



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON**

**EFFECTOS DEL ENFRIAMIENTO EN TURBINAS DE GAS
DE CICLO SIMPLE**

**TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
G E R M A N G A R C I A G A R C I A**

DIRECTOR DE TESIS: M. en I. DAVID FRANCO MARTINEZ

SAN JUAN DE ARAGON, ESTADO DE MEXICO JUNIO DEL 2005

m.341574



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 mis padres, Rafael F. García Fragoso y
Ma. Engracia García de García.*

*Les dedico este trabajo por todo el apoyo y cariño que he recibido de ustedes,
para cumplir con este objetivo en mi vida. Por los innumerables esfuerzos y sacrificios
realizados a lo largo de todos estos años para que yo contara con una preparación
profesional, por no quitar el dedo del renglón.*

*Buscaré que en mi vida mi comportamiento personal y profesional vaya
de acuerdo a los principios que tuvieron a bien inculcarme a lo largo de mi vida
junto a ustedes, para que puedan sentirse orgullosos del hijo que siempre les complico un
poquito las cosas al final.*

*Papá, Mamá; Muchas, Muchas Gracias.
Los Quiero mucho.*

A mi esposa, Imelda Sánchez Placido y a nuestro hijo:

Te dedico este trabajo a ti mi amor, por el gran esfuerzo y apoyo que me has brindado a lo largo de estos años que hemos compartido juntos, primero como novia y actualmente como esposa y madre de nuestro precioso hijo.

Por alentarme a no hacer de lado este compromiso con mi preparación, por sobrellevar los malos ratos, por estar firme a mi lado, por tu amor y comprensión.

A nuestro hijo por ser el motor y la fuerza que nos impulsa día con día a ser mejores, a dar el máximo, a no desfallecer.

Todo mi amor, para mis dos amores.

A la familia de mi esposa, y familia mía también: Padres, hermana y hermanos, prima, cuñado y cuñadas de mi esposa.

Por su apoyo, muchas gracias.

Dedicatorias

A mis hermanos, Orlando y Almendra García García.

*Orlando: gracias por acompañarme en los buenos y malos momentos de mi vida
créeme fue larga la espera para que crecieras y pudiéramos comprendernos mutuamente,
hoy en día ya eres un hombre, y la espera valió la pena. Ganas a todo lo que te propongas
Sr. Doctor. Te quiero mucho.*

*Almendra: Chap.. tu presencia diaria, tu compañía por las tardes al salir de la escuela,
traerte, cuidarte, ayudarte, incremento mi paciencia y puso a prueba mucho de mi, pruebas
que fortalecieron mi carácter y que me servirán en mi vida diaria. Te quiero mucho.*

*A toda mi familia, Abuelos paternos, Armando y María,
Abuelos maternos, Enrique (q.e.p.d.) y Juana, tíos, tías, primos y primas de ambas
familias, muchas gracias por su cariño y apoyo.*

*A el Ing. Manuel Hernández Franco,
y al M. en I. Alejandro Téllez.
Por su apoyo y colaboración en la elaboración de este trabajo. Por su amistad
y consejos llenos de sabiduría, muchas gracias.*

*Al M. en I. David Franco Martínez, por fijarme el camino a seguir para
llevar a buen término este trabajo, por su colaboración y esfuerzo conjunto al aceptar
dirigir este trabajo. Muchas gracias.*

A mi Sínodo:

*Ing. Raúl Barrón Vera
Ing. Jorge Antonio Rodríguez Luna
Ing. Alejandro Rodríguez Lorenzana
Ing. José Luis García Espinosa*

Por sus valiosas aportaciones, a este trabajo. Muchas gracias.

*A mis compañeros y amigos:
(próximos a este proceso)*

*Ing. Juan Carlos Duarte Garrido
Ing. Enrique Carmona Escobedo
Ing. Luis Gutiérrez Alcántara
Ing. Javier A. Rodríguez Durán.
Ing. Samuel Tierra López*

Por su amistad, su compañerismo y consejos. Muchas Gracias.

*A todas las personas que influyeron directa e indirectamente para que
este trabajo se concluyera, gracias.*

INDICE

INDICE DE FIGURAS	iii
INDICE DE TABLAS	v
OBJETIVO	vi
JUSTIFICACIÓN	vii
INTRODUCCIÓN	viii
CAPITULO 1.- ANTECEDENTES	01
1.1 Principales productores de electricidad	04
1.2 Entorno nacional	06
1.3 Esquemas de Generación Eléctrica en México	10
1.4 Capacidad Instalada Actualmente	29
1.5 Proyección a Futuro	31
CAPITULO 2.- PRINCIPIOS BASICOS	34
2.1 Sistemas Abiertos	34
2.2 Primera Ley de la Termodinámica para Sistemas Abiertos	35
2.3 Segunda Ley de la Termodinámica	37
2.4 Eficiencia Adiabática	40
2.5 Ciclo Brayton	43

CAPITULO 3.-	CICLO BRAYTON	48
3.1	Ciclo simple de las Turbinas de Gas	48
3.2	Modificaciones al Ciclo Básico en las Turbinas de Gas	51
3.3	Ciclo con Enfriamiento del Aire	54
3.4	Equipo Principal	57
CAPITULO 4.-	EFFECTOS DE LA TEMPERATURA EN EL CICLO DE LA TURBINA DE GAS	69
4.1	Ciclo Termodinámico de la Turbina y su dependencia de la temperatura de entrada	69
4.2	Interenfriamiento en las Turbinas de Gas	73
4.3	Parámetros de evaluación	75
4.4	Tecnologías de enfriamiento a la entrada de una Turbina de Gas	78
	4.4.1 Refrigeración Mecánica	78
	4.4.2 Sistemas de enfriamiento por absorción	79
	4.4.3 Enfriamiento evaporativo	80
	4.4.4 Nebulización directa a la entrada	84
	4.4.5 Sistemas de Almacenamiento de energía térmica	84
	4.4.6 Sistemas Híbridos	85
4.5	Criterios de selección para Sistemas de enfriamiento en la entrada	86
CONCLUSIONES		88
BIBLIOGRAFÍA		90
ANEXOS		93

INDICE DE FIGURAS

CAPITULO 1.- ANTECEDENTES

Figura 1.3.1.-	Esquema de una Central Hidroeléctrica.	12
Figura 1.3.2.-	Esquema de una Central Termoeléctrica.	13
Figura 1.3.3.-	Ciclo de una Central Turbogas.	14
Figura 1.3.4.-	Esquema de una Central de Ciclo combinado.	15
Figura 1.3.5.-	Esquema de una Central Diesel.	16
Figura 1.3.6.-	Esquema de un Central Carboeléctrica.	17
Figura 1.3.7.-	Esquema de una Central Nucleoeléctrica tipo PWR.	20
Figura 1.3.8.-	Esquema de una Central Nucleoeléctrica tipo BWR.	21
Figura 1.3.9.-	Esquema de una Central Geotérmica.	23
Figura 1.3.10.-	Esquema de Cogeneración.	24
Figura 1.3.11.-	Esquema de un Sistema fotovoltaico.	26
Figura 1.3.12.-	Esquema de Aeroturbina para una Central Eólica.	28
Figura 1.4.1.-	Diagrama de la capacidad energética instalada por tipo de generación	30

CAPITULO 2.- PRINCIPIOS BASICOS.

Figura 2.2.1.-	Primera Ley de la Termodinámica para un sistema abierto.	36
Figura 2.3.1.-	La caída de la masa (m) provocará el aumento en la energía interna del contenedor y un rechazo de calor.	38
Figura 2.3.2.-	El suministro de energía al contenedor no provocará el ascenso de la masa.	38
Figura 2.4.1.-	Diagrama h-s de la expansión real e isentrópica de la Turbina.	41
Figura 2.4.2.-	Diagrama h-s de la compresión real e isentrópica del compresor.	42
Figura 2.5.1.-	Diagrama de un motor de turbina de gas de ciclo abierto.	43
Figura 2.5.2.-	Diagrama de un motor de turbina de gas de ciclo cerrado.	44
Figura 2.5.3.-	Diagramas T-s y P-v de un ciclo Brayton ideal.	46

CAPITULO 3.- CICLO JOULE BRAYTON.

Figura 3.1.1.-	Ciclo termodinámico básico de las turbinas de gas.	49
Figura 3.1.2.-	Esquema del ciclo básico de las turbinas de gas	50
Figura 3.2.1.-	Diagrama T-s de ciclos termodinámicos básicos de las turbinas de gas con diferentes relaciones de compresión.	51
Figura 3.2.2.-	Diagrama T-s del ciclo termodinámico básico real de las turbinas de gas.	52
Figura 3.3.1.-	Diagrama del Ciclo Brayton con enfriamiento.	54
Figura 3.3.2.-	Diagrama T-s del ciclo termodinámico de las turbinas de gas con enfriamiento de aire.	56
Figura 3.4.1.-	Rotor de una turbina de gas.	58
Figura 3.4.2.-	Turbohélice de una turbina de gas.	59
Figura 3.4.3.-	Alabes rotatorios de una turbina de gas.	60
Figura 3.4.4.-	Compresor de tipo centrífugo.	62
Figura 3.4.5.-	Esquema de las partes principales de un compresor centrífugo.	62
Figura 3.4.6.-	Esquema de tipos de compresores.	63
Figura 3.4.7.-	Esquema de un compresor de tipo axial.	63
Figura 3.4.8.-	Esquema de la cámara de combustión de una turbina de gas.	65
Figura 3.4.9.-	Esquema de la relación de aire – combustible que entra y sale de la cámara de combustión.	66

CAPITULO 4.- EFECTOS DE LA TEMPERATURA EN EL CICLO DE LA TURBINA DE GAS.

Figura 4.1.1.-	Diagrama T-s de una turbina de gas en un día caliente.	70
Figura 4.1.2.-	Diagrama T-s ideal y real.	70
Figura 4.2.1.-	Reducción del trabajo por interenfriamiento.	73
Figura 4.2.2.-	Turbina de gas con interenfriador externo.	74
Figura 4.2.3.-	Diagrama del Ciclo con Interenfriamiento, $B_1 - A_2$ representa el interenfriamiento.	74
Figura 4.2.4.-	Diagrama T-s del Ciclo con interenfriamiento.	75
Figura 4.4.2.1.-	Esquema de un sistema sencillo de refrigeración por absorción.	80
Figura 4.4.3.1.-	Arreglo de un enfriador de tipo evaporativo.	81
Figura 4.4.3.2.-	Gráfica de incremento de potencia en un enfriador de tipo evaporativo.	83

INDICE DE TABLAS

CAPITULO 1.- ANTECEDENTES.

Tabla 1.-	Producción de energía eléctrica por tipo de combustible.	02
Tabla 2.-	Consumo de combustóleo, millones de toneladas por región.	03
Tabla 3.-	Producción de energía eléctrica por región de 1973, 1995 y 1998	04
Tabla 4.-	Principales productores de energía eléctrica del 98.	05
Tabla 5.-	Capacidad instalada por tipo de central.	29
Tabla 6.-	México: capacidad instalada de generación eléctrica del Sistema Eléctrico Nacional, 1990-2001	30
Tabla 7.-	Proyección de la producción de energía por tipo de generación.	31

ANEXOS

Tabla A-1.-	Masa molar, constante de gas y propiedades del punto Crítico	93
Tabla A-2.-	Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes	
	a) a 300 K y b) a diversas temperaturas.	94
	c) como una función de la temperatura	95

OBJETIVO

Con el presente trabajo de tesis se analizará el efecto que produce en la potencia de salida de una turbina de gas la implementación de diferentes sistemas de enfriamiento a la entrada del Ciclo tomando en cuenta que es un Ciclo abierto que opera bajo el Ciclo Brayton, con el fin de hacer patente las grandes ventajas que proveen este tipo de sistemas al desarrollo energético del país.

JUSTIFICACIÓN

Actualmente las sociedades en vías de industrialización, siendo este el caso de México, tienen como característica principal su creciente necesidad de energía eléctrica, por lo que es necesario la instalación de centrales turbogas que proporcionen la cantidad necesaria de energía eléctrica en carga pico de demanda. Siendo éstas centrales que operan bajo el Ciclo Brayton las que cubren esta característica.

Como consecuencia de lo anterior, es necesario establecer un procedimiento para el análisis del Ciclo Brayton, el efecto de los sistemas de enfriamiento, así como la realización de un profundo análisis de estas tecnologías, así como de variables propias del sitio que constituyen una valiosa herramienta que nos permitirá determinar cual de ellos nos ofrece la mejor opción para satisfacer la necesidad de energía eléctrica a cargas pico, conjuntamente se debe de trabajar con la mejor eficiencia posible evitando desperdicios de energía.

Adicionalmente con la apertura del sector eléctrico a la iniciativa privada y con la nueva Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica, es justificable este estudio ya que la citada ley no limita al Productor Externo de Energía por el tipo de tecnología a instalar y ya que las centrales del Ciclo Brayton tienen ventajas sobre los otros tipos de tecnologías, entre las cuales podemos mencionar las siguientes:

- Poco tiempo de construcción y puesta en servicio.
 - Alcanzan plena carga en tiempos reducidos.
 - Buena capacidad de producción de energía eléctrica.
-

INTRODUCCIÓN

El uso de la energía en los países industrializados es un factor importante de su crecimiento. Además, el deseo de las naciones en vías de industrialización de mejorar su nivel de vida incrementará el uso de la energía en todo el mundo. Por ello habrá una gran actividad en el campo del uso de la energía, para mantener el promedio del nivel de vida de los países industrializados y para aumentar el de las naciones en vías de industrialización.

El presente trabajo de tesis se abocará a estudiar los efectos del enfriamiento en turbinas de gas, es decir, el incremento de la eficiencia y potencia en los equipos que operan bajo el Ciclo Brayton, el cual se estudiará bajo la 1era y 2da ley de la Termodinámica. Así también se llevará a cabo el estudio de las principales tecnologías de enfriamiento para turbinas de gas de ciclo simple.

El Ciclo Brayton fue propuesto por primera vez por George Brayton en 1870, hoy en día se utiliza en turbinas de gas, las cuales operan usualmente en un ciclo abierto, es decir, el aire a condiciones ambiente se introduce en un compresor el cual eleva la presión y temperatura del aire. El aire de alta presión se inyecta a la cámara de combustión donde a presión constante se realiza la combustión del combustible, posteriormente los gases a alta temperatura resultado de la combustión entran en la turbina de gas donde se expanden hasta alcanzar la presión atmosférica, de lo cual se obtiene una potencia. Para finalizar los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia el medio ambiente. Cabe señalar que este ciclo abierto se cumple para un Ciclo Brayton simple el cual es objeto de este análisis.

La energía eléctrica generada bajo el Ciclo Brayton se encuentra dentro del grupo de centrales generadoras denominadas *Termoeléctricas de Combustibles Fósiles* el cual ocupa en nuestro país el *primer* lugar de generación de energía eléctrica con el 51.8 % del total de la generación, de ahí

la importancia de este estudio. Ya que permitirá evaluar este tipo de equipos y las ventajas que pueda ofrecer para una mayor generación de energía eléctrica y por consiguiente un aumento y mejora en el nivel de vida de México, el cual se encuentra en vías de industrialización.

La generación de energía eléctrica a base de turbinas de gas es utilizada en las *Centrales Turbogas* y en las centrales de *Ciclo Combinado*, ambas pertenecientes al grupo de *Termoeléctricas de Combustibles Fósiles*, las cuales operan con gas natural como combustible base, o diesel siendo este último utilizado como combustible alternativo o de respaldo.

Las centrales eléctricas de turbina de gas son empleadas por la industria de generación eléctrica en emergencias y durante periodos pico gracias a su bajo costo y rápido tiempo de respuesta. Las turbinas de gas también se utilizan en las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura, formando un ciclo combinado al utilizar los gases de escape de la turbina de gas sobrecalentados para abastecer a la turbina de vapor.

CAPITULO 1

ANTECEDENTES

1. Antecedentes

La demanda de energía en el mundo se ve incrementada día a día, hecho que se puede deducir debido al crecimiento de la población en países en desarrollo, en donde millones de personas requerirán mejores estándares de vida. A medida que más países se industrializan se consumen cantidades de energía cada vez mayores. El consumo mundial de energía se ha multiplicado por 25 desde el siglo pasado. El promedio del consumo de electricidad per cápita es alrededor de diez veces mayor en los países industrializados que en el mundo en desarrollo.

Un aspecto importante en el consumo de energía, lo representa la demanda creciente de energía eléctrica. Consumo de electricidad y vida moderna son prácticamente sinónimos en el mundo industrializado. Nuestras comunicaciones, el transporte, el abastecimiento de alimentos, y la mayor parte de los agrados y servicios de los hogares, oficinas y fábricas de nuestros días dependen de un suministro fiable de energía eléctrica.

En la actualidad la generación de energía eléctrica consume aproximadamente una tercera parte de la producción mundial de energía primaria, siendo el área de mayor consumo energético.¹

El promedio del consumo de electricidad per cápita en los países industrializados es alrededor de diez veces mayor que en los países en desarrollo, sin embargo, el aumento de la demanda por parte de los países en vías de desarrollo se vera incrementada, como consecuencia de la explosión demográfica, incremento de equipo eléctrico, desarrollo de la industria y la sustitución de equipos de combustión por otros que utilicen electricidad.

¹ Información de INTERNET, pagina de Shell Co., http://www.shell.com/tybl_Old4.html

En la actualidad las economías de muchas naciones en desarrollo se expanden rápidamente, para los próximos 15 años se prevé un crecimiento de más del 5% anual de la demanda de electricidad en el "Sur". Para satisfacer esta demanda se necesitará un aumento espectacular de la producción de electricidad.

Cabe señalar que a escala mundial el consumo de energía eléctrica para 1995 fue de 13,204 TWh y para 1998 el consumo fue de 14,331 TWh (de acuerdo a la Agencia Internacional de Energía)².

Los sistemas de generación de electricidad en el mundo están basados en la utilización de combustibles fósiles. Datos del 98 indican que las centrales termoeléctricas convencionales representan el 63.4% de generación de electricidad, las centrales nucleares el 17.1%, las hidroeléctricas representan 19.5% junto con otras fuentes de generación (tabla 1). El carbón representa la principal fuente de energía empleada en centrales eléctricas con un 38.4 % (tomando en cuenta que el 52 % de producción de carbón se utiliza en la generación de electricidad), por otro lado el combustóleo representa el 8.9 % y el gas natural con 16.1%³.

TABLA 1. Producción de energía eléctrica por tipo de combustible ¹

Producción de electricidad	1973		1995		1998	
	TWh	%	TWh	%	TWh	%
Carbón	2344	38.3	4951	37.5	5503	38.4
Petróleo	1505	24.6	1320	10	1276	8.9
Gas natural	740	12.1	1927	14.6	2307	16.1
Nuclear	202	3.3	2337	17.7	2451	17.1
Hidroelectricidad	1285	21	2496	18.9	2565	17.9
Otros*	37	0.6	172	1.3	229	1.6
Total	3119	100	13204	100	14331	100

* incluye energía geotérmica, solar, eólica, biomasa y basura

² información obtenida de la página de la IAEA (International Atomic Energy Agency), <http://www.iaea.org/ganist/kevworld/keystats.htm>

³ información obtenida de la página de la IAEA (International Atomic Energy Agency), <http://www.iaea.org/worldatom/inforesource/factsheet/spanish/spelectr.html#air>

En el periodo del 73 al 95 y del 95 al 98 el consumo de los derivados del petróleo disminuyó, en primera instancia debido a la crisis energética de la década de los años setenta y en segunda a las crecientes restricciones ambientales en cuestión de emisiones de contaminantes. En estos tres años analizados se observa que el crecimiento del aporte de energía eléctrica proveniente del uso del gas natural se incrementa en un 260% de 1973 al 1995, y un 300 % del 73 al 98, lo cual es un reflejo del cambio de combustibles derivados del petróleo por gas natural.

Por otro lado se ve claramente que el uso del combustóleo representa un consumo grande de energía, el cual es utilizado a altas tasas (tabla 2). Aun con la disminución del consumo de los derivados del petróleo.

TABLA 2. Consumo de combustóleo, millones de toneladas por región*.

REGIÓN	1990	1997	1998
Norteamérica**	99.4	73.9	78.4
Estados unidos	67.2	42.7	43.7
Centro y Suramérica	39.9	42.6	42.6
Europa	138.5	120.8	119.9
Medio Oriente	58.5	67.0	68.3
África	23.2	25.9	26.7
Asia Pacífico	184	212.3	200.7
China	34.4	46.1	47.3
Japón	71.0	52.7	47.4
OECD	307.9	266.5	257.5
Unión Europea	102.7	92.8	94.1
MEE***	215.1	263.6	266.9

*Fuente: Compendio de Información del Sector Energético Mundial 1999, PROGRAMA UNIVERSITARIO DE ENERGÍA, COORDINACIÓN DE VINCULACIÓN, UNAM.

**Incluye a México

***Mercados Económicos Emergentes, excluye Europa Central y Anterior Unión Soviética.

En el aspecto de generación de energía eléctrica los países de la OECD produjeron en 1998 el 63.2 % del total de energía eléctrica en el mundo, seguidos por los países asiáticos con el 16.1%, 8.5 % en los países de la ex URSS, el 5% en América Latina, 2.9 % en África, en Medio Oriente el 2.9% y el 1.4 % los países de no. OECD (datos de la tabla 3).

TABLA 3. Producción de energía eléctrica por región de 1973, 1995 y 1998.

Producción de electricidad	1973		1995		1998	
	TWh	%	TWh	%	TWh	%
OECD	4344	71.0	8134	61.6	9057	63.2
Ex URSS	912	14.9	1294	9.8	1218	8.5
No OECD Europa	202	3.3	343	2.6	201	1.4
China	165	2.7	1003	7.6	1204	8.4
Asia (excepto China)	184	3.0	1122	8.5	1103	7.7
América Latina	165	2.7	621	4.7	716	5.0
África	110	1.8	370	2.8	416	2.9
Medio Oriente	37	0.6	317	2.4	416	2.9
Total	6119	100	13204	100	14331	100

1.1. Principales productores de electricidad

En 1998 el principal productor de energía eléctrica fue Estados Unidos con el 26.5% del total mundial, seguido por China con el 8.1% y Japón con el 7.2 %.
Tabla 4.

