



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Práctica de turbina de gas
para el laboratorio de
máquinas térmicas**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Diego Alfredo Cruz Hernández

DIRECTOR DE TESIS

M.I Vicente Guillermo López Fernández



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2016

Agradecimientos

Al M.I Vicente Guillermo López Fernández por el apoyo brindado para la realización de este trabajo, por proporcionar su tiempo, conocimiento y apoyo durante mi formación académica.

A los miembros del jurado:

Dr. Rogelio Escalera Campoverde
M.I. Vicente Guillermo López Fernández
Ing. Agustín Nieves Saavedra
M.I Jorge Federico Paniagua Ballinas
Ing. Sonia Luisa Elena López Maldonado

Por proporcionar parte de su tiempo, conocimiento y experiencia en la revisión de esta tesis.

A mis padres

Por brindarme su apoyo incondicional durante toda mi escolaridad y vida personal, por ello son ustedes mi admiración y orgullo.

Gracias por todo, los amo.

A mis hermanas

Por siempre darme su apoyo y comprensión en momentos difíciles en mi vida personal y académica, siempre cuidaré de ustedes.

Y a ti estrella, por brindarme tu apoyo y comprensión para terminar este trabajo, sin darte cuenta ya eres una parte muy importante de mi vida, gracias.

ÍNDICE

CAPITULO I. INTRODUCCIÓN	3
Generalidades	4
Ventajas y desventajas	5
Aplicaciones de las turbinas de gas	6
Aviación	6
Marítima	8
Terrestre	9
Generación eléctrica	10
Industria	11
CAPITULO II. MICROTURBINAS DE GAS	13
Ciclo de potencia de las turbinas de gas	14
Análisis del ciclo simple teórico de potencia	16
Temperatura intermedia para obtener el trabajo máximo	19
Análisis del ciclo simple de potencia con pérdidas	19
Proceso básico de la combustión	22
CAPITULO III. LA MICROTURBINA DE GAS DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS TÉRMICAS	24
Ciclo de potencia de la microturbina	25
Motor de arranque	28
Ensamble del generador de gas	28
Recuperador de calor	29
Cámara de combustión	29
Turbina de potencia	30
Caja de engranes	30
Generador eléctrico	31
Sistema de enfriamiento y lubricación	32
Proceso de arranque	33
Sistema de suministro de combustible	34
Controladores y sensores	35
Conexión a red eléctrica	35
Control y monitoreo	36
Cubierta de la unidad	36

Secuencia de mensajes al inicio o arranque de la unidad	36
CAPITULO IV. PANEL DE CONTROL DE LA MICROTURBINA.....	38
Visualización de registro de eventos	41
Configuración de la potencia entregada.....	43
Activación o desactivación de la función de cogeneración.....	44
Ajuste de la temperatura de agua	45
Procedimiento de encendido y apagado de la microturbina.....	45
Reinicio ante un paro de emergencia	47
Apagado normal	48
Paro de emergencia.....	48
Confirmaciones de alarmas.....	49
Reinicio de la unidad	50
Mantenimiento de la microturbina	50
Mantenimiento seguro.....	52
Adición de refrigerante a la turbina.....	53
Adición de refrigerante a la bomba de combustible.....	54
Reemplazo de filtros de aire	54
Sistema de seguridad para el operario(s).....	55
CAPITULO V. DESARROLLO DE LA PRÁCTICA, CÁLCULOS Y RESULTADOS	56
Secuencia de cálculos	58
Cálculo de parámetros	61
a) Potencia al freno.....	61
b) Flujo aire que entra al compresor.....	61
c) Relación de presiones en el compresor (R_p)	62
d) Relación de expansión en la turbina (R_e).....	62
e) Eficiencia del compresor	62
f) Energía necesaria en el compresor.....	63
g) Eficiencia de la turbina	63
h) Eficiencia de la combustión.....	63
i) Consumo específico de combustible	64
CAPITULO VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	65
BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS	66

CAPITULO I. INTRODUCCIÓN

La investigación siguiente tiene como principal propósito el estudio teórico de la operación y generación de energía mediante una turbina de gas en un contexto docente. En concreto, la investigación que se presenta tiene la finalidad de establecer las características de la microturbina de gas del laboratorio de máquinas térmicas para la elaboración de una práctica.

De este modo todo el planteamiento y desarrollo de esta tesis se fundamenta en la operación, toma de datos teóricos y memoria de cálculo de la práctica del laboratorio sobre la microturbina de gas.

El principio fundamental de operación de una turbina de gas es el ciclo Brayton el cual se tomará en cuenta para la realización de esta tesis, con ayuda de estos conceptos teóricos se analizará la potencia entregada de la turbina así como el intercambio de calor entre los gases y el agua.

De igual manera se tomará en cuenta el concepto de cogeneración y la posibilidad de proponer la implementación de un intercambiador de calor que actuará mediante el gradiente de temperaturas entre los gases de escape de la microturbina y la temperatura del medio ambiente.

Por otro lado se tomaran en cuenta todos los componentes dentro de este modelo de turbina que en conjunto logran la operación óptima en la generación de energía eléctrica y en la medida posible el uso de alguna energía derivada de dicho proceso.

Con el estudio de todas estas características el siguiente trabajo pretenderá ser una fuente de información para la docencia así como fuente de estudio para el personal que desee conocer más información sobre estas turbinas, principalmente para aquellas personas que laboran en el laboratorio de máquinas térmicas quienes constantemente adquieren información relevante en la generación y cogeneración de energía.

Generalidades

Las turbinas de gas son turbomáquinas generadoras de potencia de 30Kw hasta 500Mw mediante el uso de gases calientes, se diferencian de las máquinas de combustión interna debido a la forma en que emplean los gases calientes, las máquinas de combustión interna alimentan de aire y combustible los cilindros donde se encuentran los pistones que mediante bielas están conectados a un cigüeñal, la explosión que resulta de esta mezcla dentro de los cilindros provoca un movimiento unidireccional del pistón que a su vez provoca el movimiento rotacional del cigüeñal.

Sin embargo la turbina de gas emplea los gases calientes de distinta forma ya que su operación se basa en tener un flujo constante de gases calientes contra los álabes del rotor. Las unidades actuales comprimen el aire que entrará a la cámara de combustión mediante un compresor de flujo axial o centrífugo, la función del compresor es aumentar la presión del aire que entra a la cámara de combustión y álabes de la turbina.

- Un compresor de flujo axial tiene un flujo de aire paralelo al eje del mismo.
El aire se comprime cuando pasa entre los álabes móviles y los fijos, es decir el compresor está formado por un gran número de escalonamientos de compresión.
- Un compresor centrífugo tiene un flujo radial.
El aire es acelerado mediante impulsores con ello la energía cinética adquirida en el aire se convierte en presión mediante un difusor.

En la cámara de combustión de la turbina se mezcla una porción del aire comprimido con el combustible, el resto del aire pasa alrededor del quemador y finalmente se mezcla con los productos de combustión de tal manera que ayuda a no tener temperaturas excesivamente altas en los gases.

La combustión puede alcanzar altas temperaturas, alrededor de 1650°C. Las funciones que debe cumplir cualquier cámara de combustión son las siguientes:

- Asegurar un flujo continuo de gases hacia los álabes de la turbina.

- Mantener constante la temperatura de los gases de combustión.
- Obtener la mayor eficiencia de combustión para producir la mínima cantidad de contaminantes.
- La caída de presión debe ser la menor posible entre el compresor axial y la turbina.

En la figura 1 se muestra una turbina de gas con sus componentes principales antes mencionadas.

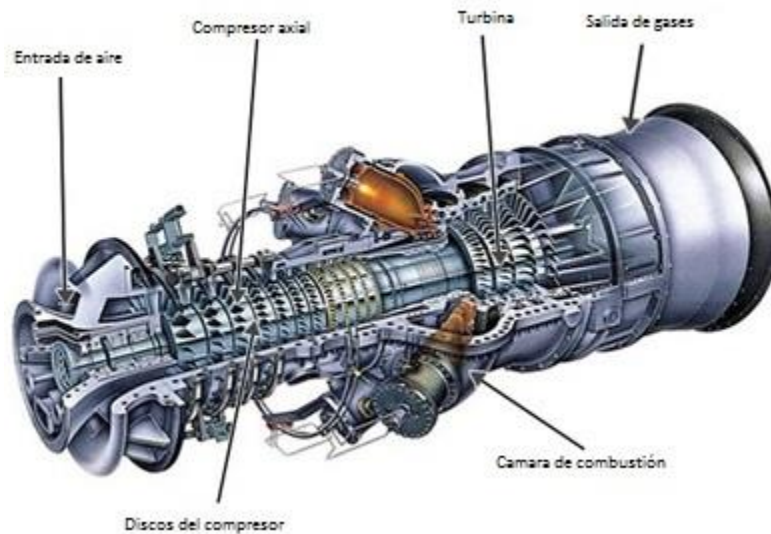


Figura 1) Componentes principales de una turbina de gas (modificado de UNICORP, s.f.).

Ventajas y desventajas

Existe una serie de ventajas presentes en la turbina de gas, que son:

- Buena relación potencia vs peso y tamaño.
- Bajo costo de instalación.
- No tiene movimientos complejos como los motores de combustión interna.
- El equilibrio en el movimiento de dicha maquina es casi perfecto además de ser simple.
- No presenta vibraciones y fuerzas de inercia difíciles de eliminar.
- Menor número de piezas en movimiento en comparación con un motor de combustión.
- Menores pérdidas de energía debido al poco rozamiento de las componentes móviles de la turbina.
- Bajas presiones de trabajo.

- El proceso de combustión es constante así como la presión dentro de la cámara de combustión.
- No es necesario el uso de agua como suministro o enfriamiento a diferencia de las turbinas de vapor.
- Es posible el uso de varios combustibles como son el queroseno, gasóleo, gas natural, carbón pulverizado, entre otros, lo único que se debe tener presente es que los productos de la combustión no deben corroer los alabes o en su defecto que se alojen en ellos.
- El par producido es uniforme y continuo.

Las principales desventajas de la turbina de gas es el bajo rendimiento térmico debido a dos cuestiones:

1. Alta pérdida de calor desechado al ambiente por la temperatura de salida de los gases de escape en la chimenea, alrededor de 495°C a 870 °C (esta desventaja se reduce al colocar un intercambiador de calor que aproveche esta energía calorífica).
2. Gran parte de la potencia generada por la turbina es demandada por el compresor.

Aplicaciones de las turbinas de gas

La turbina de gas ha tenido un gran éxito en diversas áreas de aplicación como son: la aviación (aeronaves), marítima (buques), terrestre (locomotora y tanques militares), generación eléctrica y usos industriales.

Aviación

Actualmente la turbina de gas tiene una gran importancia dentro de la aviación ya que proporciona la fuerza de empuje necesaria para el movimiento.

Este motor de turbina de gas consiste en un compresor axial, una serie de quemadores axiales, una turbina y finalmente una tobera.

El principio de funcionamiento es el siguiente:

Al mismo tiempo que el aeroplano empieza el movimiento para su despegue, el aire entra al compresor axial donde se comprime a varias atmosferas debido a los escalonamientos, anteriormente mencionados en los compresores axiales, posteriormente parte de este aire entra

en las cámaras de combustión donde se mezcla con el combustible con el objetivo de tener una flama continua y una combustión adecuada, de tal forma que los gases, productos de la combustión, pueden elevar su temperatura aproximadamente hasta 870°C.

Posteriormente, la mezcla de aire con los gases de combustión pasa a través de la turbina produciendo la energía cinética necesaria para mover el compresor axial que a su vez moverá el ventilador y proporcionará una fuerza de empuje mediante el flujo de aire. Por último los gases se expanden a través de la tobera obteniendo una alta velocidad que funciona otra fuerza de empuje mayor que el ventilador, en la figura 2 se muestra el flujo del aire de una turbina de avión en funcionamiento.

Estas turbinas también son llamadas turbinas de reacción debido a que la fuerza producida se debe al incremento de velocidad de los gases a la salida de la tobera con respecto a la velocidad del aire a la entrada del compresor.

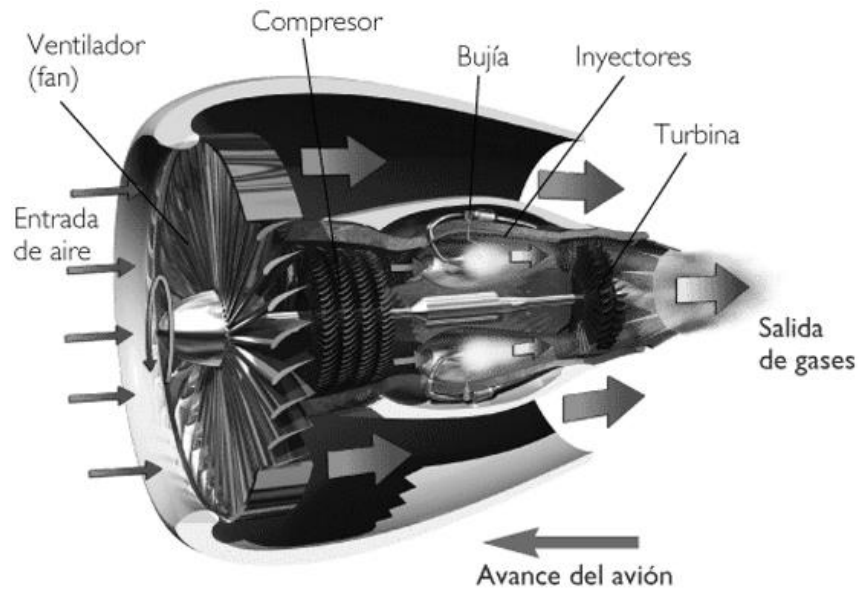


Figura 2) Esquema de una turbina de avión (modificado de Ratti, 2015).

La turbohélice, mostrada en la figura 3, también ocupa una turbina de gas, sin embargo, en este tipo de motor la fuerza de empuje no es proporcionada por los gases de combustión sino por una hélice conectada al eje de la turbina y el compresor mediante un conjunto de engranes,

aproximadamente el 90% de la fuerza de empuje es proporcionada por la hélice, el resto la proporciona los gases de combustión.

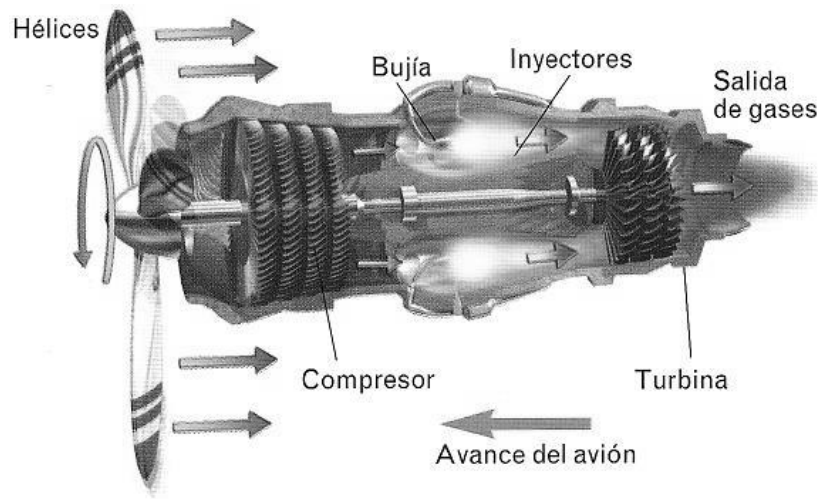


Figura 3) Esquema de una turbohélice (modificado de Elegant Themes , 2012).

Marítima

En esta área las turbinas de gas ofrecen la ventaja de su relación peso-tamaño en comparación con los generadores y turbinas de vapor. Sin embargo, este tipo de máquinas en esta área no ha progresado mucho debido a constantes crisis del petróleo y solo se han construido pocas unidades.

Para el uso marino se tiene la ventaja de una compresión con varios escalonamientos empleando refrigeración intermedia, dicha refrigeración se facilita con el uso de agua de mar.

Para poder aplicar la turbina de gas es necesario el uso de reductores debido a que la velocidad alcanzada por la turbina es del orden de 50,000 rpm y la velocidad que puede tener la hélice del buque debe ser considerablemente menor.

Actualmente en las unidades construidas se emplea un sistema mixto (figura 4) donde se hace trabajar en conjunto una turbina de gas y un motor diésel para obtener la potencia necesaria para los navíos.

