

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA**



**AUMENTO EN EL RENDIMIENTO Y REDUCCIÓN DE GASES
CONTAMINANTES EN UNA PLANTA GENERADORA DE
POTENCIA MEDIANTE EL CICLO CHENG**

TESIS

PRESENTADA A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

GABRIEL ANTONIO LOARCA UMAÑA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, MAYO DE 2000

Dh
08
T(4871)

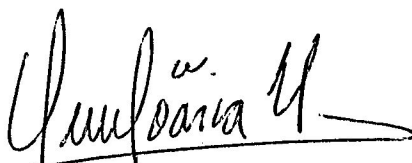
HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR



Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de tesis titulado:

AUMENTO EN EL RENDIMIENTO Y REDUCCIÓN DE GASES CONTAMINANTES EN UNA PLANTA GENERADORA DE POTENCIA MEDIANTE EL CICLO CHENG.

Tema que fue autorizado por la Coordinación de la Carrera de Ingeniería Mecánica, con fecha 11 de octubre de 1999, Ref. C.I.M. 206.2000


Gabriel Antonio Loarca Umaña

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA**



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO:	Ing. Herbert René Miranda Barrios
VOCAL I.	Ing. José Francisco Gómez Rivera
VOCAL II.	Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
VOCAL III.	Ing. Jorge Benjamín Gutiérrez Quintana
VOCAL IV.	Br. Oscar Stuardo Chinchilla Guzmán
VOCAL V.	Br. Mauricio Alberto Grajeda Mariscal
SECRETARIA.	Inga. Gilda Marina Castellanos Baiza de Illescas

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO:	Ing. Herbert René Miranda Barrios
EXAMINADOR:	Ing. Roberto Enrique Molina Thomae
EXAMINADOR:	Ing. José Arturo Estrada Martínez
EXAMINADOR:	Ing. Pedro Enrique Kubes Zacek
SECRETARIA:	Inga. Gilda Marina Castellanos Baiza de Illescas

Guatemala, marzo de 2000

Ingeniero
Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Director Escuela Mecánica
Facultad de Ingeniería
Universidad de San Carlos de Guatemala
Ciudad Universitaria, zona 12
Guatemala.

Estimado Sr. Director:

Atentamente me permito comunicarle que he tenido a la vista el informe final de Tesis de graduación del estudiante Gabriel Antonio Loarca Umaña, carnet No. 93-11911, titulado "AUMENTO EN EL RENDIMIENTO Y REDUCCIÓN DE GASES CONTAMINANTES DE UNA PLANTA GENERADORA DE POTENCIA MEDIANTE EL CICLO CHENG" y, después de realizar las revisiones correspondientes, he encontrado que es satisfactorio, procediendo por este medio a su aprobación.

El autor de esta tesis y el suscrito asesor, nos responsabilizamos por el contenido y conclusiones que en ella se exponen.

Atentamente,



Ing. Raymond Ludwin Taylor Cruz



FACULTAD DE INGENIERIA

El Coordinador del Area Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer la aprobación del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo titulado **Aumento en el Rendimiento y Reducción de Gases Contaminantes en una Planta Generadora de Potencia Mediante el Ciclo Cheng**, del estudiante **Gabriel Antonio Loarca Umaña**, recomienda su aprobación.

ID Y ENSEÑAD A TODOS

Ing. Julio César Molina Zaldaña
Coordinador de Area

Guatemala, abril de 2000.

/behgdei.

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, después de conocer el dictamen del asesor, con el visto bueno del Coordinador del Area Térmica, al trabajo Aumento en el Rendimiento y Reducción de Gases Contaminantes en una Planta Generadora de Potencia Mediante el Ciclo Cheng, del estudiante Gabriel Antonio Loarca Umaña, procede a la autorización del mismo.

ID Y ENSEÑANZA, TODOS

Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez

DIRECTOR



Guatemala, mayo del año 2,000

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA
DECANATO

Ref. DT. 99-2000

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al trabajo de tesis titulado: **AUMENTO EN EL RENDIMIENTO Y REDUCCIÓN DE GASES CONTAMINANTES EN UNA PLANTA GENERADORA DE POTENCIA MEDIANTE EL CICLO CHENG**, presentado por el estudiante universitario **Gabriel Antonio Loarca Umaña**, procede a la autorización para la impresión de la misma.

IMPRÍMASE.


Ing. Herbert René Miranda Barrios
DECANO



Guatemala, mayo del 2000
mds

DEDICATORIA

A Dios

A mi padre: Luis Gabriel Loarca Mazariegos

A mi madre: Miriam Olimpia Umaña de Loarca

A mi hermano: Juan Miguel Loarca Umaña

A mi hermano: José Rodrigo Loarca Umaña

AGRADECIMIENTO

A Dios, porque sin su amor y misericordia, este trabajo hubiese sido imposible de realizar.

A mis padres y hermanos por todo su esfuerzo y apoyo durante toda mi vida.

Al colegio Liceo Javier y a mis maestros

A la Universidad de San Carlos de Guatemala.

A todo el personal de Planta Termoeléctrica Las Palmas, en especial al Ing. Carlos Quisquinay.

A mi asesor Ing. Raymond Taylor.

A Tania Villagrán por todos su apoyo y colaboración.

Y a todas aquellas personas que siempre me han demostrado su amistad y que, de alguna manera colaboraron en la elaboración de este proyecto.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	V
LISTA DE SÍMBOLOS	VII
GLOSARIO	IX
INTRODUCCIÓN	XIII
1. LA TURBINA A GAS AERODERIVATIVA	1
1.1. Turbinas a gas	1
1.1.1. Introducción y definiciones	1
1.1.2. Fundamentos de termodinámica	2
1.1.3. Aspectos de diseño	8
1.2. Diseños aeroderivativos	10
1.3. Turbina a gas aeroderivativa modelo LM5000	10
1.3.1. Características de la turbina a gas aeroderivativa LM5000	11
1.3.2. Configuración de la turbina a gas aeroderivativa LM5000	12
1.4. Descripción de la turbina a gas aeroderivativa LM5000	12
1.5. Componentes del generador de gas	14
1.5.1. Componentes de entrada	14
1.5.2. Compresor de baja presión	16
1.5.3. Compresor de alta presión	16
1.5.4. Cámara de combustión	17
1.5.5. Turbina de alta presión	18
1.5.6. Turbina de baja presión	18
1.5.7. Turbina de potencia	18
1.5.8. Componentes de escape	18

2.	EL CICLO CHENG	21
2.1.	Métodos para mejorar la eficiencia de las turbinas a gas	21
2.1.1.	El ciclo combinado	27
2.1.1.1.	Desventajas del ciclo combinado	29
2.2.	El ciclo Cheng	29
2.2.1.	Diagrama del ciclo Cheng	31
2.2.2.	Características del ciclo Cheng avanzado	34
2.2.3.	Ventajas del ciclo Cheng sobre una turbina de ciclo combinado	35
2.2.4.	Características de la turbina a gas LM5000 a ciclo Cheng	36
3.	ELEMENTOS QUE COMPONEN UNA PLANTA GENERADORA A CICLO CHENG	37
3.1.	Elementos básicos	37
3.2.	Caldera de recuperación	37
3.2.1.	Válvula diversora de gases	40
3.2.2.	Sección de presión alta	41
3.2.3.	Sección de presión media	43
3.2.4.	Sección de presión baja	45
3.2.5.	Bombas del desareador	47
3.2.6.	Bombas de presión alta	48
3.2.7.	Bombas de presión media	48
3.2.8.	Instrumentación	48
3.2.9.	Válvulas de control	49
3.2.10.	Válvulas de control de regulación	50
3.2.11.	Chimenea	50
3.2.12.	Valores normales de operación	51
3.3.	Planta de tratamiento de agua	52

3.3.1. Descripción de la planta de tratamiento de agua	53
3.3.2. Sistema de apoyo para una eficiente operación y mantenimiento de la planta de agua	57
4. CONTROL DE LA CONTAMINACIÓN DE UNA PLANTA DE GENERACIÓN A TURBINA A GAS	61
4.1. Estudio de emisiones	61
4.1.1. Catalogación y cuantificación de las fuentes de emisión	62
4.2. Emisiones de una turbina a gas	65
4.3. Métodos de control de emisiones	66
4.3.1. Control de emisiones de partículas de hidrocarburos no quemados y monóxido de carbono	67
4.3.2. Control de emisiones de NOx	68
4.3.3. Control de contaminantes líquidos	73
4.3.3.1. Proceso de incineración de los desechos de aceites lubricantes y combustibles	74
5. MONITOREO DE LOS GASES CONTAMINANTES EMITIDOS POR LA TURBINA A GAS AERODERIVATIVA LM5000 DE LA PLANTA STEWART & STEVENSON	77
5.1. Métodos de muestreo y análisis	77
5.2. Resultados obtenidos en monitoreos de material particulado, dióxido de azufre SO ₂ , y óxidos de nitrógeno NOx	81

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

No.	Título	Pág.
1	Turbina a gas de una sola flecha de ciclo simple	2
2	Ciclo de Brayton	4
3	Definición de la temperatura de encendido	6
4	Eficiencia versus trabajo específico de turbina a gas	7
5	Turbina a gas de dos flechas de ciclo simple	9
6	Turbina a gas aeroderivativa LM5000	12
7	Componentes del generador de gas LM5000	15
8	Ciclo de la turbina a gas	21
9	Efecto de la relación de presiones sobre la eficiencia térmica de un ciclo simple de las turbinas a gas con varias temperaturas de admisión a la turbina	23
10	Turbina a gas con regeneración	24
11	Enfriamiento intermedio del aire entre el compresor No. 1 y No. 2	25
12	Cámara de combustión con recalentamiento	26
13	Ciclo combinado	28
14	Una solución en paralelo consiste en una turbina a gas y una a vapor trabajando separadamente	32
15	Diagrama del ciclo de Cheng	33
16	Caldera de recuperación	39
17	Sección de presión alta	42
18	Sección a presión media	44

19	Sección a presión baja	46
20	Diagrama de la planta de tratamiento de agua	59
21	Sistema de combustión de flujo inverso	68
22	Tasa de producción de NOx	71
23	Montaje del muestreador de aire Minivol	78
24	Muestreador pasivo Ogawa para NO, NO ₂ , NOx y SO ₂	81

TABLAS

No.	Título	Pág.
I	Monitoreo del aire del ambiente en Planta Las Palmas para material particulado	82
II	Monitoreo del aire del ambiente en Planta Las Palmas para dióxido de azufre SO ₂	83
III	Monitoreo del aire del ambiente en Planta Las Palmas para óxidos de nitrógeno NOx	84

LISTA DE SÍMBOLOS

BTU	Siglas en inglés de Unidad Térmica Británica Unidad de energía.
°C	Grado Celcius (centígrado). Unidad de temperatura.
cal	Caloría. Unidad de energía.
cm	Centímetro. Unidad de longitud.
°F	Grado Fahrenheit. Unidad de temperatura.
FV	Nomenclatura de identificación de válvulas.
GPM	Galones por minuto.
HP	Siglas en inglés de Horse Power. Unidad de potencia.
hr	Hora. Unidad de tiempo.
kW	Kilowatts. Unidad de potencia.
kg	Kilogramo. Unidad de masa.

lb	Libra. Unidad de masa.
LV	Nomenclatura de identificación de válvulas.
Min	Minuto. Unidad de tiempo.
µg	Microgramo. Unidad de masa.
PH	Potencial de hidrógeno.
ppm	Partes por millón.
Psig	Siglas en inglés de libras por pulgada cuadrada. Unidad de presión.
Seg	Segundo. Unidad de tiempo.
RPM	Revoluciones por minuto.

GLOSARIO

Capacidad base	Punto de capacidad de diseño de una turbina a gas que resulta adecuada para una operación continua.
Capacidad ISO	Producción nominal de una turbina a gas en condiciones estándar.
Capacidad pico	Punto de capacidad de diseño de una turbina a gas para el servicio de carga pico que por lo general opere menos de 1000 hr/año.
Cogeneración	Producción secuencial de calor y energía o recuperación de energía de bajo nivel para generar energía.
Ciclo combinado	Configuración combinada de una turbina a vapor y una a gas, en la que el escape de la turbina a gas se conduce por medio de un ducto a un generador de vapor de recuperación de calor, el cual suministra vapor a la turbina a vapor.

Ciclo regenerativo	Turbina a gas que incluye un intercambiador de calor gas a gas, que transfiere el calor de los gases de escape al aire de descarga del compresor.
Ciclo simple	Turbina a gas que expulsa los gases a la atmósfera sin recuperar el calor.
Eficiencia térmica	Producción neta de una turbina a gas dividida entre la entrada.
Estequiometría	Al principio de conservación de la materia se le conoce como estequiometría y tiene que ver con las relaciones entre la composición de los reactivos y de los productos.
Hidrocarburos	Es un grupo de sustancias de estructura química similar, utilizadas a menudo como combustibles.
ISO	Organización internacional que establece normas para la estandarización.
NOx	Óxidos de nitrógeno incluyen tanto NO como NO ₂ , emitidos por los dispositivos de combustión.

Osmosis inversa

Proceso mediante el cual se retienen las partículas insolubles y moléculas o iones disueltos en el agua.

Razón calorífica

Consumo de combustible de una turbina a gas dividido entre su producción.

Razón de compresión

Razón de la presión de descarga del compresor a la presión de succión.

SO₂

Dióxido de azufre, emitido por dispositivos de combustión.

INTRODUCCIÓN

La turbina a gas y en sí el ciclo Brayton era conocido desde principios de siglo; pero su aplicación práctica se inició durante la Segunda Guerra Mundial. Posteriormente a la guerra, se inició su aplicación comercial donde el costo-beneficio, por las desventajas de este hace a las turbinas a gas solo económicas para su uso en aviación comercial, fue entonces cuando se iniciaron los intentos para su utilización en plantas de generación de energía eléctrica.

La razón de su baja eficiencia es que el compresor requerido por el ciclo utiliza el 70% de la potencia entregada al eje por la turbina, dejando el 30% para ser utilizado por el generador eléctrico.

Las grandes empresas han tratado de mejorar la eficiencia de estas máquinas para hacerlas más comerciales, por diversos métodos: la utilización de los gases de escape para calentar el aire que viene del compresor antes de que ingrese a la cámara de combustión, el uso de un compresor partido con un eje común con un enfriamiento intermedio entre el compresor No.1 y el No.2, el uso de una turbina partida con un eje común, con una cámara de combustión de recalentamiento intermedio de los gases entre la turbina No. 1 y la No.2, el uso de una turbina partida con dos ejes separados, etc.

La única opción divulgada para mejorar la eficiencia de las turbinas a gas era la alternativa de usar el ciclo combinado.

El mejoramiento realizado sobre los ciclos de las turbinas a gas (ciclo Brayton convencional) a partir de la implementación e introducción de intercambiadores de calor para la consecución de ciclos regenerativos con mayor eficiencia (ciclo Cheng) a través de la inyección de mayor flujo másico en el proceso de transformación de energía.

El ciclo Cheng lo componen varios elementos que son necesarios para su óptimo funcionamiento como: la turbina a gas, los equipos auxiliares, la caldera de recuperación de calor y la planta de tratamiento de agua.