TABLA 4. Principales productores de energía eléctrica del 98⁴

Productores	TWh	% del total del mundo
Estados Unidos	3 804	26.5
China	1 166	8.1
Japón	1 036	7.2
Rusia	826	5.8
Canadá	562	3.9
Alemania	552	3.9
Francia	507	3.5
India	494	3.4
Reino Unido	357	2.5
Brasil	322	2.2
Resto del mundo	4 705	33.0
TOTAL	14 331	100.0

⁴ Información obtenida de la página de la IAEA (International Atomic Energy Agency), <http://www.iaea.org/statist/keyworld/keystats.htm>

1.2 Entorno nacional

La industria eléctrica en México inició su desarrollo a fines del siglo XIX con el inicio del empleo de la electricidad en procesos industriales con la participación de capitales privados, principalmente del exterior. En el año de 1879 se instaló un sencillo generador en una fábrica de textiles denominada "La Americana" en León, Guanajuato, posteriormente, en pocos años fue utilizado el fluido eléctrico para la operación de desagüe.

A mediados de 1880 se llevaron a cabo los primeros experimentos para el alumbrado público, colocándose en la ciudad de México dos focos de arco voltaico: uno en el kiosco central y otro en la esquina suroeste del jardín de la Plaza de la Constitución; transcurridos algunos meses la compañía de Samuel B. Knight instaló 40 lámparas incandescentes de arco en el Zócalo de la ciudad de México.

Diez años después, aprovechando como fuente primaria para la generación eléctrica los saltos y caídas de agua de los ríos de México, se construye la primera planta hidroeléctrica en Batopilas, Chihuahua.

Iniciado el siglo XX, en varios estados de la República operaban plantas hidráulicas destinadas a satisfacer principalmente las necesidades del sector productivo regional, destinándose la energía excedente a servicios urbanos.

Asimismo, mediante una concesión gubernamental, el francés Vaquié promovió el primer proyecto importante para generar energía eléctrica a través de las caídas del río Necaxa, dando con ello origen a la empresa canadiense Mexican Light & Power Company, Limited, la cual posteriormente cambiaría su denominación a la de compañía Mexicana de Luz y Fuerza Motriz.

El uso de la energía eléctrica en México creció en forma sorprendente, tal fue el auge que para 1920 funcionaban en nuestro país 199 compañías mediante la inversión de empresarios extranjeros.

Sin embargo, la falta de eficiencia y calidad de dichas empresas dieron origen a un sin número de anomalías: cobro excesivo de tarifas, aplicación de multas y las fallas en el suministro, mismos originaron un clima de descontento entre los consumidores afectando con ello el proceso de la producción industrial y agrícola. Aunado a lo anterior, amplias zonas rurales carecían totalmente de energía eléctrica.

El 14 de agosto de 1937, el Poder Ejecutivo Federal, encabezado por Lázaro Cárdenas del Río, decretó la creación de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), con el objeto de organizar un sistema nacional de generación, transmisión y distribución de energía eléctrica para el beneficio del país en general.

El inicio de las operaciones de la CFE permitió obtener una vinculación entre el suministro de fluido y los objetivos sociales del país.

A fin de obtener la integración de una industria eléctrica fueron necesario diez acciones de tipo legislativo que facilitaron por una parte, el crecimiento de la CFE y, por otra, un control cada vez mayor del sector público en materia tarifaria.

Dichas acciones de la CFE vieron reflejadas en el año de 1959, las dos principales empresas extranjeras que comercializaban la electricidad: la American and Foreign Power Company y la Mexican Light and Power Company, Limited, recibían de la CFE el 70 % de la energía que revendían.

En este contexto el gobierno mexicano inicia un proceso de compra de las compañías extranjeras que finaliza con un acto primordial para la vida de México: el 27 de septiembre de 1960, el presidente Adolfo López Mateos nacionaliza la industria eléctrica, consolidando así el proceso del desarrollo económico de México.

Breve Historia de la Comisión Federal de Electricidad (CFE).

La CFE se creó en 1937 con el objeto de generar energía para abastecer a un mercado en crecimiento, satisfacer la demanda de los consumidores de bajos ingresos, planear e integrar el servicio eléctrico en México y preparar un esquema que le diera a la nación el control sobre sus recursos energéticos.

Sus primeros proyectos se emprendieron en Teloloapan, Guerrero; Pátzcuaro, Michoacán; Suchiate y Xia en Oaxaca, y Ures y Altar en Sinaloa.

En 1938, la CFE emprendió su primer proyecto de gran envergadura, Ixtapantongo. Para ese año, la empresa ya tenía una capacidad de 64 KW, y para 1942 llegaba a los 837 KW.

Para 1946 la CFE tenía una capacidad instalada de 45,594 KW e importantes perspectivas de crecimiento. Las empresas privadas dejaron entonces de invertir y la empresa pública se vio obligada a generar energía para que éstas la revendieran.

La empresa quedó constituida como un organismo descentralizado con personalidad jurídica y patrimonio propios en 1949, lo que le permitió actuar en áreas como la planeación y ejecución de obras, adquisición de instalaciones, organización de cooperativas de consumidores y electrificación, entre otras.

Para 1950, la CFE tenía una capacidad instalada de 167,126 KW, el 13% del total del país.

A lo largo de la siguiente década, las empresas privadas sufrieron importantes transformaciones, fusiones y reestructuraciones, y el estado se vio precisado a adquirir total o parcialmente varias de estas empresas, hasta que a fines de

1960, el Ejecutivo Federal propuso la adición al párrafo sexto del artículo 27 de la Constitución Política de los Estados Unidos Mexicanos, señalando:

Corresponde exclusivamente a la nación generar, conducir, transformar, distribuir y abastecer energía eléctrica que tenga por objeto la prestación de servicio público. En esta materia no se otorgarán concesiones a los particulares, y la nación aprovechará los bienes y recursos naturales que se requieran para dichos fines.

Comenzó entonces un largo proceso de integración de las empresas existentes. De 1962 a 1972 la CFE adquirió e incorporó a su estructura 27 empresas regionales, y el proceso continuó hasta 1991.

Un paso importante en el proceso de integración fue la unificación de la frecuencia eléctrica de toda la república a 60 ciclos. A partir de 1972 se inició la modificación de equipos y aparatos electrodomésticos de todos los hogares con frecuencia de 60 ciclos, tarea que se concluyó en un lapso de cuatro años, tres antes de lo proyectado originalmente.

En 1975 se fundó el Instituto de Investigaciones Eléctricas, centro encargado de realizar investigación aplicada y apoyar el desarrollo tecnológico de la industria nacional.

Hacia el futuro, la Comisión Federal de Electricidad continúa su esfuerzo para brindar servicio eléctrico a más del 95% de la población mexicana, brindando mayores insumos para la comunicación y la producción, y un alumbrado público cada vez más adecuado, contribuyendo así a elevar el nivel de vida de los mexicanos.

1.3 Esquemas de Generación Eléctrica en México

La generación de energía eléctrica en México se ha venido desarrollando al paso de los años alcanzando niveles tecnológicos muy elevados, a la par de cualquier país industrializado, por lo que la generación de energía eléctrica no puede limitarse a un solo esquema de generación, ya que se desaprovecharían la inmensidad de recursos naturales y alternativas posibles que nuestro país ofrece para la generación de energía eléctrica. Es importante mencionar que muchos de estos esquemas de generación han tenido un avance tecnológicamente hablando debido a que una de sus prioridades es la de elevar la eficiencia de los equipos instalados de origen. De igual manera se busca conservar el medio ambiente evitando su contaminación utilizando nuevos equipos y mejorando el equipo ya instalado.

A continuación se presentan los esquemas de generación eléctrica utilizados en nuestro país.

Tecnologías de generación de energía eléctrica

Dentro del contexto de generación de electricidad se cuenta con diferentes tecnologías como son:

- A. Hidroeléctricas
 - B. Centrales termoeléctricas convencionales
 - C. Centrales turbogas
 - D. Centrales de ciclo combinado
 - E. Central diesel
 - F. Carboeléctrica
 - G. Central nucleoeléctrica
 - H. Central geotérmica
 - I. Sistemas de cogeneración
 - J. Sistemas fotovoltaicos
 - K. Central eólica
-

A continuación se da una pequeña explicación de las anteriores formas de generación de electricidad.

A. Centrales Hidroeléctricas

El principio de funcionamiento de una planta hidroeléctrica, es el uso de la energía potencial del agua de un río o un lago. La forma de extraer esta energía y convertirla en energía mecánica y después en energía eléctrica, es creando un cauce artificial donde el agua fluya sin grandes obstáculos y finalmente, convertir la energía potencial disponible en energía mecánica por medio de máquinas apropiadas como turbinas o ruedas hidráulicas. Debido a esto, el aprovechamiento hidroeléctrico se realiza en sitios específicos que reúnen las características técnicas, económicas, ambientales y sociales para la construcción y operación de la central. Algunas de estas características son: disponibilidad constante de un flujo de agua, que la creación del lugar que aprovechará la caída de agua no tenga un efecto muy grande en el medio ambiente, que el uso de agua potable en la planta no sufra deterioro en sus características de potabilidad y que aguas abajo no restrinja el acceso a este líquido vital para consumo humano y de riego.

A pesar de la gran diversidad de esquemas hidráulicos empleados en el aprovechamiento de la energía potencial del agua, cada caso real puede ser una variante o combinación de dos tipos:

- Aprovechamiento por derivación
- Aprovechamiento por retención

En el aprovechamiento por derivación, el flujo del agua se desvía en un punto determinado del río y se conduce por medio de un canal o túnel con una pequeña pendiente para que el agua pueda circular; al fin del canal se instala una cámara de presión que sirve de arranque a la tubería forzada y esta

conducción lleva el agua siguiendo el flanco del valle hasta las turbinas hidráulicas situadas en el extremo inferior donde se restituye el cauce al río.

En el aprovechamiento por retención, el agua se almacena en una presa creando un desnivel o carga hidráulica desde la superficie del agua hasta la base de la cortina. El agua se conduce a través de la tubería de presión hasta las turbinas localizadas a pie de presa.

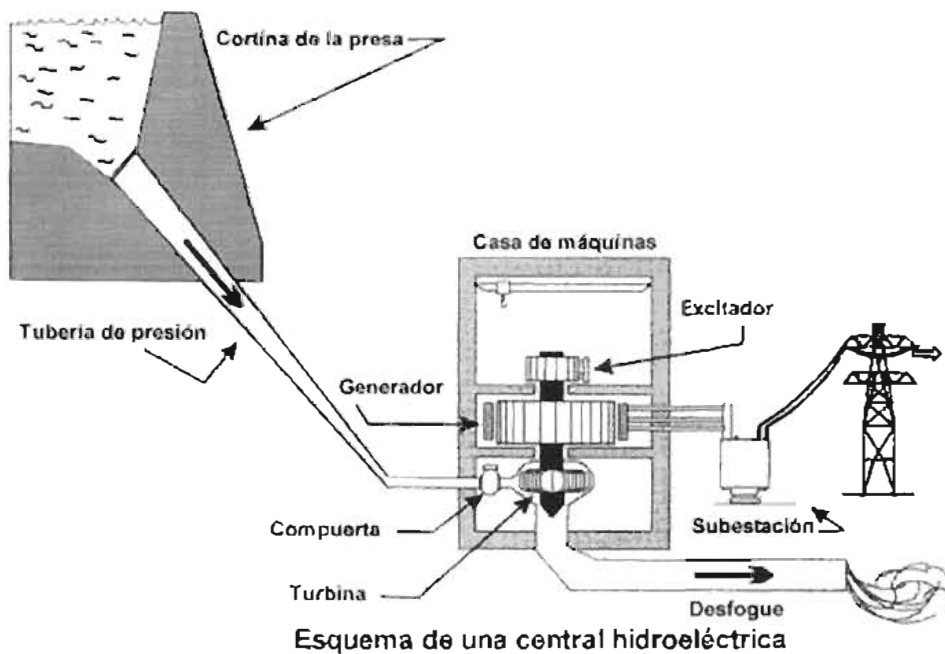


Figura 1.3.1 Esquema de una Central Hidroeléctrica

En la turbina, la energía cinética se transfiere al generador donde se transforma en energía eléctrica. La figura 1.3.1 muestra el esquema de un aprovechamiento hidroeléctrico.

B. Centrales Termoeléctricas Convencionales

En este tipo de central la energía es suministrada por un combustible fósil, como por ejemplo combustóleo o gas natural. En la actualidad, el sector eléctrico mexicano utiliza combustóleo en aquellas unidades alejadas de los centros urbanos y gas en las plantas cercanas a ciudades.

Tomando como base la figura 1.3.2, en el generador de vapor se transforma el poder calorífico del combustible en energía térmica, la cual es aprovechada para calentar agua a la fase de vapor, ya sobrecalentado, se conduce a la turbina, donde su energía cinética se convierte en mecánica, que se transmite al generador para producir energía eléctrica.

Estas centrales requieren de cantidades importantes de agua. El sistema de enfriamiento con torres húmedas mecánicas consume agua debido, entre otras causas, a la evaporación provocada por las condiciones climatológicas y las purgas del sistema. El consumo se estima, en forma genérica, en un litro por segundo por MW de capacidad. En el sistema de torre seca, el consumo de agua disminuye sensiblemente, pero el costo de inversión aumenta, debido al tipo de materiales utilizados y a los costos de operación mayores para este tipo de torre.

En México se tiene en operación unidades de diversas capacidades, por ejemplo de 37.5, 84, 160 y 350 MW.

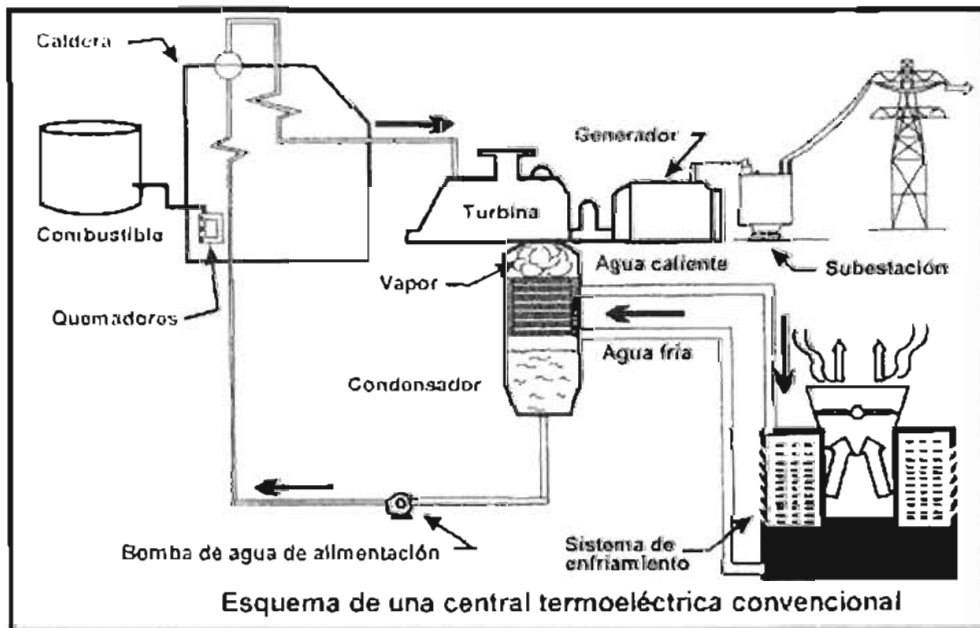


Figura 1.3.2. Esquema de una Central Termoeléctrica

C. Centrales Turbogas

La generación de energía eléctrica en las unidades turbogas se logra aprovechando directamente, en los alabes de la turbina, la energía cinética que resulta de la expansión de aire y gases de combustión, comprimidos y a altas temperaturas. La turbina está acoplada al rotor del generador dando lugar a la producción de energía eléctrica. En la figura 1.3.3 se muestra esquemáticamente este ciclo; como se observa, los gases de la combustión, después de trabajar en la turbina, se descargan directamente a la atmósfera.

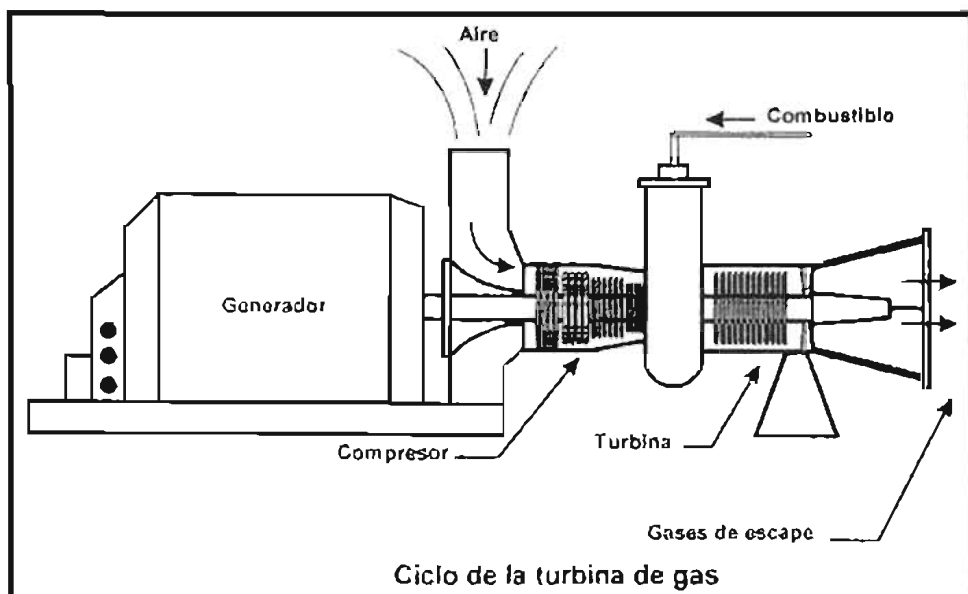


Figura 1.3.3. Ciclo de una Central Turbogas.

Estas unidades emplean como combustible gas natural o diesel, y entre los modelos avanzados, se puede quemar combustóleo o petróleo crudo. En una máquina preparada para ello, el cambio de combustible se puede realizar en forma automática en cualquier momento; este cambio tiene efectos sobre la potencia y la eficiencia.

Desde el punto de vista de la operación, el breve tiempo de arranque y la versatilidad para seguir las variaciones de la demanda, hacen a las turbinas de

gas ventajosas para satisfacer cargas de horas pico y proporcionar capacidad de respaldo al sistema eléctrico.

D. Centrales de Ciclo Combinado

Las centrales de ciclo combinado están integradas por dos tipos diferentes de unidades generadoras: turbogas y vapor. Una vez terminado el ciclo de generación en las unidades turbogas, los gases desechados poseen un importante contenido energético, el cual se manifiesta en su alta temperatura. En las centrales de ciclo combinado, esta energía se utiliza para calentar agua llevándola a la fase de vapor, que se aprovecha para generar energía eléctrica adicional, siguiendo un proceso semejante al descrito para las plantas térmicas convencionales (véase la figura 1.3.4).

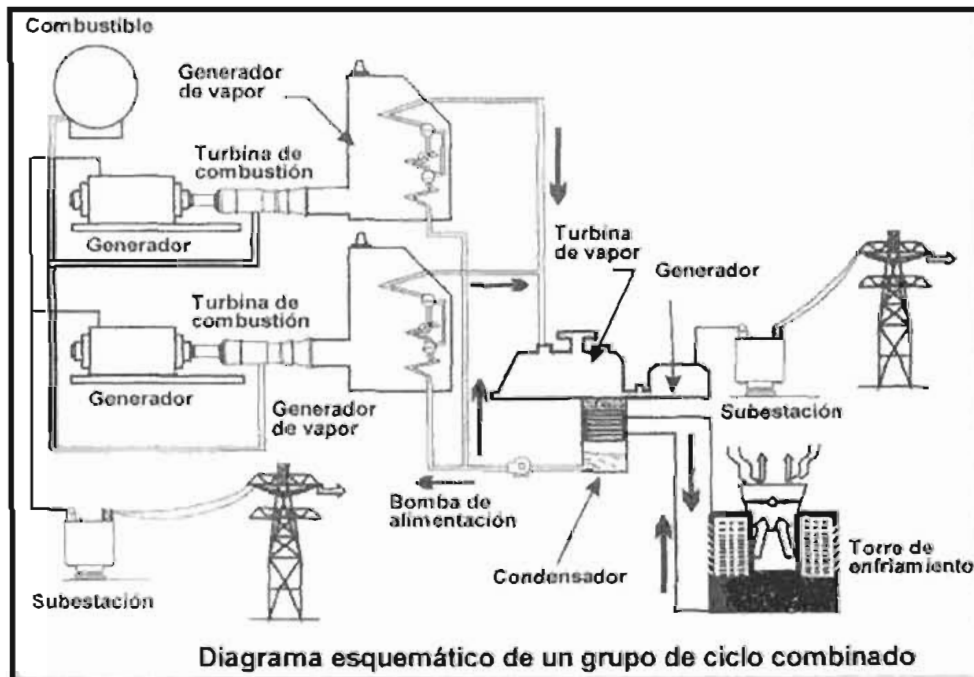


Figura 1.3.4. Esquema de una Central de Ciclo combinado.

E. Central Diesel

La tecnología diesel sigue el principio de los motores de combustión interna: aprovecha la expansión de los gases de combustión para obtener la energía mecánica, que es transformada en energía eléctrica en el generador. El esquema del ciclo de generación se presenta en la figura 1.3.5.