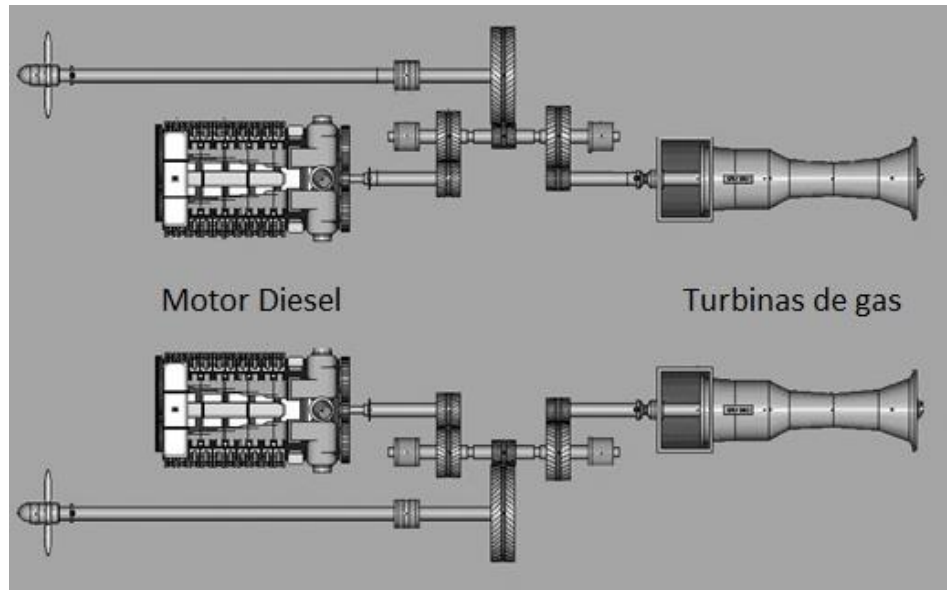


Figura 4) Esquema del funcionamiento en conjunto de un motor diésel y una turbina de gas (modificado de Anónimo, Modernización de los destructores Clase Almirante Brown, 2014).

Terrestre

La aplicación de la turbina de gas en transporte terrestre se orienta a las locomotoras y tanques de guerra donde al igual que los buques, es necesario tener en funcionamiento un conjunto de turbina de gas y motor diésel para lograr el desplazamiento deseado en estos transportes, el uso de la turbina de gas en las locomotoras se debe a la operación silenciosa, vibraciones nulas, simplicidad de movimiento y de no requerir un sistema de enfriamiento complejo a comparación del motor diésel mientras que en los tanques de guerra (figura 5) los principales objetivos del uso de las turbinas es obtener una alta velocidad y un ahorro de espacio, para ataques, escapes y un número menor de operarios, sin embargo las turbinas no han sustituido al motor diésel en su totalidad y es necesario tener en conjunto del motor diésel y la turbina de gas para el funcionamiento del tanque.



Figura 5) Esquema de la ubicación de una turbina de gas en un tanque de guerra (modificado de Huard, 2015).

Generación eléctrica

En esta área, la turbina de gas puede competir contra plantas diésel y de turbinas de vapor, sin embargo, las plantas con turbinas de gas tienen limitaciones debido a que requieren presiones pequeñas y es necesario el uso de grandes turbinas así como de compresores para poder manejar el enorme volumen de aire requerido. Debido a esto, no existen plantas de generación exclusivamente de turbinas de gas ya que no podrían competir con las centrales de vapor modernas que pueden llegar a producir un millón de KW, sin embargo cuando se maneja el ciclo combinado vapor-gas se puede llegar a tener elevadas eficiencias y de tal forma competir ventajosamente con las plantas convencionales de vapor.

Una ventaja de las turbinas de gas en centrales térmicas, es que no requieren agua de enfriamiento, su sistema de refrigeración es básicamente el mismo aire que pasa a través de los álabes, otra ventaja es la facilidad de arranque del sistema debido al movimiento que presentan sus componentes (rotacional), esto las hace muy ventajosas para cierto tipos de operaciones como el abastecimiento de energía eléctrica en picos de carga.

Es importante hacer mención del uso de la turbina de gas en combinación con las plantas de vapor ya que es posible incrementa la eficiencia total de una planta (desde 7% hasta un 25% de aumento).

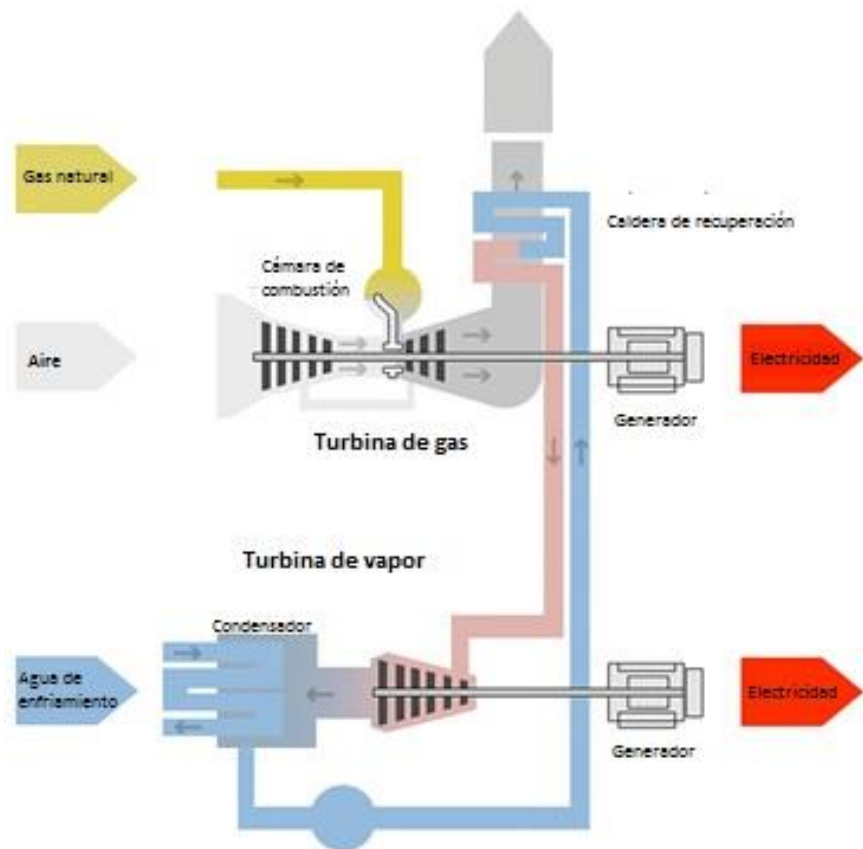


Figura 6) Esquema del uso de una turbina de gas en la generación de energía eléctrica (modificado de Ratti, 2015).

Industria

En la industria la importancia que tiene la turbina de gas es en el proceso de refinación de aceites combustibles, donde se usa aire a presión, el cual pasa periódicamente por un catalizador con el propósito de quemar el carbón residual del proceso de refinación.

El aire que se emplea se calienta en la cámara de combustión, y además puede hacerse pasar por una turbina para obtener trabajo útil incluyendo el trabajo necesario del compresor que suministra el aire al catalizador.

Otra aplicación es mover compresores de estación de gas natural con el fin de transportarlo a través de tuberías, aquí se pueden usar regeneradores donde se logran eficiencias satisfactorias,

las estaciones pueden situarse en cualquier lugar debido a que no es necesario el uso de agua para el enfriamiento.

Una aplicación más que tienen las turbinas de gas es en la industria siderúrgica en donde las turbinas de gas se encargan de mover grandes compresores axiales los cuales proporcionan grandes volúmenes de aire hacia los hornos. El combustible empleado es normalmente el gas del mismo horno, es aquí en donde se presenta la ventaja del uso de casi cualquier combustible, y aunque el costo de la turbina de gas es más alto que el de una turbina de vapor no es necesario un generador de vapor.

Una razón por la cual la turbina de gas no se ha desarrollado ampliamente en la industria del acero es debido a la importancia de tener el gas de alto horno muy limpio y debe ser comprimido antes de entrar a la turbina.

Otro uso frecuente de la turbina de gas es la generación de energía eléctrica de emergencia, empleando combustibles como el diésel, gas natural, entre otros.

CAPITULO II. MICROTURBINAS DE GAS

Básicamente las microturbinas de gas son pequeñas turbinas de gas capaces de generar de 30 a 1000Kw y están disponibles comercialmente.

Sus eficiencias pueden ir desde un 20 a un 30%. Operan a muy altas revoluciones las cuales pueden estar entre 5,000 y 90,000rpm y su vida útil promedio es de 15 años.

La principal aplicación de las microturbinas se enfoca a la generación de energía eléctrica principalmente para periodos pico y operación continua.

También se pueden emplear en sistemas de cogeneración en pequeñas industrias, hoteles, escuelas, hospitales, centros comerciales, etc.

Es necesario el uso de un convertidor de corriente debido a que la velocidad angular de la turbina es de 5000 a 90000 RPM y no tiene frecuencia de red, la corriente que genera es directa y es necesario convertirla a corriente alterna.

Las microturbinas tienen ciertas ventajas comparadas con los motores tradicionales, como son:

1. Uso directo de gases de escape para procesos de secado y aplicaciones en invernaderos.
2. Cogeneración con eficiencias globales altas cuando se aprovechan los gases para la producción de agua caliente o vapor.
3. Uso de energía calorífica a la salida de la turbina para calentar espacios hidrónicos, agua doméstica o agua para procesos industriales.
4. Empleo de metano, gas natural, bio-gas, etc. como combustible.

Su funcionamiento no difiere en gran medida a comparación de la turbina de gas convencional, la principal diferencia es que tiene un ciclo de recuperación de calor con el objetivo de mejorar el rendimiento térmico.

El proceso enfría los gases de escape a una temperatura aproximada de 315°C aun así esta temperatura permite una recuperación térmica útil para procesos de cogeneración.

El aire que entra al sistema pasa por un compresor con lo cual obtiene una presión adecuada para la combustión, posteriormente pasa por un recuperador de calor en donde aumenta su temperatura antes de entrar a la cámara de combustión en donde se mezcla con combustible para

la combustión, los gases de dicha combustión se expanden y se hacen pasar a través de la turbina que al rotar activa un generador eléctrico para producir energía eléctrica.

Ciclo de potencia de las turbinas de gas

Las principales componentes de una turbina de gas simple son el compresor de aire, la cámara de combustión y la turbina, también se cuenta con dispositivos auxiliares como son de lubricación, suministro de combustible, regulación de velocidad, puesta en marcha, etc.

Cuando la turbina de gas simple está en funcionamiento, el aire es enviado al compresor donde adquiere una presión necesaria antes de entrar a la cámara de combustión, aquí el combustible entra con un caudal constante de tal forma que se mantiene un flama continua. La ignición generalmente se obtiene por medio de una chispa. El aire junto con los gases de combustión adquieren una elevada velocidad al expandirse a través de la tobera, parte de esta energía cinética es cedida a los alabes de la turbina; una fracción de la energía generada por la turbina se emplea para accionar el compresor y el resto es usada para producir trabajo útil.

Todo este ciclo de trabajo se le denomina ciclo abierto, en los cuales los gases de combustión junto con el aire fluyen a través de la turbina.

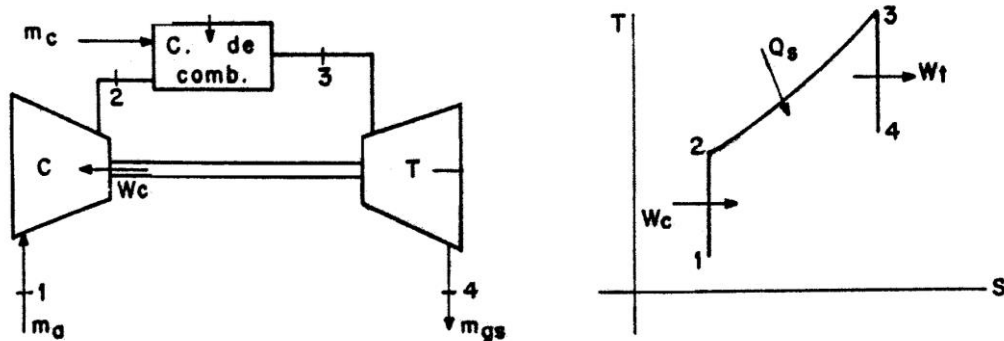


Figura 7) Esquema del funcionamiento del ciclo Brayton abierto (modificado de PRACTICAS DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS).

También se puede contar con un funcionamiento de ciclo cerrado que usa aire limpio a una temperatura y presión elevada a través de la turbina. Este aire se calienta mediante un

intercambiador de calor independiente al ciclo en sí, y se enfría antes de entrar al compresor con ayuda de otro intercambiador de calor independiente al ciclo, de esta forma, los gases (aire) que están cediendo su energía cinética a la turbina trabajan en un circuito cerrado y sucesivamente se comprimen, calientan, expansionan y enfrían.

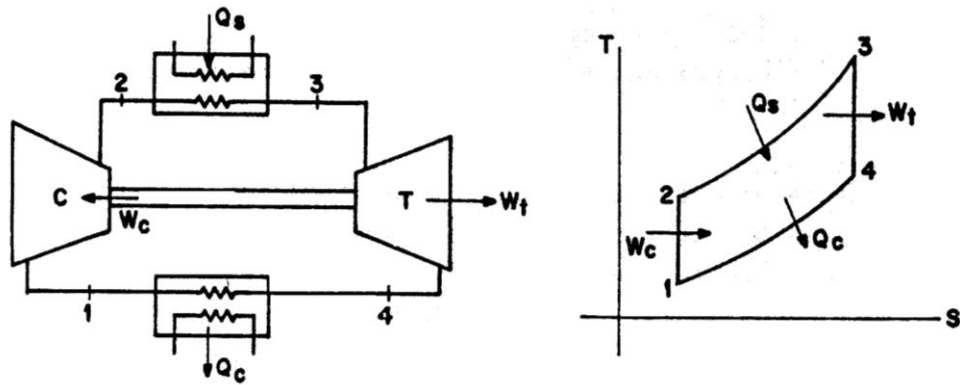


Figura 8) Esquema del funcionamiento del ciclo Brayton cerrado (modificado de PRACTICAS DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS).

Refiriéndose a ambos ciclos:

\dot{m}_a – Gasto de aire en lb/min o Kg/min .

\dot{m}_c – Gasto de combustible en lb/min o Kg/min .

$r_{c/a}$ – Relación de combustible-aire en lb_{comb}/ lb_{aire} ó Kg_{comb}/ Kg_{aire} .

\dot{m}_{gs} – Gasto de gases secos después de la combustión en lb/min ó Kg/min .

W_c – Trabajo de compresión (compresor) en J .

Q_s – Calor suministrado por la combustión en Kw .

W_t – Trabajo desarrollado en la turbina en J .

Q_c – Calor rechazado en Kw .

Análisis del ciclo simple teórico de potencia

En el siglo pasado, en la década de los 70's Joule y Brayton, concibieron de manera independiente la idea de un ciclo simple de la turbina de gas, la cual es la base para el estudio de esta clase de motores.

El ciclo Brayton, también conocido como ciclo Joule o Froude, es un ciclo termodinámico que de manera sencilla consta de una etapa de compresión adiabática, un calentamiento isobárico y una expansión adiabática de un flujo compresible (gas).

Este ciclo aparece por primera vez en 1791 por el inventor inglés John Barber en la construcción de un motor rudimentario que constaba de un compresor incapaz de alcanzar 2 atmósferas de presión además de tener elevadas pérdidas de calor, esto provocó que este motor fracasara en su respectivo tiempo.

En 1840 el físico británico James Prescott Joule planteó de manera teórica el ciclo Brayton, James solo se enfocó en reconocer la obtención de elevadas potencias mecánicas, los costos de combustible y los sistemas de compresión de gas.

En 1872 George Brayton llevó a la práctica el ciclo Brayton con la elaboración y patente del *Ready Motor*, como era de esperar, el motor tuvo una serie de problemas que no podían garantizar la constancia del aire comprimido, sin embargo también demostró que esta clase de motores generaban una alta potencia mecánica pero debían de ser considerablemente grandes.

En los análisis de los ciclos de turbina de gas es muy útil comenzar con el estudio de un ciclo ideal de aire estándar (Brayton). Al ciclo ideal se le es conocido como ciclo Brayton en honor al ingeniero estadounidense George Brayton, este ciclo en comparación a los ciclos Otto y diésel funciona en un intervalo mayor de volumen de aire pero menor en presión y temperatura.

Podemos analizar los siguientes diagramas característicos de un ciclo Brayton.

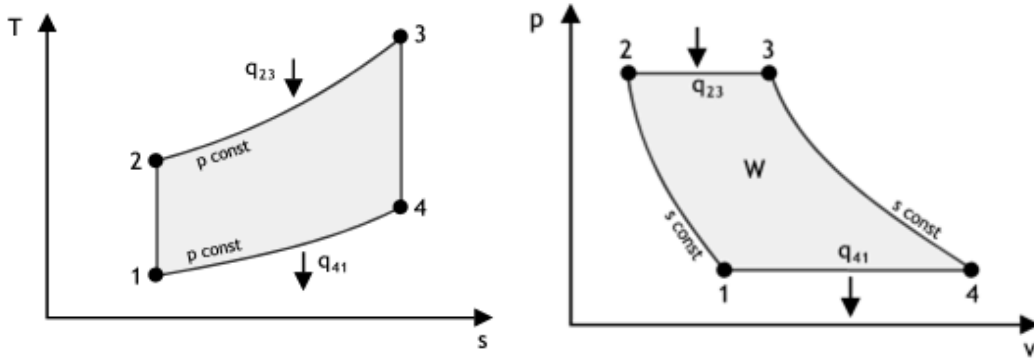


Figura 9) Diagrama P-V y T-s de un ciclo Brayton cerrado (modificado de gifsgallery, 2015).