El ciclo Cheng además de tener un alto rendimiento tiene como ventaja la reducción de emisiones NOx debido a que el vapor inyectado baja la temperatura de los gases de combustión y por ende baja la cantidad de NOx expulsadas a la atmósfera.

En este trabajo se presentan las consideraciones para la operación y funcionamiento de una planta de ciclo Cheng, así como para el manejo y control de contaminantes que son desechados por los distintos equipos que componen una planta de este tipo.

1. LA TURBINA DE GAS AERODERIVATIVA

1.1. Turbinas a gas

1.1.1. Introducción y definiciones

El ciclo que define una turbina a gas era conocido desde principios de siglo como el ciclo Brayton y otros le llaman ciclo Joule; pero su aplicación se inició durante la Segunda Guerra Mundial.

La turbina a gas es una máquina rotativa de un solo eje, sobre los que van montados un compresor y la turbina, y en medio de ellos existe una cámara de combustión.

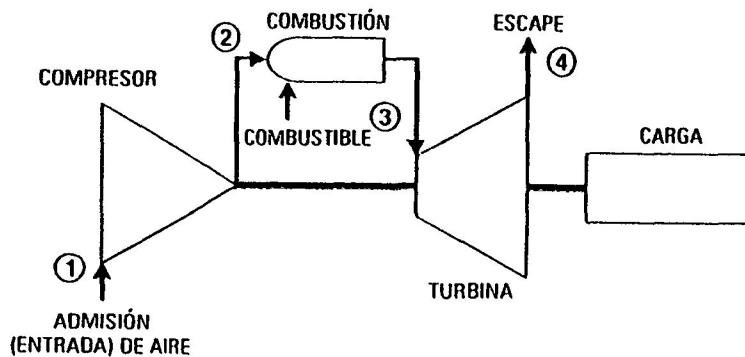
El aire sufre una compresión adiabática en el compresor, esto es: $p_1 V_1^k = p_2 V_2^k$. En la cámara de combustión se inyecta el combustible y se produce un calentamiento del aire a presión constante, esto es: $V_2/V_1 = T_2/T_1$. Por último, en la turbina se produce una expansión adiabática.

Después de la guerra, se inició su aplicación comercial, donde el costo-beneficio, las hace sólo económicas para su uso en aviación comercial, y se iniciaron los intentos para su utilización en plantas de generación de energía eléctrica. La razón de su baja eficiencia es que el compresor requerido por el ciclo utiliza más del 60% de la potencia entregada al eje por la turbina, dejando cerca de un 30% para ser utilizado por el generador eléctrico.

1.1.2. Fundamentos de termodinámica

En la figura 1 se presenta un diagrama esquemático de una turbina a gas de una sola flecha de ciclo simple.

Figura 1. Turbina de gas de una sola flecha de ciclo simple



FUENTE: Robert C. Rosaler, Manual del ingeniero de planta. (México: Editorial McGRAW-Hill), (2): 4-85

El aire entra en el compresor de flujo axial en el punto 1 del esquema en las mismas condiciones del medio ambiente. Dado que éstas pueden variar de un día a otro y de un lugar a otro, resulta conveniente tomar en cuenta algunas condiciones estándar con el propósito de poder hacer comparaciones. Las condiciones estándar empleadas por las industrias de las turbinas a gas son 15° C (59°F), 1.033 Kg/cm² (14.7 psia) y 60% de humedad relativa, las cuales fueron establecidas por la International for Standardization (ISO). Con frecuencia, estas condiciones se denominan condiciones ISO.

El aire que entra al compresor por el punto 1 se comprime a una presión mayor. Sin embargo, aunque no se le agrega calor, la temperatura del aire se eleva debido a la compresión, de modo que el aire se encuentra a una mayor temperatura y presión en la descarga del compresor.

Después de salir del compresor, el aire entra en el sistema de combustión en el punto 2, donde se inyecta el combustible y tiene lugar la combustión. El proceso de combustión ocurre, esencialmente, a presión constante. Aunque se alcanzan temperaturas locales muy altas dentro de la zona de combustión primaria (que se aproximan a condiciones estequiométricas), el sistema de combustión está diseñado para llevar a cabo el mezclado, dilución y enfriamiento. Así, cuando la mezcla de la combustión abandona este sistema y entra a la turbina en el punto 3, se encuentra a la temperatura promedio de la mezcla.

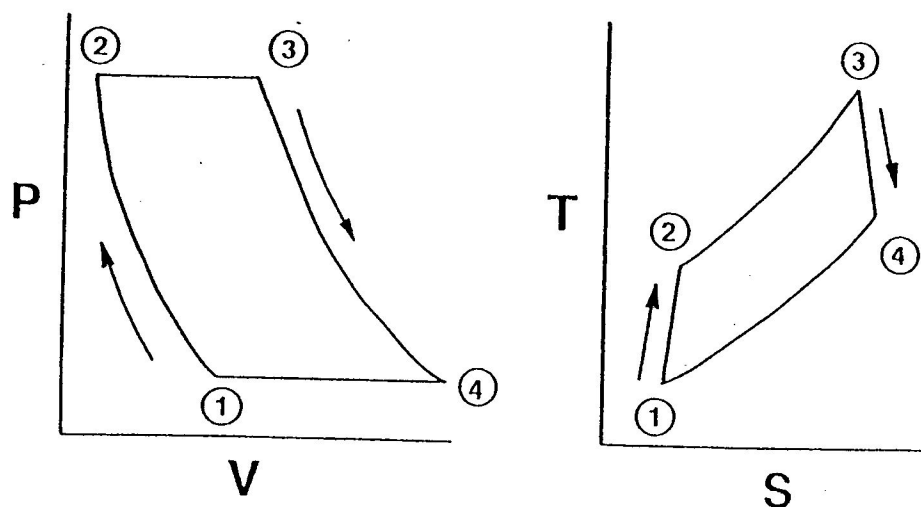
En la sección de la turbina de una turbina de gas, la energía de los gases calientes se convierte en trabajo. En realidad, esta conversión se realiza en dos etapas. En la sección de la tobera de la turbina, los gases calientes se expanden, y una parte de la energía térmica se convierte en energía cinética. En la subsecuente sección de álabes de la turbina, una parte de la energía cinética se transmite a los álabes rotatorios y se convierte en trabajo.

Una parte del trabajo realizado por la turbina se emplea para impulsar el compresor y el resto queda disponible para trabajo útil en la brida de salida de la turbina de gas. Por lo regular, más del 50% del trabajo realizado por las secciones de la turbina se emplea para impulsar el compresor de flujo axial.

El ciclo termodinámico bajo el cual funcionan todas las turbinas de gas se llama ciclo de Brayton.

La figura 2 muestra los diagramas clásicos de presión-volumen (PV) y de temperatura-entropía (TS) para este ciclo. Los números del diagrama corresponden a los números que se emplearon también en la figura 1.

Figura 2. Ciclo de Brayton



FUENTE: Robert C Rosales, Manual del ingeniero de planta. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 4-82

Todo ciclo de Brayton puede definirse por medio de dos parámetros significativos: la razón de presión y la temperatura de encendido. La razón o relación de presión del ciclo es la presión en el punto 2 (presión de descarga del compresor) dividida entre la presión en el punto 1 (presión de admisión del compresor).

En un ciclo ideal, esta relación de presión también es igual a la presión del punto 3 dividida entre la presión en el punto 4; sin embargo, en un ciclo real, existe una pequeña pérdida de presión en el sistema de combustión y, por lo tanto, la presión es un poco menor en el punto 3 que en el punto 2.

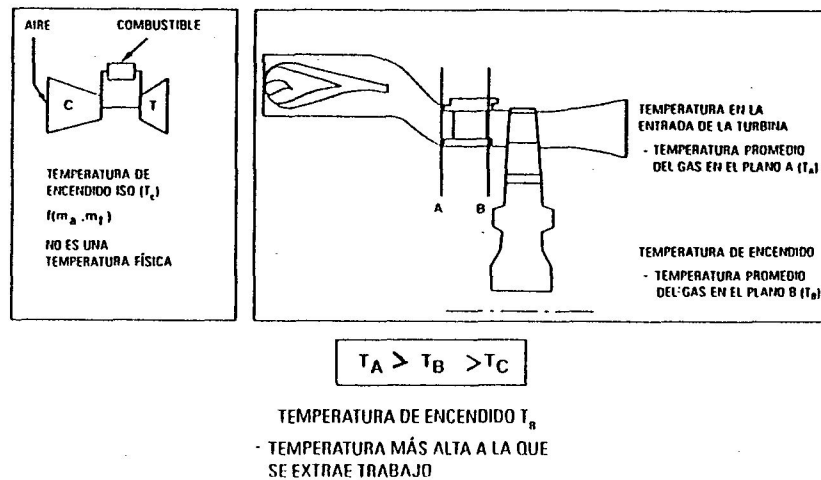
El otro parámetro significativo es la temperatura de quemado, esta es la temperatura más alta que se alcanza durante el ciclo. La definición más acertada de la temperatura de quemado es la temperatura total media del flujo de la masa en el plano del borde de salida de la tobera de la primera etapa. En una turbina de gas sin enfriamiento de la tobera de primera etapa (en la cual el aire entra a la corriente de gases calientes después de enfriar la tobera), la temperatura total que se encuentra de inmediato corriente abajo de la tobera es igual a la temperatura que se encuentra de inmediato corriente arriba de la tobera.

Con enfriamiento de la tobera de la turbina, este aire de enfriamiento se mezcla con los gases calientes que se expanden a través de la tobera. Esta definición emplea una temperatura que es indicativa de la temperatura del ciclo representada por el punto 3 de la figura 2. Un método alternativo para determinar la temperatura de quemado es la que se define en el documento 2314 del ISO, Gas Turbines-Acceptance Tests. Aquí, la temperatura de quemado es en realidad la temperatura de referencia de admisión de la turbina y, por lo general, no es una temperatura que exista en un ciclo de una turbina a gas; se calcula a partir del balance de calor en el sistema de combustión, el cual se realiza al emplear los parámetros obtenidos en una prueba de campo.

Esta temperatura de referencia ISO siempre será menor que la temperatura de quemado; en muchos casos será inferior en 37°C (100°F) o más para las máquinas que usan aire extraído del compresor para el enfriamiento interno.

La figura 3 muestra cómo se definen estas diversas temperaturas.

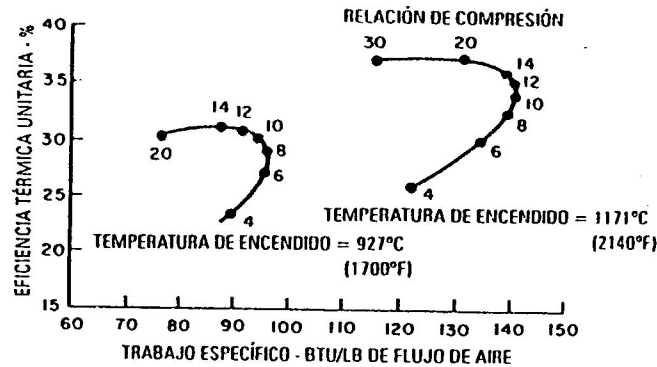
Figura 3. Definición de la temperatura de encendido



FUENTE: Robert C. Rosaler, *Manual del ingeniero de planta*. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 4-87

La eficiencia térmica del ciclo Brayton puede calcularse mediante el análisis termodinámico clásico. La razón de compresión del fluido de trabajo y las temperaturas del calor agregado y del rechazo son parámetros muy importantes. En la figura 4 aparecen los resultados de tal análisis.

Figura 4. Eficiencia versus trabajo específico de ciclos de turbinas de gas



FUENTE: Robert C. Rosaler, Manual del ingeniero de planta. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 4-87

Estos cálculos se basan en una temperatura ambiente de 15°C (59°F), eficiencias reales de los componentes y relaciones reales del gas. Los resultados se grafican como eficiencia térmica vs trabajo específico para dos temperaturas de quemado diferentes.

Las observaciones que pueden hacerse a partir de estas curvas son:

1. La eficiencia térmica se incrementa a medida que se agrega calor.
2. Para una temperatura específica de quemado, existe una razón de presión óptima para conseguir la máxima eficiencia térmica.
3. Para una temperatura específica de quemado, existe una razón de presión óptima para conseguir el máximo trabajo específico, la cual es diferente de la razón de presión óptima de la eficiencia térmica.

1.1.3. Aspectos de diseño

Existen muchos aspectos diferentes de diseño diferente entre las turbinas a gas disponibles para aplicaciones en plantas industriales. Algunas de las características más importantes son:

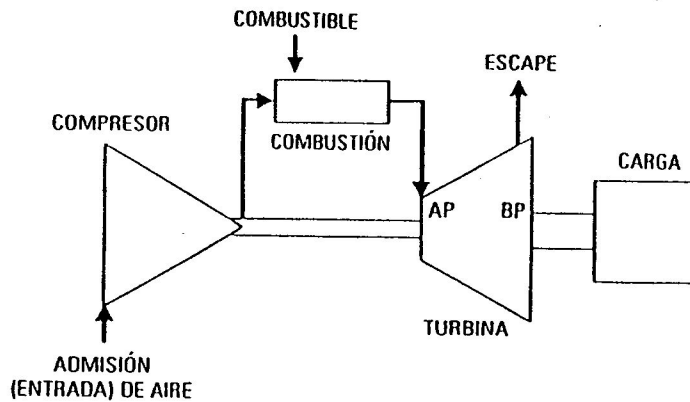
1. Una o más flechas.
2. Tipo industrial de servicio pesado o turbinas derivadas de las que se usan en aviones.
3. Diseño de la cámara de combustión.

Como se muestra en la figura 1, las turbinas a gas de una sola flecha están configuradas en una flecha continua y, por lo tanto, todas las etapas operan a la misma velocidad.

En general, estas unidades se emplean para impulsar generadores que no necesitan una variación significativa de velocidad.

En la figura 5 se muestra un diagrama esquemático para una turbina a gas de ciclo simple de dos flechas. El rotor de baja presión o de la turbina de potencia está separado mecánicamente de la turbina de alta presión y del rotor del compresor. Esta característica particular permite que la turbina de potencia opere en un alto rango de velocidades, por lo que las turbinas a gas de dos flechas resultan ideales para las aplicaciones de velocidad variable.

Figura 5. Turbina de gas de dos flechas de ciclo simple



FUENTE: Robert C. Rosaler, *Manual del ingeniero de planta*. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 4-88

Todo el trabajo realizado por la turbina de potencia queda disponible para mover el equipo de carga, ya que el trabajo realizado por la turbina de alta presión proporciona toda la energía necesaria para impulsar al compresor.

Además, las necesidades de arranque para el tren de carga de la turbina de gas se reducen debido a que el equipo de carga está separado de la turbina de alta presión desde un punto de vista mecánico.

1.2. Diseños aeroderivativos

Los diseños de las turbinas de gas han evolucionado por dos criterios distintos. Las unidades de tipo industrial se han basado en tecnología creada en la industria de turbinas a vapor para grandes estaciones centrales. De construcción robusta, con cubiertas divididas a lo largo de la línea central horizontal. Estas unidades están diseñadas para largos períodos de operación continua y, por lo general, tienen la capacidad de quemar una variedad de combustibles.

