales tienen un nivel de

temperaturas relativamente bajo, una proporción de oxígeno alta y un contenido en partículas contaminantes prácticamente nulo.

Con estas características las posibles aplicaciones que pueden obtenerse son (8):

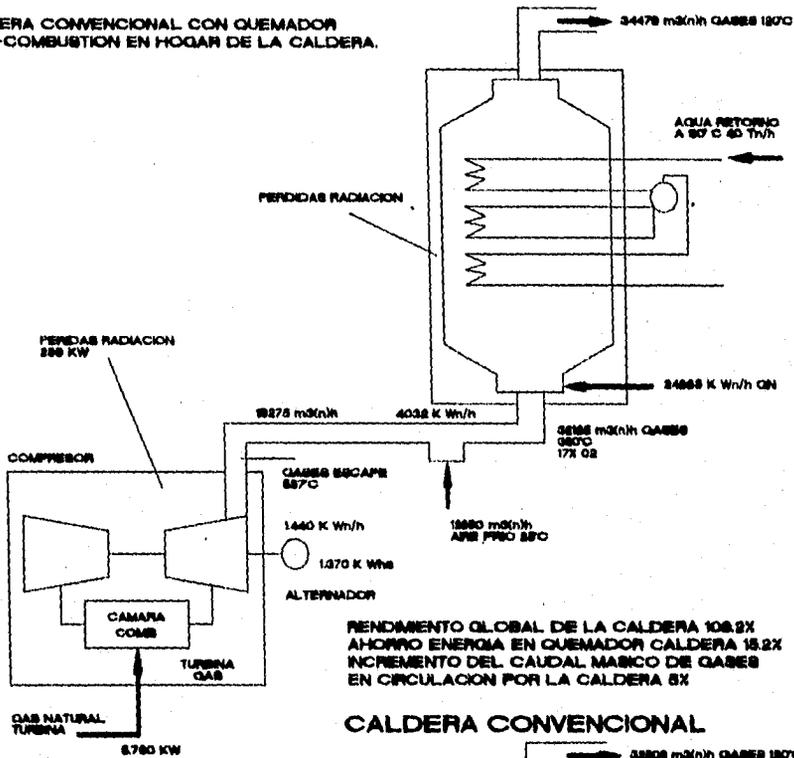
- **UTILIZACION DIRECTA.** En procesos de secado, en atomización y en hornos de proceso industrial que requieran bajas temperaturas y unos productos de combustión sin contaminantes.
  
- **UTILIZACION INDIRECTA.** En calderas, sean de tipo convencional o de recuperación, para la generación de un fluido caloportador.

#### **C.4.1.1. GENERACION DE VAPOR EN CALDERA CONVENCIONAL.**

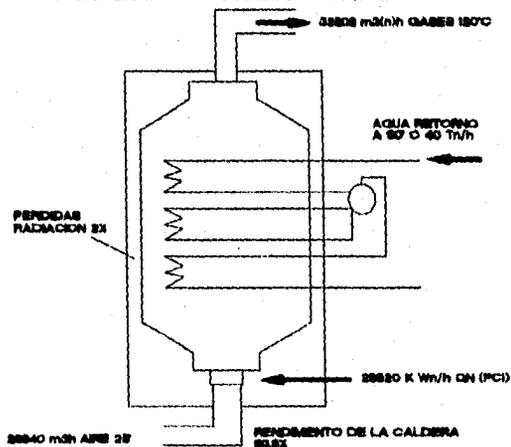
En una caldera convencional no es recomendable el uso directo de los gases de escape procedentes de una turbina de gas porque se obtienen eficiencias muy bajas. Sin embargo, existe la posibilidad de utilizar los gases de escape aprovechando las calderas existentes sin que disminuya su rendimiento, siendo necesario para ello:

- Adoptar un procedimiento de post-combustión en el hogar de la caldera .
  
- Diseñar una turbina de gas sin que se pretenda generar con la energía térmica contenida en sus gases de escape una determinada cantidad de vapor, sino con el criterio de cubrir las necesidades de comburente que se tendrán en la caldera para producir el vapor citado (Figura 15).