Podemos notar de los diagramas anteriores que el ciclo está formado por compresión isentrópica (1-2), seguida de una adición de calor a presión constante (2-3), posteriormente de una expansión isentrópica (3-4) y finalmente de un rechazo de energía a presión constante (4-1). Si tenemos en cuenta que el trabajo neto del ciclo (W) es el resultado del trabajo total de la turbina (W_t) menos el trabajo total del compresor (W_c), tendremos lo siguiente:

$$W = W_t - W_c = \dot{m}_a [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] = \dot{m}_a C_p (T_3 - T_2 + T_1 - T_4) \quad (1.1)$$

En donde \dot{m}_a es el gasto de aire (lb/min ó Kg/min), C_p es el calor específico en (KJ/KgK), h es la entalpia ($\frac{KJ}{Kg}$) y T son las temperaturas (K).

Sabemos que la eficiencia térmica del ciclo está dada por la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{W}{Q_s} = \frac{h_3 - h_2 + h_1 - h_4}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1.2)$$

En donde Q_s es el calor suministrado.

Lo anterior también es posible expresarlo de varias maneras.

Si se utiliza la definición de relación de presiones para los procesos isentrópicos, es decir,

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \quad (1.3)$$

Así como la relación de temperaturas, tendremos lo siguiente:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} = r_p^{\frac{k-1}{k}} \quad (1.4)$$

Sabemos que la $P_2=P_3$ y la $P_1=P_4$, por lo tanto:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left[\frac{P_3}{P_4} \right]^{\frac{k-1}{k}} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} = r_p^{\frac{k-1}{k}} \quad (1.5)$$

De donde $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$ para $k=\text{cte.}$, se puede escribir lo siguiente:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (1.6)$$

Restando (-1) de ambos lados de la igualdad.

$$\frac{T_4}{T_1} - 1 = \frac{T_3}{T_2} - 1 \Rightarrow \frac{T_4 - T_1}{T_1} = \frac{T_3 - T_2}{T_2} \quad (1.7)$$

Reacomodando la expresión anterior tenemos:

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \quad (1.8)$$

Al sustituir esa expresión en la ecuación correspondiente a la eficiencia térmica, se obtiene lo siguiente:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = \frac{T_3 - T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \quad (1.9)$$

La relación de presiones y temperatura en los procesos isentrópicos es:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{k-1} = r_k^{k-1} \quad (1.10)$$

Donde r_k es la relación de compresión (V_1/V_2).

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_k^{k-1}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (1.11)$$

(K=constante)

Al analizar la ecuación (1.9) es posible el aumento de la eficiencia térmica del ciclo ideal de la siguiente forma:

1. Incrementando la temperatura en T_2
2. Disminuyendo la temperatura en T_4
3. Aumentando las relaciones de compresión así como de presión.

Temperatura intermedia para obtener el trabajo máximo

En el desarrollo anterior se puede notar que existe una temperatura intermedia además de la temperatura inicial y final, T_1 y T_3 respectivamente. Esta temperatura intermedia T_2 tiene gran importancia debido a que a partir de ella es posible obtener el trabajo máximo de esta forma se puede mantener el pequeño tamaño de la turbina conservando su ventaja.

Si se sustituye el valor de T_4 de la ecuación (1.8) en la ecuación (1.1) y se diferencia a W con respecto a T_2 e igualando a cero, (T_1 y T_3 son constantes), se obtendrá lo siguiente:

$$\frac{dW}{dT_2} = \frac{\dot{m}_a c_p d \left[T_3 - T_2 + T_1 - \left(T_1 \frac{T_3}{T_2} \right) \right]}{dT_2} = 0 \quad (1.12)$$

$$\frac{dW}{dT_2} = -1 - \frac{d}{dT_2} [T_1 T_3 T_2^{-1}] = 0 \quad (1.13)$$

$$\frac{T_1 T_3}{T_2^2} = 1 \rightarrow T_2 = (T_1 T_3)^{1/2} \rightarrow P_2 = (P_1 P_3)^{1/2} \quad (1.14)$$

Como es posible observar, el valor de T_2 proporciona el máximo trabajo del ciclo ideal y está limitado por las temperaturas T_1 y T_3 .

Análisis del ciclo simple de potencia con pérdidas

En la realidad se debe tener en cuenta que la eficiencia térmica y la potencia del ciclo son siempre inferiores al ciclo teórico por varias razones, como son:

- La compresión no es isentrópica.
- La expansión no es isentrópica.
- En todo el sistema se presentan pérdidas de presión y calor.

- La combustión no se realiza completamente por lo tanto no toda la energía química contenida en el combustible se convierte en energía calorífica.
- Se debe tener en cuenta que existen pérdidas por radiación y convección a través de toda la turbina.

De todas estas pérdidas solo se consideran las pérdidas en la compresión y en la expansión por ser las más significativas, las demás pueden despreciarse al ser muy pequeñas en comparación a estas dos.

Para poder obtener la eficiencia térmica real se debe tener presente que la compresión así como la expansión son politrópicas.

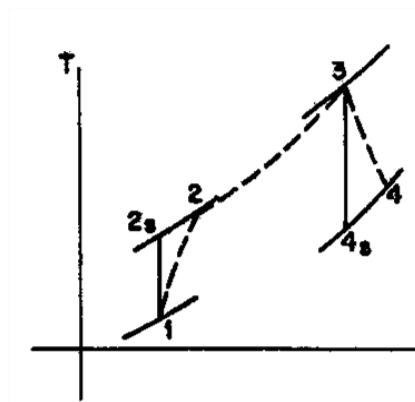


Figura 10) Diagrama T-s de un ciclo de gas real (modificado de PRACTICAS DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS).

Al analizar el diagrama anterior del ciclo real se puede observar que el trabajo de compresión es el siguiente:

$$W_c' = \dot{m}_a(h_1 - h_2) = \dot{m}_a C_{pa}(T_1 - T_2) \quad \text{Real} \quad (1.15)$$

$$W_c = \dot{m}_a(h_1 - h_{2s}) = \dot{m}_a C_{pa}(T_1 - T_{2s}) \quad \text{Teórico} \quad (1.16)$$

De igual forma para calcular el trabajo real desarrollado por la turbina se tiene:

$$W_t' = \dot{m}_g(h_3 - h_4) = \dot{m}_g C_{pg}(T_3 - T_4) \quad (1.17)$$

$$W_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)(h_3 - h_4) = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) C_{pg}(T_3 - T_4) \quad (1.18)$$

$$W_t = \dot{m}_a \left(1 + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}\right) (h_3 - h_4) = \dot{m}_a \left(1 + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}\right) C_{pg}(T_3 - T_4) \quad (1.19)$$

$$W_t' = \dot{m}_a(1 + r_{c/a})(h_3 - h_4) = \dot{m}_a C_p(1 + r_{c/a})(T_3 - T_4) \quad \text{Real} \quad (1.20)$$

$$W_t = \dot{m}_a(1 + r_{c/a})(h_3 - h_{4s}) = \dot{m}_a C_p(1 + r_{c/a})(T_3 - T_{4s}) \quad \text{Teórica} \quad (1.21)$$

Donde:

$$r_{c/a} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \left[\frac{K_{gc}}{K_{ga}} \right]; \dot{m}_c \text{ es flujo másico de combustible } \left[\frac{K_{gc}}{seg} \right] \text{ y } \dot{m}_a \text{ es flujo másico de aire } \left[\frac{K_{ga}}{seg} \right]$$

$C_{pa} \approx C_{pg}$; C_{pa} es el coeficiente de calor específico a presión constante del aire y C_{pg} es el coeficiente de calor específico a presión constante de los gases de combustión $\left[\frac{KJ}{Kg K} \right]$.

La forma en calcular el calor suministrado no difiere entre los ciclos reales e ideales, por lo tanto:

$$Q_s = \dot{m}_a (h_3 - h_2) [KW]. \quad (1.22)$$

El compresor así como la turbina tienen una eficiencia, la cual podemos obtener mediante la siguiente fórmula:

Compresor:

$$\eta_c = \frac{\text{trabajo ideal}}{\text{trabajo real}} = \frac{\dot{m}_a(h_1 - h_{2s})}{\dot{m}_a(h_1 - h_2)} = \frac{\dot{m}_a C_p(T_1 - T_{2s})}{\dot{m}_a C_p(T_1 - T_2)} \times 100[\%] \quad (1.23)$$

Turbina:

$$\eta_t = \frac{\text{trabajo real}}{\text{trabajo ideal}} = \frac{\dot{m}_a(1 + r_{c/a})(h_3 - h_4)}{\dot{m}_a(1 + r_{c/a})(h_3 - h_{4s})} = \frac{\dot{m}_a C_{pg}(1 + r_{c/a})(T_3 - T_4)}{\dot{m}_a C_{pg}(1 + r_{c/a})(T_3 - T_{4s})} \times 100[\%] \quad (1.24)$$

Finalmente la eficiencia del ciclo real es:

$$\eta_c = \frac{\text{trabajo neto real}}{\text{energía real suministrada}} = \frac{\dot{m}_a(1 + r_{c/a})(h_3 - h_4) - \dot{m}_a(h_2 - h_1)}{\dot{m}_a(h_3 - h_2)} \times 100[\%] \quad (1.25)$$

Donde el trabajo neto real es el resultado del trabajo de la turbina menos el trabajo requerido por el compresor.

Proceso básico de la combustión

En la cámara de combustión intervienen los siguientes factores:

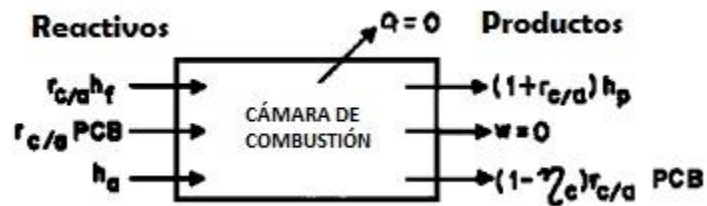


Figura 11) Representación de energías que entran y salen de la cámara de combustión (modificado de PRACTICAS DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS).

Refiriéndose al esquema:

- $r_{c/a}$ - relación de combustible-aire.
- h_f – entalpia del combustible a la temperatura del mismo.
- PCB - poder calorífico bajo del combustible.
- h_a - entalpia del aire en la salida del compresor.
- h_p - entalpia de los productos de la combustión.
- η_c - eficiencia de la combustión.

El significado de cada término establecido en el la figura 11 es el siguiente:

- $r_{c/a}h_f$ - Energía de la mezcla combustible-aire $(\frac{KJ}{Kg_{aire}})$.
- $r_{c/a}PCB$ - Energía del combustible $(\frac{KJ}{Kg_{aire}})$.
- h_a - Energía del aire $(\frac{KJ}{Kg_{aire}})$.
- $(1 + r_{c/a})h_p$ - Energía de los productos de combustión $(\frac{KJ}{Kg_{aire}})$.
- $(1 - \eta_c)r_{c/a}PCB$ - Energía del combustible no quemado $(\frac{KJ}{Kg_{aire}})$.
- Q y W son perdidas de calor y trabajo generado respectivamente $(\frac{KJ}{Kg_{aire}})$.

Realizando un balance de energía en el proceso de combustión que se muestra en la figura 11, se tiene:

$$E_{entra} = E_{sale}$$

$$r_{c/a}h_f + r_{c/a}PCB + h_a = (1 + r_{c/a})h_p + (1 - \eta_c)r_{c/a}PCB \quad (1.26)$$

Reagrupando términos del lado izquierdo de la ecuación 1.25, tenemos:

$$h_a + r_{c/a}(h_f + PCB) = (1 + r_{c/a})h_p + (1 - \eta_c)r_{c/a}PCB \quad (1.27)$$

De esta ecuación h_a se calcula con P y T a la salida del compresor con tablas de propiedades del aire o multiplicando el calor específico del aire por su temperatura.

h_p se calcula con P y T a la entrada de la turbina, de las tablas para productos de la combustión, o multiplicando el calor específico de los productos de combustión por su temperatura.

La eficiencia de la combustión se obtiene de la siguiente manera:

$$\eta_c = \frac{\text{energía real que absorben los gases}}{\text{energía liberada por combustión completa}} = \frac{h_p - h_r}{PCB * r_{c/a}} \times 100[\%] \quad (1.28)$$

La eficiencia o eficacia de combustión indica la fracción o el porcentaje útil de la energía ideal a liberar por el combustible, por tanto la energía térmica generada en una cámara de combustión por kg de aire está dada por $r_{c/a}h_{pr}\eta_{cb}$ y no por $r_{c/a}h_{pr}$ donde h_{pr} es la diferencial de entalpía de productos y reactivos ($h_p - h_r$).

Donde h_r es la entalpía de los reactivos que son elementos que intervienen en una combustión completa.

CAPITULO III. LA MICROTURBINA DE GAS DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS TÉRMICAS

La turbina de gas del laboratorio (PowerWorks) entra en la clase de microturbinas, se trata de una instalación tipo paquete para generar 70Kw de energía eléctrica en condiciones estándar. Funciona en base a un ciclo abierto y sus principales componentes son el compresor, la cámara de combustión, la turbina y el generador eléctrico.

Cuenta con la opción de aplicar un intercambiador de calor para aprovechar el calor residual de los gases de combustión en el escape.

Algunas aplicaciones típicas para este tipo de unidades son las siguientes:

- Refinerías
- Colegios
- Industria alimenticia
- Tratamiento de aguas residuales
- Hoteles

La energía calorífica recobrada a la salida de la microturbina puede usarse para calentar espacios hidrónicos, agua doméstica o agua para procesos industriales.

En la figura 12 se muestra el paso del agua a través de la microturbina con el objetivo de incrementar su temperatura antes de entrar a la caldera, esto con el fin de un ahorro de combustible en la caldera, posteriormente pasa a través de intercambiadores de calor (radiadores) que tiene la función de redirigir la energía térmica a la aplicación deseada.

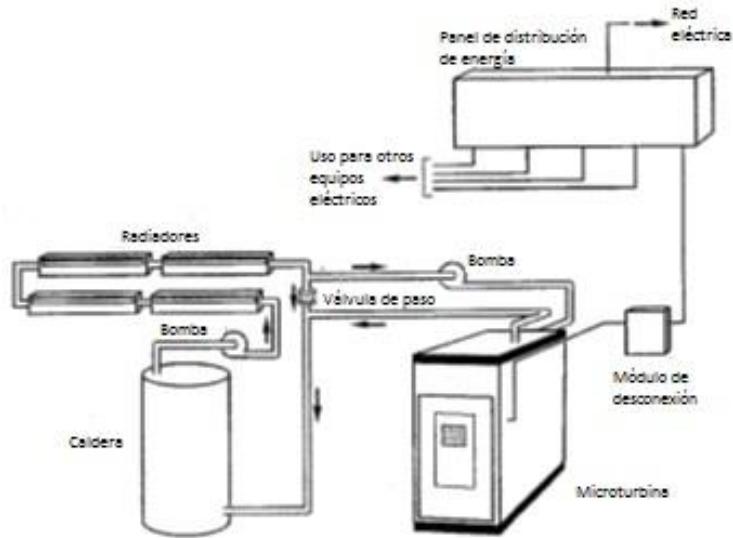


Figura 12) Esquema del uso posible de una microturbina (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Ciclo de potencia de la microturbina

La microturbina trabaja en un ciclo abierto donde el aire entra a la unidad y es comprimido aproximadamente a 35psi (241Kpa). Este aire entra en el recuperador, donde los gases de escape lo pre-calientan alrededor de 1000°F (540°C), al entrar a la cámara de combustión, la energía suministrada al aire en forma de calor es dada mediante una flama continua de gas natural, alcanzando una temperatura cercana a 1600°F (870°C).

El gas caliente comprimido de la cámara de combustión se expande cuando pasa a través de la turbina de gas de esta manera se acciona el compresor de gas. Durante el paso del gas caliente a través de la turbina se acciona el generador eléctrico mediante una caja de engranes.

En el escape de la turbina se encuentra el recuperador de calor, donde el aire es precalentado para la combustión. Si la unidad es equipada para la recuperación de calor, los gases del escape pasan a través de un intercambiador de calor de aire-agua. En este intercambiador de calor, los gases de combustión ceden calor adicional a la circulación del agua para calentar agua doméstica, calefacción u otras aplicaciones externas para esta unidad. Los gases finalmente salen a través de la chimenea al medio ambiente

En las figuras 13, 14, 15 y 16 se muestran los esquemas del ciclo de poder, localización y esquema de las componentes interiores y componentes exteriores en la unidad respectivamente.