Las turbinas a gas derivadas de las que se usan en los aviones, son motores de propulsión a chorro modificadas para producir potencia en la flecha en lugar de empuje. De construcción ligera, las turbinas derivadas de la que se usan en los aviones suelen tener una menor capacidad en cuanto a las temperaturas de encendido para el despegue y vuelo, con el fin de admitir períodos largos de operación continua; por lo regular puede dárseles mantenimiento en el lugar y pueden desmontarse con rapidez y reemplazarse con un motor de repuesto. En general, las unidades derivadas de las que se usan en los aviones no tienen la flexibilidad que tienen las unidades de servicio pesado para usar combustibles distintos.

1.3 . Turbina de gas aeroderivativa modelo LM5000

El modelo LM5000 se deriva de la máquina de avión de transporte comercial (Boeing 747) CF6-50 de General Electric, que es utilizado por más de 65 aerolíneas a través del mundo. La turbina a gas LM5000 tiene un 70% de partes comunes con el CF6-50.

1.3.1. Características de la turbina a gas LM5000

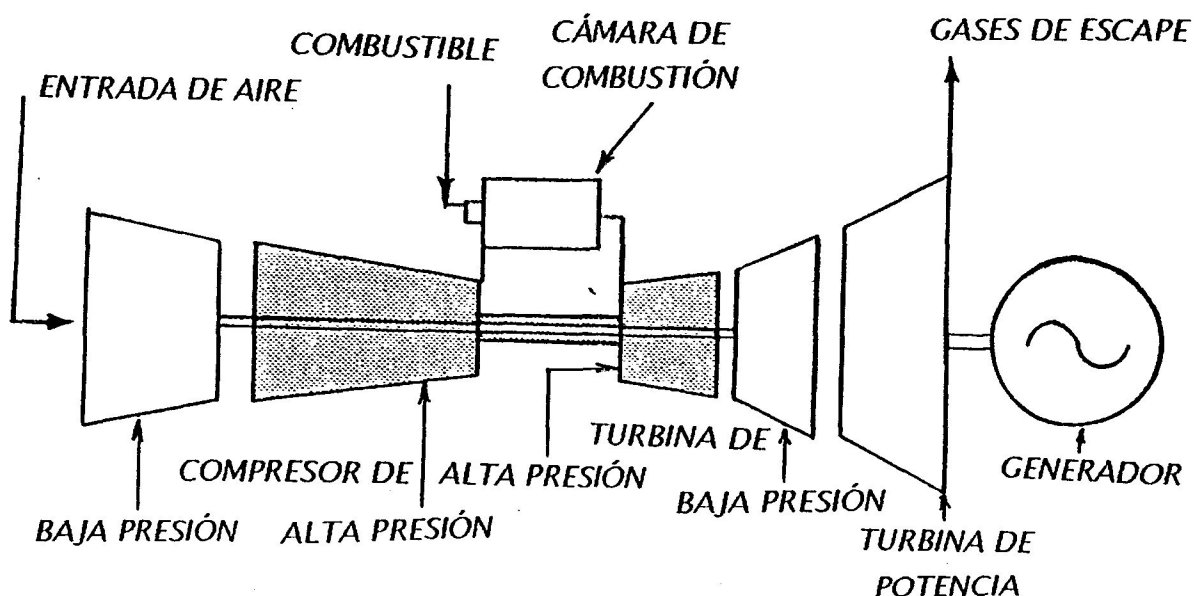
Energía producida:	33760 KW	46200 Hp
Razón calorífica:	2355 Kcal/Kw-hr	6830 Btu/Hp-hr
Eficiencia térmica:	36.5%	36.5%
Flujo de gases de escape:	122 kg/seg	269 Lb/seg
Temperatura gases de escape	446°C	834°F
Velocidad turbina de poder:	3600 RPM	3600 RPM

* Basado en: producción nominal de una turbina a gas en condiciones estándar de ubicación, tal como lo especifica ISO: altura al nivel del mar, presión atmosférica estándar de 1.033 kg/cm² (14.7 psia) en la boca de admisión y en el escape de la turbina a temperatura ambiente 15°C (59°F) y 60% de humedad relativa.

1.3.2. Configuración de la turbina a gas LM5000

La configuración es básica, consiste únicamente en la turbina a gas y su generador eléctrico (figura 6).

Figura 6. Turbina a gas, aeroderivativa LM5000



FUENTE: General Electric, Manual turbina de gas LM5000. 1-15, Estados Unidos.

1.4. Descripción de la turbina a gas aeroderivativa LM5000

- Cuando el generador de gas LM5000 y la turbina de potencia serie T-5000-1 son acopladas al mismo tiempo, la unidad se refiere como una turbina a gas LM5000.

- La turbina a gas LM5000 es una máquina de tres flechas, que consiste de un rotor doble en el generador de gas y un acople aerodinámico con la turbina de potencia.
- La turbina a gas LM5000 se deriva de la CF6-50 máquina de avión.
- El ciclo de la turbina de gas principia con el ingreso de aire a través de los componentes de entrada, donde éste es dirigido hacia el compresor de baja presión (LPC).
- Posteriormente, existe otra compresión de aire que proviene del compresor de baja presión en el compresor de alta presión (HPC).
- Del compresor de alta presión, el aire es dirigido al combustor anular, donde es mezclado con el combustible proveniente de 30 inyectores.
- La mezcla aire-combustible es inicialmente encendida por dos bujías y una vez realizada la combustión ella misma se mantiene, y, las bujías son apagadas.
- Los gases calientes que resultan de la combustión son dirigidos dentro de la turbina de alta presión (HPT), la cual es manejada por el compresor de alta presión (HPC) y posteriormente es expandido a través de la turbina de baja presión (LPT), la cual es manejada por el compresor de baja presión (LPC).

- La energía existente en los gases calientes descargados por el generador de gas se convierte en potencia en el eje, a través de la turbina de poder, la cual es un acople aerodinámico al generador de gas.

1.5. Componentes del generador de gas

El generador de gas LM5000 es una unidad de rotor doble que consiste en las siguientes partes o componentes (figura 7):

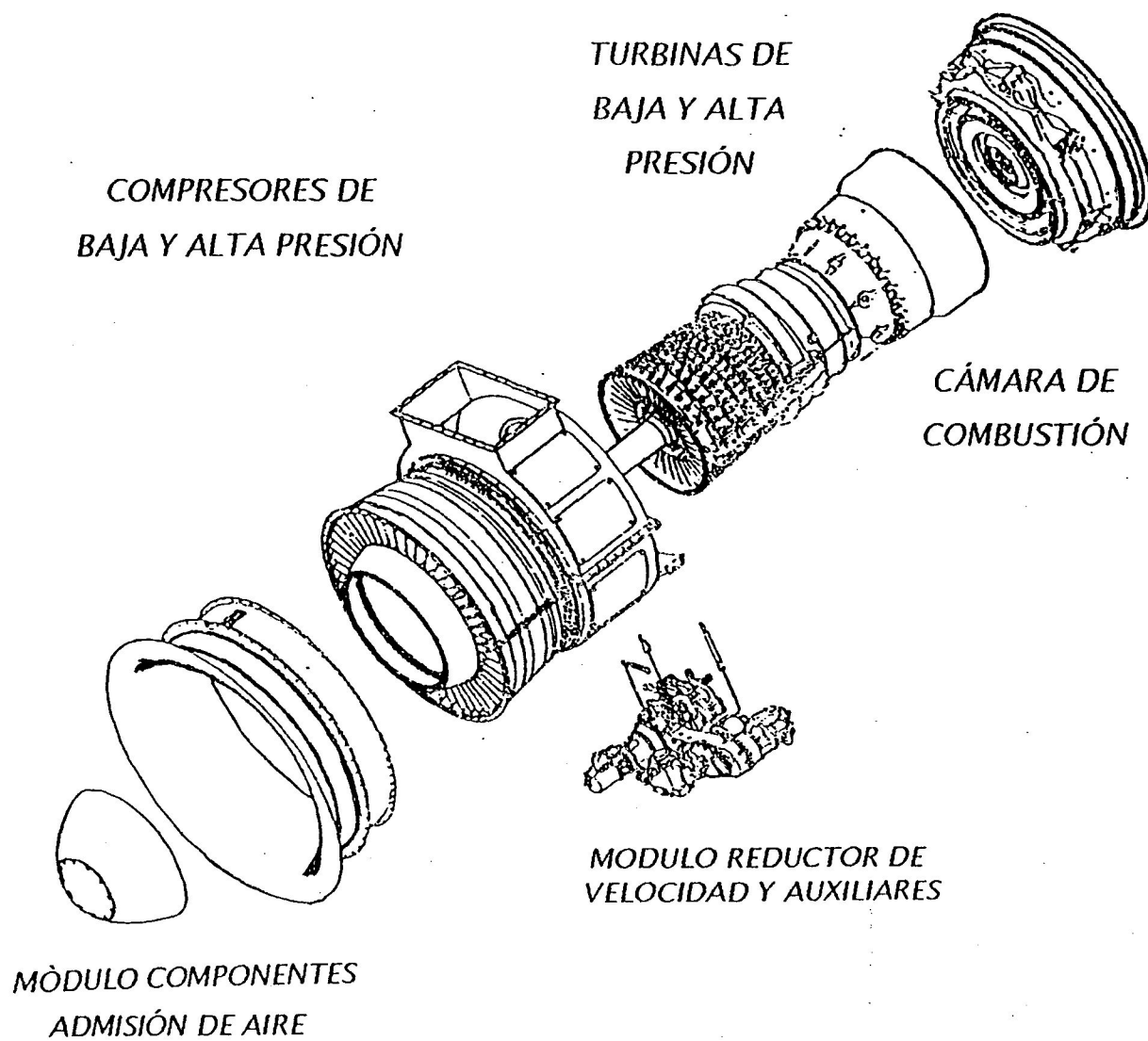
1. Componentes de entrada
2. Compresor de baja presión
3. Compresor de alta presión
4. Cámara de combustión (combustor)
5. Turbina de alta presión
6. Turbina de baja presión
7. Turbina de poder
8. Componentes de escape

1.5.1. Componentes de entrada

Los componentes de entrada del generador de gas son:

1. Ducto de entrada ("Belmouth")
 2. Cono giratorio ("spinner cone")
- Ducto de entrada: el ducto de entrada ("Belmouth") es el múltiple de admisión, y, forma la trayectoria del flujo exterior en el contorno del compresor de baja presión. El ducto de entrada está hecho de una combinación de aluminio con fibra de vidrio.

Figura 7. Componentes del generador de gas LM5000



FUENTE: General Electric, Manual turbina de gas LM5000. 1-15, Estados Unidos.

- **Cono giratorio: ("Spinner Cone")**, el cual va adherido al eje del compresor de baja presión, forma la trayectoria del flujo interior en el contorno del compresor de baja presión

1.5.2. Compresor de baja presión

El compresor de baja presión está compuesto por 5 etapas de compresión, las cuales se identifican como etapa 0,1,2,3 y 4; respectivamente.

La razón de compresión del compresor de baja presión es aproximadamente 2.5:1.

El aire es entonces dirigido a través del frente de la carcasa en el compresor de alta presión. Las válvulas de sangrado (VBV's), regulan el flujo de aire en el compresor de alta presión.

1.5.3 Compresor de alta presión

El compresor de alta presión está compuesto por 14 etapas de compresión, y es un compresor de flujo axial.

La razón de compresión del compresor de alta presión es aproximadamente 12:1.

Combinando la salida del compresor de baja presión con la del compresor de alta presión da una razón total de compresión aproximadamente de 30:1.

El aire descargado por el compresor de alta presión completa el proceso de compresión.

1.5.4. Cámara de combustión (combustor)

Después de que el aire ha salido del compresor de alta presión este va directo a la sección de combustión (combustor), en la parte posterior de la estructura del compresor.

Parte del aire utilizado en mantener el proceso de la combustión, cerca del 20%, es dirigido dentro del combustor anular donde es mezclado con el combustible a través de 30 toberas o inyectores con los que cuenta.

El restante 80% del aire que queda del proceso de combustión entra al combustor a través de un agujero. Este aire va enfriando el combustor.

La mezcla aire-combustible es encendida por medio de dos quemadores. Una vez encendida la mezcla, hace combustión manteniéndose por sí sola, permitiendo así que la ignición sea quitada y completándose así el proceso ignición-combustión.

1.5.5. Turbina de alta presión

La turbina de alta presión es un enfriador de aire de 2 etapas. El aire descargado por el compresor es usado para enfriar la primera etapa, la estructura del rotor y ambos escalonamientos de paletas.

Los gases calientes del sector de combustión son dirigidos por la turbina de alta presión la cual es manejada por el compresor de alta presión. Este es el primer paso en el proceso de expansión.

1.5.6. Turbina de baja presión

Los gases calientes que salen de la turbina de alta presión son dirigidos a través de la estructura de la turbina media y entran a la turbina de baja presión la cual es manejada por el compresor de baja presión.

1.5.7. Turbina de potencia

La energía sobrante en los gases de escape es usada para manejar el acople aerodinámico de la turbina de potencia.

El aire que sale de la turbina de potencia se encuentra casi a la presión atmosférica. Esto completa el proceso de expansión.

1.5.8. Componentes de escape

Estos componentes son los que dirigen el aire y el calor restante hacia la atmósfera.

En algunas ocasiones se puede utilizar un recuperador de calor, como en el caso del ciclo Cheng, que será tratado en capítulos posteriores.

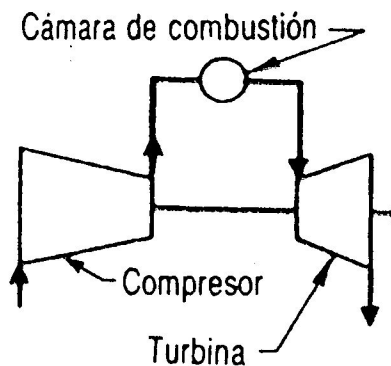
Este es el proceso de escape, y completa el ciclo de combustión interna de la máquina.

2. CICLO CHENG

2.1. Métodos para mejorar la eficiencia de las turbinas a gas

El ciclo básico de las turbinas a gas (figura 8) es el de Brayton o de Joule, que consta de compresión adiabática, calentamiento a presión constante y expansión adiabática. Debido a que los gases que se expanden están muy calientes, el trabajo que puede obtenerse en el proceso de expansión es mayor que el de compresión; el trabajo neto del ciclo es la diferencia entre los dos.

Figura 8. Ciclo simple de las turbinas a gas



FUENTE: Eugene Avallone, Manual del ingeniero mecánico. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 9-132.

La eficiencia térmica del ciclo Brayton depende principalmente de la relación de presiones. En las primeras turbinas a gas (Holzwarth) se aplicó el ciclo de explosión, o combustión a volumen constante, pero no es apropiado para el proceso de una turbina de flujo continuo y da por resultado una maquinaria muy complicada.

La eficiencia térmica del ciclo Brayton depende principalmente de la relación de presiones, la temperatura de admisión de la turbina y las pérdidas parásitas (en especial la eficiencia del compresor y de la turbina). En el caso teórico de un aire estándar ideal, sin pérdidas internas, puede demostrarse que la eficiencia térmica sólo depende de la relación de presiones en el compresor (p_2/p_1).