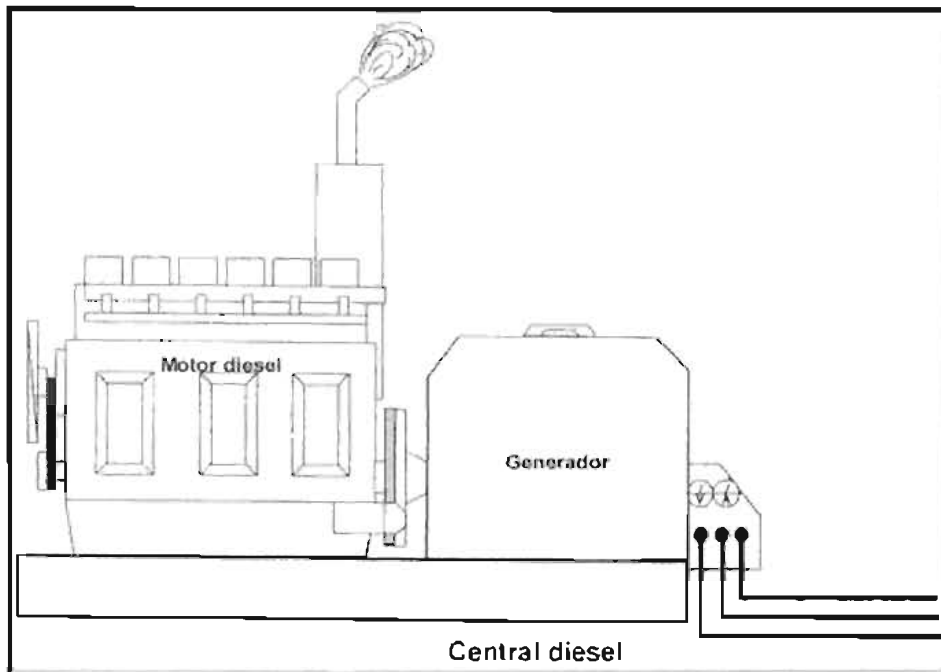


Figura 1.3.5. Esquema de una Central Diesel.

Actualmente este tipo de motores consumen una mezcla de combustóleo y diesel. De acuerdo con la información de los fabricantes de los equipos hoy en día y dependiendo de la calidad del combustóleo, las unidades pueden consumir este combustible puro o mezclado con diesel.

F. Centrales Carboeléctricas

Las centrales carboeléctricas prácticamente no difieren en cuanto a su concepción básica de las termoeléctricas convencionales; el único cambio importante es el uso del carbón como combustible y que los residuos de la

combustión requieren de un manejo más complejo que en caso de las termoeléctricas convencionales, que utilizan combustibles líquidos o gaseosos.

En las centrales que utilizan carbón con alto contenido de azufre es necesario instalar equipos de control de emisiones (desulfuradores). La figura 1.3.6 muestra una central carboeléctrica que no incluye equipos desulfuradores. Se definen tres centrales básicas:

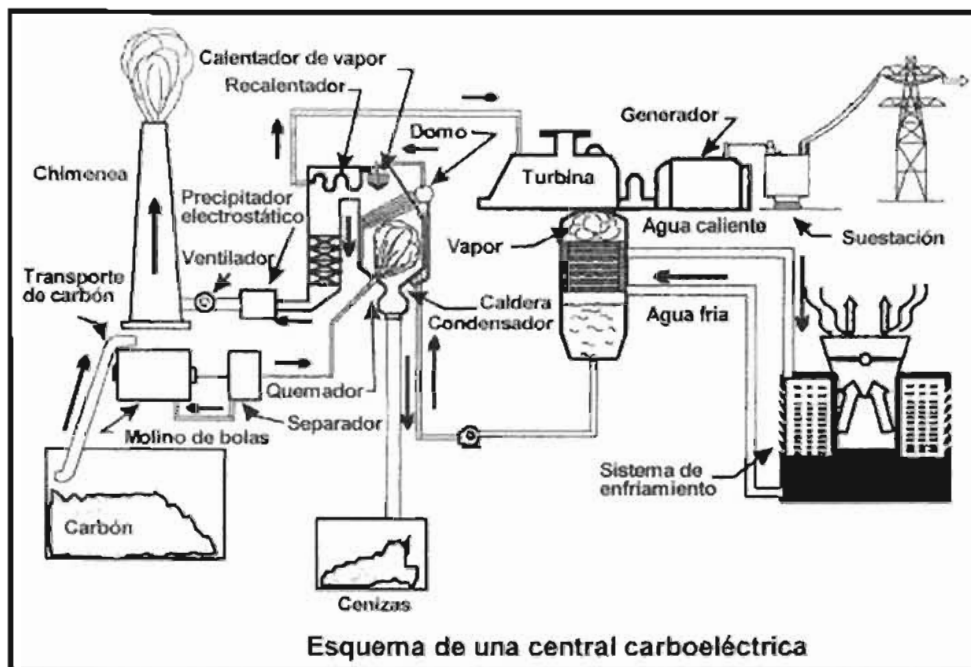


Figura 1.3.6. Esquema de un Central Carboeléctrica.

Carboeléctrica sin desulfurador y sin quemadores duales utilizando carbón como el de Río Escondido con alto contenido de cenizas.

Carboeléctrica con desulfurador y quemadores duales para carbón y combustóleo. El combustible primario es carbón con un contenido de azufre de menos de 2.6 %.

La experiencia inicial de Comisión Federal de Electricidad en centrales carboeléctricas proviene de operar tanto la pequeña central de 37.5 MW en Nava, Coah., durante 13 años, como las cuatro unidades de 300 MW de la central José López Portillo (Río Escondido), localizada a 31 km al suroeste de la ciudad de Piedras Negras, en donde el carbón utilizado es de bajo contenido de azufre.

Una nueva central de este tipo es Carbón II que colinda con la central José López Portillo; constará de cuatro unidades de 350 MW cada una, dos de las cuales se encuentran en operación y dos en proceso de construcción.

G. Centrales Nucleoeléctricas

En una central nuclear, como en una central térmica convencional, la energía calorífica liberada por el combustible se transforma en energía mecánica y después eléctrica. El calor producido hace que el agua se evapore y el vapor formado es enviado a la turbina que hace funcionar un generador para obtener finalmente la energía eléctrica. Sin embargo, en una central térmica clásica, el calor proviene de la combustión con el oxígeno del aire de un combustible fósil como el carbón, combustóleo, gas, etc., dentro de la caldera, mientras que en una central nuclear, el calor proviene de la fisión de los núcleos de uranio dentro de un reactor nuclear. El calor producido dentro del reactor es recogido por un fluido que pasa alrededor del combustible y que se llama "refrigerante" o fluido "portador de calor".

El vapor que alimenta la turbina puede ser producido directamente dentro del reactor o mediante el uso de un intercambiador, pero en todos los casos ese vapor, después de entrar a la turbina, pasa por un condensador donde se enfría al entrar en contacto con los tubos dentro de los cuales pasa el agua de enfriamiento que se toma del mar, de un río o bien de los acuíferos

subterráneos. El circuito agua-vapor es un circuito cerrado, completamente independiente del circuito de enfriamiento del mar, río o pozos.

Los componentes principales de un reactor nuclear son:

- Un núcleo compuesto básicamente por el combustible, el moderador y el refrigerante
- Un sistema de control y seguridad regular el ritmo de la liberación de energía.
- Un contenedor hermético, dentro del cual se encuentra el material nuclear, que constituye un blindaje biológico para la protección de los trabajadores.
- Un sistema de extracción de energía o sistema de enfriamiento para transportar el calor producido.

El núcleo del reactor es la región donde tiene lugar la reacción nuclear exotérmica y es comparable al hogar de una caldera, ya que allí se produce el calor. Los principales elementos que constituyen el núcleo son el combustible, el moderador y el refrigerante. Las variantes que se presentan en estos tres elementos dan lugar a distintos tipos de reactores.

En las centrales nucleares el combustible utilizado con más frecuencia es el uranio. Este puede ser utilizado ya sea en su forma natural que contiene 0.7% de uranio 235 y 99.3% de uranio 238, o bien, en una forma creada artificialmente que es el uranio enriquecido, en la cual se aumenta la proporción del isótopo fisionable, o sea, uranio 235. Esta proporción es de aproximadamente 3% en los reactores de agua ligera, que son los que hoy día están operando en mayor número.

Reactores de Agua Ligera

Los reactores de agua ligera utilizan precisamente el agua como moderador y refrigerante, y como combustible el uranio enriquecido. El enriquecimiento del

uranio es en el isótopo 235 y el grado de enriquecimiento es del 2 o 3%, en vez de 0.7% que tiene en su estado natural. Existen dos tipos de reactores de agua ligera, el de agua hirviente y el de agua a presión PWR; las iniciales BWR y PWR vienen del idioma Inglés boiling water reactor y pressurized water reactor. La diferencia fundamental de estos reactores es la manera de producir el vapor que accionará la turbina.

En los reactores de agua a presión, el agua circula a través de un circuito cerrado con el auxilio de una bomba (figura 1.3.7) y el refrigerante que circula a través del núcleo se mantiene a una presión alta de tal manera que ésta no hierve. En el interior del generador de vapor, el circuito primario cede su energía al circuito secundario, en el que el agua se transforma en vapor que se envía a la turbina; después este vapor pasa al condensador y regresa nuevamente al generador de vapor en forma de agua; estos reactores utilizan un ciclo indirecto para la formación del vapor.

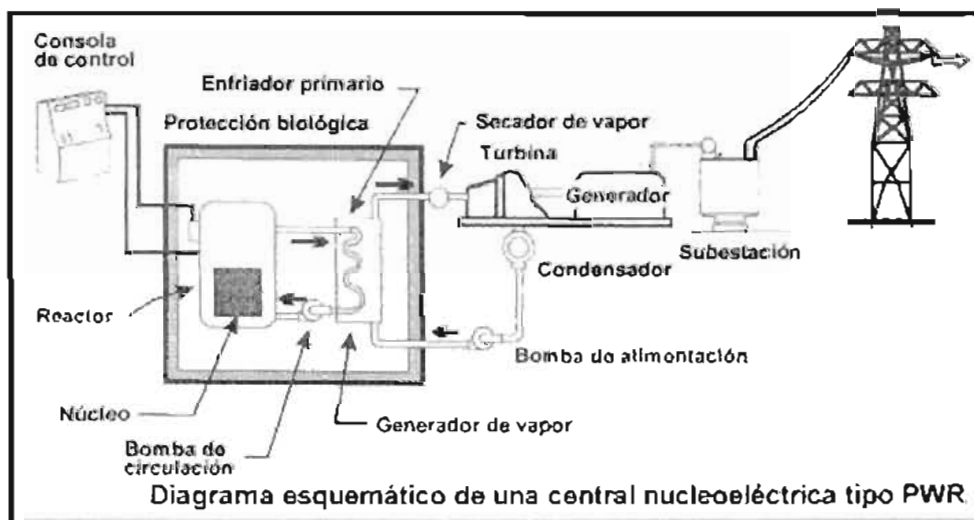


Figura 1.3.7. Esquema de una Central Nucleoelectrica tipo PWR.

El otro tipo de reactores de agua ligera es el de agua hirviente (figura 1.3.8). En estos reactores el refrigerante que pasa por el núcleo no está a presión muy

alta y por lo tanto el agua hierve y el vapor producido se separa y se seca dentro de la misma vasija; después se envía directamente a la turbina y más adelante al condensador, donde se convierte en agua que después de ser cuidadosamente tratada, se envía nuevamente al reactor con el auxilio de varias bombas de alimentación.

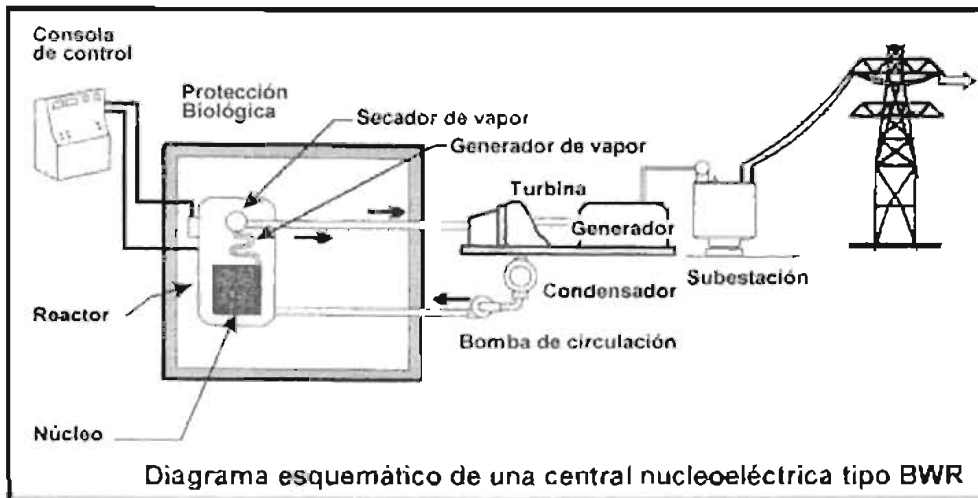


Figura 1.3.8. Esquema de una Central Nucleoelectrica tipo BWR.

La primera central nucleoelectrica instalada en México es Laguna Verde; se encuentra localizada en la costa del Golfo de México, en el Municipio de Alto Lucero en el estado de Veracruz, 70 km al noroeste del puerto. Consta de dos unidades de 675 MW cada una y los reactores son del tipo BWR: la primera unidad se encuentra en operación y la segunda en etapa avanzada de construcción.

Reactores de Agua Pesada

Otros reactores son los llamados "de agua pesada". Estos se diferencian de los procedentes en que utilizan como combustible uranio natural y como moderador y refrigerante el agua pesada: D₂O donde la D corresponde al isótopo deuterio del hidrógeno.

Existen otros tipos de reactores que no se describirán aquí (para mayor información véanse Lish, 1972, y García y García, 1979).

H. Centrales Geotérmicas

La energía geotérmica, como su nombre lo indica, es energía calorífica proveniente del núcleo de la tierra, la cual se desplaza hacia arriba en el magma que fluye a través de las fisuras existentes en las rocas sólidas y semisólidas del interior de la tierra, alcanzando niveles cercanos a la superficie, donde, si se encuentran las condiciones geológicas favorables para su acumulación, se mantiene y se transmite a los mantos acuíferos del subsuelo.

Por medio de pozos específicamente perforados, estas aguas subterráneas, que poseen una gran cantidad de energía térmica almacenada, se extraen a la superficie transformándose en vapor que se utiliza para generación de energía eléctrica.

Este tipo de central opera con principios análogos a los de una termoeléctrica convencional, excepto en la producción de vapor, que en este caso se extrae del subsuelo. Como se muestra en la figura 1.3.9. La mezcla agua-vapor que se obtiene del pozo se envía a un separador; el vapor ya seco se dirige a la turbina donde se transforma su energía cinética en mecánica y ésta, a su vez, se transforma en electricidad en el generador.

Existen unidades de 5 MW en las que el vapor, una vez que ha trabajado en la turbina, se libera directamente a la atmósfera. En las unidades de 20,37.5 y 110 MW, el vapor se envía a un sistema de condensación; en agua condensada, junto con la proveniente del separador, se reinyecta al subsuelo o bien se descarga en una laguna de evaporación.

La geotermia es un recurso relativamente importante en el país. Desde la instalación en 1959 de la primera planta experimental en Pathé, estado de

Hidalgo, la Comisión Federal de Electricidad ha desarrollado competencia técnica para explorar, perforar pozos y diseñar, construir y operar plantas geotermoeléctricas.

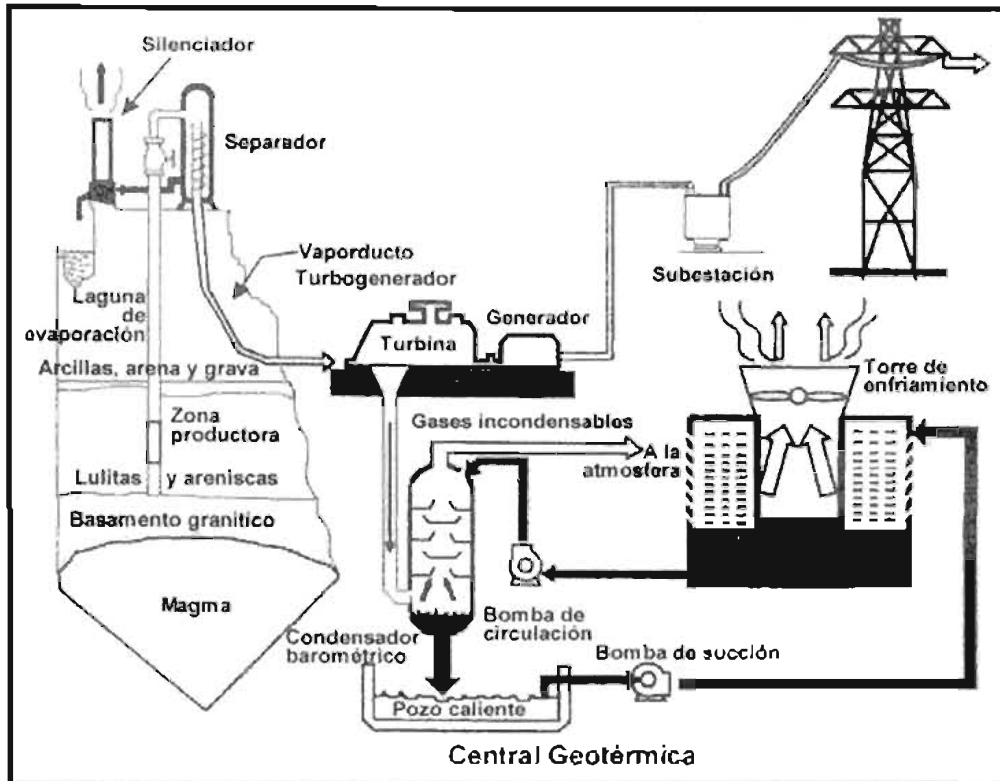


Figura 1.3.9. Esquema de una Central Geotérmica.

El mayor desarrollo geotermoeléctrico se encuentra en el campo de Cerro Prieto, localizado a unos 30 km al sur de Mexicali, Baja California, con una capacidad total de 620 MW distribuidos en cuatro unidades de 110 MW cada una, cuatro de 37.5 MW y una de 30 MW.

I. Sistemas de Cogeneración

La cogeneración es la producción y aprovechamiento integral de energía eléctrica y calorífica mediante sistemas que permiten el uso óptimo del combustible. Hay dos tipos básicos de sistemas de cogeneración y su diferencia radica en el tipo de energía que se obtiene primero. En el sistema de

"ciclo superior" primero se obtiene la energía eléctrica y la energía térmica sobrante se utiliza como calor de proceso en aplicaciones industriales o sistemas de calefacción. En el sistema de "ciclo inferior" mediante el quemado de combustible se produce energía térmica de alta temperatura para ser utilizada en procesos industriales, y el calor residual de tales procesos se aprovecha en la generación de electricidad.

En la figura 1.3.10 se ilustra un sistema de cogeneración de ciclo superior el proceso se inicia con el quemado del combustible en la caldera para producir vapor a alta temperatura, el cual se expande a su paso por la turbina. La turbina hace girar un generador que produce la energía eléctrica.

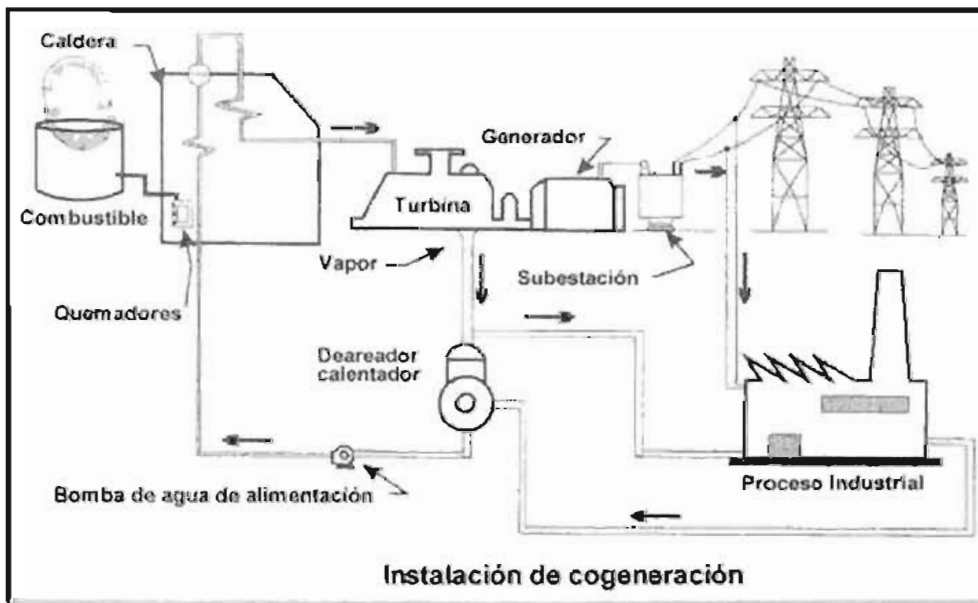


Figura 1.3.10. Esquema de Cogeneración.

En el sistema de cogeneración el calor residual del vapor a la salida de la turbina es utilizado en el proceso industrial, mientras que en una central termoeléctrica convencional, el calor residual es descargado al ambiente a través del sistema de enfriamiento.

La ventaja de los sistemas de cogeneración es que permite hacer un uso más eficiente del combustible debido al aprovechamiento de una porción importante del calor residual de la generación, de energía eléctrica. Esto significa que el volumen de combustible utilizado por un sistema de cogeneración es menor que el volumen total que se requeriría para producir la energía eléctrica y el vapor para procesos en sistemas separados. La eficiencia global de un sistema de cogeneración de ciclo superior es del orden de 79% mientras que la eficiencia combinada de la generación eléctrica y de la producción de vapor en sistemas separados es de 58 %.

