



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

75

ESTUDIO COMPARATIVO DE TURBINAS DE VAPOR Y TURBINAS DE GAS

T E S I S

Que para obtener el Título de:
INGENIERO QUIMICO
p r e s e n t a
BLANCA LUZ LOPEZ MORALES



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JAB TESIS 1979

ABO M.T.

PRCHA 199

PRGC _____

LIBRO DE ...



T E S I S

...
...
...
...

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA
ESTUDIO COMPARATIVO DE TURBINAS DE VAPOR Y TURBINAS
DE GAS
BLANCA LUZ LOPEZ MORALES
INGENIERO QUIMICO
1979



ESTUDIO COMPARATIVO DE TURBINAS DE
VAPOR Y TURBINAS DE GAS

- I .- INTRODUCCION
 - II .- GENERALIDADES DE TURBINAS DE
GAS Y DE TURBINAS DE VAPOR
 - III.- ANALISIS TERMODINAMICO
 - IV .- COSTOS
 - V .- COMPARACION ENTRE TURBINAS DE
VAPOR Y DE GAS
 - VI .- CONCLUSIONES
 - VII.- BIBLIOGRAFIA
- APENDICE

	PRESIDENTE.-	PROFR.	ENRIQUE RANGEL TREVIÑO
	VOCAL.-	"	ANTONIO FRIAS MENDOZA
Jurado Asignado	SECRETARIO.-	"	JOSE FCO. GUERRA RECASENS
Originalmente	1er. SUPLENTE.	"	CARITINO MORENO PADILLA
según el tema.	2do. SUPLENTE	"	LUIS F. OSORNO HEINZE

Sitio donde se desarrolló el tema:

FACULTAD DE QUIMICA U.N.A.M.

Sustentante:

BLANCA LUZ LOPEZ MORALES

Asesor del tema:

ANTONIO FRIAS MENDOZA.

CAPITULO I

INTRODUCCION

INTRODUCCION

El tema, ha surgido a raíz de una inquietud, en -- cuanto a conocer y hacer notar las diferencias principales - entre turbinas de gas y turbinas de vapor, así como conse- - guir los elementos de juicio necesarios en la elección de -- la turbina más apropiada a las necesidades de una planta.

En el presente estudio se hace una descripción ge- neral de turbinas de gas y turbinas de vapor, estableciendo_ sus principales características, así como sus clasificacio-- nes y otras generalidades.

Se sigue entonces un análisis termodinámico de am- bas en base a los ciclos termodinámicos para gases y vapores y posteriormente, un breve estudio económico. Se incluyen - tablas y hojas de especificación.

El objetivo es presentar al lector una visión am-- plia sobre las turbinas de gas y las turbinas de vapor, así_ como métodos de cálculo para consumo de fluido de trabajo, - evaluación de trabajo producido y combustible necesario; te- niendo a la vez, elementos de juicio para selección de turbi_ nas, hojas de especificación y bibliografía.

CAPITULO II

GENERALIDADES DE TURBINAS DE GAS Y
TURBINAS DE VAPOR.

LA TURBINA

Turbina.- (Del latín turbine que significa remolino), se define como el aparato que transforma en trabajo la energía cinética de un fluido en movimiento.

La turbina es un mecanismo básico para la generación de potencia mediante la transformación de energía en trabajo, utilizando como fluido de trabajo agua, vapor, aire o gases de combustión.

Historicamente la turbina aparece por el año 175 A.C. cuando el geómetra Griego llamado Hero describe en su trabajo titulado "Pneumatica", varios motores térmicos, así como el medio desarrollado como un precursor de la turbina de vapor al que se le llama "Juguete de Hero" formado por una esfera soportada, la cual tiene dos boquillas diametralmente opuestas, a manera de escapes de vapor, además de un conducto que la abastece de este. El cambio de momentum debido a la velocidad de escape del vapor produce una reacción que provoca el giro de la esfera, por lo que se le clasifica como turbina de reacción; transcurrieron 1700 años antes de que hubiera algún cambio adicional acerca del desarrollo de la

turbina, hasta que en 1629 un ingeniero y arquitecto Italiano llamado Branca, describió una turbina de "impulso simple", en una publicación titulada "La maquina". La turbina de Branca consiste en una rueda de acción, impulsada por el vapor que sale de la boca de una cabeza humana, en cuya base hay un recipiente con agua hiviendo sobre una hoguera; al calentarse - el agua se evapora y sale por la boca a través de una boqui--lla, llega a la rueda, la cual está conectada a una serie de engranes para obtener trabajo útil, impulsando una máquina.

La caída de presión se efectúa en la parte estacionaria (boquilla), cuando esto sucede se dice que se trata de una etapa de impulso y practicamente no ocurre ninguna caída de presión en las hojas móviles.

Con las dos turbinas anteriores Hero y Branca se - tiene ya el principio de utilización de las fuerzas de impulso o acción y de reacción, de cualquier corriente en movimiento dentro de superficies rugosas, principio que gobierna el diseño de todas las turbinas modernas. Existieron otros intentos de construcción de máquinas rotatorias que utilizan - la presión directa del vapor sobre un pistón rotatorio, algunos de ellos son los efectuados por Watt en 1780 y Cartwright

en 1779; pero estas turbinas aparecen con fallas debidas a - la fricción excesiva, dificultades de lubricación, fuga excesiva, o mecanismos de válvula complicados.

En 1888 el Sueco Carl Gustav de Laval, obtiene una turbina de acción para impulsar un separador de crema, sus - principales características son:

- Una flecha que permite una velocidad de 30 000 - rpm sobre la velocidad crítica.

- Hojas móviles diseñadas de tal manera que dicha_ turbina es económicamente competitiva con la máquina de vapor

La turbina de tipo Laval funciona mediante vapor - que penetra por boquillas de forma cónica, que tienen un obturador para regular el flujo; en estas boquillas el vapor - se expande y actúa sobre piezas cónicas llamadas álaves fijos, que se encuentran colocados en la periferia de una rueda, con el mismo ángulo de inclinación, así la acción directa del va- por que se expande hace girar la rueda, con lo que se produce un trabajo mecánico.

En la misma época, el ingeniero Inglés Sr. Charles_ Algernon Parkson, trabaja con la primera turbina de reacción,

los trabajos de Parkson y de Laval son simultáneos pero totalmente independientes; ya que Parkson inventa accionadores para la marina.

Se hicieron algunas inovaciones posteriores que se citan a continuación:

El francés Rateau que en 1896 trabaja con presiones compuestas, el Americano Charles G. Curtis que en el mismo -- año trabaja con velocidades compuestas y el Sueco Longstrom - que en 1907 trabaja con flujo radial y doble rotación.

La turbina de vapor de Curtis.- En su época se considera un suceso de diseño para reemplazar máquinas recíprocas de vapor, utilizadas para impulsar generadores, una de las ventajas de la turbina de Curtis es que ofrece 5 000 Kw. de potencia, mientras que la de mayor capacidad hasta entonces produce solamente 1 800 Kw, en todas las turbinas Curtis la flecha está montada verticalmente al generador.

GENERALIDADES DE TURBINAS DE VAPOR

El desarrollo y aplicación de las turbinas procedió rápidamente hasta la actualidad en que la turbina de vapor es de los accionadores más importantes.

Turbina de vapor.- Turbina que usa como fluido de trabajo o fuerza motriz vapor de agua, en esta turbina parte de la energía térmica del vapor se convierte en energía cinética a través de la caída de presión en una boquilla, el vapor a la alta velocidad resultante, se dirige por la boquilla a un pasaje que está integrado con la parte móvil de la turbina (rotor), en su paso a través del rotor, se cambia la dirección del vapor, provocando un cambio de momentum y como resultado una fuerza dinámica se convierte en una fuerza rotante en la flecha, que es la fuerza motriz de la turbina. Es decir, la turbina de vapor convierte una parte de la energía interna del vapor en potencia de flecha por el paso de vapor de alta presión a través de las boquillas y sobre ruedas giratorias; la periferia de la rueda giratoria va dotada de unas paletas de acero-níquel u otra aleación que para la buena conducción del chorro de vapor están a corta distancia unas de otras (5 a 20 mm.). El vapor puede entrar -

en dirección axial o radial a través de los compartimientos - del distribuidor, finalmente el vapor ahora a baja presión se envía a un condensador, de donde sale como líquido saturado.

En la lista de nomenclatura siguiente se mencionan los términos más comunes al hablar de turbinas de vapor, algunos de estos términos corresponden a partes de una turbina y se encuentran representadas en la figura 1.

NOMENCLATURA.

1.- Carcaza, Coraza, Camisa o cilindro.- Es la cubierta de la turbina, además de confinar el vapor sirve como un soporte para el cojinete, a menudo el término cilindro se restringe a la forma cilíndrica adyacente al interior de la camisa a la cual están fijadas las guías, las boquillas y el diafragma.

2.- Diafragma.- Parte fija a la carcaza que contiene las boquillas y sirve para conducir el vapor a los pasajes de la boquilla.

3.- Boquillas o Toberas.- Son los conductos por los que llega el vapor a actuar sobre la rueda, las boquillas expanden

vapor de comparativamente baja velocidad y alta presión estática a una presión estática menor con un incremento considerable en velocidad y dirigen el vapor a los pasajes de flujo del rotor.

4.- Hojas o Paletas.- Se encuentran formando el pasaje de flujo del rotor y sirven para cambiar la dirección y por tanto el momentum del vapor proveniente de las boquillas estacionarias.

5.- Guías.- Las hojas guía forman ruedas estacionarias que están colocadas entre las ruedas de hojas móviles, con la finalidad de invertir la dirección del vapor proveniente de la rueda de hojas móvil precedente.

6.- Disco o Rueda.- A este se encuentran unidas directamente las hojas móviles, el disco a su vez está unido a un reductor en la flecha por medio de una pieza dentada.

7.- Flecha.- Rotor, Eje.- Estos términos se pueden aplicar a la unión o ensamble giratorio que acarrea las hojas.

8.-Engranaje Giratorio.- Es el mecanismo que mantiene girando la flecha a baja velocidad para evitar saltos - - -

debidos a expansiones desiguales y contracciones cuando se enfría o calienta la turbina. Consiste de un engrane integral con la flecha de la turbina, el cual se impulsa con un motor eléctrico.

9.- Caja de Vapor.- Es una cámara alimentadora de vapor a las boquillas.

10.- Válvula Estranguladora y Válvulas de Paro.- Se localizan en la línea de alimentación del vapor a la turbina, están operadas hidráulicamente aunque su operación puede también ser manual, su uso está generalmente reservado para casos de emergencia. La válvula estranguladora se usa en turbinas pequeñas junto con la válvula de paro como un medio de regulación del flujo de vapor durante el proceso o paro de operaciones.

11.- Cojinete de Empuje.- Su función es absorber los esfuerzos axiales, la combinación más usual es de tipo "Kingsbury" y tipo "Collar".

12.- Cojinete Principal.- El cojinete principal soporta la flecha, generalmente es del tipo "journal" excepto en el caso de turbinas pequeñas donde en ocasiones se utilizan de tipo bola.

13.- Sistema regulador.- Se usa para controlar el flujo de vapor para mantener la velocidad constante con fluctuaciones de carga o para mantener la presión constante con variaciones de demanda en el vapor de proceso.

14.- Empaques.- Sirven para minimizar el goteo o escurrimiento ya sea en el espacio anular entre el diafragma y la flecha o entre la camisa y la flecha, el material de que están hechos puede ser carbón.

15.- Capucha de Escape.- Es la parte de la carcaza que colecta y tira el vapor de escape a la tubería de salida o al condensador.

16.- Centrales de Energía de Vapor. Operan con turbinas de vapor o máquinas reciprocantes o a menudo ambas, sirviendo no solo como accionadores principales sino como accionadores para equipo auxiliar; las turbinas en este tipo de plantas pueden operarse con condensación o sin condensación.

° Operación sin condensación; cuando el vapor de escape de las turbinas descarga a la atmósfera en forma directa a una presión mayor que la atmosférica o a la presión atmosférica.

Operación con condensación; cuando las turbinas --
descargan el vapor de escape a un condensador en el cual la
presión es menor que la atmosférica, ahí el vapor se conden-
sa y sale posteriormente como agua de deshecho. ' "

17.- Etapa.- Se llama una etapa a la combinación de las bo--
quillas estacionarias y la rueda de hojas móviles.

18.- Impulso o Acción.- Es igual al cambio de momentum y se_
define como el producto de una fuerza por el tiempo en que -
la fuerza actúa.

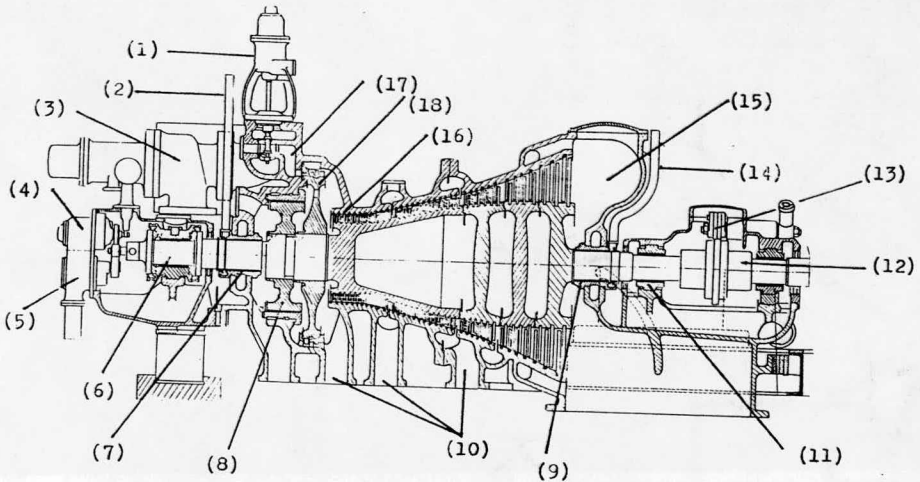


Figura (1).- Partes principales de una turbina de vapor.

- | | |
|--|--|
| 1.- Válvula de alimentación | 10.- Conductos de trasiego. |
| 2.- Escape de la fuga al la
berinto de alta presión | 11.- Rodamientos |
| 3.- Compuerta de admisión | 12.- Acoplamiento |
| 4.- Regulador | 13.- Virador |
| 5.- Bomba de Aceite | 14.- Escape de fuga al laberinto |
| 6.- Rodamiento de tope | 15.- Capucha de Escape |
| 7.- Laberinto de alta presión. | 16.- Parte de Reacción con
36 escalonamientos. |
| 8.- Tambor de equilibrio
del empuje axial. | 17.- Canal de Admisión. |
| 9.- Laberinto de alta presión. | 18.- Rueda de Acción con Reduc-
tor de Velocidad. |

SIMILITUDES Y DIFERENCIAS ENTRE LAS TURBINAS DE ACCION Y DE REACCION:

Las turbinas de acción y de reacción tienen muchos componentes en común tales como: camisa, flecha, caja de vapor, sistema regulador, válvula de paro, capucha de escape, engranaje giratorio, cojinete soporte, mecanismo triple de emergencia.

El término boquilla o tobera no se usa para turbinas de reacción ya que en esta turbina las hojas estacionarias y móviles forman pasajes expansores. Las hojas estacionarias de la turbina de reacción forman un campo anular de pasajes de boquillas, estrictamente hablando, el término paleta no se usa en referencia a las hojas estacionarias o móviles.

Las guías u hojas guía no se usan en las turbinas de reacción ya que su función la llevan a cabo las hojas estacionarias.

Las hojas móviles de una turbina de reacción generalmente están fijadas a un rodillo más que a discos individuales.

El término diafragma no se usa en la turbina de -- reacción ya que las hojas estacionarias siempre ocupan el -- area anular total; no obstante entre la camisa y el rodillo_ se usa un cojinete de empuje.

FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA DE VAPOR.

Cuando el vapor se deja pasar desde una cámara a - alta presión, hacia otra a presión menor, si la diferencia - de presiones es pequeña se expande alcanzando la presión me- nor al llegar a la sección transversal del orificio de sali- da, por el que sale a una velocidad de acuerdo a la diferen- cia de presiones. Si la diferencia de presiones se hace ma- yor, la velocidad de salida también aumenta, la presión en - la sección transversal del orificio no varía indefinidamente, sino que permanece constante con un valor al que se le llama presión crítica de salida.

La presión crítica es una fracción de la presión - inicial (P_1) y su velocidad correspondiente, es la velocidad crítica. Tanto para velocidad crítica como para presión crí tica se tienen valores establecidos:

Para vapor saturado:

$$P_k = 0.577 P_1$$

$$V_k = 450 \text{ m/seg.}$$

Para vapor recalentado:

$$P_k = 0.546 P_1$$

$$V_k = 550 \text{ m/seg. (aproximadamente a 350 grados Centigrados)}$$

Cuando la presión menor es más pequeña que la presión crítica, no se puede obtener una velocidad mayor que la crítica, ya que el chorro de vapor, se expande y pierde su capacidad de hacer trabajo. La prolongación del conducto de salida, así como su ensanchamiento, es una manera, de transformar en energía cinética grandes caídas de presión, obteniendo velocidades superiores a la crítica, la figura 2 representa la boquilla ensanchada y prolongada.

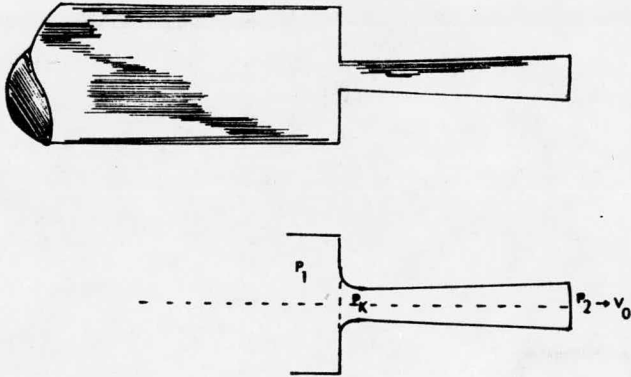


Fig. 2 Ensanchamiento y prolongación de las boquillas para aumentar la velocidad del fluido.

Después de ensanchar y prolongar el conducto de salida y con una tobera de vapor de forma adecuada en su extremo se puede obtener, cualquiera que sea la relación de presiones, una expansión hasta la contrapresión y un chorro de vapor comprimido a la salida. Cuando la contrapresión es mayor que la presión crítica ($P_2 < P_1$), se emplean conductos de salida comunes, que se apoyan oblicuamente sobre el plano de una rueda con paletas que forman cavidades destinadas a la distribución del vapor, análogas a los distribuidores de

las turbinas hidráulicas, cuando las diferencias de presión son grandes, entonces se emplean las boquillas o toberas de vapor de Laval.

CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR.

Las turbinas pueden clasificarse por los tipos de vapor, tipos de boquillas y hojas usadas, el tipo y número de pasos o etapas y las condiciones bajo las cuales se admite o elimina el vapor, aunque también desde el punto de vista termodinámico se puede hacer una clasificación.

CALSIFICACION

I.- Con respecto a los canales de flujo.

1.- Impulso o acción

- a).- De expansión simple o de Laval
- b).- Con salto de velocidad o de Curtis.
- c).- Multicelular o de salto de presión.
- d).- De Curtis combinado con Rateau.

2.- Reacción

- a).- De reacción por etapas o Rateau

3.- Acción - Reacción

a).- Curtis combinada con la de reacción

b).- Rateau combinada con la de reacción.

II.- Con referencia a los arreglos de flujo.

1.- Flujo simple - carcasa simple

2.- Doble flujo - carcasa simple.

3.- Combinada transversal

4.- Combinada transversal, doble flujo

5.- Combinada transversal, triple flujo.

6.- Tandem.

7.- Tandem doble flujo.

8.- Triple tandem, doble flujo.

9.- Vertical compuesta.

Nota.

Tandem: acoplamiento.

III.- Con referencia a la operación y uso

1.- Sin condensación

a).- con ensanchamiento

b).- contrapresión

c).- De escape a la atmósfera.

2.- Con condensación.

- a).- Condensación directa
- b).- Extracción simple.
- c).- Extracción doble
- d).- De regeneración
- e).- Presión doble.
- f).- Inducción - extracción
- g).- Baja presión
- h).- De recalentamiento.

IV.- Con referencia a la dirección traslacional del
flujo en los pasajes del rotor.

- 1.- Flujo axial.
- 2.- Flujo tangencial
- 3.- Flujo radial.

V.- Con referencia al número de pasos.

- 1.- De un paso.
- 2.- De multipaso.

Turbina de impulso o acción simple.- Toma su nombre ya que utiliza el impulso del chorro de vapor en las hojas móviles, que están unidas a la periferia del disco o rotor. El vapor se alimenta a través de elementos estaciona-

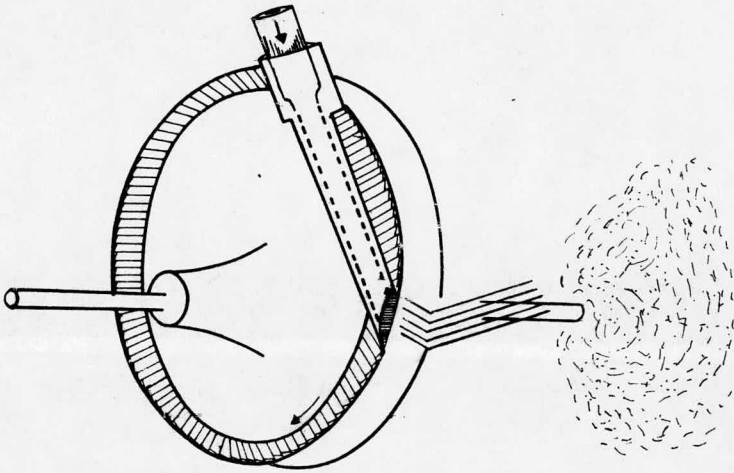


FIG. No. 3.- Turbina de acción o impulso simple.- Toman su -
nombre ya que utilizan el impulso del chorro de
vapor.

rios convergente-divergentes llamados boquillas, adquiriendo ahí, energía cinética a expensas de su energía calorífica. - El vapor que pasa a través de las boquillas experimenta un incremento en el volúmen específico con una caída en la presión estática, así por otra parte en el paso a través de las hojas móviles, el volumen específico y la entalpia son constantes y la velocidad absoluta disminuye conforme la energía cinética se va convirtiendo en trabajo de flecha, pero no -- ocurre caída de presión durante el paso del vapor por las hojas; el máximo de velocidad se tiene a la entrada de las hojas. La figura (4) representa una etapa de impulso mediante una boquilla y hojas.

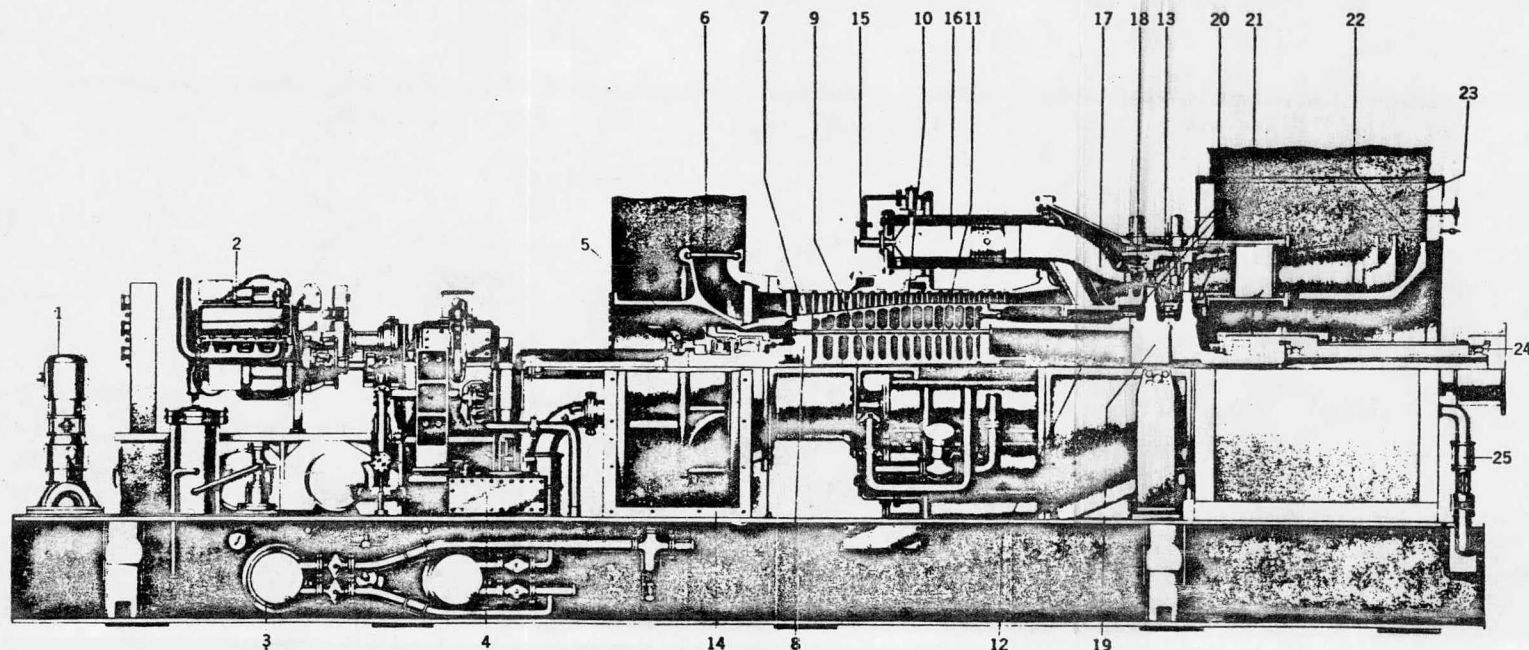
FIG. 4.- Representación de una etapa de impulso o acción mediante una boquilla y un conjunto de hojas.

Etapa de impulso



Ya que el vapor se expande a través de una caída de presión estática las altas velocidades también se generan en las boquillas estacionarias. La velocidad obtenida debe ser aproximadamente la mitad de la velocidad del chorro para buena eficiencia por lo tanto, este tipo de turbina tiene altas velocidades rotacionales; en las turbinas de impulso simple el trabajo de la turbina se realiza de manera que todo el aprovechamiento de la energía se efectúe en un solo rodete, se le llama también de una sola expansión o de una sola etapa. El vapor después de pasar por el rodete y producir la transformación de energía sale al exterior sin más aprovechamiento.

GENERALIDADES DE TURBINA DE GAS.



PARTES DE UNA TURBINA DE GAS

- | | | |
|---|--|---|
| 1. Bombas de aceite de lubricación y sus motores (ca., cc.) | 9. Rueda del compresor | 17. Pieza de transición |
| 2. Dispositivo de arranque (máquina diesel, motor, turbina) | 10. Claro del rin | 18. Boquilla de la primera etapa |
| 3. Enfriador de aceite (sencillo o doble). | 11. Perno a través de la rueda del compresor | 19. Turbina de impulso de dos etapas |
| 4. Base de montaje de auxiliares | 12. Carcaza horizontal dividida | 20. Primera etapa (vástago largo, enfriamiento de aire) |
| 5. Cojinetes de empuje y chumacera | 13. Camiza de enfriamiento de la turbina | 21. Rueda de enfriamiento |
| 6. Carcaza de entrada radial | 14. Conexión del ducto de entrada de aire. | 22. Sistema de medición de temperatura |
| 7. Hojas del compresor | 15. Boquilla de combustible | 23. Ducto de escape |
| 8. Compresor de aire de flujo axial. | 16. Cámara de combustión de flujo inverso. | 24. Ensamble de la carga |
| | | 25.- Protección de tubería de aceite. |

La turbina de gas similar a la que actualmente se usa aparece en el siglo XIX, aún cuando hubo muchos inventos anteriores, que en cierto modo son los precursores de ella. La turbina de gas más antigua de que se tiene conocimiento es la de Hero; considerada como el origen de las turbinas, posteriormente aparecieron otras que se mencionan a continuación:

- La de Smokejack; que era movida por el gas de combustión saliente de una chimenea.
- La de Barber; que ya incluye cámara de combustión, turbina de acción y algunas veces un sistema de enfriamiento con agua.
- La de Dumbel; que es una turbina de explosión
- La de Stolze; con cámara externa de combustión para calentamiento de gases, que posteriormente se expanden en una turbina de reacción acoplada directamente al compresor.
- La de Hans Holswarth; una turbina de explosión de gas o turbina de volumen constante; provista de una cámara de combustión para combustible líquido, el cual se quema a volumen constante y presión elevada, los productos de combustión -

se expanden en una turbina Curtis pero este sistema fue complicado, por lo que se alcanzaba muy baja eficiencia.

* En nuestra época la planta de turbina de gas puede ser tan simple como:

compresor, cámara de combustión y turbina. Aún cuando también puede tener grandes interenfriadores, dos o más turbinas cámaras de combustión auxiliares, etc.

Debido a que las turbinas de gas trabajan con bajas caídas de presión, tienen pocas etapas y hojas cortas. El gas que entra fluye a través de boquillas periféricas que lo conducen a los pasajes de rueda en dirección radial ejerciendo por sus exceso de velocidad una fuerza sobre las hojas de la rueda, para después salir en dirección axial a la atmósfera.

Para mejor comportamiento, la turbina de gas debe trabajar con altas temperaturas de gas de entrada, aún cuando esto crea problemas sobre los materiales de construcción. Dichos problemas se pueden superar por enfriamiento de las partes sujetas a altas temperaturas y grandes esfuerzos. *

TURBINAS DE GAS DE CICLO ABIERTO.*esto está en la pag 45*

El equipo básico para sistemas de turbina de gas de ciclo abierto incluye:

- Un compresor
- Una cámara de combustión
- Una turbina.

Operación:

El compresor succiona aire atmosférico y lo fuerza al interior de la cámara de combustión en un flujo estable, el combustible arde en dicha cámara y eleva la temperatura de la mezcla aire- gases de combustión, la mezcla de alta --- energía fluye entonces a través de la turbina, expandiéndose y disminuyendo su presión y temperatura efectuando a la vez trabajo, posteriormente sale a presión atmosférica y temperatura alta, la turbina impulsa el rotor del compresor mediante una flecha impulsando a la vez una carga externa mediante un acoplamiento.

Comportamiento:

El fundamento del sistema, consiste en convertir - la energía calorífica del combustible en energía mecánica.

El compresor y la cámara de combustión producen un fluido de trabajo de alta energía, que puede expanderse en la turbina desarrollando trabajo mecánico. A la salida del compresor, el volumen del fluido de trabajo es menor y su temperatura más alta que a la entrada; el exceso de aire en la cámara de combustión conserva la temperatura del fluido en un límite máximo, al salir el gas de la turbina, su volumen es máximo. Los principales elementos de la turbina de gas deben estar en proporción a la cantidad de fluido, con pérdidas mínimas de presión a través del sistema. figura (8).

Las turbinas de gas, se parecen a las de vapor en que se usan principios comunes tales como los de acción o impulso y reacción. Las figuras (6) y (7) representan con boquillas y paletas, los principios de acción y reacción.