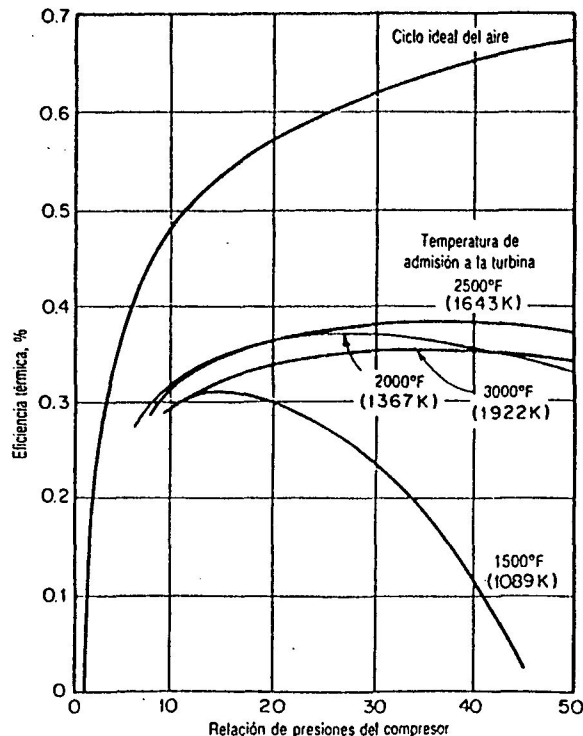
$$\text{Eficiencia} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}}$$

Para un ciclo real con pérdidas, la eficiencia térmica depende también de la temperatura de admisión de la turbina ya que una temperatura superior significa una salida incrementada de trabajo útil y una reducción proporcionada en el efecto de las pérdidas internas.

En la figura 9 se muestra la influencia de la relación de presiones sobre el rendimiento del ciclo simple de las turbinas a gas, dentro de los límites de temperatura de admisión a la turbina de 1500 a 3000°F (816°C a 1649°C).

Las condiciones ambientales y las eficiencias de los componentes representan lo mejor que se puede hacer con el nivel actual de tecnología: por ejemplo, la eficiencia del compresor y de la turbina varían con la relación de presiones, según se determina por la eficiencia politrópica constante del 90%; se extrae aire del compresor para enfriar las paletas de la turbina y las paletas fijas de las toberas, en cantidad suficiente para mantener una temperatura segura del metal; 6% de la relación global de presiones se aplica en la generación de turbulencia en la cámara de combustión, y se pierde un 6% adicional en las pérdidas del flujo al forzarlo por los ductos y en la energía cinética no utilizada del escape.

Figura 9. Efecto de la relación de presiones sobre la eficiencia térmica de un ciclo simple de las turbinas a gas, con varias temperaturas de admisión a la turbina



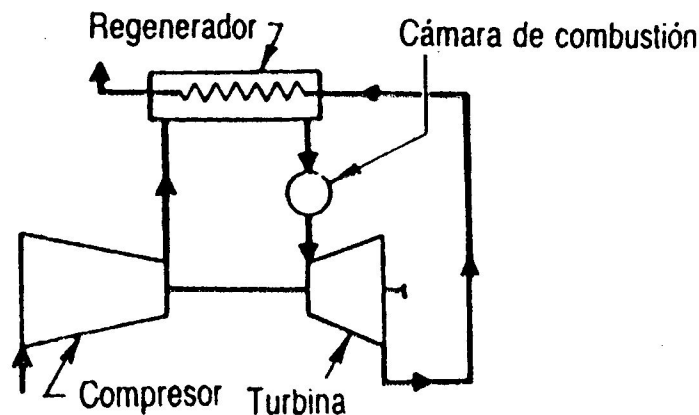
FUENTE: Eugene Avallone, **Manual del ingeniero mecánico**. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 9-133.

El ciclo real queda corto respecto al ciclo ideal del aire, debido parcialmente a que las propiedades reales del aire (K , C_p) no son constantes sobre este intervalo de temperatura y, de manera importante, por las pérdidas internas. Las pérdidas para el ciclo de aire de enfriamiento empiezan a ser significativas por arriba de 2000°F (1093°C) y llegan a ser tan serias a 3000°F (1649°C) como para hacer que esta temperatura no resulte práctica con los niveles actuales de la temperatura de enfriamiento.

Las grandes empresas han tratado de mejorar la eficiencia de las turbinas a gas para hacerlas más comerciales, por diversos métodos:

- Si se agrega un regenerador (figura 10), para recobrar el calor de escape de la turbina y así calentar el aire que viene del compresor, antes de que ingrese a la cámara de combustión se mejora la eficiencia.

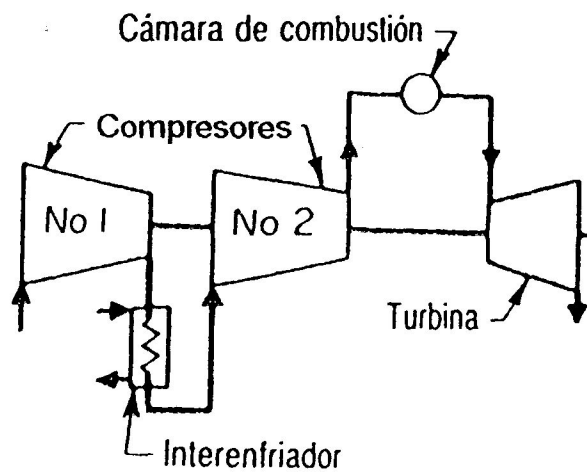
Figura 10. Turbina de gas con regeneración



FUENTE: Eugene Avallone, Manual del ingeniero mecánico. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 9-132.

- El uso de un compresor partido, con un eje común, con un enfriamiento intermedio del aire entre el compresor No.1 y el No.2; como se muestra en la figura 11.

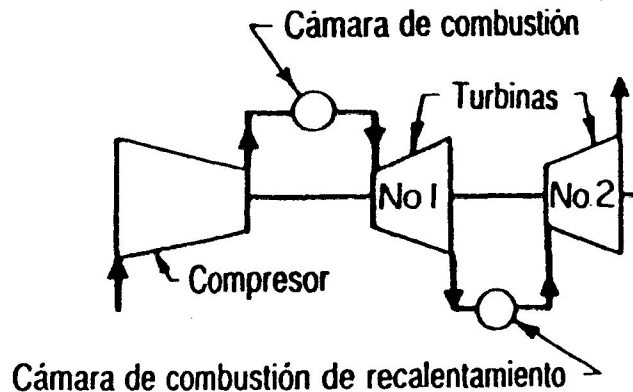
Figura 11. Enfriamiento intermedio del aire entre el compresor No.1 y No.2



FUENTE: "GE Power Systems", Gas turbinas. (folleto), Estados Unidos.

- El uso de una turbina partida, con un eje común, con una cámara de combustión de recalentamiento intermedio de los gases entre la turbina No.1 y la No.2; como se muestra en la figura 12.

Figura 12. Cámara de combustión con recalentamiento



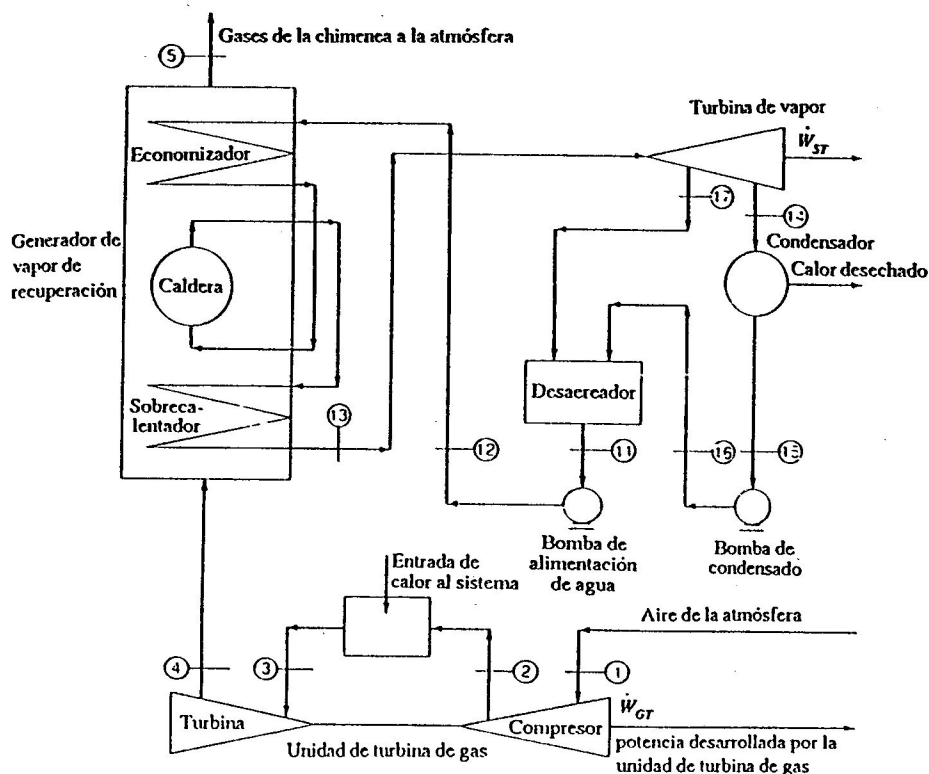
FUENTE: "GE Power Systems", Gas turbines. (folleto). Estados Unidos.

- Con las adiciones de interenfriamiento en el compresor y recalentamiento del fluido de trabajo, durante la expansión, se incrementa la salida de potencia para una tamaño dado de turbina a gas, y si se agrega un regenerador, se logra una mejora adicional en la eficiencia.
- El uso de una turbina partida, con dos ejes separados etc.

Con una relación de presiones significativamente menor que el valor óptimo, según se indica en la figura 9, la temperatura de escape de la turbina es más elevada que la del escape del compresor, y se hace posible la transferencia de energía hacia la corriente de aire comprimido, por medio de un intercambiador de calor (figura 10), con lo que se logra, como consecuencia, un ahorro de combustible y se mejora la eficiencia.

En el sistema sin alimentación, la sección de vapor es un auxiliar para la turbina a gas y, por lo común, ésta controla automáticamente a aquella. En el sistema sin alimentación, puede obtenerse tanto como un 40% adicional de potencia, sin quemar combustible adicional. Como consecuencia, la eficiencia térmica global es muy alta (alrededor del 40% con las turbinas modernas).

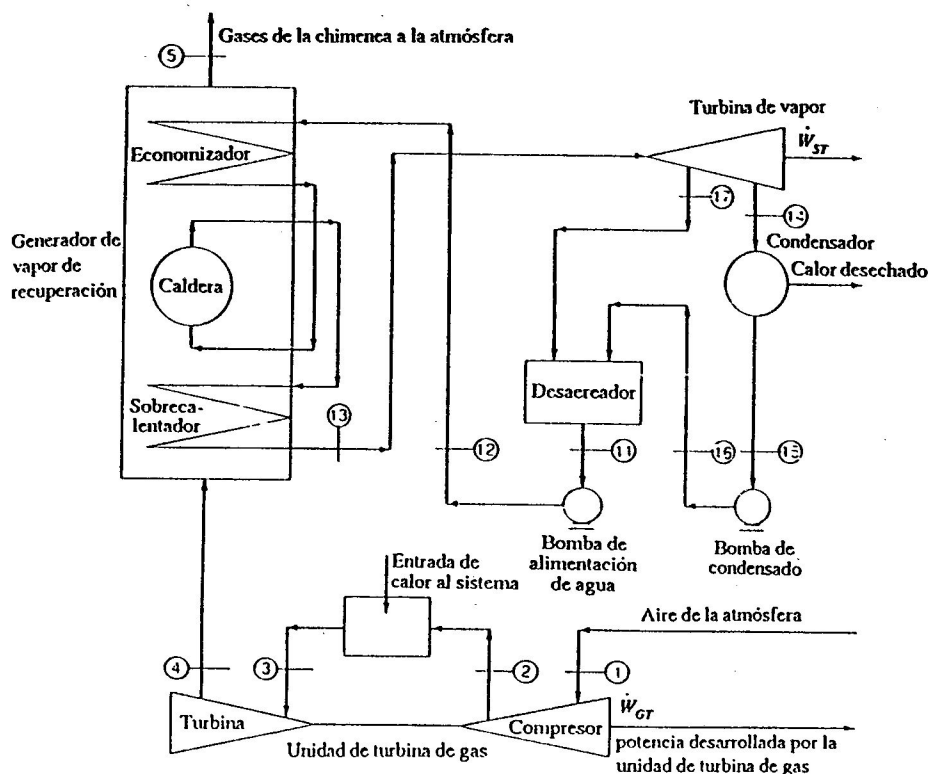
Figura 13. Ciclo combinado



FUENTE: Francis F. Huang, Termodinámica. Fundamento y aplicación. (México: Editorial CECSA), p. 501.

En el sistema sin alimentación, la sección de vapor es un auxiliar para la turbina a gas y, por lo común, ésta controla automáticamente a aquella. En el sistema sin alimentación, puede obtenerse tanto como un 40% adicional de potencia, sin quemar combustible adicional. Como consecuencia, la eficiencia térmica global es muy alta (alrededor del 40% con las turbinas modernas).

Figura 13. Ciclo combinado



FUENTE: Francis F. Huang, Termodinámica. Fundamento y aplicación. (México: Editorial CECSA), p. 501.

2.1.1.1. Desventajas del ciclo combinado

- **Costo inicial más caro.**
- **Tiempo para entrar en operación a plena carga de más de 4 horas.** Esta característica no lo hace económicamente recomendable para usarse en máquina de pico.
- **Tiempo de parada también alto.** El tiempo de parada de una turbina a gas es sólo de unos minutos, en el caso de una turbina de ciclo combinado, la que funciona con vapor requiere de un tiempo mayor para enfriar y detenerse.

Es decir, el ciclo combinado mediatiza dos de las grandes ventajas de las turbinas a gas, y la hace definitivamente no aplicable para máquinas que deben trabajar con carga pico.

2.2. El ciclo Cheng

El Dr. Dah Yu Cheng, quien es PhD de la Universidad de Minnessota, trabajó en el diseño de reactores para cohetes por más de 8 años en la NASA.

Ya retirado, ha constituido la firma Cheng Power Systems, Inc. y ha desarrollado un sistema que combina una turbina a gas y una a vapor en un solo ciclo, inyectando el vapor generado con los gases de escape de la turbina, no a una turbina de vapor adicional, sino directamente a la cámara de combustión de la misma turbina a gas de ciclo simple.

El ciclo Cheng es un ciclo nuevo apenas patentado en 1976. Se trata de una combinación en forma única, del ciclo Brayton (para una turbina a gas) y el ciclo Rankine (para una turbina a vapor).

El primer sistema que utiliza comercialmente el ciclo de Cheng se encuentra instalado en la Universidad Estatal de San José, San José, California, y ha estado produciendo electricidad y vapor de proceso desde 1985.