Generalmente, las plantas industriales de cogeneración se encuentran localizadas en la cercanía o dentro del mismo predio donde se realiza el proceso industrial que utiliza el vapor, y dan servicio a una sola empresa. En términos generales, el equipo de cogeneración se opera tratando de satisfacer los requerimientos de calor del proceso y considerando la generación de electricidad como objetivo secundario; aunque esto permite operar los sistemas con óptima eficiencia, la energía eléctrica generada puede ser insuficiente para satisfacer las necesidades de la instalación industrial y, en estos casos, generalmente se requieren contratos con la compañía eléctrica para el suministro de energía complementaria y de respaldo.

Cuando las plantas industriales tienen una alta demanda de vapor, los sistemas de cogeneración son capaces de satisfacer o inclusive de exceder sus requerimientos de energía eléctrica; en estos casos la energía excedente puede ser ofrecida a la empresa eléctrica para su venta.

En México se estima un potencial de cogeneración para los próximos 10 años, de 2 100 MW en la industria privada, 1 600 MW en Pemex Refinación y 900 MW en Pemex Petroquímica. La energía eléctrica excedente de las plantas de cogeneración podrá ser adquirida por la Comisión Federal de Electricidad de acuerdo con la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica y su reglamento.

J. Sistema Fotovoltaico

Estos sistemas generan una corriente continua al excitar la radiación solar los electrones de ciertos semiconductores como el silicio, el sulfuro de cadmio, el fosforo de indio, etc. La base de generación son las células fotovoltaicas, cuya corriente típica es del orden de 0.2 amperes a 0.5 volts. Conectando células en serie o en paralelo se obtienen tensiones o corrientes mayores (figura 1.3.11).

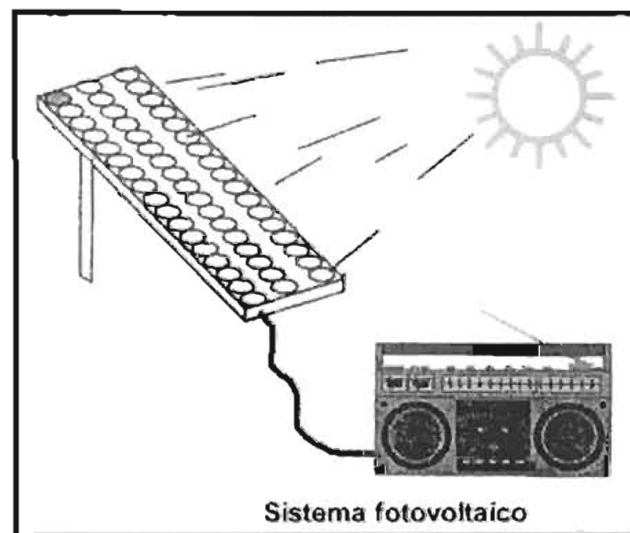


Figura 1.3.11. Esquema de un Sistema fotovoltaico.

Los elevados costos de las células fotovoltaicas y de las baterías para almacenar la electricidad, reducen por el momento las aplicaciones de estos sistemas a cubrir demandas de poca potencia en zonas muy alejadas de las líneas de transporte eléctrico.

Mediante estos sistemas, se proporcionan servicios como bombeo de agua, iluminación doméstica en comunidades rurales, telefonía rural repetidoras de microondas, señalamiento terrestre y marítimo. De acuerdo con el balance nacional de energía, la capacidad instalada en 1992 es de 5.4 MW.

K. Central Eólica

Este tipo de central convierte la energía del viento en energía eléctrica mediante una aeroturbina que hace girar un generador (figura 1.3.12). La energía eólica está basada en aprovechar un flujo dinámico de duración cambiante y con desplazamiento horizontal. La cantidad de energía obtenida es proporcional al cubo de la velocidad del viento, lo que muestra la importancia de este factor.

El procedimiento no es viable más que para una gama de vientos comprendidos entre 5 y 20m por segundo. Con velocidades inferiores a 5m por segundo el aparato no funciona y por encima del límite superior debe pararse para evitar daños a los equipos.

Las grandes dimensiones de las aspas de la turbina para alcanzar potencias superiores a 100 kW, constituyen una limitación para estas máquinas. Las más extendidas son del orden de 10 kW, y son utilizadas para suministro eléctrico a zonas agrícolas aisladas, faros e instalaciones similares.

El Departamento de Energía de Estados Unidos ha ensayado modelos de aerogeneradores con potencias hasta 2.5 MW y Suecia ensaya la construcción de unidades de 3 MW con altura de torre superior a los 70 metros.

En México, la capacidad para generación a partir de aerogeneradores y bombes de agua eólicas es del orden de 330 kW (véase SEMIP, Balance nacional de energía, 1992).

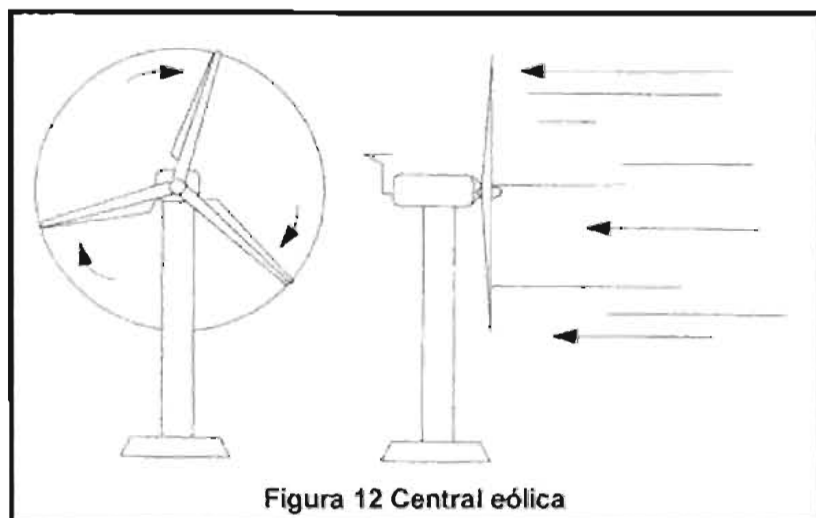


Figura 1.3.12. Esquema de Aeroturbina para una Central Eólica.

Figuras extraídas de: “El sector eléctrico en México” Coordinación de Daniel Reséndiz Núñez Comisión Federal de Electricidad / Fondo de Cultura Económica México. Primera edición, 1994. ISBN 968-16-4552-9

1.4 Capacidad Instalada Actualmente.

El sistema de generación está integrado por un conjunto de centrales generadoras de diferentes tipos, que utilizan distintos combustibles o fuentes de energía primaria. A Diciembre de 2000, la capacidad instalada se registró alrededor de los 36 697 MW distribuida en las diferentes áreas como se muestra en la siguiente tabla.

TABLA 5. Capacidad Instalada por tipo de Central.

TIPO	MEGAWATT	PARTICIPACION %
TOTAL	36 696.668	100.00
HIDROCARBUROS	22 255.561	60.65
COSMBUSTÓLEO y/o GAS	14 282.500	38.92
DUAL	2 100.000	5.72
CICLO COMBINADO	3 397.618	9.26
TURBOGAS:	2 359.783	6.43
FIJAS	2 241.283	6.11
MÓVILES	118.500	0.32
COMBUSTIÓN INTERNA	115.660	0.32
FUENTES ALTERNAS	14 441.107	39.35
HIDROELÉCTRICA	9 619.152	26.21
CARBOELÉCTRICA	2 600.000	7.09
NUCLEOELÉCTRICA	1 364.880	3.72
GEOTERMOELÉCTRICA	854.900	2.33
EOLOELÉCTRICA	2.175	0.006

TIPO	NUMERO DE		MEGAWATT	
	CENTRALES	UNIDADES	PLACA	EFFECTIVA
TERMOELÉCTRICAS	91	354	28 180.879	27 075.341
%	52.91	60.82	73.73	73.78
HIDROELÉCTRICAS	79	220	10 037.296	9 619.152
%	45.93	37.80	26.26	26.21
EOLOELÉCTRICAS	2	8	2.175	2.175
%	1.16	1.37	0.006	0.006
TOTAL	172	582	38 220.350	36 696.668
%	100.00	100.00	100.00	100.00

Asimismo, en la siguiente figura se muestra la participación de la capacidad instalada por tipo de generación.

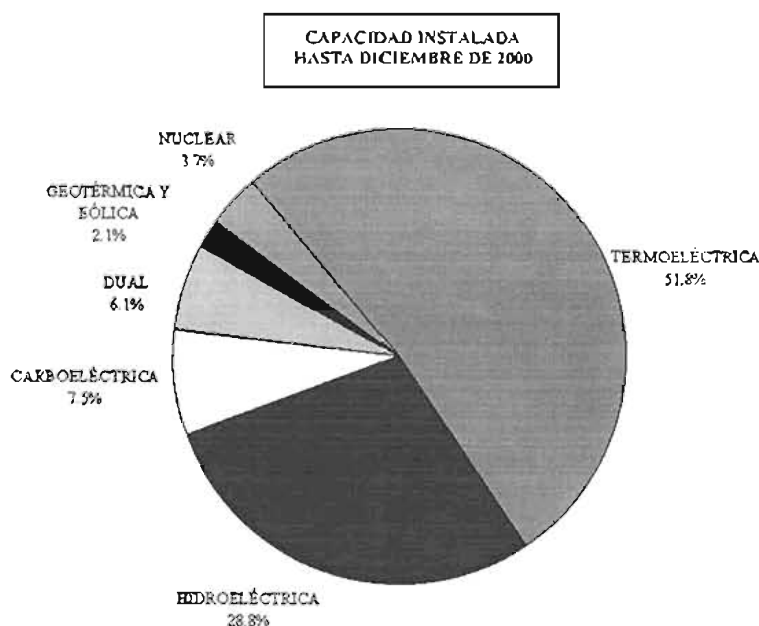


Figura. 1.4.1. Diagrama de Capacidad energética instalada por tipo de generación.

TABLA 6. México: capacidad instalada de generación eléctrica del SEN1, 1990-2001 (megawatts)

Año	Carbo eléctrica	Núcleo eléctrica	Hidro eléctrica	Geotermo eléctrica	Energía eólica	Vapor	Ciclo combinada	Turbogas	Termoeléctrica Combustión interna	Dual	Total
1990	1,200	675	7,805	700	—	11,367	1,687	1,779	86	—	25,299
1991	1,200	675	7,932	720	—	12,553	1,818	1,754	147	—	26,799
1992	1,200	675	7,932	730	—	12,787	1,818	1,777	149	—	27,068
1993	1,900	675	8,171	740	—	12,574	1,818	1,777	149	1.40	29,204
1994	1,900	675	9,121	753	2	13,274	1,898	1,777	149	2.10	31,649
1995	2,250	1,309	9,329	753	2	13,694	1,890	1,882	128	2.10	33,037
1996	2,600	1,309	10,034	744	2	14,295	1,912	1,674	121	2.10	34,791
1997	2,600	1,309	10,034	750	2	14,282	1,942	1,875	121	2.10	34,815
1998	2,600	1,309	9,700	750	2	14,283	2,463	1,929	120	2.10	35,256
1999	2,600	1,368	9,618	750	2	14,283	2,464	2,363	118	2.10	35,666
2000	2,600	1,365	9,619	855	2	14,282	2,914	2,360	116	2.10	36,213
2001	2,600	1,365	9,618	838	2	14,282	3,733	2,381	143	2.10	37,063

1SEN = Sistema Eléctrico Nacional (incluye a la Comisión Federal de Electricidad y a Luz y Fuerza del Centro)

Fuente: Información básica 2000 y 2001, CFE.

1.5 Proyección a Futuro

La proyección a futuro representa la planeación que se tiene para cubrir la demanda de energía eléctrica en nuestro país, dicha demanda ha ido en aumento debido al crecimiento poblacional que se ha tenido en los últimos años. Esta cobertura esta planeada y se dará de manera paulatina y programada, utilizando diferentes tipos de tecnología, a continuación se presenta una tabla que contiene la cantidad de plantas y el tipo de las mismas contempladas para entrar en función del año 2001 hasta el año 2010, incluyendo además la generación esperada por cada tipo de central.

TABLA 7. Proyección de la producción de energía por tipo de generación.

CANTIDAD	TIPO	MEGAWATTS
6	DIESEL	166
3	GEOTÉRMICAS	115
3	CARBOELÉCTRICAS	1 889
5	TURBOGASES	517
5	HIDROELÉCTRICAS	3 158
47	CICLOS COMBINADOS	20 516
TOTAL:		26 361 MW

Es importante hacer mención que el gobierno actual pretende realizar una reforma en materia de generación de energía, cuyo fin primario es permitir la participación de capital extranjero en la generación de energía eléctrica. Actualmente se cuenta con la participación de capital extranjero en la construcción de plantas generadoras de energía pero este tipo de esquemas de generación no se ha abierto de una manera total.

A titulo personal quisiera argumentar que el gobierno actual esta tratando de buscar alternativas para cubrir la demanda de energía del país, y a diferencia de otras administraciones en las cuales se permitia la entrada de capital extranjero sin hacer esto del conocimiento público, el actual gobierno tiene al menos la intención de que la sociedad este enterada de estos movimientos. La

negativa por parte de ciertos grupos políticos obedece principalmente a intereses particulares y no tratando de proteger los intereses del país, como tanto argumentan estos grupos; situación que causa molestia ya que actualmente mal informan a la sociedad diciendo que este gobierno quiere vender la industria eléctrica al mejor postor, siendo que en sexenios anteriores esto se daba de manera cotidiana y ninguno de estos grupos levantó la mano para quejarse.

Para concluir con esta disertación quiero hacer patente mi desacuerdo con la entrada de capital extranjero para la construcción de plantas generadoras ya que no se ha regulado mediante un consenso el hecho de que en muchas ocasiones no ocupan la mano de obra mexicana y si personal que viene del extranjero, causando con esto que todo el conocimiento que tanto costó al pueblo mexicano adquirir a través de la CFE, y que finalmente logró construir sus plantas con personal mexicano capacitado, hoy en día se vea desplazado por personas ajenas a nuestro país, que ocupan los espacios laborales que deberían ocupar los ingenieros mexicanos.

CAPITULO 2

PRINCIPIOS BÁSICOS

2. Principios Básicos

Para la mejor comprensión de lo que es un Sistema Abierto, se presenta a continuación la definición de un Sistema Termodinámico.

Un Sistema termodinámico es una porción de espacio o cantidad de materia que se selecciona para propósitos de análisis. Todo lo ajeno al sistema se conoce como alrededores, y el límite real o hipotético entre el sistema y los alrededores se denomina fronteras o límites del sistema.

Los sistemas termodinámicos se clasifican comúnmente en:

- Sistemas cerrados
- Sistemas abiertos
- Sistemas aislados

2.1 Sistemas Abiertos

Debido a que los sistemas que nos interesa analizar dentro de este estudio son los sistemas abiertos, a continuación se presentan algunas definiciones del mismo.

- Un sistema Abierto es aquel sistema termodinámico en el cual existe realmente transferencia de masa entre el sistema y sus alrededores.⁵
- Un sistema Abierto es aquel en el cual se permite a la masa cruzar los límites que se hayan seleccionado; también la energía puede hacerlo en forma de trabajo y calor.⁶

⁵ Manrique, José A. - Termodinámica. Ed. Harla, págs. 30, 31.

⁶ Wark, Kenneth - Termodinámica. Ed. Mc Graw-Hill, págs. 617, 618, 619.

- En un sistema Abierto se puede tener el paso de materia a través de su frontera; el intercambio de energía (calor y trabajo) con sus alrededores también resulta posible.⁷

2.2 Primera Ley de la Termodinámica para Sistemas Abiertos

La Primera Ley de la Termodinámica, o Principio de Conservación de Energía establece, en forma clásica, que la energía no se crea ni se destruye en los procesos, sino que sólo se transforma.⁸

Aplicada a los sistemas abiertos la expresión matemática de la Primera Ley de la Termodinámica en donde son despreciadas las energías magnética, química y eléctrica es la que se presenta a continuación:

$$\partial Q + \partial W = dE$$

donde " E " agrupa todos los tipos de energía que posee el sistema, por lo tanto:

$$\partial Q + \partial W = dU + dE_c + dE_p$$

La cual se representa en forma esquemática para un sistema abierto en el que está ocurriendo un cambio de estado en la siguiente figura:

⁷ Huang, Francis F. - Ingeniería Termodinámica. Ed Continental, págs. 79, 80.

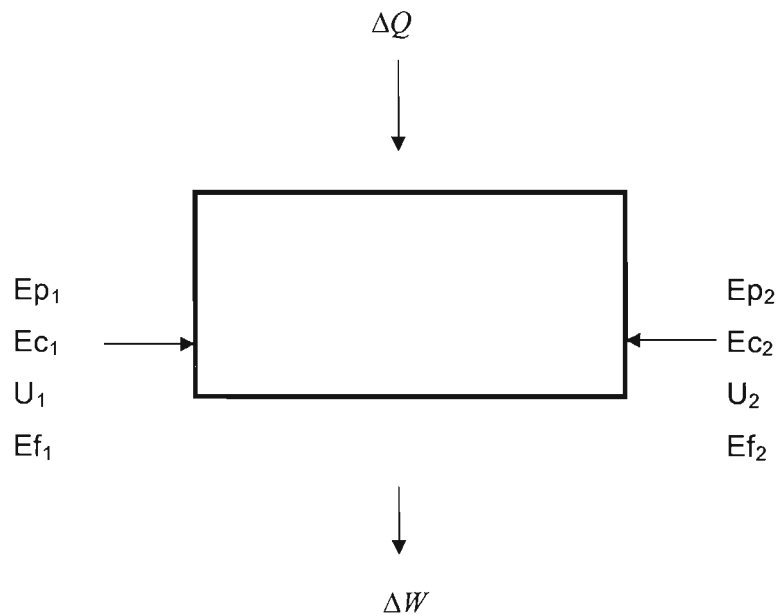


Figura 2.2.1.- Primera Ley de la Termodinámica para un sistema abierto.

Considerando la figura 2.2.1 para un sistema abierto, se tiene que la ecuación para un cambio de estado es:

$$E_{p_1} + E_{c_1} + U_1 + E_{f_1} + \Delta Q = E_{p_2} + E_{c_2} + U_2 + E_{f_2} + \Delta W$$

donde:

E_p = Energía Potencial

E_c = Energía Cinética

E_f = Energía de Flujo

U = Energía Interna

Q = Calor

W = Trabajo

⁸ Manrique, José A. - Termodinámica. Ed. Harla, págs. 30, 31.

En donde los subíndices 1 y 2, indican la entrada y salida del sistema respectivamente; considerando cada una de las energías antes mencionadas la ecuación queda de la forma siguiente:

$$mZ_1 g + \frac{mV_1^2}{2} + U_1 + P_1V_1 + \Delta Q = mZ_2 g + \frac{mV_2^2}{2} + U_2 + P_2V_2 + \Delta W$$

Por unidad de masa:

$$z_1 g + \frac{V_1^2}{2} + u_1 + P_1V_1 + \Delta q = z_2 g + \frac{V_2^2}{2} + u_2 + P_2V_2 + \Delta w$$

Considerando que la Entalpía se define como la suma de la energía interna y la energía de flujo, es decir, $h \equiv u + Pv$ y rescribiendo tenemos que la ecuación queda de la siguiente forma:

$$Z_1 g + \frac{V_1^2}{2} + h_1 + \Delta q = Z_2 g + \frac{V_2^2}{2} + h_2 + \Delta w$$

Siendo la ecuación anterior de gran utilidad para el tema en estudio, ya que el trabajo suministrado o desarrollado así como el calor suministrado o rechazado de los equipos principales involucrados en el Ciclo Brayton se expresan en función de la Primera Ley de la Termodinámica.

2.3 Segunda Ley de la Termodinámica

Como fue mencionado con anterioridad, la Primera Ley de la Termodinámica establece que la energía solamente se transforma sin importar la dirección en la que se lleve a cabo el proceso, sin embargo, la Segunda Ley de la Termodinámica establece que todos los procesos ocurren en una determinada dirección; es decir, si consideramos que una

masa (m) la cual se encuentra originalmente en reposo (estado 1), y se deja caer; esta masa (m) provocará el movimiento de las aspas que están en el contenedor (estado 2), dando como resultado el decremento de la energía potencial, el incremento de la energía interna del fluido y un rechazo de calor, figura 2.3.1.

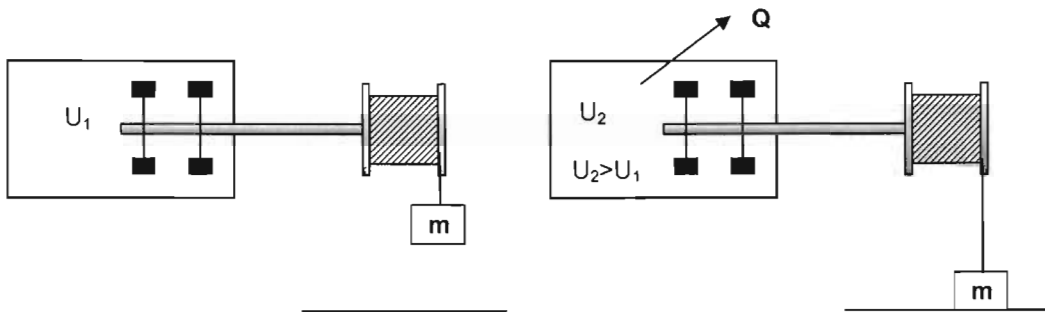


Figura 2.3.1.- La caída de la masa (m) provocará el aumento en la energía interna del contenedor y un rechazo de calor.