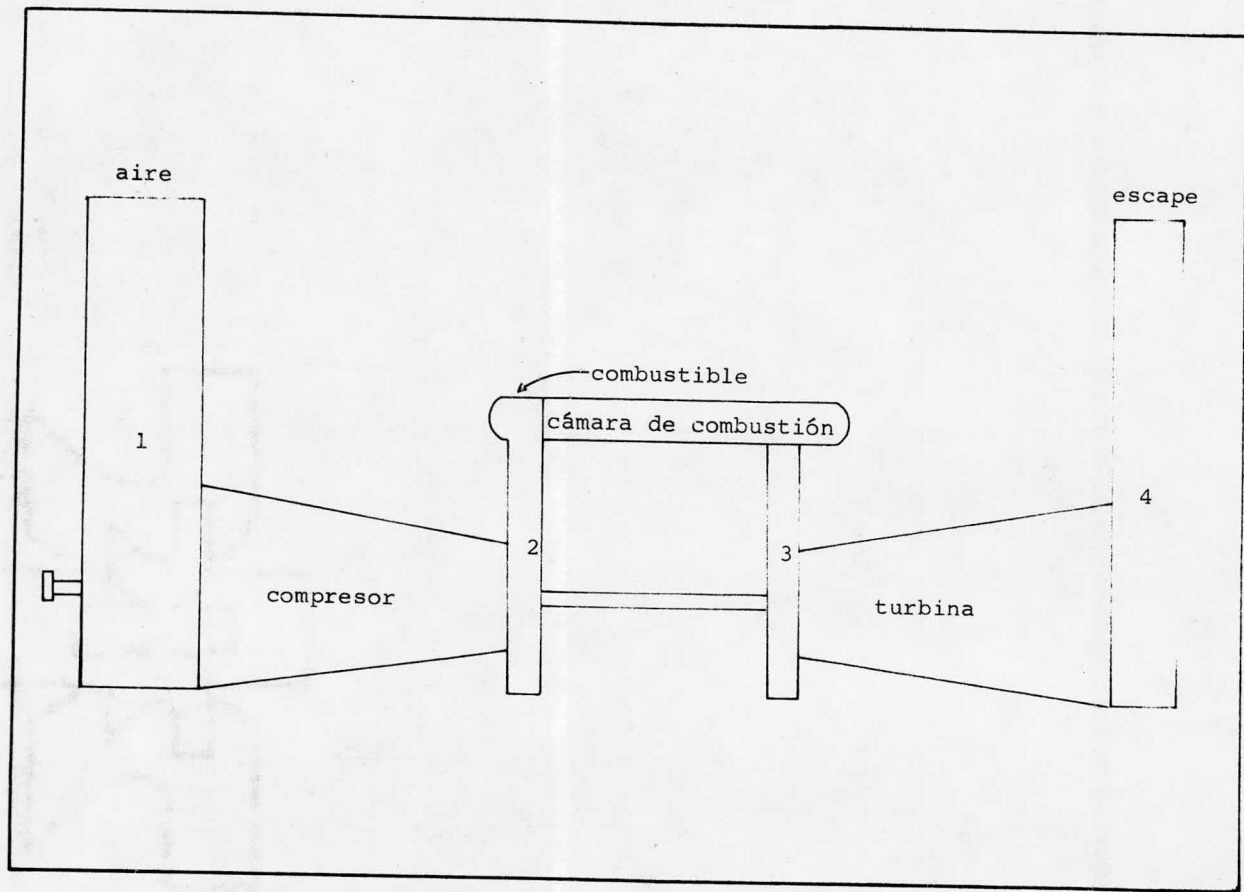


FIG. 5.- Diagrama de un sistema de turbina de gas de ciclo abierto.



Fig. No. 6.- Representación gráfica del principio de acción o impulso, mediante boquillas y paletas.



FIG. No. 7 Representación gráfica del principio de reacción. Puede haber una o más etapas.

DIAGRAMA DE FLUJO DE CALOR

Para una planta de ciclo simple, el combustible re presenta la energía de entrada al ciclo y es igual al trabajo producido, sumado a la energía residual. El trabajo que produce la flecha del compresor en este caso, es el catalizador que hace que trabaje el ciclo de la turbina de gas. La turbina siempre debe ser capaz de generar la energía mecánica necesaria para impulsar al compresor y todo lo que se genera de más, se utiliza para impulsar una carga externa.

Del trabajo total desarrollado por la flecha de la turbina casi dos terceras partes van a impulsar al compresor y el resto impulsa la carga externa. Esto puede parecer una gran parte de trabajo mecánico para operar el ciclo, pero la misma relación permanece para cualquier máquina térmica que use gases calientes en forma directa y que genere un trabajo mecánico útil. El diagrama de flujo de energía, representa la forma en que la energía se mueve a través del ciclo.

Compresor:

La energía interna del aire de entrada, se considera cero, ya que no toma parte en la conversión de energía, -

el trabajo de la flecha que impulsa al compresor, se transfiere al aire que se comprime, dándole energía.

Cámara de combustión:

El gas comprimido, entra a la cámara de combustión y al quemarse cede energía térmica, elevando la temperatura del fluido para desarrollar la máxima carga de energía para el ciclo.

Turbina:

En la turbina, la mayor parte de la energía se convierte en trabajo mecánico para impulsar al compresor, sacando la energía residual con el aire de deshecho.

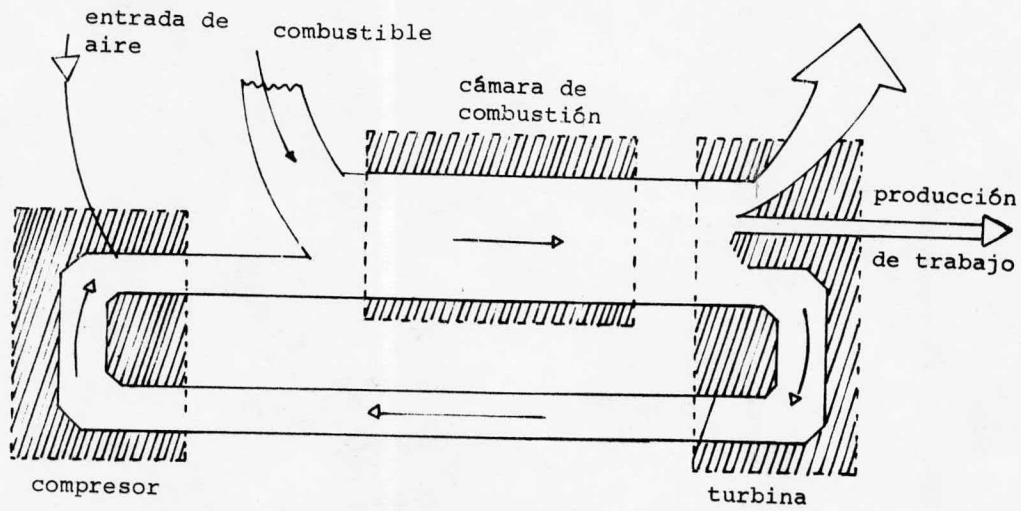
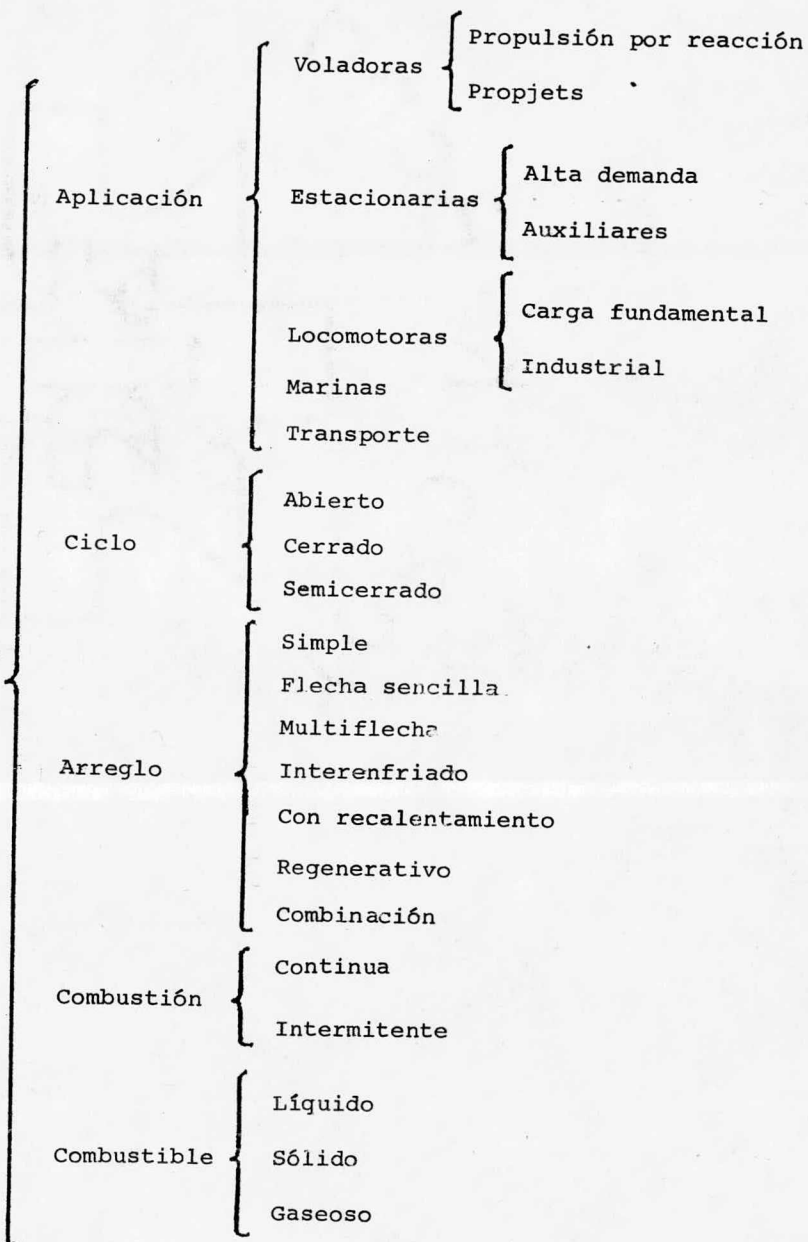


FIG. 8.- Diagrama de flujo de energía en una turbina de gas.

CLASIFICACION

Para su clasificación, la turbina de gas se debe - considerar como un elemento de una gran máquina térmica, llamada central de energía de la turbina de gas. Debido a que - la consideración fundamental para una central económica y efi - ciente es la interdependencia de compresor, cámara de combus- ti - ón, intercambiadores de calor y turbina. A continuación se_ presenta un cuadro de clasificación de plantas generadoras de potencia por medio de turbinas de gas.

TURBINA
DE
GAS.



TURBINAS DE CICLO SIMPLE.

Turbina de una flecha.- Es el diseño más simple de la turbina; usa una sola flecha para transmitir potencia de la turbina al compresor y a una carga externa; es decir que turbina, compresor y carga externa están conectadas mecánicamente por una sola flecha. La turbina de una flecha se considera como una máquina de velocidad única, aún cuando una disminución en velocidad, propiciará también una disminución en eficiencia térmica, caballos de potencia y torque, la demanda de caballos de potencia del compresor puede variar aún cuando se maneja a velocidad constante, como resultado de cambios en la composición del fluido o en las condiciones ambientales, para tal caso uno de los métodos para mantener -- constantes las condiciones de operación para la turbina, es poner una turbina de vapor debidamente dimensionada (turbina auxiliar), en la misma flecha para absorber las variaciones de carga, variando la producción de la turbina de vapor: la figura (9) representa una turbina de una flecha.

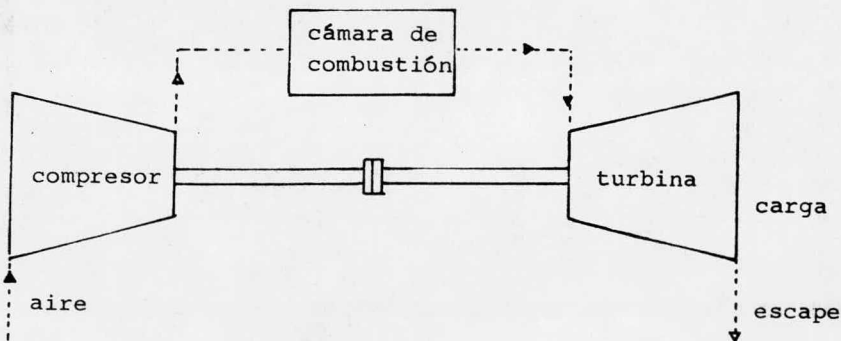


FIG. 9.- Turbina de una flecha.

FLECHA HUECA.

Una turbina de gas, de flecha hueca usa un expansor de alta presión para impulsar un compresor de alta presión y un expansor de baja presión para impulsar el compresor de -- aire de baja presión y la carga, cada flecha gira a la velocidad óptima para las ruedas a las cuales está conectada, me-
 jorando entonces la eficiencia total. Figura (10).

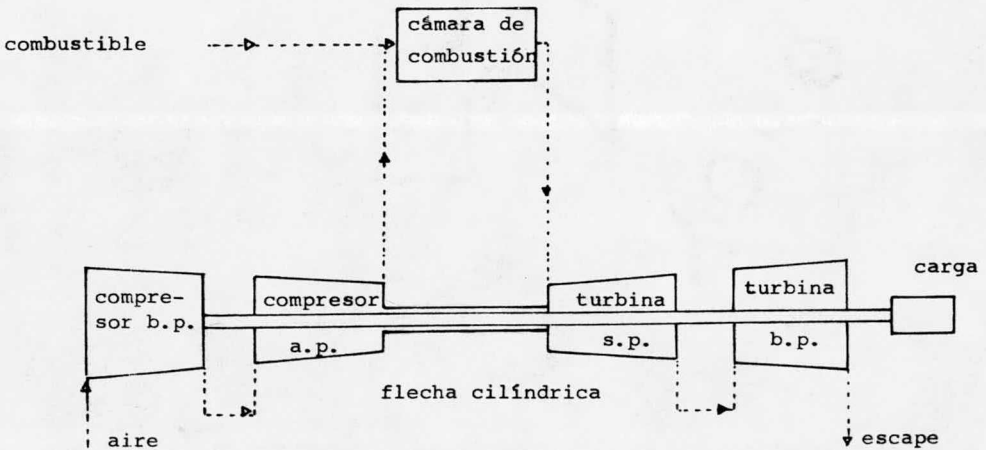


FIG. 10.- Sistema de turbina de gas de flecha hueca.

ARREGLO MULTIFLECHA.

Dos o más combinaciones turbina-compresor se aca
rrean en flechas independientes. En cada combinación tur-
bina compresor, las máquinas están acopladas una a otra en
arreglo en serie. Figura (11).

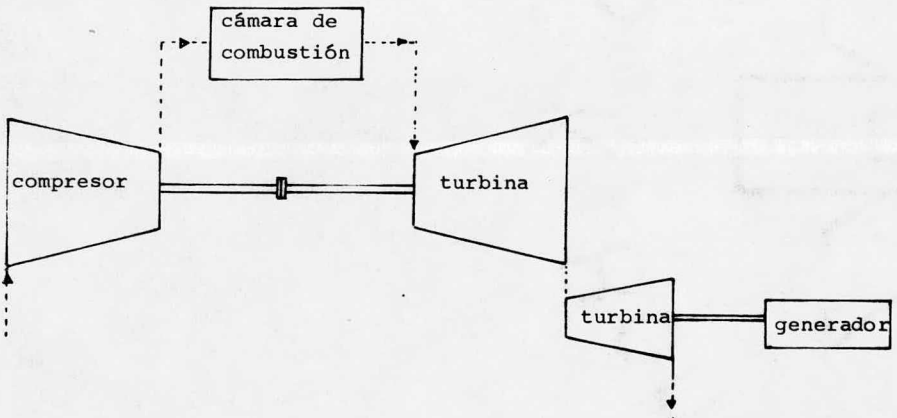


FIG. 11.- Turbinas de gas en arreglo multiflecha.

ARREGLO INTERENFRIADO.

Para mejorar la eficiencia en el caso en que hay combinaciones de dos compresores trabajando en serie, es -- conveniente hacer un interenfriamiento entre compresor y -- compresor para mejor compresión Figura (12).

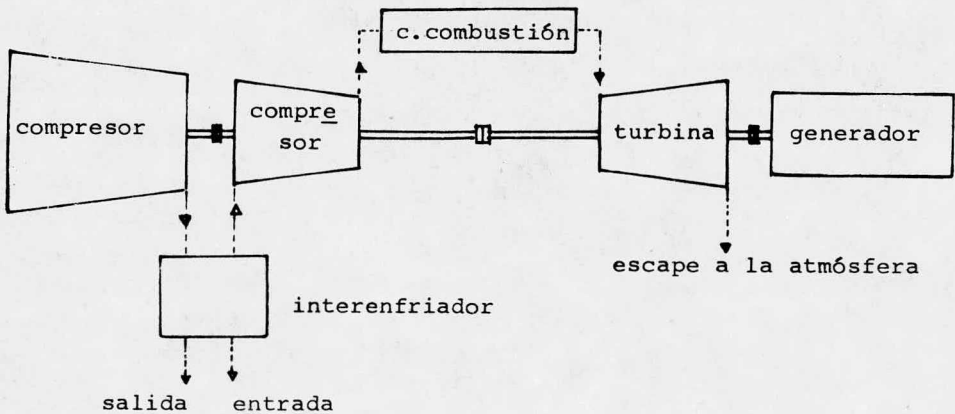


FIG. 12.- Turbina de gas en arreglo interenfriado.

ARREGLO CON RECALENTAMIENTO.

Cuando la expansión toma lugar en dos o más turbinas, se agrega calor al gas entre turbina y turbina. ----

Fig. (13).

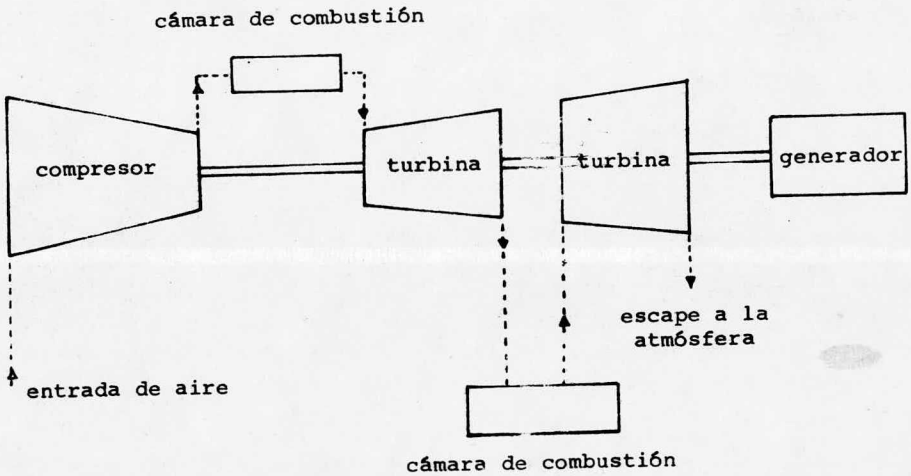


FIG. 13.- Turbina de gas en arreglo con regeneración.

ARREGLO CON REGENERACION

En este arreglo se utiliza un intercambiador de calor, para recuperar parte del calor del fluido de deshecho; los gases de escape de la turbina, circulan por un lado de las placas o tubos y por el otro lado, circula el -- aire proveniente del compresor. De esta manera, se recupera calor de los gases de escape, a la vez que se disminuye la cantidad de calor necesaria, para elevar la temperatura del fluido comprimido en dirección al expansor. Figura (14).

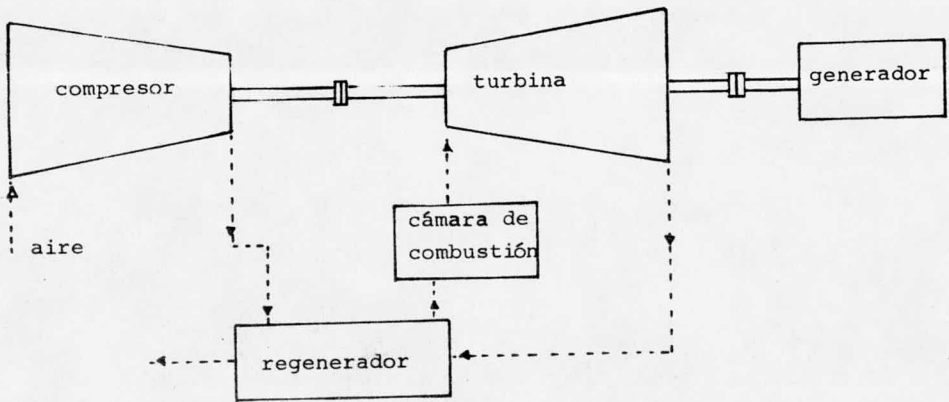


FIG. 14.- Turbina de gas en arreglo con regeneración.

ARREGLO DE COMBINACION

En este arreglo como su nombre lo indica están combinados tanto el recalentamiento, el interenfriamiento y la regeneración. Figura (15).

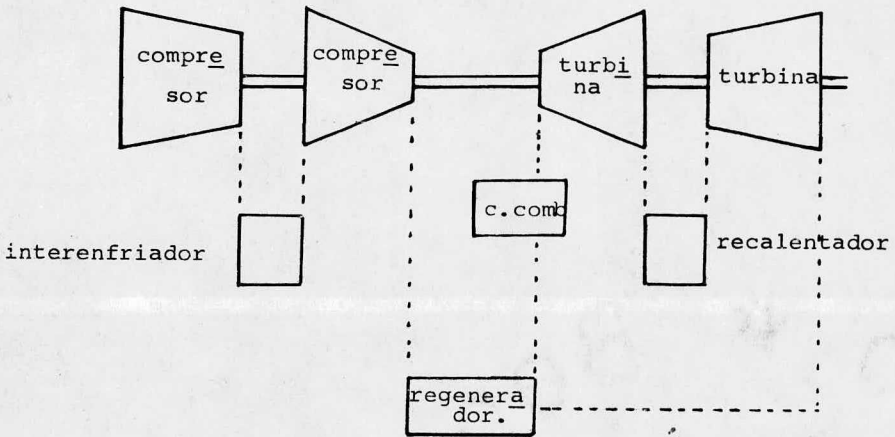


FIG. 15.- Arreglo combinado del ciclo.

COMBUSTION EN LAS TURBINAS DE GAS.

Todas las turbinas de gas trabajan con combustión_ continua. Aún cuando el quemado del combustible se haga en - una cámara de combustión interna o externa, la ignición del_ combustible, se hace en forma continua, hay máquinas, que -- queman combustible en forma intermitente; tales como las que trabajan en ciclo Otto o Diesel y las centrales de energía_ que operan con gas y con turbinas de pistón libre.

COMBUSTIBLE.

- Aceite
- Gas natural o gas combustible de deshecho
- Carbón (solo en turbinas de gas para locomotora)
- Diesel

TURBINAS DE GAS DE CICLO ABIERTO

Su característica es que el fluido de trabajo (aire) se absorbe de la atmósfera y los gases de escape se expulsan a la misma. El aire es barato y abundante, por lo que el ciclo abierto es el más usado. Los gases de escape están forma dos de aire y gases de combustión; todo este fluido se utili za para mover las ruedas y por tanto la flecha.

TURBINAS DE GAS DE CICLO CERRADO.

El combustible se quema directamente en la corriente de aire, en un quemador externo, que transmite el calor al fluido de trabajo a través de superficies de transferencia. De esta manera los productos de combustión no contaminan al fluido de trabajo, que después de enfriarse se puede recircular al compresor, la ventaja de usar ciclo cerrado está, en que el fluido de trabajo no se contamina, por lo que existe la posibilidad de usar cualquier otro gas que tenga características más deseables que el aire. Las desventajas entonces son el tamaño y la complejidad, las turbinas de gas de ciclo cerrado son más pequeñas. El ciclo cerrado se puede formar por conexión del escape de una turbina de ciclo abierto a la entrada del compresor y colocando un intercambiador de calor (enfriador), en la línea entre la turbina y la entrada al compresor.

TURBINAS DE GAS DE CICLO SEMICERRADO.

En este ciclo al igual que en el abierto, la combustión toma lugar en la corriente de aire y tanto los gases de combustión como el aire forman el fluido de trabajo. La dife

rencia entre ciclo abierto y ciclo semicerrado radica en que la mayor parte de los gases de escape se recirculan después de enfriarse. Los gases recirculados se aumentan con aire fresco de manera de mantener el nivel de contenido de oxígeno tal que soporte la combustión. Este aire se comprime en un compresor impulsado por una turbina de gas separada, pero el ciclo semicerrado tiene la desventaja de que el comportamiento del compresor se afecta adversamente por los depósitos que los gases recirculados dejan en los pasajes de flujo del compresor.

USOS DE LAS TURBINAS DE GAS.

- 1.- En la marina
 - Como accionadores
 - Como generadores auxiliares.
- 2.- Militarmente
 - En máquinas de propulsión a chorro
 - En máquinas de chorro
- 3.- En servicio automotivo
 - Locomotoras
 - Construcción de caminos
 - Equipo
 - Vehículos de carretera
- 4.- Como sistemas de energía estacionarios para procesamiento
- 5.- Como generadores de potencia e impulsores mecánicos en:
 - Compresores
 - Bombas
 - Ventiladores
 - Generadores eléctricos
- 6.- En sistemas generadores continuos a alto nivel
 - Generando vapor
 - Generando energía de proceso
 - Usándola para secado y acondicionamiento de ambiente

7.- Combinadas con turbinas de vapor en plantas de generación eléctrica que trabajan a altas eficiencias, mayores que - si estuvieran cada una solas, a estas combinaciones se - les llama "Tandems".

Algunas ventajas de la turbina de gas:

- En comparación con las máquinas reciprocantes están -- exentas de vibración.
- Comparadas con la turbina de vapor su tamaño y peso son mucho menores.
- Si se le compara con la máquina diesel de bajas capacidades y altas velocidades, la turbina de gas es más -- grande.
- Si se le compara con la máquina diesel de gran capacidad, la turbina de gas es mucho más pequeña.
- La forma cilíndrica de la turbina y el compresor hace -- que estas unidades sean fáciles de instalar.
- La turbina de gas requiere muy poca agua de enfriamiento en comparación con la planta de turbina de vapor -- con condensación
- Comparada con la máquina diesel; la máquina diesel requiere mucho menos agua que la turbina de gas.

- En la turbina de gas la lubricación se requiere principalmente en el compresor, en el cojinete de la turbina y cojinetes de los accesorios auxiliares.
- El encendido de la turbina de gas se efectúa en no más de quince minutos; esto es una ventaja comparada con - la planta de potencia de vapor.
- La ventaja de encendido rápido no es tan grande cuando la turbina de gas se compara con la máquina diesel.
- Las eficiencias de turbina de gas comparadas con las - de turbina de vapor son poco similares.

EQUIPO AUXILIAR DE UNA TURBINA DE GAS.

- 1.- Filtros para aire de entrada
- 2.- Silenciadores
- 3.- Motores de arranque
- 4.- Sistema de lubricación
- 5.- Sistema de combustión

VARIABLES DE OPERACION DE UNA TURBINA DE GAS.

- 1.- Temperatura de entrada
- 2.- Relación de presión
- 3.- Temperatura ambiente del aire

- 4.- Inyección de vapor
- 5.- Enfriamiento de aire y/o sobrecarga
- 6.- Incremento en la temperatura de quemado
- 7.- Presión ambiente.

Temperatura de entrada.- Un incremento en la temperatura de entrada a la turbina, producirá un incremento de eficiencia de la turbina.

Relación de presión.- La desviación de la relación óptima de presión no afecta el comportamiento drásticamente.

Temperatura ambiente del aire.- La relación entre temperatura del aire y producción máxima es sustancialmente lineal.

Inyección de vapor.- Es apropiada para períodos de operación cortos. Al introducirse vapor vivo en la línea de aire comprimido, se incrementa el peso de los gases fluyendo a través de la turbina (expansor), la turbina genera entonces más trabajo útil.

El flujo máximo de vapor que puede introducirse está determinado por el diseño de la turbina. La inyección de vapor podría no ser atractiva como método de operación continua

debido al costo de grandes cantidades de agua de alimentación a la caldera ya que el calor latente del vapor no se recupera.

Enfriamiento de aire y/o sobrecarga.- El enfriamiento se utiliza cuando la turbina se encuentra instalada en un clima cálido, entonces es necesario enfriar el aire que va a entrar al compresor por medio de un enfriador- evaporador, pero el aire de entrada al pasar por el enfriador perderá presión hecho que mitigará los beneficios alcanzados por el enfriamiento. El uso de un ventilador compensará la pérdida de presión en los enfriadores y al mismo tiempo sobrecargará de aire el compresor.

La sobrecarga trae beneficios tales como:

- a) Al incrementar la masa de aire a través del compresor se aumenta la presión de descarga del aire y se desarrolla más energía en el expansor.
- b) El ventilador absorbe la mitad de la potencia ganada por sobrecarga; por lo que al hacer un balance económico podría parecer que el costo del ventilador y su equipo auxiliar no se justifican, pero el balance económico puede cambiar si el escape de la turbina se usa como aire de combustión para una -

gran caldera de quemado de combustible.

Incremento en la temperatura de quemado.- Un incremento en la temperatura de entrada del expansor, incrementa - la cantidad de trabajo útil (potencia), producido por la turbina, pero eleva los costos de mantenimiento y disminuye la vida de la turbina, por lo que incrementar la temperatura de entrada al expansor, es un método muy simple pero no más - - atractivo.

Presión ambiente.- La presión estandar es de 14.7 psia, un incremento en la presión ambiente por cambio de altitud incrementará la producción y eficiencia térmica.

TURBINA DE DOBLE FLECHA O TURBINA LIBRE.

En diseño, las ruedas de la turbina que impulsan la carga están separadas de las ruedas que impulsan el compresor, es decir no hay conexión mecánica entre la turbina de gas y el compresor a diferencia de la flecha sencilla que conecta mecánicamente turbina y compresores. El arreglo de flecha doble permite mayor flexibilidad velocidad-potencia. El compresor no requiere aceleración durante el período de arranque por lo que los requerimientos de control y de arranque quedan simplificados. Debido a que en este caso turbina y compresor no están mecánicamente unidos, la velocidad óptima de carga se puede seleccionar independientemente de la velocidad óptima del compresor. La turbina y compresor no están mecánicamente unidos.

La turbina libre puede tolerar mayores variaciones de velocidad de impulsión de las que puede tolerar una máquina de flecha sencilla.

OPERACION DE LA TURBINA DE GAS CON OTRO MEDIO DIFERENTE DEL AIRE.

Cuando es posible usar un ciclo cerrado con cámara de combustión externa, para calentamiento del fluido de tal

manera que los gases de combustión no tengan que mezclarse - con el fluido de trabajo, se puede usar otro gas diferente - del aire, que tenga ciertas características tales como:

- a) Estabilidad
- b) No corrosivo
- c) No tóxico
- d) No explosivo
- e) No inflamable
- f) Constante de los gases R baja
- g) Alta conductividad térmica
- h) Alta relación de calor específico K.
- i) Alto calor específico Cp.
- j) Barato, de alta disponibilidad.

Se requieren valores altos de Cp y k debido a que unos valores bajos de los mismos conducen a un trabajo de -- compresión bajo, esto se puede ver en las siguientes expresiones:

$$T_2 = T_1 (r_p)^{(k-1)/k}$$

T_2 Temperatura al final de una compresión (isentrópica)

W_c Trabajo de compresión.

$$W_c = C_p (T_2 - T_1)$$

En todo caso el trabajo neto del ciclo se incrementará con altos valores de C_p y k .

CAPITULO III

ANALISIS TERMODINAMICO

TERMODINAMICA

Los elementos esenciales de cualquier ciclo termodinámico, que involucra una máquina de calor son:

- 1.- Una sustancia de trabajo o un medio para recibir y ceder calor, es decir una sustancia capaz de acarrear energía_ hacia y de una máquina de calor.
- 2.- Una fuente de calor dentro de la cual puede agregarse el calor a la sustancia de trabajo.
- 3.- Un depósito disipador o cuerpo frío, un depósito al cual la sustancia de trabajo pueda ceder calor.
- 4.- Una máquina donde la sustancia pueda realizar trabajo.