El sistema consiste esencialmente en:

1. Una turbina a gas modificada.
2. Una caldera de recuperación.
3. Una planta de tratamiento de agua.

El vapor sobrecalentado que se produce aprovechando los gases de escape de la turbina a gas, se reinyecta en la zona de combustión de la turbina misma.

La sustancia de trabajo en dicha turbina esta entonces constituida por una combinación de gases de combustión y vapor sobrecalentado. El calor específico de la mezcla de vapor y de gases de combustión resulta de mayor valor que el de los puros gases de combustión

Consecuentemente, para un gasto másico dado de aire que pasa a través del compresor, la potencia desarrollada por la turbina se incrementa significativamente debido a la inyección de vapor y al calor específico más alto de las sustancias de trabajo.

2.1.1.1. Desventajas del ciclo combinado

- **Costo inicial más caro.**
- **Tiempo para entrar en operación a plena carga de más de 4 horas. Esta característica no lo hace económicamente recomendable para usarse en máquina de pico.**
- **Tiempo de parada también alto. El tiempo de parada de una turbina a gas es sólo de unos minutos, en el caso de una turbina de ciclo combinado, la que funciona con vapor requiere de un tiempo mayor para enfriar y detenerse.**

Es decir, el ciclo combinado mediatiza dos de las grandes ventajas de las turbinas a gas, y la hace definitivamente no aplicable para máquinas que deben trabajar con carga pico.

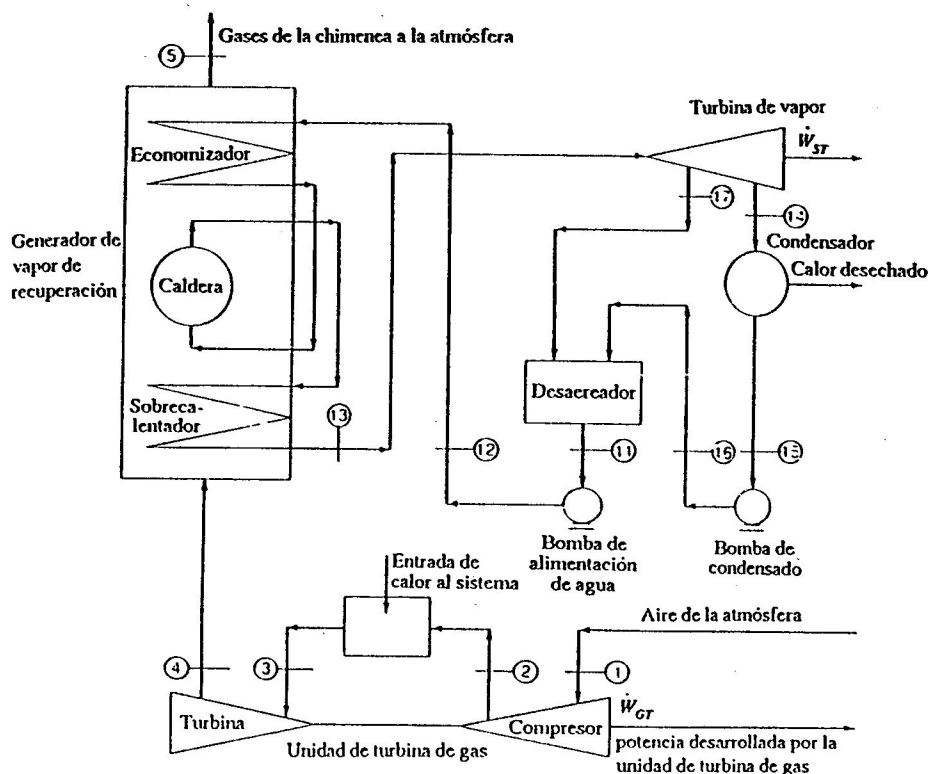
2.2. El ciclo Cheng

El Dr. Dah Yu Cheng, quien es PhD de la Universidad de Minnessota, trabajó en el diseño de reactores para cohetes por más de 8 años en la NASA.

Ya retirado, ha constituido la firma Cheng Power Systems, Inc. y ha desarrollado un sistema que combina una turbina a gas y una a vapor en un solo ciclo, inyectando el vapor generado con los gases de escape de la turbina, no a una turbina de vapor adicional, sino directamente a la cámara de combustión de la misma turbina a gas de ciclo simple.

En el sistema sin alimentación, la sección de vapor es un auxiliar para la turbina a gas y, por lo común, ésta controla automáticamente a aquella. En el sistema sin alimentación, puede obtenerse tanto como un 40% adicional de potencia, sin quemar combustible adicional. Como consecuencia, la eficiencia térmica global es muy alta (alrededor del 40% con las turbinas modernas).

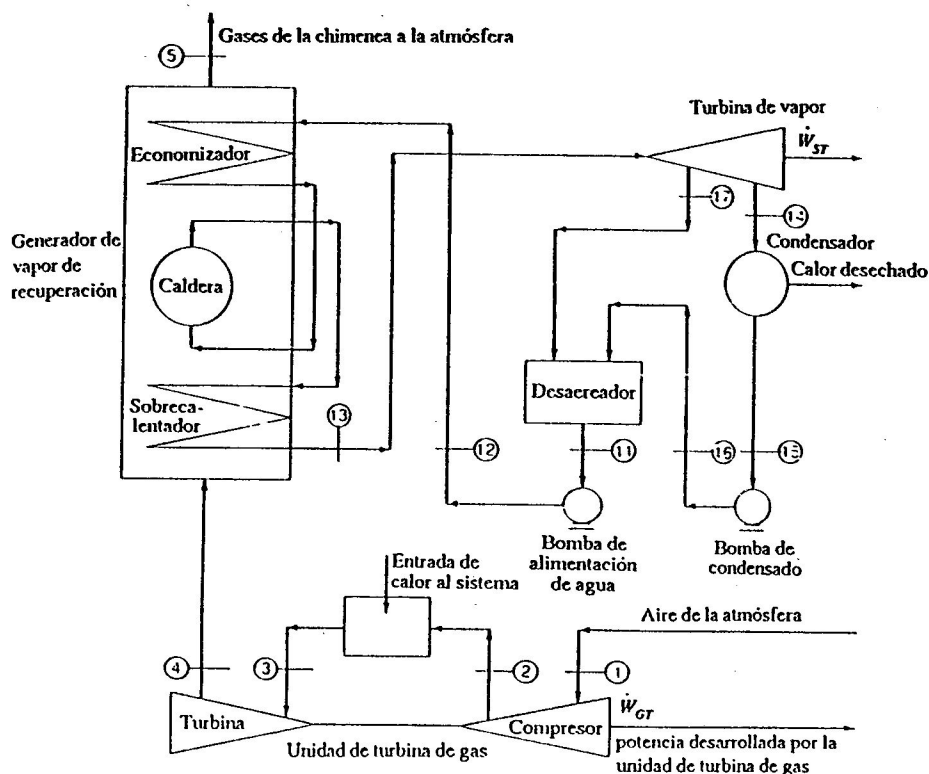
Figura 13. Ciclo combinado



FUENTE: Francis F. Huang, Termodinámica. Fundamento y aplicación. (México: Editorial CECSA), p. 501.

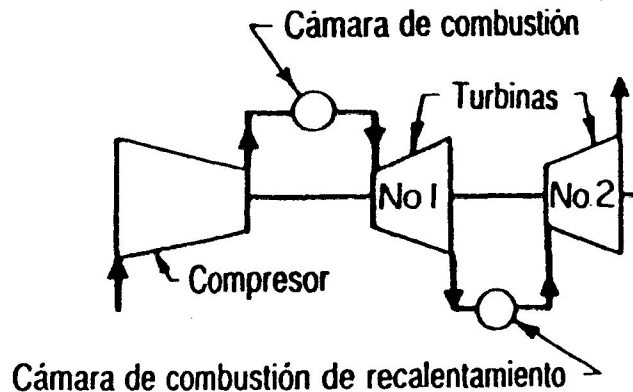
En el sistema sin alimentación, la sección de vapor es un auxiliar para la turbina a gas y, por lo común, ésta controla automáticamente a aquella. En el sistema sin alimentación, puede obtenerse tanto como un 40% adicional de potencia, sin quemar combustible adicional. Como consecuencia, la eficiencia térmica global es muy alta (alrededor del 40% con las turbinas modernas).

Figura 13. Ciclo combinado



FUENTE: Francis F. Huang, Termodinámica. Fundamento y aplicación. (México: Editorial CECSA), p. 501.

Figura 12. Cámara de combustión con recalentamiento



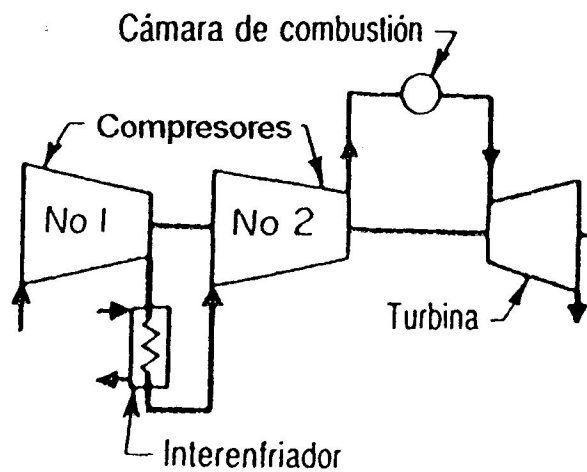
FUENTE: "GE Power Systems", Gas turbines. (folleto). Estados Unidos.

- Con las adiciones de interenfriamiento en el compresor y recalentamiento del fluido de trabajo, durante la expansión, se incrementa la salida de potencia para una tamaño dado de turbina a gas, y si se agrega un regenerador, se logra una mejora adicional en la eficiencia.
- El uso de una turbina partida, con dos ejes separados etc.

Con una relación de presiones significativamente menor que el valor óptimo, según se indica en la figura 9, la temperatura de escape de la turbina es más elevada que la del escape del compresor, y se hace posible la transferencia de energía hacia la corriente de aire comprimido, por medio de un intercambiador de calor (figura 10), con lo que se logra, como consecuencia, un ahorro de combustible y se mejora la eficiencia.

- El uso de un compresor partido, con un eje común, con un enfriamiento intermedio del aire entre el compresor No.1 y el No.2; como se muestra en la figura 11.

Figura 11. Enfriamiento intermedio del aire entre el compresor No.1 y No.2



FUENTE: "GE Power Systems", Gas turbines. (folleto), Estados Unidos.

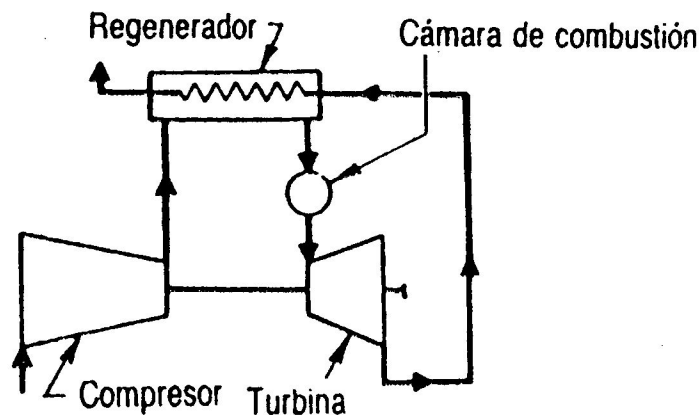
- El uso de una turbina partida, con un eje común, con una cámara de combustión de recalentamiento intermedio de los gases entre la turbina No.1 y la No.2; como se muestra en la figura 12.

El ciclo real queda corto respecto al ciclo ideal del aire, debido parcialmente a que las propiedades reales del aire (K , C_p) no son constantes sobre este intervalo de temperatura y, de manera importante, por las pérdidas internas. Las pérdidas para el ciclo de aire de enfriamiento empiezan a ser significativas por arriba de 2000°F (1093°C) y llegan a ser tan serias a 3000°F (1649°C) como para hacer que esta temperatura no resulte práctica con los niveles actuales de la temperatura de enfriamiento.

Las grandes empresas han tratado de mejorar la eficiencia de las turbinas a gas para hacerlas más comerciales, por diversos métodos:

- Si se agrega un regenerador (figura 10), para recobrar el calor de escape de la turbina y así calentar el aire que viene del compresor, antes de que ingrese a la cámara de combustión se mejora la eficiencia.

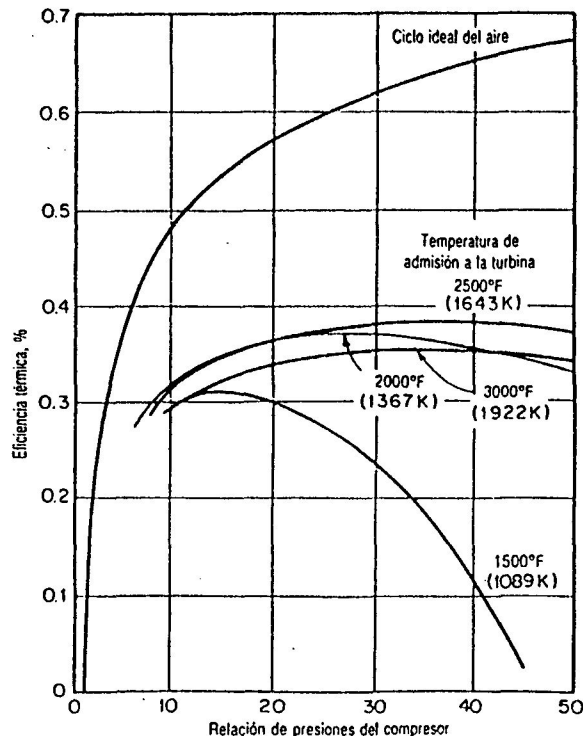
Figura 10. Turbina de gas con regeneración



FUENTE: Eugene Avallone, Manual del ingeniero mecánico. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 9-132.

Las condiciones ambientales y las eficiencias de los componentes representan lo mejor que se puede hacer con el nivel actual de tecnología: por ejemplo, la eficiencia del compresor y de la turbina varían con la relación de presiones, según se determina por la eficiencia politrópica constante del 90%; se extrae aire del compresor para enfriar las paletas de la turbina y las paletas fijas de las toberas, en cantidad suficiente para mantener una temperatura segura del metal; 6% de la relación global de presiones se aplica en la generación de turbulencia en la cámara de combustión, y se pierde un 6% adicional en las pérdidas del flujo al forzarlo por los ductos y en la energía cinética no utilizada del escape.

Figura 9. Efecto de la relación de presiones sobre la eficiencia térmica de un ciclo simple de las turbinas a gas, con varias temperaturas de admisión a la turbina



FUENTE: Eugene Avallone, **Manual del ingeniero mecánico**. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 9-133.

La eficiencia térmica del ciclo Brayton depende principalmente de la relación de presiones. En las primeras turbinas a gas (Holzwarth) se aplicó el ciclo de explosión, o combustión a volumen constante, pero no es apropiado para el proceso de una turbina de flujo continuo y da por resultado una maquinaria muy complicada.