**CALDERA CONVENCIONAL CON QUEMADOR POST-COMBUSTION EN HOGAR DE LA CALDERA.**



**CALDERA CONVENCIONAL**



TOMADOS SOBRE EL PCI DEL COMBUSTIBLE CONSUMIDO EN EL QUEMADOR DE LA CALDERA.

**FIGURA 15**

Comparación entre la energía consumida en una caldera, en la producción de 40 Tn/h de vapor por un procedimiento convencional, y cuando se utilizan los gases de escape procedentes de una turbina de gas como comburente en la misma caldera.

#### **C.4.1.2. GENERACION DE VAPOR EN UNA CALDERA DE RECUPERACION.**

Cuando no sea posible por diferentes circunstancias aprovechar las calderas existentes, o bien cuando interese producir una cantidad de energía eléctrica más elevada que la que se obtendría con el aprovechamiento de las calderas existentes, será necesario instalar una caldera de recuperación.

Las calderas de recuperación se diferencian básicamente de las calderas convencionales en que la transmisión de calor se produce prácticamente por convección, dado que la temperatura de entrada de los gases es menor. Otra característica que también las distingue es que la diferencia entre la temperatura de los gases y la temperatura del sistema vapor/agua es menor que en una caldera convencional. Sin embargo, pueden tener, al igual que las calderas de vapor clásicas, economizador, vaporizador y sobrecalentador. Podrán generar vapor a varios niveles de presión o a uno solamente, en función de que en proceso sea necesario vapor de diferentes características o bien haya que inyectar vapor a una determinada presión en la turbina.

El criterio general del diseño que debe seguirse en estas calderas es conseguir que la diferencia media de temperaturas entre los gases de escape y el fluido a calentar sea lo más alta posible. La mejor manera de conseguir esto es lograr que los gradientes de temperatura de los gases y del fluido sean lo más paralelo posible.

Al realizar su diseño deberá tenerse en cuenta la modificación que en la temperatura de los gases y en el caudal de gases de escape tiene la carga de la turbina y la temperatura de

aspiración del aire de combustión. Será necesario proyectar la caldera para la carga base normal y prever las variaciones de rendimiento en función de las modificaciones de carga de la turbina.

Cuando el caudal de vapor necesario en proceso no puede ser económicamente conseguido con el calor recuperable contenido en los gases de escape de una turbina de gas, será necesario acudir a la post-combustión mediante quemadores en vena de aire.

#### **C.4.1.3. POST-COMBUSTION EN VENA DE AIRE.**

Las turbinas de gas trabajan con excesos de aire muy elevados, lo que hace que el contenido en oxígeno de los productos de combustión esté comprendido entre el 14 y el 17%.

Si estos productos de combustión se utilizan como comburentes en unos quemadores especiales denominados quemadores en vena de aire (DUCT-BURNERS) se conseguirá incrementar la temperatura de los gases de escape sin incrementar notablemente el caudal másico de los mismos.

El incremento de la temperatura de los gases de escape provocará:

- Una mejor transferencia del calor, que se deriva del propio incremento de la temperatura y del aumento de la velocidad de paso de los gases de escape por la caldera de recuperación.
- Una disminución de los costos de instalación al ser necesaria una superficie de intercambio menor en la caldera de recuperación.

- Un incremento de las pérdidas de carga que en caso de no haberse tenido en cuenta en el diseño de la caldera originará una disminución de rendimiento en la turbina de gas.

Los quemadores de post-combustión deben instalarse en los conductos de transporte de los gases desde la turbina de gas hasta la caldera de recuperación o bien, a la misma entrada de los gases en la caldera de recuperación.

La velocidad de salida de los gases de escape de la turbina llega a alcanzar los 80 m/s por lo que no conviene instalar el quemador inmediatamente después de la turbina. Para la obtención de un flujo regular se conducirán los gases de escape de la turbina de gas por un conducto que se irá ensanchado progresivamente hasta obtener una velocidad comprendida entre 15 y 30 m/s.