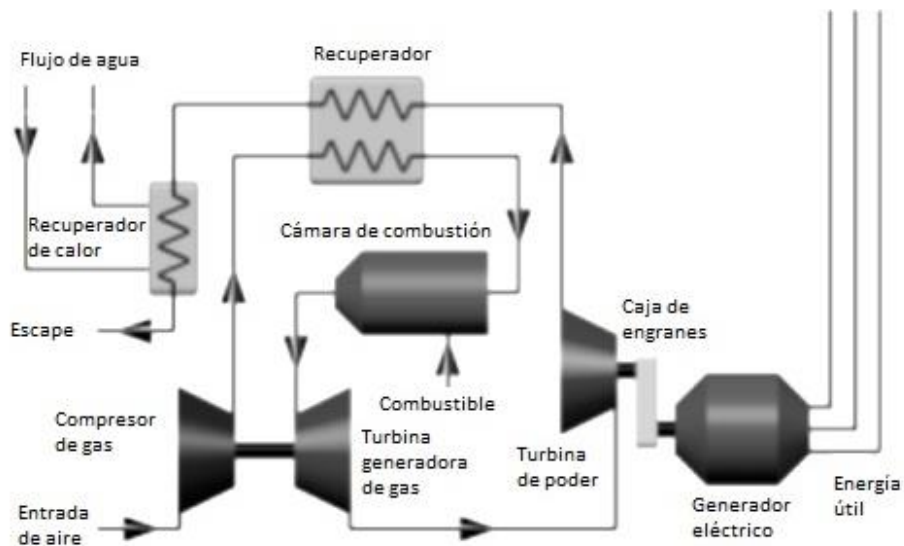


Figura 13) Esquema del ciclo de poder de la microturbina (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

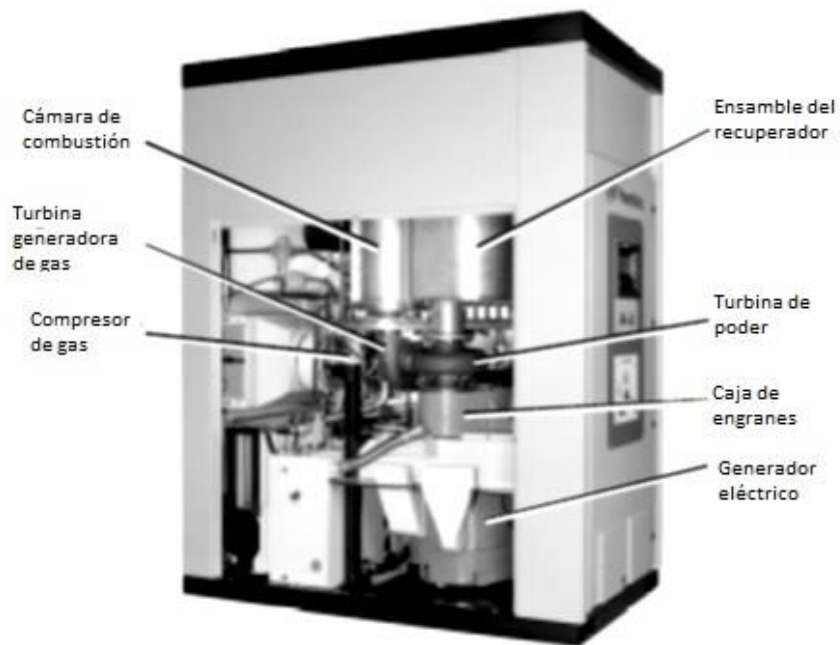


Figura 14) Componentes principales de la microturbina (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

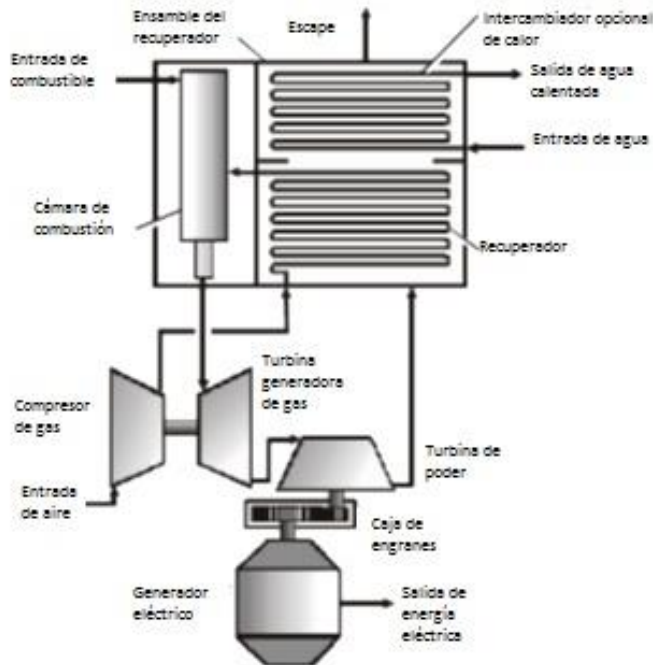


Figura 15) Localización de las componentes del ciclo de poder (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

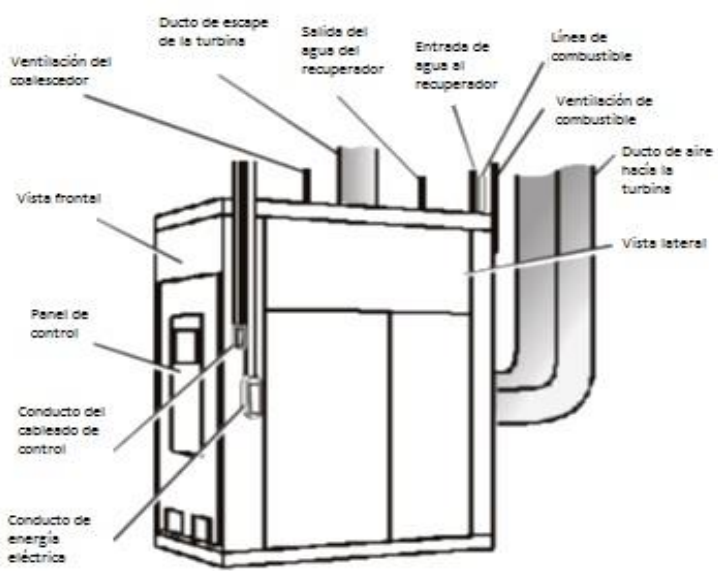


Figura 16) Conexiones externas de la microturbina (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Motor de arranque

El motor de arranque consta del ensamble del generador de gas y la turbina de poder (figura 17).

En el generador de gas se incluye el compresor generador de gas, la turbina generadora de gas y el arrancador.

Cabe señalar que la flecha del generador de gas y la flecha de la turbina de poder rotan independiente una de otra con el objetivo de reducir los esfuerzos en el motor y extender su vida.



Figura 17) Componentes del motor (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Ensamble del generador de gas

Este ensamble, (figura 17), consiste en el acoplamiento de la turbina generadora de gas y el compresor generador de gas, que provee aire a 35psi al recuperador de calor y a la cámara de combustión mostrada en la figura 19. La turbina generadora de gas es accionada por el gas que proviene directamente de la cámara de combustión a 1600°F(870°C) y a 35psi que llega a tener una velocidad aproximada de 70,000 rpm. La flecha de la turbina generadora de gas da energía directamente al compresor.

El ensamble del generador de gas también consta de un arrancador localizado en el cojinete del generador de gas (figura 17).

Recuperador de calor

El recuperador de calor mostrado en la figura 18 tiene la función de incrementar la eficiencia de la unidad mediante el uso del intercambiador de calor escape-aire, el cual precalienta el aire para la combustión con los gases de escape. Para tener una energía adicional y un ahorro en espacio y combustible, la cámara de combustión está integrada dentro del recuperador.



Figura 18) Recuperador de calor (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Cámara de combustión

La cámara de combustión, la cual está integrada dentro del recuperador, quema el combustible con el objetivo de incrementar la temperatura de 1000°F a 1600°F (870°C) del aire que entra a la turbina generadora de gas.

El combustible es introducido a presión en la cámara de combustión donde es mezclado con aire calentado procedente del recuperador. Este aire entra a la cámara de combustión mediante pequeños puertos colocados de manera precisa para lograr una combustión completa necesaria para una eficiente operación y baja emisión de gases de combustión.

Cerca de la entrada del combustible a la cámara de combustión se encuentra un encendedor de chispa eléctrica (bujía) el cual produce la ignición de la mezcla combustible-aire durante el arranque.

La figura 19 muestra el esquema de una cámara de combustión o combustor removido del recuperador de calor de la microturbina.

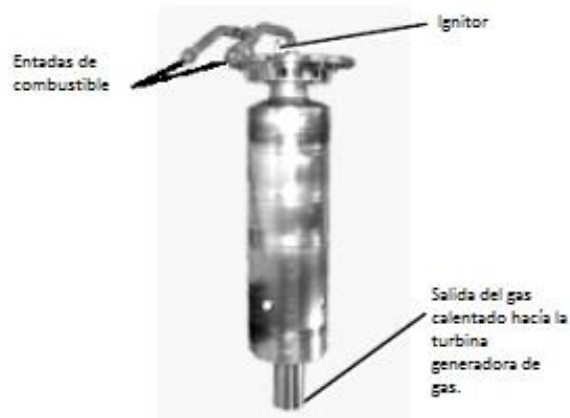


Figura 19) Combustor removido del recuperador (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Turbina de potencia

La turbina de poder convierte la presión en energía mecánica para accionar el generador. Tiene un diseño de flujo radial para alta eficiencia y tamaño compacto.

La turbina de poder es accionada por el gas caliente desde la turbina generadora de gas con una velocidad angular aproximadamente de 44,000 rpm. El enfriamiento de la turbina y sistema de lubricación proporcionan refrigeración y lubricación a los cojinetes de la turbina de poder.

Caja de engranes

Se localiza entre la turbina de poder y el generador eléctrico, la caja de engranes permite que el eje de la turbina de poder de 44,000 rpm accione el generador eléctrico a 3620 rpm (reducción aproximada 12:1). La caja de engranes contiene un engrane de piñón conectado al eje de la turbina y a un gran engrane helicoidal unido al eje del generador.

La caja de engranes es enfriada y lubricada por el sistema de refrigeración y lubricación.

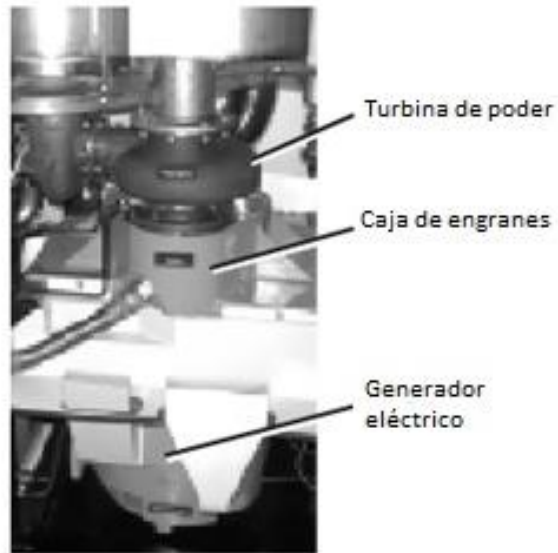


Figura 20) Localización de la caja de engranes (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Generador eléctrico

El generador eléctrico dentro de la unidad es una fuente simple, robusta y fiable de energía. Produce energía eléctrica en el rotor del generador mediante la rotación alrededor de un campo magnético en el estator.

El generador es de tipo de inducción, que crea un campo magnético usando electricidad de 3 fases de la red eléctrica. Como resultado, el voltaje y la frecuencia de la potencia del generador se determinan por el voltaje y la frecuencia de la red eléctrica.

Debido a que los generadores de inducción necesitan alimentación externa, no funcionan a menos que estén conectados a la red eléctrica. Esto los hace inadecuados para su uso como fuentes de energía de reserva.

En condiciones normales, el generador gira aproximadamente a 3620 rpm. Un sistema de lubricación automático inyecta grasa en los cojinetes del generador a intervalos basados en el tiempo de operación.

Sistema de enfriamiento y lubricación

Este sistema tiene las siguientes funciones:

- Enfriar y lubricar los cojinetes del generador de gas y turbina de potencia.
- Lubricar y enfriar los componentes de la caja de engranes.
- Proporciona alta presión al refrigerante para el motor de arranque.
- Proporciona el calor residual de la turbina al refrigerante para calentar el agua de recuperación a través de un intercambiador de calor refrigerante-agua.

El sistema de refrigeración y de lubricación tiene tres bombas para el refrigerante:

- Bomba de 480 Vac para la circulación normal del líquido refrigerante.
- Bomba de 480 Vac para la entrega del líquido refrigerante a alta presión al motor de arranque.
- Bomba de 12 Vdc para la circulación del líquido refrigerante.

El sistema incluye un depósito de refrigerante con una capacidad de trabajo aproximadamente de 5 galones (19L). Este tanque está equipado con un calentador eléctrico para mantener una temperatura del refrigerante que garantice un arranque adecuado. El sistema de control evita que la microturbina se inicie hasta que el líquido refrigerante alcanza una temperatura mínima predeterminada.

La figura 21 muestra un esquema del sistema de lubricación y refrigeración en el cual se observa el flujo del líquido a través de las componentes de la microturbina y su interacción con los intercambiadores de calor.

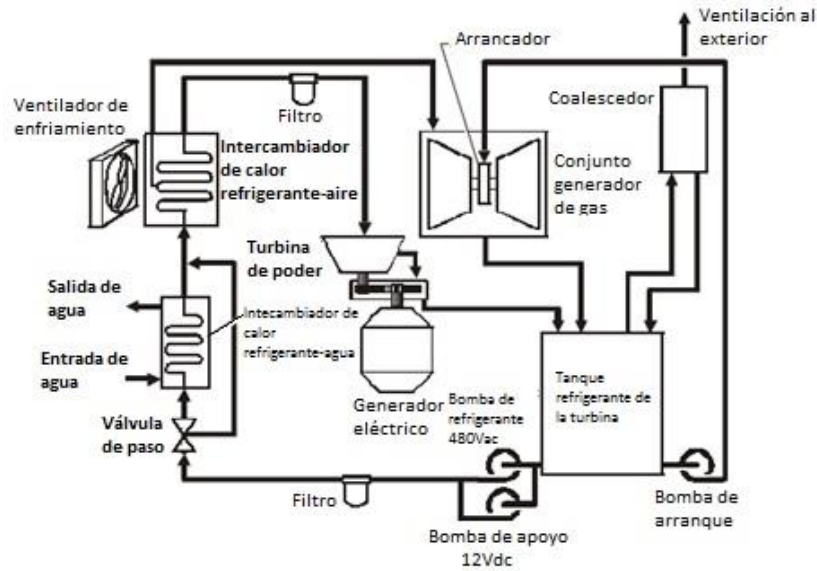


Figura 21) Esquema del sistema de lubricación y refrigeración de la turbina (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Un intercambiador de calor de dos etapas refrigerante –aire con un ventilador controlado por un termostato extrae el calor del refrigerante y lo expulsa a la sala donde se encuentra la unidad mediante una abertura en la parte superior de la unidad. Si es necesario, el aire de este intercambiador de calor se puede canalizar exteriormente para reducir la carga de calor a la habitación.

El sistema de refrigeración y lubricación también incluye una batería de 12Vdc que alimenta la bomba del refrigerante durante 15 minutos aproximadamente cuando la unidad esta desconectada de la red eléctrica. Dos filtros en el circuito de refrigeración mantienen el refrigerante limpio entre los intervalos de mantenimiento. El sistema de refrigeración y de lubricación se ventila fuera del edificio a través de una línea de ventilación, equipado con un filtro de coalescencia, que filtra cualquier neblina de refrigerante de los gases ventilados.

Proceso de arranque

La microturbina cuenta con un arrancador hidráulico ubicado en el conjunto del generador de la turbina de gas. Un chorro de refrigerante a alta presión desde una bomba, dedicada al arranque, dirige el refrigerante a una turbina de accionamiento, a veces llamada una rueda Pelton, en el eje del generador de gas. Esta turbina de accionamiento acelera la turbina generadora de gas y el

compresor hasta aproximadamente 6,000 rpm, proporcionando suficiente aire para la cámara de combustión donde se quemará y arrancará.

Sistema de suministro de combustible

Este sistema suministra combustible a la cámara de combustión además de controlar con precisión su flujo para lograr una alta eficiencia, la presión del combustible suministrado a la cámara de combustión varía de acuerdo a la velocidad de la bomba de combustible.

Desde el comienzo de la operación tanto la válvula principal de combustible y la válvula piloto de combustible se encuentran abiertas con el propósito de proporcionar la mezcla optima de aire-combustible para la combustión como se aprecia en la figura 22.

Cuando las turbinas alcanzan la velocidad adecuada, la válvula piloto se cierra y solo la válvula principal de combustible permanece abierta. Cuando se para el equipo, la válvula principal se cierra y la válvula de ventilación se abre para aliviar la presión en el separador y las líneas de combustible, la figura 23 muestra las componentes.