CICLOS TERMODINAMICOS

Un ciclo termodinámico se define como una secuencia de eventos, en la que después de cada producción de trabajo, el estado final del fluido es exactamente igual al inicial.

El trabajo rendido por el ciclo, es la suma algebraica de las cantidades individuales de trabajo calculado, para cada proceso constituyente y el calor neto transferido al fluido de trabajo, es la suma algebraica de las cantidades individuales de calor transferido para cada proceso constituyente.

Tomando en consideración la primera y segunda leyes de la termodinámica, donde se establece que, el trabajo neto dado por un ciclo termodinámico, es proporcional al calor transferido al fluido de trabajo y que no es posible construir un sistema que opere en un ciclo capaz de convertir todo el calor recibido en trabajo mecánico, pues siempre habrá pérdidas de calor, y por tanto la eficiencia, del sistema nunca podrá llegar a 100%, con este antecedente Carnot estableció, que la máxima eficiencia de la máquina se obtendrá de un ciclo que sea reversible totalmente, entre dos niveles

de temperatura, independientemente del fluido de trabajo de que se trate.

Para que un ciclo sea reversible, debe constar de una secuencia de procesos de flujo reversible, el criterio mecánico de reversibilidad establece que no hay grandes diferencias de temperatura, no hay fricción ni variación de las propiedades del fluido y que cualquier diferencia finita de temperatura, involucra irreversibilidad. La transferencia de calor reversible de la fuente al fluido de trabajo, demanda que ambos estén a la misma temperatura, de la misma manera durante la transferencia de calor el fluido de trabajo y el disipador deben estar a la misma temperatura ya que la fuente y el receptor son depósitos a temperatura constante, entonces, la transferencia hacia y del fluido de trabajo debe ser a temperatura constante.

EL CICLO DE CARNOT

Dicho ciclo debe comprender cuatro procesos básicos no importando cual sea el fluido de trabajo que se use.

- Primer proceso

Transferencia de calor isotérmica reversible de o hacia la fuente de alta temperatura.

- Segundo proceso

Expansión adiabática reversible o compresión con cambio de temperatura.

- Tercer proceso

Transferencia de calor isotérmica reversible hacia o de el depósito de baja temperatura.

- Cuarto proceso

Compresión adiabática reversible, o expansión con cambio de temperatura.

Los ciclos termodinámicos en que el fluido de trabajo es vapor, están compuestos de procesos de flujo estable. - El vapor de agua es el fluido más usado en las plantas de potencia ya que el agua es químicamente estable, abundante, barata y no requiere precauciones especiales durante su uso.

La forma más usual de representación de un ciclo de Carnot es el diagrama temperatura - entropía Fig. (18), pero también se representa mediante un diagrama presión - volumen fig. (16).

A continuación se muestra un esquema representativo del ciclo de Carnot usando vapor como fluido de trabajo - (fig. (17)).

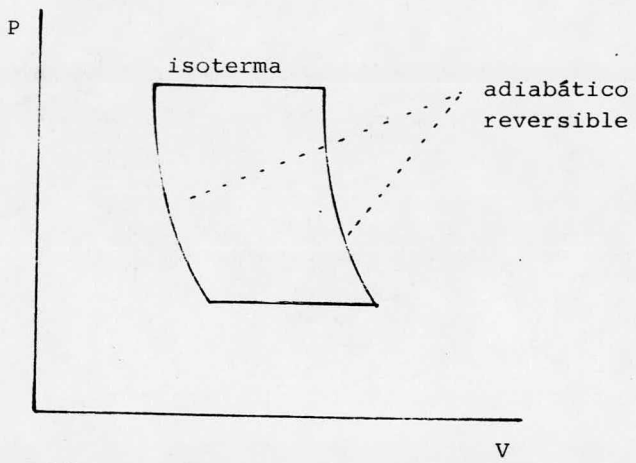


Fig. No. 10.- Diagrama presión-volumen para un ciclo de Carnot, cualquier fluido.

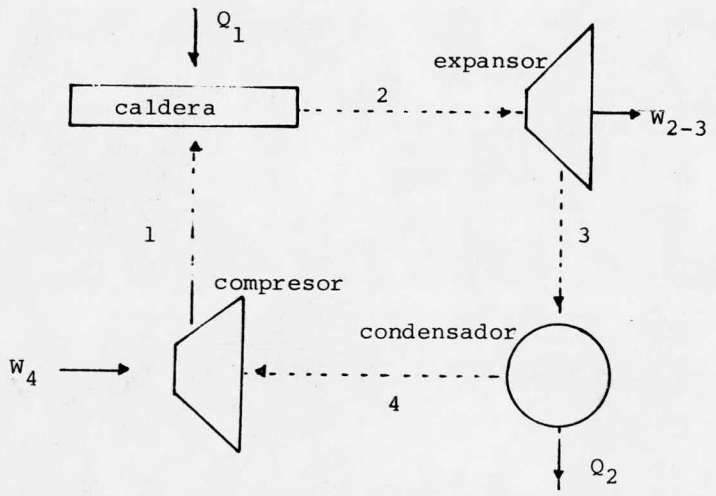


Fig. No. 20.- Esquema representativo del ciclo de Carnot.

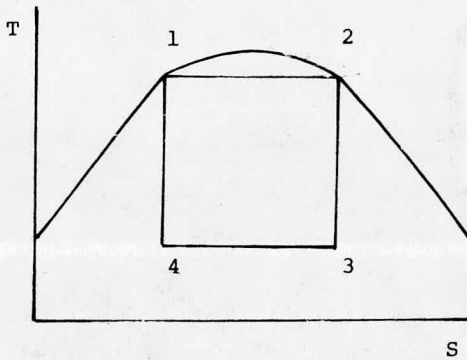


Fig. No. 30.- Diagrama temperatura-entropía del ciclo de Carnot usando vapor como fluido de trabajo.

EL CICLO DE CARNOT USANDO VAPOR COMO FLUIDO DE TRABAJO.

El agua saturada se evapora a vapor saturado a la presión más alta en la caldera recibiendo solo calor latente, es decir, se efectúa una expansión isotérmica a una temperatura T_1 , el calor recibido proviene de un depósito de calor; esta etapa está representada en el diagrama temperatura-entropía fig. (18) por la línea 1-2.

El vapor saturado se expande isoentrópicamente en la turbina dando un trabajo, esto está representado por la línea 2-3.

Posteriormente el fluido se comprime a temperatura constante condensándose parcialmente (mezcla de dos fases o vapor húmedo) y en consecuencia pierde calor, la etapa está representada por la línea 3-4.

Por último el vapor húmedo se comprime isoentrópicamente a agua saturada a presión más baja y a la temperatura del depósito de calor, para volver a alimentarse a la caldera e iniciar un nuevo ciclo.

En los componentes del ciclo tales como la caldera y el condensador no se efectúa ningún trabajo ni de compre-

sión ni de expansión, así como en las bombas y en la turbina no hay transferencia de calor ya que el calor se transfiere solamente durante las operaciones isotérmicas, en la caldera y en el condensador la ecuación de energía es:

$$Q = h_2 - h_1$$

Q = calor transferido

h_2 = entalpia final

h_1 = entalpia inicial

Ya que no se efectúa ningún trabajo y solamente -- hay un proceso de transferencia de calor.

En los componentes aquellos en que no hay transferencia de calor, como en las bombas y turbinas, el trabajo es tá dada como:

$$W = h_1 - h_2$$

W = trabajo

h_1 = entalpia inicial

h_2 = entalpia final

La eficiencia de la planta se calcula normalmente de la ecuación:

$$\eta = \frac{W}{Q}$$

η = eficiencia

W = trabajo dado

Q = calor absorbido.

El calor dado al fluido durante la expansión isotérmica está dado por el área bajo la línea 1-2 de la fig. (20) y por la ecuación:

$$Q_1 = T_a (S_2 - S_1)$$

T_a = temperatura de la fuente de calor

S_2 = entropía final

S_1 = entropía inicial

En la etapa 3-4 el calor que se obtiene a consecuencia de la compresión isotérmica se da de la misma manera (calor latente) y es:

$$Q_2 = T_b (S_3 - S_4)$$

T_b = temperatura del disipador de calor, temperatura de compresión isotérmica.

$S_3 - S_2$ = gradiente de entropías

Q_2 = calor cedido (latente de condensación.)

La eficiencia de un ciclo reversible operando entre un depósito frío y uno caliente está dada por la ecuación:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

y $(S_2 - S_1)$ el gradiente de entropía de expansión es igual a $(S_3 - S_4)$ el gradiente de entropía de compresión.

De acuerdo con Carnot, esta es la eficiencia máxima posible para la planta trabajando entre los límites dados de temperatura aún cuando en la práctica, las eficiencias alcanzadas son mucho menores pues los procesos reales no son reversibles debido a que las propiedades no son uniformes.

Hay pérdidas por fricción, la adición de calor latente de vaporización y pérdida de calor latente por condensación no ocurren normalmente en forma isotérmica ni con una pequeña diferencia de temperatura.

EL TRABAJO DE COMPRESION EN EL CICLO DE CARNOT (VAPOR)

El trabajo de compresión será del mismo orden de magnitud que el trabajo de la turbina, esto se debe a que será necesario comprimir una mezcla de dos fases (a la presión de salida de la turbina), a agua líquida saturada (a la presión de entrada de la turbina) con un compresor de trabajo normal, el trabajo neto del ciclo deberá ser negativo o mejor - -

dicho, la cantidad de trabajo que se obtiene es muy pequeña y la mayor producción se obtendrá solo haciendo la planta -- más grande, de costo excesivo y proporciones absurdas.

Razones por las cuales es impracticable el ciclo de Carnot usando vapor como fluido de trabajo.

- 1.- Es difícil en la práctica condensar un vapor húmedo
- 2.- No es posible que un vapor húmedo se comprima eficientemente y como el volumen específico de vapor usado es -- grande, los tamaños del compresor y la turbina serían muy semejantes.
- 3.- El ciclo es susceptible de irreversibilidad ya que la relación de trabajo neto a trabajo positivo es baja.
- 4.- Hay gran consumo de vapor específico y el tamaño de la planta requerido para una producción dada será mayor que para otros ciclos, tales como: Rankine, Recalentamiento, Regenerativo, Binario, etc.

La figura (20) representa el ciclo de Carnot en un diagrama temperatura-entropía usando vapor como fluido de trabajo pero aún cuando se trate de cualquier otro fluido está representando por un rectángulo similar, porque está compuesto de dos procesos isotérmicos y dos isoentrópicos que son:

- (a)-(b) evaporación isotérmica
 (b)-(c) expansión adiabática
 (c)-(d) condensación isotérmica
 (d)-(a) compresión adiabática.

Evaporación isotérmica.- Hay transferencia de calor Q_1 al sistema, (Q_1 se representa como el área encerrada por los puntos (a), (b), (2), (1). en la fig. (20)).

Expansión adiabática.- Al ser adiabática no hay pérdida ni ganancia de calor en el sistema (área=0, $Q=0$).

Condensación isotérmica.- Hay una transferencia de calor del sistema al exterior, la cantidad de calor es Q_{II} (Q_{II} se representa como el área d,c,l,2).

Compresión adiabática.- Es reversible, no hay transferencia de calor y por tanto su área vale cero.

Trabajo del ciclo.- Como es un ciclo ideal donde se consideran cero pérdidas de energía, el trabajo estará dado por la diferencia de calor recibido Q_1 y el calor cedido Q_{II} , por lo tanto:

$$W = Q_1 - Q_{II}$$

W = trabajo

(la representación gráfica del trabajo es el área abcd de - la fig. (20).)

La eficiencia del ciclo es la relación entre el trabajo hecho por el sistema y el calor alimentado al mismo.

$$\text{ciclo} = \frac{(T_I - T_{II}) \Delta S}{T_I \Delta S} = \frac{\text{área abcd}}{\text{área ab21}}$$

$$\text{ciclo} = \frac{T_I - T_{II}}{T_I}$$

EL CICLO DE CARNOT EN UN DIAGRAMA PRESION - VOLUMEN PARA VAPOR.

- (d)-(a) evaporación isotérmica
- (a)-(b) expansión isentrópica
- (b)-(c) condensación isotérmica
- (c)-(d) compresión isentrópica

Evaporación isotérmica.- Ya que el calor agregado al fluido en esta etapa es calor latente de vaporización, éste se conserva a temperatura y presión constantes.

Expansión isentrópica.- El proceso adiabático reversible es también isentrópico.

Condensación isotérmica.- La pérdida de calor toma lugar de (b) a (c) a temperatura y presión constantes ya que se está perdiendo calor latente.

Compresión isentrópica.- La compresión es de una mezcla de dos fases, (líquido-vapor); es isentrópica y la -

elevación de temperatura corresponde al trabajo de compresión.

Nota.

Debe observarse que el diagrama temperatura- entropía no cambia para el ciclo de Carnot cuando se usa vapor o se usa gas como fluido de trabajo; pero el diagrama presión- volumen es diferente ya que al usar vapor, la adición y pérdida de calor son a presión constante.

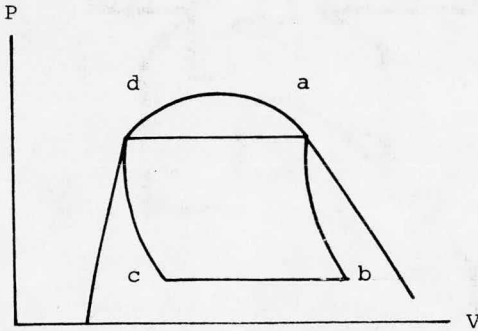


Fig. No. 40.- El ciclo de Carnot en un diagrama presión volumen para vapor.

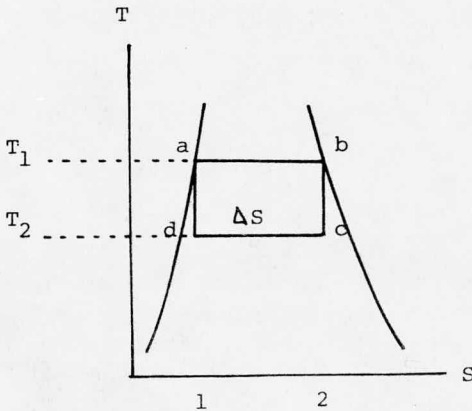


Fig. No. 50.- El ciclo de Carnot en un diagrama temperatura entropía, usando vapor como fluido de trabajo.

CICLO RANKINE

Es el ciclo ideal para plantas de vapor, se considera que:

- 1.- No hay pérdidas por fricción
- 2.- No hay cambio de energía cinética
- 3.- La expansión es isentrópica.

La turbina de vapor opera en el ciclo Rankine o -- alguna modificación de este; dicha turbina es una máquina de expansión completa por tanto el fluido de trabajo se expande en el interior de la turbina, a presión de escape.

El ciclo Rankine se representa en tres tipos de -- diagramas:

- I.- Diagrama presión-volumen. Figura (21).
- II.- Diagrama temperatura-entropía. Figura (22).
- III.- Diagrama entalpia-entropía. Figura (23).

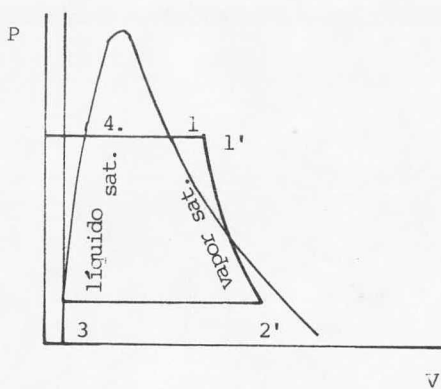


FIG. 60.- Representación gráfica del ciclo Rankine en un diagrama presión-volumen.

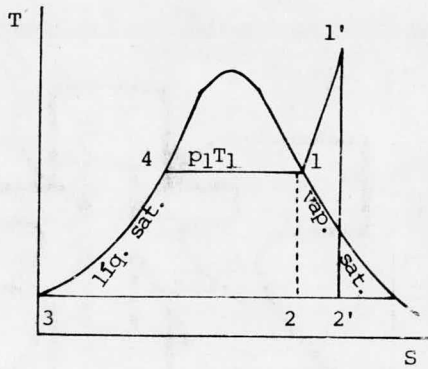


FIG. 70.- El ciclo Rankine en un diagrama temperatura entropia.

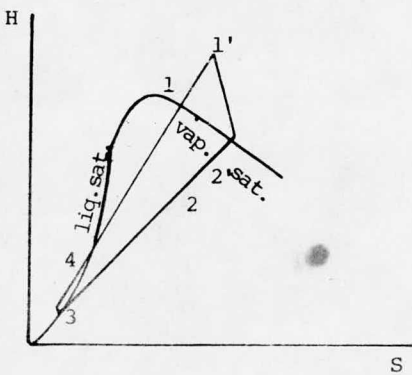


FIG. 80.- El ciclo Rankine en un diagrama entalpia-entropia.

El ciclo Rankine en los tres diagramas se puede resumir en las siguientes etapas:

(1)-(2) Expansión adiabática reversible

(2)-(3) Condensación

(3)-(4) Bombeo y Calentamiento

(4)-(1) Evaporación a presión constante.

(1)-(2) Expansión adiabática reversible.- El vapor se expande adiabáticamente en el interior de la turbina.

(2)-(3) Condensación a presión constante.- El vapor expandido pasa por un condensador.

(3)-(4) Bombeo y calentamiento.- Una bomba alimenta el condensado a la caldera, dicha bomba eleva la presión estática del condensado, de la presión del condensador a la de la caldera, en este caso la elevación de temperatura es muy pequeña, en la caldera se alimenta calor sensible para elevar la temperatura del agua de alimentación, a la temperatura de saturación, que corresponde a la presión de la caldera.

(4)-(1) Evaporación a presión constante.- En la caldera se alimenta también calor latente de vaporización, pero

es difícil que esta adición sea isotérmica, debido a la dificultad de mantener constante la temperatura de la fuente de calor; se obtiene vapor saturado que puede sobrecalentarse.

Al sobrecalentarse el vapor los diagramas varían un poco, esta variación se representa en las figuras (21), (22) y (23) mediante líneas punteadas; en este caso la ebullición empieza en el punto (4) y el sobrecalentamiento en el punto (1).

Entonces el vapor se transporta a la turbina donde se expande del punto (1') al (2') y la condensación toma lugar de (2') a (3).

TRABAJO

El trabajo de bombeo en el sistema es esencial para la operación.

El trabajo neto W producido es el trabajo de la turbina menos el trabajo de la bomba.

$$W = W_t - W_b$$

W_t = trabajo de la turbina

W_b = trabajo de la bomba

Eficiencia térmica del ciclo.- Está dada por la --
ecuación:

$$\eta_{\text{Rankine}} = \frac{\text{trabajo neto}}{\text{calor agregado}}$$

La eficiencia se puede obtener considerando el tra-
bajo de la bomba o bien haciendo caso omiso de él.

Considerando el trabajo de la bomba:

$$\eta_{\text{Rankine}} = \frac{h_1' - h_2' - (h_3' - h_3)}{h_1' - h_3 - (h_3' - h_3)}$$

h_1' = Entalpia del vapor sobrecalentado

h_2' = Entalpia del vapor expandido

$h_3' - h_3$ = Entalpia ganada por bombeo

h_3 = Entalpia del condensado

Sin considerar el trabajo de la bomba:

Se eliminan en los dos casos las diferencias ---

$(h_3' - h_3)$, ya que es la cantidad de energía ganada por bombeo,

entonces:

$$\eta_{\text{Rankine}} = \frac{h_{1'} - h_{2'}}{h_{1'} - h_3}$$

Flujo ideal de vapor:

$$W = \frac{3.414}{h_{1'} - h_{2'}} \frac{\text{lb}}{\text{Kw hora}} = \frac{2.545}{h_{1'} - h_{2'}} \frac{\text{lb}}{\text{hp hora}}$$

W = flujo ideal de vapor

Velocidad ideal de calor:

$$V = W (h_{1'} - h_3)$$

V = Velocidad ideal de calor



El ciclo Rankine difiere de el de Carnot en que:

- Cada etapa se lleva a cabo en un aparato distinto.
- La condensación se lleva a cabo a la presión y temperatura del condensador.
- La condensación no se lleva a cabo por compresión isoentrópica de las fases mezcladas.

Las grandes instalaciones de turbinas de vapor requieren mejorar su eficiencia, para lo que normalmente usan_

ciclos de recalentamiento, o bien ciclos regenerativos, aunque en algunos casos se usa también una combinación de los dos.

CICLOS CON RECALENTAMIENTO

El vapor parcialmente expandido en dos etapas de la turbina, se extrae y lleva hasta un calentador que puede ser la caldera de alimentación o un sobrecalentador especial, donde se recalienta o sobrecalienta hasta su temperatura inicial, a una presión constante igual a la presión intermedia. El recalentador, generalmente se introduce al final de las primeras etapas de expansión, por lo que la turbina se separa físicamente en dos unidades, una de alta presión y una de presión intermedia con recalentamiento entre ellas. El vapor recalentado se introduce de nuevo a la turbina de vapor y continúa su expansión hasta el escape.

Como el fluido que se expande, cede una mayor cantidad de energía cuando está a alta temperatura, la eficiencia termodinámica se incrementa, además de retardarse la formación de condensado en las etapas siguientes, sin la necesi--

dad de alimentar el vapor a temperaturas muy elevadas; todo esto quiere decir entonces que la eficiencia mecánica se incrementará; es decir cada libra de vapor hace más trabajo y por tanto el consumo de vapor disminuye; cabe hacer notar -- que la eficiencia no se afecta exageradamente por la adición de recalentamiento, por lo que se requerirá de un estudio -- económico cuidadoso para el caso, con el objeto de determinar si la mejoría en eficiencia obtenida por recalentamiento o por sobrecalentamiento, justifica el costo adicional.

Normalmente, el recalentamiento se hace mediante - cambiadores de calor a lo largo del arreglo de las turbinas de tal manera que una parte del vapor sobrecalentado de alta presión, se use para recalentar el vapor de presión intermedia. La fig. (24) representa un ciclo con recalentamiento, - en el se puede apreciar la posición tanto del sobrecalentador como del recalentador dentro del ciclo con recalentamiento. Las figuras (25) y (26), representan los diagramas temperatura-entropía y entalpía-entropía respectivamente para - el ciclo con recalentamiento.

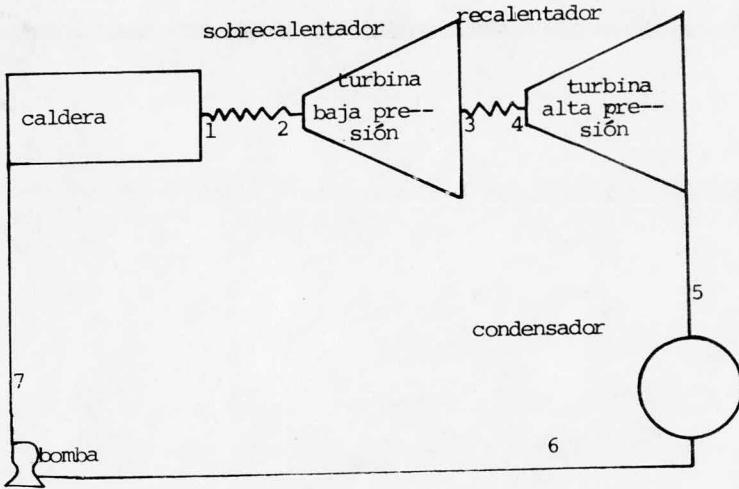


FIG. 90.- Representación gráfica de un ciclo con -
recalentamiento, usando vapor como flui-
do de trabajo:

- (1)-(2) Sobrecalentamiento del vapor que proviene de la caldera.
- (2)-(3) Expansión parcial
- (3)-(4) Recalentamiento del vapor parcialmente expandido
- (4)-(5) Expansión total del vapor recalentado
- (5)-(6) Condensación
- (6)-(7) Recirculación e inyección de agua de alimentación.

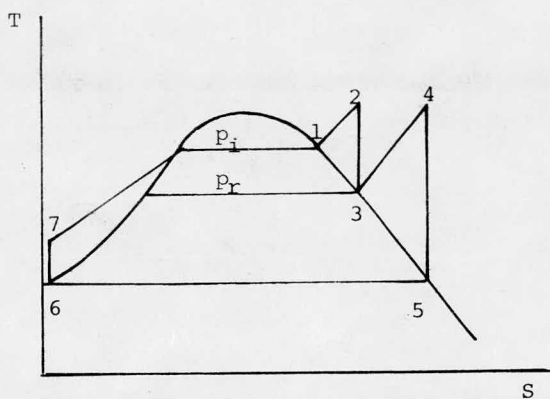


FIG. 10.- Diagrama temperatura-entropía del ciclo con recalentamiento para turbinas de vapor.

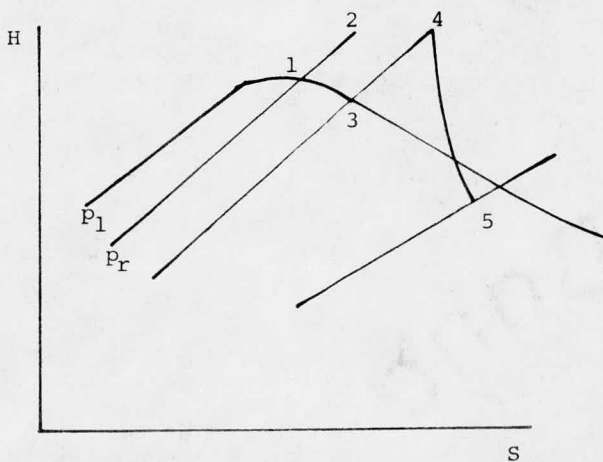


FIG. 11.- Diagrama entalpia-entropía del ciclo con recalentamiento para turbinas de vapor.

CICLO REGENERATIVO

En una planta de turbina de vapor es de vital importancia lograr el calentamiento económico del agua de alimentación; para esto, se usa el ciclo regenerativo que consiste en hacer extracciones de vapor parcialmente expandido de la turbina y utilizarlo para el precalentamiento del agua de alimentación a la caldera.

Dependiendo de la ganancia particular en eficiencia se elegirá el número de calentadores de alimentación por sangrado de vapor. Y lógicamente dependiendo de los costos adicionales que esto implique.

La cantidad de vapor sangrado es aproximadamente del 20 al 30% del vapor de paso.

Los beneficios que se pueden obtener con el uso de un ciclo regenerativo o un ciclo de recalentamiento varían. Siendo una función de la presión de operación y temperatura del sistema, un estimado del mejoramiento de la eficiencia sería:

Con recalentamiento 5%

Con regeneración 10%

La fig. (27) representa el ciclo regenerativo operado con vapor como fluido de trabajo y la fig. (28) el diagrama temperatura-entropía para el mismo ciclo.

La fig. (28) representa un diagrama temperatura-entropía del ciclo regenerativo. Los puntos enumerados representan los siguientes pasos:

- (1)-(2) Expansión y sangrado de vapor
- (1)-(3) Expansión total
- (3)-(4) Condensación
- (4)-(5) Bombeo para recirculación
- (2)-(5) Recirculación del sangrado para recalentamiento de la alimentación.

CICLOS BINARIOS

Son aquellos que usan dos tipos diferentes de vapor, uno para las temperaturas elevadas y otro para las temperaturas bajas.

FIG. 12.- Ciclo regenerativo para turbinas de vapor.

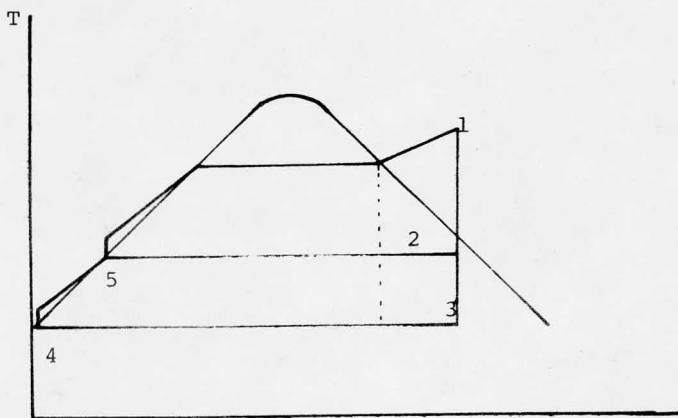
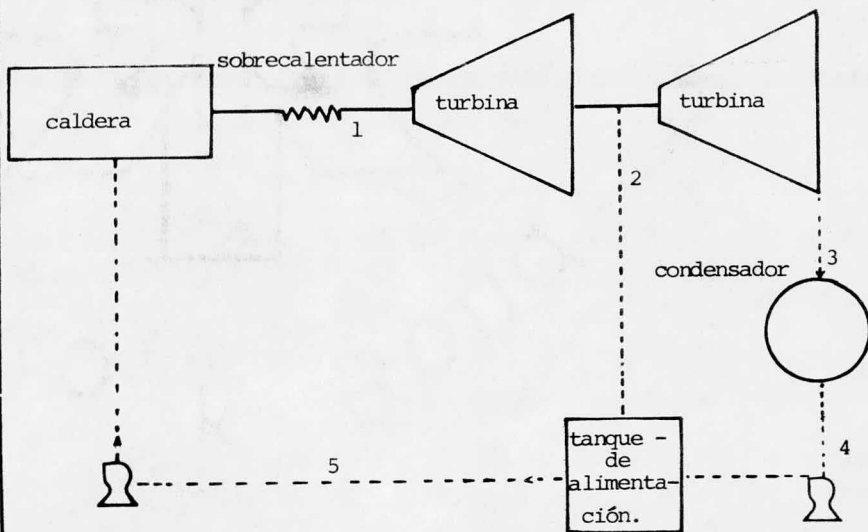


FIG. 13.- Diagrama temperatura-entropía. Ciclo regenerativo.

CICLOS DE TURBINAS DE GAS

EL CICLO DE CARNOT USANDO GAS COMO FLUIDO DE TRABAJO

El ciclo de Carnot representa el máximo resultado alcanzable en la conversión de energía calorífica en energía mecánica, dicha conversión no puede llevarse a cabo en cualquier máquina real, pero es de gran valor, como un estándar de comparación de todos los otros ciclos ideales. La sustancia de trabajo puede ser, cualquier gas suficientemente alejado de su punto de licuefacción, para que obedezca las leyes desarrolladas para gases, la hipótesis fundamental del ciclo de Carnot teórico es: "La transferencia de calor de o hacia un fluido en el ciclo es reversible", pero esto es imposible en la práctica, por lo que el ciclo de Carnot se utiliza como patrón para evaluar la eficiencia de los ciclos reales.

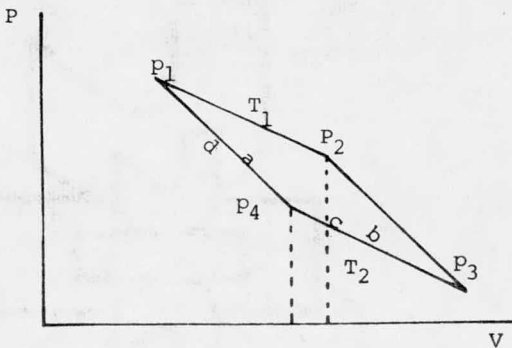


FIG. 29.- Representa el ciclo de Carnot en un diagrama presión-volumen usando un gas ideal como fluido de trabajo.