#### **C.4.2. SISTEMAS DE RECUPERACION DEL CALOR A PARTIR DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.**

Los sistemas de recuperación de la energía térmica a partir de motores de combustión interna pueden clasificarse en cuatro categorías en función de la temperatura y presión de salida del agua de refrigeración del motor (8):

- Sistemas de recuperación a partir de agua caliente hasta 99°C.
- Sistemas de recuperación a partir de agua sobrecalentada hasta 115°C.

- Sistemas de recuperación a partir de agua sobrecalentada y caldera de vaporización rápida.
- Sistema de ebullición.

#### **C.4.2.1. SISTEMA DE RECUPERACION A PARTIR DE AGUA CALIENTE HASTA 99°C.**

En este sistema se emplea el agua de salida de refrigeración del motor a una temperatura comprendida entre los 88 y 99°C.

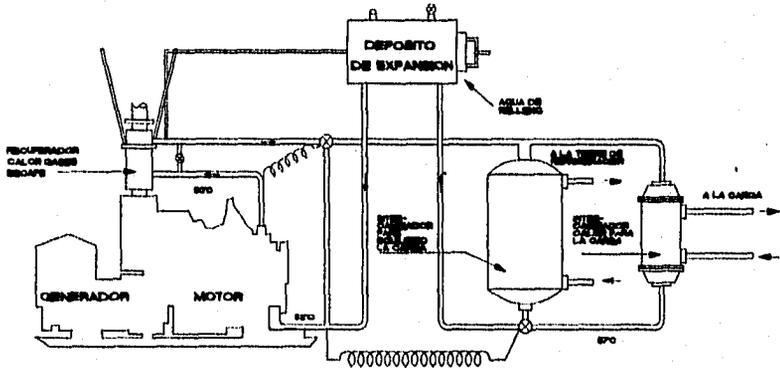
La recuperación de calor se efectúa mediante un intercambiador de agua; los gases de escape pueden aprovecharse en un recuperador para elevar el nivel térmico del agua de refrigeración a la salida del motor y alimentar una caldera independientemente del sistema de refrigeración.

El circuito de refrigeración del motor debe ser cerrado.

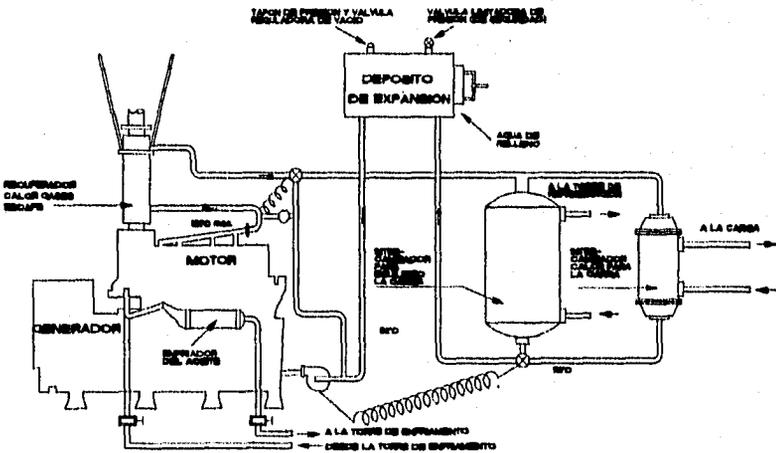
En el mismo debe preverse la instalación de un intercambiador de refrigeración que entre en funcionamiento cuando no haya demanda de calor en proceso o bien sea reducida (Figura 16).

#### **C.4.2.1. SISTEMAS DE RECUPERACION A PARTIR DE AGUA SOBRECALENTADA HASTA 115°C.**

En este sistema se emplea el agua sobrecalentada procedente de la refrigeración del motor a una temperatura comprendida entre



**FIGURA 16** Diagrama de flujo de la recuperación de la energía térmica procedente de la refrigeración de un motor mediante el sistema de agua caliente hasta 90°C.