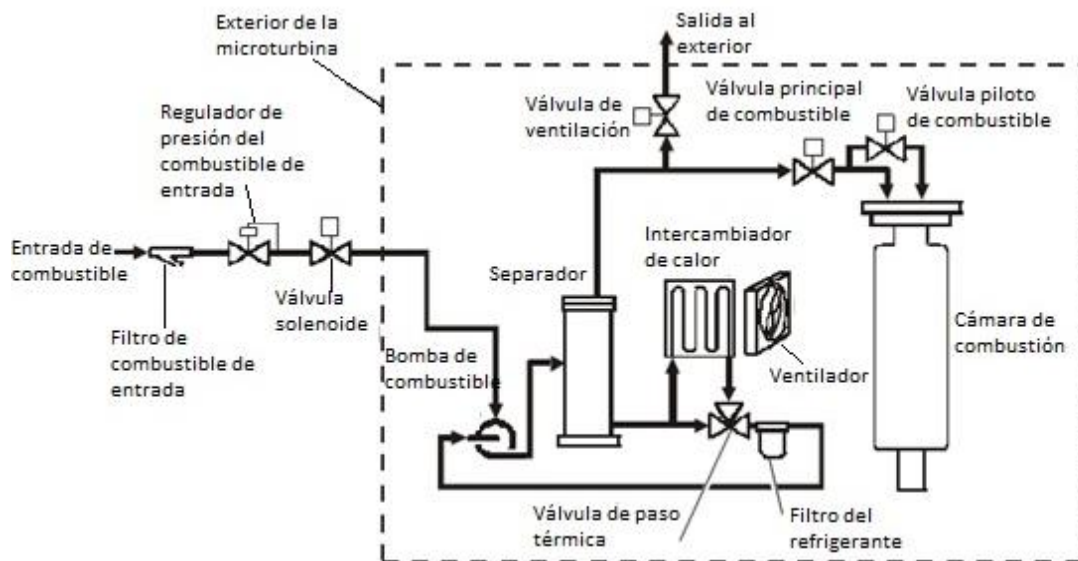


Figura 22) Esquema simplificado del sistema de combustible (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

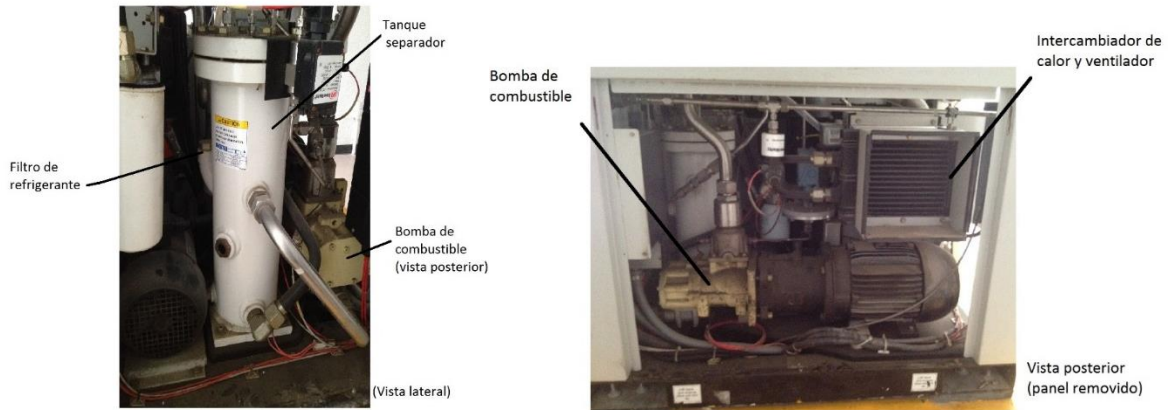


Figura 23) Componentes principales del sistema de combustible.

* El tanque separador tiene la función de separar posibles partículas líquidas que pueden originarse por condensación del gas al estar almacenado por un largo periodo de tiempo o por someter el flujo de gas a una caída de presión.

Controladores y sensores

La microturbina cuenta con una completa gama de sensores que monitorean constantemente las temperaturas, presiones, velocidades, potencia eléctrica entre otros parámetros.

Un controlador digital llamado módulo de control de la base (BCM) dentro de la unidad ajusta el flujo de combustible, los modos de intercambiador de calor y otras variables basadas en los datos proporcionados por los sensores. Cuando el BCM detecta condiciones de trabajo fuera de las especificaciones de operación o de los puntos de ajuste, se envía un mensaje de alarma al panel de control lo cual provoca que la unidad se apague automáticamente en caso de ser necesario.

Conexión a red eléctrica

La microturbina requiere 480 volts de energía eléctrica trifásica.

Un interruptor con fusible entre el bus de distribución y la microturbina permite que la unidad pueda ser desconectada de la red eléctrica durante periodos de servicio, inactividad o emergencia. Este interruptor suele ser montado en la pared a la vista del operador.

Una instalación típica en este tipo de unidades también incluye un módulo de protección de rejilla externa, este módulo monitoriza el comportamiento de la energía eléctrica que entra en el bus de

distribución. En caso de un fallo dentro de la unidad, el módulo de protección manda una señal a la unidad para desconectarse del circuito de alimentación eléctrica.

Cuando esto sucede, aparecerá el mensaje siguiente en la pantalla “main breaker trip”.

Control y monitoreo

Las funciones de operación de la turbina de gas (encender, apagar, reiniciar, etc.) se pueden monitorear desde el panel de control (figura 24), este panel cuenta con una pantalla donde se visualizan los datos de servicio, se registran eventos y se realizan configuraciones.



Figura 24) Panel de control.

Cubierta de la unidad

La cubierta de la unidad tiene como objetivo evitar el calor excesivo y ruido. También tiene la función de proteger a los operadores y personal cercano de tener contacto con las componentes en movimiento y superficies calientes.

Las vías de ventilación internas requieren que los paneles de la cubierta estén colocados adecuadamente para obtener una circulación y enfriamiento adecuado, operar este equipo sin los paneles podría causar el sobrecalentamiento del sistema, lo cual provocaría un apagado de la unidad.

Secuencia de mensajes al inicio o arranque de la unidad

La secuencia interna y los correspondientes estados de funcionamiento que aparecerán en la pantalla grafica son:

Ready – Indica que todos los sensores internos del sistema están listos para el inicio o arranque.

Prestart – Indica el arranque de la bomba de refrigeración y lubricación. Se comienza con el ciclo de purga.

Fueling – Indica nivel de combustible adecuado.

Lightning – Indica una presión adecuada en el combustible, los sensores detectan la llama en la cámara de combustión y comienza la ignición.

Ramping – Indica el aumento de la velocidad en la turbina para elevar la temperatura de entrada del combustible y la velocidad en el eje del generador.

El interruptor principal se cierra para conectar a la red eléctrica cuando se detecta la velocidad correcta en el generador.

Loading – Indica la desactivación del motor de arranque y se confirma el cierre del interruptor principal.

Generating – Indica el control adecuado en el combustible, temperatura de entrada a la turbina y potencia de salida. La unidad mantiene las condiciones estables durante la operación de la unidad.

CAPITULO IV. PANEL DE CONTROL DE LA MICROTURBINA

El panel de control tiene una pantalla de gráficos donde se puede navegar con las teclas de comando e indicadores en el panel (figura 25).

Le permite al operador iniciar y detener la microturbina, también le permite ver la información del funcionamiento y modificar condiciones operativas, como la potencia de salida y los puntos de temperatura.

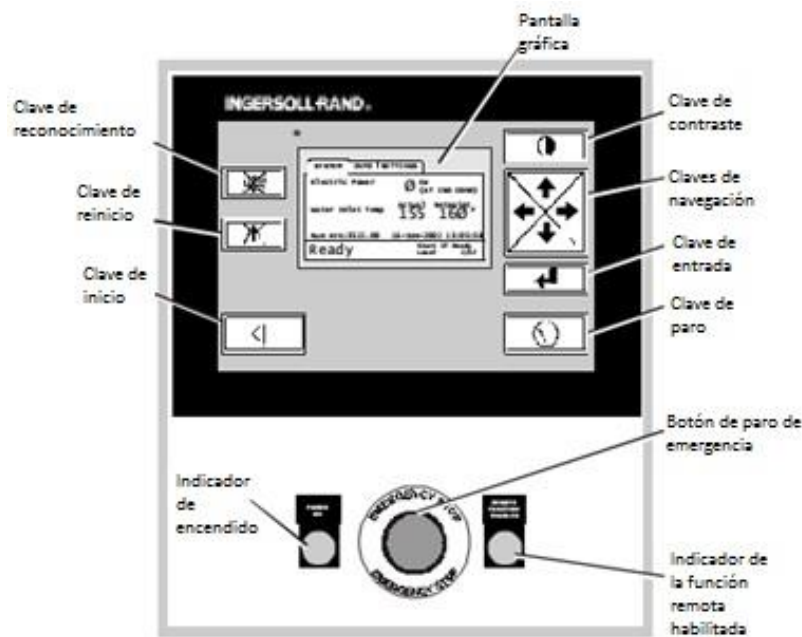


Figura 25) Claves y botones del panel de control (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Los siguientes símbolos se encuentran en el panel de control de la turbina, cada uno de ellos conlleva una función (modificados de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).



- Clave de reconocimiento - Reconoce y silencia una alarma.



- Clave de reinicio - Borra los errores de arranque, debe ser presionado después de un error.



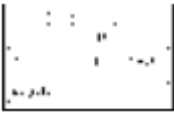
- Clave de inicio - Inicia el funcionamiento de la microturbina.



- Clave de parado - Inicia una secuencia normal de paro.



- Clave de contraste - Cambia el contraste en la pantalla.



- Pantalla de gráficos - Pantalla LCD para visualizar los datos del sistema.



- Claves de navegación - Teclas de navegación, derecha e izquierda para poder moverse de una carpeta a otra en la pantalla gráfica. Arriba y abajo para poder moverse entre las páginas de la carpeta que se muestra en ese momento.



- Clave de entrada - Activa y desactiva el modo de navegación en la pantalla gráfica.

El modo de navegación (indicado por los nombres de carpetas seleccionadas en la pantalla) permite la navegación a través de las carpetas y páginas mediante las teclas de navegación. La desactivación de la navegación a través de las carpetas y páginas permite desplazarse a través de páginas de mayor tamaño o cambiar la configuración a través de las teclas de navegación.



- Botón de paro de emergencia - Apaga inmediatamente todas las componentes de la microturbina (solo se usa en caso de emergencia).



- Indicador de encendido – Este indicador prenderá cuando la microturbina esté conectada a la fuente de alimentación de 480v.

En la pantalla de gráficos los datos y ajustes están disponibles en tres carpetas: Sistema, información y configuración.

Cada carpeta en la pantalla tiene varias páginas de datos o de configuración.

Los parámetros visualizados y su organización están sujetos a cambios debido a variaciones en las configuraciones de la microturbina así como a sus actualizaciones de software.

La figura 26 muestra las características visibles en el display.

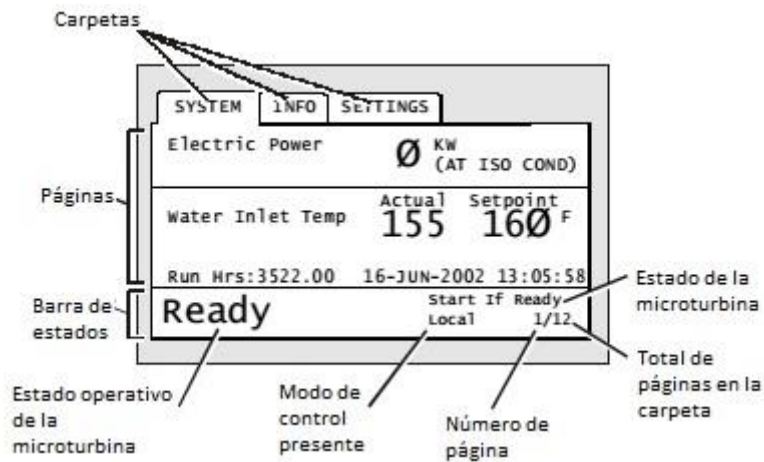


Figura 26) Detalles de la pantalla gráfica (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Para ver una carpeta distinta de la que aparece en la pantalla es necesario presionar las teclas de navegación derecha o izquierda, hasta que la carpeta deseada aparezca. Cuando la carpeta deseada es visible (figura 27), se avanzará a través de sus páginas con las teclas de navegación arriba y abajo. El número de páginas dentro de cada carpeta se muestra en la parte inferior derecha de la pantalla junto con el número correspondiente de la carpeta navegada.

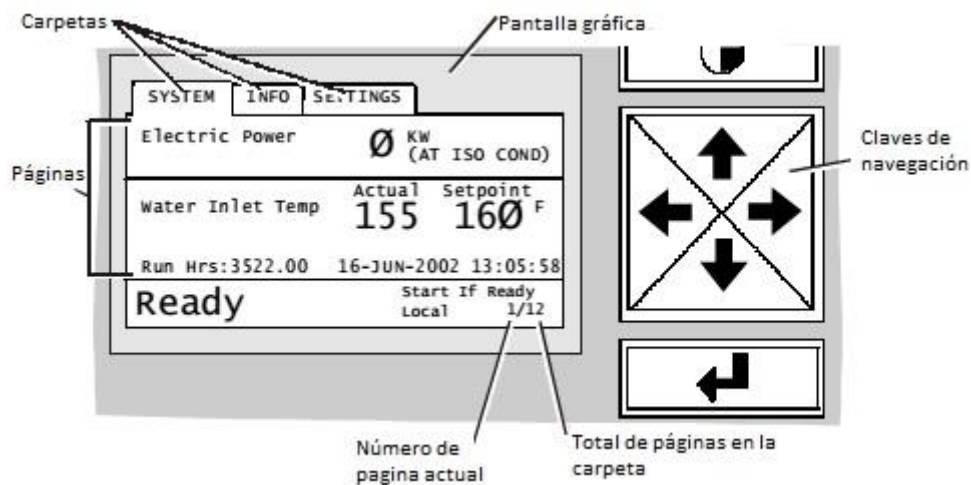


Figura 27) Navegación a través de la pantalla (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Si es necesario, se puede cambiar el contraste de la pantalla grafica para una visualización óptima en las condiciones de iluminación del ambiente donde se encuentre. Se puede pasar a través de los 16 niveles de contrastes disponibles pulsando la tecla de contraste (figura 28).

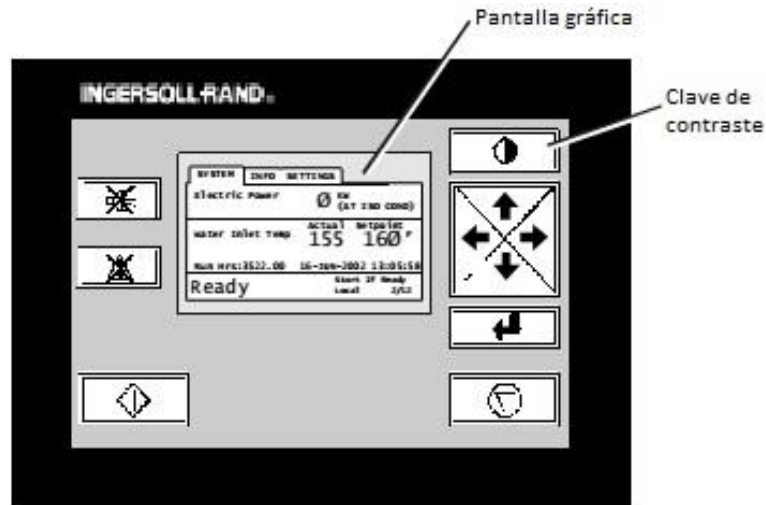


Figura 28) Localización de la clave de contraste (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Visualización de registro de eventos

En la segunda página de la carpeta de información, se registran los eventos de operación, se pueden llegar a registrar hasta un total de 224 eventos de operación junto con la hora y la fecha de cada uno de ellos. Este registro tiene una utilidad muy importante en la solución de problemas.

Un evento de alarma es mostrado automáticamente en el registro de eventos. Para visualizar el registro de eventos de forma manual se debe presionar las teclas de navegación derecha o izquierda hasta que la carpeta de información aparezca a continuación se pulsan las teclas de navegación arriba o abajo hasta que aparezcan la página de registros de eventos (figura 28).

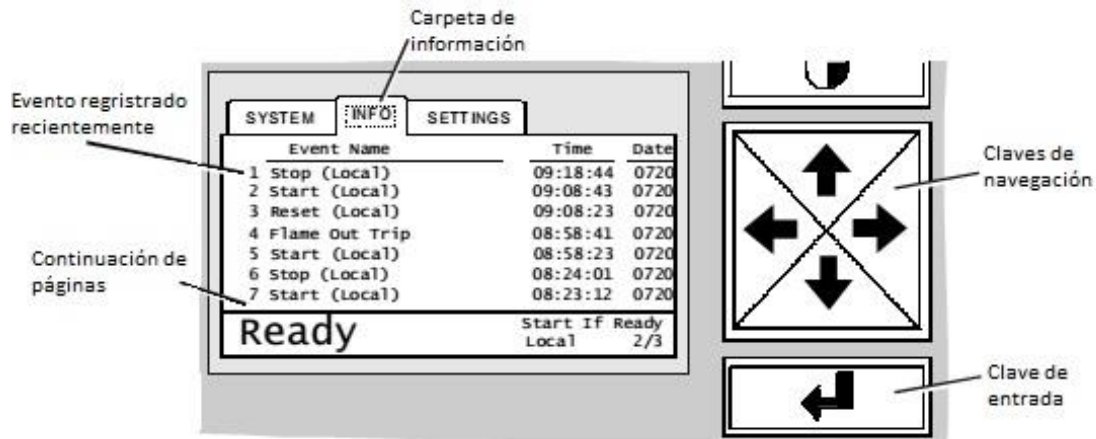


Figura 28) Pagina de eventos típicos (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

El evento más reciente aparecerá en la parte superior de la lista, seguido de los demás eventos en orden menor respecto a la fecha en que sucedieron. Para navegar es necesario presionar la tecla "Enter" y luego la tecla de navegación "abajo".