Sin embargo transfiriendo calor a las aspas del contenedor nunca se logra el ascenso de la masa, figura 2.3.2:

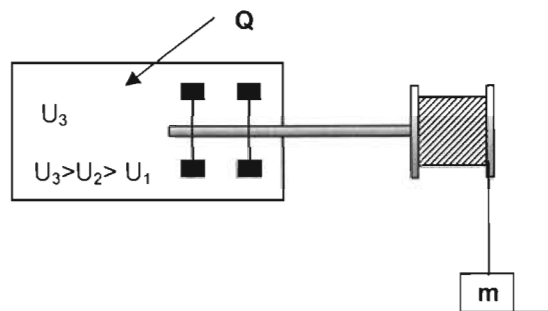


Figura 2.3.2. El suministro de energía al contenedor no provocará el ascenso de la masa.

De lo anterior no sólo la Segunda Ley de la Termodinámica establece que los procesos ocurren en una dirección específica, sino que también implican la disminución de la calidad y el grado de degradación de la energía durante los procesos, a esta propiedad se le conoce como entropía; siendo la entropía una propiedad que se define como:

- 1.- Una propiedad que mide el índice de desorden molecular de los sistemas⁹.
- 2.- Una medida del desorden o desorganización en un sistema¹⁰.
- 3.- Una propiedad que se incrementa a medida que los procesos son menos reversibles.

Se tiene entonces que:

$$S \geq 0$$

Siendo para procesos adiabáticos reversibles:

$$S = 0$$

y para procesos irreversibles:

$$S > 0$$

donde:

S = Entropía

⁹ Huang, Francis F. - Ingeniería Termodinámica. Ed Continental, págs. 82, 83.

¹⁰ Cengel, Yunus A. y Boles, Michael A. Termodinámica. Ed. Mc Graw-Hill, Segunda Edición, págs, 317, 318, 472, 474, 475.

2.4 Eficiencia Adiabática

Para el análisis del Ciclo Joule Brayton, es necesario contar con ciertos parámetros que permitan determinar el grado de degradación de la energía y que nos indiquen cuantitativamente, que tan eficientemente el equipo real se aproxima al ideal.

Este parámetro se conoce como Eficiencia Adiabática el cual mide la desviación del proceso real del proceso ideal, siendo solamente la turbina y la bomba los equipos que presentan eficiencias adiabáticas.

Para una turbina, la eficiencia adiabática esta definida como: la relación del trabajo real de la turbina (proceso de 1-2a) y el trabajo que se obtendría si el proceso fuera isentrópico (proceso 1-2), figura 2.4.1, es decir:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo de la Turbina real}}{\text{Trabajo de la Turbina isoentrópico}} = \frac{(W_T)_R}{(W_T)_I}$$

Donde:

η_T = Eficiencia de la Turbina

$(W_T)_R$ = Trabajo de la Turbina Real

$(W_T)_I$ = Trabajo de la Turbina Isentrópico

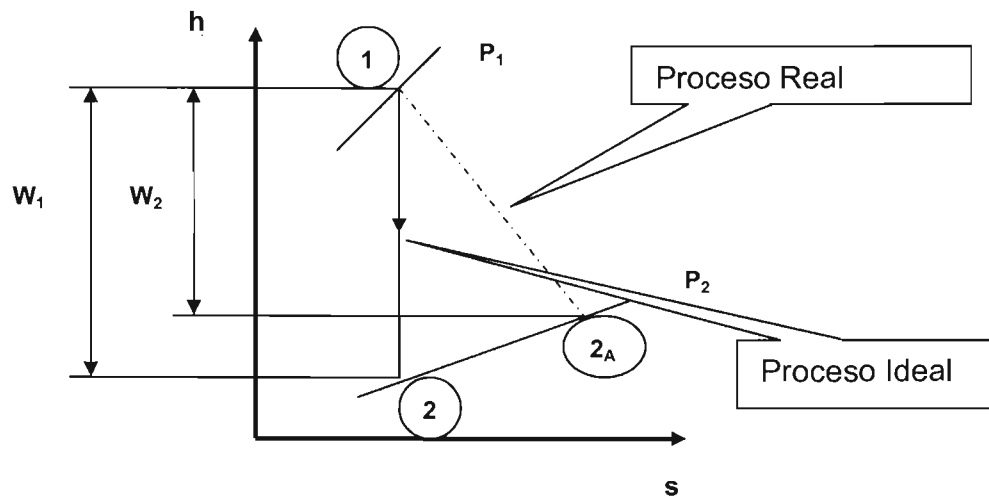


Figura 2.4.1.- Diagrama h – s de la expansión real e isentrópica de la turbina.

Del estudio de la Primera Ley de la Termodinámica realizado anteriormente se tiene que el trabajo real e ideal de la turbina es respectivamente:

$$(W_T)_R = H_1 - H_{2A}$$

$$(W_T)_I = H_1 - H_2$$

por lo tanto, la eficiencia de la turbina es:

$$\eta_T = \frac{H_1 - H_{2A}}{H_1 - H_2}$$

Donde:

H_1 = Entalpía del estado inicial

H_2 = Entalpía del estado real final

H_{2A} = Entalpía del estado ideal final

En el caso de los compresores, la eficiencia adiabática se define, como la relación del trabajo que requeriría el compresor si el proceso entre el estado 1 y 2 fuera isentrópico sobre el trabajo real, es decir:

$$\eta_C = \frac{W_{ISO}}{W_{REAL}}$$

De la ecuación anterior se determina que el trabajo real del compresor:

$$(W_C)_R = \frac{(W_C)_I}{\eta_C}$$

Donde:

η_C = Eficiencia del compresor

$(W_C)_R$ = Trabajo real del compresor

$(W_C)_I$ = Trabajo ideal del compresor

El proceso real e isentrópico del compresor se muestran en la figura siguiente:

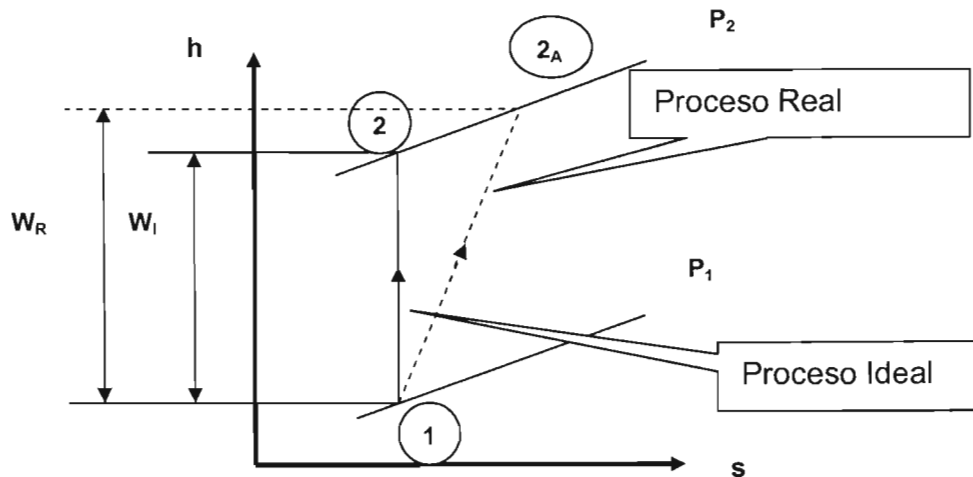


Figura 2.4.2.- Diagrama H-s de la compresión real e isentrópica del compresor.

2.5 Ciclo Brayton.

El Ciclo Brayton fue propuesto por primera vez por George Brayton en 1870. Hoy día se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria. Las turbinas de gas usualmente operan en un ciclo abierto, como se muestra en la figura 2.5.1. Aire fresco en condiciones ambiente se introduce dentro del compresor donde su temperatura y presión se eleva. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión donde el combustible se quema a presión constante. Luego los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, de tal forma que producen potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), lo que provoca que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

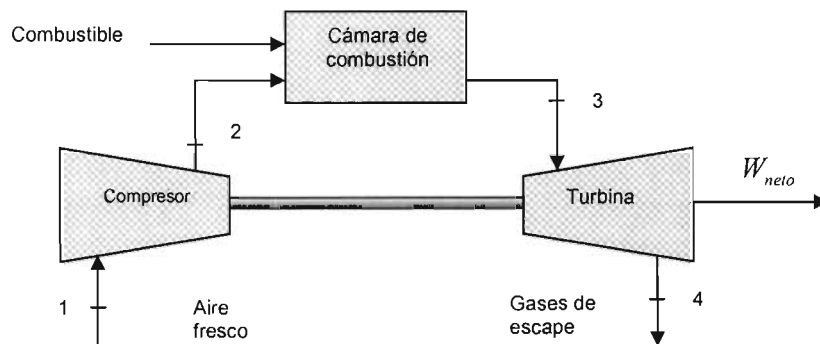


Figura 2.5.1 Diagrama de un motor de turbina de gas de ciclo abierto.

El Ciclo de la turbina de gas abierto descrito en el párrafo anterior puede modelarse como un ciclo cerrado, del modo que se muestra en la figura 2.5.2, mediante las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por un proceso de adición de calor a presión constante de una fuente externa, y el proceso de escape se reemplaza por

uno de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el Ciclo Brayton, que está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 Compresión isentrópica (en un compresor)
- 2-3 Adición de calor a $P = \text{constante}$
- 3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a $P = \text{constante}$

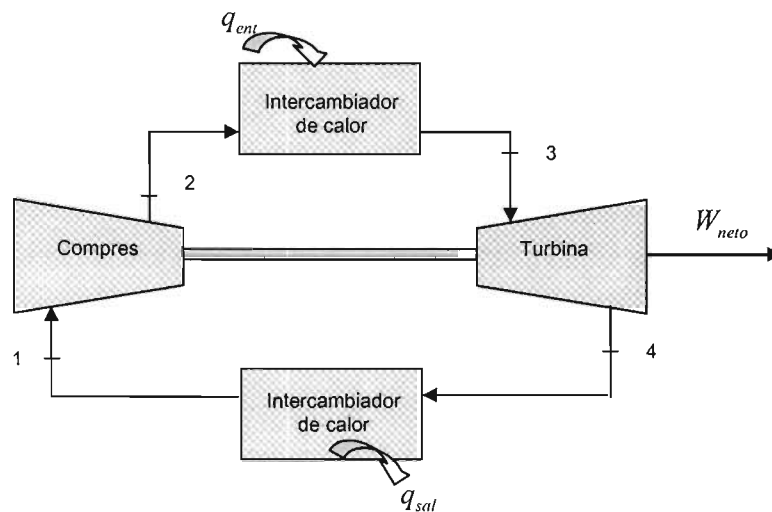


Figura 2.5.2. Diagrama de un motor de turbina de gas de ciclo cerrado.

Los diagramas T-s (temperatura – entropía) y P-v (presión – volumen) de un ciclo Brayton ideal se muestran en la figura 2.5.3. Es importante recalcar que los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo permanente; de esa manera deben analizarse como procesos de flujo permanente. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial se ignoran, la ecuación de la conservación de la energía para un proceso de flujo permanente puede expresarse, con una masa unitaria, como:

$$q - w = h_{salida} - h_{entrada}$$

Al suponer calores específicos constantes a temperatura ambiente, la transferencia de calor hacia y del fluido de trabajo es:

$$q_{ent} = q_{23} = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2)$$

y

$$q_{sal} = -q_{41} = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1)$$

En ese caso la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal se vuelve

$$\eta_{t,Brayton} = \frac{W_{neto}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sal}}{q_{ent}} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos y $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$. Por tanto,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

Si se sustituyen estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y se simplifica se obtiene:

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

donde

$$r_p = \frac{P_2}{P_1}$$

es la relación de presiones y k la relación de calores específicos. Es importante señalar que la ecuación de la eficiencia térmica del ciclo Brayton bajo las suposiciones de aire frío estándar muestra que depende de la relación de presiones de la turbina de gas y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica aumenta con estos

dos parámetros, lo que es también el caso para las turbinas de gases reales, que se verán en el siguiente capítulo.

La temperatura más alta en el ciclo se presenta al final del proceso de combustión (estado 3) y está limitada por la temperatura máxima que los alabes de la turbina pueden soportar. Durante las dos últimas décadas se han logrado avances significativos, como recubrir los alabes de la turbina con capas cerámicas y enfriarlos con la descarga de aire del compresor. Como consecuencia, las turbinas de gas actuales pueden soportar temperaturas tan altas como $1\ 425^{\circ}\text{C}$ en la entrada de la turbina, y las centrales eléctricas de turbina de gas tienen eficiencias por arriba de 30 %. Cabe señalar que las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la propulsión de aviones y la generación de energía eléctrica. Como se vio en capítulos anteriores la utilización de las turbinas de gas para la generación eléctrica se basa principalmente en plantas turbogas y plantas de ciclo combinado, de las cuales se han obtenido grandes avances debido a su alta eficiencia.

Las variaciones al ciclo Brayton para elevar las eficiencias del mismo se verán con mayor profundidad en el capítulo destinado a este ciclo.

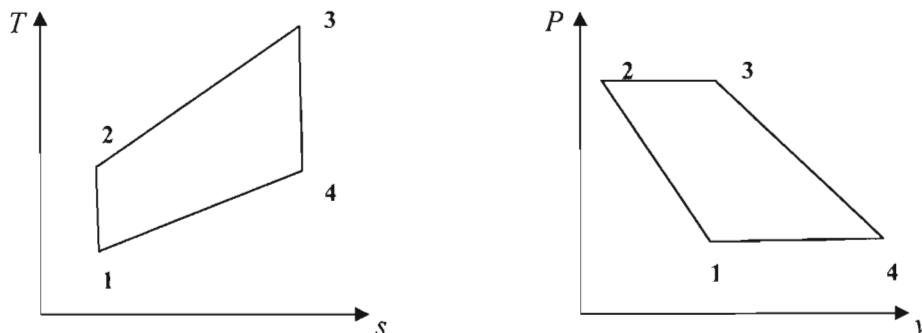


Figura 2.5.3. Diagramas T-s y P-v de un ciclo Brayton ideal.

CAPITULO 3

CICLO BRAYTON

3.1 Ciclo Simple de las Turbinas de gas

El modelo termodinámico de las turbinas de gas se fundamenta en el ciclo de Brayton. A pesar de que se generaliza como ciclo termodinámico, en realidad el fluido de trabajo no cumple un ciclo completo en las turbinas de gas ya que este finaliza con una composición o en un estado diferente al que tenía cuando inició los procesos. Algunos autores como Sonntag, Borgnakke y Van Wylen, clasifican los procesos de una turbina a gas como de ciclo abierto. Las turbinas de gas de ciclo abierto simple utilizan una cámara de combustión interna para suministrar calor al fluido de trabajo y las turbinas de gas de ciclo cerrado simple utilizan un proceso de transferencia para agregar o remover calor del fluido de trabajo.

El ciclo básico de Brayton en condiciones ideales está compuesto por cuatro procesos:

1-2. Compresión isentrópica en un compresor.

2-3. Adición de calor al fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o una cámara de combustión.

3-4. Expansión isentrópica en una turbina.

4-5. Remoción de calor del fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o en la atmósfera.

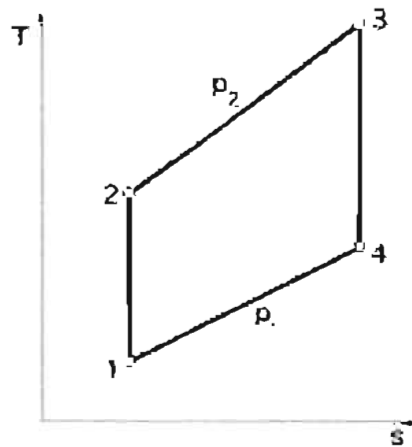


Figura 3.1.1. Ciclo termodinámico básico de las turbinas de gas.

En el ciclo Brayton, el trabajo neto realizado por unidad de masa es la diferencia entre el trabajo obtenido en la expansión y el trabajo invertido en la compresión, es decir:

$$W_{net} = W_t - W_c$$

Para un gas ideal, el trabajo neto puede escribirse como:

$$W_{net} = W_t - W_c$$
$$W_{net} = \dot{m}C_p(T_3 - T_4) - \dot{m}C_p(T_2 - T_1)$$

y el calor de adición por unidad de masa será:

$$q_A = \dot{m}C_p(T_3 - T_2)$$

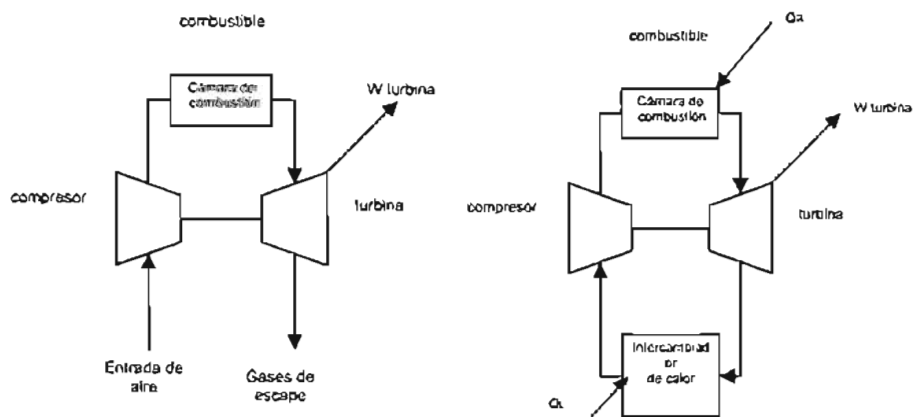
Al igual que en el ciclo Rankine, la eficiencia térmica del ciclo Brayton es la relación entre el trabajo neto desarrollado y el calor adicionado:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{net}}{q_A}$$

La eficiencia térmica del ciclo Brayton para un gas ideal puede escribirse como:

$$\eta_{ter} = \frac{\dot{m}Cp_g(T_3 - T_4) - \dot{m}Cp_a(T_2 - T_1)}{\dot{m}Cp_g(T_3 - T_2)}$$

En la figura se muestra una representación esquemática del ciclo Brayton.



a) ciclo abierto

b) ciclo cerrado

Figura 3.1.2. Esquema del ciclo básico de las turbinas de gas

3.2 Modificaciones al Ciclo básico en las Turbinas de gas

La eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal depende de la relación de compresión. Si se aumenta la relación de compresión en el ciclo será necesario suministrar más calor al sistema debido a que las líneas de presión constante divergen hacia arriba y hacia la derecha en el diagrama T-s y la temperatura máxima del ciclo será mayor. Como el calor suministrado es mayor, la eficiencia térmica aumentará con el radio de compresión.

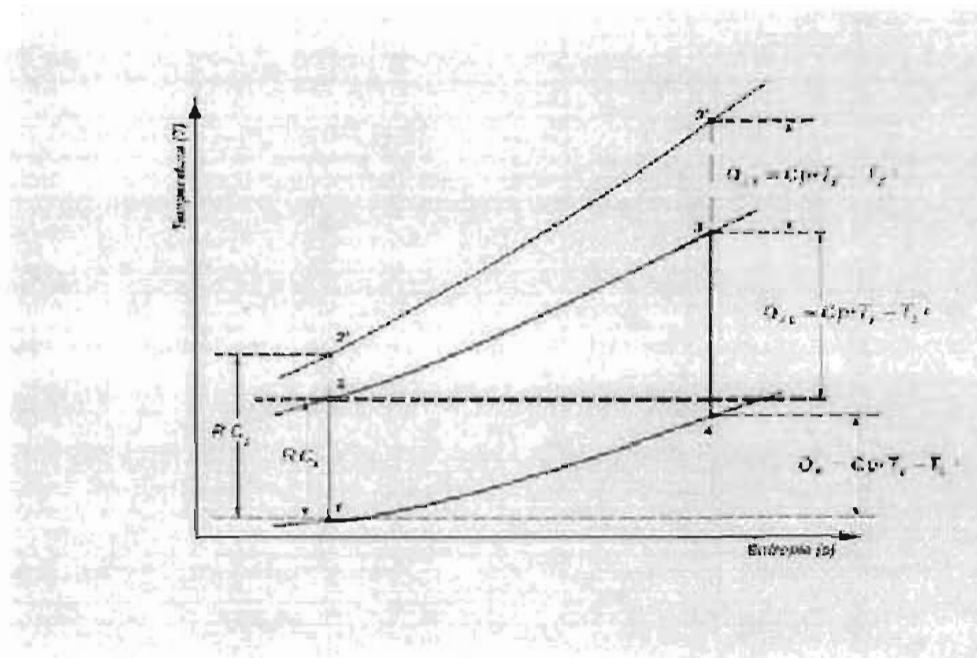


Figura 3.2.1. Diagrama T-s de ciclos termodinámicos básicos de las turbinas de gas con diferentes relaciones de compresión.

Sin embargo la temperatura máxima del ciclo está limitada por los materiales en los cuales están contruidos los componentes y por lo tanto se requerirán sistemas de refrigeración más eficientes.

Ranking hace necesario prestar una mayor atención en el diseño de turbinas de gas ya que cualquier pérdida de presión en la cámara de combustión y demás componentes entre el compresor y la turbina debe compensarse con mayor trabajo en el compresor. Adicionalmente, la eficiencia del compresor y la turbina juegan un papel muy importante, debido a que eficiencias cercanas al 60% en estos componentes ocasionarían que todo el trabajo producido por la turbina sea consumido por el compresor y por tanto la eficiencia global sería cero .

Es posible hacer algunas modificaciones al ciclo Brayton básico para obtener valores más favorables de eficiencia térmica y trabajo neto.

3.3 Ciclo con Enfriamiento del aire.

Esta modificación se logra comprimiendo el fluido de trabajo (aire) en dos etapas e instalando un enfriador entre ellas para remover parte del calor producido en la etapa de compresión. La representación de estos procesos se muestra en la siguiente secuencia.