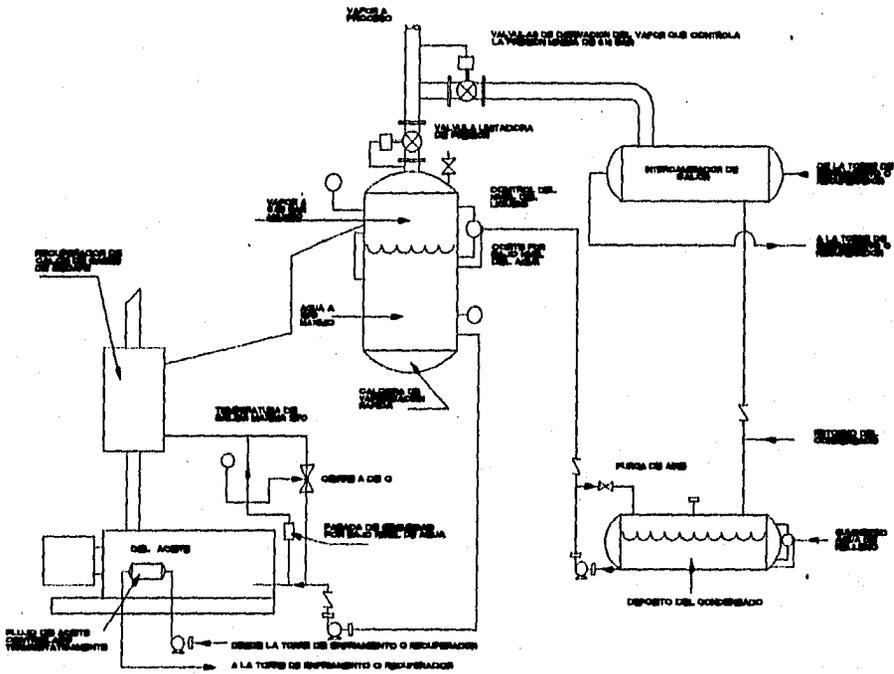
**FIGURA 17** Diagrama de flujo de la recuperación de la energía térmica procedente de la refrigeración de un motor mediante el sistema de agua sobrecalentando hasta 120°C.

104 y 121°C. En esencia este sistema funciona de la misma forma que el sistema de agua caliente hasta 99°C excepto por la presión de circulación que debe proporcionarse al fluido refrigerante y el control que hay que ejercer de la misma. La presión del circuito primario del agua de refrigeración debe ser de 0.3 bar aproximadamente por encima de la presión de saturación del vapor de agua a la misma temperatura (Figura 17),

#### **C.4.2.3. SISTEMA DE RECUPERACION A PARTIR DE AGUA SOBRECALENTADA Y CALDERA DE VAPORIZACION RAPIDA.**

Este procedimiento incorpora al de agua sobrecalentada (antes descrito), un generador de vapor a baja presión. Este generador se mantiene a una presión inferior a la que existe en el circuito de refrigeración a la salida del motor, por lo que al entrar el agua sobrecalentada en el generador de vapor una parte se vaporiza utilizando el calor cedido por el agua que se enfría hasta la temperatura de saturación del vapor en la caldera. El vapor así producido es enviado al proceso industrial.

La presión relativa del vapor generado estará comprendida entre 0.14 y 0.55 bar. Cualquiera que sea la temperatura de diseño del agua de refrigeración en el motor, la presión en el circuito de refrigeración deberá ser la adecuada para evitar la ebullición o vaporización rápida en el motor. Para una temperatura de salida del motor del agua sobrecalentada de 121°C, la presión deberá ser 1.38 bar, la sobrepresión de 0.34 bar sobre la presión de saturación correspondiente permitirá una caída de presión de 0.2 a 0.3 bar en la caldera de vaporización (Figura 18).



**FIGURA 18** Diagrama de flujo de la recuperación de la energía térmica procedente de la refrigeración de un motor mediante el sistema de agua sobrecalentando hasta 120°C con caldera de vaporización rápida.