Se debe tener en cuenta que no siempre el evento principal que aparece en la pantalla es el responsable del apagado de la turbina.

Para activar el modo edición es necesario seguir las siguientes indicaciones:

- Presionar las teclas de navegación izquierda o derecha hasta encontrar la carpeta "settings" (configuraciones).
- Presionar las teclas de navegación arriba o abajo hasta que aparezca la página 1.
- Resaltar el primer campo de contraseña pulsando la tecla "Enter" (figura 29).

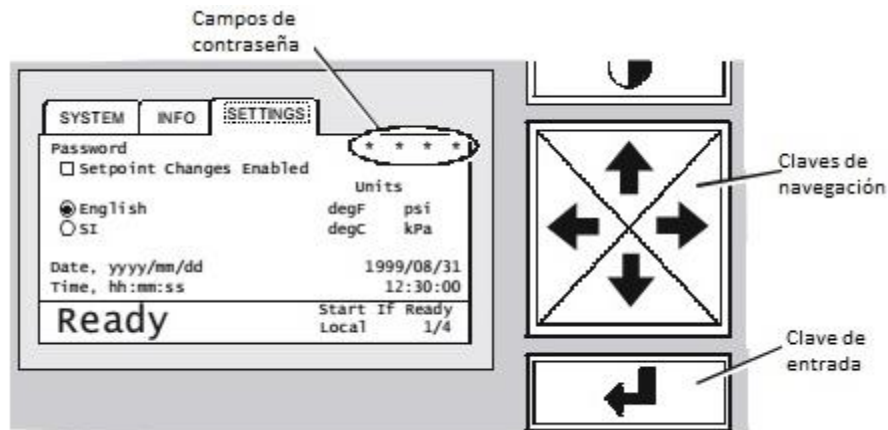


Figura 29) Campos para introducir la contraseña de la unidad (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

- Pulsar las teclas de navegación hacia arriba o abajo hasta que el carácter de contraseña aparezca, posteriormente oprima derecha o izquierda para resaltar cada uno de los campos de la contraseña.
- Pulsar la tecla “Enter” una vez colocada la contraseña correcta.

El símbolo siguiente “X” aparecerá en la casilla de ajustes con lo cual se indica que el controlador está en el modo de edición. En este modo se pueden cambiar los ajustes de funcionamiento.

“Después de realizar los ajustes, desactive el modo edición o espere 5min de inactividad para que el modo de edición se desactive automáticamente”

Para poder desactivar el modo edición es necesario seguir el procedimiento anterior de tal forma que la “X” desaparecerá del campo de ajustes.

Configuración de la potencia entregada

Para poder realizar alguna modificación en la potencia de salida de la unidad es necesario realizar los siguientes pasos:

- Activar modo edición.
- Localizar la página 2 de la carpeta de configuraciones.
- Resaltar el cuadro de modo control remoto.

- Remarcar la línea de alimentación correspondiente y ajusta de Kw (figura 30).
- Pulse la tecla “Enter” para seleccionar el ajuste actual.

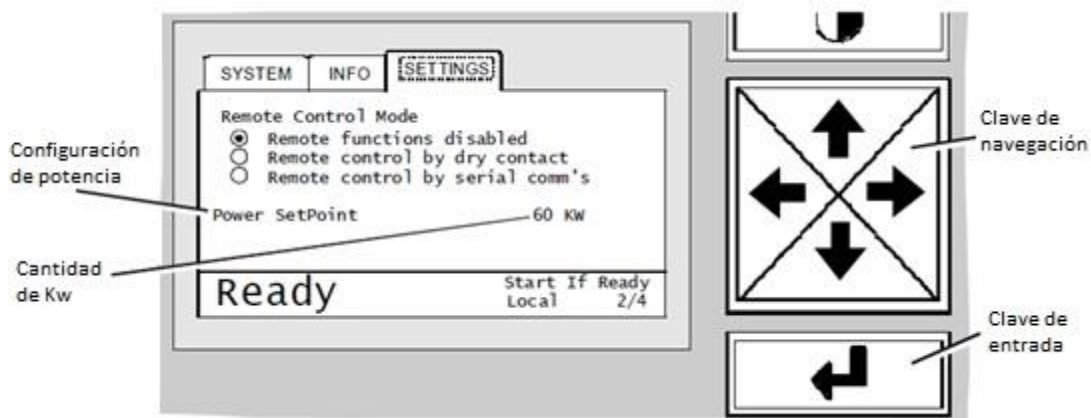


Figura 30) Configuración de potencia (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Activación o desactivación de la función de cogeneración

Al activar esta función, los gases de escape de la turbina pasan a través de un intercambiador de calor aire-agua y el refrigerante de la turbina pasa por un intercambiador de calor refrigerante-agua.

Para evitar daños al intercambiador de calor es necesario un flujo mínimo de agua de 21L /min, de lo contrario el recuperador de calor no será habilitado.

Para poder habilitar esta función es necesario realizar los siguientes pasos:

- Activar modo de edición.
- Localizar la página 3 de la carpeta de configuraciones.
- Resaltar el cuadro de recuperación de calor y marcarlo mediante el uso de las teclas arriba y abajo.
- Pulsar la tecla “Enter” para seleccionar el ajuste actual (figura 31).

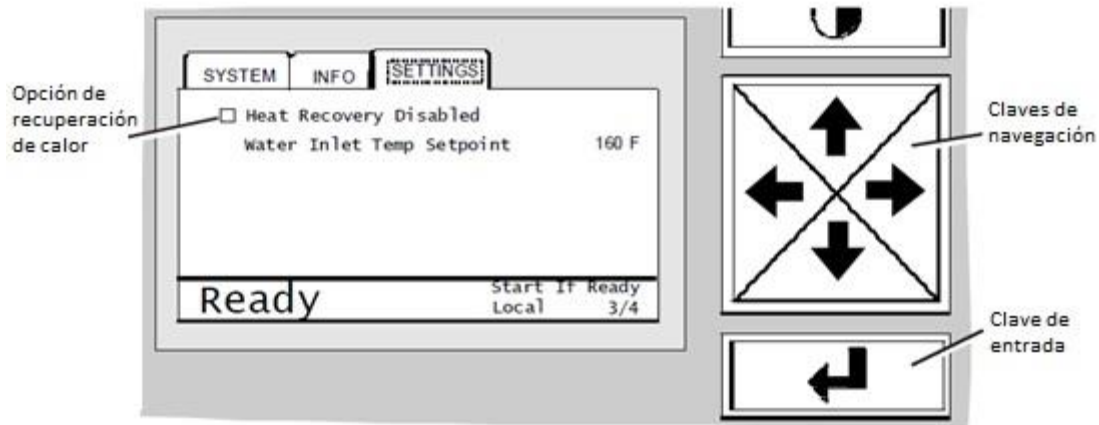


Figura 31) Habilitar o deshabilitar la opción de recuperador de calor (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Ajuste de la temperatura de agua

Los controles de la unidad monitorean la temperatura del agua entrante hacia la recuperación de calor (cogeneración) y desacoplan el intercambiador de calor cuando la temperatura del agua se eleva a un valor preestablecido. Otra función que tienen es redirigir el refrigerante de la turbina al intercambiador de calor refrigerante-agua, de esta manera se reduce la transferencia de calor en el agua que circula a través de la unidad.

Para poder ajustar esta temperatura es necesario realizar los siguientes pasos:

- Activar el modo edición
- Activar la función cogeneración
- Localizar la pagina 3 de la carpeta configuraciones.
- Resaltar el cuadro de recuperación de calor y habilitarlo.
- Marcar y ajustar la línea de la temperatura de entrada del agua.
- Pulsar la tecla "Enter" para seleccionar el ajuste actual.

Procedimiento de encendido y apagado de la microturbina

Es necesario realizar la siguiente revisión en la unidad antes de encenderla:

- Comprobar el nivel de refrigerante de la turbina y bomba de combustible.
- Comprobar el indicador de encendido en el panel lo cual indicará que existe un suministro de energía eléctrica.
- Verificar que la válvula del suministro de combustible externo este abierta.
- Verificar que las válvulas de agua del sistema de recuperación de calor estén abiertas si se tiene la opción activada.

Después de realizar los pasos anteriores se encenderá la microturbina de la siguiente forma:

Verificar que en la pantalla grafica aparezca “Ready” y “Start if ready” como se muestra en la figura 32.

Presionar la tecla “start” (inicio).

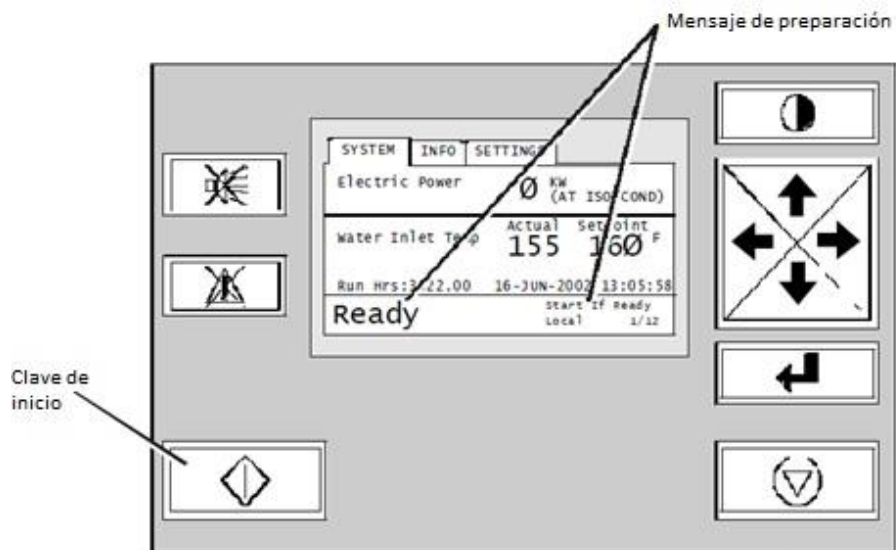


Figura 32) Indicadores en el panel de control para el arranque (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Esperar a que la palabra “Generation” aparezca en la barra de estado de la pantalla gráfica, lo que indicará que la unidad ha alcanzado un estado de funcionamiento estable, este mensaje puede tardar varios minutos en aparecer debido a la temperatura del aire de entrada y refrigerante de la turbina.

Si la unidad se apaga antes de que aparezca el mensaje “Generation” se deberá revisar el mensaje que aparecerá en la barra de estado y revisar la tabla de soluciones a problemas de la unidad para poder implementar una acción correctiva.

Reinicio ante un paro de emergencia

Si la unidad ha sido apagada debido al botón de emergencia se deberán realizar el siguiente proceso para reiniciarla:

- Comprobar que la causa que requirió el uso del paro de emergencia haya sido corregida.
- Tirar del botón de emergencia
- Pulsar la tecla “Reset” en el panel de control (figura 33).
- Continuar con los pasos de inicio normal.

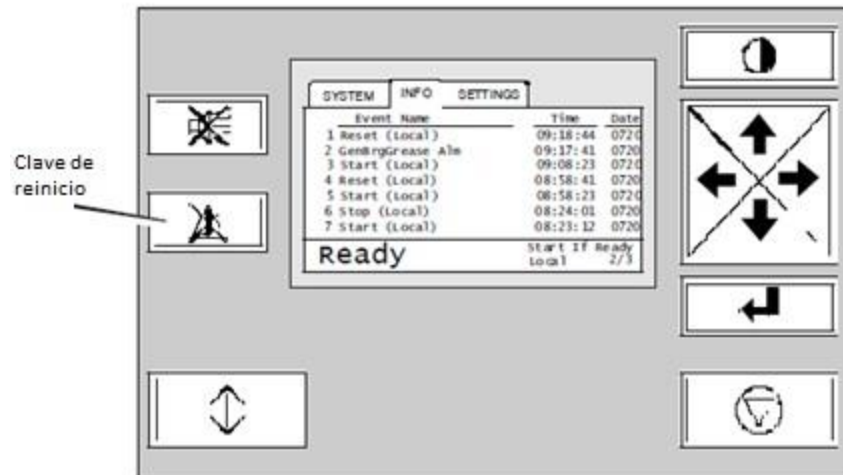


Figura 33) Clave de reinicio en el panel de control (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Cuando la unidad se apague automáticamente debido a una condición de fallo se deberá determinar y corregir la causa que lo provocó, posteriormente oprimir el botón “Reset” (reinicio) en el panel de control y realizar los pasos correspondientes de un encendido normal.

Apagado normal

Para apagar correctamente la unidad es necesario realizar el procedimiento siguiente:

- Pulsar la tecla “Stop” (paro).
- Esperar a que aparezca en la barra de estado de la pantalla la palabra “Ready” lo que indicará que el cierre y apagado de la unidad se ha completado (figura 34).

“La bomba de refrigerante y los ventiladores pueden seguir funcionando hasta un máximo de 3 horas después del apagado”

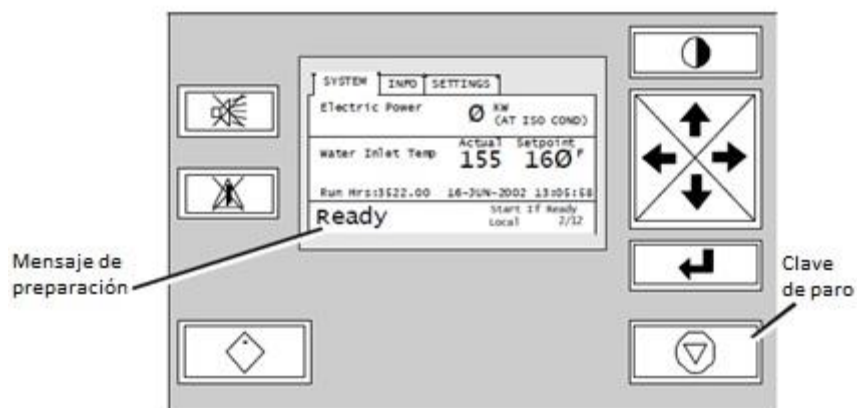


Figura 34) Clave de paro en el panel de control (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Paro de emergencia

Al pulsar el botón de emergencia se inicia un cierre inmediato de la unidad, lo que provocará que en el registro de eventos aparezca el mensaje “E-Stop Trip” como el evento más reciente (figura 35).

El suministro de combustible se corta abruptamente en lugar de irse reduciendo gradualmente como lo hace en un apagado normal, la unidad puede emitir un breve ruido agudo causado por el forzamiento del motor.



Figura 35) Botón de paro de emergencia en el panel de control y visualización en el registro de eventos (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Confirmaciones de alarmas

Cuando aparezca un mensaje de alarma en la barra de estado de la pantalla grafica será necesario pulsar la tecla de reconocimiento de esta forma se eliminará el mensaje de la barra de estado así como en el registro de confirmación en los eventos (figura 36). Si las condiciones que causantes de la alarma vuelven a ocurrir, el mensaje no volverá a aparecer.

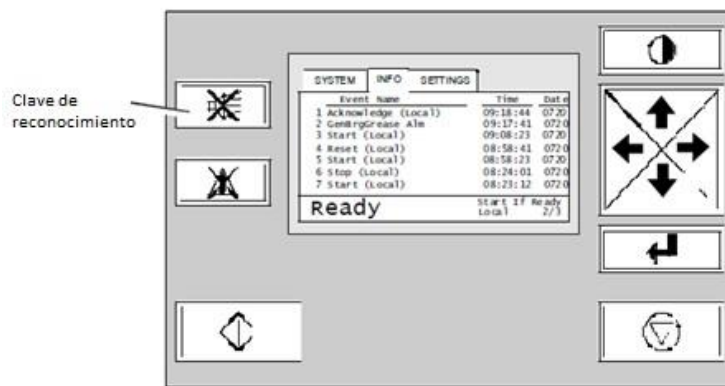


Figura 36) Clave de reconocimiento de alarma en el panel de control (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Reinicio de la unidad

Cuando la unidad se ha apagado por cualquier procedimiento que no sea un apagado normal, la unidad debe restablecerse antes de reiniciarse, para ello se debe oprimir la tecla “Reset” en el panel de control (figura 37), al pulsar la tecla, el mensaje de alarma se eliminará siempre y cuando si la condición que la provocó haya sido corregida, de lo contrario el mensaje volverá a aparecer.