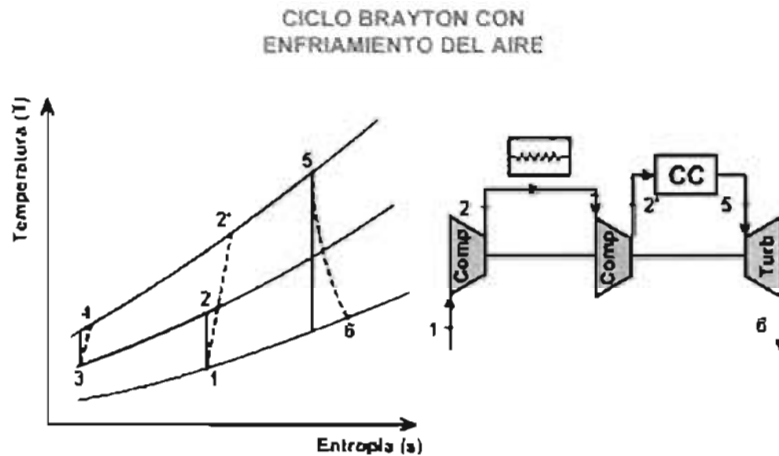


Figura 3.3.1. Diagrama del Ciclo Brayton con enfriamiento.

De la secuencia anterior, es claro que el trabajo que debe realizar el compresor para elevar la presión desde el estado 1 hasta el estado 2' sin enfriador, es mayor que el trabajo que deben hacer los compresores con la misma eficiencia para elevar la presión del aire desde el estado 1 al 2 y del estado 3 al 4 con un enfriador de aire intermedio. Esta disminución en el trabajo total de compresión se debe a que las líneas de presión divergen hacia la derecha del gráfico T - s .

Se ha demostrado que el trabajo de compresión con enfriador es menor cuando la relación de presiones en las dos etapas es igual $\left(\frac{P_4}{P_1} = \frac{P_2}{P_1}\right)$ y la temperatura de entrada a la segunda etapa de compresión (T_3) es igual a la temperatura de entrada a la primera etapa de compresión (T_1)

Al tener un menor trabajo de compresión, el trabajo neto del ciclo con enfriador será mayor que el trabajo neto del ciclo sin enfriador, siendo:

$$W_{\text{net}(\text{sin enfriador})} = C p_g (T_5 - T_6) - C p_a (T_2 - T_1)$$

$$W_{\text{net}(\text{con enfriador})} = C p_g (T_5 - T_6) - C p_a ((T_2 - T_1) + (T_4 - T_3))$$

Como,

$$C p_a ((T_2 - T_1) + (T_4 - T_2)) < C p_a (T_2 - T_1)$$

entonces,

$$W_{\text{net}(\text{sin enfriador})} < W_{\text{net}(\text{con enfriador})}$$

Por otro lado, se requiere suministrar una mayor cantidad de calor (q_c) al ciclo con enfriador para aumentar la temperatura desde (T_4) hasta (T_5) que en el ciclo sin enfriador, donde únicamente es necesario elevar la temperatura desde (T_2) hasta (T_5).

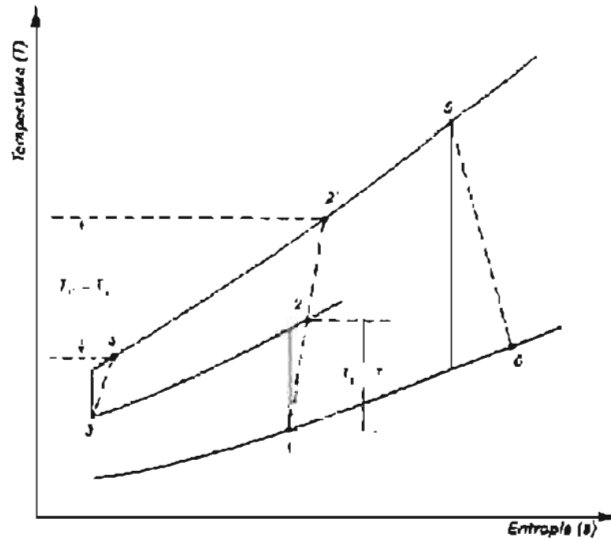


Figura 3.3.2. Diagrama T-s del ciclo termodinámico de las turbinas de gas con enfriamiento de aire.

En el diagrama T-s, puede apreciarse que la cantidad de calor adicional agregada al sistema ($C_p (T_5 - T_4)$), es mayor que la equivalente en calor del trabajo ahorrado por el compresor cuando trabaja con el enfriador de aire y por lo tanto la eficiencia térmica del ciclo con enfriador será menor que sin enfriador

$$\eta_{ter} (\text{sin enfriador}) > \eta_{ter} (\text{con enfriador})$$

3.4 Equipo principal

Una turbina de gas es una turbo máquina motriz capaz de convertir la energía termodinámica de un gas en trabajo útil en un eje. En las turbinas de ciclo abierto, el gas se genera en la misma unidad y en el momento de su utilización. Dicho gas será el producto de la combustión junto con aire a presión, en una cámara de combustión que precede a la turbina propiamente dicha.

El aire a presión se consigue desde un compresor accionado por la propia turbina. El aire comburente se toma de la atmósfera, siendo descargados los gases de escape de la turbina a la caldera de recuperación.

Se trata, por lo tanto, de conseguir un fluido con alta presión y alta temperatura que pueda expansionarse en la turbina, cediendo su energía termodinámica, la cual se traducirá en trabajo útil en el eje de la máquina.

En la figura siguiente se recoge una imagen de un rotor de una turbina de gas.

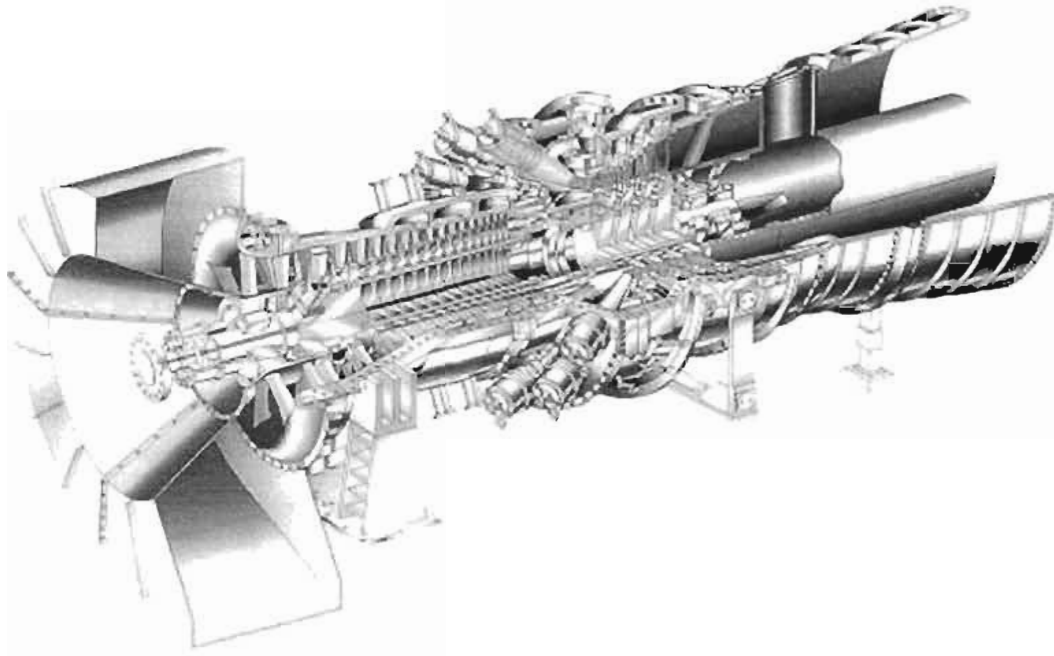


Figura 3.4.1. Rotor de una turbina de gas.

La turbina de gas está constituida esencialmente por: el compresor, el combustor y la propia turbina, formando una unidad sólida.

El elemento motor lo constituye la propia turbina que, por una parte, acciona el compresor y, por otra, mueve el generador eléctrico (carga). Para el arranque de la unidad se requiere un motor de arranque auxiliar. Las turbinas de gas modernas suelen disponer de doble eje, siendo accionado uno de ellos por una turbina que a su vez mueve el compresor de aire y el segundo por una turbina de potencia que mueve el generador eléctrico correspondiente, pudiendo girar ambos ejes a distintas velocidades. También puede disponerse de dos compresores, uno de baja y otro de alta presión, con accionamiento por un único eje o por ejes independientes.

Turbina de gas

La turbina extrae la energía cinética de la expansión de los gases que fluyen de la cámara de combustión, convirtiéndola en potencia para arrastrar el compresor y los accesorios.

Aproximadamente una tercera parte de la energía total disponible de lo producido en la combustión es la necesaria para el arrastre del compresor. Si el motor es un turbohélice o turboeje la turbina está proyectada para la extracción de toda la energía posible de los gases que pasa a través del motor.



Figura 3.4.2. Turbohélice de una turbina de gas.

La turbina de flujo axial esta compuesta por dos elementos principales: el rotor y los alabes estacionarios (estatores).

Los chorros de gases procedentes de la combustión están dirigidos contra los alabes rotatorios de la turbina en una dirección tal que hacen posible que la energía cinética de los gases se transforme en energía mecánica creada por la rotación de la rueda de turbina. Los álabes guías se encargan de encausar esos gases.

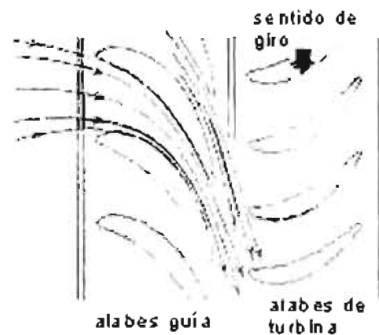


Figura 3.4.3. Alabes rotatorios de una turbina de gas.

Existen dos tipos de alabes de turbina: los de acción o impulso y los de reacción. Los primeros trabajan por impulso del aire sobre ellos que hacen girar el rotor (como se ve en el gráfico superior). Los de reacción son casi un perfil alar y trabajan de la misma manera que el ala.

Las turbinas pueden ser de un escalón o de varios. Cuando la turbina tiene más de uno los alabes guías o directores están intercalados entre cada dos ruedas del rotor así como a la entrada y salida de la turbina, formando cada conjunto de alabes fijos una tobera para la rueda de turbina que sigue. El grupo de alabes de salida sirve para enderezar la corriente antes de su paso a la tobera de escape.

Las turbinas están expuestas simultáneamente a grandes temperaturas y elevadas velocidades, tanto los alabes de la turbina como los alabes fijos tienden a cambiar su paso ligeramente con el uso, tendiendo a adaptarse hacia un paso mas bajo. También sufren ambos distorsión y alargamiento debido al fenómeno llamado "Creep" por el cual el alabe se contrae o se alarga.

Tobera de Escape

Se puede obtener un empuje total mayor si los gases se descargan del avión a mayor velocidad que la permitida en la salida de la turbina, por lo que se agrega un conducto de salida, tanto como para coleccionar y enderezar los gases de la salida de la turbina, así como para aumentar la velocidad de salida de los gases para promover mayor empuje

La tobera de escape en aviones subsónicos es de forma convergente, haciendo que el estrechamiento produzca una aceleración de los gases, pero teniendo cuidado de no acercarse a Mach 1 lo cual trae aparejado problemas de pérdida de rendimiento.

Compresor

Es la parte encargada de comprimir el aire para de esta manera obtener el mayor rendimiento en el proceso de combustión.

Compresor Centrífugo

Los compresores centrífugos actúan aspirando aire del exterior en la proximidad de su eje y haciéndole girar por medio de un rotor. El rotor guía el aire hacia la circunferencia exterior aumentando su velocidad por medio del elevado régimen de giro del rotor. Estos compresores trabajan a muy altas revoluciones (por ejemplo TPE331: 41000 RPM), no pueden manejar gran caudal de aire y han quedado relegados a motores chicos.



Figura 3.4.4. Compresor de tipo centrífugo.

Su baja relación de compresión (5:1 aprox.) lo limita en su rendimiento, además del consumo.

El compresor consta de tres partes principales: un motor, un difusor y un colector

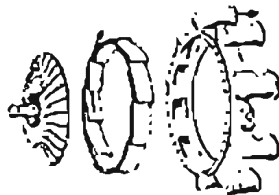


Figura 3.4.5. Esquema de las partes principales de un compresor centrífugo.

El aire abandona el rotor a gran velocidad y fluye a través del difusor que **convierte la energía cinética de alta velocidad en energía de alta presión y baja velocidad**. El difusor sirve también para encauzar la corriente del aire, guiándola de tal modo que pueda ser recogida por el colector del compresor que actúa como un anillo colector. Los alabes del difusor dirigen la corriente de aire en el colector, bajo un ángulo proyectado para conservar la máxima de la energía transmitida por el rotor.

Los compresores pueden ser simples, dobles



Pueden tener varias etapas



Figura 3.4.6. Esquema de tipos de compresores.

Compresor Axial

En los compresores de este tipo, la corriente de aire fluye en dirección axial, a través de una serie de alabes giratorios de un rotor y de los fijos de un estator, que están concéntricos respecto al eje de rotación. A diferencia de la turbina, que también emplea los alabes de un rotor y los de un estator, el recorrido de la corriente de un compresor axial va disminuyendo de área de su sección transversal, en la dirección de la corriente en proporción a la reducción de volumen del aire según progresa la compresión de escalón a escalón.

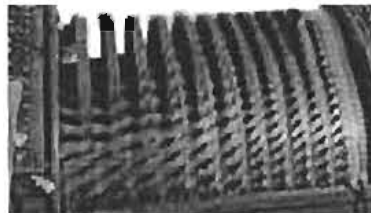


Figura 3.4.7. Esquema de un compresor de tipo axial.

Tiene mayor relación de compresión comparado con los centrífugos y mueven mayor flujo de aire.

Una vez suministrado el aire al compresor por el conducto de admisión, pasa la corriente a través de un juego de alabes directores de entrara, que preparan

la corriente para el primer escalón del compresor. Al entrar en el grupo de alabes giratorios, la corriente de aire, que tiene una dirección general axial se defleca en la dirección de la rotación. Este cambio de dirección de la corriente viene acompañado de una disminución de la velocidad, con la consiguiente elevación de presión por efecto de difusión. Al pasar la corriente a través del otro grupo de alabes del estator se le para y endereza, después de lo cual es recogida por el escalón siguiente de alabes rotatorios, donde continúa el proceso de presurización.

Un compresor axial simple puede estar constituido teóricamente por varias etapas según sea necesario, pero esto puede producir que a determinadas velocidades las últimas etapas funcionen con bajo rendimiento y las primeras etapas trabajen sobre cargadas. Esto puede ser corregido ya sea con extracción de aire entre etapas o se puede conseguir mucha mayor flexibilidad y rendimiento partiendo el compresor en dos sistemas rotatorios completamente independientes mecánicamente, cada uno arrastrado por su propia turbina. *El compresor de alta tiene alabes más cortos que el de baja y es mas ligero de peso. Puesto que el trabajo de compresión de compresor de alta trabaja a mayor temperatura que el de baja se podrán conseguir velocidades mas altas antes de que las puntas de los alabes alcancen su número de Mach límite, ya que la velocidad del sonido aumento a mayor temperatura. Por consiguiente el compresor de alta podrá rodar a mayor velocidad que el de baja.*

El aire al salir del compresor pasa a través de un difusor que lo prepara para entrar a la cámara de combustión.

Cámara de Combustión

La sección de combustión, que contiene las cámaras de combustión, está proyectada para quemar en ella una mezcla de combustible y aire suministrando los gases resultantes a la turbina con una temperatura que no exceda el límite admisible en la entrada de la misma.

El criterio para considerar aceptable una cámara de combustión es que las pérdidas de presión al pasar los gases a través de ella sean reducidas a un mínimo, que el rendimiento de la combustión sea dentro de un alto nivel y que no presente tendencia al apagado. Tampoco tiene que haber combustión después de haber abandonado la cámara de combustión.

Las cámaras de combustión pueden ser del tipo individual, anular o mixtas.

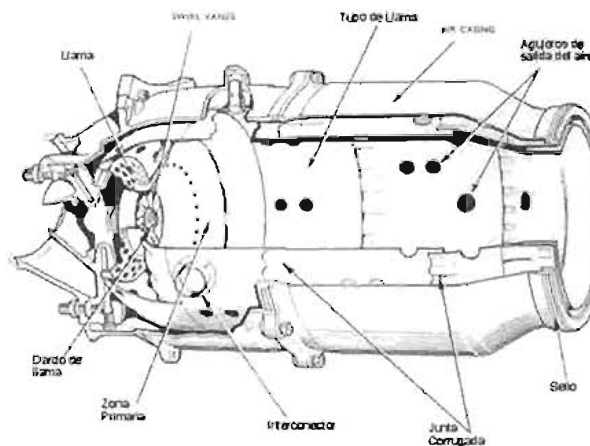


Figura 3.4.8. Esquema de la cámara de combustión de una turbina de gas.

La relación aire combustible puede variar desde 40 a 120 partes de aire por una de combustible. Un valor razonable es 50:1. De las 50 partes solo 15 son utilizadas para la combustión, todo el resto se bifurca y se utiliza para refrigeración.

De las 15 partes el 18% aprox. entra al tubo de llama (de los cual el 10% se enciende y el otro 8% pasa alrededor del dardo de llama), el 82% restante pasa alrededor sin ser encendido para refrigeración (El 10% se mezcla en la primer mitad del tubo y el otro 72% al finalizar).

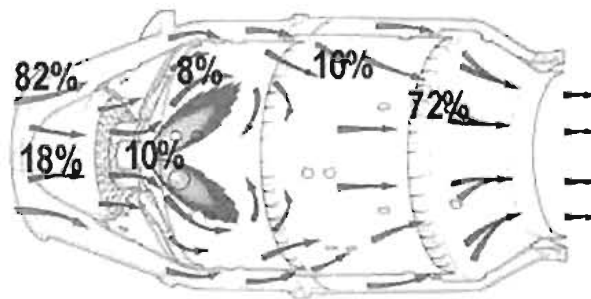




Figura 3.4.9. Esquema de la relación de aire – combustible que entra y sale de la cámara de combustión.

Tipos de cámaras de combustión.

INDIVIDUAL	ANULAR	MIXTA
<p data-bbox="217 478 525 676">Cada cámara de combustión posee su propio inyector y su tubo de llama.</p> <p data-bbox="217 723 560 1034">Posee algunas ventajas: fáciles para quitarse del motor, inspeccionar y reparar sin perturbar el resto de las instalaciones.</p> 	<p data-bbox="620 478 1087 1064">El tubo de llama de este tipo de cámara consta de dos anillos continuos circulares interiores y exteriores y contiene perforaciones. Estas permiten el ingreso de aire secundario para la refrigeración. Se introduce el combustible a través de una serie de inyectores en la parte delantera de la corriente de tubo de llama.</p> <p data-bbox="620 1113 1079 1201">Ventajas: Menor longitud, mejor rendimiento</p> <p data-bbox="620 1250 920 1338">Desventaja: difícil de desmontar.</p> 	<p data-bbox="1145 466 1325 885">Se colocan tubos de llama individuales, uno al lado del otro, en una cámara anular.</p>

CAPITULO 4
EFECTOS DE LA
TEMPERATURA EN EL
CICLO DE LA TURBINA
DE GAS

4. Efectos de la Temperatura en el aumento de potencia de la Turbina de Gas.

La potencia de salida de una turbina de gas se encuentra directamente relacionada con la temperatura ambiente del aire, esta relación se traduce en pérdidas de potencia que oscilan entre el 0.3 y el 0.5 % por cada 1°F que aumente la temperatura ambiente, como vimos en el capítulo anterior el suministro de aire de entrada al ciclo de la turbina de gas es de aire tomado del medio ambiente.

Cabe señalar que este efecto es inherente a cualquier turbina de gas, motivo por el cual estas pérdidas en la potencia de salida se traducen en pérdidas financieras cuando la demanda eléctrica aumenta durante los meses de más calor, lo que ha instado a las compañías que producen turbinas de gas a encontrar una solución a este problema.

Actualmente se ha optado por utilizar distintas tecnologías de enfriamiento para contrarrestar las pérdidas en la potencia de salida de una turbina de gas, debido a la gran cantidad de sistemas y tecnologías de enfriamiento que existen se buscará presentar una visión comprensible y no extensa de algunas de estas tecnologías en este capítulo.

4.1 Ciclo Termodinámico de la Turbina y su dependencia de la temperatura de entrada.

En un día caliente si examinamos el diagrama temperatura – entropía (T-s) de una turbina de gas (Figura 4.1.1) podemos observar que la línea de compresión 1h – 2h es más larga que el caso de un día frío. La temperatura de entrada en el punto 1h es mayor que en un día frío.

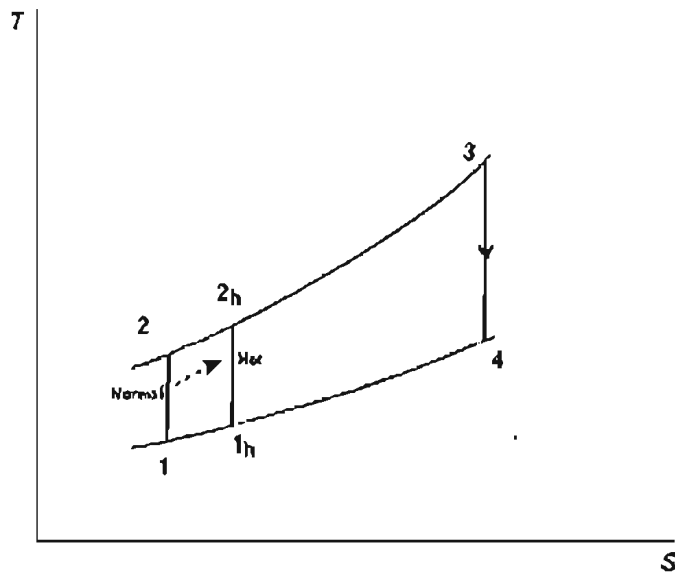


Figura 4.1.1. Diagrama T-s de una turbina de gas en un día caliente.

El proceso de compresión consume alrededor del 66% del trabajo total producido por la turbina de gas, por lo tanto cualquier reducción en el trabajo de compresión se traduce en un aumento en la potencia de salida de la misma turbina de gas, esto se puede ver más claramente en la Figura 4.1.2, que muestra un diagrama T-s ideal y real.