La eficiencia térmica del ciclo Brayton depende principalmente de la relación de presiones, la temperatura de admisión de la turbina y las pérdidas parásitas (en especial la eficiencia del compresor y de la turbina). En el caso teórico de un aire estándar ideal, sin pérdidas internas, puede demostrarse que la eficiencia térmica sólo depende de la relación de presiones en el compresor (p_2/p_1).

$$\text{Eficiencia} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}}$$

Para un ciclo real con pérdidas, la eficiencia térmica depende también de la temperatura de admisión de la turbina ya que una temperatura superior significa una salida incrementada de trabajo útil y una reducción proporcionada en el efecto de las pérdidas internas.

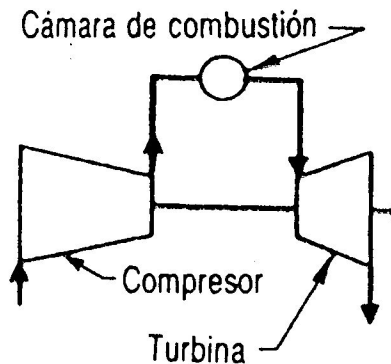
En la figura 9 se muestra la influencia de la relación de presiones sobre el rendimiento del ciclo simple de las turbinas a gas, dentro de los límites de temperatura de admisión a la turbina de 1500 a 3000°F (816°C a 1649°C).

2. CICLO CHENG

2.1. Métodos para mejorar la eficiencia de las turbinas a gas

El ciclo básico de las turbinas a gas (figura 8) es el de Brayton o de Joule, que consta de compresión adiabática, calentamiento a presión constante y expansión adiabática. Debido a que los gases que se expanden están muy calientes, el trabajo que puede obtenerse en el proceso de expansión es mayor que el de compresión; el trabajo neto del ciclo es la diferencia entre los dos.

Figura 8. Ciclo simple de las turbinas a gas



FUENTE: Eugene Avallone, Manual del ingeniero mecánico. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 9-132.

En algunas ocasiones se puede utilizar un recuperador de calor, como en el caso del ciclo Cheng, que será tratado en capítulos posteriores.

Este es el proceso de escape, y completa el ciclo de combustión interna de la máquina.

1.5.5. Turbina de alta presión

La turbina de alta presión es un enfriador de aire de 2 etapas. El aire descargado por el compresor es usado para enfriar la primera etapa, la estructura del rotor y ambos escalonamientos de paletas.

Los gases calientes del sector de combustión son dirigidos por la turbina de alta presión la cual es manejada por el compresor de alta presión. Este es el primer paso en el proceso de expansión.

1.5.6. Turbina de baja presión

Los gases calientes que salen de la turbina de alta presión son dirigidos a través de la estructura de la turbina media y entran a la turbina de baja presión la cual es manejada por el compresor de baja presión.

1.5.7. Turbina de potencia

La energía sobrante en los gases de escape es usada para manejar el acople aerodinámico de la turbina de potencia.

El aire que sale de la turbina de potencia se encuentra casi a la presión atmosférica. Esto completa el proceso de expansión.

1.5.8. Componentes de escape

Estos componentes son los que dirigen el aire y el calor restante hacia la atmósfera.

El aire descargado por el compresor de alta presión completa el proceso de compresión.

1.5.4. Cámara de combustión (combustor)

Después de que el aire ha salido del compresor de alta presión este va directo a la sección de combustión (combustor), en la parte posterior de la estructura del compresor.

Parte del aire utilizado en mantener el proceso de la combustión, cerca del 20%, es dirigido dentro del combustor anular donde es mezclado con el combustible a través de 30 toberas o inyectores con los que cuenta.

El restante 80% del aire que queda del proceso de combustión entra al combustor a través de un agujero. Este aire va enfriando el combustor.

La mezcla aire-combustible es encendida por medio de dos quemadores. Una vez encendida la mezcla, hace combustión manteniéndose por sí sola, permitiendo así que la ignición sea quitada y completándose así el proceso ignición-combustión.

- **Cono giratorio: ("Spinner Cone")**, el cual va adherido al eje del compresor de baja presión, forma la trayectoria del flujo interior en el contorno del compresor de baja presión

1.5.2. Compresor de baja presión

El compresor de baja presión está compuesto por 5 etapas de compresión, las cuales se identifican como etapa 0,1,2,3 y 4; respectivamente.

La razón de compresión del compresor de baja presión es aproximadamente 2.5:1.

El aire es entonces dirigido a través del frente de la carcasa en el compresor de alta presión. Las válvulas de sangrado (VBV's), regulan el flujo de aire en el compresor de alta presión.

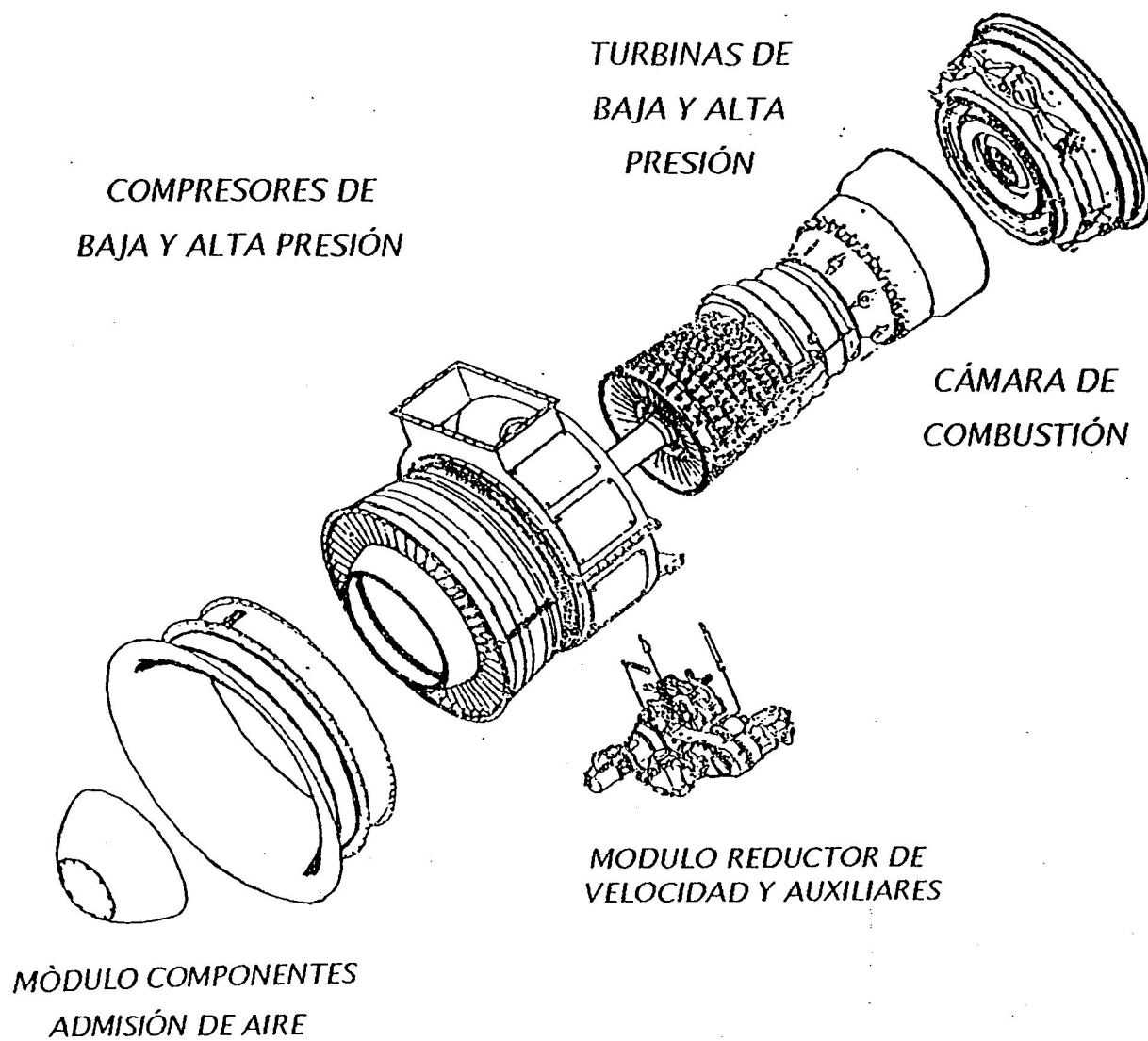
1.5.3 Compresor de alta presión

El compresor de alta presión está compuesto por 14 etapas de compresión, y es un compresor de flujo axial.

La razón de compresión del compresor de alta presión es aproximadamente 12:1.

Combinando la salida del compresor de baja presión con la del compresor de alta presión da una razón total de compresión aproximadamente de 30:1.

Figura 7. Componentes del generador de gas LM5000



FUENTE: General Electric, Manual turbina de gas LM5000. 1-15, Estados Unidos.

- La energía existente en los gases calientes descargados por el generador de gas se convierte en potencia en el eje, a través de la turbina de poder, la cual es un acople aerodinámico al generador de gas.

1.5. Componentes del generador de gas

El generador de gas LM5000 es una unidad de rotor doble que consiste en las siguientes partes o componentes (figura 7):

1. Componentes de entrada
2. Compresor de baja presión
3. Compresor de alta presión
4. Cámara de combustión (combustor)
5. Turbina de alta presión
6. Turbina de baja presión
7. Turbina de poder
8. Componentes de escape

1.5.1. Componentes de entrada

Los componentes de entrada del generador de gas son:

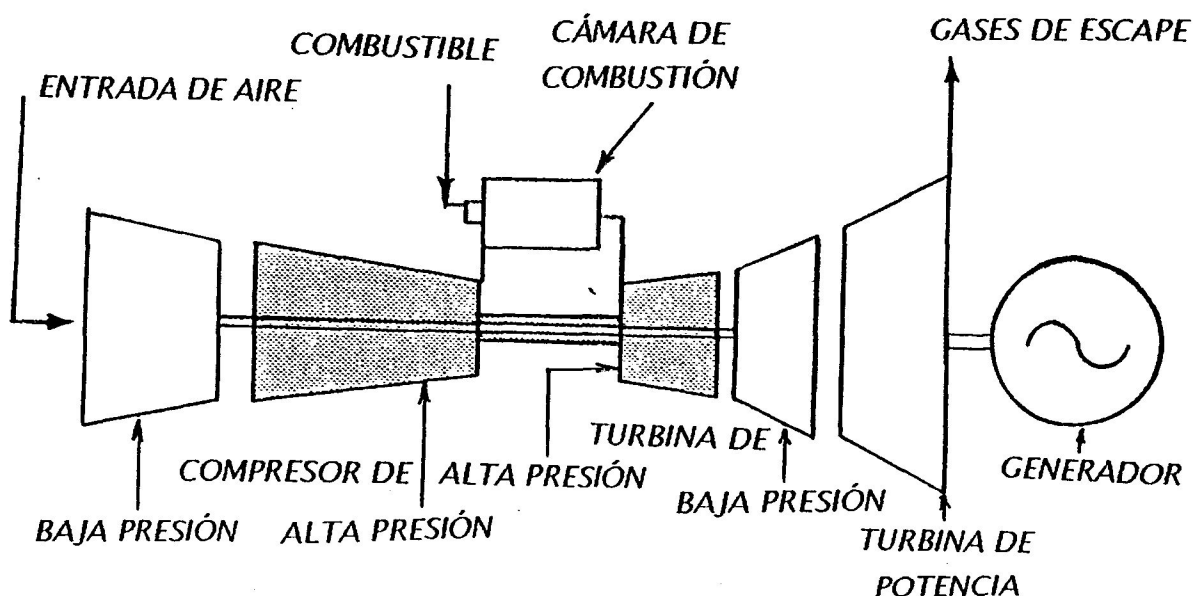
1. Ducto de entrada ("Belmouth")
 2. Cono giratorio ("spinner cone")
- Ducto de entrada: el ducto de entrada ("Belmouth") es el múltiple de admisión, y, forma la trayectoria del flujo exterior en el contorno del compresor de baja presión. El ducto de entrada está hecho de una combinación de aluminio con fibra de vidrio.

- La turbina a gas LM5000 es una máquina de tres flechas, que consiste de un rotor doble en el generador de gas y un acople aerodinámico con la turbina de potencia.
- La turbina a gas LM5000 se deriva de la CF6-50 máquina de avión.
- El ciclo de la turbina de gas principia con el ingreso de aire a través de los componentes de entrada, donde éste es dirigido hacia el compresor de baja presión (LPC).
- Posteriormente, existe otra compresión de aire que proviene del compresor de baja presión en el compresor de alta presión (HPC).
- Del compresor de alta presión, el aire es dirigido al combustor anular, donde es mezclado con el combustible proveniente de 30 inyectores.
- La mezcla aire-combustible es inicialmente encendida por dos bujías y una vez realizada la combustión ella misma se mantiene, y, las bujías son apagadas.
- Los gases calientes que resultan de la combustión son dirigidos dentro de la turbina de alta presión (HPT), la cual es manejada por el compresor de alta presión (HPC) y posteriormente es expandido a través de la turbina de baja presión (LPT), la cual es manejada por el compresor de baja presión (LPC).

1.3.2. Configuración de la turbina a gas LM5000

La configuración es básica, consiste únicamente en la turbina a gas y su generador eléctrico (figura 6).

Figura 6. Turbina a gas, aeroderivativa LM5000



FUENTE: General Electric, Manual turbina de gas LM5000. 1-15, Estados Unidos.

1.4. Descripción de la turbina a gas aeroderivativa LM5000

- Cuando el generador de gas LM5000 y la turbina de potencia serie T-5000-1 son acopladas al mismo tiempo, la unidad se refiere como una turbina a gas LM5000.

1.3.1. Características de la turbina a gas LM5000

Energía producida:	33760 KW	46200 Hp
Razón calorífica:	2355 Kcal/Kw-hr	6830 Btu/Hp-hr
Eficiencia térmica:	36.5%	36.5%
Flujo de gases de escape:	122 kg/seg	269 Lb/seg
Temperatura gases de escape	446°C	834°F
Velocidad turbina de poder:	3600 RPM	3600 RPM

* Basado en: producción nominal de una turbina a gas en condiciones estándar de ubicación, tal como lo especifica ISO: altura al nivel del mar, presión atmosférica estándar de 1.033 kg/cm² (14.7 psia) en la boca de admisión y en el escape de la turbina a temperatura ambiente 15°C (59°F) y 60% de humedad relativa.

1.2. Diseños aeroderivativos

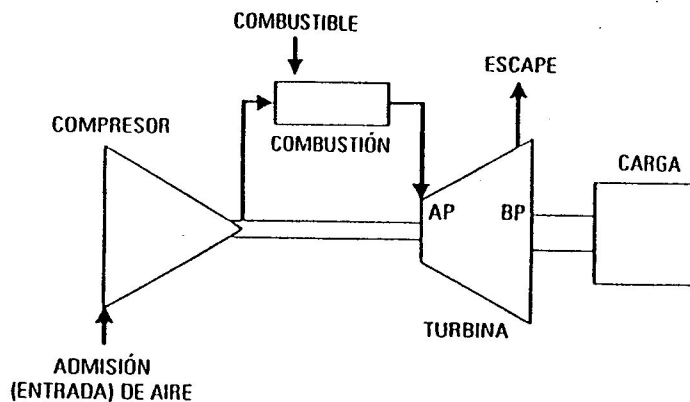
Los diseños de las turbinas de gas han evolucionado por dos criterios distintos. Las unidades de tipo industrial se han basado en tecnología creada en la industria de turbinas a vapor para grandes estaciones centrales. De construcción robusta, con cubiertas divididas a lo largo de la línea central horizontal. Estas unidades están diseñadas para largos períodos de operación continua y, por lo general, tienen la capacidad de quemar una variedad de combustibles.