#### **C.4.2.4. SISTEMAS DE EBULLICION.**

Estos sistemas se basan en la refrigeración del motor mediante la absorción del calor necesario para la vaporización del agua de refrigeración. El vapor así producido no se permite que se acumule en el motor sino que se conduce junto con el agua de refrigeración no vaporizada hasta un separador de vapor situado en elevación con relación al motor.

Aunque la diferencia de temperaturas del agua refrigerante a la entrada y salida del motor es muy pequeña (1.1 a 1.7°C) la circulación a través del motor está asegurada en virtud de la disminución de densidad que experimenta el fluido de refrigeración.

Este procedimiento es el más sencillo y menos costoso para la recuperación de la energía térmica y además no necesita bomba de recirculación del agua.

Se puede integrar en una sola unidad compacta el separador de vapor y el recuperador de calor de gases de escape e incluso añadir un quemador auxiliar para elevar la producción de vapor (Figura 19).



## BIBLIOGRAFIA

- ( 1 ) BERGMAN, K. O.; FRAILE, D.; MARJOKORPI, T, "(Turbinas de gas o motores alternativos para una planta de cogeneración?", España, Powertec Española, 1993.
- ( 2 ) CONAE, "Potencial Nacional de Generación 1995", México, Secretaría de Energía, 1995.
- ( 3 ) CONAE, "Segundas Jornadas de Cogeneración. Congreso Internacional", México, 1993.
- ( 4 ) FIDE, "La Cogeneración, una gran oportunidad para su industria", México, 1993.
- ( 5 ) GENERAL Physics Corporation, "A Course for Utility Engineers".

- ( 6 ) GOVERNMENT Institutes, Inc., "Cogeneration and Resource Recovery: Current Prospects and Future Opportunities", USA, 5th. edition, 1985.
- ( 7 ) GRANET, Irving, "Termodinámica", México, Prentice - Hall, 3a. edición, 1988.
- ( 8 ) GUILLEN Marco, José A., "Cogeneración y gas natural. Sistemas de Cogeneración", España, ENAGAS, 1990.
- ( 9 ) HERNANDEZ Goribar, Eduardo, "Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración", México, Limusa, 1975.
- (10) HUANG, Francisco F., "Ingeniería Termodinámica", México, CECSA, 1985.
- (11) JENNINGS, Burgess H.; LEWIS, Samuel R., "Aire Acondicionado y Refrigeración", México, CECSA, 1979.
- (12) KOVACIK, J.M.; GE Company; SCHENECTADY, NY, "Cogeneration Application Considerations", New York, GE Power Generation, 1991.

- (13) PEMEX, "Criterios de diseño básico de cimentación y control de calidad en la Torre de Dirección PEMEX", México, Subdirección de Proyectos y Construcción de Obras. Gerencia de Ingeniería de Proyectos, 1989.
- (14) PEMEX, "Manual de Operación del Sistema SCADA", México, 1991.
- (15) PITA, Edward G., "Acondicionamiento de Aire. Principios y Sistemas", México, CECSA, 2a. edición, 1993.
- (16) PITA, Edward G., "Principios y Sistemas de Refrigeración", México, Linusa, 1a. edición, 1991.
- (17) RODRIGUEZ, E. J.; MIGUEZ Gómez, C., "Optimización de la Cogeneración mediante máquinas de absorción", 1992.
- (18) TAPIA Garcia, Francisco J., "Costos y parámetros de referencia para la formulación de proyectos de inversión en el Sector Eléctrico, GENERACION", México, CFE, 1992.
- (19) WARK, Kenneth, "Termodinámica", México, McGraw - Hill, 4a. edición, 1988.

**(20) WESTINGHOUSE, "501F Econopac Application Handbook", USA,  
Power Generation Business Unit, 2nd. Edition.**

**(21) WESTINGHOUSE, "Gas Turbine World Handbook for Project  
Planning, Design, & Construction", USA, Pequot  
Publication, Vol. 16, 1995.**