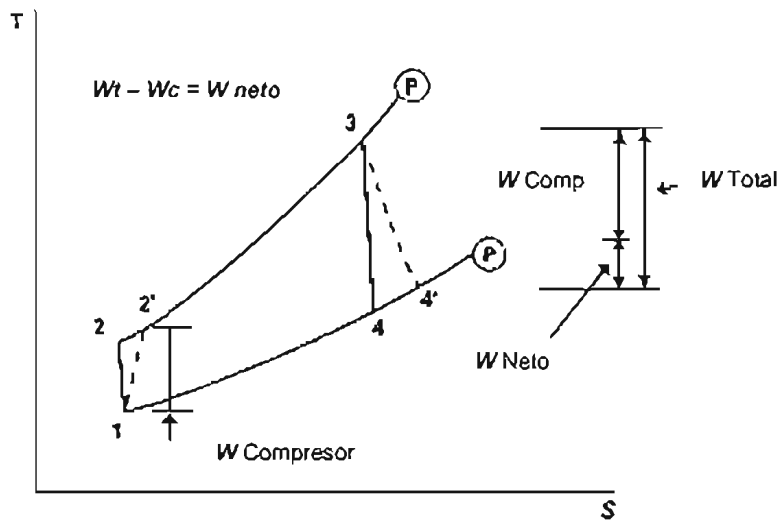


Figura 4.1.2. Diagrama T-s ideal y real.

El trabajo del compresor esta dado por:

$$\left(\frac{W}{J}\right)_{Comp} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c} = \frac{C_p [T_2 - T_1]}{\eta_c} = \frac{C_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{\eta_c}$$

Examinando esta ecuación, se puede ver que incrementando T_1 se puede incrementar el trabajo de compresión.

Asumiendo que no existen pérdidas de presión, y que los calores específicos son iguales en todo el ciclo, la eficiencia térmica de la turbina de gas puede reducirse a la ecuación siguiente:

$$\eta_{termica} = \frac{\frac{\eta_t T_3}{B} - \frac{T_1}{\eta_c}}{\frac{T_3 - T_1}{B - 1} - \frac{T_1}{\eta_c}}$$

donde:

$$B = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

η_c = Eficiencia del compresor

η_t = Eficiencia de la turbina

T_3 = Temperatura de entrada a la turbina

P_2, P_1 = Presiones límite del ciclo.

Al examinar esta ecuación se muestra que la eficiencia del ciclo decrece cuando se incrementa la temperatura de entrada al compresor. Cuando la temperatura de entrada se eleva, el compresor pierde presión, por lo tanto hay una baja en la temperatura y es requerida mayor cantidad de combustible para lograr mantener la temperatura de entrada a la turbina.

Por lo tanto la eficiencia del ciclo decrece al incrementarse la temperatura de entrada al compresor. Es decir que en un día caliente la pérdida de presión en el compresor se traduce en una pérdida de trabajo que entrega la turbina al final del ciclo.

La reducción de potencia durante ambientes a temperaturas altas puede ser de un 20 a un 40 %, dependiendo de las características del equipo utilizado. Por otra parte la excesiva presencia de ambientes a temperaturas altas impone cargas severas de trabajo a los sistemas de enfriamiento de la turbina, los cuales a su vez tienen un impacto directo en los tiempos de vida útil de la sección expuesta a altas temperaturas de la turbina.

Cabe señalar que el ciclo simple de una turbina de gas es ocupado generalmente en aplicaciones de generación de potencia. La cantidad de potencia generada se controla mediante el flujo de combustible que a su vez afecta la temperatura de entrada a la turbina. La cantidad de flujo másico es proporcional a la presión absoluta de entrada al compresor e inversamente proporcional a la temperatura absoluta de entrada.

El flujo másico es proporcional a la presión de entrada a la turbina, esto lo hace inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura de entrada a la turbina, quedando expresado de la siguiente manera:

$$m = K_1 \frac{P_1}{T_1} = K_2 \frac{P_3}{\sqrt{T_3}}$$

Una manera de recuperar la pérdida de potencia sería incrementando la temperatura de entrada a la turbina pero existen limitaciones obvias para realizar esto considerando los tiempos de vida de la sección expuesta a altas temperaturas de la turbina.

4.2 Interenfriamiento en las Turbinas de Gas.

Existen muchas formas de mejorar el desempeño del ciclo de una turbina de gas.

Dos de las formas que más se han venido utilizando son el uso del interenfriamiento y el recalentamiento, ya que ambos incrementan el Trabajo Neto del ciclo.

El interenfriamiento disminuye el trabajo del compresor mientras que el recalentamiento incrementa el trabajo de la turbina.

Analizando el diagrama Presión – Volumen (P-V) del proceso de compresión, se puede observar que el trabajo para un proceso isotérmico es menor que el de un proceso isentrópico, entre puntos de presión iguales la diferencia de trabajo se muestra como el área sombreada en la figura

4.2.1

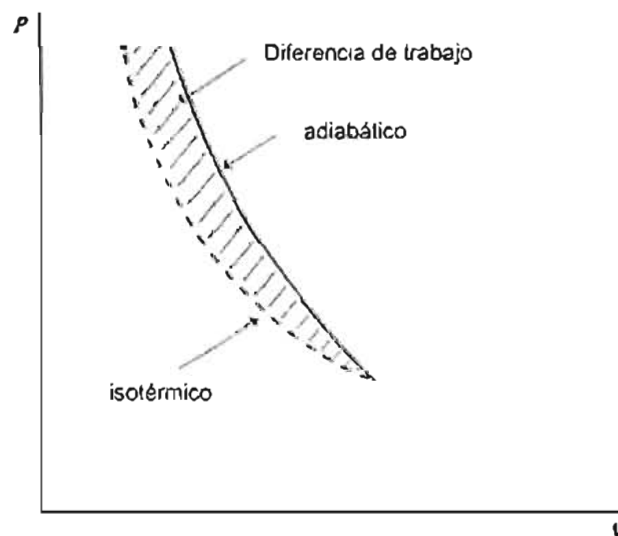


Figura 4.2.1. Reducción del trabajo por Interenfriamiento.

Los ciclos con interenfriamiento tradicionales, como se muestra en la figura 4.2.2, utilizan un interenfriador donde el aire extraído del primer compresor es enfriado y luego reingresado para una compresión adicional. En un caso ideal, no existe caída de presión en el interenfriador y la temperatura de entrada a la segunda etapa de compresión es igual a la temperatura de entrada de la primera.

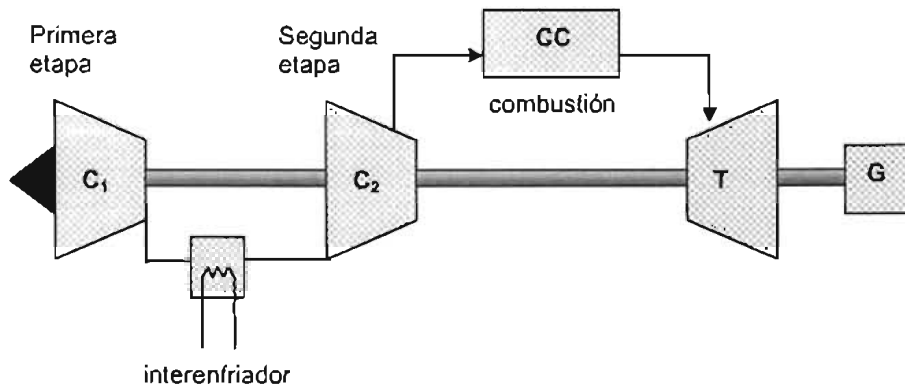


Figura 4.2.2. Turbina de gas con interenfriador externo.

Un diagrama P-V de un ciclo de interenfriamiento tradicional se muestra en la figura 4.2.3 y su diagrama T-s correspondiente en la figura 4.2.4.

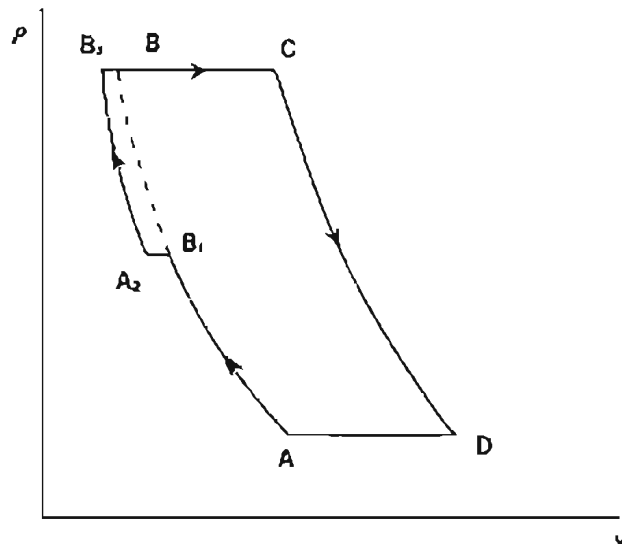


Figura 4.2.3. Diagrama del Ciclo con interenfriamiento, B₁ – A₂ representa el interenfriamiento.

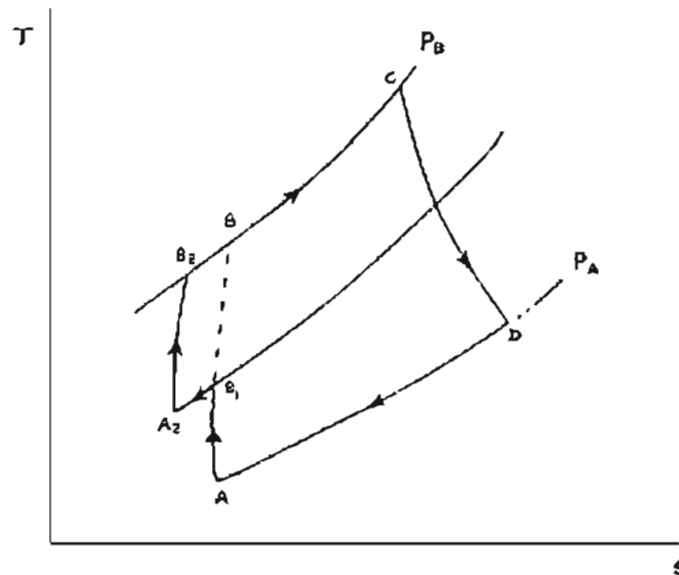


Figura 4.2.4. Diagrama T-s del Ciclo con interenfriamiento.

El costo de el interenfriador y la complejidad que lo acompaña lo hacen poco recomendable en situaciones de rediseño, además de que este tipo de tecnologías solo lo presentan ciertos nuevos diseños de turbinas de una importante compañía europea que cuenta con los medios y la tecnología para construir turbinas con este tipo de sistemas. Para situaciones prácticas de rediseño de un ciclo de una turbina el más efectivo y popular modo para aplicar un efecto de interenfriamiento es mediante interenfriamiento por nebulización en el cual una cantidad predeterminada de vapor de agua ligeramente condensada, niebla, es inyectada a la sección del compresor.

4.3 Parámetros de evaluación.

Muy a menudo cuando se trabaja con turbinas de gas y evaluando aproximaciones para el aumento de potencia es útil tener ciertos parámetros del sitio que se reflejaran en el desempeño de nuestros equipos.

Estos parámetros deben ser considerados cuando se evalúe cualquier opción de enfriamiento a la entrada de la turbina.

Actualmente existen programas sofisticados para la evaluación del funcionamiento de una turbina en base a estos parámetros, como el Thermoflow GT Pro, el cual mediante sus corridas nos permite evaluar las diferentes opciones de enfriamiento. Cabe señalar que existen muchos más y que la confiabilidad de acuerdo a los resultados que arrojan es muy alta.

A continuación se mencionan algunos parámetros importantes a considerar para realizar una evaluación del funcionamiento de una turbina de gas:

➤ **Efecto de la temperatura ambiente.**

Como regla se considera un 0.3 a un 0.5 % de pérdida en la salida de la turbina por cada 1°F de incremento en la temperatura ambiente, a medida que la temperatura disminuye, la máquina operará a una proporción de flujo másico mucho mayor y a una razón de presión también mucho mayor y esto resulta en un incremento en la potencia de salida a un rango mayor de calor, lo opuesto ocurre cuando la temperatura ambiente aumenta.

➤ **Efecto de la altitud.**

La pérdida de potencia por cada 1000 ft de altitud es entre 3 y 4 %. Un cambio de altitud causa un cambio en la densidad, y por lo tanto el efecto de reducir la potencia de salida. Sin embargo, mientras la entrada y el escape se encuentren a la misma altura, la relación de presión y expansión no resultan afectados.

➤ **Caída de presión a la entrada.**

El incremento de 1 pulgada en el medidor de agua de las pérdidas de un ducto de entrada resultará en un 0.48 % de caída en la potencia y en un 0.12 % de incremento en el rango de calor. El incremento en la presión de un ducto de entrada causa una reducción en el flujo másico del compresor y de la presión de operación de la máquina, asimismo provoca una reducción del rango de expansión de la turbina.

➤ **Caída de presión en el escape.**

El incremento de 1 pulgada en el medidor de agua de las pérdidas del escape resultan en un 0.15 % de caída de potencia y en un 0.12 % de incremento en el rango de calor. Un incremento en la presión del escape puede causar un cambio en el rango de expansión de la turbina para un ciclo simple de una máquina de velocidad constante, lo cual reduciría la cantidad de trabajo extraído de la turbina y consecuentemente resultaría en una temperatura mayor en los gases de escape.

➤ **Efecto en la recuperación de calor del generador de vapor.**

Este efecto aplica para cogeneración y ciclos combinados. Una caída del 1 % en el flujo de escape resultará en una reducción del flujo del vapor aproximadamente del 1 %. Una caída de 5°F en la temperatura del gas de escape puede resultar en una reducción del flujo del vapor del 1 % o una caída de 2°F en la temperatura del vapor.

4.4 Tecnologías de enfriamiento a la entrada de una turbina de gas.

Existen muchos métodos disponibles para aumentar la potencia de una turbina mediante enfriamiento a la entrada de aire. En general esta se pueden clasificar en tres clases:

- Sistemas de enfriamiento por refrigeración mecánica o por absorción.
- Métodos evaporativos, con enfriadores evaporativos convencionales o nebulización directa de agua.
- Sistemas de almacenamiento de energía térmica, son sistemas de uso intermitente principalmente, se almacena energía para ser utilizada durante las horas de mayor demanda de energía (horas pico), durante el día.

4.4.1 Refrigeración Mecánica.

En un sistema de refrigeración mecánica, el vapor refrigerante es comprimido por medios centrífugos o por un compresor reciprocante. Los compresores centrífugos son usados comúnmente en sistemas que exceden las 1000 toneladas de capacidad de refrigeración y estos pueden ser accionados por un motor eléctrico.

La refrigeración mecánica tiene un importante consumo de potencia en el accionador del compresor y en las bombas que son requeridas para los circuitos de agua de enfriamiento.

Después de la compresión, el vapor pasa a través de un condensador (serpentin), donde es condensado. El vapor condensado es luego expandido mediante una válvula de expansión y provee un efecto de

enfriamiento al evaporarse. El evaporador enfría el agua para enfriamiento que es conducida a la tubería o serpentín colocado en la entrada de la turbina de gas, con el fin de enfriar la corriente de aire que ingresa a la turbina.

Los equipos que utilizan clorofluorocarbonos (CFC) pueden proveer grandes capacidades, además de utilizar espacios relativamente pequeños y lograr temperaturas más bajas que la que se tienen con sistemas de absorción que utilizan bromuro de litio. La desventaja de los enfriadores mecánicos es el costo tan alto generado por la operación y mantenimiento de estos equipos, el alto consumo de energía y el relativo pobre desempeño que tienen en la operación.

La expansión directa es también posible cuando el refrigerante es usado para enfriar directamente la entrada de aire sin necesidad de contar con el circuito de agua de enfriamiento.

El amoniaco, que es un excelente refrigerante, es usado en esta clase de aplicaciones, pero es importante señalar que debe contar con un sistema de alarmas especiales para detectar alguna pérdida del refrigerante dentro del aire de admisión para así poder cerrar el sistema de refrigeración.

4.4.2 Sistemas de enfriamiento por absorción.

Este tipo de sistemas comúnmente utilizan bromuro de litio y agua, siendo el bromuro de litio la sustancia que cumple con la función absorbente y el agua actúa como el refrigerante. Tales sistemas pueden enfriar el aire de entrada a 10 °C (50 °F). El calor necesario para el generador puede ser provisto por gas, vapor o de la descarga de gases de la turbina de gas. Los sistemas de absorción puede ser diseñados para ser de efecto simple o de

efecto doble. Un sistema de efecto simple puede tener un coeficiente de operación (COP) de 0.7 a 0.9, y una unidad de efecto doble, un COP de 1.15. A potencias reducidas el desempeño de los sistemas de absorción es relativamente bueno, y la eficiencia no se reduce bajo este régimen como lo hacen los sistemas de refrigeración mecánica. Los sistemas de absorción tienen un costo de operación y mantenimiento menores a los de refrigeración mecánica.

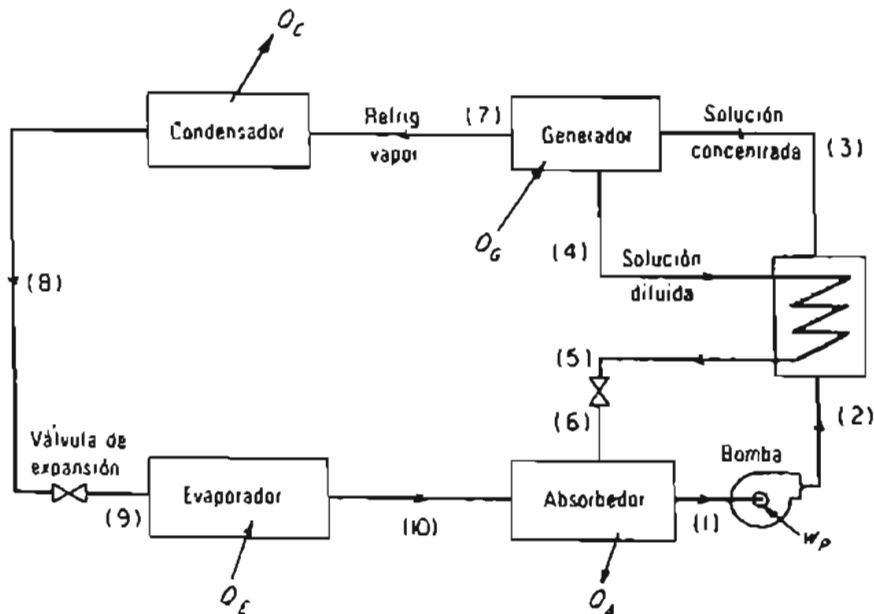


Figura 4.4.2.1. Esquema de un sistema sencillo de refrigeración por absorción.

4.4.3 Enfriamiento evaporativo.

Los enfriadores evaporativos tradicionales que utilizan como medio de enfriamiento la evaporación del agua han sido utilizados por la industria de las turbinas de gas durante varios años, especialmente en zonas áridas y calientes. El principio básico de este tipo de enfriadores consiste en que al evaporarse el agua esta consume 1160 Btu's de calor (calor latente de vaporización) y al hacer esto reduce la temperatura del aire del ambiente.

Fisicamente el arreglo o configuración de un enfriador de tipo evaporativo tradicional se constituye mediante bloques de una material corrugado de tipo fibroso, a través de los que el agua es distribuida. El flujo de aire a través de estos bloques evapora el agua. Este arreglo se puede observar en la Figura 4.4.3.1.

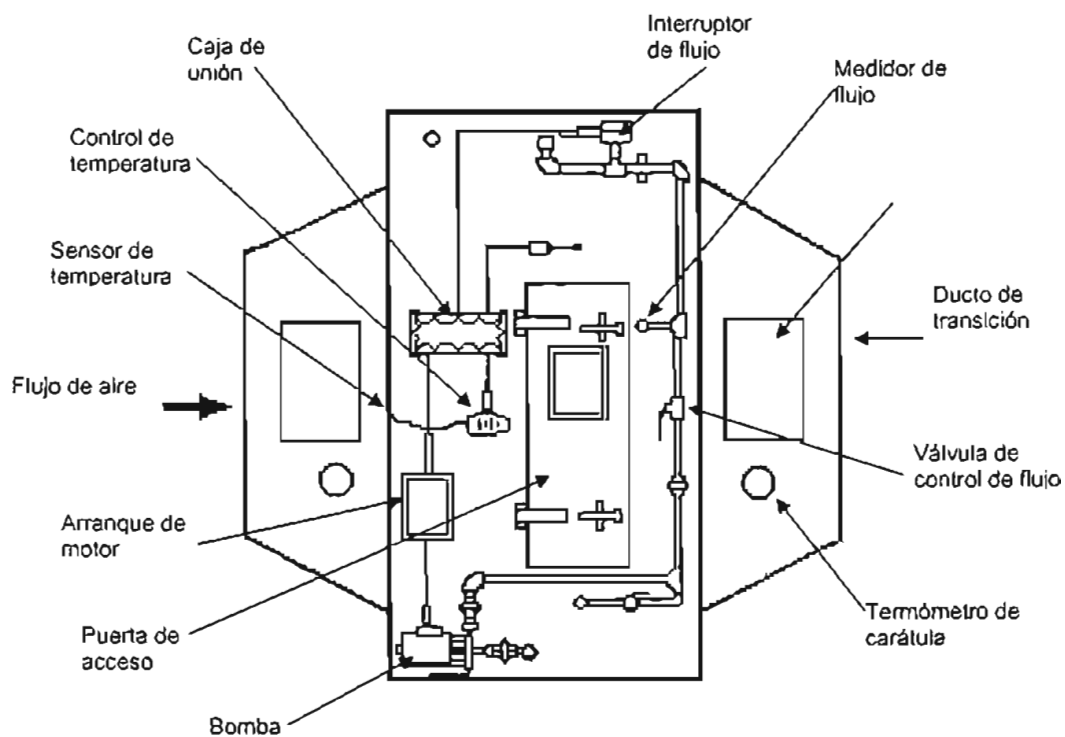


Figura 4.4.3.1. Arreglo de un enfriador de tipo evaporativo.