La figura (29) es la representación de las etapas del ciclo de Carnot haciendo la consideración de un gas ideal como fluido de trabajo; dichas etapas son las siguientes:

- Etapa (a) Representa una expansión isotérmica
- Etapa (b) Representa una expansión adiabática
- Etapa (c) Representa una compresión isotérmica
- Etapa (d) Representa una compresión adiabática

Expansión isotérmica.- El calor absorbido a T_1 durante la expansión es igual al área bajo la curva entre las presiones P_1 y P_2 .

Expansión adiabática.- Durante la expansión la energía interna del gas disminuye, el trabajo dado es igual a la disminución de energía interna y está representado por el área bajo la curva entre las presiones P_2 y P_3 .

Compresión isotérmica.- El calor que se pierde durante la compresión isotérmica a la temperatura T_2 es igual al área bajo la curva entre las presiones P_3 y P_4 .

Compresión adiabática.- El trabajo de compresión - adiabática, es igual al incremento en energía interna, se re presenta por el área bajo la curva entre las presiones P_4 y

P_1 .

CICLOS DE TURBINA DE GAS

CICLO JOULE O BRAYTON

Al estudiar el ciclo de Joule se hace la consideración de que el fluido tiene las propiedades del aire.

Este ciclo ideal es el más simple para gases como fluido de trabajo. Su representación gráfica se hace mediante un diagrama temperatura-entropía Fig.(31). Y la representación de las etapas en la Fig. (30).

Con referencia a las figuras (30) y (31), las etapas de el ciclo de Joule son las siguientes:

- (1)-(2) Compresión isentrópica
- (2)-(3) Adición de calor a presión constante
- (3)-(4) Expansión isentrópica
- (4)-(1) Pérdida de calor a presión constante.

Compresión isentrópica.- Aire atmosférico se induce al compresor por medio de una fuente auxiliar de potencia y se comprime isentrópicamente a través de una relación de --- presiones.

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

donde:

r_p = relación de presión

P_1 = presión inicial

P_2 = presión final

Adición de calor a presión constante.- El combustible se inyecta y quema en forma continua en la corriente de aire, el quemado de combustible adiciona calor sensible al fluido a presión constante y la temperatura se eleva considerablemente.

Expansión isentrópica.- Los gases de combustión -- más el aire calentado, se expanden isentrópicamente en una turbina a través de una relación de presión r_p .

Pérdida de calor a presión constante.- El gas de escape de la turbina puede descargarse a la atmósfera a presión atmosférica o bien regresarse periódicamente a su condición inicial mediante pérdida de calor a presión constante.

Consideraciones hechas para el análisis del ciclo_

Joule:

I.- Composición constante del fluido de trabajo.

I.- La masa velocidad del combustible agregado es pequeña --
comparada con la del aire usado, por lo que se desprecia.

I.- El C_p medio se considera constante.

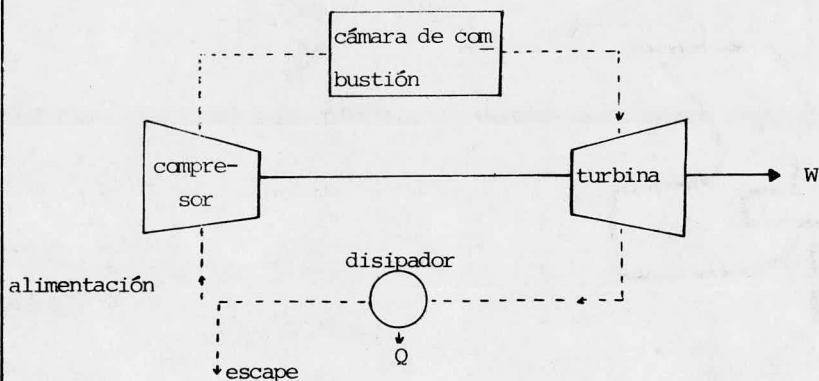


FIG. 30.- Representación de las operaciones en un ciclo Joule o --
Brayton.

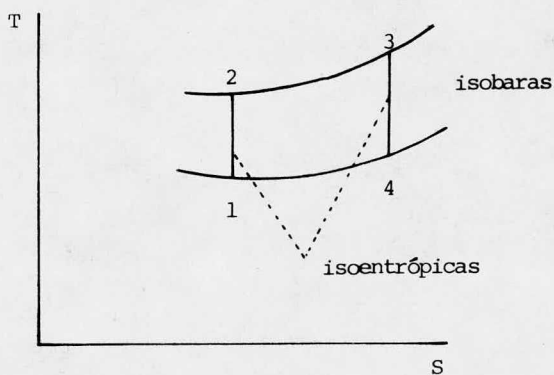


FIG. 31.- Diagrama temperatura-entropía para el ciclo Joule o Brayton.

Trabajo neto producido por el ciclo.

$$W_n = W_t - W_c$$

donde:

W_n = trabajo neto

W_t = trabajo de la turbina

W_c = trabajo del compresor

Considerando que:

$$Q_a = \text{cantidad de calor agregado} = m C_p \Delta T \left. \begin{array}{l} T_3 \\ T_2 \end{array} \right\}$$

$$Q_c = \text{calor cedido por enfriamiento} = m C_p \Delta T \left. \begin{array}{l} T_4 \\ T_1 \end{array} \right\}$$

$$W_n = m C_p (T_3 - T_2) - m C_p (T_4 - T_1)$$

Eficiencia térmica.

La eficiencia térmica del ciclo Joule o Brayton -

η_{tB} se define de la siguiente manera:

$$\eta_{tB} = \frac{Q_a - Q_c}{Q_a}$$

Por tanto:

$$\eta_{tB} = \frac{C_p (T_3 - T_2) - C_p (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} \quad \delta$$

$$\eta_{tB} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

rearrreglando:

$$\eta_{tB} = \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right)$$

(&) Consideración.

Ya que los procesos de compresión (1-2) y expansión (3-4) son isoentrópicos, el cambio de entropía que sufre el fluido durante la adición de calor es igual en magnitud, al cambio de entropía durante la pérdida de calor.

Partiendo de la ecuación:

$$T d_s = dh - v dp$$

$$d_s = \frac{dh}{T} - \frac{v dp}{T}$$

$$\text{Pero } dh = C_p dt$$

entonces:

$$d_s = \int \left[\frac{c_p dt}{T} - \frac{v dp}{T} \right]$$

integrando:

$$\Delta S = \int \left[c_p \frac{dt}{T} - \frac{v}{T} dp \right]$$

Como $PV = RT$ (ley general del estado gaseoso)

$$\frac{v}{T} = \frac{R}{P}$$

Substituyendo $\frac{v}{T}$ en la ecuación anterior tenemos:

$$\Delta S = \int \left[c_p \frac{dt}{T} - R \frac{dp}{P} \right]$$

pero c_p y R son constantes, entonces:

$$\Delta S = c_p \int \frac{dt}{T} - R \int \frac{dp}{P}$$

Poniendo límites e integrando para los procesos:

- (1)-(2) Compresión isentrópica
- (3)-(4) Expansión isentrópica
- (2)-(3) Adición de calor a presión constante
- (4)-(1) Pérdida de calor a presión constante

$$\Delta S_{2-3} = C_p \ln \frac{T_3}{T_2}$$

$$\Delta S_{3-4} = C_p \ln \frac{T_4}{T_3}$$

De acuerdo a la consideración (&)

$$C_p \ln \frac{T_3}{T_2} = C_p \ln \frac{T_4}{T_1}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

y como los procesos de ganancia de calor y pérdida de calor (2-3) y (4-1) respectivamente, son a presión constante, se puede establecer que: $P_2 = P_3$ y que $P_4 = P_1$

Entonces relacionándolas

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1}$$

ya que $\frac{T_3}{T_1} = \frac{T_4}{T_1}$ si se le resta uno a ambos términos de la

ecuación resulta que:

$$\frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$$

$$\frac{T_3 - T_2}{T_2} = \frac{T_4 - T_1}{T_1}$$

sustituyendo en la ecuación (1) de eficiencia tenemos:

$$\text{ec. (1)} \quad \eta_{tB} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{T_3 - T_2}$$

rearrreglando:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{T_3 - T_2}{T_2} \right) T_2 - \left(\frac{T_4 - T_1}{T_1} \right) T_1 \\ & = \frac{\quad}{T_3 - T_2} \end{aligned}$$

$$\text{como: } \frac{T_4 - T_1}{T_1} = \frac{T_3 - T_1}{T_2}$$

sustituimos:

$$\eta_{tB} = \frac{\left(\frac{T_3 - T_2}{T_2} \right) T_2 - \left(\frac{T_3 - T_2}{T_2} \right) T_1}{T_3 - T_2}$$

Entonces:

$$\eta_{tB} = \frac{\frac{(T_3 - T_2)(T_2 - T_1)}{T_2}}{\frac{T_3 - T_2}{1}} = \frac{(T_3 - T_2)(T_2 - T_1)}{T_2 (T_3 - T_2)}$$

$$\frac{T_2 - T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

o bien:

$$\eta_{tB} = \frac{T_3 - T_4}{T_3}$$

utilizando las relaciones de presión se tiene; entre (1)-(2):

$$\begin{aligned}\eta_{tB} &= \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{(k-1)/k} \\ &= 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}\end{aligned}$$

A primera vista la ecuación $1 - \frac{T_1}{T_2} = \eta_{tB}$ podría parecer equivalente a la de Carnot; pero esta ecuación no está expresada en términos de los límites de temperaturas como en Carnot.

Si expresamos la ecuación de eficiencia en función de las entropías:

$$\eta_{tB} = \frac{Q_a - Q_c}{Q_a}$$

ya que: $Q = T\Delta S$

$$\eta_{tB} = \frac{T_{ma} \Delta S_{3-2} - T_{mc} \Delta S_{4-1}}{T_{ma} \Delta S_{3-2}}$$

donde:

T_{ma} = temperatura media de agregado de calor

T_{mc} = temperatura media de cedencia de calor

pero $\Delta S_{2-3} = \Delta S_{4-1}$ por tanto:

$$\eta_{tB} = \frac{T_{ma} - T_{mc}}{T_{ma}}$$

Quiere decir que la eficiencia del ciclo Brayton depende de las temperaturas medias efectivas de adición y pérdida de calor, en cierto modo.

Para incrementar la temperatura media efectiva de transferencia de calor, es necesario incrementar la temperatura de entrada a la turbina T_3 .

El resultado del incremento en la temperatura media, será un incremento en la eficiencia según la ecuación:

$$\eta_{tB} = \frac{T_3 - T_4}{T_3}$$

También puede incrementarse la eficiencia, incrementando la relación de presión y conservando constantes las temperaturas 3 y 1; como la temperatura 2 se incrementará, la temperatura media efectiva de adición de calor también se incrementará y la temperatura de escape T_4 descenderá, por -

lo que la temperatura media de cedencia de calor disminuye, incrementando la eficiencia.

NOTA:

$$\text{relación de compresión} = \frac{\text{volumen inicial}}{\text{volumen final}}$$

$$\text{relación de expansión} = \frac{\text{volumen final}}{\text{volumen inicial}}$$

$$\text{relación de presión} = \frac{\text{presión más alta}}{\text{presión más baja}} \text{ del proceso.}$$

La eficiencia del ciclo Brayton con respecto a la relación de compresión.

La relación de compresión para compresión isoentrópica es:

$$r_c = \frac{V_1}{V_2}$$

donde:

r_c = relación de compresión

entonces la relación temperatura-volumen para la isoentrópica es:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = r_c^{k-1}$$

sustituyendo este valor en la ecuación de eficiencia tenemos:

$$\eta_{tB} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

nota:

en turbinas de gas la eficiencia se representa comunmente como una función de la relación de presión.

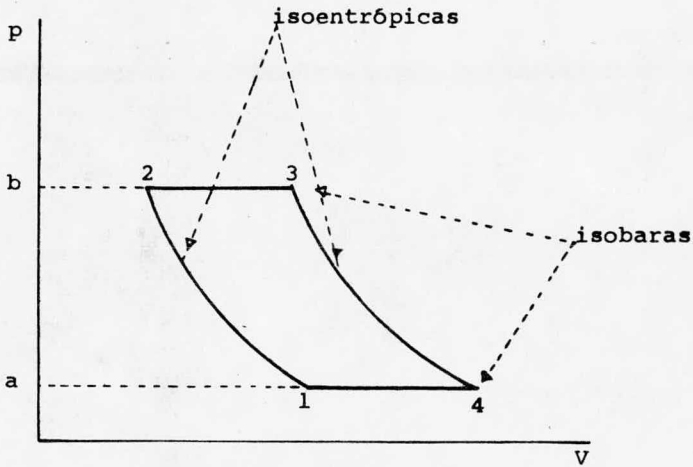


FIG.32.- El ciclo Brayton ideal representado en un diagrama presión volumen.

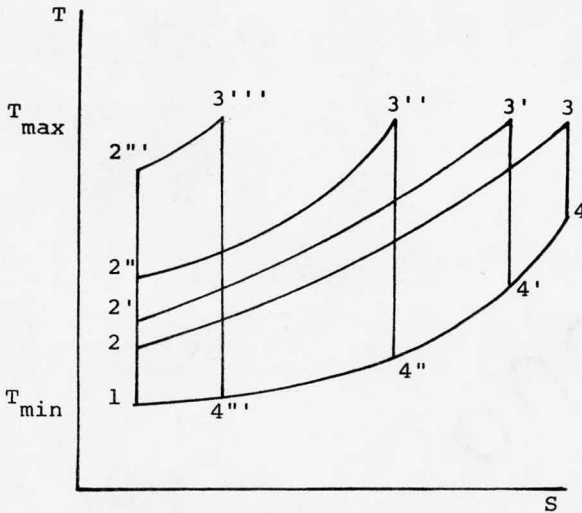


FIG.-33.- Diagrama temperatura-entropía de un ciclo ideal con diferentes relaciones de presión y Temp.máx. constante.

CICLO BRAYTON IDEAL CON REGENERACION

El ciclo Brayton ideal con regeneración consta de_ las siguientes etapas:

- (1)-(2) Compresión isoentrópica
- ∅ (2)-(5) Transferencia de calor al aire comprimido a ex pensas del gas de escape.
- (5)-(3) Calor agregado en la cámara de combustión
- ∅ (4)-(6) Transferencia de calor de los gases de desecho al fluido comprimido.
- (6)-(1) Disipación del calor residual.

∅.- el calor cedido por el paso (4)-(6) es el calor ganado - por el paso (2)-(5).

Consideraciones:

-- Transferencia total de calor entre el gas de saliente del cambiador y el gas saliente del compresor; es decir que - $T_6 = T_2$ y $T_5 = T_4$.

Efecto de la regeneración.- Se representa, por la_ transferencia del calor entre el gas comprimido y el expandi_

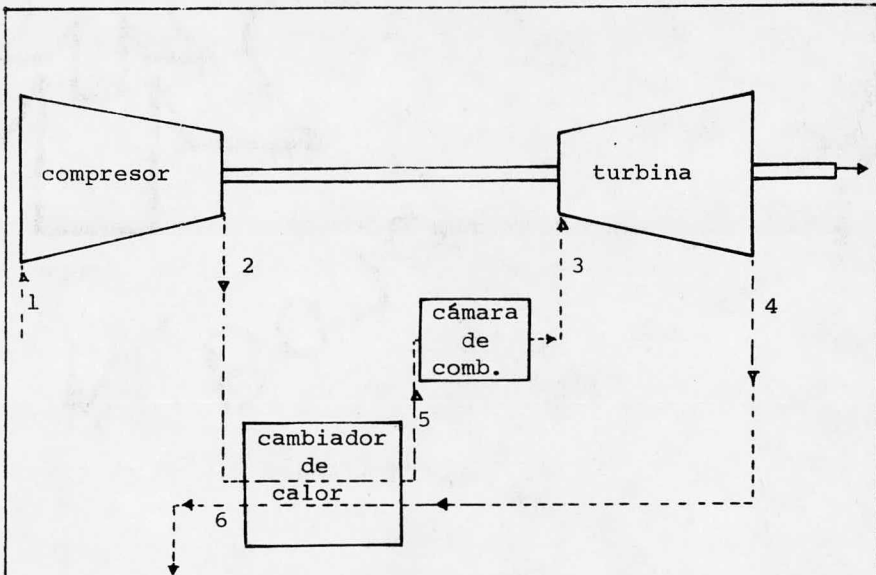


FIG.34.- Representación gráfica del ciclo Brayton ideal - con intercambiador de calor.

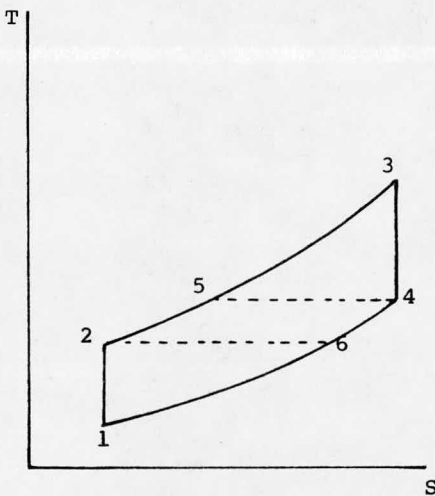


FIG.35.- Representación gráfica de un diagrama temperatura entropía para el ciclo Brayton c de calor.

do, durante la cual se eleva la temperatura media efectiva de agregado de calor en la fuente calorífica, disminuyendo a la vez la temperatura media efectiva de disipación de calor en el disipador, incrementando con eso, la eficiencia del ciclo, o sea que se alimenta menos calor de la fuente y también se cede menos en el disipador.

Eficiencia en función de la entalpia:

$$\eta = \frac{(\Delta h)_{3-4} - (\Delta h)_{1-2}}{h_3 - h_5}$$

Eficiencia en función de temperatura:

$$\eta = 1 - \frac{T_6 - T_1}{T_3 - T_5}$$

Las presiones P_2 , P_5 , P_3 son iguales y las presiones P_1 , P_6 , P_4 también. Entonces la eficiencia termodinámica puede escribirse como:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3} \frac{T_3}{T_5} = 1 - \frac{T_1}{T_3} (r_p)^{(k-1)/k}$$

ya que se consideró regeneración perfecta T_4 y T_5 son equivalentes.

El calor alimentado externamente es:

$$Q_a = C_p (T_3 - T_5) \text{ por libra.}$$

El calor cedido al disipador es:

$$Q_c = C_p (T_6 - T_1) \text{ por libra.}$$

Las curvas de eficiencia están dadas por la ecuación:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3} (r_p)^{(k-1)/k}$$

Desviaciones del ciclo ideal.

Para el ciclo real, la eficiencia y la potencia -- son menores que para el ciclo ideal y algunas de las razones se enumeran a continuación:

- El fluido de trabajo no es aire puro, ya que al agregar combustible y producirse los gases de combustión, se aumenta la masa fluyente y por tanto, aumenta también la capacidad calorífica media del fluido, por lo que se requiere más energía para elevarlo a un nivel energético más -- alto.

- La compresión no es isoentrópica. Las eficiencias isoentrópicas para compresores de los mejores diseños son:
 - Para flujo axial 87% a 90%
 - Para centrífugos 75% a 85%
- La expansión no es isoentrópica
- Hay pérdidas de presión, a través del sistema, dichas pérdidas en los conductos pueden empeorar la eficiencia y la potencia.
- La energía alimentada como combustible no se libera totalmente durante la combustión, es decir, hay combustión incompleta debido a la alta velocidad del flujo de aire por la cámara de combustión.
- Hay pérdidas de energía en el sistema que reducen la eficiencia total y la producción de potencia; entre ellos es tán los siguientes:
 - a) pérdidas por radiación (pequeñas)
 - b) Pérdidas de energía calorífica y pérdidas en el trabajo de compresión, debido al sangrado de aire del com--

presor para usarse como medio de enfriamiento.

- c) Pérdidas mecánicas.- Son pocas, debido a que hay pocas partes móviles (sin considerar los impulsores auxiliares).

CICLO BRAYTON REAL (irreversible)

Consideración:

La caída de presión en la cámara de combustión se considera despreciable.

Eficiencia térmica.

La eficiencia térmica se define como:

$$\eta = \frac{W_n}{Q_a}$$

donde:

W_n = trabajo neto

Q_a = calor agregado

η = eficiencia térmica

el equivalente para trabajo neto es:

$$W_n = W_t - W_c$$

donde:

$$W_t = \eta_{it} \eta_m (\Delta h)_{3-4} \dots \dots (1)$$

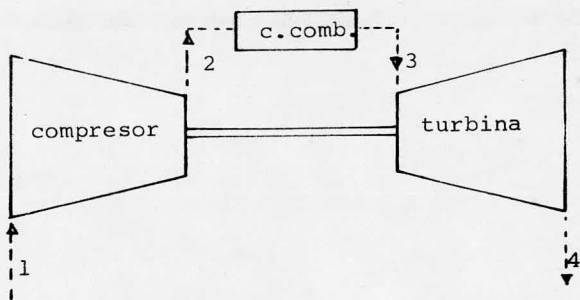


FIG. 36.- Representación gráfica del ciclo Brayton Real. (irreversible).

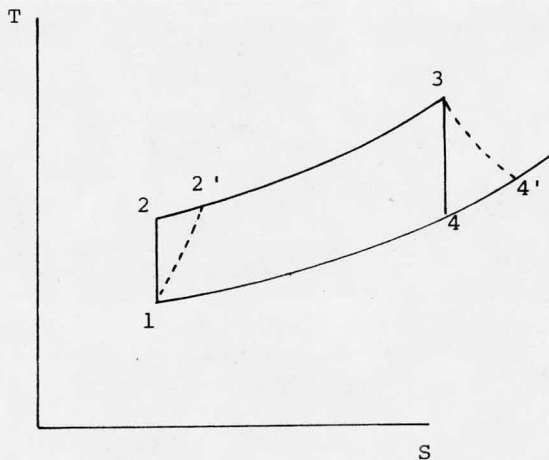


FIG. 37.- Representación gráfica del ciclo Brayton Real en un diagrama temperatura-entropía.

$$W_c = \frac{(\Delta h)_{2-1}}{\eta_{mc} \eta_{ic}} \dots\dots\dots (2)$$

donde:

W_t = trabajo de la turbina

W_c = trabajo del compresor

η_{it} = eficiencia interna de la turbina

η_{mc} = eficiencia mecánica del compresor

η_{ic} = eficiencia interna del compresor.

Para hacer completa la evaluación de la eficiencia térmica del ciclo, hay que contabilizar el calor agregado en forma de combustible, haciendo la consideración de la eficiencia de combustión y del aumento de la entalpia en la cámara de combustión.

Calor agregado mediante combustión:

$$Q_a = \frac{h_3 - h'_2}{\eta_{comb.}} \dots\dots\dots (3)$$

donde:

$h_3 - h'_2$ = incremento de entalpia en la cámara

$\eta_{comb.}$ = eficiencia de combustión

Q_a = calor agregado

Eficiencia térmica del ciclo:

Sustituyendo en la ecuación de eficiencia:

$$\eta = \frac{W_n}{Q_a} = \frac{W_t - W_c}{Q_a}$$

los equivalentes obtenidos para trabajo de la turbina Ec. (1), trabajo del compresor Ec (2), y calor agregado Ec.(3) obtenemos la ecuación siguiente:

$$\eta_T = \frac{\eta_{it} \eta_m (\Delta h)_{3-4} - \frac{(\Delta h)_{2-1}}{\eta_{mc} \eta_{ic}}}{\frac{h_3 - h'_2}{\eta_{comb.}}} \dots\dots\dots (4)$$

como:

$$= \frac{h_2 - h_1}{h'_2 - h_1} = \frac{H_1}{H_2} \dots\dots\dots (5)$$

y $H = c_p \Delta T$, así que $\frac{H_1}{H_2} = \frac{T_1}{T_2}$ y

$$\eta_{ic} = \frac{T_2 - T_1}{T'_2 - T_1} \dots\dots\dots (6)$$

la relación de temperatura isentrópica es:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

la relación de presión es:

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = r_p^{(k-1)/k} \dots\dots\dots (7)$$

haciendo las sustituciones pertinentes la eficiencia térmica resultante es:

$$= \frac{(r_p^{(k-1)/k} - 1) \left(\frac{T_3 \eta_{it} \eta_m}{r_p^{(k-1)/k}} - \frac{T_1}{\eta_{ic} \eta_{mc}} \right) \eta_b}{T_3 - T_1 \left(\frac{1 + r_p^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{ic}} \right)}$$

La eficiencia térmica del ciclo Brayton irreversible:

La eficiencia térmica de este ciclo, se grafica -- contra valores diferentes de relación de presión, tomando en cuenta tres parámetros importantes que a continuación se mencionan:

1.- La eficiencia térmica del ciclo mejora con el aumento de temperatura de entrada a la turbina y disminuye con la -

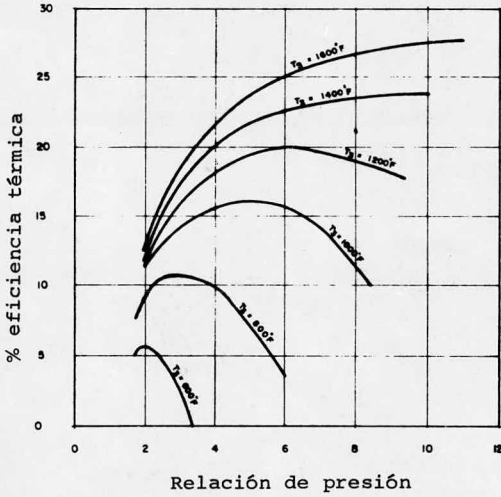


FIG. 38.- Gráfica de relación de presión-eficiencia térmica.

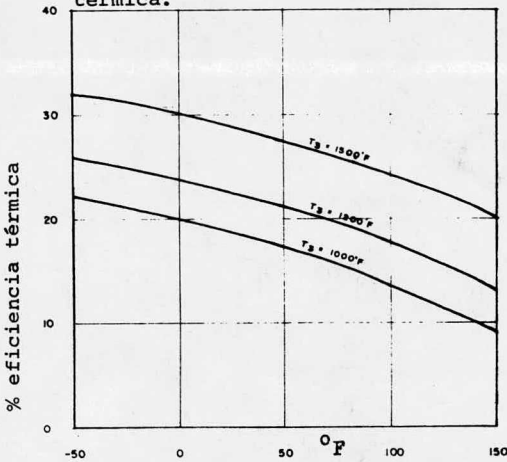


FIG. 39.- Gráfica de temperatura de entrada-eficiencia térmica.

disminución de ésta, conservando fija la relación de presión.

2.- En la práctica se debe definir una relación de presión - para máxima eficiencia térmica, la relación de presión - óptima cambia para varias temperaturas de entrada a la turbina.

3.- La temperatura de entrada al compresor es otro parámetro importante. Ya que el aire se absorbe directamente de la atmósfera, la temperatura ambiente influye en la eficiencia del ciclo, así si el clima es frío, el ciclo --- Brayton es más eficiente.

CICLO BRAYTON REAL CON REGENERACION

En este ciclo, el regenerador (cambiador de calor), se carga con la diferencia de entalpia entre la salida de la turbina y la salida del compresor con una diferencia de entalpia de $h_4 - h_2$.

h_4 = entalpia a la salida de la turbina.

h_2 = entalpia a la salida del compresor.

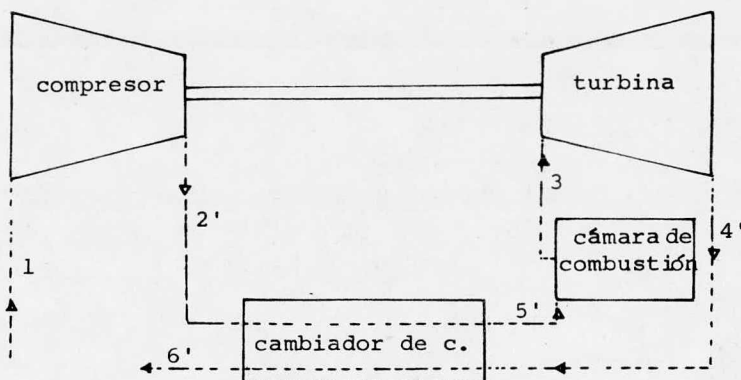


FIG. 40.- Representación del ciclo Brayton con regeneración.

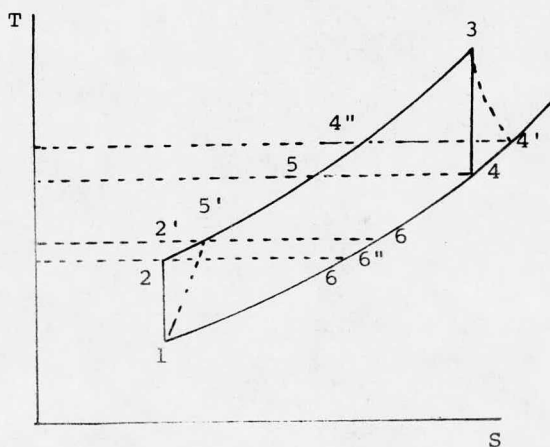


FIG. 41.- Diagrama temperatura-entropía para el ciclo Brayton Real con regeneración.

En el caso de considerar un intercambiador de calor perfecto, la eficiencia del cambiador está dada de la siguiente manera:

$$\eta_{c.c.} = \frac{h'_5 - h'_2}{h'_4 - h'_6} = \frac{h'_5 - h'_2}{h'_4 - h'_2}$$

donde:

h = entalpia

El trabajo neto desarrollado, está dado por la ecuación:

$$W_n = r_p^{(k-1)/k} \left(\frac{T_3 \eta_{it} \eta_{mc}}{r_p^{(k-1)/k} - \left(\frac{T_1}{\eta_{ic} \eta_{mc}} \right)} \right) \eta_b$$

donde:

r_p = relación de presión

η_b = eficiencia de combustión

η_{it} = eficiencia interna de la turbina

η_{mc} = eficiencia mecánica de la turbina

η_{ic} = eficiencia interna del compresor

η_{mc} = eficiencia mecánica del compresor

Eficiencia térmica del ciclo.

$$= \frac{\text{trabajo neto}}{\text{calor agregado}}$$

el calor agregado es:

$$Q_a = \frac{C_p (T_3 - T'_5)}{\gamma_b} = \frac{C_p}{\gamma_b} (T_3 - \gamma_c (T'_4 - T'_2) - T'_2)$$

donde:

γ_b = eficiencia de combustión

γ_c = eficiencia del regenerador

Si expresamos T_2 en términos de T_2' , T_1 y γ_{ic} y si expresamos h' en términos de T_3 , T_4 y γ_{it} .

$$Q_a = \frac{C_p}{\gamma_b} (T_3 - \gamma_c T_3 (1 - \gamma_{it} (1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}))) + T_1 (\frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{\gamma_{ic}} + 1) (1 - \gamma_r)$$

La eficiencia térmica se establece entonces como:

$$\eta_t = \frac{(r_p^{(k-1)/k} - 1) (\frac{T_3 \gamma_{it} \gamma_{mt}}{r_p^{(k-1)/k}} - \frac{T_1}{\gamma_{ic} \gamma_{mc}}) \gamma_b}{T_3 - \gamma_r T_3 (1 - \gamma_{it} (1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}})) + T_1 (\frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{\gamma_{ic}} + 1) (1 - \gamma_r)}$$

Con la ecuación anterior se pueden generar curvas_ de eficiencia-relación de presión, usando valores fijos de - temperatura inicial y varios valores diferentes de relación_ de presión.

En las curvas de la fig.(42) se representa que la_ eficiencia térmica del ciclo real es cero cuando se tiene -- una relación de presión usando valores fijos de temperatura_ inicial y valores diferentes de relación de presión.