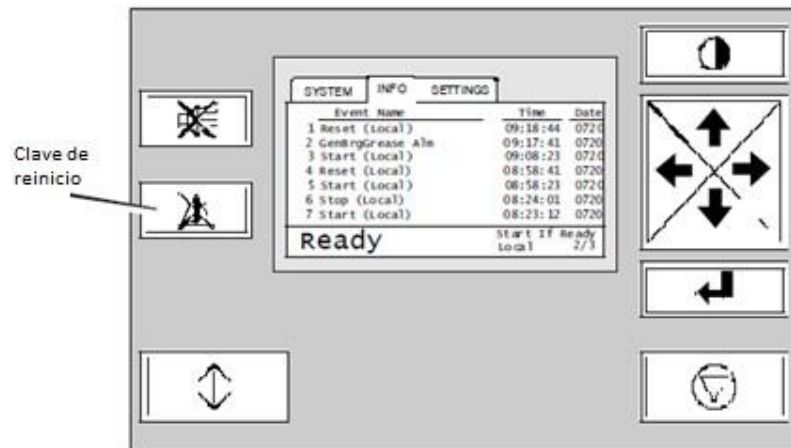


Figura 37) Clave de reinicio en el panel de control (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Mantenimiento de la microturbina

Los requisitos de mantenimiento para la microturbina se especifican en la siguiente tabla:

Procedimiento	Semanal	Anual	Cuando se requiera
Checar los niveles de refrigerante de la turbina.	X		
Checar los niveles de refrigerante del inyector de combustible.	X		
Mantener un registro del mantenimiento.	X	X	X
Reemplazar filtros de admisión de aire.		X	X
Limpiar espacios interiores.		X	X
Inspeccionar las mangueras, piezas de goma y aislantes.		X	
Inspeccionar ductos del compresor.		X	
Inspeccionar accesorios del sistema de refrigeración de		X	

la turbina.			
Inspeccionar acoplamiento de la bomba de refrigerante y arranque.		X	
Inspeccionar contactos eléctricos.		X	
Probar el interruptor a tierra por falla de circuito.		X	
Reemplazar mangueras de entrada de aire.		X	
Reemplazar el encendedor de chispa.		X	
Servicio al separador de aceite o hidrocarburos.		X	
Enjuagar los intercambiadores de calor y recuperadores de calor.		X	
Inspeccionar el mecanismo de posicionamiento del intercambiador de calor.		X	
Reemplazar el cartucho de lubricación del generador.		X	
Cambiar filtros y refrigerante de la turbina.		X	
Cambiar líquido refrigerante y filtro de la bomba de combustible.		X	
Inspeccionar el intercambiador de calor de la turbina refrigerante-aire.		X	
Inspeccionar la bomba de combustible.		X	
Probar el sistema de respaldo del refrigerante.		X	
Comprobar fugas de refrigerante.		X	
Inspeccionar las etiquetas de seguridad.		X	
Inspeccionar las conexiones del cableado.		X	
Probar los relevadores de protección.		X	
Inspeccionar ventilación, ductos de entrada y escape.		X	
Checar el balance térmico de la unidad.		X	

En condiciones de funcionamiento normales, los niveles de refrigerante de la turbina y del inyector de combustible deben ser revisados semanalmente.

Es necesario quitar los paneles de la cubierta para verificar los niveles de refrigerante, el interior de la unidad se debe inspeccionar visualmente para detectar fugas de refrigerante, decoloración o cualquier otro signo de un problema potencial.

Ningún otro mantenimiento de rutina se requiere normalmente hasta que haya transcurrido 1 año o 8000 horas de tiempo de operación.

Cada año o cada 8000 horas de tiempo de trabajo (lo que ocurra primero), se deberá realizar los procedimientos de mantenimiento anuales mostrados en la tabla anterior. Ambientes hostiles

(altos niveles de polvo o suciedad, temperaturas extremas, puesta en marcha y apagado frecuente, etc.) pueden provocar que el mantenimiento tenga mayor frecuencia.

En algunos entornos, puede ser necesario reemplazar el filtro de la entrada de aire y los filtros de aire del panel de control entre los intervalos de mantenimiento de 1 año.

El filtro de aire de entrada debe ser reemplazado cuando el mensaje "High Filt DP Alarm" (alarma del filtro de alta presión diferencial) aparezca en el registro de eventos de la pantalla gráfica.

Cuando se reemplace el filtro de entrada de aire, también se deberá reemplazar los filtros de aire del panel de control.

Mantenimiento seguro

Para realizar el mantenimiento de la unidad es necesario que el personal esté capacitado.

Antes de realizar cualquier trabajo dentro de la microturbina se deberá desconectar la unidad de la red eléctrica mediante el módulo de desconexión con fusible externo.

La microturbina cuenta con un variador de frecuencia, cuando se desconecta y el motor se detiene, los capacitores internos almacenan una carga eléctrica de alta tensión y potencialmente letal que disminuye gradualmente hasta ser nula conforme pasa el tiempo. Es necesario esperar después del apagado de la unidad un lapso de 5 minutos para que los condensadores eléctricos se descarguen completamente.

Es necesario quitar los paneles que cubren la unidad para poder realizar el mantenimiento, la forma correcta de hacerlo es la siguiente:

Desconectar de la red eléctrica y esperar 5 minutos, desactivar el sistema de reserva de refrigerante.

Con la llave correspondiente se abrirán las dos cerraduras de los paneles y posteriormente se quitarán con la debida precaución debido a que algunas superficies pueden llegar a tener temperaturas elevadas.

Verificar los niveles de refrigerante, preferentemente realizar este chequeo semanalmente.

Para verificar el nivel de refrigerante es necesario retirar el panel izquierdo, posteriormente se observara el nivel de refrigerante, si el nivel de refrigerante está por debajo del nivel mínimo se deberá agregar refrigerante al depósito. (El refrigerante se deberá agregar cuando la unidad no esté operando).

Se deberá hacer una inspección visual en el interior de la unidad para localizar fugas de refrigerante.

Por último se deberán volver a colocar los paneles y cerrar la unidad.

Adición de refrigerante a la turbina

Para realizar la adición del líquido refrigerante es necesario apagar la unidad y esperar el lapso de tiempo debido, retirar el panel lateral y añadir el refrigerante por el orificio de llenado de la turbina hasta el nivel correspondiente (figura 38), es importante utilizar el refrigerante correspondiente y realizar el procedimiento de llenado cuando la unidad no esté en funcionamiento.

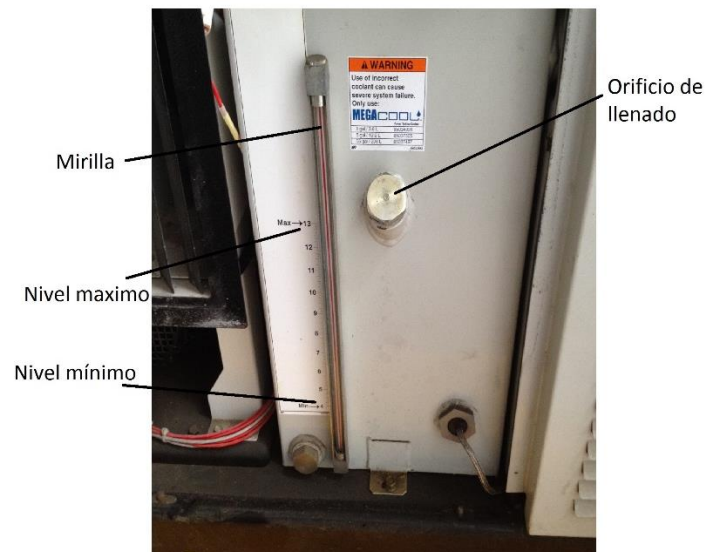


Figura 38) Depósito de refrigerante de la turbina.

Adición de refrigerante a la bomba de combustible

Para realizar la adición de refrigerante, es necesario retirar los paneles y agregar el refrigerante en el orificio de llenado hasta alcanzar el nivel adecuado en la mirilla (figura 39).

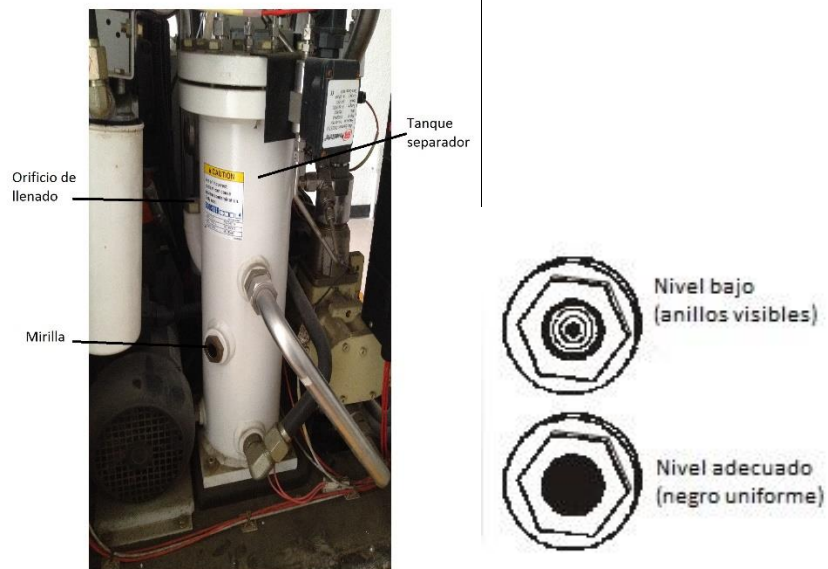


Figura 39) Depósito de refrigerante de la bomba de combustible (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

Reemplazo de filtros de aire

Para realizar el reemplazo del filtro del aire es necesario apagar la unidad y desconectar de la red eléctrica así como desconectar el sistema de refrigeración, posteriormente retirar los paneles y desconectar los sensores de temperatura y presión.

Mientras se sujeta el adaptador de la manguera de entrada se libera el pestillo izquierdo y derecho del filtro para poder quitarlo y reemplazarlo, posteriormente se vuelve a colocar el adaptador de la manguera, sensores de temperatura y presión y por último los paneles.

En la figura 40 se muestran las componentes del filtro de entrada del aire.

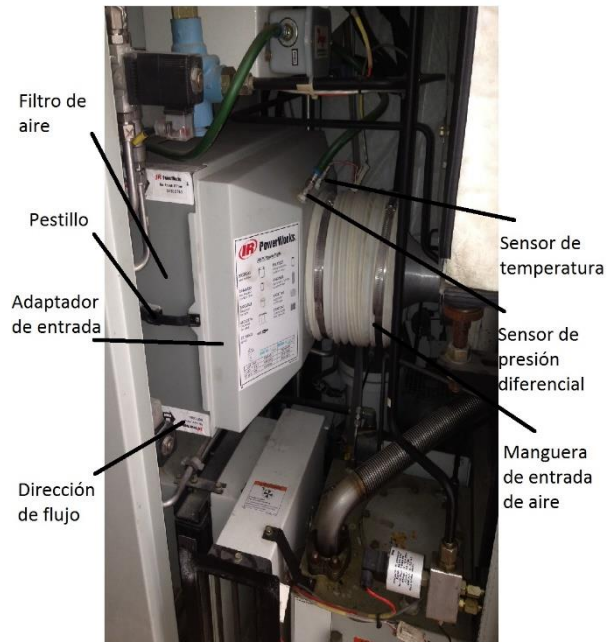


Figura 40) Componentes del filtro de aire.

Al reemplazar el filtro de entrada del aire, también se debe reemplazar los filtros ubicados en el panel de control, se deberá retirar suavemente los filtros y de igual manera colocar los filtros nuevos.

Sistema de seguridad para el operario(s)

El sistema de seguridad en la turbina se basa en sensores, los cuales detectan alguna anomalía como son niveles bajos de refrigerante, sobrecalentamiento de la unidad, falla en la bomba de combustible entre otras, al detectar estas anomalías la unidad automáticamente se detendrá y no será posible continuar su operación hasta que hayan sido corregidas.

El operario podrá visualizar y oír estas anomalías a través del display y la alarma respectivamente, en caso de que los sensores fallarán y siguiera el funcionamiento de la turbina con las anomalías, la unidad cuenta con un botón de emergencia el cual detiene abruptamente el funcionamiento de la turbina incluyendo válvulas de combustible y refrigerante.

Como última medida de seguridad en dado caso que fallen las dos anteriores se cuenta con un interruptor que permite el suministro de energía eléctrica a la turbina, al recurrir a esta medida el suministro se anulará lo cual apagará de inmediato la turbina.

En caso de operar la unidad con negligencia representará un gran riesgo para la integridad de los alumnos y operarios.

CAPITULO V. DESARROLLO DE LA PRÁCTICA, CÁLCULOS Y RESULTADOS

En el siguiente esquema (figura 40) se tiene:

- 1) Aire que entra al compresor.
- 2) Aire que sale del compresor.
- 3) Aire que sale del recuperador de calor y entra a la cámara de combustión.
- 4) Aire y gases de combustión que salen de la cámara para entrar a la turbina generadora.
- 5) Aire y gases de combustión que salen de la turbina generadora para entrar a la turbina de potencia.
- 6) Aire y gases de combustión que salen de la turbina de potencia y entran al recuperador de calor.
- 7) Aire y gases de combustión que salen del recuperador de calor al ambiente (En caso de no contar con un intercambiador de calor agua-gases).

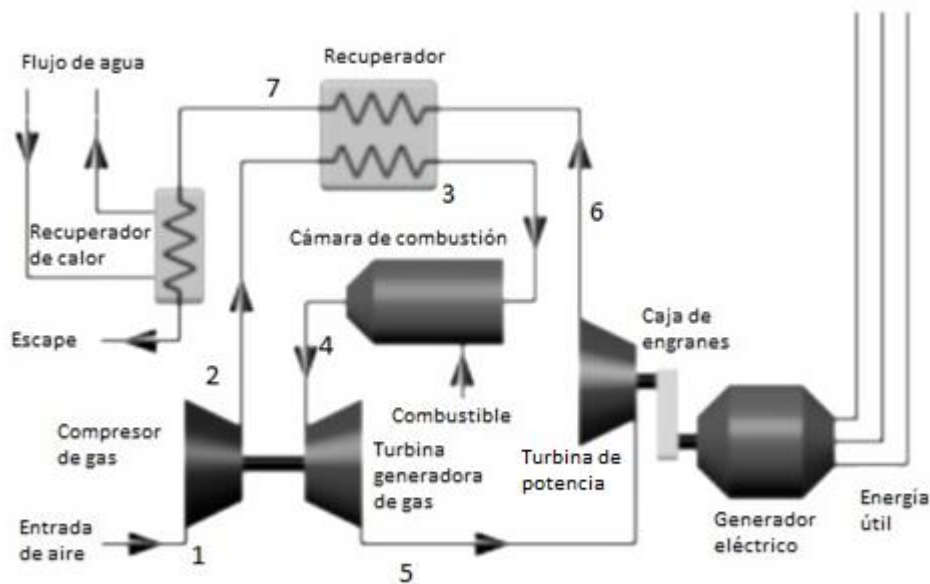


Figura 40) Esquema del ciclo de poder de la microturbina (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

La representación del ciclo de la microturbina en un diagrama T-s se muestra en la figura 41, donde se puede notar el ciclo ideal y el real (línea punteada):

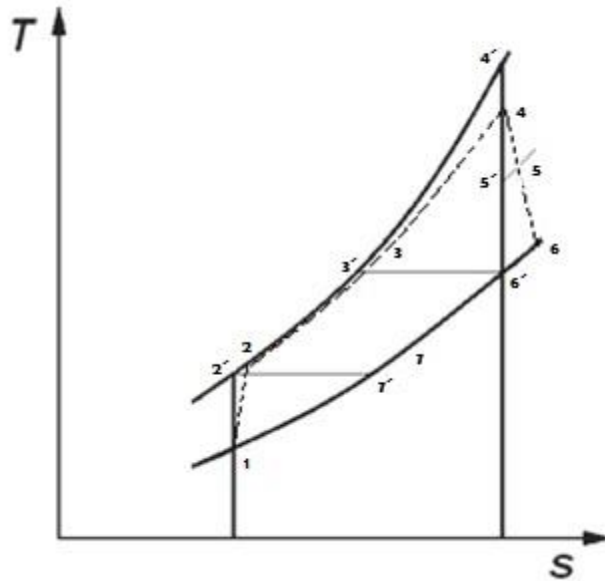


Figura 41) Esquema del diagrama T-s del funcionamiento teórico de la microturbina (donde la numeración con subíndice representa los estados teóricos).

Los ejercicios prácticos que realizarán los alumnos con la microturbina son:

- A. Calcular la eficiencia térmica ideal del ciclo y el calor ganado en el intercambiador de calor agua-gases con los datos presentados por el docente además de la temperatura del agua adquirida a la salida del intercambiador de calor.
- B. Realizar una gráfica de potencia vs gasto de combustible en diferentes condiciones de carga.
- C. Representar en un diagrama T-s el ciclo real de la microturbina con una carga estable.
- D. Calcular los siguientes parámetros de la unidad cuando se encuentra en una condición de carga estable:
 - a) Potencia al freno.
 - b) Flujo de aire que entra al compresor.
 - c) Relación de presiones en el compresor (R_p).
 - d) Relación de expansión en la turbina.
 - e) Eficiencia del compresor.
 - f) Energía necesaria en el compresor.
 - g) Eficiencia de la turbina.
 - h) Eficiencia de la combustión.
 - i) Consumo específico de combustible.

Secuencia de cálculos

A) Para comenzar el análisis del ciclo de manera ideal es necesario observar el siguiente esquema y diagrama T-s, así como el planteamiento de consideraciones sobre el ciclo a estudiar.