Las turbinas a gas derivadas de las que se usan en los aviones, son motores de propulsión a chorro modificadas para producir potencia en la flecha en lugar de empuje. De construcción ligera, las turbinas derivadas de la que se usan en los aviones suelen tener una menor capacidad en cuanto a las temperaturas de encendido para el despegue y vuelo, con el fin de admitir períodos largos de operación continua; por lo regular puede dárseles mantenimiento en el lugar y pueden desmontarse con rapidez y reemplazarse con un motor de repuesto. En general, las unidades derivadas de las que se usan en los aviones no tienen la flexibilidad que tienen las unidades de servicio pesado para usar combustibles distintos.

1.3 . Turbina de gas aeroderivativa modelo LM5000

El modelo LM5000 se deriva de la máquina de avión de transporte comercial (Boeing 747) CF6-50 de General Electric, que es utilizado por más de 65 aerolíneas a través del mundo. La turbina a gas LM5000 tiene un 70% de partes comunes con el CF6-50.

Figura 5. Turbina de gas de dos flechas de ciclo simple



FUENTE: Robert C. Rosaler, *Manual del ingeniero de planta*. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 4-88

Todo el trabajo realizado por la turbina de potencia queda disponible para mover el equipo de carga, ya que el trabajo realizado por la turbina de alta presión proporciona toda la energía necesaria para impulsar al compresor.

Además, las necesidades de arranque para el tren de carga de la turbina de gas se reducen debido a que el equipo de carga está separado de la turbina de alta presión desde un punto de vista mecánico.

1.1.3. Aspectos de diseño

Existen muchos aspectos diferentes de diseño diferente entre las turbinas a gas disponibles para aplicaciones en plantas industriales. Algunas de las características más importantes son:

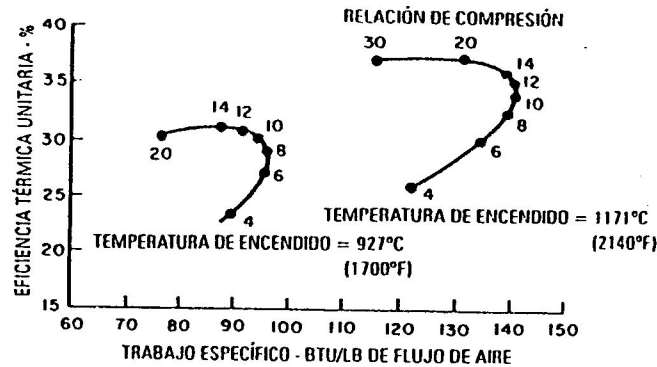
1. Una o más flechas.
2. Tipo industrial de servicio pesado o turbinas derivadas de las que se usan en aviones.
3. Diseño de la cámara de combustión.

Como se muestra en la figura 1, las turbinas a gas de una sola flecha están configuradas en una flecha continua y, por lo tanto, todas las etapas operan a la misma velocidad.

En general, estas unidades se emplean para impulsar generadores que no necesitan una variación significativa de velocidad.

En la figura 5 se muestra un diagrama esquemático para una turbina a gas de ciclo simple de dos flechas. El rotor de baja presión o de la turbina de potencia está separado mecánicamente de la turbina de alta presión y del rotor del compresor. Esta característica particular permite que la turbina de potencia opere en un alto rango de velocidades, por lo que las turbinas a gas de dos flechas resultan ideales para las aplicaciones de velocidad variable.

Figura 4. Eficiencia versus trabajo específico de ciclos de turbinas de gas



FUENTE: Robert C. Rosaler, **Manual del ingeniero de planta.** (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 4-87

Estos cálculos se basan en una temperatura ambiente de 15°C (59°F), eficiencias reales de los componentes y relaciones reales del gas. Los resultados se grafican como eficiencia térmica vs trabajo específico para dos temperaturas de quemado diferentes.

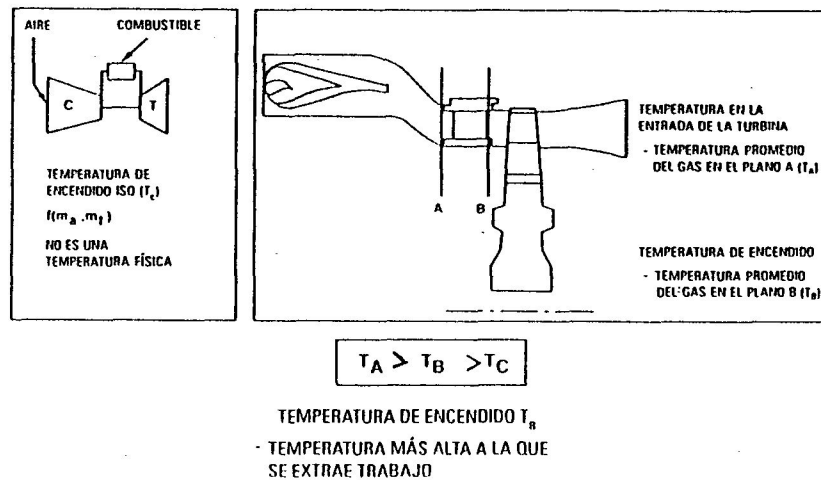
Las observaciones que pueden hacerse a partir de estas curvas son:

1. La eficiencia térmica se incrementa a medida que se agrega calor.
2. Para una temperatura específica de quemado, existe una razón de presión óptima para conseguir la máxima eficiencia térmica.
3. Para una temperatura específica de quemado, existe una razón de presión óptima para conseguir el máximo trabajo específico, la cual es diferente de la razón de presión óptima de la eficiencia térmica.

Esta temperatura de referencia ISO siempre será menor que la temperatura de quemado; en muchos casos será inferior en 37°C (100°F) o más para las máquinas que usan aire extraído del compresor para el enfriamiento interno.

La figura 3 muestra cómo se definen estas diversas temperaturas.

Figura 3. Definición de la temperatura de encendido



FUENTE: Robert C. Rosaler, Manual del ingeniero de planta. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 4-87

La eficiencia térmica del ciclo Brayton puede calcularse mediante el análisis termodinámico clásico. La razón de compresión del fluido de trabajo y las temperaturas del calor agregado y del rechazo son parámetros muy importantes. En la figura 4 aparecen los resultados de tal análisis.

En un ciclo ideal, esta relación de presión también es igual a la presión del punto 3 dividida entre la presión en el punto 4; sin embargo, en un ciclo real, existe una pequeña pérdida de presión en el sistema de combustión y, por lo tanto, la presión es un poco menor en el punto 3 que en el punto 2.

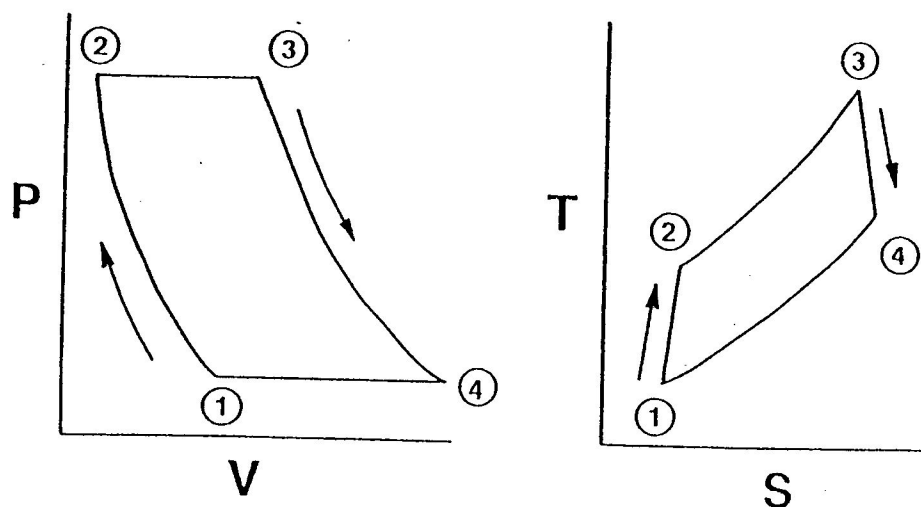
El otro parámetro significativo es la temperatura de quemado, esta es la temperatura más alta que se alcanza durante el ciclo. La definición más acertada de la temperatura de quemado es la temperatura total media del flujo de la masa en el plano del borde de salida de la tobera de la primera etapa. En una turbina de gas sin enfriamiento de la tobera de primera etapa (en la cual el aire entra a la corriente de gases calientes después de enfriar la tobera), la temperatura total que se encuentra de inmediato corriente abajo de la tobera es igual a la temperatura que se encuentra de inmediato corriente arriba de la tobera.

Con enfriamiento de la tobera de la turbina, este aire de enfriamiento se mezcla con los gases calientes que se expanden a través de la tobera. Esta definición emplea una temperatura que es indicativa de la temperatura del ciclo representada por el punto 3 de la figura 2. Un método alternativo para determinar la temperatura de quemado es la que se define en el documento 2314 del ISO, Gas Turbines-Acceptance Tests. Aquí, la temperatura de quemado es en realidad la temperatura de referencia de admisión de la turbina y, por lo general, no es una temperatura que exista en un ciclo de una turbina a gas; se calcula a partir del balance de calor en el sistema de combustión, el cual se realiza al emplear los parámetros obtenidos en una prueba de campo.

El ciclo termodinámico bajo el cual funcionan todas las turbinas de gas se llama ciclo de Brayton.

La figura 2 muestra los diagramas clásicos de presión-volumen (PV) y de temperatura-entropía (TS) para este ciclo. Los números del diagrama corresponden a los números que se emplearon también en la figura 1.

Figura 2. Ciclo de Brayton



FUENTE: Robert C Rosales, Manual del ingeniero de planta. (México: Editorial McGRAW-HILL), (2): 4-82

Todo ciclo de Brayton puede definirse por medio de dos parámetros significativos: la razón de presión y la temperatura de encendido. La razón o relación de presión del ciclo es la presión en el punto 2 (presión de descarga del compresor) dividida entre la presión en el punto 1 (presión de admisión del compresor).

El aire que entra al compresor por el punto 1 se comprime a una presión mayor. Sin embargo, aunque no se le agrega calor, la temperatura del aire se eleva debido a la compresión, de modo que el aire se encuentra a una mayor temperatura y presión en la descarga del compresor.

Después de salir del compresor, el aire entra en el sistema de combustión en el punto 2, donde se inyecta el combustible y tiene lugar la combustión. El proceso de combustión ocurre, esencialmente, a presión constante. Aunque se alcanzan temperaturas locales muy altas dentro de la zona de combustión primaria (que se aproximan a condiciones estequiométricas), el sistema de combustión está diseñado para llevar a cabo el mezclado, dilución y enfriamiento. Así, cuando la mezcla de la combustión abandona este sistema y entra a la turbina en el punto 3, se encuentra a la temperatura promedio de la mezcla.

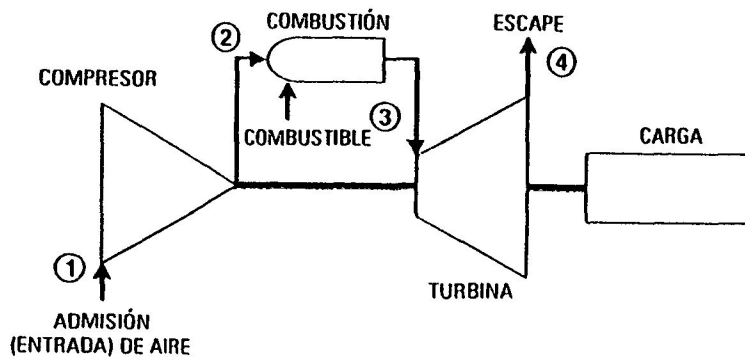
En la sección de la turbina de una turbina de gas, la energía de los gases calientes se convierte en trabajo. En realidad, esta conversión se realiza en dos etapas. En la sección de la tobera de la turbina, los gases calientes se expanden, y una parte de la energía térmica se convierte en energía cinética. En la subsecuente sección de álabes de la turbina, una parte de la energía cinética se transmite a los álabes rotatorios y se convierte en trabajo.

Una parte del trabajo realizado por la turbina se emplea para impulsar el compresor y el resto queda disponible para trabajo útil en la brida de salida de la turbina de gas. Por lo regular, más del 50% del trabajo realizado por las secciones de la turbina se emplea para impulsar el compresor de flujo axial.

1.1.2. Fundamentos de termodinámica

En la figura 1 se presenta un diagrama esquemático de una turbina a gas de una sola flecha de ciclo simple.

Figura 1. Turbina de gas de una sola flecha de ciclo simple



FUENTE: Robert C. Rosaler, Manual del ingeniero de planta. (México: Editorial McGRAW-Hill), (2): 4-85

El aire entra en el compresor de flujo axial en el punto 1 del esquema en las mismas condiciones del medio ambiente. Dado que éstas pueden variar de un día a otro y de un lugar a otro, resulta conveniente tomar en cuenta algunas condiciones estándar con el propósito de poder hacer comparaciones. Las condiciones estándar empleadas por las industrias de las turbinas a gas son 15° C (59°F), 1.033 Kg/cm² (14.7 psia) y 60% de humedad relativa, las cuales fueron establecidas por la International for Standardization (ISO). Con frecuencia, estas condiciones se denominan condiciones ISO.

1. LA TURBINA DE GAS AERODERIVATIVA

1.1. Turbinas a gas

1.1.1. Introducción y definiciones

El ciclo que define una turbina a gas era conocido desde principios de siglo como el ciclo Brayton y otros le llaman ciclo Joule; pero su aplicación se inició durante la Segunda Guerra Mundial.

La turbina a gas es una máquina rotativa de un solo eje, sobre los que van montados un compresor y la turbina, y en medio de ellos existe una cámara de combustión.

El aire sufre una compresión adiabática en el compresor, esto es: $p_1 V_1^k = p_2 V_2^k$. En la cámara de combustión se inyecta el combustible y se produce un calentamiento del aire a presión constante, esto es: $V_2/V_1 = T_2/T_1$. Por último, en la turbina se produce una expansión adiabática.

Después de la guerra, se inició su aplicación comercial, donde el costo-beneficio, las hace sólo económicas para su uso en aviación comercial, y se iniciaron los intentos para su utilización en plantas de generación de energía eléctrica. La razón de su baja eficiencia es que el compresor requerido por el ciclo utiliza más del 60% de la potencia entregada al eje por la turbina, dejando cerca de un 30% para ser utilizado por el generador eléctrico.

El mejoramiento realizado sobre los ciclos de las turbinas a gas (ciclo Brayton convencional) a partir de la implementación e introducción de intercambiadores de calor para la consecución de ciclos regenerativos con mayor eficiencia (ciclo Cheng) a través de la inyección de mayor flujo másico en el proceso de transformación de energía.