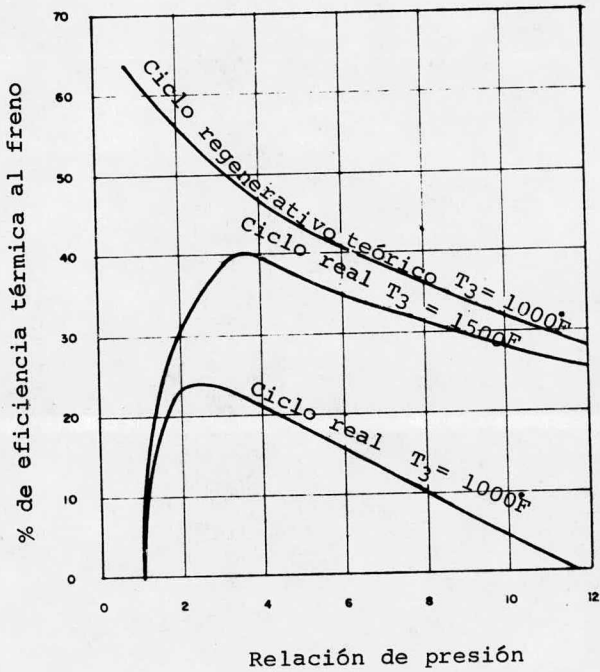


FIG. 42.- Curvas de eficiencia térmica-relación de presión para el ciclo Brayton Real con regeneración.

CICLO DE STIRLING

- (1) - (2) Expansión isotérmica y pérdida de calor.
 (2) - (3) Adición de calor a volumen constante.
 (3) - (4) Expansión a temperatura constante; adición de --
 calor.
 (4) - (1) Pérdida de calor a volumen constante y compresión

Figuras (43) y (44).

Eficiencia térmica del ciclo:

$$\eta_{t \text{ Stirling}} = \frac{Q_a - Q_c}{Q_a}$$

Q_a = Calor Agregado

Q_c = Calor cedido

η_{tS} = Eficiencia térmica de Stirling

Calor agregado:

$$Q_a = Q_{a_{2-3}} + Q_{a_{3-4}}$$

Calor cedido:

$$Q_c = Q_{c_{4-1}} + Q_{c_{1-2}}$$

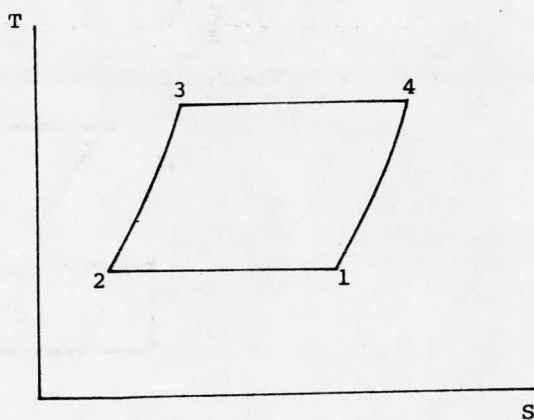


FIG. 43.- Representación del ciclo Stirling en un diagrama temperatura-entropía.

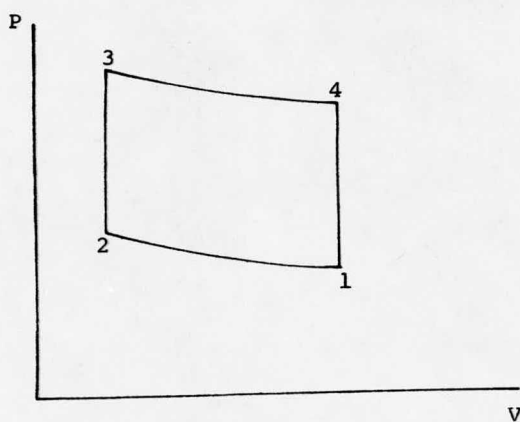


FIG. 44.- Representación del ciclo Stirling en un diagrama presión-volumen.

$$\eta_{ts} = \frac{(Q_{a_{2-3}} + Q_{a_{3-4}}) - (Q_{c_{4-1}} - Q_{c_{1-2}})}{Q_{a_{2-3}} + Q_{a_{3-4}}}$$

Hay otra forma de expresar la eficiencia térmica - de Stirling y es haciendo las siguientes anotaciones previas:

$$dq = C_v dt \quad (1)$$

$$ds = \frac{dq}{T} \quad (2)$$

$$C_v dt = ds T = dq \quad (3)$$

Expresando las cantidades de calor que intervienen en el proceso de la manera anterior ec. (3), tenemos:

$$Q_{2-3} = C_v (T_2 - T_3) \quad \text{Adición de calor a volumen constante.}$$

$$Q_{3-4} = T_3 dS_{3-4} \quad \text{Expansión isotérmica.}$$

$$Q_{4-1} = C_v (T_4 - T_1) \quad \text{Pérdida de calor a volumen constante.}$$

$$Q_{1-2} = T_1 \Delta S_{1-2} \quad \text{Expansión isotérmica.}$$

Es decir, es un proceso donde primero se varía la temperatura a volumen constante y luego el volumen isotérmicamente.

Pero en el paso (3)-(4) al hacer una expansión iso

térmica, se está haciendo una variación de presión en forma isotérmica, ya que al expanderse el fluido la presión del mismo cambia; por tanto, la diferencia de entropía de (3)-(4) se puede expresar de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \Delta S_{3-4} &= \int_3^4 \frac{dq}{t} = -R \int_3^4 \frac{dp}{p} \\ &= \frac{R}{j} \ln \frac{P_3}{P_4} \end{aligned}$$

donde:

j es el equivalente mecánico del calor o constante de Joule.

Ya que en el proceso (3)-(4) tenemos que:

$$P_3 V_3 = P_4 V_4$$

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

$$V_2 = V_3$$

$$V_4 = V_1$$

Si las relacionamos resulta que $\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1}$ y que:

$$\Delta S_{3-4} = \frac{R}{J} \ln \frac{P_2}{P_1} = \Delta S_{1-2}$$

Por tanto la eficiencia térmica queda expresada así:

$$tS = \frac{((T_3 - T_2)/T_3)(k-1) \ln P_3/P_4}{((T_3 - T_2)/T_3) - (k-1) \ln P_3/P_4}$$

Si al ciclo Stirling, se le introduce un intercambiador de calor tal que el calor perdido durante el proceso (4)-(1) pueda regresarse al ciclo mediante el proceso (2)-(3). Entonces la eficiencia térmica varía de la siguiente manera:

$$\eta_{tS \text{ c/r}} = \frac{Q_{3-4} - Q_{1-2}}{Q_{3-4}}$$

$$\eta_{tS \text{ c/r}} = \frac{T_3 S_{3-4} - T_2 S_{1-2}}{T_2 S_{3-4}}$$

$$\eta_{tS \text{ c/r}} = \frac{T_3 - T_2}{T_2}$$

donde:

c/r = con regeneración.

Esta ecuación indica que el ciclo Stirling con regeneración tiene una eficiencia térmica equivalente a la del ciclo de Carnot. Cuando opera entre las mismas temperaturas de fuente y receptor de calor.

CICLO IDEAL DE ERICSSON

El ciclo ideal de Ericsson representado en las figuras (46) y (45) en los diagramas presión-volumen y temperatura-entropía respectivamente, incluye las siguientes etapas:

- (1) - (2) Compresión isotérmica
- (2) - (3) Adición de calor a presión constante
- (3) - (4) Expansión isotérmica
- (4) - (1) Pérdida de calor a presión constante.

NOTA:

También se agrega calor de (3) a (4) y se pierde calor isotérmicamente de (1) a (2).

La eficiencia térmica del ciclo es:

$$\eta_{tE} = \frac{Q_{2-1} + Q_{3-4} - Q_{4-1} - Q_{1-2}}{Q_{2-3} + Q_{3-4}}$$

$$= \frac{C_p(T_3 - T_2) + T_3(\Delta S_{3-4}) - C_p(T_4 - T_1) - T_1 \Delta S_{1-2}}{C_p(T_3 - T_2) + T_3(\Delta S_{3-4})}$$

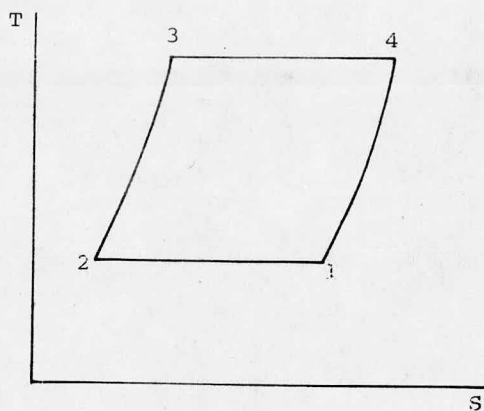


FIG. 45.- Representación del ciclo ideal de Ericsson en un diagrama temperatura-entropía.

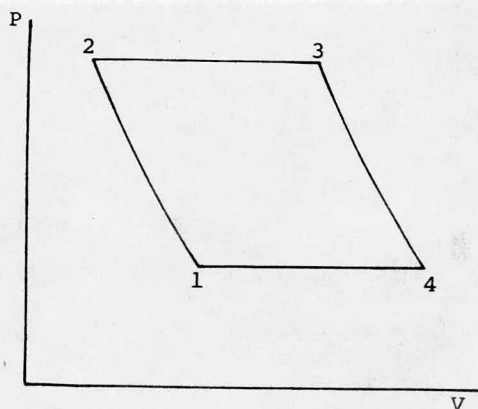


FIG. 46.- Representación del ciclo ideal de Ericsson en un diagrama presión volumen.

$$\left(\frac{T_4 - T_1}{T_4} \right) \left(\frac{k-1}{k} \right) \ln \frac{P_2}{P_1} = \eta_{tE}$$

$$\frac{T_4 - T_1}{T_4} + \frac{k-1}{k} \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Esta ecuación indica que la eficiencia del ciclo -

Ericsson depende de:

- 1.- De la alta temperatura de entrada de la turbina
- 2.- De la baja temperatura de entrada del compresor
- 3.- De la relación de presión
- 4.- De la alta relación de calor específico.

La eficiencia térmica del ciclo ideal de Ericsson según la ecuación anterior, empeora con respecto a la eficiencia del ciclo Brayton simple. Pero si se usa un regenerador de tal manera que el calor que se pierde de (4) a (1), se recupere por adición al aire comprimido en la etapa (2)-(3); entonces la única adición o pérdida de calor externa -- ocurriría en las etapas (3)-(4) y (1)-(2) respectivamente.

La eficiencia térmica podría escribirse entonces -

como:

$$\eta_{tE \text{ c/r}} = \frac{T_4 \Delta S_{3-4} - T_1 \Delta S_{1-2}}{T_4 \Delta S_{3-4}}$$

$$\eta_{tE c/r} = \frac{T_4 - T_1}{T_4}$$

Quiere decir entonces, que la eficiencia térmica - del ciclo Ericsson con regeneración es equivalente a la del ciclo de Carnot, dentro de los mismos límites de temperatura.

Aparentemente hasta ahora el ciclo de Ericsson con regeneración, daría una excelente oportunidad para el mejora miento de la eficiencia de una planta con turbina de gas, pe ro, todas las modificaciones sugeridas por el ciclo ideal de Ericsson con regeneración, no podrían justificarse economica mente para una instalación particular. Además de que el ciclo Ericsson con regeneración adquiriría un tamaño exagerado y una complejidad indebida.

A continuación se mencionan algunas de las modificaciones que se podrían hacer:

Compresión isotérmica.- Se puede alcanzar por interenfriamiento entre las etapas del compresor.

Expansión isotérmica.- Se puede lograr un acerca--

miento con recalentamiento entre las etapas de la turbina.

Intercambio de calor a presión constante entre los gases que salen de la turbina y los que salen del compresor. Se logra mediante un regenerador de flujo a contracorriente.

CICLOS DE POTENCIA COMBINADOS

Son posibles dos tipos de ciclos combinados:

- 1.- Los que trabajan con un solo medio de trabajo para ambos ciclos, combinados normalmente en serie; a estos ciclos se les llama "ciclos de un solo medio".
- 2.- Los que usan diferentes medios para los dos ciclos combinados, como sería en una combinación de un ciclo de turbina de gas y uno de turbina de vapor.

Eficiencia para dos ciclos en serie con intercambio de calor total.- Para cualquier proceso con entrada, --- aprovechamiento y salida de calor, la eficiencia está dada - por la ecuación siguiente:

$$\eta_t = \frac{q_e - q_s}{q_e} = 1 - \frac{q_s}{q_e}$$

donde:

q_e = calor de entrada

q_s = calor de salida.

Cuando se trata de dos procesos en serie en que la pérdida de calor del primero se transfiere totalmente al se-

gundo, el calor que entra es:

$$q_{e1} = q_e$$

donde:

q_{e1} = calor que entra al proceso

q_e = calor que entra al ciclo total

El calor que sale es:

$$q_{s1} = q_{e2}$$

donde:

q_{s1} = Pérdida de calor del proceso 1

q_{e2} = Calor que entra al proceso 2

$$q_{s2} = q_s$$

donde:

q_{s2} = Pérdida de calor del proceso 2

q_s = Pérdida de calor del ciclo total

Además:

$$q_1 + q_2 = \text{calor utilizado en total}$$

donde:

$$q_1 = \text{calor utilizado en el proceso 1}$$

$$q_2 = \text{calor utilizado en el proceso 2}$$

Entonces las eficiencias están dadas por las si-

guientes ecuaciones:

$$\eta_1 = \frac{q_1}{q_e} = 1 - \frac{q_{s1}}{q_e} = 1 - \frac{q_{e2}}{q_e}$$

$$\eta_2 = \frac{q_2}{q_{e2}} = \frac{q_2}{q_e} \cdot \frac{q_{e2}}{q_{e2}}$$

$$\eta = \frac{q_1 + q_2}{q_e} = \frac{q_1}{q_e} + \frac{q_2}{q_e}$$

donde:

$$\eta_1 = \text{eficiencia del proceso 1}$$

$$\eta_2 = \text{eficiencia del proceso 2}$$

$$\eta = \text{eficiencia total}$$

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 \frac{q_{e2}}{q_e} = \eta_1 + \eta_2 (1 - \eta_1)$$

La ecuación $\eta = \eta_1 + \eta_2 (1 - \eta_1)$ también puede escribirse de la siguiente manera:

$$1 - \eta = 1 - \eta_1 - \eta_2 (1 - \eta_1)$$

$$1 - \eta = (1 - \eta_1) (1 - \eta_2)$$

esta ecuación significa que la pérdida total es igual al producto de las pérdidas individuales.

Si se tuvieran tres ciclos combinados, las pérdidas estarían representadas de esta forma:

$$1 - \eta = (1 - \eta_1) (1 - \eta_2) (1 - \eta_3)$$

El intercambio de calor para ciclos combinados se representa mediante bloques en las figuras (47), (48), (49) y (50) para los casos de: transferencia de calor total, pérdidas de calor intermedias, adición de calor entre ciclos y ciclos en serie con entrada y pérdida de calor entre ciclos respectivamente.

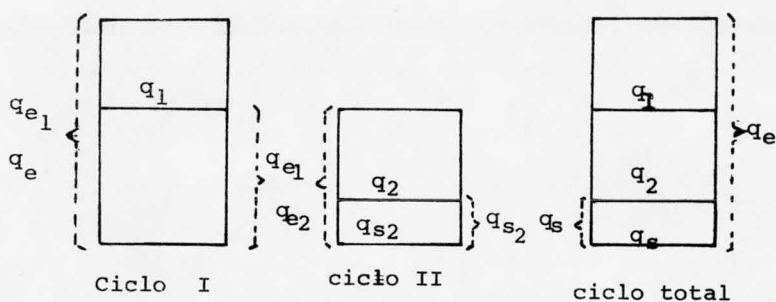


FIG. 47.- Representación mediante bloques del intercambio de calor para ciclos combinados. 1o. caso: -- Transferencia de calor total.

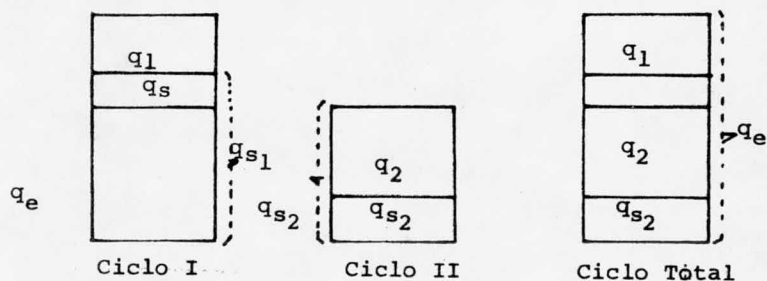


FIG. 48.- Representación mediante bloques del intercambio de calor para ciclos combinados. 2o. caso: Pérdidas de calor intermedias.

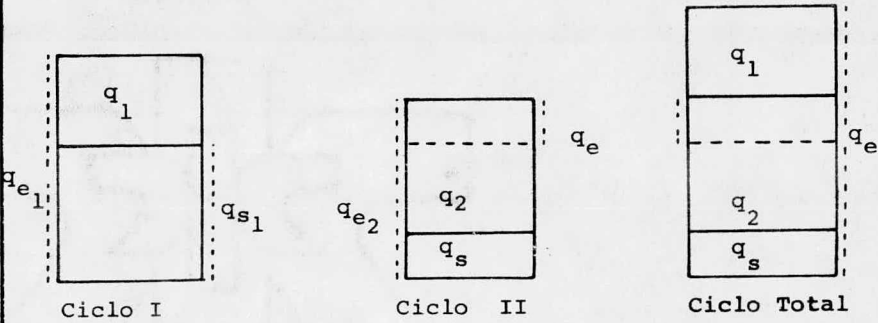


FIG. 49.- Caso en que se agrega calor entre los dos -
ciclos.

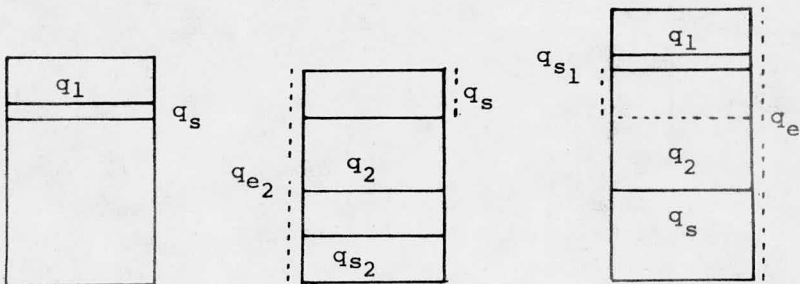


FIG. 50.- Ciclos en serie con entrada y pérdida de calor
entre ciclos.

En el caso en que el calor se agrega o sustrae entre los dos ciclos, la eficiencia del ciclo combinado cae en el rango del valor ideal.

Ciclos en serie con entrada y pérdida de calor entre ciclos. Entre el primero y el segundo proceso se pierde una cierta cantidad de energía que no está absorbiendo el segundo proceso; si se agrega calor entre los ciclos; la entrada de calor al segundo ciclo será:

$$q_{e_2} = q_{s_1} - \Delta q_{s_p} - \Delta q_s + \Delta q_e$$

q_{s_p} = calor perdido

La entrada total al proceso es:

$$q_e = q_{e_1} + \Delta q_e$$

y la eficiencia viene siendo:

$$\eta_i = \frac{q_1}{q_e} = 1 - \frac{q_{s_1}}{q_e}$$

$$\eta = 1 - \frac{q_s}{q_e} \cdot \frac{q_e}{q_{e_1}}$$

$$\begin{aligned} \eta_2 &= \frac{q_2}{q_{s1} - q_s + \Delta q_e} \\ &= \frac{q_2}{q_e} \cdot \frac{q_e}{q_{s1} - \Delta q_s + \Delta q_e} \\ \eta &= \frac{q_1 + q_2}{q_e} = \frac{q_1}{q_e} + \frac{q_2}{q_e} \end{aligned}$$

Si se consideran las siguientes igualdades para introducirse en la ecuación anterior; se puede llegar a una transformación.

igualdades:

$$v_e = \frac{\Delta q_e}{q_e}$$

$$v_s = \frac{\Delta q_s}{q_s}$$

transformación:

$$\begin{aligned} \frac{q_1}{q_e} &= \frac{q_1}{q_{e1}} \cdot \frac{q_{e1}}{q_e} = \eta \frac{q_e - \Delta q_e}{q_{e1}} \\ &= \eta_1 \cdot (1 - v_e) \end{aligned}$$

$$\frac{q_2}{q_e} = \gamma_2 \cdot q_s - \frac{\Delta q_s + \Delta q_e}{q_e}$$

$$= \gamma_2 \left(\frac{q_{s1}}{q_e} - v_s - v_e \right)$$

Transformaciones subsecuentes dan la siguiente ecuación :

$$\frac{q_{s1}}{q_e} = \frac{q_{s1}}{q_e} \cdot \frac{q_{e1}}{q_e} = (1 - \gamma_1) \frac{q_e - \Delta q_e}{q_e}$$

$$= (1 - \gamma_1) (1 - v_e)$$

y finalmente la eficiencia total está dada por la ecuación siguiente :

$$\gamma = \gamma_1 - \gamma_1 v_e + \gamma_2 - \gamma_2 \gamma_1 + \gamma_2 \gamma_1 v_e + \gamma_2 v_s$$

Donde :

γ = Eficiencia

e = Entrada

s = Salida

CICLO CON INTERENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO

Bases:

- La disminución de la temperatura del aire de entrada al compresor disminuye la cantidad de trabajo requerido para comprimir un gas.
- El aumento de temperatura a la entrada del expansor incrementa el trabajo de expansión obtenido.

En base a esto para incrementar la producción de una planta de turbina de gas operando a las más altas relaciones de presión, se mejora la compresión en varias etapas con interenfriamiento entre ellas, la expansión también puede llevarse a cabo en varias etapas y el gas se recalienta hasta la temperatura límite más alta entre las etapas; hay los casos en que se usan dos turbinas, una de alta presión y una de baja; la de alta presión se usa normalmente sólo para impulsar el compresor, la de baja presión para la producción neta de potencia.

Compresión.- Considerando un proceso de compresión de dos etapas con interenfriamiento completo donde la presión P_i es igual a la presión intermedia y las tempera-

turas toman las siguientes equivalencias:

$$T = T_3$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{(k-1)/k}$$

$$T_4 = T_1 \left(\frac{P_4}{P_i} \right)^{(k-1)/k}$$

y el trabajo total requerido es:

$$= C_p ((T_4 - T_3) + (T_2 - T_1))$$

$$= T_1 C_p \left(\left(\frac{P_4}{P_i} \right)^{(k-1)/k} + \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 2 \right)$$

El trabajo mínimo requerido para compresión es: la media geométrica de la relación de presión total; la temperatura en el punto 2 (T_2) y la temperatura en el punto 4 (T_4) son iguales.

NOTA:

Igual resultado se obtiene para una expansión en dos etapas, excepto que las condiciones den máximo trabajo.

La figura (51) representa el ciclo con interenfriamiento y recalentamiento en un diagrama temperatura-entropía.

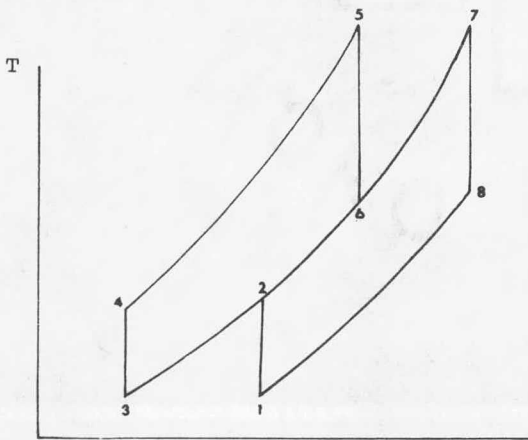


FIG. 51.- Diagrama temperatura-entropía para el ciclo con interenfriamiento y recalentamiento.

CAPITULO IV

COSTOS

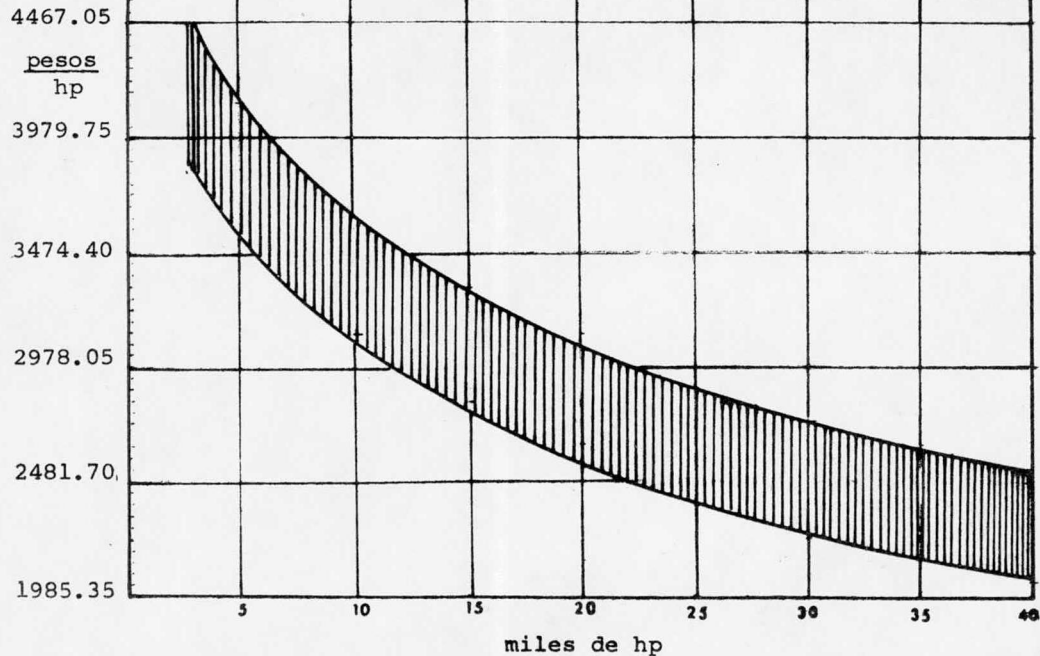
COSTOS DE TURBINAS DE GAS

La turbina de gas al igual que todas las cosas al paso del tiempo, ha ido cambiando:

- En tamaño
- En comportamiento
- En sus aplicaciones
- En su valor.

Con respecto al valor, el cambio ha sido continuo, podría decirse que los costos instalados de turbinas de gas han permanecido relativamente constantes, debido a la fabricación de piezas componentes por paquetes, así como el mejoramiento de las tecnologías de enfriamiento que han permitido aumentar las temperaturas de quemado en carga máxima, el mismo tiempo que operar los metales a más baja temperatura.

A continuación se presentan unas curvas de costo de equipo figura (52), que pueden utilizarse para la estimación del costo de turbinas de gas de ciclo simple. Hay que hacer notar que los precios varían de fabricante en fabricante y dependen de las especificaciones detalladas del equipo y su diseño, así como la situación del mercado.



miles de hp

TESIS PROFESIONAL

DIAGRAMA: Costos de turbinas de gas

NOMBRE: Blanca Luz López Morales

FAC. DE QUIMICA U.N.A.M.

FUENTE: Chemical Engineering. May. 23

Pág. 128-144 (1966)

FIG. 52.

Con la curva de la figura (52), se pueden determinar costos tales como:

Costo de una turbina más el conjunto generador eléctrico.- Que se puede obtener por división del precio de los kilowatts entre 0.746. Para generador eléctrico incluyendo motor de arranque, conmutador, etc. es necesario agregar de 35 a 40% al costo de la turbina obtenido mediante la figura (52).

Costo de una turbina con un regenerador.- Se obtiene aumentando al costo de la turbina obtenido a partir de la figura (52), de 25 a 35%.

Costo total instalado.- Se obtiene multiplicando los costos de equipo por un factor 1.4 (cuando no se conoce otra información y no se conocen las condiciones del lugar). Este costo total instalado incluye prevenciones para edificación, conexiones eléctricas y de tubería, ingeniería y diseños, etc.

Si se trata de una máquina con ciclo de regeneración su costo instalado es aproximadamente 25 a 35% mayor --

que el de una máquina de ciclo simple.

Relación costo-recuperación de energía.

Podría tomarse como ejemplo una turbina de gas de ciclo simple, cuyo costo instalado es bajo y que requiere un mínimo de espacio, además de que puede arrancarse rápidamente, por lo que se usa en red de gas y estaciones de bombeo - donde los costos de combustible son relativamente bajos. El ciclo simple tiene baja eficiencia, pero esta puede mejorarse de muchas formas; se hace un balance entre disminución de costos de operación e incremento de inversión. El origen de energía no utilizada en el ciclo simple está en la elevada - temperatura de los gases agotados que salen de la turbina; - la energía de estos gases puede utilizarse para precalentar el aire comprimido que va a entrar a la cámara de combustión o bien pasarlo a una caldera para utilizar su energía. Como los gases agotados contienen de 15 a 17% de oxígeno, es posible quemar combustible adicional en el ducto, conduciendo este calor residual a la caldera y el vapor obtenido utilizar-se como fuente de calor o bien como vapor de proceso.

EJEMPLO

La gráfica de costos que se presenta para turbinas de gas, puede dar una idea de los costos de turbinas de ciclo simple, así como turbinas de ciclo con regeneración. Es fácil visualizar, que los costos de cada hp, se abaten a medida que la capacidad de producción de la turbina aumenta, hasta un límite que según la gráfica, sería de 35 mil a 40 mil hp. y que los costos por hp., aumentan a medida que la capacidad de producción es menor, hasta el límite de 2500 hp. aproximadamente. Para ilustrar, tanto este concepto, como la forma de usar la gráfica, se presenta el siguiente ejemplo:

Se requiere conocer el costo estimado de cada hp. para:

- 1.- Una turbina de gas que produzca 5000 hp. y una turbina que produzca 30 000 hp., para hacer la comparación de los costos por hp. para ellas.
- 2.- Para la turbina de 30 000 hp. calcular:
 - a).- El costo de la turbina de ciclo simple.
 - b).- El costo de la turbina de ciclo con regeneración

- c).- El costo total instalado
- d).- El costo de la turbina más el equipo generador eléctrico incluyendo; motor de arranque, conmutador, --
etc.

SOLUCION:

1.- En la gráfica de $\frac{\text{pesos}}{\text{hp}}$ - miles de hp. Se lee el valor -- correspondiente para:

a).- 5 000 hp. de capacidad de producción entre los límites mínimo y máximo de la gráfica:

5 000 hp. val. mín. = 3575.48 pesos/hp.

5 000 hp. val. máx. = 4131.37 pesos/hp.

b).- 30 000 hp. de capacidad de producción entre los límites mínimo y máximo de la gráfica:

30 000 hp. val. mín. = 2238.05 pesos/hp.

30 000 hp. val. máx. = 2734.4 pesos/hp.

Esto significa que para una turbina con capacidad de producción mínima de 5 000 hp., el costo por cada hp. es más elevado (3575.48 a 4131.37 pesos) que para una turbina - cuya capacidad de producción es de 30 000 hp. (2238.05 a -- 2734.4 pesos).