La eficiencia del enfriador evaporativo esta dada por la siguiente ecuación:

$$E = \frac{T_{1DB} - T_{2DB}}{T_{1DB} - T_{2WB}}$$

Donde:

- T_1 =Temperatura de entrada
- T_2 =Temperatura a la salida del enfriador evaporativo
- DB =Bulbo seco
- WB =Bulbo húmedo

Un valor típico de efectividad esta entre el 80 y 85 %, lo que significa que la temperatura de bulbo húmedo nunca puede ser alcanzada por este método.

La caída de temperatura esta dado por:

$$\Delta T_{DB} = 0.8(T_{1DB} - T_{1WB})$$

La figura 4.4.3.2 muestra una gráfica en la cual se puede observar el incremento de potencia alcanzable a diferentes humedades relativas tomada de la efectividad de un enfriador evaporativo típico. El incremento exacto de la potencia depende del tipo de maquina en particular, la altitud del sitio y las condiciones ambientales. De igual forma se puede observar en esta gráfica que la potencia se incrementa a su punto máximo a humedades relativas menores. Para una turbina de gas industrial típica con un promedio de flujo másico de aire de 113.4 kg/seg (250 lb/seg), el rango de evaporación de agua va de los 0.757 a 3.028 m³/hr (200 a 800 gal/hr) dependiendo de la humedad relativa.

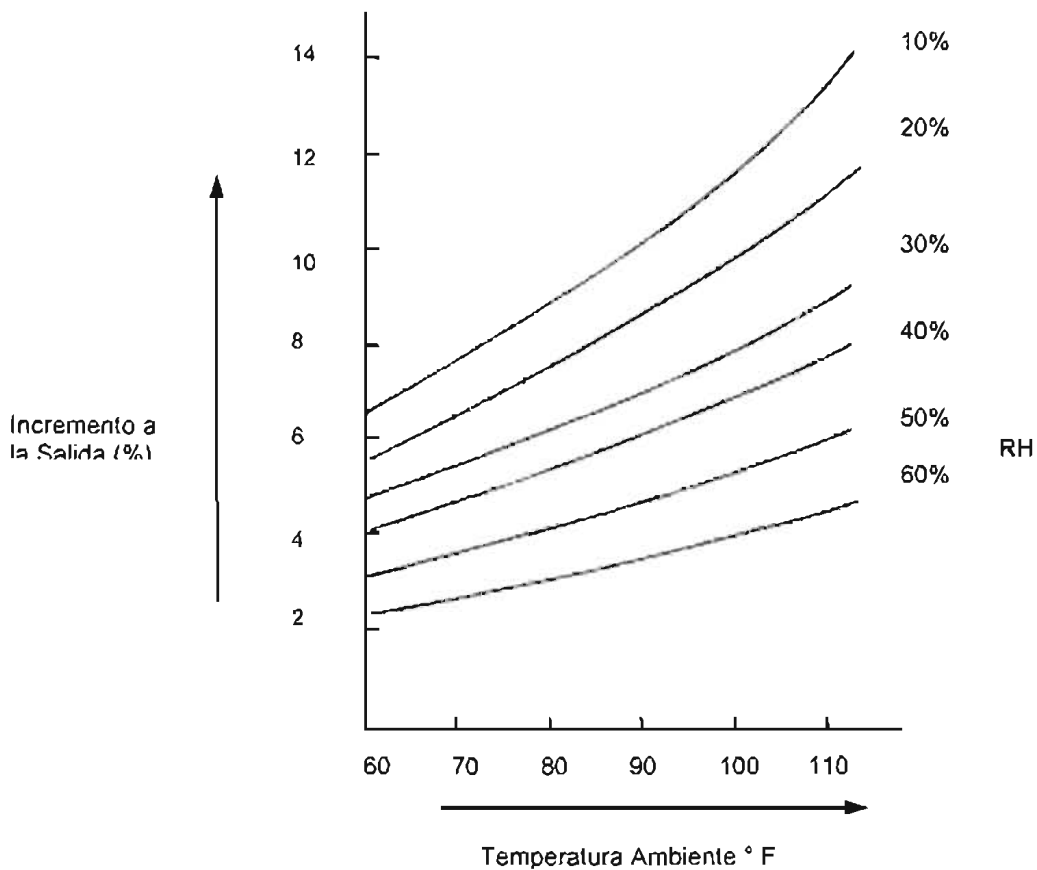


Figura 4.4.3.2. Gráfica de incremento de potencia en un enfriador de tipo evaporativo.

La pérdida inherente de eficiencia en el proceso y el incremento en la caída de presión a la entrada en un sistema de enfriamiento evaporativo convencional nunca permitirá alcanzar el máximo efecto de enfriamiento. Los requerimientos de la calidad del agua, sin embargo, son menos estrictos que los requeridos por los sistemas de enfriamiento por nebulización directa.

4.4.4 Nebulización directa a la entrada.

Este método de enfriamiento consiste en convertir agua previamente desmineralizada en niebla por medio de boquillas de alta presión que operan entre 6894.8 a 20684.3 kPa (1000 a 3000 psi). Esta niebla suministra el enfriamiento al evaporarse en el ducto de entrada de aire de la turbina de gas.

Esta técnica permite un 100 % de efectividad en términos de lograr el 100 % de humedad relativa a la entrada de la turbina de gas, es por eso que proporciona la mas baja temperatura posible sin refrigeración (temperatura de bulbo húmedo).

La nebulización directa puede también ser utilizado para crear un efecto de enfriamiento en el compresor, este efecto se presenta al permitir un acumulación excesiva de niebla a el compresor, y con esto aumentar la potencia de salida considerablemente.

4.4.5 Sistemas de Almacenamiento de energía térmica.

Este método es usado cuando un aumento de potencia es requerido por unas cuantas horas al día. Teniendo en cuenta esta perspectiva se crea una reserva fría durante las horas de menor demanda de potencia (horas no pico), para que esta energía de enfriamiento sea utilizada durante las horas de mayor demanda energética (horas pico) para enfriar la entrada de aire y con esto incrementar la potencia de salida de la turbina. Como este sistema opera de modo intermitente es posible reducir el tamaño del sistema de refrigeración comparado con otros sistemas que tienen que proveer enfriamiento de manera continua. La energía de enfriamiento almacenada puede ser en forma de hielo, agua otros líquidos que transfieran el calor.

4.4.6 Sistemas híbridos.

Dependiendo de las especificaciones del proyecto, la localización, las condiciones climáticas, el tipo de máquina y los factores económicos, la utilización de un sistema híbrido resultado de la combinación de las tecnologías anteriormente mencionadas puede ser la mejor alternativa; la posibilidad de usar un sistema de nebulización en conjunto con uno de refrigeración mecánica puede ser considerado, sin dejar de tomar en cuenta que cuando el agua se evapora en la corriente de aire, cualquier reducción en el calor sensible es acompañado por un incremento en el calor latente de la corriente de aire (el calor en la corriente de aire es usado para provocar un cambio de fase en el agua, de su fase líquida a su fase a vapor). Si aplicamos niebla frente a un serpentín de enfriamiento la temperatura descenderá cuando la niebla se evapore, sin embargo el serpentín deberá trabajar más para remover el agua evaporada de la corriente de aire, por lo que el resultado puede no producir una ventaja termodinámica.

Los sistemas de nebulización directa han sido aplicados también en conjunto con los sistemas de enfriamiento de tipo evaporativo tradicionales, ya que al implementar estos sistemas de nebulización, la efectividad y capacidad de los enfriadores de tipo evaporativo se ven incrementadas al aumentar unos cuantos grados más de enfriamiento ya que comúnmente estos tipos de sistemas de manera individual no pueden alcanzar la temperatura de bulbo húmedo, con la ventaja de que pueden ser implementados en turbinas que ya contaban con enfriadores de tipo evaporativo.

Es importante analizar supuestos como los anteriores con el fin de considerar no solo los costo económicos asociados a la implementación de estas tecnologías, sino todos los aspectos que pueden afectar o beneficiar

el rendimiento de nuestro equipo, para seleccionar la mejor tecnología o una combinación de ellas.

4.5 Criterios de selección para Sistemas de enfriamiento en la entrada.

La elección entre las tecnologías alternativas de enfriamiento es esencialmente la evaluación económica del costo total del proyecto en base al ciclo de vida del mismo.

Los factores más importantes que deben ser tomados en cuenta para realizar un estudio son:

- Perfil climático.

 - Costo de instalación del sistema de enfriamiento en términos de costo económico/ incremento de potencia.

 - Cantidad de potencia ganada debido al enfriamiento del aire de entrada.

 - Costos de combustible y costo por incrementar la potencia, (que beneficio se obtuvo por el aumento de potencia.)

 - Costos de operación y mantenimiento del sistema considerado en el proyecto.

 - Impacto ambiental, este es muy importante cuando se manejan sistemas de refrigeración a base de amoníaco o CFC.

 - Impacto potencial en las licencias de emisiones existentes.
-

Es recomendable considerar para el análisis., contar con el perfil de la temperatura del sitio de todo un año con la información detallada por hora, junto con un promedio de las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo registradas en los últimos 30 años.

Esta información puede ser utilizada para generar un registro por hora de enfriamiento evaporativo para cada día del año, lo que permitiría al operador de la turbina realizar un análisis detallado de la ganancia en la potencia de salida obtenida o por obtener mediante el sistema de enfriamiento.



CONCLUSIONES

Los sistemas de enfriamiento de aire a la entrada de la turbina de gas han demostrado ser a lo largo del contenido de este trabajo una opción viable para elevar la eficiencia del ciclo de la turbina de gas (Ciclo Brayton), y con esto obtener un mayor trabajo a la salida del ciclo. Esto queda demostrado a través del análisis a los distintos tipos de sistemas de enfriamiento que se incluyen en este trabajo. De igual forma se consideraron las variables más significativas del lugar de instalación del equipo (sitio), lo que nos provee un marco de referencia completo para la instalación de una central Turbogas o de Ciclo Combinado que proporcione la cantidad necesaria de energía eléctrica a cargas pico que demanda la sociedad.

Cabe señalar que las actuales tecnologías desarrolladas para el ahorro de energía en los procesos de generación de energía eléctrica, han avanzado de manera gigantesca en las últimas décadas. Algunas de estas tecnologías buscan elevar el trabajo que entrega la turbina, abocándose al desarrollo de nuevos materiales capaces de soportar mayores temperaturas de funcionamiento de las turbinas, las cuales representan aún un alto costo de investigación y tiempo.

Otras se enfocan en reducir el trabajo de compresión del ciclo de la turbina y con esto elevar el Trabajo Neto que entrega la turbina a la salida, elevando la eficiencia del sistema, siendo estos últimos menos costosos y algo muy importante; con la capacidad de adicionarse a centrales que no contaban con estos equipos, disminuyendo con esto la inversión necesaria para actualizar estas centrales y elevando su eficiencia considerablemente.

Prueba de esto es que actualmente la CFE tiene proyectada la instalación de nuevas centrales Turbogas en el país, pero de igual forma ha comenzado la actualización de sus centrales ya instaladas adicionando equipos Turbogas a Centrales Termoeléctricas elevando su eficiencia hasta en un 20%, al convertirlas en Centrales de Ciclo Combinado, buscando cubrir con esto la demanda de energía eléctrica del país.

BIBLIOGRAFIA

- ANDERSON, John D. Jr. Introduction to flight. 4a. edición. Singapur: McGraw-Hill International Editions. 2000.
 - HUANG, Francis F. Ingeniería Termodinámica. Editorial Continental.
 - KEARTON William J. Steam turbine theory and practice. 7a. edición. Londres: Sir Isaac Pitmain & Sons, Ltd. 1961.
 - KROES Michael J. y WILD Thomas W. Aircraft Power plants. McGraw Hill.
 - MANRIQUE, José A. Termodinámica. Editorial Harla.
 - MATTINGLY, Jack D. elements of gas turbine propulsion. Singapur: McGraw-Hill International Editions 1996.
 - MATTINGLY, Jack D., HEISER, William H. y DALEY, Daniel H. Aircraft engine design. Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. 1987.
 - McCONKEY, A. y EASTOP, T. D. Applied thermodynamics. New York: Longman Inc. 1970.
 - MEHER – HOMJI, Cyrus B. / R. MEE III, Thomas. Gas Turbine Augmentation by fogging of inlet air. Texas – California. 1999.
-

-
- MUNSON, Bruce R., YOUNG, Donald F. y OKIISHI, Theodore H. Fundamentals of fluid mechanics. 3a edición. New York: Jhon Wiley & Sons 1998.
 - NAYLER G.H.F. Dictionary of mechanical engineering. 4a edición. Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers, Inc. 1996.
 - OATES, Gordon C. Aerothermodynamics of aircraft engine components. Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. 1985.
 - OATES, Gordon C. Aircraft propulsion systems technology and design. Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. 1989.
 - PRATT & WHITNEY Canada. PT6A-40 series training manual. Canada: Pratt & Whitney Canada Inc. 1998.
 - SONNTAG, Richard E., BORGNAKKE, Claus y VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentals of thermodynamics. 5a. edición. Estados Unidos: John Wiley & Sons 1998.
 - VANCE , Elbridge P. Fundamentals of mathematics. Londres: Addison-Wesley Publishing Company, Inc. 1963.
 - WARK, Kenneth. Termodinámica. Editorial Mc Graw – Hill.
 - YUNUS, A. Cengel / BOLES, Michael A. Termodinámica. 2da. Edición. Editorial Mc Graw– Hill. 1998
-

OTRAS REFERENCIAS

- <http://www.cfe.com.mx>
 - <http://www.energja.com.mx>
 - <http://www.iaea.org>
 - <http://www.iea.org>
 - <http://www.shell.com>
-

ANEXOS

TABLA A-1
 Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Sustancia	Fórmula	Masa molar kg/kmol	R kJ/(kg · K)*	Temperatura K	Presión MPa	Volumen m ³ /kmol
Amoníaco	NH ₃	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argón	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Bromo	Br ₂	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
Dióxido de carbono	CO ₂	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Cloro	Cl ₂	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Deuterio (normal)	D ₂	4.00	2.0785	38.4	1.66	—
Helio	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
Hidrógeno (normal)	H ₂	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Kriptón	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Neón	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrógeno	N ₂	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Óxido nítrico	N ₂ O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxígeno	O ₂	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Dióxido de azufre	SO ₂	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Agua	H ₂ O	18.015	0.4615	647.3	22.09	0.0568
Xenón	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186
Benceno	C ₆ H ₆	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
n-Butano	C ₄ H ₁₀	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Tetracloruro de carbón	CCl ₄	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Cloroformo	CHCl ₃	119.38	0.06964	538.6	5.47	0.2403
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl ₂ F ₂	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diclorofluorometano	CHCl ₂ F	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Etano	C ₂ H ₆	30.070	0.2765	305.5	4.88	0.1480
Alcohol etílico	C ₂ H ₅ OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Etileno	C ₂ H ₄	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
n-Hexano	C ₆ H ₁₄	86.178	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Metano	CH ₄	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Alcohol metílico	CH ₃ OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Cloruro metílico	CH ₃ Cl	50.486	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Propano	C ₃ H ₈	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propeno	C ₃ H ₆	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Propino	C ₃ H ₄	40.065	0.2075	401	5.35	—
Triclorofluorometano	CCl ₃ F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Aire	—	28.97	0.2870	—	—	—

* La unidad en kJ/(kg · K) es equivalente a kPa · m³/(kg · K). La constante de gas se calcula de $R = R_u/M$, donde $R_u = 8.314$ kJ/(kmol · K) y M es la masa molar.

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 685, tabla A.6SI. Publicada originalmente en K. A. Kobe y R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review*, vol. 52, pp. 117-236, 1953.

TABLA A-2
Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes
a) A 300 K

Gas	Fórmula	Constante de gas R kJ/(kg · K)	C_{p0} kJ/(kg · K)	C_{v0} kJ/(kg · K)	k
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butano	C_4H_{10}	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	CO_2	0.1889	0.846	0.657	1.289
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Etano	C_2H_6	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etileno	C_2H_4	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrógeno	H_2	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metano	CH_4	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrógeno	N_2	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octano	C_8H_{18}	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxígeno	O_2	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propano	C_3H_8	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Vapor	H_2O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 687, tabla A.8SI.

b) A diversas temperaturas

Temperatura K	C_{p0}	C_{v0}	k	C_{p0}	C_{v0}	k	C_{p0}	C_{v0}	k
	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$		$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$		$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	
	Aire			Dióxido de carbono, CO₂			Monóxido de carbono, CO		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.788	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.865	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
	Hidrógeno, H₂			Nitrógeno, N₂			Oxígeno, O₂		
250	14.051	9.827	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, p. 783, tabla A4M. Publicada originalmente en *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circ. 564, 1955.

c) Como una función de la temperatura

$$\bar{C}_{p0} = a + bT + cT^2 + dT^3$$

[TenK, \bar{C}_{p0} en kJ/(kmol · K)]

Sustancia	Fórmula	a	b	c	d	Nivel de temperatura K	% error	
							Máx	Pro
Nitrógeno	N ₂	28.90	-0.1571 × 10 ⁻²	0.8081 × 10 ⁻⁵	-2.873 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.59	0.34
Oxígeno	O ₂	25.48	1.520 × 10 ⁻²	-0.7155 × 10 ⁻⁵	1.312 × 10 ⁻⁹	273-1800	1.19	0.28
Aire		28.11	0.1967 × 10 ⁻²	0.4802 × 10 ⁻⁵	-1.966 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.72	0.33
Hidrógeno	H ₂	29.11	-0.1916 × 10 ⁻²	0.4003 × 10 ⁻⁵	-0.8704 × 10 ⁻⁹	273-1800	1.01	0.26
Monóxido de carbono	CO	28.16	0.1675 × 10 ⁻²	0.5372 × 10 ⁻⁵	-2.222 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.89	0.37
Dióxido de carbono	CO ₂	22.26	5.981 × 10 ⁻²	-3.501 × 10 ⁻⁵	7.469 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.67	0.22
Vapor de agua	H ₂ O	32.24	0.1923 × 10 ⁻²	1.055 × 10 ⁻⁵	-3.595 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.63	0.24
Óxido nítrico	NO	29.34	-0.09395 × 10 ⁻²	0.9747 × 10 ⁻⁵	-4.187 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.97	0.36
Óxido nítrico	N ₂ O	24.11	5.8632 × 10 ⁻²	-3.562 × 10 ⁻⁵	10.58 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.59	0.26
Dióxido de nitrógeno	NO ₂	22.9	5.715 × 10 ⁻²	-3.52 × 10 ⁻⁵	7.87 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.46	0.18
Amoníaco	NH ₃	27.568	2.5630 × 10 ⁻²	0.99072 × 10 ⁻⁵	-6.6909 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.91	0.36
Azufre	S ₂	27.21	2.218 × 10 ⁻²	-1.628 × 10 ⁻⁵	3.986 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.99	0.38
Dióxido de azufre	SO ₂	25.78	5.795 × 10 ⁻²	-3.812 × 10 ⁻⁵	8.612 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.45	0.24
Tríoóxido de azufre	SO ₃	16.40	14.58 × 10 ⁻²	-11.20 × 10 ⁻⁵	32.42 × 10 ⁻⁹	273-1300	0.29	0.13
Acetileno	C ₂ H ₂	21.8	9.2143 × 10 ⁻²	-6.527 × 10 ⁻⁵	18.21 × 10 ⁻⁹	273-1500	1.46	0.59
Benceno	C ₆ H ₆	-36.22	48.475 × 10 ⁻²	-31.57 × 10 ⁻⁵	77.62 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.34	0.20
Metanol	CH ₃ O	19.0	9.152 × 10 ⁻²	-1.22 × 10 ⁻⁵	-8.039 × 10 ⁻⁹	273-1000	0.18	0.08
Etanol	C ₂ H ₅ O	19.9	20.96 × 10 ⁻²	-10.38 × 10 ⁻⁵	20.05 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.40	0.22
Ácido clorhídrico	HCl	30.33	-0.7620 × 10 ⁻²	1.327 × 10 ⁻⁵	-4.338 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.22	0.08
Metano	CH ₄	19.89	5.024 × 10 ⁻²	1.269 × 10 ⁻⁵	-11.01 × 10 ⁻⁹	273-1500	1.33	0.57
Etano	C ₂ H ₆	6.900	17.27 × 10 ⁻²	-6.406 × 10 ⁻⁵	7.285 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.83	0.28
Propano	C ₃ H ₈	-4.04	30.48 × 10 ⁻²	-15.72 × 10 ⁻⁵	31.74 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.40	0.12
n-Butano	C ₄ H ₁₀	3.96	37.15 × 10 ⁻²	-18.34 × 10 ⁻⁵	35.00 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.54	0.24
i-Butano	C ₄ H ₁₀	-7.913	41.60 × 10 ⁻²	-23.01 × 10 ⁻⁵	49.91 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.25	0.13
n-Pentano	C ₅ H ₁₂	6.774	45.43 × 10 ⁻²	-22.46 × 10 ⁻⁵	42.29 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.56	0.21
n-Hexano	C ₆ H ₁₄	6.938	55.22 × 10 ⁻²	-28.65 × 10 ⁻⁵	57.69 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.72	0.20
Etileno	C ₂ H ₄	3.95	15.64 × 10 ⁻²	-8.344 × 10 ⁻⁵	17.67 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.54	0.13
Propileno	C ₃ H ₆	3.15	23.83 × 10 ⁻²	-12.18 × 10 ⁻⁵	24.62 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.73	0.17

Fuente: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1984. Empleada con permiso.