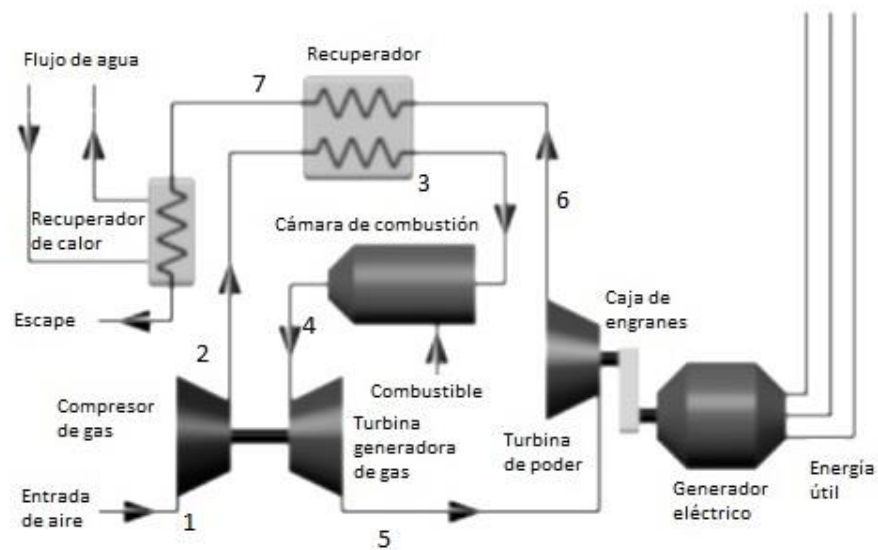


Figura 40) Esquema del ciclo de poder de la microturbina (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

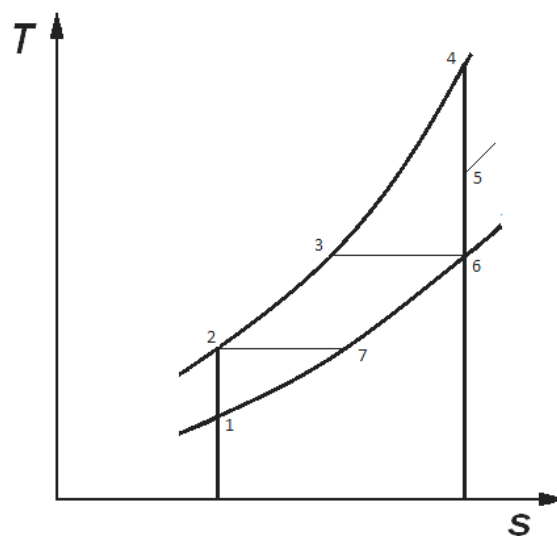


Figura 41) Diagrama T-s del funcionamiento teórico de la microturbina.

Las temperaturas de cada estado así como sus entalpías y presiones relativas son obtenidas a partir de los datos de operación límite de la turbina de gas, dados por el fabricante y el uso de tablas de propiedades de gas ideal del aire (el docente podrá modificar los datos de los estados de acuerdo al ejemplo que quiera enseñar), los estados son representados en el esquema anterior.

Estado	T(K)	h(KJ/Kg)	P _r
1	290	290.16	1.23
2	477	479.41	7.1102
3	813.15	836.43	50.93
4	1144.26	1212.54	196.10
5	1130.37	1196.35	186.64
6	Estado 3	-----	-----
7	Estado 2	-----	-----

Consideraciones

- Caída de presión despreciable entre ambas turbinas debido a la cercanía entre ellas.
- Estados 6 y 7 iguales a los estados 3 y 2 respectivamente por considerar que la eficiencia del recuperador de calor es del 100%
- El estado 7 corresponde a la salida del recuperador de calor debido a la ausencia del intercambiador de calor agua-gases en la unidad.

Al analizar los datos y ubicarlos en el diagrama T-s y esquema, se calculará el trabajo neto realizado así como el calor que entra al ciclo:

$$W_{neto} = W_{gen} + W_{turb.poder} = (h_4 - h_5) + (h_5 - h_6)$$

$$\left(1212.54 \frac{KJ}{Kg} - 1196.35 \frac{KJ}{Kg}\right) + \left(1196.35 \frac{KJ}{Kg} - 836.43 \frac{KJ}{Kg}\right)$$

$$W_{neto} = 376.11 \frac{KJ}{Kg}$$

$$q_{in} = h_4 - h_2 = \left(1212.54 \frac{KJ}{Kg} - 479.41 \frac{KJ}{Kg}\right) = 733.13 \frac{KJ}{Kg}$$

Con los datos anteriores se podrá calcular la eficiencia del ciclo:

$$\eta_t = \frac{W_{neto}}{q_{in}} = \frac{376.11 \frac{KJ}{Kg}}{733.13 \frac{KJ}{Kg}} \approx 0.5130 \rightarrow 51.30\%$$

La ganancia de calor en el recuperador se obtendrá al conocer las entalpías antes y después del paso de los gases de escape en el recuperador, para ello se plantearán las siguientes consideraciones para este ejemplo:

- Flujo másico de los gases de $1 \frac{kg}{s}$
- Flujo másico del agua de $2 \frac{kg}{s}$, $T=25^{\circ}C$
- Temperatura de los gases de escape a la salida del recuperador de 458K (Estado 8) y entrada a 477K (estado 7).
- Energía cinética y potencial despreciable.

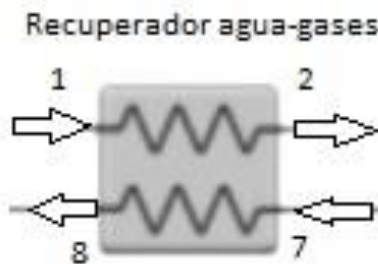


Figura 42) Diagrama del recuperador de calor agua-gases (modificado de Ingersoll-Rand Energy Systems, 2002).

*Estados 1 y 2 correspondientes al flujo de agua.

Calculando las entalpías en cada estado, se tiene:

Estado 1) Agua a la entrada del intercambiador de calor.

$$h_1 = C_p(\Delta T) = 4.18 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C} (25^{\circ}C) = 104.5 \frac{KJ}{Kg}$$

Estado 7 y 8) Entrada y salida de los gases de combustión al intercambiador de calor.

Considerando el aire como gas ideal y fluido de trabajo, a partir de tablas de propiedades de gas ideal del aire y sus temperaturas se puede conocer sus respectivas entalpías.

$$h_7 = 479.415 \frac{KJ}{Kg} \quad h_8 = 459.976 \frac{KJ}{Kg}$$

Con los valores de entalpías conocidas se realizará un balance de energía para conocer la temperatura de salida y el calor cedido hacia el agua, considerando despreciables las energías potenciales y cinéticas.

$$\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sale} = 0$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_8 h_8 = 0; \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \text{ y } \dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_1 (h_1 - h_2) + \dot{m}_7 (h_7 - h_8) = 0$$

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} (h_7 - h_8) = 114.2 \frac{KJ}{Kg}$$

Por lo tanto el calor ganado por el agua de enfriamiento y su temperatura final son:

$$Q_{ganado} = (h_2 - h_1) = 9.7195 \frac{KJ}{Kg}$$

$$T_2 = \frac{h_2}{C_{p \text{ agua}}} + 25^\circ\text{C} \approx 27^\circ\text{C}$$

Cálculo de parámetros

Para el cálculo de los siguientes parámetros se utilizará el equipo disponible para obtener las mediciones de presión y temperatura dentro de la unidad.

a) Potencia al freno

$$Pot_b = \frac{W_b x N}{2000} (0.754)$$

Donde:

Pot_b - potencia al freno, en Kw .

N - velocidad del freno, en rpm .

W_b - carga en el freno, en kg .

2,000 - constante del freno para el sistema métrico (proporcionada por el fabricante).

b) Flujo aire que entra al compresor

$$\dot{M}_{aire} = v * \rho * A$$

Donde:

v - Velocidad del aire al entrar al compresor ($\frac{m}{s}$) (uso de un anemómetro o tubo de prandtl).

ρ - Densidad del aire ($\frac{Kg}{m^3}$)

A - Área del ducto a la entrada del compresor (m^2)

c) Relación de presiones en el compresor (R_p)

Con una presión diferencial en el filtro de aire respecto a la presión atmosférica se podrá saber la presión del aire que entra al compresor. ($\Delta P \approx 436 Pa$ (proporcionada por el fabricante)).

$$R_p = \frac{P \text{ a la salida del compresor}}{P \text{ a la entrada del compresor}} = \frac{P_2}{P_1}$$

Donde:

P_1 - Se obtiene a partir del diferencial de presión y la presión atmosférica.

P_2 - Se obtiene de la prueba.

d) Relación de expansión en la turbina (R_e)

Con el uso de un manómetro a la salida de los gases de la turbina generadora se obtendrá dicha presión.

$$R_e = \frac{P \text{ entrada a la turbina}}{P \text{ salida de la turbina}} = \frac{P_4}{P_6}$$

Donde:

P_6 - Se obtiene de la prueba.

$P_4 = P_2 - (P_2 - P_4)$ y $(P_2 - P_4)$ se obtiene a partir de la prueba.

e) Eficiencia del compresor

$$\eta = \frac{\text{trabajo teórico}}{\text{trabajo real}} = \frac{\dot{M}_{\text{aire}} C_p T_1 \left(R_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\dot{M}_{\text{aire}} C_p (T_2 - T_1)} = \frac{T_1 \left(R_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{(T_2 - T_1)}$$

Donde:

T_1 - Temperatura de entrada al compresor (K).

R_p - Relación de presiones en el compresor.

T_2 - Temperatura a la salida del compresor (K).

k - Índice politrópico.

C_p - Calor específico del aire $\left[\frac{KJ}{Kg K}\right]$.

\dot{M}_{aire} - Flujo másico de aire.

f) Energía necesaria en el compresor.

$$W_c = \dot{M}_{aire} C_p (T_2 - T_1)$$

\dot{M}_{aire} - Flujo másico de aire $\left[\frac{Kga}{seg}\right]$.

C_p - Calor específico del aire $\left[\frac{KJ}{Kg K}\right]$.

T_2 - Temperatura a la salida del compresor (K).

T_1 - Temperatura de entrada al compresor (K).

g) Eficiencia de la turbina

$$\eta = \frac{\text{trabajo real}}{\text{trabajo teórico}} = \frac{T_4 - T_6}{T_4 \left[\frac{R_e^{k-\frac{1}{k}} - 1}{R_e^{k-\frac{1}{k}}} \right]}$$

Donde:

T_4 y T_6 - Son tomadas de la prueba (K).

R_e - Relación de expansión.

k - Índice politrópico.

h) Eficiencia de la combustión

$$\eta = \frac{\dot{M}_{aire} C_p (T_4 - T_2)}{\dot{m}_c PCB} = \frac{C_p (T_4 - T_2)}{r_{c/a} PCB}$$

Donde:

C_p - Calor específico del aire $\left[\frac{KJ}{Kg K} \right]$.

T_4 y T_2 - Son tomadas de la prueba (K).

$r_{c/a}$ - Relación combustible-aire $\left[\frac{Kg_c}{Kg_a} \right]$.

PCB - Poder calorífico bajo del combustible $\left[\frac{KJ}{Kg K} \right]$.

i) Consumo específico de combustible

$$CEC = \frac{\dot{m}_c}{Pot_b}$$

Donde:

\dot{m}_c - Gasto másico de combustible $\left[\frac{Kg_c}{seg} \right]$.

Pot_b - Potencia al freno (Kw).

CAPITULO VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El uso de las turbinas de gas tiene gran importancia en la vida del ser humano, desde su aplicación para medios de transporte hasta la generación de energía eléctrica en plantas termoeléctricas, esta importancia que tienen ha sido el principal factor para su constante desarrollo, un ejemplo de ello es la potencia que tienen dependiendo del tamaño de la unidad.

La turbina de gas está enfocada al uso industrial sin embargo es posible orientarla hacia un ámbito docente con el propósito de que los estudiantes se familiaricen con las componentes y sus respectivas funciones así como también el modo de operación.

La importancia de realizar un cálculo teórico en esta microturbina es tener una noción de las magnitudes del flujo de aire y agua, eficiencia térmica y potencia que puede llegar a tener de tal forma que el estudiante pueda tener una visión del comportamiento de la microturbina antes de realizar cualquier experimentación.

Otro aspecto importante al realizar cálculos teóricos y que el estudiante debe tener presente, son las consideraciones que se deben tener como son energías despreciables, ciertas pérdidas de energía insignificantes en comparación a la energía producida, entre otras, esto es con el fin de obtener un cálculo general de lo analizado y posteriormente poder compararlo con lo que se pueda llegar a obtener a partir de una experimentación.

A partir de los cálculos teóricos es posible realizar propuestas para esta turbina, como la implementación de un intercambiador de calor agua-gases.

En el caso del laboratorio el implementar dicho intercambiador en conjunto con una instrumentación adecuada podría significar tener un ciclo combinado con el generador de vapor y la obtención de datos con una mayor exactitud, de esta forma el alumno podrá obtener un mayor conocimiento acerca de la generación de energía.

Finalmente, este trabajo espera lograr que el alumno tenga un conocimiento mayor sobre las turbinas de gas desde sus componentes, ciclos de potencia y funcionamiento de sus elementos a partir de saber cómo es una microturbina de gas.

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- Elegant Themes . (9 de 12 de 2012). *¿Cómo funciona un motor a reacción?* Recuperado el 13 de 07 de 2015, de Take off Briefing: <http://www.takeoffbriefing.com/como-funciona-un-motor-a-reaccion/>
- Anónimo. (05 de 06 de 2006). *Motor de turbina de gas*. Recuperado el 16 de 06 de 2015, de Fing: https://eva.fing.edu.uy/pluginfile.php/91998/mod_resource/content/1/3.Brayton.pdf
- Anónimo. (13 de 03 de 2014). *Modernización de los Destruyores Clase Almirante Brown*. Recuperado el 15 de 06 de 2015, de Interdefensa: <http://interdefensa.argentinaforo.net/t2412p90-modernizacion-de-los-destruyores-clase-almirante-brown-meko-360-corbetas-clase-espora-meko-140-y-trhe-t-42>
- Capstone Turbine Corporation. (2008). *Que es una mricoturbina?* Recuperado el 02 de 07 de 2015, de Tecnologia-1: <http://www.capstone.com.mx/ie/pdf/Tecnologia-1.pdf>
- Cengel, Y., & Boles, M. (2011). *Termodinámica*. New York: McGraw-Hill.
- gifsgallery. (2015). *CICLO BRAYTON GIF*. Recuperado el 09 de 06 de 2015, de gifs: <http://gifsgallery.com/ciclo+brayton+gif>
- Hernández Goribar, E., Aguilar Reyes, J., Contreras López, E., Escalera Campoverde, R., Lemus Soto, E., López Fernández, V. G., . . . Sandoval Peña, R. (s.f.). *PRACTICAS DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS*. DIVISION DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA, DEPARTAMENTO DE FLUIDOS Y TERMICA.
- Huard, P. (30 de 04 de 2015). *The T-14 Is a New Russian Tank*. Recuperado el 05 de 06 de 2015, de War is boring: <https://medium.com/war-is-boring/the-t-14-is-a-new-russian-tank-plus-a-whole-lot-more-9df3a817c975>
- Ingersoll-Rand Energy Systems. (6 de 10 de 2002). *Operating Manual*. Portsmouth, New Hampshire, USA.
- Kaveh Khalili, D., Madjid, T., & Elham Haji, S. (30 de 06 de 2014). A data envelopment analysis model with interval data and undesirable. *ELSEVIER*, 767.
- Kenneth, W., & Donald E., R. (2011). *Termodinámica*. Madrid: McGraw-hill.
- L. Juste, G. (s.f.). *Turbinas de gas*. Recuperado el 16 de 06 de 2015, de Universidad politécnica de Madrid: http://labprop.dmt.upm.es/ljuste/Lec_11_TURBINAS%20DE%20GAS.pdf
- Loomtek. (2012). *Turbinas de gas*. Recuperado el 22 de 06 de 2015, de Cogenera México: <http://www.cogeneramexico.org.mx/menu.php?m=78>

Lopes Costa, D. (11 de 12 de 2009). *Estudo e otimização de planta de cogeração industrial para aproveitamento de gás pobre*. Recuperado el 02 de 07 de 2015, de UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA :
http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2009/Trabalhos%20finais/TCC_006_2009.pdf

Ratti, M. (02 de 03 de 2015). *Aviones con hélices*. Recuperado el 11 de 06 de 2015, de Bajo mi ala:
<http://bajomiala.blogspot.mx/2015/03/aviones-con-helices.html>

Renove Tecnología S.L. (2012). *Ciclo termodinámico de las turbinas de gas*. Recuperado el 22 de 06 de 2015, de Centrales térmicas de ciclo combinado:
<http://www.cicloscombinados.com/index.php/el-ciclo-brayton>

UNICORP. (s.f.). *TCG Tecnología*. Recuperado el 07 de 06 de 2015, de UNICORP:
<http://unicorpics.eu/hu/technologiak-id30.html>