2.- Usando la misma gráfica se procede a los cálculos para:

a).- Turbina de ciclo simple; previamente calculado el - costo por cada hp. en el inciso b del No. 1. Para_

obtener el costo de la turbina se multiplica el pre
cio unitario por hp. por la capacidad de producción:

para una turbina cuya capacidad de producción es de
30 000 hp.:

$$\text{Val. M\u00edn.} = 30\ 000 \text{ hp.} \times 2238.05 \frac{\text{pesos}}{\text{hp}} = 6714.15 \times 10^4 \text{ pesos}$$

$$\text{Val. M\u00e1x.} = 30\ 000 \text{ hp.} \times 2734.4 \frac{\text{pesos}}{\text{hp}} = 8203.20 \times 10^4 \text{ pesos}$$

b).- El costo de la turbina de ciclo con regeneraci\u00f3n.-

Se calcula aumentando al costo de la turbina de ciclo simple de 25 a 35%; procediendo a aumentar el -
25% tenemos:

$$\text{Val. M\u00edn.} = 6714.15 \times 10^4 \text{ pesos} \times 1.25 = 8392.6875 \times 10^4 \text{ pesos}$$

$$\text{Val. M\u00e1x.} = 8203.20 \times 10^4 \text{ pesos} \times 1.25 = 10254 \times 10^4 \text{ pesos}$$

c).- El costo total instalado.- Se obtiene multiplicando
el costo de equipo por el factor 1.4 cuando no se
dispone de otra informaci\u00f3n:

Para turbina de ciclo simple con capacidad de produc
ci\u00f3n de 30 000 hp. tenemos:

$$\text{Val. M\u00edn.} = 6714.15 \times 10^4 \text{ pesos} \times 1.4 = 9399.81 \times 10^4 \text{ pesos}$$

$$\text{Val. M\u00e1x.} = 8203.20 \times 10^4 \text{ pesos} \times 1.4 = 11484.48 \times 10^4 \text{ pesos}$$

d).- El costo de la turbina m\u00e1s el equipo generador el\u00e9ctrico incluyendo; motor de arranque, conmutador, -- etc., se calcula agregando de 35 a 40% al costo de la turbina obtenido de la gr\u00e1fica:

$$\text{Val. M\u00edn.} = 6714.15 \times 10^4 \text{ pesos} \times 1.35 = 9064.1025 \times 10^4 \text{ pesos}$$

$$\text{Val. M\u00e1x.} = 8203.2 \times 10^4 \text{ pesos} \times 1.35 = 11074.32 \times 10^4 \text{ pesos}$$

COSTOS EN TURBINAS DE VAPOR

Para la determinación de costos en turbinas de va-

por, habrá que recordar que:

- 1.- El costo está muy ligado a la eficiencia de la turbina.
- 2.- El costo se incrementa, conforme se aumenta la temperatura de alimentación del vapor a la turbina, puesto que -- los materiales fundidos y moldeados que se utilizan en -- la construcción de las mismas, cambian e incrementan su precio arriba de ciertas temperaturas, se incluye una -- gráfica, en la figura (55). De incremento de precio por aumento de temperatura, en la que dicho aumento comienza cuando se rebasan los 750 grados fahrenheit de temperatura de alimentación del vapor. [Los límites de temperatura en que el precio comienza a aumentar varían de fabricante a fabricante; hay quienes lo consideran en 1000 -- grados Fahrenheit.] La presión a la par que la temperatura, influye en el aumento en el costo de la turbina, debido al aumento en el costo del material. Para muchos -- fabricantes los valores standard de condición máxima de entrada para turbinas de una etapa son las siguientes:

Presión 600 psia.

Temperatura 750 grados Fahrenheit

3.- Cuando se trata de elegir el tamaño (capacidad de producción) de una turbina, en los catálogos de los fabricantes, están incluidos factores de escalación con su respectiva cuota.

4.- Los costos en las turbinas de vapor están en función de los hp producidos, como puede verse en la gráfica de costos figuras (53) y (54).

Tanto en la turbina sin condensación como en la turbina con condensación, los costos más elevados por hp producido se alcanzan cuando la producción de las mismas es mínima; es decir a medida que se producen más hp se abate su costo unitario, hasta un punto en que se estabiliza - (30 a 40 mil hp).

5.- Por otra parte la eficiencia mecánica de la turbina aumenta conforme se aumenta la cantidad de hp producidos - hasta un punto de estabilización que en la gráfica de -- las figuras (57) y (58), representan 35 mil hp.

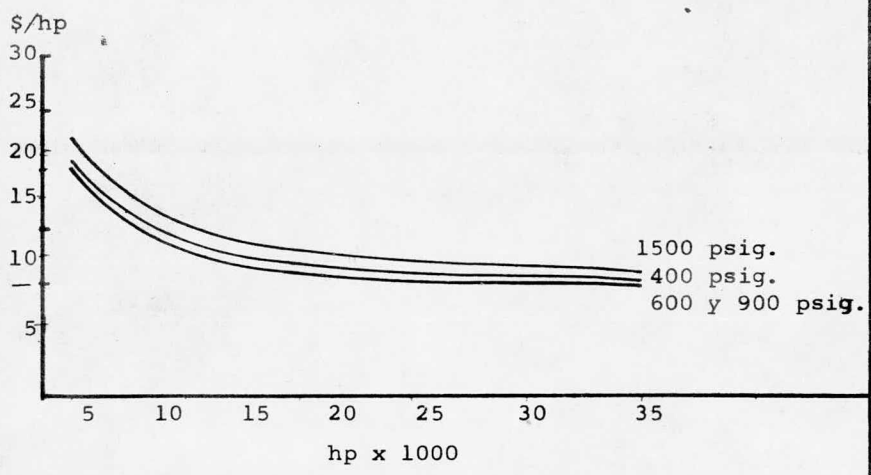


FIG. 53.- Curvas de \$/hp -- Miles de hp para turbinas de vapor sin condensación.

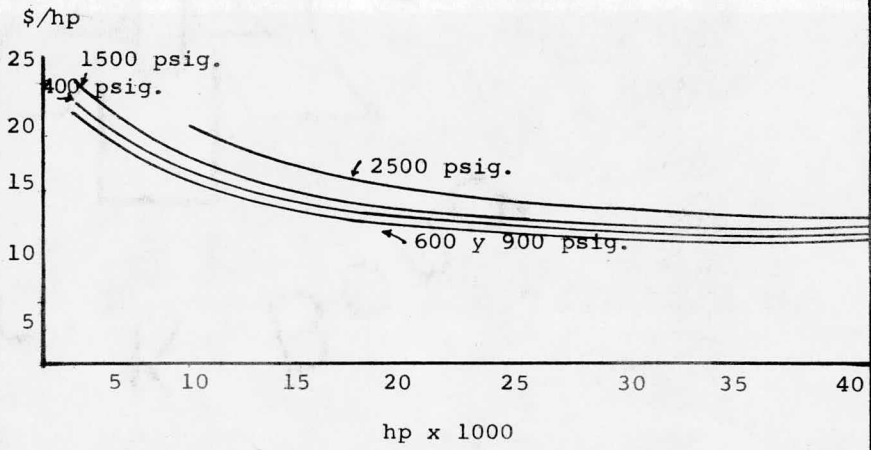


FIG. 54.- Curvas de \$/hp -- Miles de hp para turbinas - de vapor con condensación.

FIG. 55.- Gráfica de aumento en costo-temperatura de entrada del vapor. Turbina sin condensación.

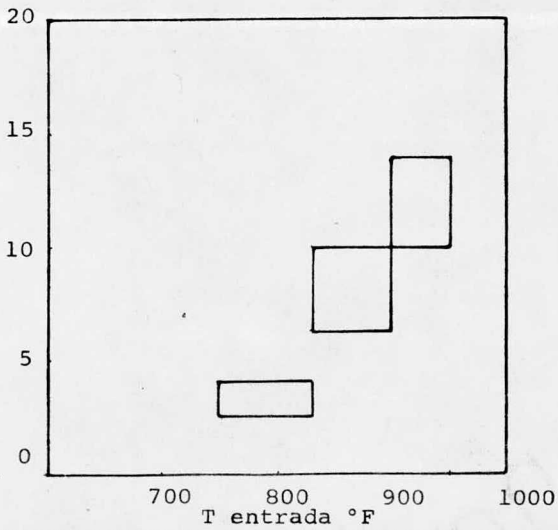
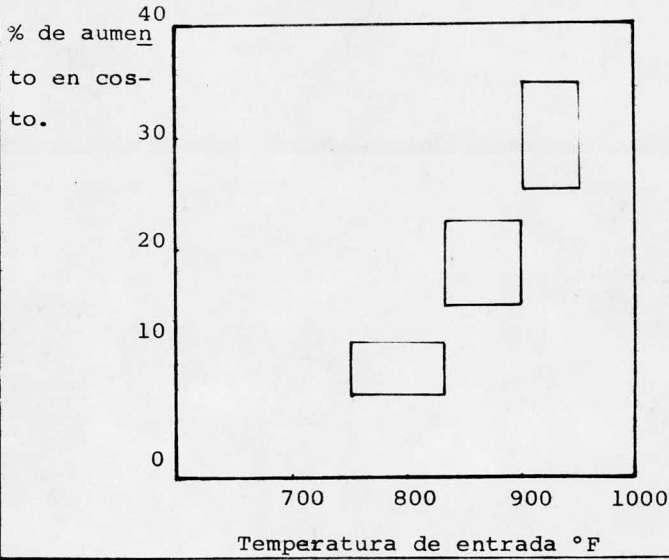


FIG. 56.- Gráfica de aumento en costo-temperatura de entrada del vapor. Turbina con condensación.

TURBINAS DE VAPOR; COSTOS Y EFICIENCIAS.

Rangos	Tipo de turbina usada
1500 hp.	etapa simple
3000 a 40000 hp	multietapa

La eficiencia de una turbina de vapor está influenciada por factores tales como:

- 1.- Presión de entrada a la etapa
- 2.- Capacidad
- 3.- Velocidad rotativa (RPM)
- 4.- Condiciones de escape.

Es decir que para las eficiencias determinadas habrá que restar todavía pérdidas, por ejemplo se presentan los siguientes casos:

- Si se requiere un engrane; este absorberá de 2 a 3% de la potencia de la flecha.

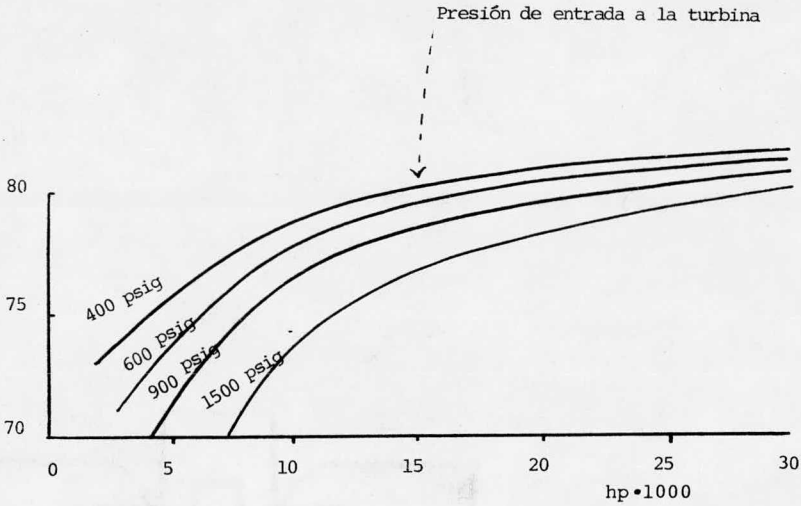


Fig. 57 Eficiencia Mecánica de una turbina de vapor multietapa sin condensación.

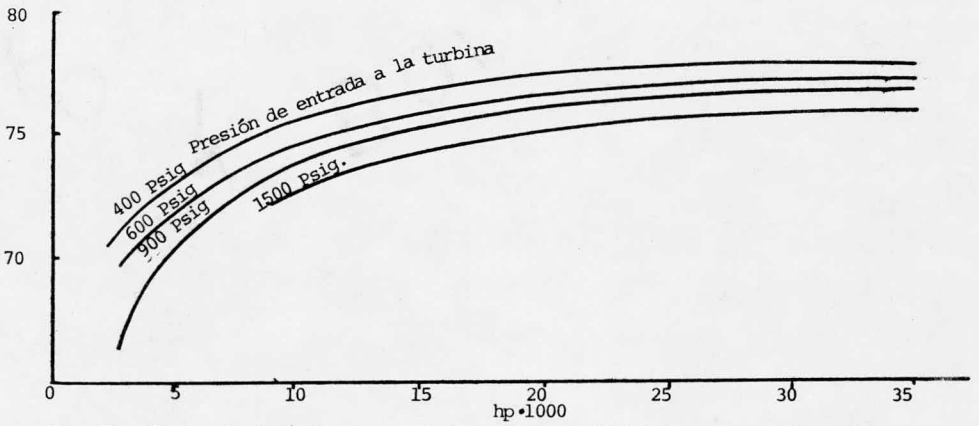


Fig. 58 Eficiencia Mecánica de una Turbina de Vapor Multietapa con condensación.

- Si se requiere la instalación de una multiválvula o válvula compuesta, esta traerá un costo adicional.

Se presentan unas gráficas donde se podrá conocer en forma aproximada la eficiencia para turbinas de vapor con condensación y sin condensación figuras (57) y (58).

DETERMINACION DE COSTOS

Costos de cada punto de extracción automática:

En forma aproximada se puede determinar como el 15% del costo de la turbina.

Costo total instalado:

Se obtiene multiplicando los costos de equipo por el factor 1.5, si no se dispone de otra información.

El costo total instalado incluye los siguientes - puntos:

- 1.- Aislamiento
- 2.- Trabajo eléctrico
- 3.- Instrumentación
- 4.- Algunas tuberías de distribución de vapor y -- condensado
- 5.- Ingeniería
- 6.- Dibujos de ingeniería.
- 7.- No incluye condensador ni enfriador.

Se anexa también una gráfica comparativa de costos

para turbinas de gas y turbinas de vapor fig. (60), para una capacidad de producción elegida de 5 a 30 mil hp a la misma presión.

GRAFICA COMPARATIVA DE COSTOS PARA TURBINA DE GAS Y TURBINA DE VAPOR CON CONDENSACION

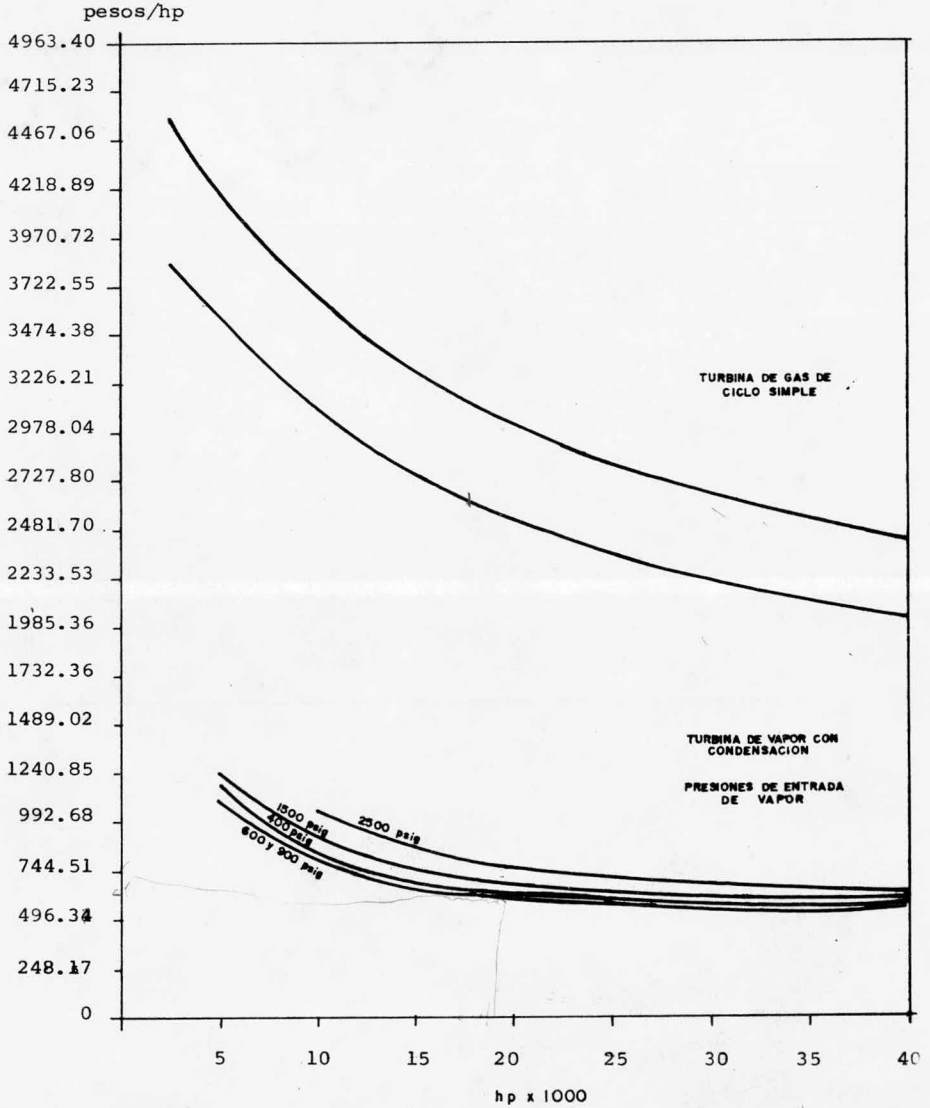


FIG. No. 59

GRAFICA COMPARATIVA DE COSTOS PARA TURBINA DE GAS Y
TURBINA DE VAPOR SIN CONDENSACION

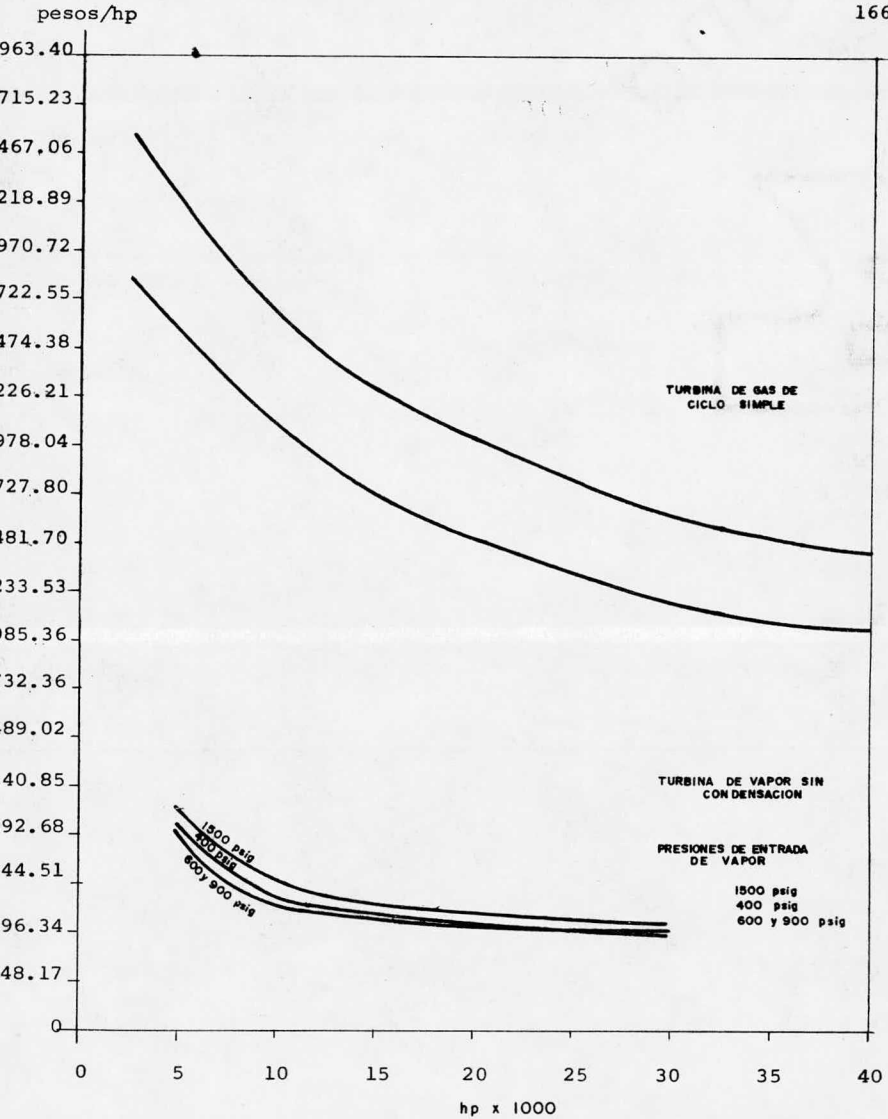


FIG. No. 60

C A P I T U L O V
COMPARACION ENTRE TURBINAS DE
VAPOR Y TURBINAS DE GAS

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 1

PARAMETRO: CARACTERISTICAS

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

Fluido de trabajo:

Gas, formado generalmente de aire y gases de combustión, en casos especiales, se usa un gas diferente.

Calor alimentado a la turbina: Se define como la entalpia del fluido de trabajo a la salida de la cámara de combustión, menos la entalpia de los gases de desecho, a la salida de la turbina.

Energía total:

Es igual al trabajo producido sumado a la energía de desecho y a las pérdidas.

Función:

Convertir la energía calorífica del combustible, en energía mecánica, que desarrolla un trabajo.

Fluido de trabajo:

Vapor, generalmente vapor de agua, aún cuando en caso especial, podría usarse de mercurio.

Calor alimentado a la turbina: Se define como la entalpia real del vapor de entrada a la turbina, menos la entalpia del agua líquida saturada, a la presión de escape.

Energía total:

Es igual al trabajo producido sumado a la energía de desecho y a las pérdidas.

Función:

Convertir una porción de la energía interna del vapor en energía mecánica, que desarrolla un trabajo.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO NO. 1

PARAMETRO: CARACTERISTICAS

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

No se usan calderas ni conden
sadores.

No se requieren válvulas ni -
otros mecanismos de cierre, en
la cámara de combustión.

Peso y tamaño relativamente -
pequeños.

El arranque es rápido, 15 mi-
nutos como máximo, debido a -
su mecanismo de arranque (mo--
tor eléctrico o máquina recí-
procante), por tal razón, pue
de trabajarse a intervalos.

Opera generalmente en ciclo -
abierto.

Tomando aire directamente
de la atmósfera y expulsando_
los gases de desecho a la mis
ma, se considera operación en
ciclo cerrado cuando su escape
se conecta a un mecanismo de -
recuperación de calor.

Usa calderas y condensadores.

Se requieren válvulas a la en
trada y salida de la caldera_
y recalentador, si lo hay.

Peso y tamaño relativamente -
grandes.

El arranque es rápido cuando_
la caldera se ha conservado -
en operación mientras la tur-
bina estaba fuera de servicio,
pero si no, habrá que esperar
a que la caldera comience a -
producir vapor.

Opera generalmente en ciclo -
cerrado.

Se bombea agua dentro de_
la caldera, donde se evapora_
y sobrecalienta, pasa luego -
a la turbina y el vapor de --
desecho se condensa y recircu
la.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 1

PARAMETRO: CARACTERISTICAS

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

Principios de operación:

Opera bajo los principios de impulso y reacción.

Componentes de una planta simple:

Compresor, cámara de combustión, turbina, enfriador.

Dispositivo en que se eleva la entalpia del fluído:

Cámara de combustión interna - o externa.

Equipo auxiliar:

- Filtros de entrada de aire
- Silenciador
- Mecanismo de arranque o ignición (motor eléctrico o máquina recíprocante)
- Sistema de lubricación.- Bombas, filtros y enfriadores - de aceite.

Sistemas de combustibles.

Principios de operación:

Opera bajo los principios de impulso y reacción.

Componentes de una planta simple:

Caldera, compresor, turbina, - condensador.

Dispositivo en que se eleva - la entalpia del fluído:

Una caldera de gran tamaño.

Equipo auxiliar:

- Caldera
- Recalentador
- Condensador
- Bombas
- Válvulas y reguladores
- Sistema de lubricación.- Bombas, filtros y enfriadores - de aceite.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 1

PARAMETRO: CARACTERISTICAS

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

Combustible:

Aceite con componentes de kerosena, diesel, gas natural o de proceso, nafta, crudos residuales.

Son máquinas de alta temperatura de alimentación del gas.

Es muy segura debido a la ausencia de recipientes a presión, como calderas.

La cantidad de agua requerida es mínima, se usa en enfriamiento.

Requiere lubricación interna, tiene alto consumo de aceite de lubricación; la requiere en el compresor, el cojinete de la turbina y cojinetes de los accesorios auxiliares.

Combustible:

Carbón, gas de horno, combustible.

Son máquinas de alta velocidad y alta presión.

Menos segura debido a la presencia de grandes calderas a presión.

Requiere grandes cantidades de agua, tanto para la caldera, como para los condensadores.

No requiere lubricación interna, tiene bajo consumo de aceite de lubricación y regulación.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 1

PARAMETRO: CARACTERISTICAS

TURBINAS DE GAS

Material de construcción de -
las partes sujetas a elevadas
temperaturas por el paso del_
gas:

Aceros inoxidables modificados
aleaciones con níquel y cobal_
to.

TURBINAS DE VAPOR

Material de construcción de
las partes por donde pasa el
vapor (boquillas, anillos de
las ruedas dentadas):

Acero inoxidable de bajo car-
bón u otras aleaciones del --
mismo.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 2

PARAMETRO: USOS Y APLICACIONES

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

Usos:

- Impulsión de bombas
- Impulsión de compresores
- Impulsión de ventiladores
- Impulsión de generadores de electricidad.
- Como turbinas auxiliares para centrales electronucleares (por arranque rápido).
- generando vapor de proceso y energía.
- Como accionador principal de barcos, o como generador auxiliar.
- Como impulsor de máquinas voladoras.
- En refinerías o industrias de proceso químico.

Usos:

- Impulsión de bombas
- Impulsión de compresores
- Impulsión de ventiladores
- Impulsión de generadores de electricidad en la industria y centrales eléctricas, en producción económica.
- En donde se requiere vapor de proceso de baja presión, como en la industria del papel, refinería y plantas de procesamiento de gas.
- Como turbinas auxiliares de barcos, para generadores de a bordo en servicio permanente o de emergencia.
- En industria de proceso químico.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 2

PARAMETRO: USOS Y APLICACIONES

TURBINAS DE GAS	TURBINAS DE VAPOR
<p>Aplicaciones:</p> <ul style="list-style-type: none"> - En la marina - En centrales eléctricas - En centrales electronucleares - No es usual en plantas de procesamiento de gas - En las industrias de proceso químico - En refinerías de aceite - En máquinas de propulsión a chorro - En laboratorios para fines de ensayo - En la aviación - En locomotoras - En red de gas y estaciones de bombeo - No es usual en las plantas de gas natural licuado. 	<p>Aplicaciones:</p> <ul style="list-style-type: none"> - En la marina - En centrales eléctricas - En refinerías - En plantas de procesamiento de gas - En las industrias: pulpa y papel caña de azúcar sales y sosa química petroquímica azúcar de remolacha textiles aluminio acero, cobre, níquel alimentos motores para autos - Es la más común en las plantas de gas licuado.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 3
PARAMETRO: TERMODINAMICA

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

Ciclo de Carnot:

Es el estandard de comparación

Ciclo ideal:

Es el ciclo Brayton.

Ciclo en que opera:

Opera en el ciclo Brayton -
modificado:

- con regeneración
- con interenfriamiento
- con recalentamiento

Energía:

La turbina de gas convierte la energía calorífica del combustible, en energía cinética y ésta en trabajo mecánico mediante la expansión de un fluido.

Trabaja con fluidos no condensables (sistema de dos grados de libertad). Se pueden alcanzar elevadas temperaturas, -- con presiones relativamente bajas.

Ciclo de Carnot:

Es el estandard de comparación

Ciclo ideal:

Es el ciclo Rankine.

Ciclo en que opera:

Opera en el ciclo Rankine modificado:

- con recalentamiento
- con regeneración

Energía:

La turbina de vapor convierte la energía interna del fluido, en energía cinética -- mediante aumento de presión, -- luego, la energía cinética la convierte en trabajo mecánico.

Trabaja con fluidos condensables (sistema de un grado de libertad).

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 3

PARAMETRO: TERMODINAMICA

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

Calor alimentado a la turbina:
Se define como la entalpia del gas a la entrada de la turbina menos, la entalpia de los gases a la salida de la misma.

Energía total introducida al sistema:

Es la suma del trabajo producido, las pérdidas y la energía residual.

Forma en que la energía del combustible se convierte en trabajo:

Una corriente de aire pasa por una cámara de combustión donde el combustible se quema continuamente durante la combustión, la entalpia del fluido se incrementa por el valor calorífico neto del combustible. El fluido saliente de la cámara

Calor alimentado a la turbina:
Se define como la entalpia real del vapor de entrada a la turbina, menos la entalpia del agua líquida saturada, a la presión de escape de la turbina.

Energía total introducida al sistema:

Es la suma del trabajo producido, las pérdidas y la energía residual.

Forma en que la energía del vapor se convierte en trabajo:

Una corriente de agua pasa por una caldera, donde se evapora, (se puede recalentar y tener vapor sobrecalentado) y aumenta su entalpia, tanto por el calor recibido en la caldera, como por la energía recibida en la bomba. El va-

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 3

PARAMETRO: TERMODINAMICA

TURBINAS DE GAS

ra de combustión, penetra a la turbina, donde se expande, sea bajo el principio de acción o el de reacción, haciendo girar una flecha, misma que efectúa un trabajo mecánico al impulsar al compresor y una carga adicional.

TURBINAS DE VAPOR

por a alta temperatura y alta presión penetra a la turbina, donde se expande bajo el principio de acción o el de reacción; al expandirse, el fluido hace girar una flecha, que efectúa un trabajo mecánico de impulsión.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 4

PARAMETRO: COSTOS

TURBINAS DE GAS

El costo de una turbina de gas, se abate conforme aumenta la capacidad de producción, hasta un límite.

Costo de la turbina:

Aparentemente elevado; la razón es que la turbina de gas tiene integrada al mismo cuerpo su cámara de combustión, Y al comprar la turbina, se compra el paquete completo.

El costo total instalado incluye:

- prevenciones para modificación
- conexiones eléctricas y tubería.
- ingeniería y dibujos.

TURBINAS DE VAPOR

El costo de una turbina de vapor, se abate, conforme aumenta la capacidad de producción, hasta un límite.

Costo de la turbina:

Aparentemente bajo: la razón es que la turbina de vapor no trae integrada la caldera ni el condensador, ni el enfriador. Es necesario adquirirlos por separado.

El costo total instalado incluye:

- aislamiento
- trabajo eléctrico
- instrumentación
- tubería de distribución de vapor y condensado.
- ingeniería y dibujos.
- no incluye condensador.
- no incluye enfriador.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 4

PARAMETRO: COSTOS

TURBINAS DE GAS

El costo del combustible para la turbina de gas, es elevado, algunas veces requiere purificación.

El costo de la turbina, es ya de por si elevado, por usar gases a temperatura elevada, que requieren materiales altamente resistentes.

Hay una relación de presión óptima, para cada temperatura de entrada del fluido a la turbina.

Tiene costo de instalación menor que la turbina de vapor por no usar calderas ni condensadores.

Costo Inicial:
elevado.

TURBINAS DE VAPOR

El costo del vapor es elevado porque la caldera y el sobrecalentador (cuando se requiere) incrementan su costo.

El costo de la turbina se incrementa conforme aumenta la temperatura de alimentación del vapor, debido a la necesidad de usar materiales resistentes a elevadas temperaturas.

A bajas presiones de alimentación aumenta el tamaño de la turbina y por tanto el costo.

Tiene costo de instalación mayor que la turbina de gas por usar calderas y condensadores.

Costo Inicial:
relativamente bajo.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 4

PARAMETRO: COSTOS

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

Costo de mantenimiento:

Es relativamente bajo por su simplicidad.

El costo está relacionado a la eficiencia de la turbina.