El ciclo Cheng lo componen varios elementos que son necesarios para su óptimo funcionamiento como: la turbina a gas, los equipos auxiliares, la caldera de recuperación de calor y la planta de tratamiento de agua.

El ciclo Cheng además de tener un alto rendimiento tiene como ventaja la reducción de emisiones NOx debido a que el vapor inyectado baja la temperatura de los gases de combustión y por ende baja la cantidad de NOx expulsadas a la atmósfera.

En este trabajo se presentan las consideraciones para la operación y funcionamiento de una planta de ciclo Cheng, así como para el manejo y control de contaminantes que son desechados por los distintos equipos que componen una planta de este tipo.

INTRODUCCIÓN

La turbina a gas y en sí el ciclo Brayton era conocido desde principios de siglo; pero su aplicación práctica se inició durante la Segunda Guerra Mundial. Posteriormente a la guerra, se inició su aplicación comercial donde el costo-beneficio, por las desventajas de este hace a las turbinas a gas solo económicas para su uso en aviación comercial, fue entonces cuando se iniciaron los intentos para su utilización en plantas de generación de energía eléctrica.

La razón de su baja eficiencia es que el compresor requerido por el ciclo utiliza el 70% de la potencia entregada al eje por la turbina, dejando el 30% para ser utilizado por el generador eléctrico.

Las grandes empresas han tratado de mejorar la eficiencia de estas máquinas para hacerlas más comerciales, por diversos métodos: la utilización de los gases de escape para calentar el aire que viene del compresor antes de que ingrese a la cámara de combustión, el uso de un compresor partido con un eje común con un enfriamiento intermedio entre el compresor No.1 y el No.2, el uso de una turbina partida con un eje común, con una cámara de combustión de recalentamiento intermedio de los gases entre la turbina No. 1 y la No.2, el uso de una turbina partida con dos ejes separados, etc.

La única opción divulgada para mejorar la eficiencia de las turbinas a gas era la alternativa de usar el ciclo combinado.

Osmosis inversa

Proceso mediante el cual se retienen las partículas insolubles y moléculas o iones disueltos en el agua.

Razón calorífica

Consumo de combustible de una turbina a gas dividido entre su producción.

Razón de compresión

Razón de la presión de descarga del compresor a la presión de succión.

SO₂

Dióxido de azufre, emitido por dispositivos de combustión.

Ciclo regenerativo	Turbina a gas que incluye un intercambiador de calor gas a gas, que transfiere el calor de los gases de escape al aire de descarga del compresor.
Ciclo simple	Turbina a gas que expulsa los gases a la atmósfera sin recuperar el calor.
Eficiencia térmica	Producción neta de una turbina a gas dividida entre la entrada.
Estequiometría	Al principio de conservación de la materia se le conoce como estequiometría y tiene que ver con las relaciones entre la composición de los reactivos y de los productos.
Hidrocarburos	Es un grupo de sustancias de estructura química similar, utilizadas a menudo como combustibles.
ISO	Organización internacional que establece normas para la estandarización.
NOx	Óxidos de nitrógeno incluyen tanto NO como NO ₂ , emitidos por los dispositivos de combustión.

GLOSARIO

Capacidad base	Punto de capacidad de diseño de una turbina a gas que resulta adecuada para una operación continua.
Capacidad ISO	Producción nominal de una turbina a gas en condiciones estándar.
Capacidad pico	Punto de capacidad de diseño de una turbina a gas para el servicio de carga pico que por lo general opere menos de 1000 hr/año.
Cogeneración	Producción secuencial de calor y energía o recuperación de energía de bajo nivel para generar energía.
Ciclo combinado	Configuración combinada de una turbina a vapor y una a gas, en la que el escape de la turbina a gas se conduce por medio de un ducto a un generador de vapor de recuperación de calor, el cual suministra vapor a la turbina a vapor.

lb	Libra. Unidad de masa.
LV	Nomenclatura de identificación de válvulas.
Min	Minuto. Unidad de tiempo.
µg	Microgramo. Unidad de masa.
PH	Potencial de hidrógeno.
ppm	Partes por millón.
Psig	Siglas en inglés de libras por pulgada cuadrada. Unidad de presión.
Seg	Segundo. Unidad de tiempo.
RPM	Revoluciones por minuto.

LISTA DE SÍMBOLOS

BTU	Siglas en inglés de Unidad Térmica Británica Unidad de energía.
°C	Grado Celcius (centígrado). Unidad de temperatura.
cal	Caloría. Unidad de energía.
cm	Centímetro. Unidad de longitud.
°F	Grado Fahrenheit. Unidad de temperatura.
FV	Nomenclatura de identificación de válvulas.
GPM	Galones por minuto.
HP	Siglas en inglés de Horse Power. Unidad de potencia.
hr	Hora. Unidad de tiempo.
kW	Kilowatts. Unidad de potencia.
kg	Kilogramo. Unidad de masa.

19	Sección a presión baja	46
20	Diagrama de la planta de tratamiento de agua	59
21	Sistema de combustión de flujo inverso	68
22	Tasa de producción de NOx	71
23	Montaje del muestreador de aire Minivol	78
24	Muestreador pasivo Ogawa para NO, NO ₂ , NOx y SO ₂	81

TABLAS

No.	Título	Pág.
I	Monitoreo del aire del ambiente en Planta Las Palmas para material particulado	82
II	Monitoreo del aire del ambiente en Planta Las Palmas para dióxido de azufre SO ₂	83
III	Monitoreo del aire del ambiente en Planta Las Palmas para óxidos de nitrógeno NOx	84

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

No.	Título	Pág.
1	Turbina a gas de una sola flecha de ciclo simple	2
2	Ciclo de Brayton	4
3	Definición de la temperatura de encendido	6
4	Eficiencia versus trabajo específico de turbina a gas	7
5	Turbina a gas de dos flechas de ciclo simple	9
6	Turbina a gas aeroderivativa LM5000	12
7	Componentes del generador de gas LM5000	15
8	Ciclo de la turbina a gas	21
9	Efecto de la relación de presiones sobre la eficiencia térmica de un ciclo simple de las turbinas a gas con varias temperaturas de admisión a la turbina	23
10	Turbina a gas con regeneración	24
11	Enfriamiento intermedio del aire entre el compresor No. 1 y No. 2	25
12	Cámara de combustión con recalentamiento	26
13	Ciclo combinado	28
14	Una solución en paralelo consiste en una turbina a gas y una a vapor trabajando separadamente	32
15	Diagrama del ciclo de Cheng	33
16	Caldera de recuperación	39
17	Sección de presión alta	42
18	Sección a presión media	44

3.3.1.	Descripción de la planta de tratamiento de agua	53
3.3.2.	Sistema de apoyo para una eficiente operación y mantenimiento de la planta de agua	57
4.	CONTROL DE LA CONTAMINACIÓN DE UNA PLANTA DE GENERACIÓN A TURBINA A GAS	61
4.1.	Estudio de emisiones	61
4.1.1.	Catalogación y cuantificación de las fuentes de emisión	62
4.2.	Emisiones de una turbina a gas	65
4.3.	Métodos de control de emisiones	66
4.3.1.	Control de emisiones de partículas de hidrocarburos no quemados y monóxido de carbono	67
4.3.2.	Control de emisiones de NOx	68
4.3.3.	Control de contaminantes líquidos	73
4.3.3.1.	Proceso de incineración de los desechos de aceites lubricantes y combustibles	74
5.	MONITOREO DE LOS GASES CONTAMINANTES EMITIDOS POR LA TURBINA A GAS AERODERIVATIVA LM5000 DE LA PLANTA STEWART & STEVENSON	77
5.1.	Métodos de muestreo y análisis	77
5.2.	Resultados obtenidos en monitoreos de material particulado, dióxido de azufre SO ₂ , y óxidos de nitrógeno NOx	81

2. EL CICLO CHENG	21
2.1. Métodos para mejorar la eficiencia de las turbinas a gas	21
2.1.1. El ciclo combinado	27
2.1.1.1. Desventajas del ciclo combinado	29
2.2. El ciclo Cheng	29
2.2.1. Diagrama del ciclo Cheng	31
2.2.2. Características del ciclo Cheng avanzado	34
2.2.3. Ventajas del ciclo Cheng sobre una turbina de ciclo combinado	35
2.2.4. Características de la turbina a gas LM5000 a ciclo Cheng	36
3. ELEMENTOS QUE COMPONEN UNA PLANTA GENERADORA A CICLO CHENG	37
3.1. Elementos básicos	37
3.2. Caldera de recuperación	37
3.2.1. Válvula diversora de gases	40
3.2.2. Sección de presión alta	41
3.2.3. Sección de presión media	43
3.2.4. Sección de presión baja	45
3.2.5. Bombas del desareador	47
3.2.6. Bombas de presión alta	48
3.2.7. Bombas de presión media	48
3.2.8. Instrumentación	48
3.2.9. Válvulas de control	49
3.2.10. Válvulas de control de regulación	50
3.2.11. Chimenea	50
3.2.12. Valores normales de operación	51
3.3. Planta de tratamiento de agua	52

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	V
LISTA DE SÍMBOLOS	VII
GLOSARIO	IX
INTRODUCCIÓN	XIII
1. LA TURBINA A GAS AERODERIVATIVA	1
1.1. Turbinas a gas	1
1.1.1. Introducción y definiciones	1
1.1.2. Fundamentos de termodinámica	2
1.1.3. Aspectos de diseño	8
1.2. Diseños aeroderivativos	10
1.3. Turbina a gas aeroderivativa modelo LM5000	10
1.3.1. Características de la turbina a gas aeroderivativa LM5000	11
1.3.2. Configuración de la turbina a gas aeroderivativa LM5000	12
1.4. Descripción de la turbina a gas aeroderivativa LM5000	12
1.5. Componentes del generador de gas	14
1.5.1. Componentes de entrada	14
1.5.2. Compresor de baja presión	16
1.5.3. Compresor de alta presión	16
1.5.4. Cámara de combustión	17
1.5.5. Turbina de alta presión	18
1.5.6. Turbina de baja presión	18
1.5.7. Turbina de potencia	18
1.5.8. Componentes de escape	18

AGRADECIMIENTO

A Dios, porque sin su amor y misericordia, este trabajo hubiese sido imposible de realizar.

A mis padres y hermanos por todo su esfuerzo y apoyo durante toda mi vida.

Al colegio Liceo Javier y a mis maestros

A la Universidad de San Carlos de Guatemala.

A todo el personal de Planta Termoeléctrica Las Palmas, en especial al Ing. Carlos Quisquinay.

A mi asesor Ing. Raymond Taylor.

A Tania Villagrán por todos su apoyo y colaboración.

Y a todas aquellas personas que siempre me han demostrado su amistad y que, de alguna manera colaboraron en la elaboración de este proyecto.

DEDICATORIA

A Dios

A mi padre: Luis Gabriel Loarca Mazariegos

A mi madre: Miriam Olimpia Umaña de Loarca

A mi hermano: Juan Miguel Loarca Umaña

A mi hermano: José Rodrigo Loarca Umaña

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA
DECANATO

Ref. DT. 99-2000

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al trabajo de tesis titulado: **AUMENTO EN EL RENDIMIENTO Y REDUCCIÓN DE GASES CONTAMINANTES EN UNA PLANTA GENERADORA DE POTENCIA MEDIANTE EL CICLO CHENG**, presentado por el estudiante universitario **Gabriel Antonio Loarca Umaña**, procede a la autorización para la impresión de la misma.

IMPRÍMASE.


Ing. Herbert René Miranda Barrios
DECANO



Guatemala, mayo del 2000
mds

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, después de conocer el dictamen del asesor, con el visto bueno del Coordinador del Area Térmica, al trabajo Aumento en el Rendimiento y Reducción de Gases Contaminantes en una Planta Generadora de Potencia Mediante el Ciclo Cheng, del estudiante Gabriel Antonio Loarca Umaña, procede a la autorización del mismo.

ID Y ENSEÑANZA, TODOS

Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez

DIRECTOR



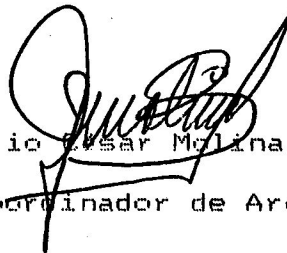
Guatemala, mayo del año 2,000



FACULTAD DE INGENIERIA

El Coordinador del Area Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer la aprobación del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo titulado **Aumento en el Rendimiento y Reducción de Gases Contaminantes en una Planta Generadora de Potencia Mediante el Ciclo Cheng**, del estudiante **Gabriel Antonio Loarca Umaña**, recomienda su aprobación.

ID Y ENSEÑAD A TODOS



Ing. Julio Cesar Molina Zaladaña
Coordinador de Area

Guatemala, abril de 2000.

/behgdei.

Guatemala, marzo de 2000

Ingeniero
Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Director Escuela Mecánica
Facultad de Ingeniería
Universidad de San Carlos de Guatemala
Ciudad Universitaria, zona 12
Guatemala.

Estimado Sr. Director:

Atentamente me permito comunicarle que he tenido a la vista el informe final de Tesis de graduación del estudiante Gabriel Antonio Loarca Umaña, carnet No. 93-11911, titulado "AUMENTO EN EL RENDIMIENTO Y REDUCCIÓN DE GASES CONTAMINANTES DE UNA PLANTA GENERADORA DE POTENCIA MEDIANTE EL CICLO CHENG" y, después de realizar las revisiones correspondientes, he encontrado que es satisfactorio, procediendo por este medio a su aprobación.

El autor de esta tesis y el suscrito asesor, nos responsabilizamos por el contenido y conclusiones que en ella se exponen.

Atentamente,



Ing. Raymond Ludwin Taylor Cruz

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA**



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO:	Ing. Herbert René Miranda Barrios
VOCAL I.	Ing. José Francisco Gómez Rivera
VOCAL II.	Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
VOCAL III.	Ing. Jorge Benjamín Gutiérrez Quintana
VOCAL IV.	Br. Oscar Stuardo Chinchilla Guzmán
VOCAL V.	Br. Mauricio Alberto Grajeda Mariscal
SECRETARIA.	Inga. Gilda Marina Castellanos Baiza de Illescas

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO:	Ing. Herbert René Miranda Barrios
EXAMINADOR:	Ing. Roberto Enrique Molina Thomae
EXAMINADOR:	Ing. José Arturo Estrada Martínez
EXAMINADOR:	Ing. Pedro Enrique Kubes Zacek
SECRETARIA:	Inga. Gilda Marina Castellanos Baiza de Illescas

Dh
08
T(4871)

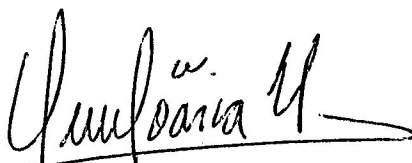
HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR



Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de tesis titulado:

AUMENTO EN EL RENDIMIENTO Y REDUCCIÓN DE GASES CONTAMINANTES EN UNA PLANTA GENERADORA DE POTENCIA MEDIANTE EL CICLO CHENG.

Tema que fue autorizado por la Coordinación de la Carrera de Ingeniería Mecánica, con fecha 11 de octubre de 1999, Ref. C.I.M. 206.2000


Gabriel Antonio Loarca Umaña