Optimización de costos de operación:

La optimización de costos de operación, consiste, en la buena utilización de la energía obtenida del combustible; casi el 70% de ésta, sale en los gases de desecho, esta energía, debe utilizarse de manera que los costos de generación de la turbina se reduzcan.

La energía de los gases de escape, se puede usar para:

- alimentación de calor de proceso
- para generación de vapor.

Costo de mantenimiento:

Es elevado por la caldera y el equipo auxiliar.

El costo está relacionado a la eficiencia de la turbina.

Optimización de costos de operación:

La optimización de los costos de operación consiste en la buena utilización de la energía del vapor de desecho de la turbina, ya que es un vapor de alta presión, esta energía se puede utilizar de la siguiente manera:

- para calentamiento
- como vapor de proceso.

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 4

PARAMETRO: COSTOS

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

En el ciclo regenerativo, para precalentar los gases de entrada a la cámara de combustión, - habrá que evaluar entre el costo adicional del regenerador - y el aumento de eficiencia que va de 6-7%.

TURBINAS

CUADRO COMPARATIVO No. 5

PARAMETRO: OPERACION

TURBINAS DE GAS

Variables de operación:

- temperatura de entrada
- relación de presión
- temperatura ambiente del aire.
- inyección de vapor
- enfriamiento de aire y o sobrecarga.
- incremento en la temperatura de quemado
- presión ambiente.

El factor más importante en la operación de las turbinas de gas es la temperatura del gas que entra a la turbina.

Hay pérdidas tales como:

- pérdidas de calor
- pérdidas mecánicas en los cojinetes del compresor y la turbina.

TURBINAS DE VAPOR

Variables de operación:

- condiciones del vapor de alimentación
- contrapresión
- velocidad del vapor
- flujo de vapor (gasto)

El factor más importante en la operación de cualquier turbina de vapor, es la cantidad y calidad del vapor de alimentación y de escape.

Hay pérdidas tales como:

- radiación de calor
- pérdidas por fricción
- fugas de vapor

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 5

PARAMETRO: OPERACION

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

Operación:

El paquete compuesto de turu
bina, compresor, generador, es
fácil de operar.

Operación:

El paquete requerido para opeu
rar una turbina de vapor, es_
más complicado de operar, por
tener mayor número de compo--
nentes.

TURBINAS

CUADRO COMPARATIVO No. 6

PARAMETRO: EFICIENCIA

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

Factores determinantes de la -
eficiencia total de la turbina

- La eficiencia de la turbina (expansor)
- la eficiencia del compresor
- la temperatura ambiente del aire.
- la temperatura de entrada a la boquilla
- el tipo de ciclo usado.

Eficiencia de la máquina:

Es la relación de la producción real de la turbina y la -
producción ideal.

Eficiencia térmica:

Es el trabajo útil de la --
turbina, dividido entre el va-
lor de calentamiento del com--
bustible consumido.

$$\eta_t = \frac{\text{trabajo neto}}{\text{calor agregado}}$$

Factores determinantes de la
eficiencia total de la turbi
na:

- relación de velocidad
- las boquillas
- presión de entrada a la eta
pa.
- la capacidad
- velocidades rotativas
- las eficiencias varían de-
pendiendo del diseño y el_
fabricante.

Eficiencia de la máquina:

Es la relación de la pro-
ducción real de la turbina -
a la producción ideal.

Eficiencia térmica:

Es el trabajo útil de la -
turbina, dividido entre la --
energía agregada al fluido de
trabajo.

$$\eta_t = \frac{\text{trabajo neto}}{\text{calor agregado}}$$

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 6

PARAMETRO: EFICIENCIA

TURBINAS DE GAS

La elevación de la temperatura de ignición, incrementa significativamente la eficiencia de cualquier ciclo de turbina de gas.

Al recuperar el calor excedente de los gases de escape, la eficiencia de los ciclos se incrementa.

El ciclo con recalentamiento incrementa la eficiencia de la turbina, pero hay que evaluar si ese incremento en eficiencia justifica el aumento en inversión por adquisición del recalentador.

TURBINAS DE VAPOR

La eficiencia de un ciclo de turbina de vapor, se puede incrementar, elevando las condiciones de presión y temperatura de alimentación del vapor a la turbina.

Al recuperar la energía excedente del vapor que sale de la turbina, se incrementa la eficiencia de los ciclos.

El ciclo con recalentamiento incrementa la eficiencia de la turbina; se justifica económicamente, solo con unidades de gran capacidad y cuando la turbina se alimenta por una caldera única.

TURBINAS

CUADRO COMPARATIVO No. 6

PARAMETRO: EFICIENCIA

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

Existe un factor llamado de recalentamiento F_r , que se relaciona a la eficiencia de una etapa, sea ésta de turbina de gas o de vapor, de la siguiente manera:

$$\eta_{it} = F_r \eta_s$$

donde: η_s es la eficiencia promedio de la etapa
 η_{it} es la eficiencia interna de la turbina
 F_r es el factor de recalentamiento

$$= \frac{H_i + H_f}{H_i} = \frac{\sum H_i}{H_i}$$

donde:

H es la entalpia

Pérdidas secundarias que afectan la eficiencia:

- influencia por variación de los calores específicos con la temperatura.
- Pérdidas por enfriamiento y radiación
- Pérdidas por servicios auxiliares.

Pérdidas secundarias que afectan la eficiencia:

- condiciones del vapor
- alimentación
- tamaño de la turbina
- pérdidas por servicios auxiliares

T U R B I N A S

CUADRO COMPARATIVO No. 6

PARAMETRO: EFICIENCIA

TURBINAS DE GAS

TURBINAS DE VAPOR

- Pérdidas mecánicas varias.

- pérdidas mecánicas varias.

COMBINACION DE TURBINAS DE GAS Y TURBINAS DE VAPOR

Finalidad.- La finalidad de combinar turbinas de gas y turbinas de vapor es, obtener una planta de eficiencia total mejorada.

Combinaciones posibles:

- 1.- Conectar el escape de la turbina de gas, a un cambiador de calor, que caliente el agua de alimentación de la caldera que alimenta una turbina de vapor.
- 2.- El escape de la turbina de gas se conecta a la caldera de recuperación de calor, para producir vapor y alimentarlo a una turbina de vapor.
- 3.- El escape de la turbina de gas, sirve como aire de combustión para la caldera que alimenta de vapor a la turbina de vapor.
- 4.- Utilizando la caldera de sobrecalentamiento, en la que la caldera de alta presión sirve como la cámara de combustión de la turbina de gas.
- 5.- Los gases calientes provenientes de la turbina de gas se reducen de temperatura, por dilución con aire, estos ga-

ses pueden usarse en lugar de vapor de proceso, en operaciones de secado, si el combustible usado es de alto grado de destilado, los gases son suficientemente limpios.

C A P I T U L O V I

C O N C L U S I O N E S

C O N C L U S I O N E S

- 1.- La turbina de gas y la de vapor, difieren principalmente en el fluido de trabajo que utilizan; al diferir en fluído de trabajo, lo hacen también en número de grados de - libertad, equipo auxiliar, tipo de energía utilizada, -- tiempo de arranque y costos, aún cuando ambas trabajan - bajo los mismos principios de acción y reacción y su función siempre es convertir energía en trabajo.
- 2.- Los costos totales de una unidad de turbina de gas y una de vapor, podrían parecer similares en algún momento, debido a que si bien, los costos de inversión de la turbi-na de gas son mayores que los de la turbina de vapor, -- para complementar la turbina de vapor, se requiere de -- una caldera y un condensador, mismos que elevan los cos-tos de inversión, además de que los costos de operación_ y mantenimiento, son mayores en la turbina de vapor, que en la de gas, debido al mayor número de componentes.
- 3.- En las turbinas tanto de gas como de vapor, las eficien-cias totales pueden aumentarse haciendo más severas las_ condiciones de entrada del fluido de trabajo al expan---

sor, esto se logra mediante sobrecalentamiento, pero no_
 siempre es lo más económicamente apropiado, ya que se --
 elevan los costos de inversión y el aumento en eficien--
 cia no es tan elevado, por lo que se considera que la -- ^{To Vc}
forma más apropiada de elevar la eficiencia es la de aco
plar sistemas de recuperación de energía como los que se
presentan a continuación: formar tandems usando el vapor
saliente de la turbina de alta presión como vapor de ali
mentación de una de baja presión y así sucesivamente, --
hasta que esta recuperación de energía siga siendo renta
ble y todavía, el vapor de escape de la última, utilizar
se, como vapor de proceso o recircularse para precalenta
miento de agua de alimentación a la caldera. / T9. En el caso
 de la turbina de gas, existen también los sistemas de re
 cuperación de energía, formando acoplamientos tales como:
 enviar los gases de escape con alto contenido energético
 y de contenido de oxígeno suficiente para quemar más com
 bustible, en la cámara de combustión de la caldera, para
 producir vapor de alimentación a una turbina de vapor o_
 bien recuperar su calor mediante cambiadores, colocados_
 a la salida del compresor, de la turbina de gas; para --

precalentar el gas de alimentación a la cámara de combustión.

4.- A pesar de que tanto la turbina de gas como la de vapor son equipos de impulsión, sus aplicaciones difieren, la razón son los parámetros que se toman en cuenta para su selección, dichos parámetros podrían resumirse de la siguiente manera:

Disponibilidad de fluido de trabajo, disponibilidad de fluido de enfriamiento, las condiciones ambientales, tamaño, disponibilidad de mano de obra calificada, costos de inversión, capacidad de producción más económica, costos de operación y mantenimiento, así como los costos de combustible y costos adicionales por recalentadores, cambiadores de calor, etc., además se evalúa cual de las dos turbinas; de gas o de vapor, se apega más a los requerimientos y necesidades de la planta. Algunos ejemplos de la aplicación de estos criterios de selección serían los siguientes:

I.- Un ingenio situado en una zona carente de energía eléctrica, pero con gran disponibilidad de agua, don

de el peso de la maquinaria no es factor importante, donde la turbina va a utilizarse como impulsor de un generador de electricidad, donde se requiere una potencia de 30 000 kw. En una situación como esta lo más recomendable es una turbina de vapor.

II.- Para una zona de explotación petrolera situada en un lugar carente de energía eléctrica, donde no hay posibilidad de generación de vapor debido a la poca -- disponibilidad de agua, pero donde existe una gran -- disponibilidad de gas natural, lo más recomendable -- es una turbina de gas.

III.- Una planta para generación de electricidad en una -- zona fría, donde se dispone de espacio reducido para instalaciones, donde hay gran disponibilidad de combustible, donde el único fluido de trabajo disponible es el aire, que se encuentra a muy baja temperatura, por lo que se favorece la eficiencia del ciclo de turbina de gas que es la opción más recomendable.

IV.- Para el caso en que los criterios de selección favo-

rezcan, tanto a la turbina de gas, como a la turbina de vapor, la clave de la selección, podría estar en el rango de capacidad de producción de cada una y de cual de las dos se desarrolla mejor en el rango de trabajo deseado. Aquí podría pensarse también en la instalación de una combinación turbina de vapor-turbina de gas, si la capacidad de producción y las necesidades de la planta lo permiten, esta combinación trabajará a una eficiencia mayor que si estuvieran trabajando solas la turbina de gas o la turbina de vapor.

- 5.- El aspecto termodinámico que se presenta en este trabajo, está basado en los ciclos termodinámicos para turbinas de gas y turbinas de vapor, desde un punto de vista general. Para hacer una comparación más profunda es necesario tomar en la práctica una turbina de gas y una turbina de vapor, en operación, que tengan el mismo tiempo de trabajo e ir evaluando una con respecto de la otra, haciendo un análisis termodinámico parte por parte y considerando todo tipo de pérdidas de energía.

CAPITULO VII
BIBLIOGRAFIA

B I B L I O G R A F I A

- 1.- A.H. Heitmann, J.W. Rizika.
Low Gost Small Gas Turbine
Mechanical Engineering
Nov., pag. 29-34 (1974)
- 2.- Antony E. John Hayes
Applied Thermodynamics
Ed. Oxford, Pergamon
pag. 51-55, 78-91, 100-121. (1963)
- 3.- R.G.A. Skrotzki
Gas Turbines
Power - Special Report
June., pag S2 - S24 (1962)
- 4.- B.G.A. Skrotzki
Steam Turbines
Power - Special Report
June., pag. S2-S34 (1962)
- 5.- Design and Equipment Application Section
Powe's First Gas Turbine Operating Cost Survey Power
Feb., pag. 67 (1960)

6.- Edward V Pollard

Figure Performance of a Double Autoextraction

Condensing Steam Turbine I

Power

Jan., pag. 58 - 60 (1963)

7.- Edward V. Pollard

Figure Performance of a Double Autoextraction

Condensing Steam Turbine II

Power

Feb., pag. 71 - 73 (1963)

8.- Edwin F. Church

Steam Turbines

Third Edition

Mc. Graw Hill Book Company, Inc.

Pag. 51 - 58

9.- E.W. Springer

Gas Turbines Options and Economics

Combustion

April, pag. 36 - 39 (1973)

10.- G.A. Bukhard

Steam Turbines for Industry

Combustion

Nov., pag. 42 - 46 (1974)

11.- Hans Hiedl

Thermodynamic of Combined Heat Power Cicles

Combustion

July, pag. 12-20 (1965)

12.- Jennings, Roges

Gas Turbines Analysis and Practice

Mc. Graw Hill Book Company Inc.

pag. 92 - 129

13.- John F. Farrow

User Guide to Steam Turbines

Hydrocarbon Processing

March, pag. 71 - 75 (1971)

14.- John F. Lee

Theory and Design of Steam and Gas Turbines

Mc. Graw Hill Book Company Inc.

Pag. 29 - 49, 82 - 91 (1954)

15.- John S. Sohre

You can predict Reliability of Turbomachinery
Hydrocarbon Processing

Jan., pag. 100 - 106 (1970)

16.- K. F. Maloney

Economic Potencial of Steam Turbines in the HPI
Hydrocarbon Processing

Nov., pag. 261 - 264 (1975)

17.- Lionel S. Marks

Mechanical Engineering Handbook

Sixth Edition

Mc. Graw Hill Book Company, Inc.

Pag. 9-68, 9-182

18.- R. E. Galbraith

Gas Turbine - Heart of a New Gas Plant

Hydrocarbon Processing

Vol 41, No. 10, pag. 151-153 (1962)

19.- R. K. Evans

Steam Turbines Cut Plant Operating Costs

Power

March, pag. 56 - 58 (1966)

20.- R. Martínez de Vedia

Motores Térmicos

Reverté, S.A.

Pag. 583 - 595

21.- Roberth H. Perry, Cecil H. Chilton

Chemical Engineers' Handbook

Fifth Edition

Mc. Graw Hill Book Company Inc.

Pag. 24-1 - 24-36 (1973)

22.- Roger Wylie

Energy Saving Turbines Uses Wastewater to

Raise Output

Chemical Engineering

Sept. 2, pag. 54 - 56 (1974)

23.- R. Tom Sawyer

Gas Turbine Progress

Mechanical Engineering

Nov., pag 102-110 (1958)

24.- Sack L. Paterson

Gas Turbines V.S. Steam Turbines as Drivers
For Baseload L.N.G. Plants
Pipeline and Gas Journal
Jan., pag. 32 - 40 (1974)

25.- Sidney A. Bresler

Prime Movers and Process Energy
Chemical Engineering
May., 23, pag. 128 - 144 (1966)

26.- W.B. Wilson and T.G. Hiniker

Cost and Performance of Gas Turbines Heat
Recovery Systems.
Hydrocarbon Processing
Vol 43, No. 11, pag. 217 - 224 (1964)

27.- W.B. Wilson, W.J. Hafner

The role of Gas and Steam Turbines to Reduce
Industrial Plant Energy Costs.
Combustión
Nov. pag. 32 - 41 (1973)

28.- Werner P. Aver

Using The Gas Turbines Heat

Mechanical Engineering

Dec., pag. 60 - 61 (1961)

A P E N D I C E

- A.- Cálculos en Turbinas de Vapor
- B.- Balance de Calor en la Turbina de Gas
- C.- Cálculos en las Turbinas de Gas
- D.- Pequeña relación de Turbinas existentes en el Mercado y_ sus fabricantes
- F.- Fuentes Principales de Energía
- F.- Aplicaciones industriales de Turbinas de Vapor
- G.- Hojas de Especificación

APENDICE A

CALCULOS EN TURBINAS DE VAPOR

Procedimiento de cálculo para la cantidad de vapor

motriz, para turbinas de vapor.

determinación del consumo teórico del vapor:

$$C_{t\text{vap.}} = \frac{2541.1}{(h_1 - h_2)} \frac{\text{lb.vap}}{\text{bhp.hr.}}$$

o bien, ya que (kilowatt hora) x 0.746 = bhp hr.

el consumo teórico del vapor es:

$$= \frac{3412.7}{h_1 - h_2} \frac{\text{lb vap.}}{\text{hra kw}}$$

Los valores teóricos de entalpia se pueden leer en un diagrama de Mollier.

Con referencia a la ecuación anterior:

$C_{t\text{vap}}$ = consumo teórico de vapor

h_1 = entalpia del vapor a la entrada de la turbina

h_2 = entalpia del vapor a la presión de escape y la entropia de entrada.

Teóricamente, la entropia es constante durante la

expansión; estos valores teóricos, deben corregirse para las ineficiencia en comportamiento de cada turbina particular, -- obteniendo así, el consumo real de vapor.

Determinación del consumo real del vapor:

La determinación del consumo real del vapor se pue de hacer mediante la ecuación:

$$C_{r\text{vap}} = \frac{C_{t.\text{vap}}}{\eta}$$

donde:

η = eficiencia de la turbina

Existen tablas que se han desarrollado para determinación del consumo teórico de vapor, estas tablas expresan los consumos de vapor en libras por Kw hora y la determinación directa con datos de comportamiento que se establecen, - estas tablas han sido desarrolladas por Canadian Westinghouse Company y se encuentran en el llamado "Catálogo Performance Data 1050" de dicha compañía.

Eficiencia de la turbina.

Factores determinantes de la eficiencia de la turbina:

- 1.- La relación de velocidad
- 2.- Las boquillas

La relación de velocidad se define como la relación óptima entre la velocidad de giro de la hoja y la velocidad del vapor que llega a ella.

NOTA:

Relación óptima para una etapa Rateau = 0.50

Relación óptima para una etapa Curtis = 0.28

La relación de velocidad se establece mediante las siguientes variables:

- a).- Combinación de diámetro de rueda y velocidad de hoja.
- b).- Pérdida de calor a entropía constante.

Usando la siguiente ecuación:

$$U_{\text{hoja}} = 223.8 \sqrt{h_1 - h_2} = \text{ft/seg.}$$

donde:

$h_1 - h_2$ = cambio isoentrópico de entalpia entre la entrada y la salida.

El cambio isoentrópico de entalpia se puede leer - en tablas de vapor, diagrama de Mollier o bien si se conoce el valor del consumo teórico de vapor con la siguiente ecuación:

$$\Delta h = h_1 - h_2 = \frac{3414}{C_{t_{vap}}}$$

donde:

3414 = equivalente eléctrico de energía calorífica en $\frac{BTU}{kw \text{ hra}}$

Las boquillas convierten la energía del vapor, en energía cinética (velocidad). De la teoría básica de las boquillas, se sabe que para relaciones de presión menores de 1.8:

- a).- la velocidad en el conducto de la boquilla se subsónica.
- b).- La boquilla deberá ser convergente
- c).- El flujo por las boquillas depende de las presiones de entrada y salida y están relacionadas por la ecuación $v \times w = V \times A$

donde:

v es el volumen específico

w es el flujo en lb/hrs.

V es la velocidad del vapor

A es el área del conducto de la boquilla

Para relaciones de presión mayores de 1.8:

- a).- La velocidad en el conducto de la boquilla es supersónica.
- b).- La boquilla debería ser divergente.
- c).- El flujo por la boquilla depende de la presión de entrada,

Determinación del consumo real de vapor.

Hay dos métodos para determinarlo:

- 1.- Método Elliot
- 2.- Método Aproximado.

1.- Método de Elliot.- Está basado en un procedimiento existente para máquinas Elliot, pero para cualquier otra mar
ca da un valor aproximado.

1o. paso.- En base a las especificaciones y requerimientos, se selecciona el tipo de turbina apropia
do en el catálogo comercial presentado por el proveedor.

2o. paso.- En base a las gráficas (en función del consumo teórico de vapor, velocidad de la turbina, revoluciones por minuto y tipo). Presentadas - por el proveedor, se selecciona el consumo base de vapor.

3o. paso.- Con la gráfica de velocidad - pérdidas de potencia presentada por el proveedor, determinar la potencia al freno (bhp). Se presenta una gr
áfica de este tipo a manera de ilustración.

en la gráfica A_1 .

- 4o. paso.- Determinación del grado de sobrecalentamiento del vapor motriz con la tabla (I) de Propiedades de Vapor.
- 5o. paso.- Determinación del factor de corrección por sobrecalentamiento con la Gráfica A_2 de consumo teórico de vapor y grado de sobrecalentamiento en °F.
- 6o. paso.- Consumo real de vapor, se calcula mediante la ecuación:

$$C_{r\text{vap.}} = \frac{CBV}{FCS} \times \frac{(H_p + pH_p)}{H_p}$$

donde:

CRV es el consumo real de vapor en lb/bhp hra.

CBV es el consumo base de vapor en lb/bhp hra.

FCS es el factor de sobrecalentamiento y es -
adimensional.

H_p es la potencia requerida para el accionador bhp.

pH_p son las pérdidas de potencia bhp.

Habiendo calculado el consumo real de vapor o el -

consumo aproximado, se puede calcular el consumo total de -- vapor de esta forma:

$$C_{tv} = CRV \times \text{Potencia requerida}$$

donde:

C_{tv} = consumo total de vapor.

2.- Método aproximado

Se utiliza una eficiencia aproximada que se fija a partir de la potencia, la velocidad y las condiciones de vapor motriz. (nomogramas). Las eficiencias varían dependiendo del diseño y el fabricante. Los nomogramas de las figuras I y II pueden usarse para fijar en forma aproximada, la eficiencia de la turbina.

La eficiencia varía entre 0.7 y 0.85 con la eficiencia se calcula el consumo real aproximado de vapor.

$$C_{r \text{ vap. aprox.}} = \frac{CTV}{\eta_a}$$

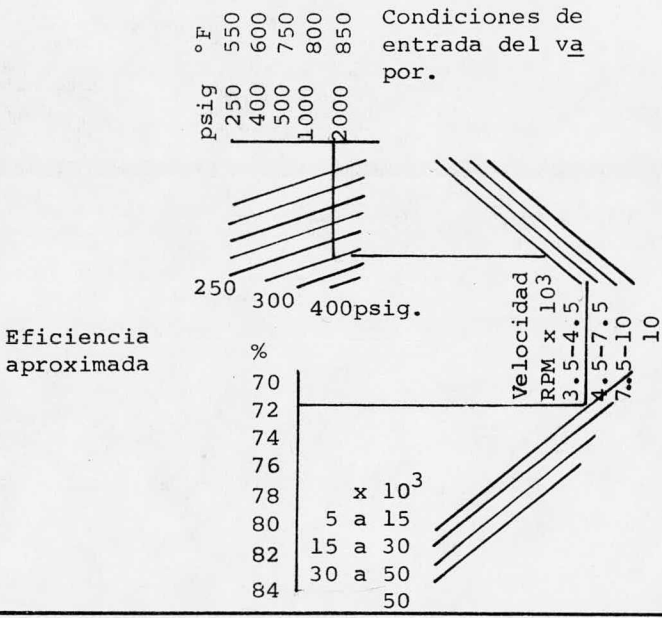


FIG. I.- Cálculo de eficiencia de turbina.

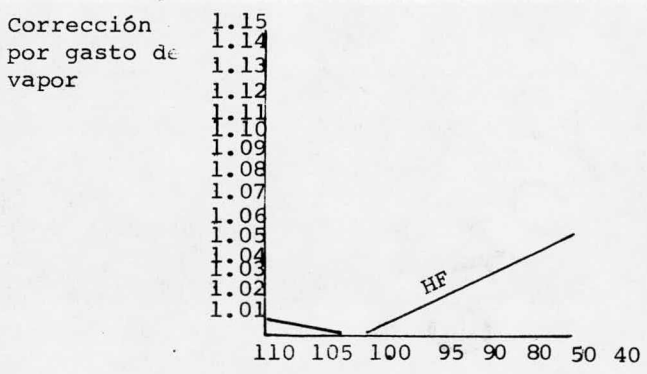
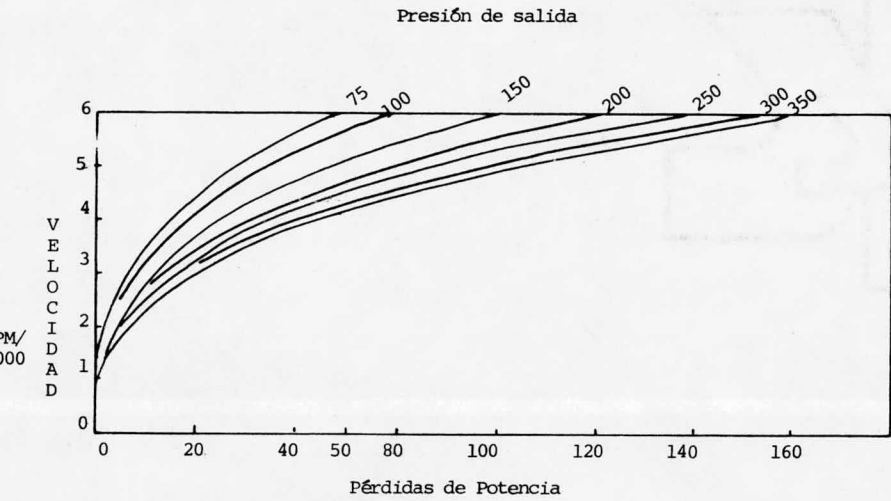
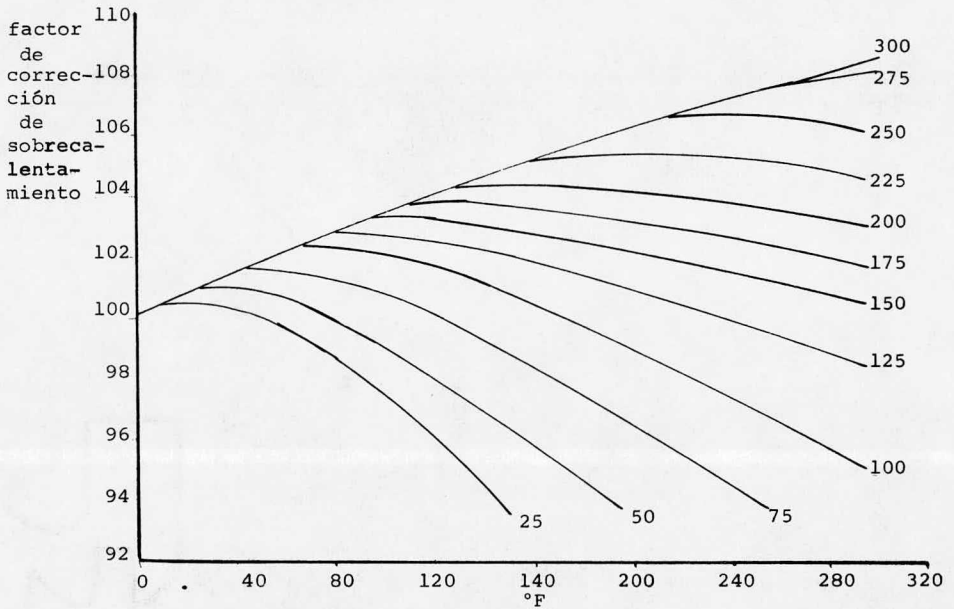


FIG. II.- Correcciones por operación a menor velocidad y/o carga.

GRAFICA A₁ CALCULO DE PERDIDAS DE POTENCIA



Gráfica A₂.- Determinación del factor de corrección por sobrecalentamiento

TABLA (I) PROPIEDADES DEL VAPOR DE AGUA 216.
 Temperatura de saturación a presión dada

psig	temp. de sat. °F	psig.	temp. de sat. °F	psig.	temp. de sat. °F	psig.	temp. de sat. °F
0	213	150	366	300	422	450	460
5	228	155	368	305	423	455	461
10	240	160	371	310	425	460	462
15	250	165	373	315	426	465	463
20	260	170	375	320	428	470	464
25	267	175	378	325	429	475	465
30	274	180	380	330	431	480	466
35	281	185	382	335	432	485	467
40	287	190	384	340	433	490	468
45	293	195	386	345	434	395	469
50	298	200	388	350	436	500	470
55	303	205	390	355	437	510	472
60	308	210	392	360	438	520	474
65	312	215	394	365	440	530	475
70	316	220	396	370	441	540	478
75	320	225	397	375	442	550	480
80	324	230	399	380	444	560	482
85	328	235	401	385	445	570	483
90	332	240	403	390	446	580	485
95	335	245	404	395	447	590	487
100	338	250	405	400	448	600	489
105	341	255	408	405	449	610	491
110	344	260	410	410	451	620	492
115	347	265	411	415	452	630	494
120	350	270	413	420	453	640	496
125	353	275	414	425	454	650	497
130	356	280	416	430	455	660	499
135	358	285	417	435	456	670	501
140	361	290	419	440	457	680	502
145	364	295	420	445	458	690	504

EXPLICACION DEL MOLLIER

Para las turbinas de multietapa más complejas, si es necesario obtener los cálculos de los consumos teóricos de vapor, por medio del diagrama de Mollier. Para esto es necesario considerar todas las propiedades termodinámicas en cada punto de diseño de la turbina, desde la entrada hasta la salida del vapor.

Propiedades termodinámicas involucradas en el diagrama de Mollier:

- 1.- Presión
- 2.- Temperatura
- 3.- Volumen específico
- 4.- Entalpia
- 5.- Entropia

El diagrama de Mollier tiene como ordenadas los valores del entalpia y como abscisas los valores de entropia; a través de estas coordenadas están hechas las familias de curvas que representan la presión, el volumen específico y la temperatura.

NOTA:

Si se considera un punto 1 a una temperatura y presión dada sobre el diagrama de Mollier y se expande el vapor considerado en ese punto hacia una presión más baja; el punto seguirá una trayectoria en línea recta, hacia el segundo punto; esta trayectoria representaría una expansión isentrópica al mismo tiempo que una disminución de entalpía, lo cual, representa la disminución en energía potencial y el incremento en energía cinética por libra de vapor. Para cualquier incremento en energía cinética del vapor, es posible calcular la velocidad que alcanza el vapor, durante la expansión, área y diámetro equivalente necesario para la expansión controlada del vapor.

Todo esto hace llegar a las siguientes conclusiones:

1.- El área requerida para la boquilla disminuye conforme se expande el vapor.

El punto de área mínima de la boquilla, es el conducto de la misma y su relación de presión se llama relación de presión crítica; la relación de presión crítica tiene

dos valores constantes:

$$r_{P_c} = 0.55 \quad \text{para vapor sobrecalentado inicialmente.}$$

$$r_{P_c} = 0.58 \quad \text{para vapor inicialmente seco y para vapor saturado o húmedo.}$$

2.- Después del conducto, la boquilla debe incrementarse -- otra vez, dando una parte divergente a la boquilla.

Hasta ahora se ha considerado una expansión meramente -- teórica, ya que en la práctica las pérdidas por fricción no permiten que se alcance la velocidad total en cualquier punto de la expansión, así que a pesar de que la presión cae a través de la boquilla de una presión 1 a otra más baja, no toda la energía potencial se convierte a energía cinética. - Por tanto el proceso no es isoentrópico ya que la entropía - aumenta.

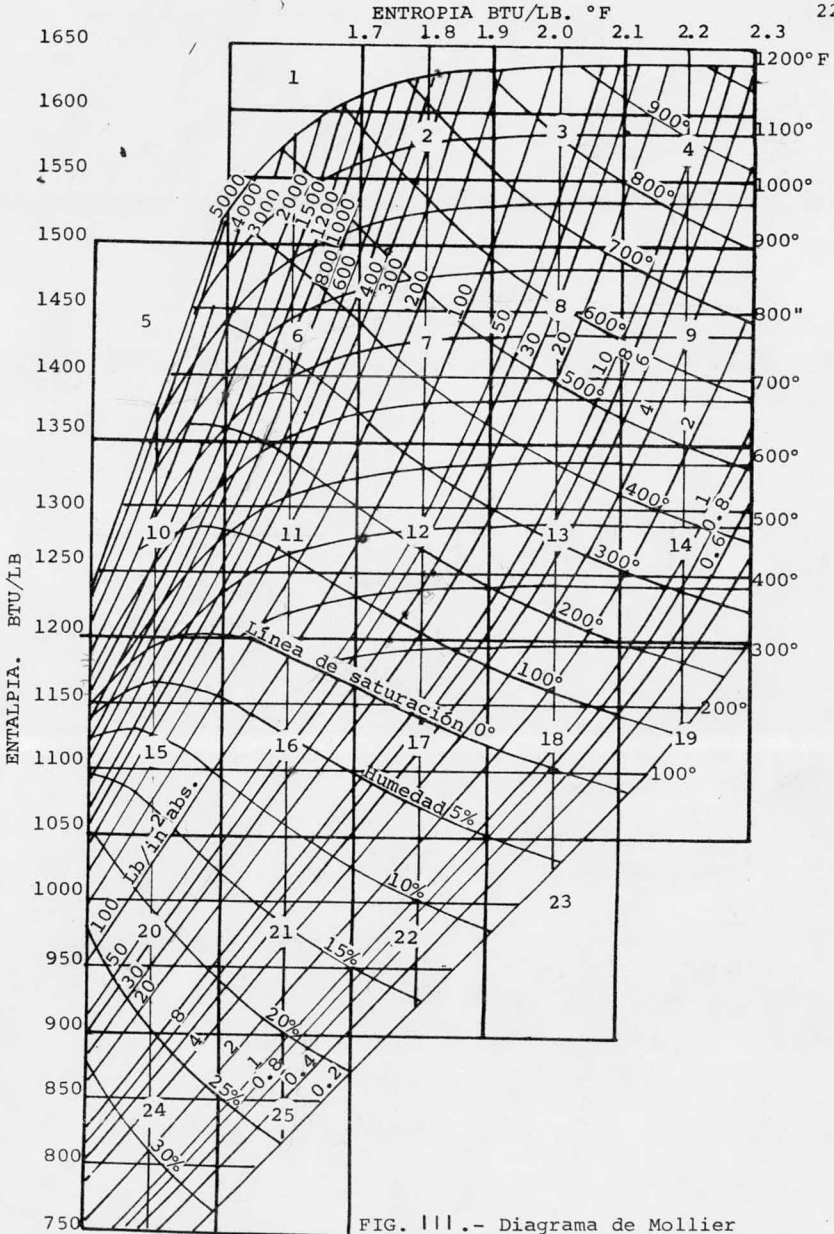
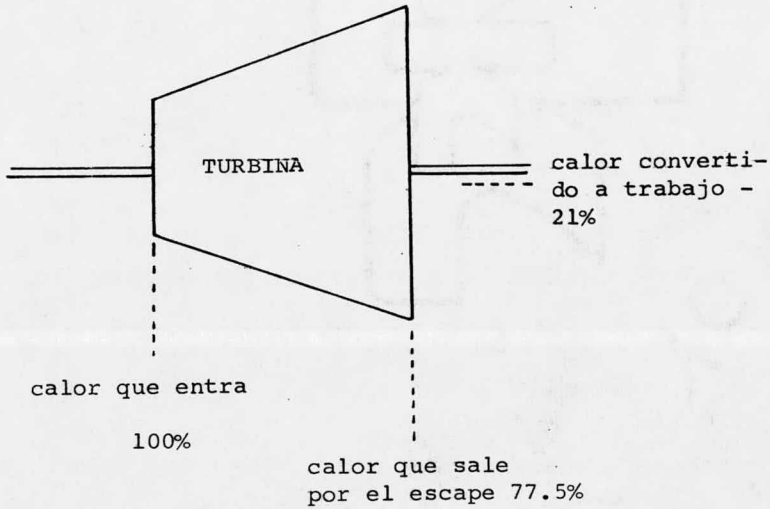


FIG. III.- Diagrama de Mollier

APENDICE B

BALANCE DE CALOR EN LA TURBINA DE GAS

Balance de calor en la turbina de gas:



Balance total

escape	77.5%	
trabajo	<u>21.0%</u>	
suma	98.5%	
pérdidas	<u>1.5%</u>	
	100.0%	total alimentado

APENDICE C

CALCULOS PARA LA TURBINA DE GAS

En la especificación de las turbinas de gas, el -- consumo del gas combustible y la cantidad de vapor generado_ utilizando los gases del escape de la turbina como medio de_ calentamiento, son dos de los datos más importantes, a conti_ nuación se presentan unas hojas de especificación para turbi_ nas de gas, así como los métodos de cálculo para el consumo_ de combustible y cantidad de vapor generado.

Cálculo de consumo de combustible:

1o. paso.- Calcular el consumo específico teórico C_{et} .

$$C_{et} = \frac{2545}{LHV} = \text{ft}^3/\text{hp hora.}$$

donde:

$LHV = \text{BTU}/\text{ft}^3 = \text{poder calorífico del combustible gaseoso.}$

C_{et} . = Se toma como función de las condiciones reales de tra_ bajo mediante la eficiencia.

La eficiencia.- Se especifica a las condiciones de carga y velocidad de diseño, basado en el valor del poder ca

calorífico bajo, del gas natural seco que se utiliza.

2o. paso.- El consumo total de gas se calcula mediante la --
ecuación.

$$C_{tg} = \frac{2545 \text{ BHP}}{\text{LHV } \eta} = \text{ft}^3/\text{hra.}$$

$$C_{tg} = \frac{61.08 \text{ BHP}}{\text{LHV } \eta} = \text{MMSCFD}$$

BHP = Potencia al freno de la máquina accionada.

LHV = Poder calorífico del gas que se usa = BTU/ft³

η = Eficiencia 20-30%

2545= Relación de calor en BTU/BHP.

Relación de calor = consumo calorífico, expresa la
eficiencia de conversión de energía térmica del gas a potencia en el accionador.

Entonces:

$$C_{tg} = \frac{\text{HR. BHP}}{\text{LHV}}$$

$$C_{tg} = \frac{61.08 \text{ BHP.hr}}{\text{LHV}} \times 10^3$$

APENDICE D

PEQUEÑA RELACION DE TURBINAS EXISTENTES EN EL MERCADO Y SUS FABRICANTES

CONSTRUCTOR	GENERAL ELECTRIC COMPANY				
	5000	10000	16500	21800	27500
Capacidad Kw	5000	10000	16500	21800	27500
Temperatura de Turbina en °F	1450	1450	1450	1450	1450
Relación de Presión	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0
C i c l o	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto
No. de Flechas	1	1	1	1	2
Velocidad de Flecha *1000 rpm	6.9	4.9	3.6	3.29	---
No. de Cilindros de Turbina	1	1	1	1	---
No. de Ruedas de Turbina en serie	---	---	---	---	---
No. de Cilindros de compresor	1	1	1	1	---
No. Interenfriadores	0	0	0	0	---
No. Etapas de Calentamiento	1	1	1	1	---
Tipo de Quemador	Múltiple	Múltiple	Múltiple	Múltiple	Múltiple
%Efectividad del Regenerador	0	0	0	0	---
Combustible	G.N.A.	G.N.	G.N.A.	G.N.A.	G.N.A.
Enfriamiento de Turbinas	Disco	Disco	Disco	Disco	---
Tipo de Compresor y No. de Etapas	Flujo A. 15	Flujo A.	Flujo A. 15	Flujo A. 15	Flujo A. ---

Referencia: R. Tom Sawyer (23) -
Para mayor información habrá que
consultar directamente los catá-
logos de los fabricantes.

CONSTRUCTOR

WESTINGHOUSE ELECTRIC CORPORATION

Capacidad Kw.	2400	3750	8500	16500
Temperatura de Turbina °F	1350	1350	1350	1350
Relación de Presión	4.9	4.1	6.0	6.0
C i c l o	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto
No. Flechas	1	2	1	1
Velocidad de Flecha *1000 rpm.	8.5	6.0	4.69	3.6
No. de Cilindros de Turbina	1	1	1	1
No. de Ruedas de Turbina en serie	-	2	-	-
No. de Cilindros de compresor	1	1	1	1
No. de Interenfriados	0	0	0	0
No. de Etapas de calentamiento	1	1	1	1
Tipo de Quemador.	Múltiple	Múltiple	Múltiple	Múltiple
% Efectividad del Regenerador	0	75	0	0
Combustible	G.N.A.	G.N.A.	G.N.A.	G.N.A.
Enfriamiento de Turbinas	- - -	- - -	- - -	- - -
Tipo de Compresor y	Flujo A.	Flujo A.	Flujo A.	Flujo A.
No. de Etapas	14	11	14	15

FABRICANTE	BROWN	BOVERY	CORPORATION	
Capacidad Kw.	2500	5200	20000	27000
Temperatura de Turbina en °F	1200	1200	1200	1100
Relación de Presión	4.6	4.6	16.0	8.0
C i c l o	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto
No. de Flechas	1	1	2	2
Velocidad de Flecha * 1000 rpm.	5.35	3.6	4.70/3.0	3.0/3.0
No. de Cilindros de turbina	1	1	2	3
No. de Ruedas de Turbina en serie	- - -	- - -	- - -	DFTC
No. de Cilindros de Compresor	1	1	2	4
No. de Interenfriadores	0	0	1	2
No. de Etapas de Calentamiento	1	1	2	2
Tipo de Quemador	sencillo	sencillo	sencillo	sencillo
% Efectividad del Regenerador	75	0	0	80
Combustible	G. de A.H.	G.N.	Aceite	Aceite
Enfriamiento de Turbina	E. Disco	E. Disco	E. Disco	- - -
Tipo de Compresor y	Axial	Axial	Axial	Axial
No. de Etapas				
Estator - Circuito fijo, en los dinamos (mecánica y eléctrica.)				

FABRICANTE	METROPOLITAN	VICKERS	ELEC	SOLAR AIRCRAFT COM-
	TRICAL COMPANY LTD.			PANY
Capacidad	1750 Kw	2500 Kw	50 hp	520 hp
Temperatura de Turbina en °F	1180	1292	1110	1460
Relación de Presión	5.0	5.38	2.35	4.6
C i c l o	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto
No. de Flechas	1	1	1	1
Velocidad de Flecha *1000 rpm	7.0	7.0	38.25	20.0
No. de Cilindros de Turbina	1	1	1	1
No. de Ruedas de Turbinas en serie	- - -	- - -	- - -	- - -
No. de Cilindros de Compresor	1	1	1	1
No. de Interenfriadores.	0	0	0	0
No. de Etapas de <u>Ca</u> lentamiento	1	1	1	1
Tipo de Quemador	Múltiple	Múltiple	Sencillo	Sencillo
% de Efectividad del Regenerador	0	0	0	0
Combustible	Aceite	Aceite	Aceite y Kerosena	Aceite y Kerosena
Enfriamiento de Turbina	- - -	- - -	- - -	- - -
Tipo de Compresor y	Flujo A.	Flujo A.	Centrífugo	Flujo A.
No. de Etapas	14	15	1	10

FABRICANTE	Utica División Corporation	Curtis-Wright Corporation	Escher Wyss LTD	Clarck Bros.Co.
Capacidad	60 hp	2800 hp	2000kw	6200 kw
Temperatura de Turbina en °F	- - -	- - -	1220	1350
Relación de Presión	2.9	- - -	3.6	4.25
C i c l o	Abierto	Abierto	Cerrado	Abierto
No. de Flechas	1	2	1	2
Velocidad de Rueda * 1000 rpm	46.0	- - -	12.75	5.0/3.6
No. de Cilindros de Turbinas	1	1	1	1
No. de Ruedas de Turbinas en serie	- - -	2	- - -	2
No. de Cilindros de Compresor	1	1	1	1
No. de Interenfriadores	0	0	1	0
No. de Etapas de Calentamiento	1	1	1	1
Tipo de Quemador	Sencillo	Múltiple	Externo	Sencillo
% de Efectividad del Regenerador	0	0	90	0
combustible	Aceite	A.G.N.C.	Pulv.	Aceite
Enfriamiento de Turbina	- - -	- - -	- - -	Disco de Enfriamiento
Tipo de Compresor	Centrífugo		Centrífugo	Flujo A.
No. de Etapas	1	- - -	3	13

FABRICANTES	Ruston & Hornsby LTD	John Brown & Co	Sulzer	English Electric Co. LTD
Capacidad	650	2000	7500	1910
Temperatura de Turbina en °F	1340	1220	1256	1430
Relación de Presión	4.1	3.6	6.6	4.8
C i c l o	Abierto	Cerrado	Abierto	Abierto
No. de Flechas * 1000rpm	11.5/6.0	12.75	4.25	8.25/7.0
No. de Cilindros de Turbina	1	1	1	1
No. de Ruedas de Turbinas en serie	2	- - -	- - -	2
No. de Cilindros de Compresor	1	1	2	1
No. de Interenfriadores	0	1	1	0
No. de Etapas de Calentamiento	1	1	1	1
Tipo de Quemador	Sencillo	Sencillo	Sencillo	Doble
% de Efectividad del Regenerador	75	87	77	60
Combustible	Aceite	Turba	G. de A. H.	Aceite Disco
Enfriamiento de - Turbina	Disco y Estator de Enfriamiento			Disco
Tipo de Compresor	Flujo Axial	Centrífugo	Flujo A.	F./A.C.
No. de Etapas	13	3	21	

Turba-Combustible fósil formado por materias vegetales + carbonizadas 60% de carbono; combustible poco poder calorífico que desprende mucho humo y deja residuos - estiércol mezclado con carbón mineral.

FABRICANTE	Air Research Manufacturing Company	David Budworth Limited	Boeing Airplane Co.
Capacidad	100 hp	45 hp	240 hp
Temperatura de Turbina en °F	1550	1480	1500
Relación de Presión	3.3	2.7	3.95
C i c l o	Abierto	Abierto	Abierto
No. de Flecha	1	1	2
Velocidad de Flecha * 1000 rpm.	6.0	45.0	35.5/2.92
No. de Cilindros de Turbina	1	1	1
No. de Ruedas de Turbinas en serie	- - -	- - -	2
No. de Cilindros de Compresor	- - -	1	1
No. de Interenfriadores	1	0	0
No. de Etapas de Calentamiento	1	1	1
Tipo de Quemador	Sencillo	Sencillo	Doble
% de Efectividad del Regenerador	0	0	0
Combustible	Aceite, Diesel	Aceite	Aceite
Enfriamiento de Turbina	ninguno	- - -	- - -
Tipo de Compresor y	Centrífugo	Centrífugo	Centrífugo
No. de Etapas	2	1	1

En el mercado existen las siguientes turbinas de gas para accionamiento de compresores: se anotan a continuación los nombres de los distribuidores y los hp disponibles.

No. 1 .- Solar

1000 a 2000 hp

No. 2 .- Alison

2000 a 3000 y 3000 a 4000 hp.

No. 3 .- Dreser Clark

8000 a 9000 y 9000 a 10000 hp.

No. 4 .- Ingersoll Rand

3000 a 4000, 4000 a 5000 y 5000 a 6000 hp.

No. 5 .- Orenda

7000 a 10 000 hp de mil en mil.

No. 6 .- Cooper Pressemer

2000 a 3000, 10 000 a 11 000, 12 000 a 13 000 y

16 000 a 17 000 hp.

No. 7 .- G 1

7 000 a 10 000 hp de mil en mil y 15 000 a 20 000 hp

de mil en mil.

No. 8 .- Westinghouse

3000 a 4000 hp. 8000 a 11 000 hp de mil en mil y de

13 000 a 22 000 hp de mil en mil.

APENDICE E

FUENTES PRINCIPALES DE ENERGIA Y % DE LA ENERGIA GENERADA
EN EL MUNDO A PARTIR DE ELLAS PARA LOS AÑOS 1950 - 1985. X

FUENTE	1950	1965	1975	1985
Petróleo	33	47	50	49
Gas natural	10	16	17	19
Carbón	48	28	23	18
Fuerza de agua	7	7	7	7
Potencia nuclear	--	<1	2	7
Otros	2	2	1	1

NOTA:

En la tabla anterior no están incluidos: Rusia, Este de Europa y China.

X Referencia (25) Sidney A Bresler.

APENDICE F

APLICACIONES INDUSTRIALES DE TURBINAS DE VAPOR

Aplicación en la Industria de:	Rango de Capacidad ó Potencia Normal (Mw)	Condiciones de Vapor vivo	
		Rango de Presión (Atmósfera)	Rango de Temperatura (°C)
Caña de Azúcar	1 a 4.5	10 a 26	230 a 420
Azúcar de Remolacha	2 a 11	17 a 65	280 a 495
Sales y Sosa	1 a 13	6.5 a 140	250 a 535
Farmacéuticos	4 a 10	35 a 80	440 a 500
Textiles	1 a 7	18 a 65	300 a 520
Alimentos	1 a 15	15 a 60	270 a 475
Acero, Cobre, Níquel	1 a 13	2.5 a 125	315 a 525
Químicos	1.9 a 63	18 a 58	280 a 525
		70 a 137	520 a 525
Pulpa y Papel	1 a 15	15 a 65	330 a 470
	20 a 47.7	70 a 80	400 a 535
Motores para Autos	1.6 a 18	36 a 112	435 a 525
	48 a 50	110 a 135	525 a 535

+ Referencia: G.A. Bukhard (10)

Presión de Vapor de Proceso Extracción (ATM)	Contra Presión (ATM)	Clase de Operación			Proporción (%) Impul- sor de Bomba o Compre- sor.
		Extracción Contra Presión	Extrac. Contra Presión	Conden- sación.	
—	1.2 a 3.73	100	—	—	—
—	2.45 a 4.0	100	—	—	—
6.5 a 13	1 a 6	75	15	10	50
—	6.5 a 9.5	100	—	—	—
7.5 a 20	2.5 a 5	60	10	30	10
9-17.5	1.5 a 5	45	25	30	—
—	15 a 27	90	—	10	—
—	1.3 a 8	9.5	—	5	5
15 a 45	1.3 a 7	4.5	5	50	—
8 a 15	2.5 a 5	45	15	40	—
9.5	2.5 a 2.8	25	—	75	—

235.

Aplicación en la Industria de:	Rango de Capacidad o Potencia N.(ATM)	Condiciones de Rango de Presión (ATM)	Vapor en Vivo Rango de Temperatura (°C)
Petroquímicos	1.7 a 15	3 a 55	350 a 480
	15 a 20	55 a 75	470 a 535
	30 a 72	75 a 135	500 a 535
Aluminio	1 a 3	8 a 60	270 a 485
	14 a 47.5	60 a 100	400 a 520
Calefacción			
Regional:			
Con residuo de Incineración	1 a 26.8	16 a 38	210 a 438
Con quemado de Aceite	2.3 a 30 4 a 70	22 a 112 3 a 125	360 a 535 410 a 535
Otros	1.2 - 13	2 a 110	400 a 520

Clase de Operación	de Vapor de Proceso	Contra Presión (ATM)	Clase de Operación			Proporción (%)
			Contra Presión	Extrac. Contrap.	Extrac. Conden.	
37		4 a 5.5	30	10	60	10
12		1 a 5	70	10	20	60
		1.2 a 2.8	40	—	60	—
15		.5 a 5	50	50	—	—
		12.5 a 15.5	0.6 - 4.5	—	100	—
23		1.4 a 9	70	10	20	—

APENDICE G

HOJAS DE ESPECIFICACION

PROYECTO No. _____ CLAVE No. 238. _____
 ORDEN DE COMPRA No. _____
 REQUISICION No. _____
 CATALOGO No. _____
 PAGINA No. _____ POR _____
 FECHA _____ REVISION _____

HOJA DE ESPECIFICACION PARA TURBINA DE VAPOR

APLICABLE A: <input type="radio"/> PROPUESTAS <input type="radio"/> ADQUISICION <input type="radio"/> CONSTRUCCION				
PARA _____		UNIDAD _____		
LUGAR _____		SERIE No. _____ No. REQUERIDO _____		
SERVICIO _____		EQUIPO IMPULSOR _____		
FABRICANTE _____		MODELO _____		
NOTA: <input type="radio"/> INDICA INFORMACION A COMPLEMENTARSE POR EL COMPRADOR <input type="radio"/> POR EL FABRICANTE NUMERO DE PARRAFOS INTERIORES () REFERIDOS A PARTES APLICABLES DE ESTE ESTANDAR				
CONDICIONES DE OPERACION				
EVALUADO NORMAL	HP	VELOCIDAD, RPM		CONDICION
CONDICIONES DE VAPOR				EVALUADO NORMAL
PRESION PSIG	MAXIMO	NORMAL	MINIMO	
TEMPERATURA °F				GASTOS DE VAPOR LB/HP/HR
PRESION DE SALIDA PULG. HG. ABS.				
MAXIMA PRESION DE SALIDA DE LA CARCAZA _____ PSIG.				POSICION DE VALVULA MANUAL No. ABIERTO No. CERRADO
AGUA DE ENFRIAMIENTO: ENTRADA _____ °F SALIDA _____ °F				
PRESION DEL EQUIPO IMPULSOR LB/PULG ² ALTA _____ BAJA _____				<input type="radio"/> TEMPERATURA NORMAL DE SALIDA _____ °F <input type="radio"/> AGUA DE ENFRIAMIENTO REQUERIDA _____ GPM <input type="radio"/> MAXIMOS HP POTENCIALES _____
SERVICIO <input type="radio"/> CONTINUO <input type="radio"/> INTERMITENTE <input type="radio"/> DE EMERGENCIA				
OTRAS CONDICIONES DE OPERACION				
	HORSEPOWER	RPM	P ₁	T ₁
A				
B				
No. DE VALVULAS MANUALES _____ PARA <input type="radio"/> NORMAL <input type="radio"/> ESTIMADO <input type="radio"/> A <input type="radio"/> B				
TIPO DE COJINETES				
<input type="radio"/> RADIAL <input type="radio"/> AXIAL DE TOPE				
ACCESORIOS				
CLASIFICACION NEMA DEL TIPO DE REGULADOR				
<input type="radio"/> MECANICO <input type="radio"/> HIDRAULICO <input type="radio"/> RELEVADOR DE ACEITE				
RANGO AJUSTABLE DE VELOCIDAD MAS _____ % MENOS _____ %				
<input type="radio"/> CAMBIADOR MANUAL DE VELOCIDAD				
<input type="radio"/> RIESGO ELECTRICO CLASE _____ GRADO _____ DIVISION _____				
<input type="radio"/> ENVIO DE SEÑALES A CONTROL REMOTO				
<input type="radio"/> PLACA SOPORTE <input type="radio"/> CIMENTADO POR _____				
<input type="radio"/> ADITAMENTO PARA TRANSMISION <input type="radio"/> PARA ACCIONADOR DE MAQUINA				
<input type="radio"/> PRENSAESTOPAS DEL CONDENSADOR MONTADO _____				
<input type="radio"/> COPLE DE MONTAJE <input type="radio"/> FLECHA CONICA RECTA				
<input type="radio"/> AISLAMIENTO <input type="radio"/> CHAQUETA <input type="radio"/> VALVULA SENTINELA				
PRUEBAS E INSPECCION				
R = REQUERIDO W = ATESTIGUADO				
INSPECCION <input type="radio"/> SUPERFICIE PARTES				
<input type="radio"/> CORRIDA SIN CARGA <input type="radio"/> DESARMADO DESPUES DE LA PRUEBA				
P. HIDRAULICA ENTRADA _____ PSIG CARCAZA EX. <input type="radio"/> _____ PSIG				
<input type="radio"/> COMPORTAMIENTO <input type="radio"/> EQUIPO AUXILIAR				
<input type="radio"/> RESPUESTA DEL GOBERNADOR A LAS SEÑALES DE CONTROL				
<input type="radio"/> HOJAS DE DATOS DE PRUEBA REQUERIDA				
DIAGRAMA No. _____ SECCION No. _____				
CONEXIONES TAMAÑO ESPECIFICACION USASI RECTIF. POSICION				
ENTRADA				
SALIDA				
DRENADO				
AGUA DE ENFRIAMIENTO				
<input type="radio"/> RPM MAX _____ CRITICAS _____				
<input type="radio"/> ENTRADA A LA CARCAZA _____ PSIG _____ °F INTERC. _____ PSIG				
<input type="radio"/> MAXIMAS RPM PERMITIDOS _____ PESO _____ LB				
OBSERVACIONES				
ENGRANAJE SURTIDO POR _____ RELACION _____				
TIPO _____				
NOTA: PARA INFORMACION ADICIONAL SOBRE EL ENGRANAJE, USAR LA HOJA DE ESPECIFICACION API STD 613.				

NOTA:

El fabricante de la turbina deberá dar cualquier información adicional, considerando: cargas parciales, cambios en presión de vapor (no variaciones) y temperatura, datos de evaluación de costos de vapor y datos sobre el sistema más recomendable, para economizar en costos de inversión y/o costos de operación, etc.

El comportamiento exacto solo lo puede dar el fabricante, para una turbina específica, seleccionada para operar en un conjunto particular de condiciones, sin embargo, se pueden hacer estimados, que normalmente son poco satisfactorios para evaluaciones generales y comparaciones. Los criterios más útiles son gasto de vapor y costo del sistema; el gasto de vapor, es el flujo de vapor, en libras por caballo de potencia al freno, producido por hora a través de la turbina y se establece para una producción de potencia de flecha definida, dando presión de vapor de escape y rpm de flecha.

Las turbinas de etapa sencilla son de menor costo, pero normalmente de más baja eficiencia que una unidad multi etapa.

PROYECTO No. _____ HOJA DE ESPECIFICACION
 _____ PARA TURBINA DE GAS
 B/N No. _____

A- _____
 PAG. _____ DE _____ PAGS.
 PRECIO UNITARIO _____
 No. DE UNIDADES _____
 CLAVE No. _____

FABRICANTE _____ MODELO _____ TIPO _____
 No. DE CILINDROS DE POTENCIA _____ No. DE CICLO _____ (SOBRECARGADA) (TURBOFLUJO) (_____)
 IMPULSION DE CILINDROS DEL COMPRESOR (DIRECTA) (BANDA) (ENGRANE) ALTITUD _____ Ft
 BHP ESTIMADOS A NIVEL DEL MAR @ _____ °F _____ RPM RANGO DE VELOCIDAD MAX MIN
 DIAMETRO DE CILINDROS DE POTENCIA _____ PULGS. LONGITUD DE CARRERA _____ PULGS.
 CONSUMO DE COMBUSTIBLE @ TORQUE A CARGA TOTAL _____ 3/4 CARGA _____ 1/2 CARGA _____ BTU/BHP.HR.
 MEP DE CILINDROS DE POTENCIA @ TORQUE A CARGA TOTAL _____
 GAS COMBUSTIBLE: PRESION _____ PSIG. VOLUMEN DEL TANQUE _____ Ft³ (POR EL COMPRADOR) _____
 AIRE PARA ARRANQUE: PRESION _____ PSIG Ft³ LIBRES DE AIRE/INICIO _____ BASADO EN REV.
 CAPACIDAD DEL TANQUE Ft³/PARTIDA _____
 SISTEMA DE LUBRICACION CON ACEITE: CAPACIDAD DEL SUMIDERO _____ GAL. CAPACIDAD BOMBA GPM A VELEST
 TEMP. DE SALIDA DEL LUBRICANTE _____ °F PRESION DE ACEITE _____ PSI. CALOR CEDIDO AL ACEITE BTU/BHP/Hr
 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO: CAPACIDAD DE LAS CHAQUETAS DE LA MAQUINA _____ GALONES TOTALES
 CALOR CEDIDO A LAS CHAQUETAS DE LA MAQUINA _____ BTU/BHP/Hr
 ΔP EN LAS CHAQUETAS DE LA MAQUINA: GPM _____
 ΔP, PIES DE AGUA _____
 TEMP. DE RECIRC. A LAS CHAQUETAS _____ °F MAXIMA ΔT A TRAVES DE LAS CHAQUETAS _____ °F

A C C E S O R I O S

ENRIADOR DE ACEITE DE LUB. _____ BOMBA DE ACEITE DE LUB. _____ PISTONES DE POTENCIA ENFRIADOS _____
 CON ACEITE _____
 ALIMENTACION DE LUBRICANTE A LOS CILINDROS DE COMPRESION Y POTENCIA _____ REGULADOR _____
 COLADOR Y FILTRO DE ACEITE DE LUBRICACION _____ FILAMENTO DE IGNICION _____
 TIPO DE IGNICION _____
 VALVULAS AUTOMATICAS DE AIRE PARA ARRANQUE Y VALVULA PRINCIPAL DE ABERTURA RAPIDA _____
 CIERRE AUTOMATICO DE COMESTIBLE GASEOSO PARA:
 a) ALTA TEMPERATURA DEL AGUA EN LA CHAQUETA _____ b) BAJA PRESION DE ACEITE DE LUBRICACION _____
 c) VELOCIDAD EXCESIVA _____
 TERMOPARES DE PIROMETRO Y CILINDRO INDIVIDUAL _____ VALVULA DE PASO DE COMBUSTIBLE _____
 OPERACION MANUAL ADEMÁS DE LA ESTIPULADA _____ VALVULA DE PARO PARA GAS COMBUSTIBLE _____
 REGULADOR DE DIAFRAGMA _____ TACOMETRO (ELECTRICO, MECANICO) CON EMBRAGUE _____
 PROTECCION DE RUEDA VOLANTE _____ BOMBA PRELIMINAR DE ACEITE DE LUBRICACION _____
 ALARMA PARA ALTA TEMPERATURA DEL AGUA EN LA CHAQUETA Y BAJA PRESION DE ACEITE DE LUBRICACION _____
 ANILLOS DE PISTON ESPECIAL _____
 SILENCIADORES DEL ESCAPE: FABRICANTE _____ MODELO _____ TAMAÑO _____
 FILTRO DE AIRE DEL BAÑO DE ACEITE: FABRICANTE _____ MODELO _____ TAMAÑO _____
 VALVULA DE ALIVIO EN LA CAMARA DE COMBUSTION _____ TAMAÑO _____
 TABLERO DE CONTROL _____ ESCALERAS DE ACCESO A LA MAQUINA, PLATAFORMAS, ETC. _____
 CONEXIONES DE TUBERIA: (DIAMETRO EN PULGADAS) AIRE PARA ARRANQUE _____ ESCAPE _____
 GAS COMBUSTIBLE _____ ENTRADA DE ACEITE DE LUBRICACION _____ SALIDA DE ACEITE _____
 ENTRADA DE AGUA _____ SALIDA DE AGUA _____ ENTRADA DE AIRE PARA LIMPIEZA _____

O B S E R V A C I O N E S

PROVEEDOR, MODELO, TAMAÑO, TIPO DE MATERIALES DE CONSTRUCCION, ETC. SOBRE TODO EQUIPO SURTI
 DO POR EL VENDEDOR.

A	APROBADO	REVISION	REVISION	REVISION
FECHA				
PARA:				